



**TİTREŞİM İZOLATÖRÜ KULLANILARAK
PRES TEZGÂHININ TEMELİNDEKİ
TİTREŞİMLERİN AZALTILMASI
ÜZERİNE BİR ARAŞTIRMA**

DOKTORA TEZİ

Ahmet KÖKEN

Danışman

Prof. Dr. Abdurrahman KARABULUT

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Temmuz 2023

AFYON KOCATEPE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DOKTORA TEZİ

**TİTREŞİM İZOLATÖRÜ KULLANILARAK PRES TEZGÂHININ
TEMELİNDEKİ TİTREŞİMLERİN AZALTILMASI ÜZERİNE BİR
ARAŞTIRMA**

Ahmet KÖKEN

Danışman

Prof. Dr. Abdurrahman KARABULUT

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Temmuz 2023

TEZ ONAY SAYFASI

Ahmet KÖKEN tarafından hazırlanan “Titreşim İzolatörü Kullanılarak Pres Tezgâhının Temelindeki Titreşimlerin Azaltılması Üzerine Bir Araştırma” adlı tez çalışması lisansüstü eğitim ve öğretim yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca 06 / 07 / 2023 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından **oy birliği** ile Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği **Anabilim Dalı’nda DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Abdurrahman KARABULUT

Başkan : Prof. Dr. Hüseyin Serdar YÜCESU
Gazi Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi

Üye : Prof. Dr. Hamit SOLMAZ
Gazi Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi

Üye : Prof. Dr. Abdurrahman KARABULUT
Afyon Kocatepe Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi

Üye : Doç. Dr. Ali Ekrem ARITAN
Afyon Kocatepe Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi

Üye : Dr. Öğr. Üye. Şükrü Ayhan BAYDIR
Afyon Kocatepe Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi

Afyon Kocatepe Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun
..... /..... /..... tarih ve
..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

.....
Prof. Dr. İbrahim EROL
Enstitü Müdürü

BİLİMSEL ETİK BİLDİRİM SAYFASI

Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- Atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- Ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

06 / 07 / 2023

Ahmet KÖKEN

ÖZET

Doktora Tezi

TİTREŞİM İZOLATÖRÜ KULLANILARAK PRES TEZGÂHININ TEMELİNDEKİ TİTREŞİMLERİN AZALTILMASI ÜZERİNE BİR ARAŞTIRMA

Ahmet KÖKEN

Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Abdurrahman KARABULUT

Üretim sırasında preslerde oluşan dinamik kuvvetler tezgâhın gövdesi yardımıyla zemine iletilmektedir. Kuvvetin şiddetine göre zeminde salınım oluşmaktadır. Bu kuvvetlerin yalıtılması amacıyla tezgâh ile zemin arasına yalıtım elemanı olarak izolatör yerleştirilmiştir. İzolatörün, pres zemin titreşim seviyelerinin azaltılmasında etkili olduğu görülmüştür. Çalışmada, verileri elde etmek için sistemin titreşim modelleri oluşturulmuştur, bu amaçla tek serbestlik dereceli ve çift serbestlik dereceli simulink modelleri kurulmuştur. Ayrıca, diferansiyel denklemlerin Matlab çözümleri de yapılmıştır. Çalışmada toprak rijitliği de önemli bir etki olarak göz önünde bulundurulmuştur. Zemine kuvvetin iletiminde izolatör parametreleri ve toprak rijitliği etkili olduğu görülmüştür. Montaj sisteminin rijitlik oranı 0,01 seçildiğinde, zemin titreşiminin önemli ölçüde azaldığı görülmüştür. Deneysel bulgularla dinamik modellemeden elde edilen sonuçların birbirine yakın olduğu görülmüştür. Deneysel sonuçlar, burada önerilen dinamik modelin presin gerçek çalışma durumuyla tutarlı olduğunu ve dinamik modelin geçerliliğinin doğrulandığını göstermektedir.

2023, x + 107 sayfa

Anahtar Kelimeler: Pres titreşimi, titreşim izolatörü, dinamik modelleme, titreşim izolasyonu.

ABSTRACT
Ph.D. Thesis

**A RESEARCH ON REDUCTION OF VIBRATIONS AT FOUNDATION OF PRESS
WORKBENCH USING VIBRATION ISOLATOR**

Ahmet KÖKEN

Afyon Kocatepe University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Engineering Mechanical

Supervisor: Prof. Abdurrahman KARABULUT

The dynamic forces that occur in the presses during production are transmitted to the ground with the help of the machine's body. Depending on the strength of the force, oscillation occurs on the ground. In order to isolate these forces, an insulator is placed between the machine and the floor as an insulation element. The isolator has been found to be effective in reducing press floor vibration levels. In the study, vibration models of the system were created to obtain the data, and for this purpose, single degree of freedom and double degree of freedom simulink models were established. In addition, Matlab solutions of differential equations are also made. Soil stiffness was also considered as an important effect in the study. It has been observed that insulator parameters and soil stiffness are effective in the transmission of force to the ground. When the stiffness ratio of the mounting system was selected as 0.01, it was observed that the ground vibration was significantly reduced. It has been observed that the experimental findings and the results obtained from dynamic modeling are close to each other. Experimental results show that the dynamic model proposed here is consistent with the actual working condition of the press and the validity of the dynamic model is verified.

2023, x + 107 pages

Keywords: Press vibration, vibration isolator, dynamic modeling, vibration isolation.

TEŞEKKÜR

Bu araştırmanın konusu, deneysel çalışmaların yönlendirilmesi, sonuçların değerlendirilmesi ve yazımı aşamasında yapmış olduğu büyük katkılarından dolayı tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Abdurrahman KARABULUT, Matlab programı kullanımı konusundaki desteklerinden dolayı Dr. Öğr. Üye. Kerim KARABACAK'a, ayrıca makinelerinde deney yapmamıza ve pratik deneyim kazanmamıza izin verdikleri için Kütahya EGM Metal Kamil SOYGÜR ve çalışanlarına, araştırma ve yazım süresince her konuda öneri ve eleştirileriyle yardımlarını gördüğüm hocalarıma ve arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Bu araştırma boyunca maddi ve manevi desteklerinden dolayı aileme teşekkür ederim.

Ahmet KÖKEN
Afyonkarahisar, 2023

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
RESİMLER DİZİNİ.....	x
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR BİLGİLERİ	6
2.1 Kaynak taraması	6
3. MATERYAL ve METOT	35
3.1 Giriş	35
3.2 Titreşim Kavramı.....	35
3.3 Titreşimi Analiz Etme Yöntemi	37
3.4 Titreşimi Azaltma Yöntemleri	39
3.4.1 Titreşimin Kaynağında Azaltılması	40
3.4.2 Tepkisinde Titreşimin Azaltılması.....	41
3.4.3 Titreşim İzolatörlerinin Yerleştirilmesi.....	41
3.5 Titreşim İzolatörleri	42
3.6 Bir İzolatörün Etkinliğinin Değerlendirilmesi	45
3.7 Sertlik ve Sönümlemenin İzolatörün Performansı Üzerindeki Etkisi	47
3.8 Serbestlik Derecesi	50
3.9 Tek Serbestlik Dereceli Sistemlerin Serbest Titreşimi	53
3.9.1 Sönümsüz Doğrusal Sistemlerin Serbest Titreşimi	54
3.9.1.1 Newton'un İkinci Hareket Kanunu ile Hareket Denklemi.....	54
3.10 Harmonik Uyarımlı Titreşim.....	56
3.10.1 Hareket Denklemi	57
3.10.2 Harmonik Kuvvet Altındaki Sönümsüz Bir Sistemin Cevabı	58
3.10.3 Harmonik Kuvvet Altındaki Sönümlü Bir Sistemin Cevabı	64

3.11 İki Serbestlik Dereceli Sistemler	69
3.11.1 Zorlanmış Titreşimin Hareket Denklemleri.....	69
3.12 Çok Serbestlik Dereceli Sistemler	71
3.12.1 Sürekli Sistemlerin Modellenmesi	71
3.12.2 Hareket Denklemlerinde Newton İkinci Kanununun Kullanımı	72
3.13 Pres Dinamik Cevabına Titreşim İzolatörünün Etkisi	75
3.13.1 Matematiksel Modeller.....	75
3.13.2 Darbe Yüğü.....	76
3.13.3 Analiz Yöntemi	77
3.14 Deneysel Çalışma	80
3.14.1 Tezgah ve Yalıtım Malzemesi	80
3.14.2 Deneysel Kurulum ve Titreşim Ölçümü.....	81
4. BULGULAR.....	85
4.1 Matlab Simulink Simülasyonu	85
4.1.1 Zemin Titreşim Yerdeğiştirme Değerleri	85
4.1.2 Zemin Titreşim Hız Değerleri.....	87
4.1.3 Zemin Titreşim İvme Değerleri	90
4.1.4 Zemine İletilen Kuvvetin Zamana Bağlı Değişimi	90
4.2 C Tipi Eksantrik Pres Titreşim Takozu Uygulaması.....	91
4.3 Simülasyon ve Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması	92
5. TARTIŞMA ve SONUÇ	94
6. KAYNAKLAR	97
ÖZGEÇMİŞ.....	104
EKLER.....	106

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

m	Kütle
k	Yay sabiti, rijitlik
c	Sönümleme katsayısı
F	Kuvvet
T_f	Kuvvet iletilebilirliği
T_d	Hareket cevabı
r	Frekans oranı (ω/ω_n)
t	Zaman
x	Yer değiştirme
$\dot{x}$	Hız
$\ddot{x}$	İvme
c_c	Kritik sönüm
$[m]$	Kütle matrisi
$[c]$	Sönümleme matrisi
$[k]$	Rijitlik matrisi
ζ	Sönümleme oranı
ω	Salınım frekansı
ω_n	Doğal frekans
ϕ	Açı, faz açısı
δ_{st}	Statik çökme
θ	Açısal yer değiştirme

Kısaltmalar

2-DOF	İki serbestlik dereceli sistem
SDOF	Tek serbestlik dereceli sistem
Tİ1	Titreşim izolatörü 1
Tİ2	Titreşim izolatörü 2
Tİ3	Titreşim izolatörü 3

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1 Titreşim izolasyonu.....	3
Şekil 3.1 Titreşimin sınıflandırılması	36
Şekil 3.2 Bir presin matematiksel (titreşim) modeli	38
Şekil 3.3 Titreşim yalıtımı sorununa bir örnek	40
Şekil 3.4 Tek serbestlik dereceli titreşim izolatörü.....	42
Şekil 3.5 Doğrusal elastik bir yapı için kuvvete karşı yer değiştirme eğrisi.....	43
Şekil 3.6 Elastik malzemeler için histerezis döngüsü.....	44
Şekil 3.7 Frekans oranı ile hareket tepkisi arasındaki ilişki.....	48
Şekil 3.8 Rijit temelli titreşim izolatörü.....	49
Şekil 3.9 Taban hareketine sahip titreşim izolatörü	49
Şekil 3.10 Basit sarkaç.....	50
Şekil 3.11 Tek serbestlik dereceli sistemler	51
Şekil 3.12 İki serbestlik dereceli sistemler.....	51
Şekil 3.13 Üç serbestlik dereceli sistemler	52
Şekil 3.14 Sonsuz serbestlik dereceli sistem.....	52
Şekil 3.15 Yatay konumda bir yay – kütle sistemi.....	53
Şekil 3.16 Yüksek bir yapının yay – kütle sistemi olarak modellenmesi	54
Şekil 3.17 Bir yay – kütle – sönümleyici sistemi	57
Şekil 3.18 Az sönümlü bir durum için denklem (3.22)'nin homojen , özel ve genel çözümleri	58
Şekil 3.19 Sönümsüz bir sistemin büyültme faktörü, (denklem (3.31)).....	60
Şekil 3.20 $0 < \omega/\omega_n < 1$ olduğunda harmonik cevap	61
Şekil 3.21 $\omega/\omega_n > 1$ olduğunda harmonik cevap	61
Şekil 3.22 $\omega/\omega_n = 1$ olduğunda cevap.....	62
Şekil 3.23 Toplam cevap.....	63
Şekil 3.24 Zorlama fonksiyonu ve cevabının gösterimi	65
Şekil 3.25 X ve ϕ' nin frekans oranı r ile değişimi.....	66
Şekil 3.26 İki serbestlik dereceli yay – kütle sönümleyici sistemi.....	69
Şekil 3.27 Radyal matkap tezgâhı	72
Şekil 3.28 Yay – kütle – sönüm sistemi.....	73

Şekil 3.29 Tek – kütle temel modeli.....	75
Şekil 3.30 İki – kütle temel modeli.....	76
Şekil 3.31 Farklı darbe yükü şekilleri.....	77
Şekil 3.32 Tek serbestlik dereceli (SDOF) görselleştirilmiş simülasyon modeli.....	79
Şekil 3.33 İki serbestlik dereceli (2-DOF) görselleştirilmiş simülasyon modeli	79
Şekil 4.1 Tİ1 ile zemin yer değiştirme değerleri	85
Şekil 4.2 Tİ2 ile zemin yer değiştirme değerleri	86
Şekil 4.3 Tİ3 ile zemin yer değiştirme değerleri	86
Şekil 4.4 Yalıtımlı (Tİ1, Tİ2 ve Tİ3) yer değiştirme karşılaştırılması	87
Şekil 4.5 Yalıtımlı (Tİ1, Tİ2 ve Tİ3) ve yalıtımsız yer değiştirme karşılaştırılması.....	87
Şekil 4.6 Tİ1 ile zemin titreşim hız değerleri.....	88
Şekil 4.7 Tİ2 ile zemin titreşim hız değerleri.....	88
Şekil 4.8 Tİ3 ile zemin titreşim hız değerleri.....	88
Şekil 4.9 Yalıtımlı (Tİ1, Tİ2 ve Tİ3) titreşim hız karşılaştırılması	89
Şekil 4.10 Yalıtımlı (Tİ1, Tİ2 ve Tİ3) ve yalıtımsız titreşim hız karşılaştırılması	89
Şekil 4.11 Yalıtımlı (Tİ1, Tİ2 ve Tİ3) titreşim ivme karşılaştırılması	90
Şekil 4.12 Zemine iletilen dinamik yükler.....	91

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3.1 Tezgâh ve beton bloğunun kütlesi.....	80
Çizelge 3.2 Rijitlik ve sönüm değerleri	80
Çizelge 3.3 C tipi eksantrik pres tezgâhı özellikleri	81
Çizelge 3.4 Disk yayın parametreleri	81
Çizelge 3.5 Portatif titreşim test cihazı	83
Çizelge 4.1 Pres zemin test sonuçları	92
Çizelge 4.2 Simülasyon ve deneysel sonuç pik değerlerinin karşılaştırılması.....	93



RESİMLER DİZİNİ

	Sayfa
Resim 1.1 Yaylı titreşim izolatörünün preste kullanımı.....	2
Resim 1.2 Çeşitli titreşim izolatörleri.....	3
Resim 3.1 Yalıtım uygulaması öncesi titreşim ölçümleri.....	82
Resim 3.2 Tezgâh ayakları altına titreşim takozunun yerleştirilmesi.....	82
Resim 3.3 Elastomer titreşim takozu uygulaması	82
Resim 3.4 Yaylı titreşim takozu uygulaması	83
Resim 3.5 Titreşim ölçümü sırasında kesilen çelik sac malzemeler	84



1. GİRİŞ

Belirli bir zaman aralığından sonra kendini tekrar eden herhangi bir harekete titreşim veya salınım denir. Bir sarkacın hareketi ve sazın telinin hareketi titreşime örnek verilebilir. Hareket, belirli bir frekansta meydana gelen tek bir bileşenden veya birkaç frekanstan meydana gelen birkaç bileşenden oluşabilir. Makinelerdeki titreşimler farklı koşulların kombinasyonunun bir sonucu olabilir. Ağırlıkların makine eksenine etrafında dengesiz dönmesi nedeniyle oluşan merkezkaç kuvveti titreşimlere neden olur. Bilyalı rulmanlar, tahrik kayışları, dişliler vb. gibi bileşenlerin aşınması ve yıpranması da titreşimlere neden olabilir. Rulmanların yuvalarına gevşek bağlanması da büyük titreşimlere neden olur (Chilakapati 2016).

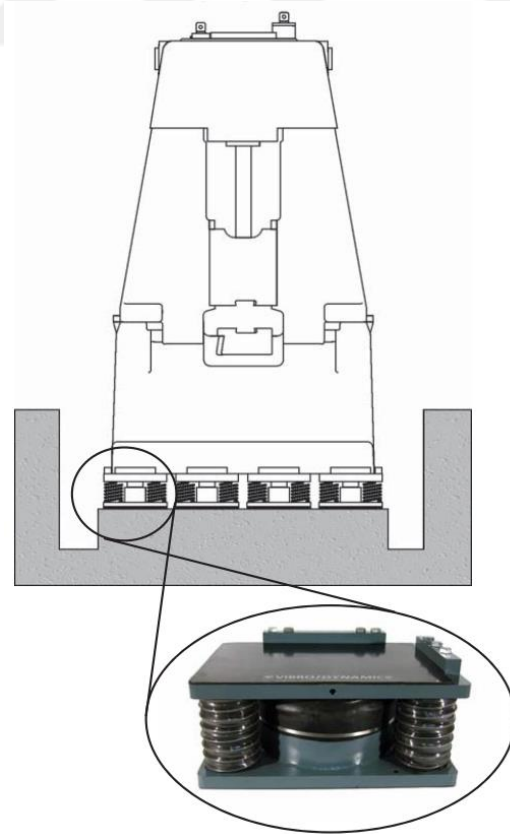
Günümüzde mühendislik uygulamalarında titreşim analizleri, oldukça önem arz etmektedir (Seçgin vd. 2019). Araştırma ve geliştirme çalışmalarında orta ve yüksek frekanslı titreşim analizleri oldukça önemli yer tutmaktadır (Kara ve Akbulut 2017). Presler, operasyonları sırasında çok yüksek dinamik yüklerin ve önemli genlikte titreşimlerin oluştuğu cihazlardır (Chehab ve El Naggar 2003). Bu etkiler nedeniyle, presler özel olarak tasarlanmış izolasyon yapıları üzerine yerleştirilmelidir. Bu yapıların amacı, hem dinamik yüklerin oluşumunu hem de bunların zemine transferini etkin bir şekilde azaltmaktır (Dresig ve Holzweißig 2010, Wang 2006). Deneysel araştırmalara ve hesaplama modellerinin analizlerine dayanarak, presler için çeşitli izolasyon sistemleri geliştirilmiştir (Zheng vd. 2014, Heidari ve El Naggar 2010).

Titreşim yalıtımı, ekipmanı titreşen nesneden veya titreşim kaynağından izole etme tekniğidir. Titreşim birçok disiplinde istenmeyen bir durum olduğundan, titreşimlerin bu tür sistemlere aktarılmasını önlemek için bazı yöntemler geliştirilmiştir. Titreşim yayılımı, boylamsal, yanal veya dışsal dalgalar gibi belirli mekanik dalgalar yoluyla gerçekleşmektedir. Bu mekanik dalgaları absorbe etmek için, mekanik yaylı izolatörler, ayarlı kütle izolatörleri vb. gibi pasif titreşim izolasyon teknikleri kullanılır. Boyutlar, ağırlık, nesnenin hareketi, çalışma ortamı, titreşimlerin doğası ve izolasyonun sağlanmasının maliyeti gibi fiziksel faktörler, izolasyon tekniğinin seçimini etkiler. Aktif titreşim izolasyon tekniği, gelen titreşimleri iptal edebilen yıkıcı bir girişim oluşturan

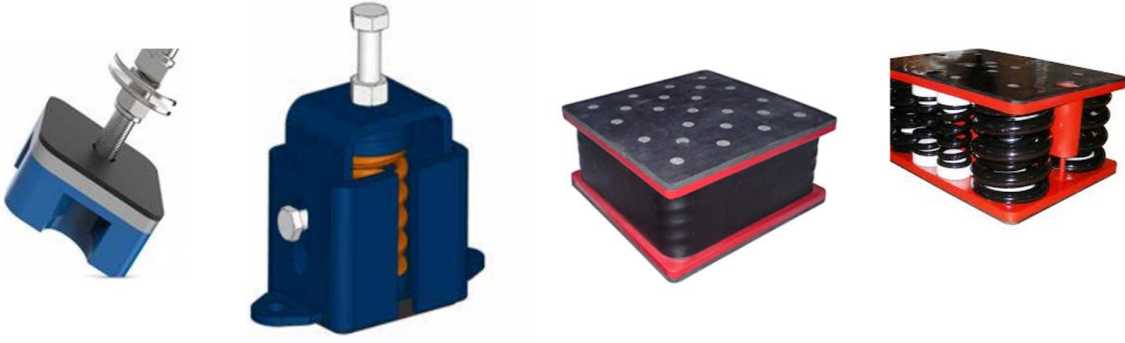
sensörleri içeren bir geri besleme veya ileri besleme mekanizması içerir.

Pres tezgâhları, dövme çekiçleri, güç jeneratörleri, kompresörler, torna ve freze makineleri gibi endüstriyel makineler çalışma sırasında titreşime neden olur. Titreşim, zemine ve binanın diğer kısımlarına aktarılabilir ve ayrıca yakındaki makineleri rahatsız edebilir. Bu nedenle, bu tür makinelerin titreşim izleme ve analizi çok açıktır (Chilakapati 2016).

Bir yalıtım sisteminin (izolatörün) işlevini yerine getirmesi için dış gücün gerekip gerekmediğine bağlı olarak aktif veya pasif olduğu söylenir. Pasif bir izalatör esnek bir üye (rijitlik) ve bir enerji harcamacıdan (sönümleme) oluşur. Pasif izalatörde metal yaylar, mantar, keçe, pnömatik yaylar ve elastomer (lastik) yaylar dahildir (Rao 2004). Resim 1.1’de presin kurulmasında pasif izolatörlerin kullanımı ve Resim 1.2’de, titreşim yalıtımında kullanılan bazı titreşim izolatörleri görülmektedir. Aktif bir izalatör, bir sensörü (algılayıcı), sinyal işlemcisi ve bir harekete geçiricisi (actuator) olan bir servo mekanizmadan oluşur.

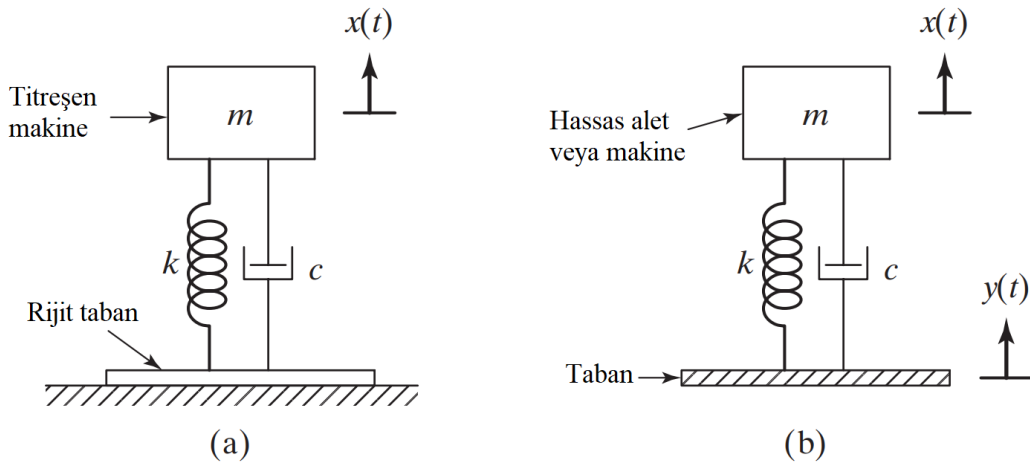


Resim 1.1 Yaylı titreşim izolatörünün preste kullanımı.



Resim 1.2 Çeşitli titreşim izolatörleri.

Titreşim izolasyonu iki tip durumda kullanılabilir. Birinci tipte (Şekil 1.1(a)), titreşen bir makinenin tabanı büyük dengelenmemiş kuvvetlere karşı korunur. İkinci tipte (Şekil 1.1(b)) ise, sistem tabanının kendi hareketine karşı korunur.



Şekil 1.1 Titreşim izolasyonu.

Birinci tip izolasyon, kütle (veya makine) bir kuvvete veya uyarıya maruz kaldığında kullanılır. Örneğin, dövme ve baskı preslerinde, şekil verilecek veya basılacak parçanın üzerine büyük bir itme kuvveti etmektedir. Bu darbeler, dövme veya baskı makinesinin tabanına iletilecek, sadece tabana değil çevresinde veya yakınındaki yapı ve makinelere de zarar verebilecektir. Bunlar aynı zamanda bu makinelerin operatörlerine de rahatsızlık verecektir. Benzer şekilde gidip-gelen dönen makinelerde olduğu gibi, mevcut dengelenmemiş kuvvet makinenin tabanına iletilecektir. Bu gibi durumlarda, tabana iletilen kuvvet, $F_t(t)$, harmonik olarak değişir, aynı şekilde tabandaki cıvatalarda ortaya çıkan ve yorulma hasarına yol açabilecek bileşke gerilmeler de harmonik olarak değişir.

İletilen kuvvet harmonik olmasa bile, büyüklüğü emniyetli müsaade edilebilen değerlere sınırlandırılmalıdır. Bu uygulamalarda, tabana iletilen kuvvetin azaltılabilmesi için, bir kuvvet veya uyarı etkisi altındaki kütle ile zemin arasına bir izolatör (yay-sönüm sönüm elemanı) ekleyebiliriz. Bu, *kuvvet izolasyonu* olarak adlandırılır. Çoğu uygulamalarda, izolatör uygulanan kuvvetin altındaki kütlenin titreşim hareketini azaltmayı amaçlar (dövme ve baskı preslerinde olduğu gibi). Böylece hem kuvvetin, hem de yer değiştirmenin olduğu yerlerde bu izolatör kullanılabilir.

İkinci tip izolasyon, kütle tabanın hareketine veya uyarısına karşı korunmak istendiğinde kullanılır. Taban titreşime maruz kaldığında, m kütlesi sadece $x(t)$ yer değiştirmesine değil aynı zamanda $F_t(t)$ kuvvetine maruz kalacaktır. Kütlenin yer değiştirmesi olan $x(t)$ 'nin tabanın yer değiştirmesi olan $y(t)$ 'den daha küçük olması beklenir. Örneğin, hassas bir alet veya teçhizatın kendi konteynirinin veya paketlemesinin hareketinden korunması gerekebilir (engebeli bir yolda giderken, paketi taşıyan bir aracın titreşimlere maruz kalması gibi). Kütleye iletilen kuvvetin de azaltılması gerekmektedir. Örneğin paket veya konteynir, büyük kuvvetlerin içerideki hassas alete iletilip hasar vermesini engelleyecek şekilde uygun olarak tasarlanmalıdır. Alet veya m kütlesince oluşturulan kuvvet (m kütlesine iletilen kuvvet ile aynı) denklem (1.1) ile verilir.

$$m\ddot{x}(t) + c(\dot{x}(t) - \dot{y}(t)) + k(x(t) - y(t)) = F_t(t) \quad (1.1)$$

Burada; $F_t(t)$ tabana iletilen kuvvet, m makinenin kütlesi, k ve c izolatörün rijitlik ve sönümünü, $\dot{x}(t) - \dot{y}(t)$ ise sönüm elemanının bağlı hızıdır. Böyle durumlarda, kütleye iletilen hareket ve kuvveti azaltmak için kuvvet veya uyarıya maruz kalan taban ile kütle arasına bir izolatör (rijitlik ve sönüm sağlayan) koyabiliriz. Böylelikle, bu durumda da hem yer değiştirme izolasyonu hem de kuvvet izolasyonu önemli olur.

İzolatör etkinliğinin, kuvvetin veya uyarının doğasına bağlı olduğuna dikkat edilmelidir. Örneğin, izolatör dövme veya basma işlemlerine bağlı olarak oluşan darbe kuvvetinin tabana iletmesini azaltmak için tasarlanmışsa, harmonik dengelenmemiş bir kuvvetten kaynaklanan bir rahatsızlıkta etkili olamayabilir. Benzer şekilde, belirli frekanstaki bir harmonik uyarıyı karşılamak için tasarlanan bir izolatör, diğer frekanslardaki veya

kademeli – tip gibi diğ er uyarı türlerinde etkili olamayabilir (Rao 2004).

Titreşim azaltma ve izolasyonu, makine operasyonunun önemli bir parçasıdır. Makinelerin izole edilmesi,  evre makinelere iletilen gürültü ve titreşim miktarını azaltır. Bir izolasyon malzemesinin etkili olabilmesi için, makinenin izolasyonsuz durumuna göre daha fazla hareket serbestliğı sağlaması gerekir.

Bu Doktora tez çalışmasında, endüstriyel pres makinelerinden zemine ve diğ er makinelere aktarılan titreşim incelenmiştir. Amaç, aktarılan titreşim miktarını karakterize etmek ve mevcut titreşim izolasyonunun yeterli olup olmadığını görmektir. Presin zemin titreşim probleminin  oz m  için titreşim sönümleyicisi kullanımı  onerilmektedir. Zemin izolasyonu için tek kütle ve iki kütle darbe yükü cevabını analiz etmek için dinamik model geliştirilmiştir. Presin zemin yalıtımında, titreşim izolatörünün etkisi analiz edilmiştir. Titreşim izolatörünün parametrelerinin ayarlanmasıyla titreşim ve şok kuvvetini izole etmede etkili olduğu deneysel sonuçlarla kanıtlanmıştır. Ayrıca bu çalışma, presin zemin izolasyonunda kullanılacak viskoz yaylı titreşim izolatör sistemlerinin parametre optimizasyonu üzerine yapılacak başka araştırmalar için temel oluşturmaktadır.

2. LİTERATÜR BİLGİLERİ

2.1 Kaynak Taraması

Literatürde, darbe yükleri üreten endüstriyel makine temellerinde titreşim genliklerini azaltma ve titreşim izolatörleri üzerine oldukça kapsamlı araştırmalar yapılmıştır. Bu çalışmalar göz önüne alınarak üretim alanında kullanılan birçok tezgâh titreşimleri minimize edilerek tezgâhların aşınması ve çalışanların sağlığı korunmuş olacaktır. Literatürde yapılan çalışmaların bazıları şöyledir:

Al-Hussaini ve Ahmad (1996), makine temellerinin içi dolu hendek bariyerleri ile aktif izolasyonu konusunda yapılan bir araştırmadır. Bu çalışmada, makine temellerinden dalgalar yoluyla iletilen titreşim enerjisi, bitişik yapılara veya yakınlarda çalışan hassas ekipmanlara zarar verebileceği ifade edilmiştir. Yakındaki yapıları etkileyen titreşim enerjisinin çoğu, zemin yüzeyine yakın bir bölgede yayılan yüzey dalgaları tarafından iletildiği vurgulanmıştır. Böylece, orta ve yüksek frekanslarda titreşen makine temelleri için, temelin çevresindeki titreşim genlikleri, etrafına halka şeklinde içi doldurulmuş bir hendek duvar yerleştirilerek önemli ölçüde azaltılabileceği ifade edilmiştir. Doldurulmuş bir hendek dalgası bariyeri, yüzey dalgalarının kesilmesi, saçılması ve kırınımı yoluyla yer hareketinin azaltılabileceği, titreşimli bir makine temelini çevresinden izole eden bu yaklaşım, aktif izolasyon olarak tanımlanmıştır. Bu makale, üç boyutlu bir viskoelastik yarı uzayda içi doldurulmuş hendek dalga bariyerleri ile makine temelini aktif izolasyonu üzerine sayısal bir araştırma sunarak, çeşitli geometrik ve malzeme parametrelerinin doldurulmuş hendek bariyerlerinin performansı üzerindeki etkilerini incelemek için üç boyutlu katıların dinamik analizi için titiz bir sınır eleman yöntemi (BEM) algoritması kullanılarak, önemli boyutsuz parametreler tanımlanmış ve tasarım yönergeleri açıklanmıştır.

Bazinenkov ve Mikhailov (2015), manyetoreolojik malzemelere dayalı aktif ve yarı aktif titreşim izolasyon sistemleri üzerine yapılan bir araştırmadır. Bu çalışmada, “akıllı” malzemelere dayalı aktif titreşim izolasyon sistemleri sunulurken, MR elastomere dayalı bir sönümleyici yapımını ve sönümleyicinin yarı aktif titreşim izolasyon modundaki

deneysel araştırma sonuçları üzerinde durulmuştur.

Bhandari ve Sengupta (2014), makine temelinin dinamik analizi konusunda yapılan çalışmada, makine temelinin analizi ve tasarımı, sadece statik yükleri değil, aynı zamanda makinenin çalışmasından kaynaklanan dinamik yükleri de içerdiğinden, bir makinenin sınırlayıcı genliği ve çalışma frekansı, makine temelinin analizinde dikkate alınması gereken en önemli parametreler olduğu vurgulanmaktadır. Temel titreşimlerinin doğal frekanslarını ve genliklerini elde etmek için birleştirilmiş titreşim modları için gömme katsayılarına sahip elastik yarım uzay analoji yöntemi kullanılarak, gömme derinliğine bağlı olarak, doğal frekansta bir artış olduğu, temel titreşimlerinin genliğinde önemli bir azalmanın olduğu ifade edilmektedir.

Borghesani vd. (2015) yaptıkları çalışmada, dönen makineler için dinamik soğurucular konusu üzerinde durulmuş, dinamik emiciler, kinetik enerjiyi emmek ve dağıtmak için mekanik sistemlere monte edilen basit pasif cihaz olduğu ifade edilmiştir. Böylece titreşimlerin genliğinin azaltılması, dinamik soğurucuların en yaygın tipleri, Ayarlı Kütle Sönümleyicileri (TMD) ve Ayarlanabilir Sıvı Kolon Sönümleyicileri (TLCD) ailesine ait olduğu ifade edilmiştir. Her ikisi de, bir katı cisim (TMD) veya bir su hacmi (TLCD) ile temsil edilen bir atalet elemanına ve TLCD durumunda aynı su hacminden oluşan bir elastik sönümleme elemanına dayandırılmaktadır. Döner makinelerde titreşimlerin azaltılması için TMD'lerin ve TLCD'lerin kullanım olasılığı araştırılmıştır. Çalışma, sayısal simülasyonlara ve özel olarak tasarlanmış test donanımları üzerinde deneysel testlere bağlı, döner makinelerde TMD ve TLCD uygulamasına özel tasarım yönergeleri sağlayacak ve iki dinamik soğurucu ailesinin etkinliğini ve sınırları araştırılmıştır. Döner makineler için iki cihazın etkinliğini en üst düzeye çıkarmak amacıyla, belirli uygulama için en uygun ayar parametreleri analitik veya sayısal olarak tanımlanarak, TMD ve TLCD'nin en etkili seçimi veya kombinasyonunu belirlemek için iki emici karşılaştırılmıştır.

Chauhan ve Bambhania (2013), 63 tonluk pres makinesi çerçevesinin sonlu elemanlar yöntemi ile tasarımı ve analizi üzerindeki çalışmada, metal şekillendirme, neredeyse talaşsız imalat süreçlerinden ağırlıklı olarak presler ve pres aletleri yardımıyla

gerçekleştirildiği ifade edilmiştir. Bu işlemler, metal iş parçalarının basınç veya kuvvet uygulanarak istenilen boyut ve ebatla deforme edilerek, pres makinesinin her zaman darbe yükü durumunda çalıştığı, sürekli darbe yükü nedeniyle, pres makinesinin çerçevesinin her zaman sürekli çekme gerilimine maruz kaldığı, pres makinesi sürekli stresle uğraştığı ve bu nedenle makinede sık sık yapısal arıza sorunu olduğu, C plakada keskin köşe yerine yuvarlak köşe sağlanmışsa, yapıdaki bozulmayı azalttığı, fileto miktarı, çerçevenin yaşadığı yük durumunda FEM aracı kullanılarak analizin, malzeme tasarrufu ve maliyet avantajının önemli olması için çerçeve yapısı plakasının kalınlığını azaltmak da yararlı olacağı belirtilmiştir.

Chehab ve El Naggar (2003) yaptıkları çalışmada, çekiçler ve presler için verimli taban izolasyonu tasarımı araştırılmıştır. Çekiçleri ve presleri destekleyen temeller, güçlü kısa süreli darbe yüklerine dayanması gerektiği ifade edilmiştir. Bu temeller tasarlanırken, titreşim genlikleri ve destek kazıklarına veya toprak ortamına iletilen kuvvetler, servis kolaylığı ve stabilite gereksinimlerini karşılamak için azaltılarak, amaca ulaşmak için genellikle montaj sistemlerinin kullanıldığı, farklı temel konfigürasyonları için montaj sistemlerinin verimliliğini araştırmak ve tasarımları için pratik rehberlik sağlandığı vurgulanmıştır. Kapsamlı bir parametrik çalışma yürütülmüş ve sonuçlar verimli montaj sistemlerinin tasarımı için bir dizi çizelge kullanılmıştır.

Chehab ve El Naggar (2004) tarafından yapılan bir başka çalışmada ise, darbe yüklerine blok temellerin tepkisi üzerinde durulmuş, modern üretim tesislerinin çoğunda üretim makineleri olarak çekiçler ve presler kullanıldığı, bu makineleri destekleyen temellerin güçlü dinamik etkilere maruz kaldığı, bu etkilerin çevreye yayılabileceği ve işçileri, aynı tesis içindeki diğer hassas makineleri veya komşu yerleşim alanlarını etkileyerek, titreşim genlikleri ve destekleyici ortama iletilen kuvvetler, bu makinelerin temelini yönetim faktörü haline gelebileceği ifade edilmiştir. Tek kütleli çekiç temellerinin tepkisi analiz edilmekte ve çekiç yüklerinin yaygın pratik formlarına (dikdörtgen darbe, yarım sinüs darbe ve üçgen darbe) dinamik tepkileri için kapalı form çözümlerinde türetilen çözümler, darbe şekli ve darbe süresinin tek kütleli çekiç temel sisteminin dinamik tepkisi üzerindeki etkisini incelemek için yapılan çalışmadır.

Chilakapati (2004), operasyonel endüstriyel makinelerin titreşim iletilebilirliğinin incelenmesi konusundaki yapılan çalışmada, endüstriyel makinelerden zemine ve diğer bitişik kurulu makinelere titreşim iletilebilirliğinin veya transferinin tahmin edilmesini, Güç Spektral Yoğunluğu (PSD), Frekans Tepki Fonksiyonu (FRF) ve Tutarlılık Fonksiyonu gibi çeşitli spektral tahmin araçlarının ölçümü ve analizi üç ana adıma ayrılmıştır. İlk olarak, ilk ölçümler BTH’de ölçüm ve analizler basit Tek Serbestlik Dereceli (SDOF) sistemler üzerinde gerçekleştirilerek açıklanmış, daha sonra ölçümler BTH’deki bir laboratuvarında “Quick Turn Nexus 300-II” torna tezgâhında, son olarak, ölçümler bir endüstriyel atölyenin makineleri üzerinde gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçları, endüstrideki titreşim ölçümlerinin zor olduğunu ve laboratuvarlardaki ölçümler kadar kolay olmadığı ifade edilmiştir. Ölçümler, tutarlılık fonksiyonunu bozan diğer makinelerden gelen gürültü ile kirlilik, bir makineden zemine veya diğer makinelere aktarılan titreşim FRF ve PSD kullanılarak spektral analize dayalı olarak uygun ilave izolasyonlar kullanılabileceği vurgulanmıştır.

Dal ve Baklacı (2021) tarafından, bir tekstil firmasında dokuma tezgâhı türü olarak kullanılan kumaş polisaj tezgâhının gürültü ve titreşim problemini azaltmak için bir dizi çalışma yapılmıştır. Titreşim kaynaklı gürültüyü azaltmak için tezgâh ayaklarının altına yerleştirilen kauçuk takozların polisaj makinesinin gürültü ve titreşim seviyelerini önemli ölçüde azalttığı belirtilmiştir.

DeBra (1992) tarafından yapılan çalışma, hassas takım tezgâhları ve aletlerinin titreşim izolasyonu konusunda yapılan bir araştırmadır. Başarılı hassas mühendislik, makinenin sağlamlığının dengesi ve bir makinenin doğruluğunu tehlikeye atan titreşimin neden olduğu zorlamaları en aza indirmek için izolasyon yoluyla ortamın ne kadar iyi hale getirilebileceği olarak ifade edilmiştir. Bu makale; temel olarak bir makineyi yerden, havadan ve ona hizmet eden araçlardan gelen rahatsızlıklardan izole etme sürecini tartışmaktadır. Şu anda mevcut olan donanım gerçekleştirmeleri gözden geçirilir, çözümlerin pratikteki çeşitli doğasını göstermek için alışılmadık derecede zorlu gereksinimlere sahip bir dizi sistem örneği açıklanmıştır.

El Hıfnawy ve Novak (1984) yaptıkları çalışmada, çekiçli temellerin darbe yüklemesine

tepkisi üzerinde durulmuş, çekiçli temellerin kafa darbelerine tepkisi ya örse verilen ilk hızdan kaynaklandığı ya da bir darbe olarak kabul edilebileceği ifade edilmiştir. Bu makalede, ikinci varsayıma dayalı bir çözüm sunulmaktadır. Yaklaşım, karmaşık özdeşler kavramına dayanır, sıkı bir şekilde sönümleme içerir ve özellikle birden fazla serbestlik derecesine sahip daha karmaşık tipteki darbeli temeller için uygun olduğu belirtilmiştir.

El Kasabay vd. (2016) tarafından, dinamik yükler altında raft temellerin cevabı araştırılmış, modern endüstriyel inşaat uygulamaları, makine temelleri ile ilgili birçok problemin çözümünü gerektirdiği vurgulanmıştır. Modern üretim tesisleri, çekiç, pres ve türbinlere sahip olduğu, makinelerden kaynaklanan titreşimler, yakındaki yapılara ve hatta makinelerin kendilerine zarar verebileceği, bu etkilerin çevreye yayılabileceği, aynı yerdeki veya komşu yerleşim alanlarındaki işçileri ve diğer hassas makineleri olumsuz etkileyebileceği ifade edilmiştir. Titreşim genliği ve destekleyici ortama iletilen kuvvetler, bu makinelerin temelindeki ana faktör olabileceği, bu nedenle temelin dinamik davranışı hakkında bilginin önemli olduğu, zeminden iletilen enerji ve temel sisteminin tepkisi, sistemin doğru tasarımı için esas olduğu belirtilmiştir. Bu makalede, zemin üzerine oturan rijit bir radye temelin harmonik, periyodik ve darbe kuvvetlerine (darbe yükü) tepkisi araştırılmıştır.

Elderrat (2016) tarafından yapılan çalışmada, titreşim izolasyonu için yeni bir malzeme konusu üzerinde durulmuş, titreşim yalıtımı birçok mühendislik sistemi için önemli bir gereklilik olduğu ifade edilmiştir. Özellikle, yaylı kütlede geniş çeşitlilik gösteren hafif otomotiv araçları için titreşim izolasyonu bağlamında, pasif izolasyon sistemleri ile ilgili çeşitli sınırlamalar olduğu, bu tür pasif sistemler, güvenilir performans için gerekli olan süspansiyon parametrelerinde geniş varyasyonlar elde edemediği, bu teknik dezavantajlar aktif sistemlerin uygulanmasıyla aşılabılırken, bunlar karmaşıklık, maliyet artışı ve güvenilirlik üzerinde potansiyel olarak olumsuz etkiyle ilişkili olduğu, bu bağlamda, kompozit farklı bileşenleri bir izolatörün performansını artıracak şekilde bir araya getiren akışkan malzemelerin performansı, umut verici potansiyele sahip olası bir alternatif yaklaşımı temsil edebileceği belirtilmiştir. Bununla birlikte, titreşim yalıtımı için kompozit akışkan malzemelerin uygulanması hala az gelişmiş bir alan olduğu ifade

edilmektedir. Bu araştırmanın konusu olan kompozit akışkan malzeme Köpük Dolgulu Akışkan (FFFluid) olarak adlandırılmaktadır. Sıkıştırılabilir (köpük) partiküller, viskoz bir taşıyıcı akışkan ve bir sıkıştırma malzemesi olmak üzere üç bileşenden oluştuğu, bu kompozit malzeme son zamanlarda darbe enerjisi yönetimindeki uygulamalar için araştırıldığı ifade edilmektedir.

Bu nedenle, bu araştırmanın amacı mekanizmaları anlamak, tasarım parametrelerini karakterize etmek ve titreşim izolasyon sistemleri için kullanıldığında bu tür kompozit malzemelerin tepkilerini tahmin etmek olduğu, ilk olarak akışkan bazlı bir izolatörün çalışma prensibinin teorik olarak, daha sonra böyle bir cihazın performansını değerlendirmek için deneysel çalışmalar yapılmıştır. Kompozit malzemenin karakterizasyonu sistematik bir çalışma ile gerçekleştirilmiş, bu çalışma daha sonra deneysel bir çalışma ile doğrulanmıştır. Son olarak, elde edilen veriler istatistiksel olarak analiz edilerek sistemin ampirik tahmin modelleri çıkarılmıştır.

Yapılan çalışmada, FFFluid tabanlı bir izolatörün yaygın olarak kullanılan mevcut çözümlere göre çeşitli avantajlara sahip olduğu ifade edilmiştir. Başlıca avantajı, bu kompozit malzemenin bir veya daha fazla bileşenini değiştirerek rijitlik ve sönümleme katsayılarını ayarlama potansiyeli olduğu, kompozit malzemenin hacminin artırılmasının rijitlik ve sönümleme katsayılarının artmasına yol açtığı gösterilerek, karışımdaki sıvı oranının artırılması da rijitlik katsayısının artmasına neden olduğu vurgulanmıştır. FFFluid'in tepkisi üzerinde etkili olan en önemli parametreler: köpük boyutu, köpüğün akışkana oranı, malzemenin hacmi ve akışkan viskozitesi olduğu ifade edilmiştir. Bu nedenle, bu parametrelere dayalı ampirik modeller oluşturulmuş, bu modellerin doğruluğunun % 85 olduğu belirtilmiştir.

Bu yeni malzemenin incelenmesiyle, FFFluid konseptinin bir titreşim izolatörü çözümü olarak uygulanması üzerinde durulmuş, böyle bir sistemin tasarım parametreleri, uyarlanabilir bir çözüm sağlamak için bir kontrol mekanizması aracılığıyla, hafif araçlar için titreşim izolasyonu bağlamında pasif ve aktif süspansiyon sistemi arasındaki boşluğu doldurmak için uygun bir araç olabileceği ifade edilmiştir.

Fiebig ve Wróbel (2017) tarafından, titreşimli sallama konveyörünün iki aşamalı titreşim izolasyonu konusu araştırılmıştır. Titreşimli bir konveyör örneğinde iki aşamalı titreşim yalıtımının etkinliği gösterilmiştir, dökümhanelerde dökümü kalıptan ayırmak için titreşimli konveyörler kullanıldığı, ele alınan durumda, sallama konveyörü doğrudan temel üzerinde desteklendiği, bu nedenle, bina yapısına iletilen temel üzerinde yüksek genlikli titreşimler gözlemlendiği, konveyörden temele titreşim iletimini azaltmak için iki aşamalı titreşim izolasyonu uygulandığı, iki aşamalı titreşim izolasyonunun matematiksel modeli gösterilerek; hesaplamaların, simülasyonların ve ölçümlerin sonuçlarına dayanarak, bina yapısındaki titreşimlerde önemli bir azalma olduğu ifade edilmiştir.

Guo vd. (2015), takım tezgahlarının aktif piezoelektrik titreşim izolasyon sistemi konusunda yapılan bir araştırmadır. Ultra hassas makineyi titreşimli tabandan izole etmek mühendislik alanlarında önemli olduğu, titreşim izolasyon sistemi, titreşim kuvvetlerinin makineye veya temele iletilmesini azaltmak için uygulandığı, endüstride titreşim kontrol teknikleri ile birlikte aktif titreşim izolasyonu çok yüksek titreşim izolasyon performansı sağladığı ifade edilmiştir. Bu makalede, titreşimli tabandan hassas ekipmanlara iletilen titreşimi azaltan titreşim izolasyonunun teorisi ve uygulaması incelenmiştir. Denetleyici ve piezoelektrik eleman kullanılarak Z yönünde bir izolasyon sistemi tasarlanmıştır. Yaklaşım deneysel veriler kullanılarak doğrulanmıştır. Sonuçlar, bu titreşim etkisini azaltmak için iyi bir performans elde edebileceğini göstermektedir.

Gürsoy (2008) yaptığı çalışmada, bir eksantrik presin pasif titreşim kontrolü yöntemleri ile titreşim izolasyonu konusu üzerinde durulmuş, bir eksantrik pres, doğrusal bir yer değiştirmenin yanında, açısal kafa vurma ve yalpalama hareketleri olduğu, bu üç harekette ayrı ayrı titreşimleri hesaplanmış ve her üç harekete göre inceleme yapılmıştır. Bu hareketlerin yanında zemine etki eden kuvvetin değişimi, üç farklı pasif titreşim kontrolü ile yapılmıştır. Bunlar; vizkoelastik sönümleme, dinamik absorber kullanımı ve histeretik sönümleme yöntemi olduğu, ayrıca Coulomb sürtünmesinin titreşim davranışları üzerindeki etkisi de araştırılmıştır.

Heidari ve El Naggar (2011) yaptıkları çalışmada, çekiçli temelerde güçlendirilmiş zemin sistemlerinin kullanılması üzerinde durulmuş, dövme çekiçleri, güçlü kısa süreli

darbe yükleri ürettiği, şoku toprağa iletmek ve çevre üzerindeki etkilerini azaltmak için bir montaj sistemi veya uygun şekilde tasarlanmış bir temel kullanılabileceği, destekleyici temeller, servis kolaylığı ve stabilite gereksinimlerini karşılamak için titreşim genliğini ve zemin ortamına iletilen kuvvetleri azaltacak şekilde tasarlanması gerektiği, şok üreten ekipmanı destekleyen temellerin performansını artırmak için zemin takviyesi kullanılabileceği ifade edilmiştir. Bu makale, şok emici temellerin konfigürasyonları için zemin takviyesinin performans özellikleri üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Sonuçlar, darbe yüküne maruz kalan temellerin performansını iyileştirmede zemin takviyesinin etkinliği gösterilerek, parametrik bir çalışma yürütülmüş ve zemin güçlendirme şemalarının tasarımı için pratik bir rehber olarak bir dizi çizelge kullanılmıştır.

Huang vd. (2014) yaptıkları çalışmada, darbe yükü altında viskoelastik sönüm izolatörünün titreşimi araştırılmıştır. Kauçuk tip, helezon yay tipi, sürgülü ve döner tip izolatörlerin farklı türleri ve viskoz tip, yağlı tip ve sürtünmeli tip olmak üzere farklı tipte damperler olduğu belirtilmiştir. Titreşim izolatörleri, dövme veya damgalama işleminden kaynaklanan titreşimi azaltmak için yaygın olarak kullanıldığı, zımba presinin titreşimini azaltmanın yeni bir yolu, imalat, elektrik ve gaz temini, inşaat, nakliye ve depolama ve diğer endüstrilerde yaygın olarak kullanılabilen viskoelastik sönümleme izolatörü (VDI) olduğu vurgulanmıştır. Bu çalışma, bölmeler, sönümleme sıvısı, çelik yaylar ve seviye ayarlayıcılardan oluşan bir VDI'yı analiz etmekte, farklı sayıdaki bölmeler sırasıyla üst ve alt dikdörtgen çelik levhalara kaynaklanmış, kare üst/alt plakalar arasındaki kenarlara yerleştirilen çelik yaylarla desteklenen pres makinelerinin ağırlığı 150 tondur. İzolatörün yatay seviyesini ayarlamak için alt plaka ile kalın çelik taban arasına vidalı tip seviye ayarlayıcılar yerleştirilmiş, yüksek viskoziteli sönümleme sıvısı, VDI yüksekliğinin yaklaşık % 60'ı civarında birbirine geçen bölmeler arasındaki boşluğa doldurulmuş, delme kaynaklı darbe enerjisi, sönümleme sıvısı ve bölmeler arasındaki kesme deformasyonu ile dağıtıldığı ifade edilmiştir. Bu çalışma, zımba darbesinden sonra sönüm izolatörünün dinamik karakteristiğini araştırmak için 3B grafik yazılımı ve sonlu elemanlar yöntemini (FEM) kullanılmıştır. VDI'nın normal mod analizi elde edilmiştir. İzolatör 300 000 N şok etkisinden sonra 0,3 saniye içinde yerleştiği ve dakikada 100 devir yükleme sıklığı ile büyük dalgaçların endüstriyel özelliklerini karşıladığı ifade edilmektedir.

İşkodra (2008) yaptığı çalışmada, dinamik yükler altındaki temellerin tasarımı araştırılmıştır. Makine temellerinin projelendirilmesinde statik yükler altında göçme ve fazla oturma olmaması ve işletme frekansındaki titreşimlerin genliğinin tespit edilen belli bir limiti aşmaması kriterlerine dikkat çekilmiştir. Temel tasarımı yapılırken, eğer komşu yapı ve ekipmana zarar verebilecek titreşimler öngörülmüş ise bu titreşimlerden korunmak için uygun sönümleyici kullanmak gerektiği belirtilmiştir. Bu bakımdan makine temellerinin projelendirilmesinde gerekli titizliğin gösterilmesi makine, temel ve dolaylı olarak tüm yapı için önemli olduğu ifade edilmiştir.

Jadhav (2017) tarafından yapılan çalışmada, torna tezgâhının titreşim analizi araştırılmıştır. Günümüzde takım tezgâhları, herhangi bir imalat endüstrisinde parça üretiminde hayati bir rol oynadığı belirtilmiştir. İş parçasının boyutsal doğruluğu ve yüzey kalitesi esas olarak makinenin durumuna bağlı olduğu, takım tezgâhlarında meydana gelen titreşim, onlarca yıldır mühendisler için ciddi bir problem olduğu, takım ve iş parçası arasındaki istenmeyen bağıl titreşimler, kesme sırasında iş parçalarının yüzey kalitesini tehlikeye attığı ifade edilmiştir. Takım tezgâhının deneysel olarak izlenmesi için birçok Durum İzleme Tekniği mevcut olduğu, bu teknikler arasında titreşim izleme en yaygın kullanılan teknik olduğu, çünkü takım tezgâhındaki arızaların çoğu artan titreşim seviyesinden kaynaklanabileceği vurgulanmıştır. Bu çalışmada, bir torna tezgâhı bileşeninin titreşim analizi, ana hareket denklemi, modal analiz yaklaşımı kullanılarak formüle edilmiştir. Torna tezgâhı, altı serbestlik derecesine sahip eşdeğer altı parçalı kütle sistemine bölünmüştür ve takım tezgâhının hareket denkleminin geliştirilmesi için eşdeğer model dikkate alınarak, doğal frekanslar ve ilgili mod şekilleri, mod analizi kullanılarak tahmin edilmiştir. Ayrıca, kararlı durum yanıtının takım tezgâhına iletimini araştırmak için her bir yığın kütledeki yer değiştirme değerlendirilerek, kararlı durum yanıtının iletimini azaltmak için ihtiyati tedbirler de önerilmektedir.

Jia vd. (2014) tarafından, kapalı yüksek hızlı hassas presin dinamik analizi: modelleme, simülasyon ve deneyleri yapılmıştır. Bu çalışmada, kapalı yüksek hızlı hassas presin dinamik tepkilerini doğru bir şekilde tahmin etmek için, kütle-yay sönümlemesinin 3 serbestlik dereceli (3-DOF) dinamik modeli önerilmiştir. Bu model, merkezi parametre

yöntemini kullanarak çalışmaktadır. Darbe yükünün anlıklığı göz önünde bulundurularak, hem 2-DOF hem de 3-DOF modellerini kullanarak bir JF75G-200 yüksek hızlı presin periyodik darbe çalışma koşullarını simüle etmek için dürtü simülasyonu yapılmıştır. Presin dinamik tepkilerine ilişkin simülasyon verileri elde edilmiş ve sahada yapılan ölçümlerden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılarak, kütle-yay sönümlemesinin önerilen 3-DOF dinamik modelinin, presin dinamik tepkilerini tespit etmek için etkili olduğu kadar güvenilir olduğu da simülasyon ve testlerle kanıtlanmıştır.

Jia vd. (2014) yaptıkları diğer bir çalışmada ise, kapalı yüksek hızlı hassas pres için disk yayların kombine titreşim izolatörü: tasarım ve deneyleri yapılmıştır. Disk yayların yapısı, mukavemeti ve sertliği analiz edilmiş, kombine disk yayların iki sonlu eleman modeli oluşturularak yükleme ve boşaltma deformasyon modelleri, yüksek hızlı presin arzu edilen bir titreşim izolatörü için disk yayların optimum kombinasyonunu belirlemek üzere analiz edilmektedir. Simülasyon ve diğer deneyler için JF75G-200 yüksek hızlı presin yapısal parametreleri ve yükleme verileri kullanılarak, farklı kombinasyonlardaki disk yayların dinamik çalışma noktaları çizilmiş ve eksiksiz test verileri toplanarak, titreşim yalıtımı için bir bütün olarak işlev gören doğrusal olmayan birleşik disk yaylarına sahip bir izolatör olan birleşik titreşim izolatörünün en iyi seçim olduğu gösterilmiştir. Hem simülasyon hem de testlerden elde edilen sonuçlar, önerilen izolatörün fizibilitesi ve geçerliliği doğrulanarak, izolatörün yüksek hızlı presin titreşimini etkili bir şekilde en aza indirebileceği ifade edilmiştir.

Karabulut vd. (2020) tarafından, giyotin makasın zemin yalıtımında elastomer malzemeli titreşim takozlarının etkisi deneysel olarak araştırılmıştır. Titreşim takozu takılarak ve titreşim takozu takılmadan yapılan ölçüm sonuçları arasındaki farklar grafik olarak gösterilerek, titreşim takozu kullanılarak zemine iletilen titreşim seviyelerinin önemli ölçüde azaltılabileceği ifade edilmiştir.

Kawamura vd. (2011) yaptıkları çalışmada, bir inşaat döneminde geçici kullanım için uygun olan bir dinamik sönümleyici ve bir hendek kullanılarak zemin titreşiminin basit bir izolasyon yöntemi önerilmiştir. Zemin, iki boyutlu bir düzlem modeli olarak modellenerek, periyodik darbeleri uyarma, zemin yüzeyinde bir noktada etki eder ve

titreşimler, zemin yüzeyinde birkaç değerlendirme noktasında ölçülmüştür. Zemin yüzeyine veya sığ hendeğe bir ağırlık ve bir geri yükleme elemanından oluşan basit bir dinamik sönümleyici kurularak, titreşim izolasyon etkisi incelenmiştir. Simülasyon, dinamik sönümleyici zemin yüzeyindeki uyarma noktasının yakınına ayarlandığında zemin titreşiminin izole edilebileceğini ve dinamik sönümleyicinin sığ bir hendekte ayarlanmasının derin bir hendekle neredeyse aynı izolasyon etkisine sahip olduğu gösterilerek, önerilen izolasyon yönteminin gerçek uygulama için uygun olduğu ifade edilmiştir.

Kono vd. (2015) yaptıkları çalışmada, temas sertliği dikkate alınarak takım tezgâhı desteklerinin sertlik ayarı için bir yöntem üzerinde durulmuş, takım tezgâhı desteklerinin rijitliğini ayarlamak için bir metodoloji, temas rijitliği yaklaşımını kullanan bir rijitlik modeline dayalı olarak açıklanmıştır. Bu model kullanılarak, desteğin yükü ile rijitliği arasındaki matematiksel ilişki kurulmuş, ilişki üç bölgeye ayrılmış, tüm mesnetlerin toplam rijitliği maksimize edildiğinde, yük, rijitlik-destek yükü ilişkisi kritik bölgede olacak ve temas rijitliği yığın rijitliğinden biraz daha büyük olacak şekilde ayarlanması gerektiği vurgulanmıştır. Buna uygun olarak, bağlantı cıvataları olmadan sertliklerini artıran bir destek yerleştirme yöntemi iki deneyle doğrulanmıştır. İlk deneyde, küçük bir takım tezgâhı portatifinin doğal frekansı, üç desteğin birkaç yerleşimi için karşılaştırılmış, önerilen yerleştirme şeması altında takım tezgâhının en düşük doğal frekansı maksimize edilmiştir. İkinci deneyde, önerilen yöntem yatay bir freze makinesinin en düşük doğal frekansını artırmak için uygulanmış, üç desteğin belirgin bir düzenlemesi ile en düşük doğal frekans, bu üç desteğin diğer popüler yerleşimlerine kıyasla % 15-55 oranında artırılmıştır. DeneySEL sonuçlar, önerilen yerleştirme yönteminin takım tezgâhı desteklerinin rijitliğini arttırmada etkili olduğu belirtilmiştir.

Köken vd. (2021) yaptıkları çalışmada, elastomer titreşim takozlarının freze tezgâhında uygulanabilirliği konusu üzerinde durulmuş, elastomer titreşim sönümleyici kullanımı ile zeminde yaklaşık $1,14 \text{ m/s}^2$ titreşim azaltımı sağladığı, zemin titreşiminin azaltılmasında elastomer titreşim takozunun önemli bir etkiye sahip olduğu ifade edilmiştir.

Krishnamoorthy ve Jayavel (2017) tarafından yapılan çalışma, bir ağır yük makinesinin

titreşim izolasyon pedlerinin tasarımı ve analizi konusunda yapılan bir araştırmadır. Titreşim izolatörü, mekanik endüstrilerde küçük veya ağır makinelerin alt kısmına yerleştirilen ve dinamik durumda makinenin titreşimini azaltan bir malzeme olarak tanımlanmıştır. Son yıllarda, izolasyon pedlerinde kullanılan malzemeler elastomerik pedler, helisel çelik yaylar, tel halat yaylar ve pnömatik yaylar olduğu ifade edilmiştir. Bu makalede, izolasyon pedinin tasarımını ve malzemesini değiştirerek izolasyon pedinin performansını artırmayı, mevcut tasarım bir yay izolatörüne sahip olduğu ve mevcut “Yay İzolatörü” modelinden iki yeni tasarım modeli oluşturulduğu, yeniden tasarlanan model, üzerine parabolik şekilli bir parça eklenmiş sarmal bir yapıya sahip olduğu ve diğer model, üzerine küresel bilye şekilli bir parça eklenmiş sarmal yay olduğu, tasarım modelleri Solid Works programında tasarlanarak, statik ve dinamik analizler ANSYS Workbench’te yapılmıştır.

Kumar ve Reddy (2006) yaptıkları çalışmada, yaylı montaj tabanı ile temelin ve makinenin dinamik tepkisi üzerinde durulmuş, bir makine tabanı ile beton temeli arasına yerleştirilen yaylı montaj yastığının etkisi, bir dizi blok titreşim testi yapılarak deneysel olarak incelenmiştir. Makine, kararlı durumda dikey harmonik yüklemeye maruz bırakılarak, yay montaj yastığının iki farklı sertlik değeri ile deneyler yapılmıştır. Zemin tabakasından çok daha küçük bir sertliğe sahip olan yaylı montaj yastığının kullanılması, temelin rezonans yer değiştirme genliklerinde ciddi bir azalma sağladığı, aynı zamanda temelin rezonans yer değiştirme genliklerinin, yayların daha küçük sertlikleri ile daha düşük olduğu, makine tabanı için rezonans frekansı, tüm deneylerde, değişmez bir şekilde temelininkiyle aynı bulunduğu ifade edilmiştir.

Kumar ve Boora (2009) tarafından yapılan çalışmada, yay montaj tabanı ve kauçuk ped ile birlikte makine temelinin dinamik tepkisi, makine tabanı ile beton arasına yerleştirilen yaylı montaj tabanı ve kauçuk pedin iki farklı kombinasyonunun etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler, makine harmonik uyarıma maruz bırakılarak, makine tabanı ile beton zemini arasına bir yaylı yastıklama sistemi yerleştirilerek gerçekleştirilmiştir. Buna ek olarak, yaylı yastıklama sisteminin hemen üstüne ya da altına kauçuk bir ped yerleştirilerek iki deney serisi daha yapılmıştır. Aktif bir izolasyon önlemi olarak yaylı yastıklama sisteminin kullanılmasının, lastik tampon makine tabanının hemen altında

tutulduğunda en etkili hale geldiği, yay montaj tabanı ve lastik tamponun farklı kombinasyonları için, iki farklı rezonans modu açıkça gözlemlendiği ve titreşimlerin tepe genliklerinin her zaman ikinci modla ilişkili olduğu, titreşimlerin tepe genliği (ikinci mod) ile ilişkili baskın frekansların, herhangi bir izolasyon sisteminin kullanılmadığı ve sadece tek bir rezonans modunun gözlemlendiği durumlardan önemli ölçüde daha büyük olduğu ifade edilmiştir.

Küçükrendeci (2018) tarafından, endüstriyel uygulama için alternatif mekanik titreşim yalıtım elemanı tasarımı üzerine yapılan çalışmada, metal-kauçuk yapıda metal olarak alüminyum seçilmiş ve alüminyum-kauçuk sandviç tip izolasyon malzemesinin tasarımı yapılarak, alüminyum-kauçuk yapının diğer izolasyon malzemelere alternatif olabileceği belirtilmiştir.

Lang vd. (2009) tarafından, doğrusal olmayan viskoz sönümlemenin sdof sistemlerinin titreşim yalıtımı üzerindeki etkileri teorik olarak araştırılmıştır. Bu çalışma, doğrusal olmayan viskoz sönümlemenin tek serbestlik dereceli (SDOF) sistemlerin titreşim yalıtımı üzerindeki etkilerinin teorik analizi ile ilgilidir. Yazarlar tarafından yakın zamanda önerilen çıkış frekansı yanıt fonksiyonu (OFRF) kavramı, bir SDOF titreşim yalıtıcısının iletilebilirliğinin bir kübik viskoz sönümleme karakteristiğinin parametresine nasıl bağlı olduğunu incelemek için uygulanır. Teorik analiz, kübik doğrusal olmayan viskoz sönümlemenin, sisteme uygulanan sönüm seviyelerinden bağımsız olarak sadece rezonans bölgesinin sönüm tarafından değiştirildiği ve rezonans olmayan bölgelerin etkilenmediği ideal bir titreşim izolasyonu üretebileceğini ortaya koymaktadır. Simülasyon çalışması sonuçları, analizin geçerliliğini ve mühendislik açısından önemini göstermektedir. Bu araştırma çalışmasının, çok çeşitli pratik uygulamalar için viskoz sönümlü titreşim yalıtıcılarının analizi ve tasarımı için önemli etkileri olduğu ifade edilmiştir.

Latas (2019) tarafından, mekanik presin titreşim izolatörlerinin optimum konumları araştırılmıştır. Harmonik uyarıma kuvvetine maruz kalan mekanik bir preste dinamik titreşim sönümleyicilerin konumlarını optimize etme problemi ele alınmıştır. Rijit bir gövdenin düz hareketi ve küçük titreşimler varsayıldığında, presin izolatörle birlikte ayrık

bir doğrusal dinamik modeli oluşturulmuştur. Sayısal hesaplamaların sonuçları kullanılarak, farklı uyarma kuvveti yönleri için uyarma frekansına ayarlanmış tek veya iki titreşim izolatörünün optimum konumları elde edilmiştir.

Leopa (2011), mekanik sistemlerin dinamik tepkisini doğru bir şekilde değerlendirmek için darbeli tip yüklemeyi doğru bir şekilde tanımlama ihtiyacı üzerine bir çalışma yapılmıştır. Dürtüsel bir kuvvet tarafından yüklenen mekanik bir sistemin dinamik tepkisinin teorik değerlendirmesi, fiziksel bir model geliştirilerek, bu fiziksel modele dayalı olarak, daha sonra bir matematiksel model önerilmiştir. Bu matematiksel modelin çözümleri mümkün olduğunca gerçeğe yakın olması gerektiği, bunun için hem bozucu kuvvet parametreleri hem de mekanik salınımlı sistem özellikleri tam olarak tanımlanması gerektiği vurgulanmıştır.

Li vd. (1997) tarafından, bir kalıpta dövme çekicinin maksimum darbe kuvvetini hesaplamak için yeni bir model geliştirilmiştir. Bir kalıpta dövme çekicinin darbesi, örs bloğunun altındaki yastığın elastik deformasyonu dikkate alınarak teorik olarak analiz edilir ve makalede önerilen yeni bir modelden maksimum darbe kuvvetinin hesaplanması için yeni bir denklem çıkarılmıştır. Denklemin kullanılmasıyla hesaplanan sonuçlar deneysel verilerle iyi bir uyum içinde olduğu belirtilmiştir. Böylece denklem ve sonuçlar, kalıpta dövme çekiçlerinin uygun tasarımı ve kullanımı için bir temel oluşturduğu ifade edilmiştir.

Liu vd. (2021) tarafından, mekanik servo yüksek hızlı ince körüklü presin aktif titreşim kontrolü araştırılmıştır. Gelişmiş bir sac şekillendirme prosesi olarak ince körleme prosesi endüstride yaygın olarak uygulandığı, ancak bu işlem için özel olarak tasarlanmış ekipman gerekli olduğu vurgulanmıştır. Bu çalışmada, 3200 kN kapasiteli yeni bir mekanik servo yüksek hızlı ince körleme presisi önerilmiş ve bu makine için titreşim kontrolü, titreşim nedeniyle yüksek boyutsal doğrulukta ince boşluklu parçaların gereksinimini elde etmek için araştırma yapılmıştır. İnce körleme makinesinin, işleme yer değiştirme hatasına neden olacak ve işleme doğruluğunu azaltacağı, kendinden uyarlamalı ileri besleme kontrolü, mekanik ince körleme makinesinin aktif titreşim kontrolünü simüle etmek için kullanıldığı belirtilmiştir. İnce körleme makinesinin

titreşim kontrol prensibi açıklanarak kontrol algoritması kurulmuştur. Aynı zamanda, kontrol edilen nesne olarak ince körleme makinesinin mekanik titreşim modeli kurularak ince körleme sonlu eleman simülasyonu ve titreşim ölçüm deneyleri ile uyarma girişinin parametreleri ve mekanik model elde edilmiştir. Son olarak, Matlab'a dayalı aktif titreşim kontrolünün sayısal simülasyonu ve analizi gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar, kontrol etkisinin iyi olduğunu ve titreşim tepkisinin etkili bir şekilde azaldığını, böylece işleme doğruluğunu büyük ölçüde artırdığını, önemli miktarda enerji tasarrufu sağladığını, enerji tüketimini ve kusurlu oranı azalttığını ifade edilmiştir.

Ludwik ve Arkadiusz (2009), kalıp çekici MPM 10 000 B'nin dinamik özelliklerinin çalışma malzemesinin deformasyonlarını göz önünde bulundurarak değerlendirilmesi üzerinde durulmuş, bir kalıp çekicinin dinamik özelliklerinin bir değerlendirmesi sunulmaktadır. Araştırmanın amacı, çalışma malzemesinin deformasyonlarını dikkate aldığı düşünülen buhar-hava kalıp çekici MPM 10 000 B'nin teknik özelliklere dayalı olarak, parametrelerin doğru seçimini sağlayan çekiç için iki hesaplama modeli geliştirilmiştir. Daha sonra, çekicin belirli elemanlarının yer değiştirmelerinin ve ivmelerinin zaman geçmişleri olarak grafiksel bir biçimde sunulduğu sayısal simülasyonlar yapılmıştır. Bir kalıp çekicinin analiz edilen tasarımının, ivmelerinin yanı sıra yeterince düşük seviyede titreşim genliklerine sahip olduğu gösterilmiştir.

Manohar vd. (2017) yaptıkları çalışmada, makine temelinin dinamik analizi araştırılmıştır. Makine temelinin analizi, sadece statik yükleri değil, aynı zamanda makinenin çalışmasından kaynaklanan dinamik yükleri de içerdiği, makine temeli bu yüklere dayanması gerektiği, temelin altındaki toprağın doğal frekansını azaltmanın hayati hale geldiği vurgulanmıştır. Bu tür bir işlem, zemini hendekleyerek ve farklı türde izolasyon malzemeleri yerleştirerek temelin altında katmanlı bir zemin hazırlamak gerektiği ifade edilmiştir.

Mohamed (1997) tarafından, makine temellerinin dinamik etkileşimi üzerine yapılan çalışmada, çok hafif (yüzde biri mertebesinde) titreşim büyüklüğü makinenin işlevine zarar verebileceği veya çevredeki yapıların güvenliğini tehdit edebileceği, bu nedenle makinelerin kodları ve üreticileri makine temelinin titreşimlerinin genliğini sınırladığı

ifade edilmiştir. Frekanslarına ve türlerine bağlı olarak belirli değerlere çoğu tasarımda, yakındaki makine temellerinin etkileşimi, çapraz etkilerini en aza indirmek için birbirinden uzak oldukları varsayımıyla göz ardı edildiği, makine temeli etkileşiminin güvenilir bir analizi olmadan, etkileşimin göz ardı edilmesi tatmin edici olmayan sonuçlara yol açabileceği belirtilmiştir. Bu araştırmada, makine temellerinin çapraz etkileşimi, sonlu elemanlar yöntemi (FEM) kullanılarak incelenmiştir. Zemin, visko-elastik yarı boşluk olarak modellenerek, karmaşık yanıt yöntemi benimsenir ve analiz frekans alanında uygulanmıştır. Üç boyutlu sonlu elemanlar kullanan, düşey harmonik kuvvetlerle yüklü iki kare temelden oluşan bir model, aşağıdaki faktörleri incelemek için analiz edilmiştir:

1. Yükleme parametrelerinin (açısal hız, genlik ve faz farkı) ve yüzey temellerinin etkileşimi üzerindeki aralığın etkisi.
2. Gömülü-yüzey temeller ve gömülü-gömülü temeller durumunda temel gömülmesinin etkisi.
3. Bitişik temellerin etkileşimi üzerindeki zemin derinliğinin alttaki kaya tabakasına etkisi.
4. Bitişik temellerin etkileşimini azaltmak için hendeklerin kullanılması.

Makine temellerinin etkileşimini hesaba katmak için 5,0'lık bir kütle oranı için boyutsuz eğriler geliştirilmiştir. Sonuçlar, makine temelinin tatmin edici bir hizmet verebilirliğini elde etmek için etkileşimin önemini göstermektedir. Çalışma aynı zamanda, komşu temellerin dinamik davranışı üzerindeki yükleme özelliklerinin, aralığın, sıkıştırılabilir tabakanın derinliğinin etkisini de göstermektedir. Aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:

1. Eşit açısal frekanslarda kuvvet uygulanması durumunda, yüzey temellerinin titreşimleri, etkileşim nedeniyle büyüklük olarak iki katına çıkabilir.
2. Yük-titreşim ilişkisi, eşit açısal frekanslarda doğrusaldır ve diğer durumlarda doğrusal değildir.
3. Maksimum faz dışı titreşim genlikleri, küçük bir farkla faz içi titreşim genliklerinden daha büyüktür.
4. Bitişik temelin dinamik etkileşimi düşünüldüğünde, düşey ve sallanan

titreşimler artık birbirinden ayrı değildir.

5. Temellerin gömülmesi, iki temelin eşit şekilde gömülü olması durumunda titreşimi azaltır ve yüzeye gömülü temeller durumunda titreşimi artırabilir.
6. Zeminin sığ derinliklerinde kayaların oluşturduğu durumlarda titreşim genlikleri azaldığı, aynı zamanda temellerin dinamik tepkisi, uygulanan dinamik kuvvetlerin açışal hızından etkilenmediği ifade edilmiştir.
7. Hendekler, 0,1B'den büyük genişlik, 2B'den büyük derinlik ve 3B'den büyük uzunluk ile makine temel etkileşiminin etkisini azaltmak için kullanılabilir; burada B, temel genişliğidir. Bu çalışmanın sonuçlarına göre, tasarımda makine temellerinin etkileşimi dikkate alınması gerektiği, gömme ve hendekler gibi titreşim azaltma yöntemleri, her bir yöntemin parametrelerinin optimum değerlerini elde etmek için araştırılmıştır.

Mori vd. (2016) yaptıkları çalışmada, viskoelastik sönümleyici desteği kullanılarak makine takımının titreşiminin azaltılması araştırılmıştır. Bu çalışmada, önerilen yalıtım sistemi çeşitli takım tezgâhlarına uygulanmış, sönümleyicinin mevcut uygulanan makineden daha büyük makineler için etkili olduğu belirtilmiştir. Sönümleme katsayısı belirlenirken göz önünde bulundurulması gereken olası bir karıştırıcı faktör olduğu ifade edilmiştir.

Mori vd. (2017) tarafından, makinelerde düşük frekanslı titreşimi azaltmak için viskoelastik sönümleyici desteğinin modellenmesi konusunda yapılan bir çalışmadır. Titreşimler, hassas takım tezgâhlarının doğruluğunu ve üretkenliğini bozduğu belirtilmiştir. Sallanma titreşimi, besleme hareketi tarafından uyarıldığı, tüm makinenin titreştiği mod olduğu ve düşük frekanslardaki artık titreşimlerin ana kaynağı olduğu, sallanma titreşiminin özellikleri makine destek yapısının özelliklerinden etkilendiği ifade edilmiştir. Bu nedenle, sallanma titreşiminin neden olduğu artık titreşimleri azaltmak için makine destek yapısının sönümlemesini artırmak gerektiği, buna ek olarak, besleme tahriklerinin hızlanmasından kaynaklanan titreşimleri azaltmak için makine takımlarının sert olmasının önemli olduğu, geleneksel pasif sönümleyici destekler sönümlemeyi artırırken makine destek yapısının sertliğini azalttığı ifade edilmiştir. Sonuç olarak, sallanma titreşiminin yatay bileşenine odaklanarak sertliği azaltmadan destek

sönümlemesini artırmak için pasif bir viskoelastik sönümleyici sistemi geliştirilmiştir. Bununla birlikte, önerilen damper sönümleme kapasitesi büyüklüğe bağlı olduğuna, takım tezgâhlarında sallanma titreşimlerini gerekli seviyeye düşürmek için damper alanının nicel olarak belirlenmesini zorlaştırdığı vurgulanmıştır. Bu çalışmada, geliştirilen viskoelastik sönümleyici modellenerek, modelin doğrusal olmaması nedeniyle, simülasyon için iteratif bir zaman alanı hesaplama yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntem, damperin takım tezgâhı üzerindeki etkisini nicel olarak tahmin etmemizi sağladığı, bu çalışmada önerilen modele dayanarak, önerilen damper sistemi deneme yanılma yöntemiyle makine takımındaki damper alanını ayarlamadan artık titreşimi azaltmak için çeşitli makine takımlarına uygulanabileceği ifade edilmektedir.

Mull vd. (2020) yaptıkları çalışmada, dövme çekiçlerinin üfleme verimliliğini ve enerji tüketimini tahmin etmek için özel olarak tasarlanmış yeni bir çözüm sunulmuştur. Enerji tasarrufu, süreç yönetiminde gerçek bir konu haline geldiği ve dövme makinelerinin enerji tüketiminin optimizasyon amacıyla analiz edilmesine yol açtığı ifade edilmiştir. Bu çalışma, şekillendirme işlemi sırasında makine davranışı nedeniyle kaybedilen enerji miktarına odaklanılarak, makine ve aletler sisteminin yay-kütle-sönümleme modeli, yalnızca dövme aşamasında çekiçle biçimlendirme işlemlerini açıklamak için bir kütük modeliyle ilişkilendirilmiştir. Model parametreleri, bir strok sırasında proses değişkenlerinin deneysel ölçümleriyle tanımlanır ve özellikle takım tezgahları sistemine uyarlanmış parametreler sağladığı belirtilmiştir. Ardından, çelik ve alüminyum kütüklerin deneysel olarak model tahminleri doğrulanmıştır. Model, farklı malzemelerle ardışık darbeler için dövme işlemi değişkenlerini doğru bir şekilde tahmin ettiği, proses verimliliğindeki düşüş ve aynı kütük üzerinde birkaç vuruştan sonra elastik olmayan darbelerden elastik darbelere geçiş de model tarafından tahmin edilmektedir. Bu metodoloji, dövme üreticilerinin kendi makinelerinin dövme enerji tüketimini tahmin etmelerini sağlayan yeni, özel bir çözüm sunularak geliştirilen yaklaşım, yerçekimi düşürücü çekiçlerle ilgilidir, ancak aynı zamanda diğer enerjiyle çalışan makinelere de aktarılabilmesi ifade edilmiştir.

Novak ve El Hifnawy (1983) tarafından yapılan çalışma, çekiç temellerinin titreşimi üzerine yapılan bir araştırmadır. Çekiç temeller genellikle derinden gömülü ve yüksek

oranda sönümlediği belirtilmiştir. Ancak, titreşim genliklerinin tahmininde sönüm genellikle ihmal edildiği, sönümün analize dahil edilmesini mümkün kılan iki yöntem önerilmektedir. Elle hesaplamalar için uygun olan bir yöntem, bir enerji değerlendirmesine dayalı ve bilgisayar analizi için uygun olan diğeri, karmaşık öz değer probleminin kavramları kullanılmaktadır. Zeminden türetilen sönümün, özellikle büyük, gömülü temeller için bulgu genliklerini % 50 azaltılabileceği gösterilmiştir. Analizde ihtiyaç duyulan temel rijitliği ve sönümünün değerlendirilmesi için yöntemler ana hatlarıyla belirtilmiştir.

Novak (1983) tarafından yapılan diğeri bir çalışmada, şok üreten makineler için temeller konusu üzerinde durulmuş, çekiçli temellerin tasarımı için temel kriterler belirtilerek sığ temeller ve kazıklı temeller için rijitlik ve sönüm sabitlerini tanımlama yöntemleri gözden geçirilmiştir. Sönümlü titreşimin tahmine yönelik bir yaklaşım sunularak, sönümün dâhil edilmesi bir enerji değerlendirmesine dayanmakta ve karmaşık öz değer yaklaşımı kullanılarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Sönümlemenin dâhil edilmesi, tepki tahminini daha gerçekçi hale getirdiği ve tepkinin önemli ölçüde abartılmasını ve temelin aşırı tasarlanmasını önleyebileceği ifade edilmiştir.

Okwudire ve Lee (2013), titreşim izolatörlerinin optimum yerleşimi ile ultra hassas üretim makinelerinin artık titreşimlerinin en aza indirilmesi üzerine yapılan bir araştırmadır. Ultra hassas üretim (UPM) makineleri, mikrometre düzeyinde özelliklere ve nanometre düzeyinde toleranslara/yüzey kaplamalarına sahip karmaşık parçaları imal etmek ve ölçmek için kullanıldığı, makinelerin eksenlerinin hareketi sırasında oluşan düşük frekanslı artık titreşimlerin azaltılması gerektiği, titreşim izolasyon sistemi tasarımında uzun süredir devam eden bir kural, izolatörleri tüm titreşim modları ayrılacak şekilde yerleştirilmesi gerektiği ifade edilmiştir. Bu makale, yalıtkan sistemin titreşim modlarının yalıtkanların konumunu değiştirerek birleştirilmesinin, artık titreşimlerin büyük ölçüde azaltılmasına izin veren koşulları sağladığını göstermek için pasif olarak yalıtılmış bir sistemin 2B dinamikleri kullanılmıştır. Artık titreşim enerjisini en aza indiren bir amaç fonksiyonu tanımlanarak, amaç fonksiyonunun analizleri, önerilen titreşim modlarının ayrıştırılması uygulamasının, kalan titreşim azaltma açısından optimal olmayan sonuçlara yol açmadığından daha sık olduğunu ortaya koymaktadır.

Analizler ayrıca, artık titreşimleri azaltmak için izolatörlerin doğru bir şekilde yerleştirilmesi için kılavuzluk sağlayarak, pasif olarak izole edilmiş ultra hassas bir takım tezgâhı üzerinde yürütülen simülasyonlar ve deneyler, bulguları doğrulamak için kullanılmış, takım tezgahının titreşimlerinde beş kat azalma, titreşim izolasyon kalitesinden (yani iletilebilirlikten) ödün vermeden elde edilebileceği ifade edilmiştir.

Öztürk vd. (2008) tarafından, dinamik yüklü temelerde titreşim izolasyonu araştırılmıştır. Makine temelleri, genel olarak betonarme ile inşa edilmiş dinamik yüklü temeller olarak ifade edilmiştir. Bir makine temelinin tasarımı, yalnızca statik yükleri destekleyen bir temelden daha karmaşık olduğu belirtilmiştir. Tasarımcı, makine temellerinde, statik yüklere ek olarak, makinenin çalışmasından kaynaklanan dinamik kuvvetleri ve sismik etkileri de dikkate alması gerektiği vurgulanmıştır. Rezonansın meydana gelmesi ve bunun sonucunda titreşim genliklerinin artması üzerindeki etkisi, makine temellerinde en yaygın sorun kaynaklarından birisi olduğu, mevcut makine temellerinde olası titreşim izolasyonu yöntemleri, uyarıcı yüklerin dengelenmesi, zeminlerin stabilizasyonu, yapısal önlemlerin kullanılması, hendek bariyerleri ile izolasyon, binalarda izolasyon olduğu belirtilmiştir. Bu çalışmada, titreşim soğurma ve yalıtımının temel ilkeleri, ortak titreşim soğurucularının tanıtılması, soğurucular üzerindeki temel için tasarım prosedürü, dalga bariyerli titreşim yalıtımının tasarım ilkeleri ve mevcut makine temellerinde titreşim genliklerini azaltma yöntemleri açıklanmıştır.

Prakash ve Puri (2006) tarafından, titreşimli makineler için temeller konulu yapılan çalışmada, titreşimli yüklere maruz kalan temellerin tepkisini belirlemek için analiz yöntemleri açıklanmıştır. Bir makine temelinin tasarımı genellikle temel-zemin sisteminin bir veya iki serbestlik derecesine sahip yay-kütle-sönümleyici modeli olarak idealleştirilmesiyle yapıldığı, çoğu makine temeli, yüzey temeli olarak kabul edilerek zemin yayı ve sönüm değerleri, elastik-yarım uzay analoğu kullanılarak belirlendiği, gömülü temellerin tepkisi için yay ve sönüm değerleri de elastik yarı uzay konseptinden belirlenebileceği, zemin yayı ve sönüm değerleri de empedans-uyum fonksiyonu yaklaşımı ile elde edilebileceği belirtilmiştir. Ayrıca, makine temellerinin tahmin edilen ve gözlemlenen tepkisi hakkında kısa bir tartışma sunulmuştur.

Prolović vd. (2004) tarafından, temel yapısının dinamik tepkisi üzerindeki darbe yükünün biçiminin etkisi konusunda yapılan çalışmada, modern inşaat mühendisliği tasarımında, özellikle makine temelleri alanında, kısa süreli, yüksek yoğunluklu yükler olan darbe yükü şeklindeki dinamik hareketlerin çok sık görüldüğü ifade edilmiştir. Etki eden bir kuvvet, kısa bir zaman aralığı boyunca sabit kaldığında; itme, yükün tanımlı artış ve azalış süresi ile yamuk, üçgen, parabolik ve sinüzoid formun aksine dikdörtgen bir formda olduğu belirtilmiştir.

Qiu vd. (2021) tarafından, doğrusal olmayan titreşim izolatörlerinin hem yer değiştirme hem de kuvvet uyarıları altında analizi ve tasarımı yapılmıştır. Bu çalışmada, karmaşık yükleme uyarıları altında doğrusal olmayan izolasyon sistemlerinin izolasyon performansını tahmin etmek için kapsamlı iletilebilirlik olarak bilinen yeni bir kriter önerilmiştir. Birleşik bir yarı-sıfır-sertlik (QZS) izolatörü ve diğer yaygın izolatör sistemlerinin ve mevcut QZS sisteminin kapsamlı performansı analiz edilmiştir. İzolasyon sisteminin normalize edilmiş diferansiyel denklemlerine dayalı olarak, farklı izolasyon sistemlerinin izolasyon performansları, kapsamlı geçirgenlik kriteri kullanılarak incelenmiş ve birleşik QZS izolatörünün diğerlerinden daha iyi izolasyon performansına sahip olduğu gösterilmiştir. Ek olarak, kapsamlı iletilebilirliğin çıkış frekansı yanıt fonksiyonu (OFRF) gösterimi türetilir ve OFRF kullanılarak QZS izolasyon sisteminin optimal tasarımı geliştirilmiştir. Simülasyon sonuçları, tasarımın hem kuvvet hem de yer değiştirme uyarıları ile titreşim izolatörünün gereksinimlerini karşılayabildiğini ve mühendislik uygulamasında doğrusal olmayan izolasyon sistemlerinin tasarımına uygulanabileceği ifade edilmiştir.

Raju ve Annessh (2017) tarafından, dövme çekiçten kaynaklanan titreşimleri kontrol etmek için temel sistemlerinin analizi ve tasarımı üzerine bir çalışma yapılmıştır. Dövme çekiç makineleri, temel üzerinde yüksek darbe yüklerine neden olarak titreşimlerin yakındaki binalara yayılmasına neden olduğu, yakınlardaki ve bitişik yapılardaki hassas makinelere minimum rahatsızlık vererek çekicin uzun süreli verimli çalışmasını sağlamak için bir dövme çekiç temel sisteminin tasarlanması gerektiği vurgulanmıştır. Hâlihazırda, örsün altında elastomer ve temelin altında yay muhafazaları titreşim emilimi için

kullanıldığı, mevcut çevresel spesifikasyonlara göre, örs ve temel in altında elastomerlere sönümleme veya yaylı damper muhafazaları sağlanarak titreşimlerin azaltılması gerektiği belirtilmiştir. Tüm bu durumları dikkate alan analitik ve sonlu elemanlar yöntemleri, mevcut çevre standartlarına göre titreşim seviyelerini azaltmak için geliştirilmiştir.

Saberi vd. (2021) tarafından, çekiçle sıcak dövme işleminde mekanik titreşimleri teorik ve deneysel olarak araştırılmıştır. Bir çekiçli dövme işleminde mekanik titreşimlerin karakterizasyonu, makine tasarımı ve üretim mühendisliği için son derece önemli bir parametre olduğu, bir dövme çekicinin reaksiyon kuvvetlerine dinamik tepkisi, malzeme davranışından, zamandan, yaylı damper sisteminden ve temelden etkilendiği belirtilmiştir. Bu araştırmada; ilk olarak, kütle oranı ve restitüsyon katsayısının dövme verimliliğine etkisi teorik olarak karakterize edilerek, örs başlangıç hızının dövme verimliliği üzerindeki ilginç etkisi de analitik olarak sunularak, bir LASCO HO U-315 çekicinin mekanik titreşimleri deneysel olarak incelenmiştir. Deneme parçaları oluşturmak için iki çelik kalitesi S355 ve 42CrMo4 kullanılarak, sıcak kalıpta dövme işlemi sırasında şahmerdan hızı ve örsün ivmesi, LSV-2000-45 tipi bir lazer hızölçer kullanılarak ölçülmüştür. Dövme işleminin verimliliğine dövme süresi, eskitme katsayısı, enerji kaybı ve darbeler arasındaki zaman aralığının (gecikme) etkileri incelenmiştir. Kalıp temasından önceki enerji kaybının yaklaşık % 10 olduğu belirlenmiştir. Ayrıca, olağan aralıktaki darbeler arasındaki zaman aralığındaki bir değişikliğin, örsün titreşimlerinin yoğunluğu veya çekicinin enerji kaybı üzerinde hiçbir etkisi olmadığı gösterilmiştir. Örsün serbest sönümlü titreşimlerinin makine sertliğine, sönümleme katsayısına ve makine kütlesine bağımlı olduğu vurgulanmıştır. Teorik analiz, yaklaşık 0,2 m/s'lik bir örs başlangıç hızının, dövme verimliliğinde % 4'lük bir artışla sonuçlandığını, deneysel ve teorik sonuçların uyumlu olduğu ifade edilmiştir.

Shimada ve Shabana (2011), karmaşık esnek çok gövdeli sistemlerde darbe kaynaklı titreşim: pres makinelerinin sayısal ve deneysel incelenmesi üzerine yapılan çalışmada, doğrusal olmayan karmaşık çok gövdeli sistem uygulamalarında darbe kaynaklı titreşimlerin sayısal ve deneysel incelemeleri yapılmıştır. Bu tür karmaşık sistemlerin darbe tepkisini doğru bir şekilde modellemek için, sonlu eleman ve çok gövdeli sistem algoritmalarının entegrasyonuna dayanan bir hesaplama yöntemi kullanıldığı, sonlu

elemanlar kayan referans çerçevesi formülasyonunu kullanan bu prosedür, keyfi eklem kısıtlama ve zorlama fonksiyonlarının tanımlanmasına, rijit gövde hareketi ile elastik deformasyon arasındaki bağlantının doğru bir şekilde yakalanmasına ve çok gövdeli sistem modelindeki rijit ve esnek gövdeler arasındaki darbe kuvvetlerinin modellenmesine olanak tanıdığı belirtilmiştir. Sistem hareket denklemleri, seyrek matris tekniklerinin kullanımına izin veren artırılmış Lagrange formülasyonu kullanılarak geliştirildiği, bu çalışmada kullanılan algoritma, kinematik kısıtlama denklemlerinin konum, hız ve ivme seviyelerinde karşılanmasını sağladığı ifade edilmiştir. Bu çalışmada, doğrusal olmayan bir pres makinesinin darbe kaynaklı titreşimi sayısal ve deneysel olarak araştırılmıştır. Böyle bir pres makinesinin dinamik davranışını doğru bir şekilde modellemek için, itici darbe kuvvetlerinden kaynaklanan transfer besleyici elastik deformasyonlarını modellemek gerektiği belirtilmiştir. Bu araştırmada, transfer pres sisteminin ve çerçevesinin deformasyonları, bileşen mod sentezi teknikleri kullanılarak çok yüksek frekanslı titreşim modlarını filtreleyerek serbestlik derecesi sayısını etkili bir şekilde azaltmaya olanak tanıyan yüzer referans çerçevesi formülasyonu kullanılarak modellenmiştir. Bu çok gövdeli sistemi modellemek için gerekli olan çeşitli bağıl açı ve açısal hız kinematik kısıtlamalarının formülasyonları, transfer besleyici karmaşık dönme bileşenlerini modellemek için geliştirilmiştir. Bu çalışmada geliştirilen üç boyutlu çok gövdeli sistem transfer presi modeli kullanılarak elde edilen sayısal sonuçlar, deneysel sonuçlar kullanılarak doğrulandığı ifade edilmektedir.

Soliman ve Hallam (1968) tarafından, rijit olmayan makineler ve rijit olmayan temeller arasında titreşim izolasyonu konusunda yapılan çalışmada, rijit olmayan bir temel üzerine herhangi bir sayıda yalıtkan tarafından monte edilen ve herhangi bir sayıda girdi kuvveti tarafından uyarılan rijit olmayan bir makinenin tepkisini yöneten bir denklem türetilmiştir. Denklemin iki basit probleme uygulanması ayrıntılı olarak ele alınarak, hem rijit birleştirilmiş hem de elastik olarak bağlanmış viskoz sönümleyiciler araştırılmıştır. Sönümsüz izolatörlere monte edildiğinde sistemin tepkisine ilişkin bir bilgidir, “optimum” bir izolatör sönümleme değerinin nasıl elde edilebileceği açıklanmıştır.

Svinkin (1995) tarafından, darbe yükleri üreten makine temellerinin titreşimleri ve temel oturumları araştırılmıştır. Dövme atölyeleri gibi darbe yükleri üreten makinelerin

altındaki temeller, toprakta dalga yayılımının başlıca endüstriyel kaynaklar olduğu, ortaya çıkan düşey zemin titreşimleri, kolon temellerinin dinamik oturmalarına neden olabileceği ifade edilmiştir. Bir dizi vaka geçmişinin analizi, demirci atölyelerinde kolonların altındaki ve onlarla bağlantılı dış duvarlardaki temellerinin dinamik oturmalarının, zemin koşulları doymuş kumlardan farklı olduğunda nispeten yavaş gerçekleştiği belirtilmiştir. Atölye dış duvarlarının büyük ölçüde hasar görmesinin başka nedenlerinin de olduğu, yeni makine temellerinden dinamik oturmaları tahmin etmek için, beklenen temel titreşimlerinin bilinmesi gerektiği, darbe yükleri üreten makinenin altına temelin kurulmadan önce zemin ve bina titreşimlerinin tahmin yöntemi kullanılarak belirlenebileceği ifade edilmektedir.

Tanaka ve Kikushima (1985) tarafından yapılan çalışmada, dövme çekiçleri, pres makineleri vb. gibi titreşimli makineler tarafından üretilen yer titreşimini azaltmak amacıyla, aktif bir titreşim izolasyon yöntemi açıklanmıştır. Geleneksel izolatörlerden farklı olarak, önerilen aktif izolatör, makinelerin rijit desteğine izin verdiği, aktif izolasyon yönteminin prensibi gösterilmiş ve sistem denklemleri türetilmiş, aktif izolasyon sisteminin özellikleri ve tasarım parametreleri sunulmuş, ileri beslemeli kontrol yöntemi açısından dinamik dengeleyiciler, uyarıcı kuvveti yeterince bastırarak şekilde tasarlanmış ve aktif izolatörün yer titreşimini azaltmak için uygulanabilir olduğu ifade edilmektedir.

Trabka (2018) tarafından, temel tiplerinin dövme çekiçlerinin kinematiği ve dinamiği üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Dövme çekiçleri için üç tip temel, hesaplamalı modeller Matlab programında sayısal olarak analiz edilerek, hangi temel tipinin dövme çekiçleri için en uygun çalışma koşullarını sağladığı tespit edilmiştir. Temel tipine bağlı olarak çekiçlerin kullanımına ilişkin kısıtlamalar da belirtilmiştir.

Trabka (2019) yaptığı diğer bir çalışmada ise, darbe şekli ve süresinin bir dövme sisteminin dinamik tepkisine etkisi araştırılmıştır. Dövme çekiçleri, çalışmaları hem kuruldukları yerde (zemin yerleşimi) hem de çevrelerinde olumsuz etkilere (örneğin, diğer cihazlara yayılan titreşimler, gürültü vb.) neden olan makineler olduğu ifade edilmiştir. Bir şahmerdanın şekillendirilmiş bir malzemeye çarpması sonucu ortaya çıkan

kuvvetin zaman geçmişini karakterize eden parametrelerin bilinmesi, hem şahmerdanın yapısının hem de evre üzerindeki etkisinin doğru analizi için temel öneme sahip olduğu vurgulanmıştır. Bu makalede, darbeli yükün şekli ve süresinin eki-temel dövme sisteminin dinamik tepkisi üzerindeki etkisi değerlendirilmiştir. Farklı darbe biçimleri kullanarak koçun dövme malzemesine çarpması sonucu ortaya çıkan kuvvetlerin analitik bir tanımlama yöntemi sunularak, bu şekilde tanımlanan kuvvetler, üç serbestlik dereceli dövme sisteminin matematiksel modelinde yükü olarak kullanılmıştır. D'Alembert prensibinden türetilen hareket denklemleri Matlab programında sayısal olarak çözülerek, darbe boyutları aynı fakat süreleri farklı olan sekiz darbe yükü için analizler yapılmıştır. Sonuçlar grafikler halinde sunularak, eki-temel sisteminin her bir bileşeninin maksimum yer değiştirmesi, hızı ve ivmesi ile zemine iletilen maksimum kuvvetler üzerinde bir darbenin süresinin şeklinden daha büyük bir etkiye sahip olduğu ifade edilmiştir.

nver ve Bozkurt (2018), sıcak dövme sanayisinde çalışanların titreşimle ilgili risklerden korunma çalışmaları konusunda yapılan bir araştırmadır. Bu çalışmada, dövme sanayinde karşı vuruşlu eki tezgâhlarının, operatör üzerinde meydana getirdiği titreşimi nleme çalışmaları, tezghlardan meydana gelen ölçüm değerleri ile beraber iş sağlığı ve güvenliği açısından titreşim maruziyet değerleri yönetmelikte belirtilen değerler ile kıyaslanarak açıklanmıştır.

Wang ve Dong (2006) tarafından, dövme çekiçleri için düşük darbeli iletim temelinin tasarım optimizasyonu üzerine yapılan çalışmada;

Amaç - Titreşim ve şok izolasyonu için mekanik bir sistemin, özellikle de bir dövme çekici için viskoz yay izolatörü montaj sisteminin tasarım optimizasyonunu gerçekleştirmek için yeni bir yöntem açıklanmıştır.

Tasarım/metodoloji/yaklaşım - İzole bir temel için sistem dinamiği modeli ve darbe ykleri altında sistem tepkisini elde etmek için çözüm tekniği tanıtılarak, tasarım değişkenleri olarak izolatörün sertlik ve sönümleme katsayıları, temel bloğunun kütlesi ve zeminin destek alanı kullanarak tasarım kısıtlamaları altında maksimum darbe

kuvveti aktarılabilirliğini en aza indirmek için bir tasarım optimizasyon problemi formüle edilmiştir. Optimizasyon problemini çözmek için özel bir benzetimli tavlama (SA) algoritması uygulanmıştır.

Bulgular - Viskoz yay izolatör montaj sistemi, uygun şekilde tasarlanırsa, şok ve titreşim iletiminin ve temel boyutunun önemli ölçüde azaltılabileceği ifade edilmiştir. Optimizasyon, geleneksel tasarımlara göre daha üstün darbe ve titreşim izolasyon kabiliyetine sahip bir montaj sistemine yol açtığı vurgulanmıştır. Tipik bir 3 tonluk dövme çekici üzerinde yapılan duyarlılık çalışması ve tasarım optimizasyonu, yeni tasarım yönteminin avantajlarını ortaya koyduğu ifade edilmektedir.

Araştırma sınırlamaları/çıkarımları - Tasarım optimizasyonunun doğruluğunu daha da artırmak için daha ayrıntılı bir sistem dinamiği modeli ortaya konabileceği belirtilmiştir.

Pratik çıkarımlar - Bu çalışma, viskoz yay izolatörlü temel sistemleri için daha iyi bir tasarım yöntemine yol açtığı ifade edilmektedir.

Özgünlük/değer - Bu çalışma, viskoz yay izolatör temel sistemlerinin tasarım optimizasyonu üzerine daha ileri araştırmalar için temel oluşturduğu ve SA optimizasyon tekniğinin mühendislik tasarımına uygulanmasına katkıda bulunacağı ifade edilmektedir.

Xu vd. (2017) tarafından, yüksek hızlı hassas servo sayısal kontrollü zımbalama presinin titreşim kontrolü: çok alanlı simülasyon ve deneyleri yapılmıştır. Zımbalama presinin titreşim modlarını keşfetmek için yüksek hızlı bir zımbalama presinin üç serbestlik dereceli matematiksel titreşim modeli geliştirilmiştir. Farklı koşullardaki kinematik durumu ve ayrıca yük dalgalanmasının motor hızı üzerindeki etkilerini tahmin etmek için zımbalama presinin çok alanlı bir modeli kurularak, zımbalama presinin ivmesinin deneysel ölçümleri yapılmıştır. Sonuç karşılaştırıldığında, çok alanlı modelin titreşim modeli ve deneysel ölçümlerle tutarlı olduğu belirtilmiştir. Zımbalama presinin modal analizi ve yapı modifikasyonu yapılarak, zımbalama presinin tabanındaki temel, aşırı titreşime karşı iyileştirildiği ve temel boyutlarının titreşim üzerindeki etkileri çok bölgesel model yardımıyla açıklanmıştır. Son olarak, titreşimi azaltabilecek uygun temel tasarımı

elde edilmiştir.

Xu vd. (2020) tarafından yapılan diğer bir çalışmada ise, çok alanlı modellemeye dayalı yüksek hızlı delme presinde temel şekli ve boyutunun titreşim azaltma üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Çok alanlı modelleme yöntemi yardımıyla, yüksek hızlı bir delme presinin titreşim modeli kurularak, temelin şekli ve boyut parametrelerinin delme presinin titreşimi üzerindeki etkisi açıklanmıştır. Kurulum alanından tasarruf etme öncülü altında titreşim azaltma etkisi en iyi olan dikdörtgensel temel boyutu elde edilmiştir. Yüksek hızlı delme presinin titreşim azaltma temelli çok alanlı modelin geçerliliği, simülasyon sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırılarak doğrulanmıştır.

Zhao vd. (2016), 12 000 kN ince kesme pres çerçevesinin sonlu eleman analizi ve topoloji optimizasyonu konusunda yapılan bir araştırmadır. İnce körleme pres çerçevesi, ince körleme presinin temel bileşenlerinden birisi olduğu, körleme hassasiyetini sağlamak için çerçevenin iyi performans göstermesinin önemli olduğu, aynı zamanda, çerçevenin hafif olması toplam pres ağırlığını azaltacağı, üretim ve nakliye tüketimini düşüreceği ifade edilmiştir. Bu makalede, topoloji optimizasyon teknolojisi 12 000 kN ince kesme pres çerçevesini optimize etmek için kullanılmıştır. İlk olarak, orijinal 12 000 kN ince kesme presi çerçevesini analiz etmek için bir sonlu eleman modeli oluşturularak, sonlu eleman modellemesinin uygun yolu bir deney ile belirlenmiştir. Ardından, Penalizasyonlu Katı İzotropik Mikro Yapılar (SIMP) yöntemi kullanılarak bir optimizasyon problemi formüle edilmiştir. Daha sonra bir test topolojisi optimizasyonu gerçekleştirilmiş ve bunun sonucunda bazı karmaşık, üretilemeyen tasarım özellikleri ortaya çıktığı, ortaya çıkan bu sorunlarla başa çıkmak ve daha net bir konfigürasyon ve daha iyi üretilebilirliğe sahip bir sonuç elde etmek için, üretim kısıtlamalarının önemli bir rol oynadığı iki aşamalı bir optimizasyon prosedürü önerilmiştir. Sonuçta, çerçeve için optimize edilmiş bir CAD modeli oluşturulmuş ve sonlu elemanlar analizi, orijinal çerçeveye kıyasla performans biraz artarken, % 13,66 hacim azalması sağlandığı ifade edilmektedir.

Zheng vd. (2011) tarafından, yüksek hızlı pres sistemi için doğrusal olmayan kombinasyon disk-yay titreşim izolatörünün modellenmesi ve simülasyonu üzerine yapılan bir araştırmadır. Değişken sertliği, sürtünme sönümlemesini kendi başına

sağlayabilmesi ve uzay tabanlı uyarlanabilir performansı ile disk yay, silindirik helisel yayın yerini alarak havacılık, metalurji, mimari, makine vb. alanlarda geniş uygulama alanı bulduğu ifade edilmiştir. Doğrusal olmayan disk-yay kombinasyonu titreşim izolatörü için, bu çalışmada klasik disk yay teorileri temelinde matematiksel model oluşturulmuştur. Kombinasyon titreşim izolatörünün basit harmonik uyarım altındaki simülasyon sonuçları ve sönümleme oranının ve farklı yük tiplerinin titreşim izolatörü üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Elde edilen bulgular doğrusal olmayan kombinasyon disk-yay titreşim izolatörünün parametrelendirilmesi ve serileştirilmesi için sağlam bir temel oluşturmaya yardımcı olduğu ifade edilmektedir.

Zheng vd. (2012) tarafından yapılan diğer bir çalışmada, kapalı yüksek hızlı pres sisteminin dinamik modellemesi ve tepki analizi araştırılmıştır. Prototip testinin yapılmasının imkansız olduğu tasarım prosedürü sırasında kapalı yüksek hızlı pres sisteminin dinamik performansını tahmin etmek ve değerlendirmek için dinamik bir model oluşturmak gerekli olduğu vurgulanmıştır. Bu çalışmada, dinamik performansını tahmin etmek ve değerlendirmek için kapalı yüksek hızlı pres sistemi için dinamik bir model geliştirilmiştir. Pres çerçevesinin tek bir kütle olarak kabul edildiği ve aktarım mekanizması ile karmaşık çerçeve yapısının etkilerinin ihmal edildiği önceki modellerden farklı olarak, mevcut model çok gövdeli bir titreşim-darbe sisteminin dinamik tepkisini analiz etmek için kullanılabileceği belirtilmiştir. Simülasyon sonuçları, kazık çakma koşulu altında presin dinamik tepkilerinin geçici bir darbe ve serbest bir titreşim süreci içerdiğini ortaya koyduğu, kapalı yüksek hızlı presin üst kirişinin titreşim ivmesi ve hız eğrileri artan dönüş hızı ile azaldığı, buna karşılık, presin alt kirişinin titreşim ivmesi ve hız eğrileri artan dönüş hızıyla birlikte arttığı ifade edilmiştir. Deneysel sonuçlar, burada önerilen dinamik modelin kapalı yüksek hızlı presin gerçek çalışma durumuyla tutarlı olduğunu ve dinamik modelin geçerliliğinin doğrulandığı belirtilmiştir.

Zheng vd. (2014) tarafından yapılan diğer bir çalışma ise, doğrusal olmayan kuru sürtünme montaj sistemine sahip blok temellerin darbe yüklerine karşı dinamik tepki analizi konusunda yapılan bir araştırmadır. Prototip testinin yapılmasının mümkün olmadığı tasarım prosedürü sırasında doğrusal olmayan kuru sürtünme montaj sisteminin dinamik performansını tahmin etmek ve değerlendirmek için dinamik bir model

oluşturmanın önemli olduğu ifade edilmiştir. Kuru sürtünme kuvvetinin yönünün her zaman bağıl hızın tersi olarak kabul edildiği geleneksel ideal kuru sürtünme modelinin aksine, bu çalışmada, histeretik modele dayalı yeni bir kuru sürtünme kuvveti eşdeğer direnç modeli önerilmiştir. Eşdeğer direnç, yönü bağıl hızın tersi olmayan yay kuvveti ve sönümleme kuvvetini içermektedir. Ardından, doğrusal olmayan kuru sürtünmeli montaj sistemine sahip blok temelin dinamik bir modeli oluşturularak, eşdeğer direnç dinamik modele uygulandığında, dinamik tepkileri dikdörtgen darbe, yarım sinüs darbe ve üçgen darbe altında elde edilmiştir. Deneysel sonuçlarla karşılaştırıldığında, eşdeğer direnç modeline dayalı dinamik yanıtlar, ideal kuru sürtünme modeline dayalı simülasyon sonuçlarıyla daha tutarlı olduğu ve bu çalışmada histerezis model için eşdeğer direnç modelinin geçerliliği doğrulanmıştır. Ayrıca, darbe şekli ve darbe süresinin doğrusal olmayan kuru sürtünmeli montaj sistemine sahip blok temellerin dinamik tepkileri üzerindeki etkisi araştırılmıştır.

Zhu vd. (2004) tarafından, doğrusal olmayan sönümlemeli ve doğrusal olmayan yaylı iki serbestlik dereceli bir titreşim sisteminin doğrusal olmayan dinamiklerinin analizi üzerine yapılan çalışmada, doğrusal olmayan sönümlemeli ve doğrusal olmayan yay içeren iki serbestlik dereceli bir titreşim sisteminin doğrusal olmayan dinamiği araştırılmıştır. Analitik sonuçlar, genlik ve salınımı azaltma amaçlarının, sistem parametrelerinin uygun şekilde ayarlanması ve uyarma frekansının değeri dikkate alınarak gerçekleştirilebileceği, doğrusal olmayan izolatörün tasarımı ve iyileştirilmesi için bazı mevcut kanıtlar sağlayabileceği belirtilmiştir. Sayısal simülasyonlar, sistemin periyodik, yarı-periyodik ve kaotik hareketler sergilediği ifade edilmektedir.

3. MATERYAL ve METOT

3.1 Giriş

Farklı tiplerde titreşim izolatörleri ve süspansiyon sistemleri kullanılmasına rağmen, daha zorlu mühendislik gereksinimlerini karşılamak için yeni titreşim izolasyon teknolojilerinin geliştirilmesi gerekmektedir. Bu nedenle, bu tezin amacı, presin zemin yalıtımında kullanılacak titreşim izolatörünün parametrelerini değiştirerek sertlik ve sönümleme katsayılarını ayarlayabilen bir titreşim izolatörü üzerinde çalışmaktır. Bu nedenle, bu amaca ulaşmaya yönelik ilk adım, bu bölümün amacı olan araştırma konusuyla ilgili genel bilgilerin gözden geçirilmesidir.

Genel bilgiler titreşim kavramını tanıtarak başlar. Bu, titreşimlerin fiziksel anlamını, titreşim uyarımlarının türlerini ve titreşimleri azaltma yöntemlerini içerir. Daha sonra, titreşimlerin etkisini en aza indirmek için en çok tercih edilen çözümlerden biri olan titreşim izolasyon sistemlerine odaklanılmaktadır. İzolatörlerin performansını değerlendirmek için kullanılan kriterler ve titreşim izolatörlerinin performansını etkileyen ana parametreler sunulmuştur. Yalıtım uygulaması için kullanılacak matematiksel modellemeler, deneysel çalışma yöntemi ve parametreleri verilmiştir.

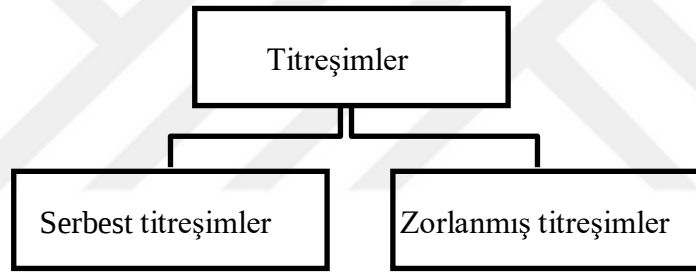
3.2 Titreşim Kavramı

Mekanik bir sistemin tekrarlayan, periyodik veya salınımlı her türlü tepkisine titreşim denir. Tekrarlama oranı frekans olarak adlandırılırken, bu hareketin değeri genlik olarak adlandırılır. Titreşimli bir sistem, kinetik enerjisinin potansiyel enerjisine aktarılmasını ve bunun tersini içerir ve her döngüde bir miktar enerji dağılır. Bir sarkacın hareketi titreşimli bir sisteme örnektir (Elderrat 2016).

Titreşim teorisi, cisimlerin salınım hareketlerinin ve bunlarla ilişkili kuvvetlerin incelenmesiyle ilgilenir. Üretilen titreşimler, belirli türdeki makine aletlerinde veya üretim hatlarında sık karşılaşılr. Ancak çoğu durumda, mekanik sistemlerin titreşimleri verimliliği düşürdüğü, enerji israfına neden olduğu ve zararlı hatta tehlikeli olabileceği için istenmeyen bir durumdur. Noktasal kütlelerin titreşim dinamikleri ve diğer temel basit

modeller, gerçek hayattaki mekanik sistemlerden bazılarını temsil etmektedir. İmalat ürünleri söz konusu olduğunda, büyük imalat makinelerini hızlı çalıştırmamız gereken verimliliğin artırılması gerekir. Büyük makinelerin bu hızlı hareketi genellikle daha fazla titreşim üretir (Chilakapati 2016).

Titreşimler Şekil 3.1’de gösterildiği gibi iki ana grupta sınıflandırılabilir. Titreşimler bir mühendislik sisteminde doğal olarak meydana gelebilir ve serbest titreşim olarak adlandırılan serbest ve doğal dinamik davranışını temsil edebilir. Ayrıca, titreşim bir sisteme bir çeşit uyarma yoluyla zorlanabilir. Bu zorlanmış titreşim olarak bilinir. Zorlanmış titreşimler de iki geniş kategoriye ayrılabilir. Sistemin tepkisi tahmin ediliyorsa, bu deterministik titreşimler olarak bilinir. Bunun tersi durum, sisteme etki eden hareket değerinin herhangi bir zamanda bilinmediği durumlarda rastgele titreşimler olarak adlandırılır.



Şekil 3.1 Titreşimin sınıflandırılması (Elderrat 2016).

Titreşim bilimi ve mühendisliği iki geniş uygulama kategorisini içerir: gerekli bir yararlı titreşim biçiminin üretilmesi veya istenmeyen titreşimlerin bastırılmasıdır. Bazı uygulamalarda titreşimden yararlanılabilir. Bu gibi durumlarda, sistemlerin verimliliğini artırmak için titreşimin varlığı gereklidir. Bununla birlikte, çoğu yapı ve ekipmanda titreşimin varlığı bir sorun olarak kabul edilir. İstenmeyen titreşim, makinelerin performansında düşüşe neden olur ve hatta makinenin arızalanmasına neden olabilir. Ayrıca, belirli bir yapı için rezonans durumuna yol açabilir. Tacoma Narrows Köprüsü, 1940 yılında inşasından üç ay sonra rezonans nedeniyle yıkılan bir yapı örneğidir. Ayrıca, çok sayıda uygulamada insanlar sistemin ayrılmaz bir parçası olarak hareket etmektedir. Örneğin, çeşitli ulaşım türleri, binalar ve makinelerdir. Titreşim insanlara iletilirse, rahatsızlığa, verimlilik kaybına ve muhtemelen sağlık sorunlarına neden olabilir. Bu

nedenle, sistemlerdeki istenmeyen titreşimi kontrol etme yöntemini gözden geçirmek önemlidir (Elderrat 2016).

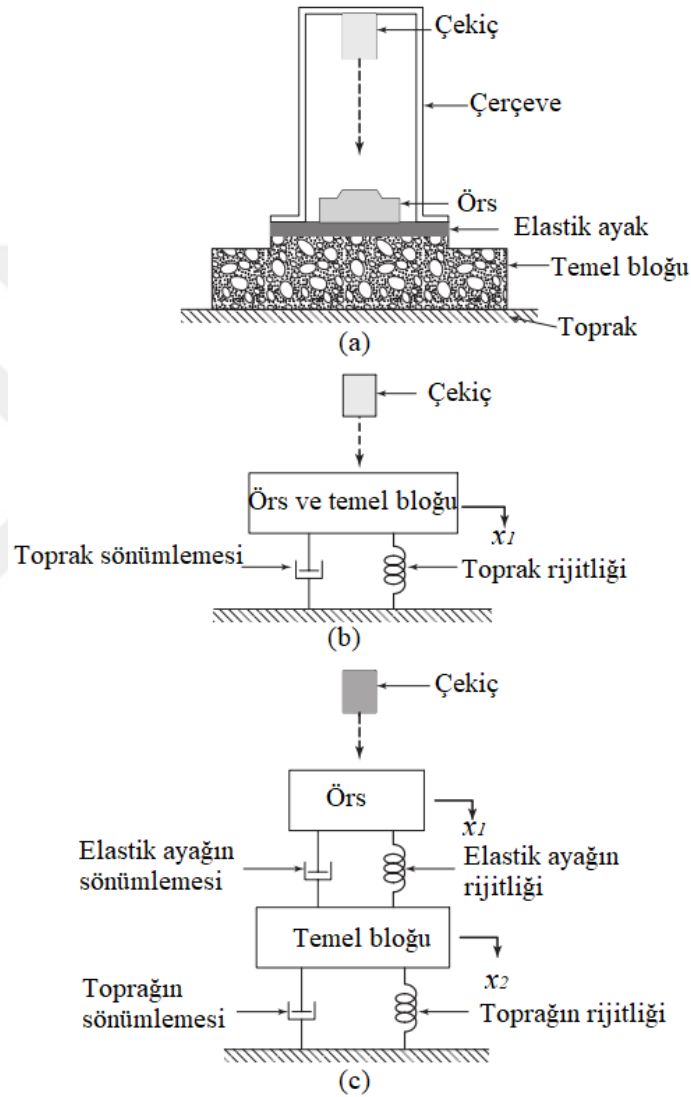
3.3 Titreşimi Analiz Etme Yöntemi

Titreşim sistemi; uyarılar, cevap (çıktı) gibi değişkenler zamana bağlı ise dinamik bir sistemdir. Genel olarak bir titreşim sisteminin cevabı başlangıç şartlarına ve dış uyarılara bağlıdır. Pratik titreşim sistemlerinin çoğu çok karışıktır ve matematiksel analizde bütün uyarıları ele almak imkânsızdır. Sistemin belirli giriş şartları altındaki davranışını öngörmek için analizde sadece en önemli değişkenler dikkate alınır. Sık sık sistemin toplam davranışı kompleks fiziki sistemin basit bir modeli bile düşünülerek belirlenebilir. O sebeple, titreşim sisteminin analizi, genellikle matematiksel modelleme, diferansiyel denklemlerin çıkarılması, denklemlerin çözümü ve sonuçların yorumunu içermektedir.

Adım 1. Matematiksel Modelleme: Matematiksel modellemenin amacı sistemin davranışını idare eden matematiksel (ya da analitik) denklemleri çıkarmak maksadıyla sistemin bütün önemli öğelerini göstermektir. Matematiksel model, çok karmaşık hale getirmeden sistemi denklemler cinsinden tanımlamaya izin verecek yeterli detayları içermelidir. Sistem bileşenlerinin davranışına bağlı olarak matematiksel model lineer ya da nonlinear olabilir. Lineer modeller çabucak çözümlenirler ve incelemeleri kolaydır. Ancak, nonlinear modeller sistemin bazen lineer modeller kullanıldığında önerilemeyen belirli karakteristiklerini ortaya çıkarırlar. Titreşim sisteminin uygun bir modelini oluşturmak için önemli miktarda bir mühendislik bilgisine ihtiyaç vardır.

Bazen doğru sonuçlar elde etmek için matematiksel model tedrici olarak geliştirilir. Bu yaklaşımda sistemin kabaca davranışına hızlı bir yorum getirmek amacıyla çok kaba ya da elemanter bir model kurulur. Sonra sistemin davranışını daha yakından incelemek için daha fazla bileşen ve ayrıntı modele eklenir. Matematiksel modellemede kullanılan iyileştirme işlemini göstermek için Şekil 3.2(a)'da gösterilen presi ele alalım sistem bir çerçeve, çekiç, örs ve temel bloğundan oluşmaktadır. Örs, malzemenin üzerinde istenilen şekle getirildiği büyük çelik bir bloktur. Titreşimin temel bloğuna ve çerçeveye geçmesini önlemek için örs genellikle elastik bir ayak üzerine yerleştirilir. İlk yaklaşımda çerçeve,

örs, elastik ayak, temel bloğu ve toprak Şekil 3.2(b)'de gösterildiği üzere tek serbestlik bir sistem olarak modellenir. İyileştirilmiş yaklaşımda çerçeve, örs ve temel blokların ağırlıkları ayrı ayrı gösterilir. İlâveten Şekil 3.2(c)'deki kütlelerden her birinin kağıt düzlemi içinde düşey ve dönme hareketleri yapmasına sebep olan çekicin eksantrik çarpması dikkate alınarak modelin iyileştirilmesi yapılabilir.



Şekil 3.2 Bir presin matematiksel (titreşim) modeli (Rao 2004).

Adım 2. Matematiksel modelden denklemlerin çıkartılması: Matematiksel model kurulduktan sonra dinamiğin ilkelerini kullanarak sistemin titreşimini tanımlayan denklemleri çıkarıyoruz. Bütün kütlelerin serbest cisim diyagramları çizilerek hareket denklemleri kolayca çıkarılabilir. Bir kütle için serbest cisim diyagramı kütle izole edilip

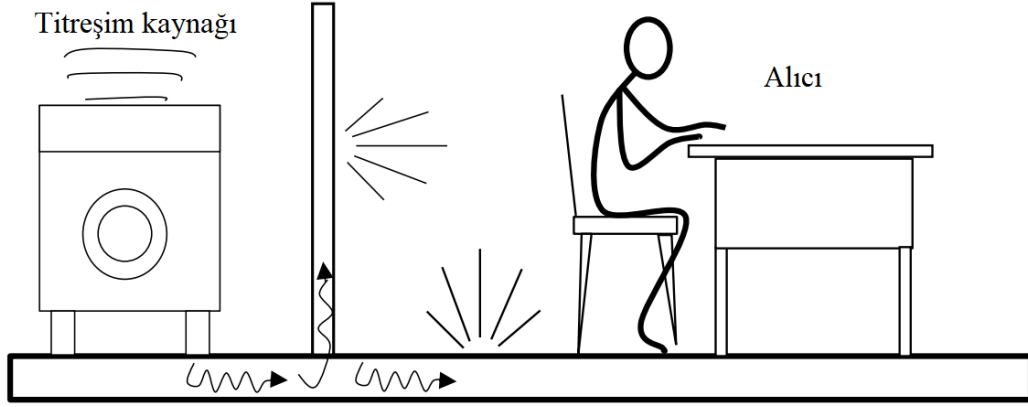
üzerine gelen bütün dış kuvvetler, reaksiyon kuvvetleri ve atalet kuvvetleri gösterilerek elde edilebilir. Titreşen bir sistemin hareket denklemleri ayrık bir sistem için adi diferansiyel denklemler cümlesi ve sürekli bir sistem için kısmi diferansiyel denklemler formundadır. Sistemin bileşenlerinin davranışına bağlı olarak denklemler lineer ya da nonlineer olabilir. Hareketi idare eden denklemleri çıkarmak için birkaç yaklaşım yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bunların arasında Newton'un ikinci hareket kanunu, D'Alembert ilkesi ve enerjinin korunum kanunu gelmektedir.

Adım 3. Hareket denklemlerinin çözümü: Titreşim sisteminin cevabını bulmak için hareket denklemleri çözülmelidir. Problemin tabiatına bağlı olarak çözüm bulmada aşağıdaki tekniklerden birini kullanabiliriz: Standart diferansiyel denklem çözme yöntemleri, Laplace dönüşüm yöntemi, matris yöntemleri ve sayısal yöntemler. Eğer hareket denklemi nonlineer ise, çok nadiren kapalı formda çözülebilir. Ayrıca, kısmi diferansiyel denklemlerin çözümü adi diferansiyel denklemlerin çözümünden çok daha zordur. Denklemleri çözmek için bilgisayar bağlantılı sayısal yöntemler kullanılabilir. Ancak, bilgisayar sonuçları kullanılarak sistemin davranışı hakkında genel sonuçlar çıkarmak oldukça güçtür.

Adım 4. Sonuçların yorumlanması: Denklemlerin çözümü sistemin çeşitli kütlelerinin yer değiştirmeleri, hızları ve ivmelerini verir. Bu sonuçlar analiz ve muhtemel dizayn inceliklerini yakalamak üzere hassas bir şekilde yorumlanmalıdır (Rao 2004).

3.4 Titreşimi Azaltma Yöntemleri

Titreşimler mekanik sistemler üzerinde olumsuz bir etki oluşturduğunda, bunların azaltılması önemlidir. Sorun Şekil 3.3'te şematik olarak gösterilmiştir. Bir kaynak (örneğin makine, araba, elektrikli alet, tren ve çamaşır makinesi) tarafından üretilen titreşimler kaçınılmaz olarak ona bağlı bir alıcıya (örneğin çalışan, yolcu, eller, bina) iletilir. Rahatsızlık, Şekil 3.3'te şematik olarak gösterilen iletim yolu aracılığıyla alıcıya ulaşır. Şok ve titreşim kontrol yöntemleri üç geniş kategoride toplanabilir: (1) titreşimin kaynağında azaltılması, (2) titreşimin tepkisinde azaltılması ve (3) titreşim önleyici izolatör yerleştirilmesiyle titreşimin azaltılması. Bu yöntemler aşağıda ayrıntılı olarak açıklanmıştır.



Şekil 3.3 Titreşim yalıtımı sorununa bir örnek.

3.4.1 Titreşimin Kaynağında Azaltılması

Titreşimlerin mekanik sistemler ve yapılar üzerindeki etkisini sınırlandırmanın ilk yöntemi, bunları kaynağında azaltmayı içerir. Bunu başarmak için, bir sistemin tasarımını iyileştirmek, hareketli bileşenleri dengelemek, mekanik sistemin elemanları arasındaki boşluğu azaltmak ve uygun yatakları seçmek gibi çeşitli teknikler kullanılabilir.

Makinelerdeki zorlanmış titreşimlerin yaygın bir kaynağı, herhangi bir hareketli parça veya dönen elemanlardan oluşmaktadır. Titreşim seviyesi, hareketli parçalar arasındaki dengesizliğin artırılmasıyla dönen bir makinedeki dengesizlik, dönme ekseninin tüm sistemin kütle merkezi ile çakışmadığı anlamına gelir. Bu, fan ve pervane gibi dönen elemanlarda yaygın bir zorlanmış titreşim kaynağını oluşturmaktadır. Bu nedenle, dönen makinelerdeki titreşimleri azaltmak için hareketli kütlelerin dengelenmesi önemlidir. Ayrıca, rulmanlarda aşırı boşluklar kullanıldığında titreşim kaynağı artabilir. Rulman, dönen makinelerin hayati bir bileşenidir ve iki veya daha fazla parça arasında, tipik olarak dönme veya doğrusal hareket olmak üzere kısıtlı bağlı harekete izin vermek için kullanılmaktadır. Rulmanlı yataklar tarafından üretilen titreşim karmaşık olabilir ve yuvarlanma yüzeyindeki kusurlardan veya ilgili bileşenlerdeki geometrik hatalardan kaynaklanmaktadır. Bu nedenle, uygun bileşenler ve rulman seçilerek titreşimlerin azaltılması mümkündür.

Ancak, titreşimleri kaynaklarında azaltmak her zaman mümkün olmayabilir. Gerçekten de, yol koşulları ve depremler gibi birçok titreşim kaynağı değiştirilemez. Ayrıca,

hareketli parçaların dengelenmesiyle sistemin tasarımının iyileştirilmesine rağmen titreşim seviyesi hala belirtilen sınırların üstünde olabilir. Bu nedenle, titreşim tepkilerinde azaltılabilir, bu çözüm aşağıdaki bölümde açıklanmıştır.

3.4.2 Tepkisinde Titreşimin Azaltılması

Tepkisindeki titreşimi azaltmak, sistemi yeniden tasarlayarak ve özellikle doğal frekansını değiştirerek elde edilebilir. Yapının veya ekipmanın doğal frekansı zorlama frekansı ile çakıştığında, rezonans nedeniyle sistemin tepkisinin genliği artacaktır. Bu koşullar altında, bir yapının doğal frekansını değiştirmek rezonansı önlemek için çözümlerden biridir. Denklem (3.1) yapının doğal frekansını temsil etmektedir,

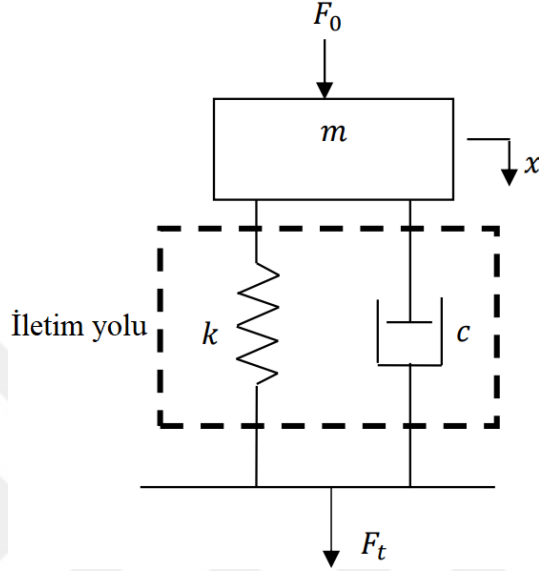
$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.1)$$

Burada: m , yapının kütlesi ve k ise yapının rijitliğidir. Bu nedenle, bir sistemin doğal frekansını değiştirmek için yapının rijitliği veya kütlesi değiştirilmelidir. Tepkisinde titreşimi azaltmanın bir başka yöntemi de orijinal sisteme yardımcı bir kütle ve sertlik elemanı eklenerek elde edilebilir. Uygun ayarlama ile yardımcı kütle titreşir ve bağlı olduğu sistemin titreşimini azaltacaktır. Titreşim emici olarak da adlandırılan böyle bir sistem sadece dar bir frekans bandında etkili olacaktır. Bu nedenle, genellikle sabit bir hızda çalışan sistemler için yüksek gerilim iletim hatları, yardımcı kütleler için yaygın bir uygulama alanı bulacaktır.

3.4.3 Titreşim İzolatörlerinin Yerleştirilmesi

Titreşim izolatörü, titreşim kaynağı ile ilgili sistem (alıcı) arasına yerleştirilen bir elemandır. Titreşim izolatörleri, kaynaktan ekipmana giden titreşim iletim yolunu keserek herhangi bir ekipmanı veya yapıyı titreşim yüklerinden izole edebilir. Bu, titreşim etkisinde bir azalma sağlar. Bu tür bir sistem genellikle, esneklik ve enerji dağıtma araçlarına sahip bir izolatör ile bir temele bağlanan ekipmanı temsil eden bir rijit gövdeden oluşmakta, izolasyon sistemini temsil etmek için sıklıkla kullanılan tek serbestlik dereceli (SDOF) model Şekil 3.4'te gösterilmektedir.

Bir kütle m , k katsayılı bir yayın ve bir amortisörün c (her ikisi de kütsüz kabul edilir) paralel bir kombinasyonu üzerinde, F_0 uygulanan kuvvet ve F_t iletilen kuvvettir. Titreşim yalıtıcı düzgün tasarlanmışsa iletilen kuvvet (F_t), uygulanan kuvvetten (F_0) daha küçük olacaktır.



Şekil 3.4 Tek serbestlik dereceli titreşim izolatörü modeli.

Titreşimlerin olumsuz etkisini en aza indirmek için önceki bölümlerde bildirilen teknikler her zaman uygulanamayabilir. Bu nedenle, titreşim kaynakları ile alıcı arasındaki iletim yolunun kesilmesi en yaygın çözüm olacaktır.

3.5 Titreşim İzolatörleri

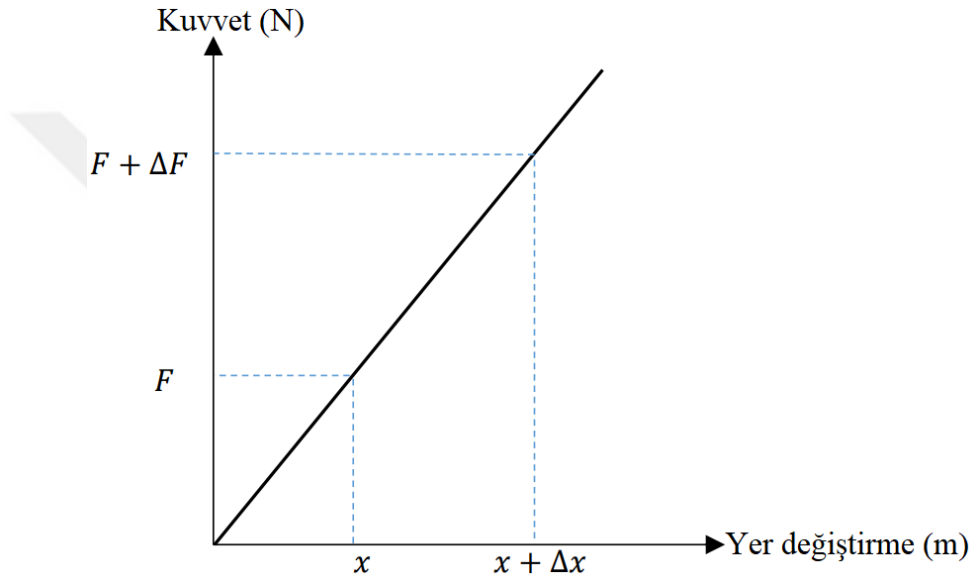
Titreşim izolatörü, salınan enerji dalgalarını yansıtan ve emen bir eleman olarak tanımlanır. Bu, titreşim yalıtımı sağlamak için istenen etkiye sahip, izolatörün temel bileşenleri esnek yük destekleme araçları (sertlik) ve enerji dağıtma aracı olarak tanımlanmaktadır.

Sistemin sertliği : Bu, bir sistemin veya bir nesnenin sertliğidir. Nesneye harici bir kuvvet uygulandığında, genellikle bir geri yükleme kuvveti ile deformasyona karşı direnç göstermektedir. Bu direnç sertlik olarak adlandırılır. Genelleştirilmiş kuvvetin genelleştirilmiş yer değiştirmeye oranı bulunarak hesaplanmaktadır. Bir sistemdeki

sertlik seviyesinin ölçülmesi denklem (3.2) kullanılarak belirlenmektedir,

$$k = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta x} = \frac{\partial F}{\partial x} \quad (3.2)$$

Burada: k rijitlik, F uygulanan kuvvet ve x yer değiştirmedi. şekil 3.5'te bu parametreler gösterilmektedir. En önemli rijitlik sistemleri şunlardır: metal yay, elastomer montaj ve hava yayı. Her türün farklı avantajları ve sınırlamaları vardır.



şekil 3.5 Doğrusal elastik bir yapı için kuvvete karşı yer değiştirme eğrişi (Elderrat 2016).

Sistemin sönümlenmesi: Bir yapı salınımlı deformasyonlara veya kuvvetlere maruz kaldığında, durumu kinetik ve potansiyel enerjinin kombinasyonu ile tanımlanabilir. Gerçek yapılar söz konusu olduğunda, enerjinin bir kısmı her döngüde kaybolur. Buna yapısal (malzeme) sönümlenme denir. Sönümlenme, titreşim enerjisinin kademeli olarak ısı enerjisine dönüştürüldüğü mekanizmadır. Sönümlenme kuvveti, sönümlenmenin iki ucu arasında bağlı bir hız oluşursa görülecektir. Sönümlenme kuvveti üç şekilde açıklanabilir,

- ✓ Coulomb sönümlenme: Enerjinin kayma sürtünmesi (kuru veya yetersiz yağlamaya sahip sürtünen yüzeyler arasındaki sürtünme) yoluyla emildiği bir sabit mekanik sönümlenme türüdür. Sönümlenme kuvveti büyüklük olarak sabittir ancak titreşen cismin hareketinin yönüne zıttır.

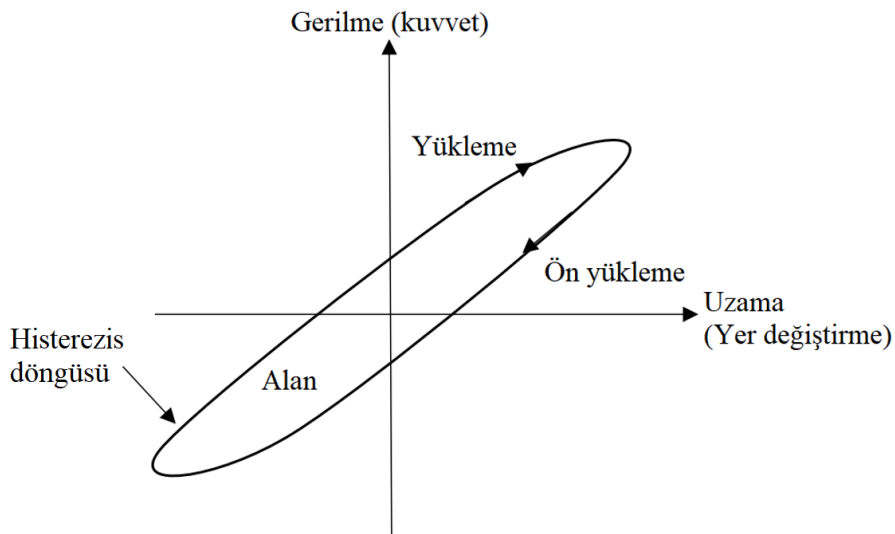
- ✓ Viskoz sönümleme: Hareketli parçalar arasındaki sıvı yağlamada veya bir piston tarafından küçük bir açıklıktan zorlanan bir sıvıda meydana gelen bir enerji kaybıdır. Viskoz hidrolik damper bu tür sönümlemeye bir örnektir. Viskoz sönümleme kuvveti, sönümleme cihazının iki ucu arasındaki bağıl hız ile doğru orantılıdır.
- ✓ Malzeme sönümlemesi: Malzeme uygulanan bir kuvvet nedeniyle deforme olduğunda, iç düzlemleri arasındaki sürtünme nedeniyle bir miktar enerji malzeme tarafından emilmektedir.

Bir sistemdeki sönümleme seviyesini ölçmek için, döngü başına absorbe edilen enerji, yükleme sırasında sistemin kuvvete karşı yer değiştirmesi çizilerek, belirli bir hareket döngüsü için Şekil 3.6’da gösterildiği gibi bir histerezis eğrisi oluşmaktadır. Harmonik olarak zorlanan bir sistemdeki damperde döngü başına kaybedilen enerji, histerezis döngüsü içinde yakalanan alan (D), denklem (3.3) ve denklem (3.4) olarak ifade edilmektedir.

$$D = \oint F \cdot dx \quad (3.3)$$

$$D = \pi \omega c X^2 \quad (3.4)$$

Burada: F uygulanan kuvvet, X yer değiştirme, ω frekans ve c ise sönümleme katsayısıdır.



Şekil 3.6 Elastik malzemeler için histerezis döngüsü (Elderrat 2016).

3.6 Bir İzolatörün Etkinliğinin Değerlendirilmesi

Birçok farklı türde işlevsel gereksinim ve kısıtlamaya sahip birçok titreşim problemi vardır. Bununla birlikte, karşılaşılan en yaygın gereksinimler iletilebilirlik, hareket cevabı ve konum hizalama, kriterlerin her biri için daha fazla açıklama aşağıda verilmektedir.

İletilebilirlik: Bu kavram genellikle bir titreşim izolatörünün performansını ölçmek için kullanılır. İletilebilirlik, temelin titreşim genliğinin (izolatörden iletilen kuvvet, F_t) ekipmanın titreşim genliğine (izolatöre uygulanan kuvvet, F_0) oranıdır. Harmonik kuvvet altındaki doğrusal bir sistem için hareket denklemi şöyledir,

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (3.5)$$

Burada: m sistemin kütlesi, k rijitlik katsayısı, c sönüm, x yer değiştirme, $\dot{x}$ hız ve $\ddot{x}$ ivmedir. Bu denklemin iki çözümü vardır: bir süre sonra yok olan geçici çözüm ve kararlı durum çözümü. Kararlı durum çözümünün harmonik olması beklenir. Bu yüzden şu şekilde varsayılır,

$$x_p(t) = X \cos(\omega t - \varphi) \quad (3.6)$$

Burada: X cevabın genliği, φ cevabın faz açısı ve ω cevabın frekansıdır. Bu denklemin 3.5’de yerine konulmasıyla aşağıdaki ifade elde edilir,

$$F_0 \cos \omega t = X[(k - m\omega^2) \cos(\omega t - \varphi) - c\omega \sin(\omega t - \varphi)] \quad (3.7)$$

Trigonometrik ilişkiler kullanılarak

$$\cos(\omega t - \varphi) = \cos \omega t \cos \varphi + \sin \omega t \sin \varphi \quad (3.8)$$

$$\sin(\omega t - \varphi) = \sin \omega t \cos \varphi - \cos \omega t \sin \varphi \quad (3.9)$$

Bu denklemin çözümü şöyledir,

$$X = \frac{F_0}{\sqrt{[(k-m\omega^2)^2 + \omega^2 c^2]}} \quad (3.10)$$

İzolatör (yay ve damper) aracılığıyla sisteme iletilen kuvvet şu şekilde verilir,

$$F_t(t) = kx(t) + c\dot{x}(t) \quad (3.11)$$

$$F_t = \frac{F_0 \sqrt{[k^2 + \omega^2 c^2]}}{\sqrt{[(k-m\omega^2)^2 + \omega^2 c^2]}} \quad (3.12)$$

Harmonik hareket altında, iletilebilirlik ifade edilir,

$$T_f = \frac{F_t}{F_0} = \sqrt{\left(\frac{k^2 + \omega^2 c^2}{[(k-m\omega^2)^2 + \omega^2 c^2]} \right)} \quad (3.13)$$

İletilebilirlik, aşağıdaki denklem kullanılarak frekans oranı r ve sönüm oranı ζ cinsinden ifade edilebilir,

$$T_f = \sqrt{\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (3.14)$$

Burada: frekans oranı r ve sönüm oranı ζ aşağıdaki gibi hesaplanır,

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (3.15)$$

$$\zeta = \frac{c}{2m\omega_n} \quad (3.16)$$

Hareket Tepkisi: Bazı sistemlerde ve makinelerde kütle hareketini en aza indirmek önemlidir. Bazı izolatör tipleri, hassas bir aletin kabının hareketinden korunması durumunda olduğu gibi, özellikle temelin hareketine karşı koruma sağlamak üzere tasarlanmıştır. Bu durumda, izolatörün performansı hareket tepkisini de ölçebilir.

Özellikle, ekipmanın yer değiştirme genliğinin, uyarma kuvveti genliğinin izolatörün statik sertliğine bölünmesiyle elde edilen bölüme oranıdır. Tek serbestlik derecesi (SDOF) için hareket tepkisi aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$T_d = \frac{X}{\delta_{st}} = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (3.17)$$

Burada: T_d hareket tepkisi, X kütlenin yer değiştirmesinin genliği ve δ_{st} sabit kuvvet altındaki statik saptadır.

Statik sapma, yaylı kütlenin (esasen gövde) ağırlığa tepki olarak aşağı doğru hareket ettiği mesafe ile ilgili olarak, sistemin statik sapma oranı doğal frekansı belirlenir. Aşağıdaki basit bir formülle belirlenebilir.

$$\delta_{st} = \frac{g}{4\pi^2 \omega_n^2} \quad (3.18)$$

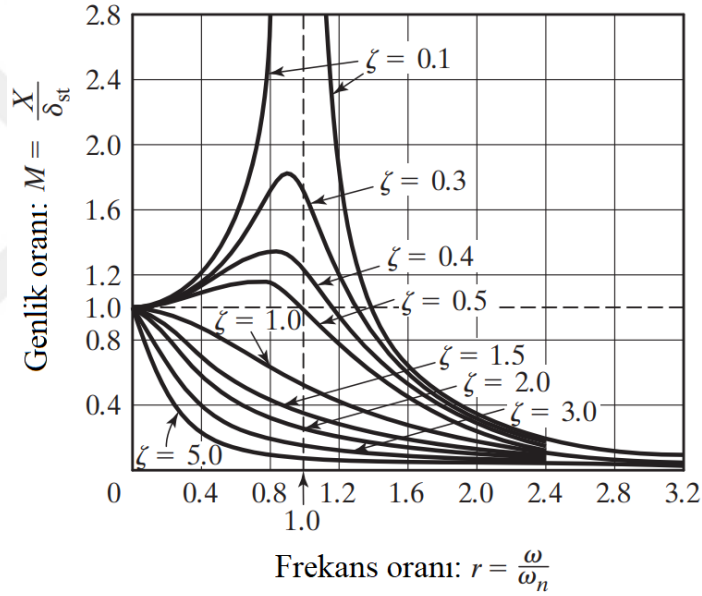
Burada: g yer çekimi ivmesidir (9,81 m/s²).

Konum hizalama: İzole edilmiş bir platformun bazı referanslara göre konumu genellikle düzenlenmelidir. Örneğin, farklı yükler için araç gövdesini dengelemek ve çalışma sırasında aracın duruşunu korumak için bir süspansiyon sistemi gereklidir. Bu nedenle, süspansiyon yer değiştirmesi belirlenmelidir. Süspansiyon saptması, platformun (araç gövdesi) yer değiştirmesinden tabanın (yol) yer değiştirmesinin çıkarılmasıyla belirlenecektir.

3.7 Sertlik ve Sönümlemenin İzolatörün Performansı Üzerindeki Etkisi

Daha önce de belirtildiği gibi, bir titreşim izolatörünün ana bileşenleri sertlik ve sönümleme elemanlarıdır. Bu elemanlar, tek bir serbestlik derecesi için bir izolatörün performansında önemli bir rol oynamaktadır. Harmonik hareket altında, iletilebilirlik ve hareket tepkisi denklem (3.13) ile ifade edilir. Şekil 3.7’de, frekans oranının (r) bir fonksiyonu olarak hareket tepkisinin gelişimini göstermektedir. Bu Şekil 3.7’de birkaç nokta vurgulanmaktadır.

1. İki bölge tanımlanabilir: hareket tepkisinin 1'den az olduğu izolasyon bölgesi ve hareket tepkisinin değerinin birden fazla olduğu amplifikasyon bölgesidir.
2. Sönümsüz sistem için ($\zeta = 0$). Hareket tepkisi, rezonans durumu olan $r = 1$ 'de sonsuzdur.
3. Hareket tepkisinin değeri, izolatörün sertliği değiştirilerek değiştirilebilir. Bu nedenle, alıcılara iletilen kuvvetin değeri, sistemin doğal frekansı azaltılarak düşürülebilir.
4. Daha yüksek bir sönümleme değeri, herhangi bir frekansta sistemin performansını artıracaktır.

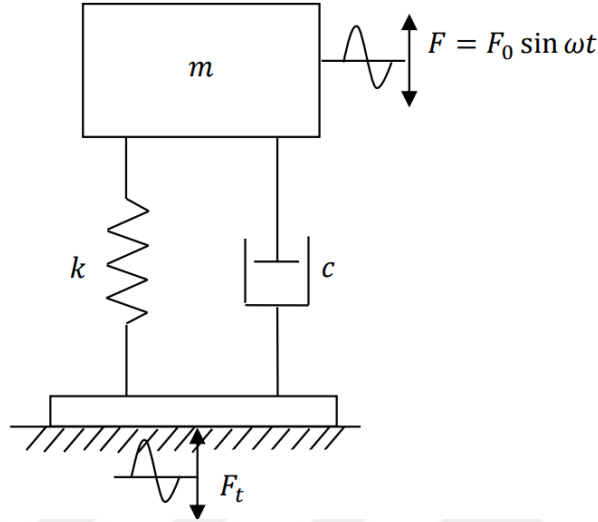


Şekil 3.7 Frekans oranı ile hareket tepkisi arasındaki ilişki (Elderrat 2016).

Titreşim izolatörleri genellikle birçok uygulama için kurulur. Tipik uygulamalar arasında araç süspansiyonları, uçak iniş takımları, optik masalar ve sismik koruma yer alır. Genel olarak, titreşim izolatörleri aşağıda açıklandığı gibi iki tür durumda uygulanabilir.

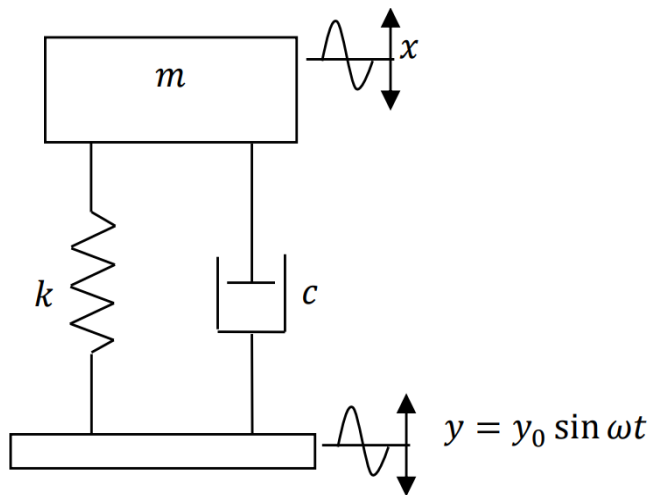
Rijit temelli titreşim izolasyon sistemi: Bu tip izolatör, titreşimli makineden temeline iletilen kuvvetin büyüklüğünü azaltmak için kullanılır. Bu durumda, titreşimli makine doğrudan zemine veya tabana sabitlenir. Bu taban, çalışan makine nedeniyle statik bir yüke ve titreşim yüküne maruz kalacaktır. Bu nedenle, izolasyon sistemi Şekil 3.8'de

gösterildiği gibi temele iletilen kuvveti en aza indirecek şekilde, bu tür izolatörlere örnek: araç motor bağlantıları, sürücü ve yolcunun motor tarafından üretilen gürültü ve titreşimden izole edilmesi, yapı ve binaların izolasyonu örnek verilebilir.



Şekil 3.8 Rijit temelli titreşim izolatörü (Elderrat 2016).

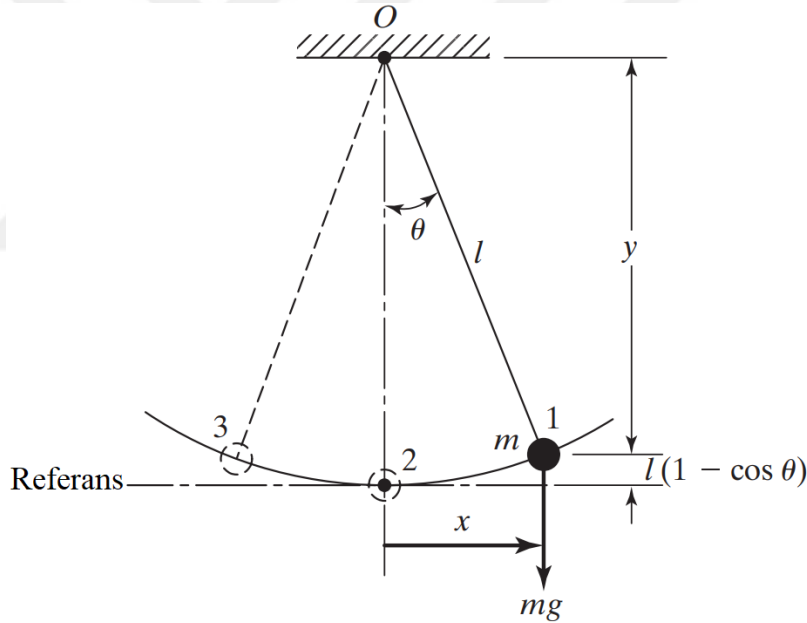
Taban hareketi ile titreşim izolasyonu: İkinci tipte, bir titreşim izolasyon sisteminin işlevi, Şekil 3.9’da gösterildiği gibi titreşen bir temelden ekipmana iletilen hareketin büyüklüğünü en aza indirmektir. Örneğin, bir aracın süspansiyon sistemi bozuk yol koşullarında yolcuları korumak için kullanılmaktadır.



Şekil 3.9 Taban hareketine sahip titreşim izolatörü (Elderrat 2016).

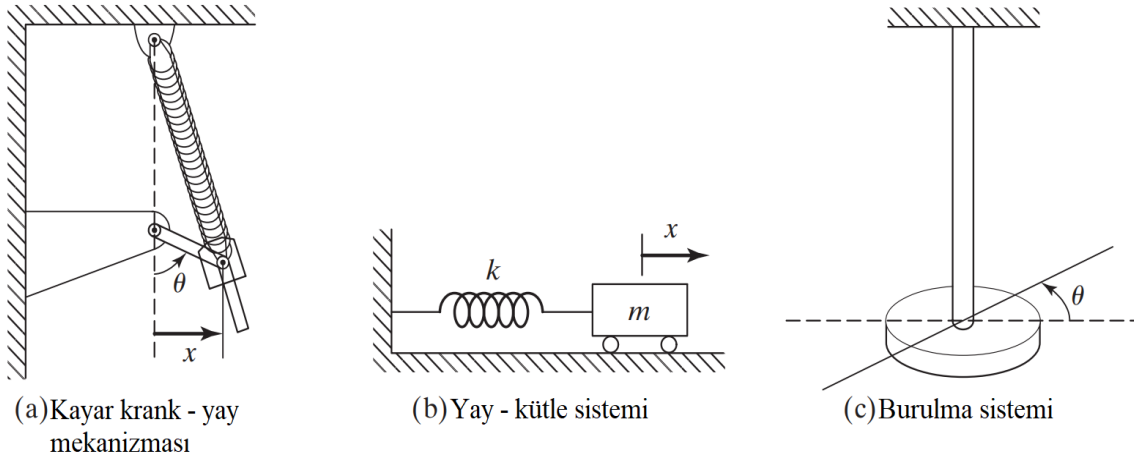
3.8 Serbestlik Derecesi

Bir sistemin herhangi bir andaki bütün parçalarının konumlarını tam olarak belirlemek için gerekli bağımsız koordinatların sayısı sistemin serbestlik derecesi olarak tanımlanmaktadır. Şekil 3.10'daki basit sarkaç ve Şekil 3.11'de gösterilen sistemlerden her biri tek serbestlik dereceli bir sistemi göstermektedir. Örneğin, basit bir sarkacın hareketi (Şekil 3.10) ya θ cinsinden ya da x ve y kartezyen koordinatları cinsinden ifade edilebilir. Hareketi tanımlamak için x ve y koordinatları kullanıldığında bu koordinatların bağımsız olmadıkları gösterilmelidir. Bu koordinatlar $x^2 + y^2 = l^2$ bağıntısı aracılığıyla birbirine bağlıdır. Burada l , sarkacın uzunluğu koordinatlardan herhangi biri sarkacın hareketini tanımlayabilir. Bu örnekte θ 'nın bağımsız koordinat olarak seçiminin x ya da y 'nin seçiminden daha uygun olacağı görülmektedir.



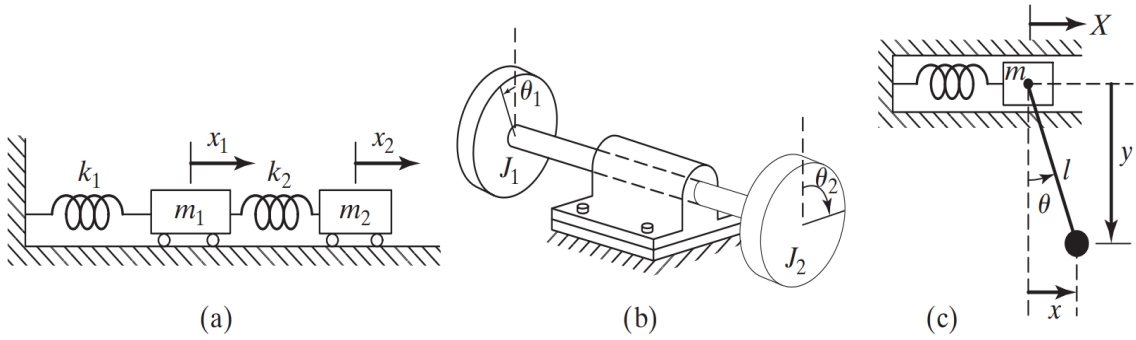
Şekil 3.10 Basit sarkaç (Rao 2004).

Şekil 3.11(a)'da gösterilen kayar bilezik için hareketi tanımlamak için ya θ açısal koordinatı ya da x koordinatı, Şekil 3.11(b)'de x lineer koordinatı, Şekil 3.11(c)'de gösterilen burulma sistemi (ucunda ağır bir disk bulunan uzun çubuk) halinde θ açısal koordinatı hareketi ifade etmektedir.



Şekil 3.11 Tek serbestlik dereceli sistemler (Rao 2004).

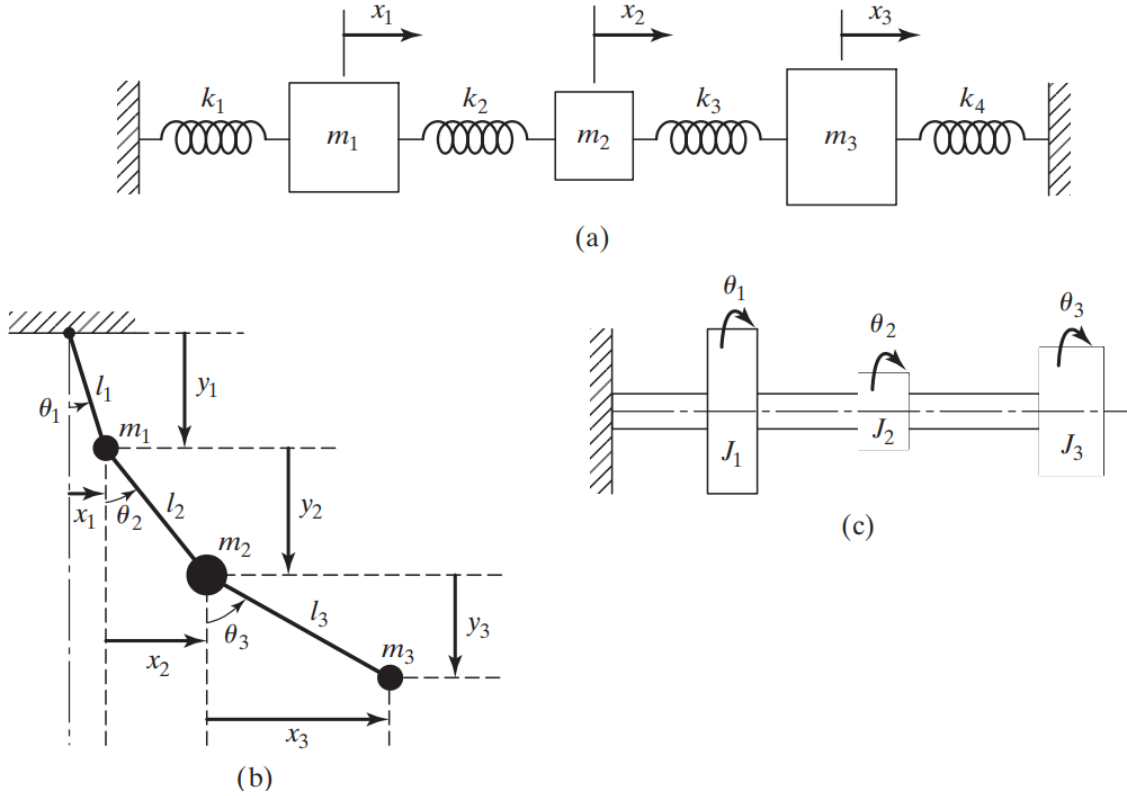
Bazı iki ve üç serbestlik dereceli sistem örnekleri sırasıyla, Şekil 3.12 ve 3.13'te gösterilmektedir. Şekil 3.12(a), iki x_1 ve x_2 lineer koordinatlarıyla tanımlanan iki kütle, iki yay sistemini, Şekil 3.12(b), hareketi θ_1 ve θ_2 cinsinden tanımlanabilen iki rotor sistemini göstermektedir. Şekil 3.12(c)'de gösterilen sistemin hareketi ya X ve θ ya da x , y ve X cinsinden tam olarak belirtilmesiyle, sonraki durumda x ve y ; $x^2 + y^2 = l^2$ şeklinde birbirine bağlı olduğu görülmektedir. Burada l bir sabittir.



Şekil 3.12 İki serbestlik dereceli sistemler (Rao 2004).

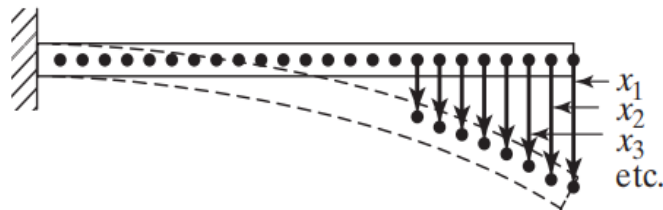
Şekil 3.13(a) ve Şekil 3.13(c)'de gösterilen sistemler halinde hareketi tanımlamak için sırasıyla $x_i (i = 1, 2, 3)$ ve $\theta_i (i = 1, 2, 3)$ koordinatları kullanılarak, Şekil 3.13(b)'de gösterilen sistem halinde $\theta_i (i = 1, 2, 3)$, $m_i (i = 1, 2, 3)$ kütlelerinin konumlarını tanımlamaktadır. Bu sistemi tanımlamanın bir başka yolu konumları x_i ve $y_i (i = 1, 2, 3)$ cinsinden yazmaktır. Fakat, bu halde $x_i^2 + y_i^2 = l_i^2 (i = 1, 2, 3)$ bağ şartları dikkate alınmalıdır. Bir sistemi tanımlamak için gerekli koordinatların sayısı *genelleştirilmiş*

koordinatlar cümlesini oluşturmaktadır. Bu koordinatlar genel olarak $q_1, q_2, \dots$ şeklinde gösterilirler, kartezyan ve non-kartezyan koordinatlar olabilirler.



Şekil 3.13 Üç serbestlik dereceli sistemler (Rao 2004).

Özellikle sürekli elastik elemanlar içeren bazı sistemler sonsuz serbestlik derecesine sahiptir. Şekil 3.14’de sonsuz serbestlik dereceli bir ankastre kiriş görülmektedir. Kiriş sonsuz tane küresel noktaya sahip olduğu için kirişin çökmüş halini belirlemek için sonsuz adet koordinata ihtiyacımız vardır. Sonsuz sayıdaki koordinat elastik çökme eğrisini tanımlar. Çok sayıdaki yapı ve makine sistemleri şekil değiştirebilen elemanlara sahiptir ve bu nedenle sonsuz serbestlik derecesine sahiptirler.

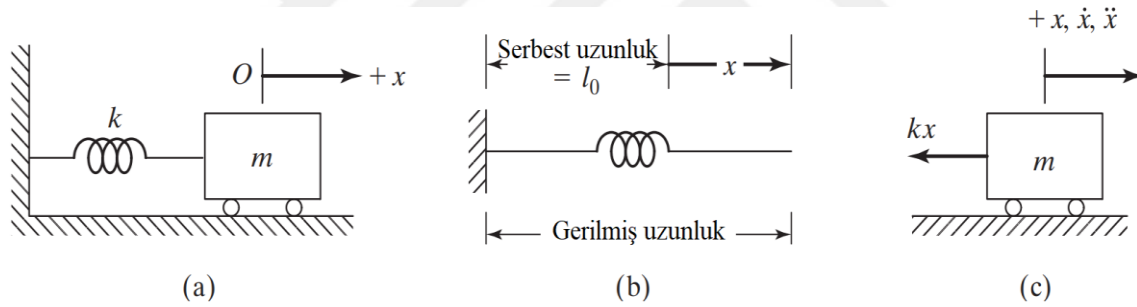


Şekil 3.14 Sonsuz serbestlik dereceli sistem (Rao 2004).

3.9 Tek Serbestlik Dereceli Sistemlerin Serbest Titreşimi

Bir sisteme sonrasında herhangi bir dış kuvvet uygulanmaksızın sadece başlangıçta bozucu bir tesir uygulandıktan sonra sistem kendi yapısı gereği salınım yapıyorsa, bu sistem serbest titreşime maruz kalmaktadır. Eski duvar saatlerindeki sarkacın salınımları, yoldaki tümseğe çarpan bisikletçi tarafından hissedilen dikey salınım hareketi ve salıncakta bulunan çocuğun ilk itilmeden sonraki hareketi, bu sistemlerin hareketine örnek olarak verilebilmektedir.

Şekil 3.15(a)'da en temel haliyle titreşimli sistemi temsil eden yay kütle sistemi gösterilmektedir. Bu sisteme tek serbestlik dereceli sistem denir. Burada tek olan (x) koordinatı kütlenin herhangi bir zamandaki konumunu belirlemek için yeterlidir. Sistemde kütleye uygulanan bir dış kuvvet olmadığından, ilk bozucu tesir sonucu oluşan hareket serbest titreşim olarak ortaya çıkacaktır.



Şekil 3.15 Yatay konumda bir yay – kütle sistemi (Rao 2004).

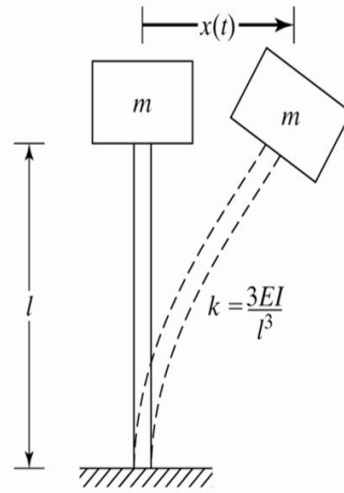
Burada kütle hareketi boyunca enerji kaybına neden olacak bir eleman olmadığından dolayı, hareketin genliği zamanla sabit kalacaktır. Bu sisteme *sönümsüz* sistem denir. Gerçekte, vakumdakinden farklı olarak, hava gibi sistemi çevreleyen maddenin oluşturduğu dirençten dolayı serbest titreşim genliği zamana bağlı olarak yavaş bir şekilde azalmaktadır. Böyle titreşimler *sönümlü titreşimler* olarak ifade edilmektedir.

Bazı mekanik sistemler ve yapı sistemleri tek serbestlik dereceli sistemler olarak modellenebilir. Çoğu gerçek sistemlerde kütle sistemde dağınıktır, fakat basit bir analiz için, kütle tek bir noktasal kütle olarak düşünülebilir. Buna benzer olarak, sistemin elastikliği tek bir yayla modellenebilir.

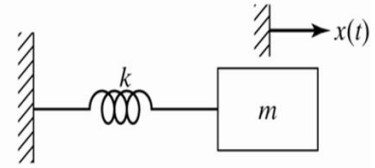
Şekil 3.16(a)'da gösterilen yapı, yere sabitlenmiş bir ankastre kiriş problemi olarak düşünülebilir. Enine titreşim incelemeleri için, en üstte bulunan kütle, bir noktasal kütle olarak düşünülebilir ve Şekil 3.16(b) ve (c)'de gösterilen tek serbestlik dereceli modeli elde etmek için, destekleyici yapı (çubuk) bir yay sistemi olarak modellenerek titreşim problemleri çözülebilir.



(a) Yüksek yapı



(b) Yüksek yapının basite indirgenmiş modeli



(c) Eşdeğer yay - kütle sistemi

Şekil 3.16 Yüksek bir yapının yay - kütle sistemi olarak modellenmesi (Rao 2004).

3.9.1 Sönümsüz Doğrusal Sistemlerin Serbest Titreşimi

3.9.1.1 Newton'un İkinci Hareket Kanunu ile Hareket Denklemi

Newton'un ikinci hareket yasasını kullanarak hareket denklemini elde edeceğiz. Kullanacağımız adımlar aşağıda açıklanmıştır.

1. Sistemdeki kütlenin ya da rijit cismin konumunu tanımlamak için uygun eksen takımı seçilir. Noktasal kütlenin ya da rijit cismin ağırlık merkezinin doğrusal hareketini tanımlamak için, doğrusal bir koordinat ve rijit cismin açısal hareketini tanımlamak için açısal koordinat kullanılır.
2. Sistemin statik konumu tespit edilir ve kütlenin ya da rijit cismin denge konumundan itibaren olan yer değiştirmesi tanımlanır.
3. Sistemin denge konumundan itibaren pozitif yer değiştirme ve hızı olduğu

düşünülerek, kütlenin ya da rijit cismin serbest cisim diyagramı çizilir. Kütle veya serbest cisim üzerinde bulunan bütün aktif ve tepkisel kuvvetler belirtilir.

4. Serbest cisim diyagramı çizilen, kütle ya da cisme Newton'un ikinci hareket yasası uygulanır. Newton'un tanımladığı ikinci hareket yasası aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

Bir kütlenin momentumunun değişim oranı onun üzerine etki eden kuvvete eşittir.

Böylece; kütle, $\vec{x}(t)$ mesafesi kadar bileşke $\vec{F}(t)$ kuvvetiyle aynı doğrultuda hareket ettirilirse, eğer kütle sabit ise, Newton'un tanımladığı hareketin ikinci yasası yazılır.

$$\vec{F}(t) = m \frac{d^2 \vec{x}(t)}{dt^2} = m \ddot{\vec{x}} \quad (3.19)$$

Buradan da kütlenin ivmesi olan

$$\ddot{\vec{x}} = \frac{d^2 \vec{x}(t)}{dt^2}$$

ifadesi yazılabilir. Denklem (3.19)'da,

Kütleye etki eden bileşke kuvvet = kütle x ivmedir.

Dönel hareket eden bir katı cisim için Newton kanunu ise,

$$\vec{M}(t) = J \ddot{\theta} \quad (3.20)$$

Burada $\vec{M}$ cisim üzerine etki eden bileşke moment ve $\ddot{\theta}$ ve $\ddot{\theta} = d^2\theta(t)/dt^2$ ise neticede oluşan açısal yer değiştirme ve açısal ivmedir. Denklem (3.19) ya da (3.20) titreşen sistemin hareket denklemdir.

Şimdi bu işlemi Şekil 3.15(a)'da görülen sönümsüz tek serbestlik dereceli sisteme

uygulayalım. Burada kütle sürtünmesiz rulmanlar ile desteklenmiş ve yatay yönde doğrusal hareket yapabilmektedir. m kütesine statik denge konumundan $+x$ miktarınca yer değiştirme yaptırıldığında yaydaki kuvvet kx , kütlein serbest cisim diyagramı Şekil 3.15(c)'de görüldüğü gibi olacaktır. Denklem (3.19)'un m kütesine uygulanması hareket denklemini verecektir.

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (3.21)$$

İkinci mertebeden sağ tarafı sıfır bir homojen diferansiyel denklemi elde ederiz.

3.10 Harmonik Uyarımlı Titreşim

Bir mekanik veya yapısal sistem, titreşim boyunca sisteme dış enerji sağlandığında sistem zorlanmış titreşim etkisinde olacaktır. Dış enerji, uygulanan bir kuvvet veya yer değiştirme uyarımı gibi ilk şartlar sayesinde meydana gelebilir. Uygulanan kuvvet veya yer değiştirme uyarımı harmonik, periyodik ya da rastgele formda olabilir. Bir sistemin harmonik uyarıma cevabı *harmonik cevap* olacaktır. Periyodik olmayan uyarım uzun veya kısa bir süreye sahip olacaktır. Bir dinamik sistemin ani uygulanan periyodik olmayan uyarımlara cevabı *geçici cevap* formunda meydana gelecektir.

Bu bölümde, F_0 genlik, ω frekans ve ϕ 'de harmonik uyarım faz açısı olmak üzere, $F(t) = F_0 e^{i(\omega t + \phi)}$, $F(t) = F_0 \cos(\omega t + \phi)$ veya $F(t) = F_0 \sin(\omega t + \phi)$ formundaki harmonik uyarımlar altındaki tek serbestlik dereceli bir sistemin dinamik cevabını ele alacağız. ϕ 'nin değeri F_t 'nin $t=0$ 'daki değerine bağlıdır ve genellikle sıfır olarak alınır. Harmonik bir uyarım altında, sistemin cevabı da harmonik olacaktır. Eğer uyarımın frekansı sistemin doğal frekansı ile çakışırsa cevap çok büyük olacaktır. *Rezonans* olarak bilinen bu durumdan sistem arızasını önlemek için kaçınılmalıdır. Dengelenmemiş bir dönen makinenin ürettiği titreşim, düzgün bir rüzgârdaki girdap saçılması nedeniyle uzun bir bacanın salınımları ve sinüsoidal bir yol yüzeyinde bir otomobilin düşey hareketi harmonik uyarımlı titreşim olarak göz önüne alınacaktır.

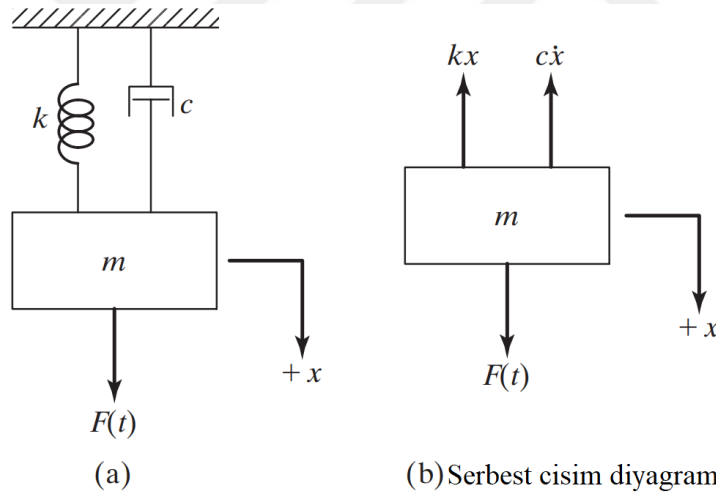
3.10.1 Hareket Denklemi

Eğer bir $F(t)$ kuvveti Şekil 3.17’de gösterildiği gibi viskoz sönümlü bir yay-kütle sistemi üzerine etki ediyorsa, hareket denklemi Newton’un ikinci yasası kullanılarak elde edilebilir,

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (3.22)$$

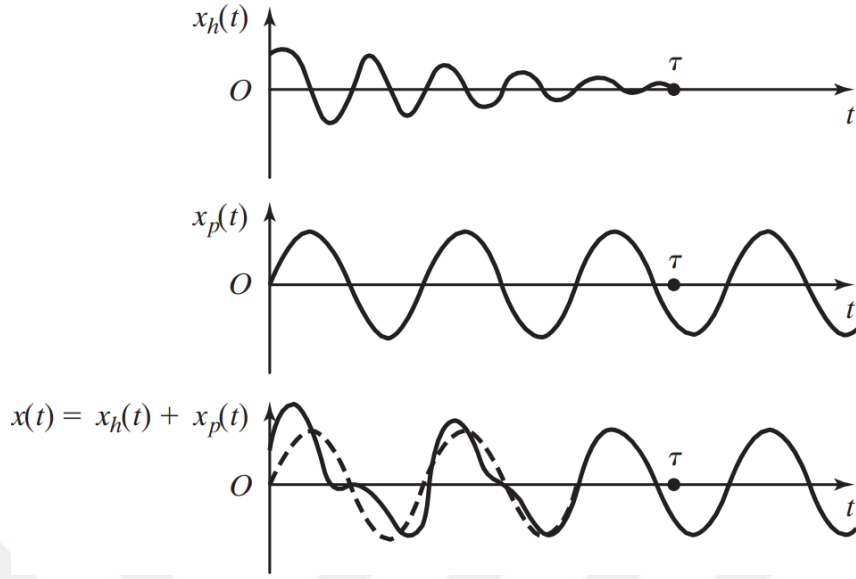
Bu denklem homojen olmayan formda olduğu için, genel çözümü $x(t)$, homojen çözümün $x_h(t)$ ve özel çözümün $x_p(t)$ toplamı ile elde edilebilir. Zorlanmış bir titreşim modelini göstermektedir. Sisteme sabit bir kuvvet etki etmiyorsa sistem serbest titreşim altında ise denklem aşağıdaki forma dönüşür.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (3.23)$$



Şekil 3.17 Bir yay-kütle-sönümleyici sistemi (Rao 2004).

Denklem (3.22)’nin genel çözümü sonuçta sürekli durum titreşimini temsil eden özel çözüme $x_p(t)$ indirgenir. Sürekli durum hareketi zorlama fonksiyonu olduğu sürece mevcuttur. Tipik bir durum için, homojen, özel ve genel çözümün zamana bağlı değişimleri Şekil 3.18’de gösterilmektedir. Bir zaman sonra (Şekil 3.18’deki τ) $x_h(t)$ ’nin ortadan kaybolduğu ve $x(t)$ ’nin $x_p(t)$ ’ye dönüştüğü görülebilir. Hareketin sönüm nedeniyle yok olan kısmı (serbest titreşim bölümü) *geçici* olarak adlandırılır. Geçici hareketin azalma oranı sistem parametreleri k , c ve m ’nin değerlerine bağlıdır.



Şekil 3.18 Az sönümlü bir durum için denklem (3.22)'nin homojen, özel ve genel çözümleri (Rao 2004).

3.10.2 Harmonik Kuvvet Altındaki Sönümsüz Bir Sistemin Cevabı

Sönümlü bir sistemin cevabını incelemeden önce, basitlik adına, harmonik bir kuvvete maruz sönümsüz bir sistemi dikkate alacağız. Eğer bir $F(t) = F_0 \cos \omega t$ kuvveti sönümsüz bir sistemin m kütlesi üzerine etki ediyorsa, denklem (3.22)'deki hareket denklemini aşağıdaki forma indirgenir.

$$m\ddot{x} + kx = F_0 \cos \omega t \quad (3.24)$$

Bu denklemin homojen çözümü aşağıdaki gibi olacaktır.

$$x_h(t) = C_1 \cos \omega_n t + C_2 \sin \omega_n t \quad (3.25)$$

Burada $\omega_n = \sqrt{k/m}$ sistemin doğal frekansıdır. Uyarım kuvveti $F(t)$ harmonik olduğu için $x_p(t)$ 'de harmoniktir ve aynı ω frekansına sahiptir. Böylelikle aşağıdaki formda bir çözüm kabul edebiliriz,

$$x_p(t) = X \cos \omega t \quad (3.26)$$

Burada X , $x_p(t)$ 'nin en büyük genliğini gösteren bir sabittir. Denklem (3.26)'yı denklem (3.24)'te yerine yazarak ve X için çözerek,

$$X = \frac{F_0}{k-m\omega^2} = \frac{\delta_{st}}{1-\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (3.27)$$

elde ederiz. Burada $\delta_{st} = F_0/k$, m kütesinin bir F_0 kuvveti altındaki çökmesini gösterir ve bazen *statik çökme* olarak adlandırılır, çünkü F_0 bir sabit (statik) kuvvettir. Böylelikle denklem (3.24)'ün toplam çözümü aşağıdaki hale gelir,

$$x(t) = C_1 \cos \omega_n t + C_2 \sin \omega_n t + \frac{F_0}{k-m\omega^2} \cos \omega t \quad (3.28)$$

Başlangıç koşullarını kullanarak $x(t=0) = x_0$ ve $\dot{x}(t=0) = \dot{x}_0$, aşağıdaki sonucu buluruz.

$$C_1 = x_0 - \frac{F_0}{k-m\omega^2}, \quad C_2 = \frac{\dot{x}_0}{\omega_n} \quad (3.29)$$

Şu halde; çözüm

$$x(t) = \left(x_0 - \frac{F_0}{k-m\omega^2} \cos \omega_n t + \left(\frac{\dot{x}_0}{\omega_n} \right) \sin \omega_n t \right) + \left(\frac{F_0}{k-m\omega^2} \right) \cos \omega t \quad (3.30)$$

olarak yazılır.

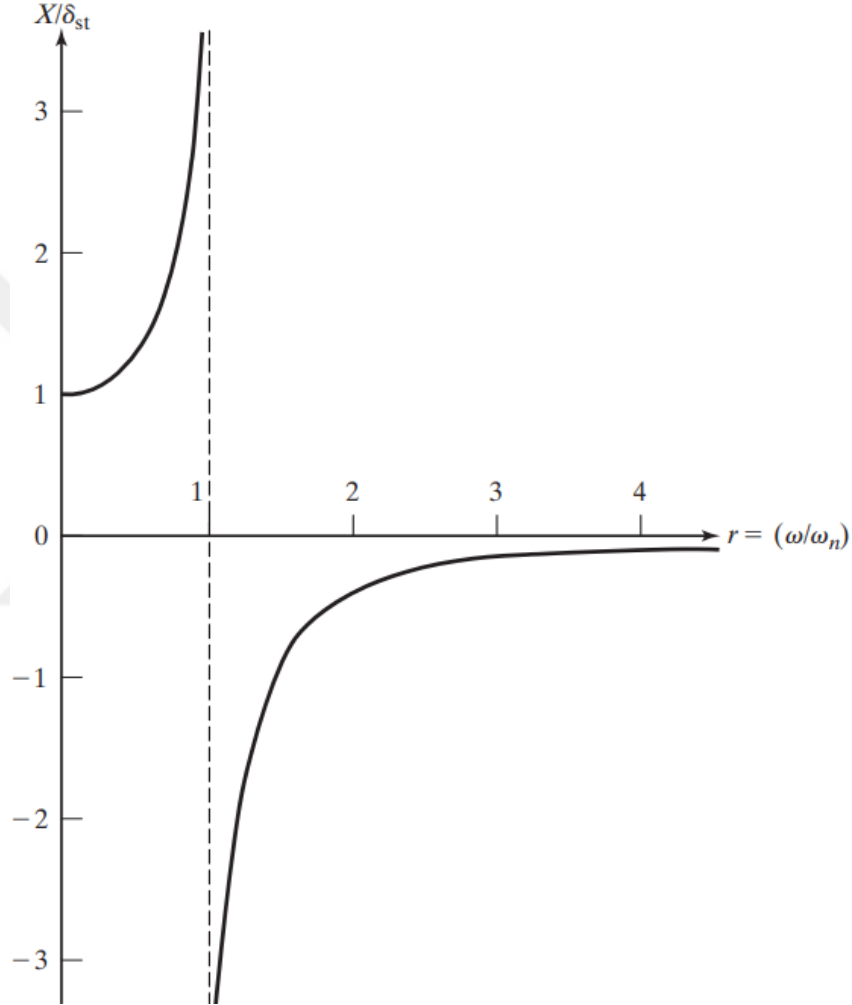
Denklem (3.27)'deki en büyük genlik X aşağıdaki gibi ifade edilebilir,

$$\frac{X}{\delta_{st}} = \frac{1}{1-\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (3.31)$$

X/δ_{st} değeri dinamik hareket genliğinin statik hareket genliğine oranını temsil eder ve *büyültme faktörü*, *yükseltme faktörü* veya *genlik oranı* olarak adlandırılır. X/δ_{st} genlik oranının frekans oranı $r = \omega/\omega_n$ (denklem 3.31) ile değişimi, Şekil 3.19'da

gösterilmektedir. Bu şekilden, sistem cevabı üç türlü olarak tanımlanabilir.

Durum 1. $0 < \omega/\omega_n < 1$ olduğunda, denklem (3.31)'deki payda pozitifdir ve cevap değişiklik olmadan denklem (3.26) ile verilir. Sistemin harmonik cevabı $x_p(t)$ 'nin Şekil 3.20'de gösterildiği gibi dış kuvvet ile aynı fazda olduğu görülmektedir.



Şekil 3.19 Sönümsüz bir sistemin büyültme faktörü, (denklem (3.31)) (Rao 2004).

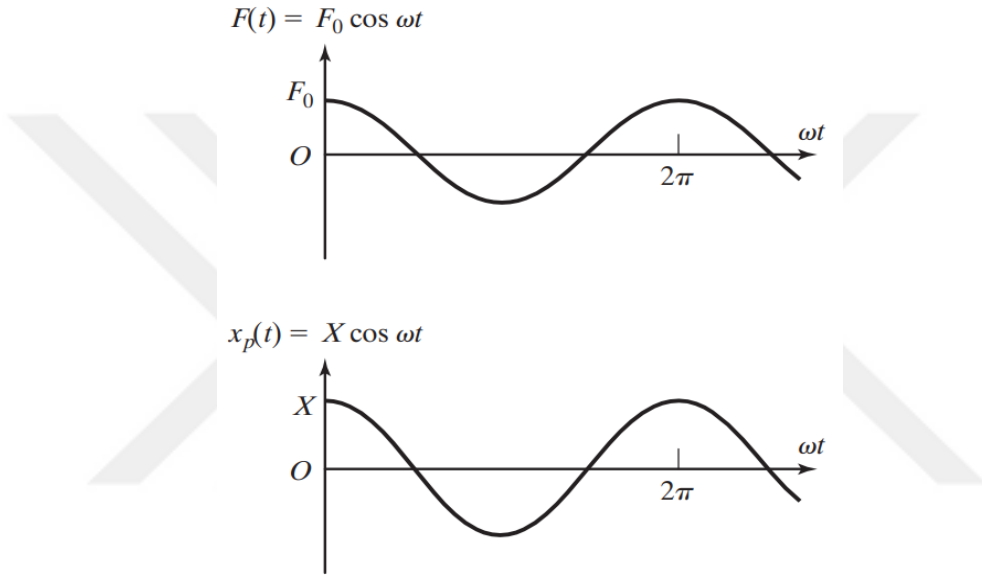
Durum 2. $\omega/\omega_n > 1$ olduğunda, denklem (3.31)'deki payda negatiftir ve sürekli durum çözümü aşağıdaki gibi ifade edilebilir,

$$x_p(t) = -X \cos \omega t \quad (3.32)$$

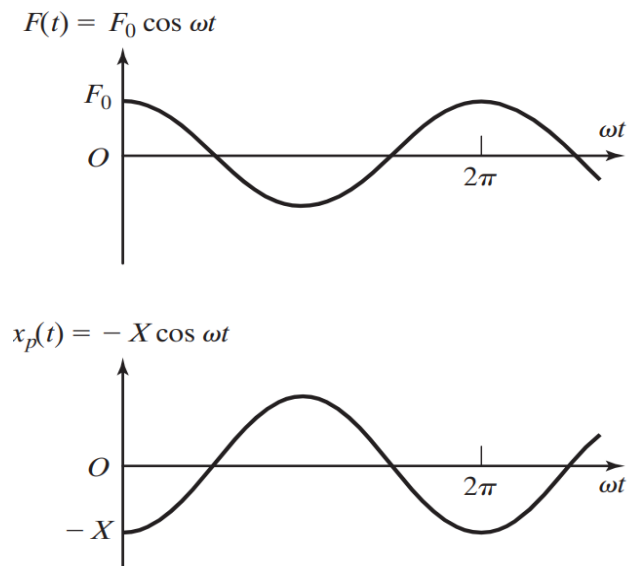
Burada, hareketin genliği X pozitif bir değer olarak aşağıdaki gibi tekrar tanımlanır,

$$X = \frac{\delta_{st}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (3.33)$$

$F(t)$ ve $x_p(t)$ 'nin zamanla değişimleri Şekil 3.21'de gösterilmektedir. $x_p(t)$ ve $F(t)$ zıt işaretli olduğu için, cevabın dış kuvvet ile 180° faz farkına sahip olduğu söylenir. Ayrıca, $\omega/\omega_n \rightarrow \infty$ için $X \rightarrow 0$ 'dır. Sistemin çok yüksek frekanslı harmonik kuvvete cevabı sıfıra yakındır ($x \cong 0$).



Şekil 3.20 $0 < \omega/\omega_n < 1$ olduğunda harmonik cevap (Rao 2004).



Şekil 3.21 $\omega/\omega_n > 1$ olduğunda harmonik cevap (Rao 2004).

Durum 3. $\omega/\omega_n = 1$ olduğunda, denklem (3.31) veya (3.33) ile verilen X genliği sonsuz olur. Zorlanma frekansı ω 'nin sistemin doğal frekansına ω_n eşit olduğu bu durum *rezonans* olarak adlandırılır. Bu durumda cevabı bulmak için, denklem (3.30)'u aşağıdaki gibi tekrar yazarız.

$$x(t) = x_0 \cos \omega_n t + \frac{\dot{x}_0}{\omega_n} \sin \omega_n t + \delta_{st} \left[\frac{\cos \omega t - \cos \omega_n t}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \right] \quad (3.34)$$

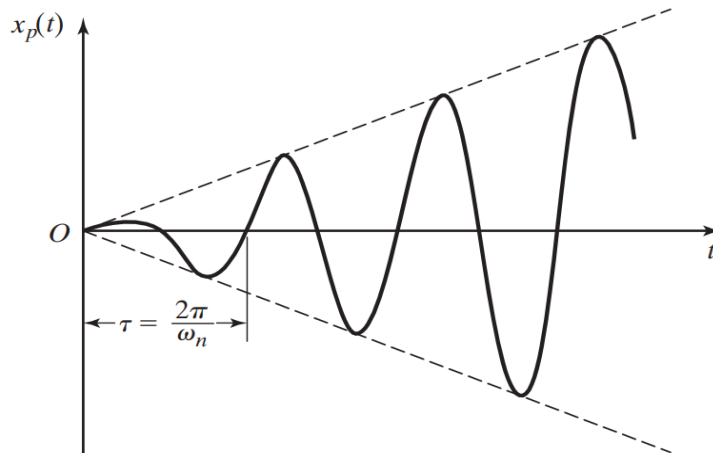
Bu denklemin son terimi $\omega = \omega_n$ için tanımsız bir hal aldığı için, bu terimin limitini almak için L'Hospital kuralını uygulayarak,

$$\lim_{\omega \rightarrow \omega_n} \left[\frac{\cos \omega t - \cos \omega_n t}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \right] = \lim_{\omega \rightarrow \omega_n} \left[\frac{\frac{d}{d\omega}(\cos \omega t - \cos \omega_n t)}{\frac{d}{d\omega} \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)} \right] = \lim_{\omega \rightarrow \omega_n} \left[\frac{t \sin \omega t}{2 \frac{\omega}{\omega_n^2}} \right] = \frac{\omega_n t}{2} \sin \omega_n t \quad (3.35)$$

Böylelikle sistemin rezonanstaki cevabı aşağıdaki gibi olacaktır,

$$x(t) = x_0 \cos \omega_n t + \frac{\dot{x}_0}{\omega_n} \sin \omega_n t + \frac{\delta_{st} \omega_n t}{2} \sin \omega_n t \quad (3.36)$$

Denklem (3.36)'dan görüleceği gibi, rezonans durumunda $x(t)$ sınırsız olarak artmaktadır. Denklem (3.36)'nın son terimi Şekil 3.22'de gösterilmektedir ve buradan cevap genliğinin zamanla doğrusal olarak dramatik arttığı görülebilmektedir.



Şekil 3.22 $\omega/\omega_n = 1$ olduğunda cevap (Rao 2004).

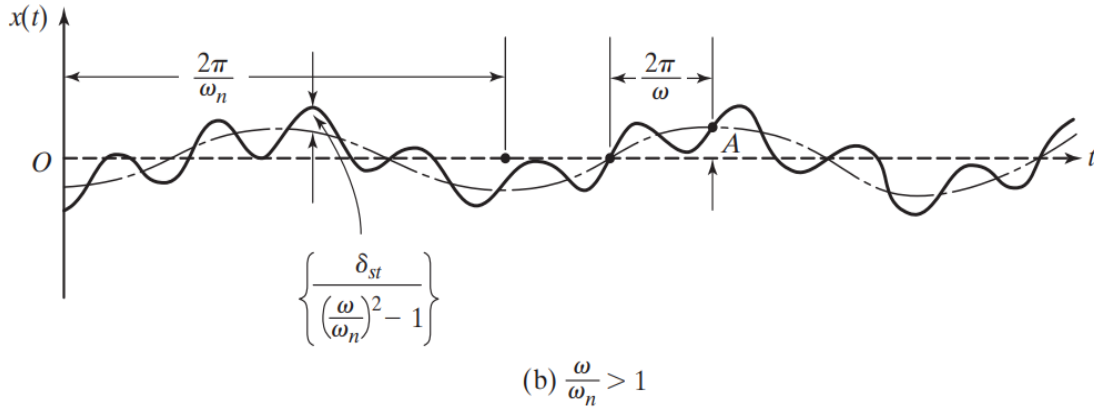
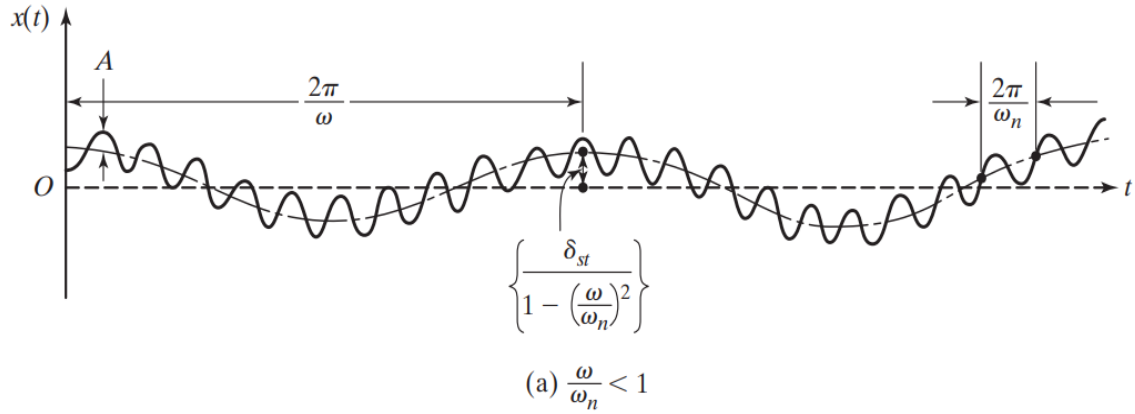
Toplam Cevap:

Sistemin toplam cevabı, denklem (3.28) veya (3.30), aşağıdaki gibi ifade edilebilir,

$$\frac{\omega}{\omega_n} < 1 \text{ için } x(t) = A \cos(\omega_n t - \phi) + \frac{\delta_{st}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \cos \omega t; \quad (3.37)$$

$$\frac{\omega}{\omega_n} > 1 \text{ için } x(t) = A \cos(\omega_n t - \phi) - \frac{\delta_{st}}{-1 + \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \cos \omega t; \quad (3.38)$$

Böylelikle toplam hareket farklı frekanslı iki kosinüs eğrisinin toplamı olarak ifade edilebilir. Denklem (3.27)'de zorlama frekansı ω doğal frekanstan küçüktür ve toplam cevap Şekil 3.23(a)'da gösterilmektedir. Denklem (3.38)'de zorlama frekansı doğal frekanstan büyüktür ve toplam cevap Şekil 3.23(b)'de gösterildiği gibi oluşmaktadır.



Şekil 3.23 Toplam cevap (Rao 2004).

3.10.3 Harmonik Kuvvet Altındaki Sönümlü Bir Sistemin Cevabı

Zorlama fonksiyonu $F(t) = F_0 \cos \omega t$ ile verilir ise hareket denklemi aşağıdaki forma dönüşür,

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \cos \omega t \quad (3.39)$$

Denklem (3.39)'un özel çözümünün de harmonik olması beklenir ve çözümün aşağıdaki formda olduğunu kabul ederiz.

$$x_p(t) = X \cos(\omega t - \phi) \quad (3.40)$$

Burada X ve ϕ belirlenecek sabitlerdir. X ve ϕ sırasıyla cevabın genlik ve faz açısını belirtmektedir. Denklem (3.40)'ı denklem (3.39)'da yazarsak aşağıdaki forma ulaşırız,

$$X[(k - m\omega^2) \cos(\omega t - \phi) - c\omega \sin(\omega t - \phi)] = F_0 \cos \omega t \quad (3.41)$$

Aşağıdaki trigonometrik ilişkileri denklem (3.41)'de yerine konursa

$$\cos(\omega t - \phi) = \cos \omega t \cos \phi + \sin \omega t \sin \phi$$

$$\sin(\omega t - \phi) = \sin \omega t \cos \phi - \cos \omega t \sin \phi$$

ve oluşan denklemin her iki tarafına $\cos \omega t$ ve $\sin \omega t$ 'nin katsayılarını eşitleyerek,

$$X[(k - m\omega^2) \cos \phi + c\omega \sin \phi] = F_0$$

$$X[(k - m\omega^2) \sin \phi - c\omega \cos \phi] = 0 \quad (3.42)$$

Genlik çekilirse bir takım düzenlemeler sonrası genlik değeri,

$$X = \frac{F_0}{[(k - m\omega^2)^2 + c^2 \omega^2]^{1/2}} \quad (3.43)$$

olarak elde edilebilir.

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{c\omega}{k - m\omega^2} \right) \quad (3.44)$$

Denklem (3.43) ve (3.44)'teki X ve ϕ ifadelerini denklem (3.40)'da yazarsak, denklem (3.39)'un özel çözümünü elde ederiz. Şekil 3.24(a)'da zorlanma fonksiyonunun ve (sürekli durum) cevabın tipik çizimini göstermektedir. Denklem (3.41)'in farklı terimleri vektörel olarak Şekil 3.24(b)'de gösterilmektedir. Denklem (3.43)'ün pay ve paydasını k 'ya bölerek titreşim denklemleri dikkate alınır aşağıdaki denklemler kullanılarak

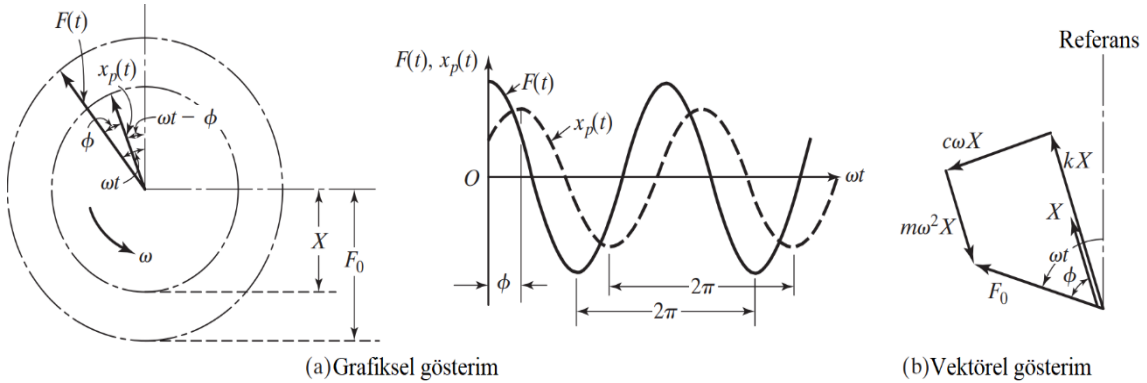
$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \text{sönümsüz doğal frekans}$$

$$\zeta = \frac{c}{c_c} = \frac{c}{2m\omega_n} = \frac{c}{2\sqrt{mk}}; \quad \frac{c}{m} = 2\zeta\omega_n,$$

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k} = \text{statik kuvvet } F_0 \text{ altında çökme ve}$$

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} = \text{frekans oranı}$$

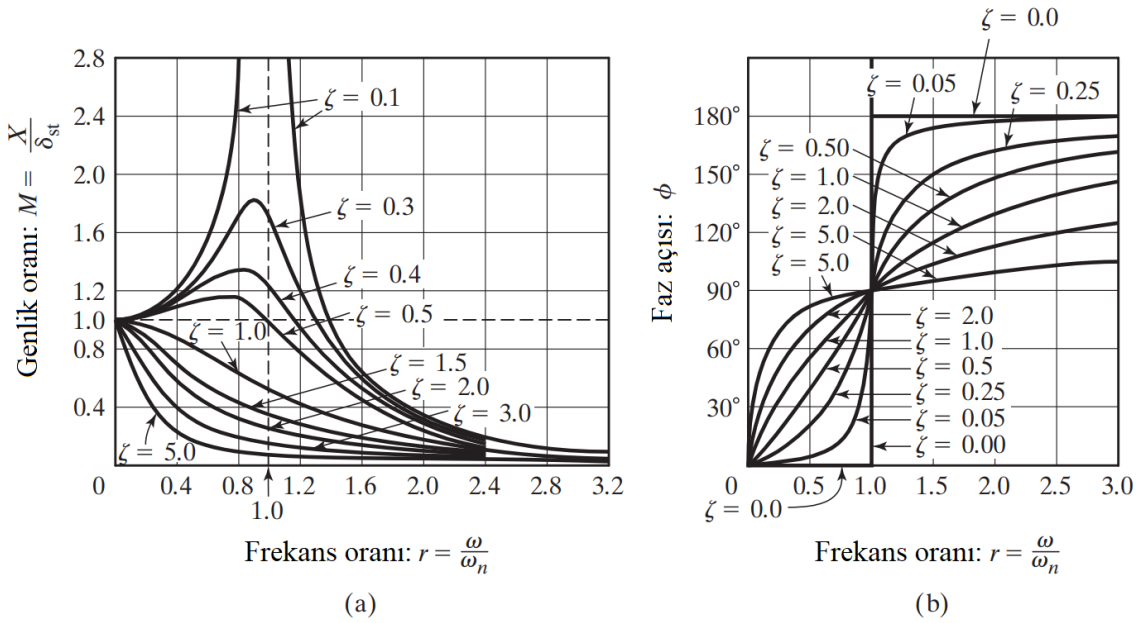
$$\frac{X}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left\{ \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right]^2 + \left[2\zeta \frac{\omega}{\omega_n} \right]^2 \right\}^{1/2}} = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (3.45)$$



Şekil 3.24 Zorlama fonksiyonu ve cevabının gösterimi (Rao 2004).

$$\phi = \tan^{-1} \left\{ \frac{2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2} \right\} = \tan^{-1} \left(\frac{2\zeta r}{1 - r^2} \right) \quad (3.46)$$

$M = X/\delta_{st}$ değeri *büyültme faktörü*, *yükseltme faktörü* veya *genlik oranı* olarak adlandırılır. X/δ_{st} ve ϕ 'nin frekans oranı r ve sönüm oranı ζ ile değişimleri Şekil 3.25'de gösterilmektedir.



Şekil 3.25 X ve ϕ 'nin frekans oranı r ile değişimi (Rao 2004).

Büyütme faktörünün (M) denklem (3.45) ve Şekil 3.25(a) grafiği incelenirse önemli bilgilere ulaşılabacaktır. Bunlardan bazılarını aşağıda maddeler halinde ifade edebiliriz.

1. Sönümsüz bir sistem için ($\zeta = 0$), denklem (3.45), denklem (3.31)'e indirgenir ve $r \rightarrow 1$ durumunda $M \rightarrow \infty$ olacaktır.
2. Herhangi bir sönüm miktarı ($\zeta > 1$) zorlanma frekansının her değeri için büyültme faktörünü (M) azaltacaktır.
3. r 'nin belirtilen herhangi bir değeri için, sönümün daha yüksek değeri M değerini azaltacaktır.
4. Sabit kuvvet ($r = 0$ olduğunda) durumunda $M = 1$ olacaktır.
5. Sönüm mevcut olduğunda, M değerindeki düşüş rezonans durumunda veya yakınında çok açık olarak azaldığı görülecektir.

6. Zorlanmış titreşim genliği, zorlama frekansının artan değeri ile küçülür (yani $r \rightarrow \infty$ durumunda $M \rightarrow 0$) olacaktır.
7. $0 < \zeta < \frac{1}{\sqrt{2}}$ için M 'nin en büyük değeri aşağıdaki durumda oluşur,

$$r = \sqrt{1 - 2\zeta^2} \text{ veya } \omega = \omega_n \sqrt{1 - 2\zeta^2} \quad (3.47)$$

Bu değer in sönümsüz doğal frekans ω_n ve sönümlü doğal frekans $\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}$ den küçük olduğu görülebilir ($\omega_n > \omega_d$).

8. X 'in en büyük değeri ($r = \sqrt{1 - 2\zeta^2}$ olduğunda) aşağıdaki gibi verilir,

$$\left(\frac{X}{\delta_{st}}\right)_{max} = \frac{1}{2\zeta\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (3.48)$$

ve X 'in $\omega = \omega_n$ için değeri,

$$\left(\frac{X}{\delta_{st}}\right)_{\omega=\omega_n} = \frac{1}{2\zeta} \quad (3.49)$$

denklemiyle gösterilebilir.

Denklem (3.48) sistemde mevcut bulunan sönümün deneysel olarak belirlenmesi için kullanılabilir. Bir titreşim testinde, eğer cevabın en büyük değeri $(X)_{max}$ ölçülür ise, sönüm oranı denklem (3.48) kullanılarak bulunabilir. Ters olarak, eğer sönüm miktarı biliniyor ise, titreşimin en büyük değeri tahmin edilebilir.

9. $\zeta = \frac{1}{\sqrt{2}}$ için $r = 0$ olduğunda $\frac{dM}{dr} = 0$ 'dır. $\zeta > \frac{1}{\sqrt{2}}$ için M eğrisi artan r değeri ile düzgün bir şekilde azaldığı görülmektedir.

Faz açısının aşağıdaki belirtilen özellikleri denklem (3.46) ve Şekil 3.25(b)'den aşağıdaki bilgiler çıkartılabilir.

1. Sönümsüz bir sistem için ($\zeta = 0$), denklem (3.46) faz açısının $0 < r < 1$ için 0

- ve $r > 1$ için 180° olduğunu gösterir. Bu, $\zeta = 0$ olduğunda, uyarım ile cevabın $0 < r < 1$ için aynı fazda, $r > 1$ için ters fazda olduğu anlamına gelmektedir.
2. $\zeta > 0$ ve $0 < r < 1$ için faz açısı cevabın uyarıma göre gecikmeli olduğunu belirtecek şekilde $0 < \phi < 90^\circ$ ile verilir.
 3. $\zeta > 0$ ve $r > 1$ için faz açısı cevabın uyarıma göre ileride olduğunu belirtecek şekilde $90^\circ < \phi < 180^\circ$ ile verilir.
 4. $\zeta > 0$ ve $r = 1$ için faz açısı, uyarım ile cevap arasındaki faz farkının 90° olduğunu belirtecek şekilde $\phi = 90^\circ$ ile verilir.
 5. $\zeta > 0$ ve r 'nin büyük değeri için faz açısı, cevap ile uyarımın ters fazda olduğunu belirtecek şekilde 180° 'ye ulaşacaktır.

Toplam Cevap:

Tam çözüm $x(t) = x_h(t) + x_p(t)$ ile verilmektedir. Böylelikle, sönümsüz bir sistem için aşağıdaki ifade elde edilebilir.

$$x(t) = X_0 e^{-\zeta \omega_n t} \cos(\omega_d t - \phi_0) + X \cos(\omega t - \phi) \quad (3.50)$$

$$\omega_d = \sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n$$

X ve ϕ sırasıyla (3.45) ve (3.46) denklemleri ile verilir ve X_0 ve ϕ_0 başlangıç koşullarından belirlenebilir. Başlangıç koşulları $x(t=0) = x_0$ ve $\dot{x}(t=0) = \dot{x}_0$ için denklem (3.50) aşağıdaki ilk şartlar elde edilebilir,

$$x_0 = X_0 \cos \phi_0 + X \cos \phi$$

$$\dot{x}_0 = -\zeta \omega_n X_0 \cos \phi_0 + \omega_d X_0 \sin \phi_0 + \omega X \sin \phi \quad (3.51)$$

Denklem (3.51)'in çözümü yapılarak X_0 ve ϕ_0 değerleri için

$$\left\{ \begin{aligned} X_0 &= \left[(x_0 - X \cos \phi)^2 + \frac{1}{\omega_d^2} (\zeta \omega_n x_0 + \dot{x}_0 - \zeta \omega_n X \cos \phi - \omega X \sin \phi)^2 \right]^{1/2} \\ \tan \phi_0 &= \frac{\zeta \omega_n x_0 + \dot{x}_0 - \zeta \omega_n X \cos \phi - \omega X \sin \phi}{\omega_d (x_0 - X \cos \phi)} \end{aligned} \right\} \quad (3.52)$$

3.11 İki Serbestlik Dereceli Sistemler

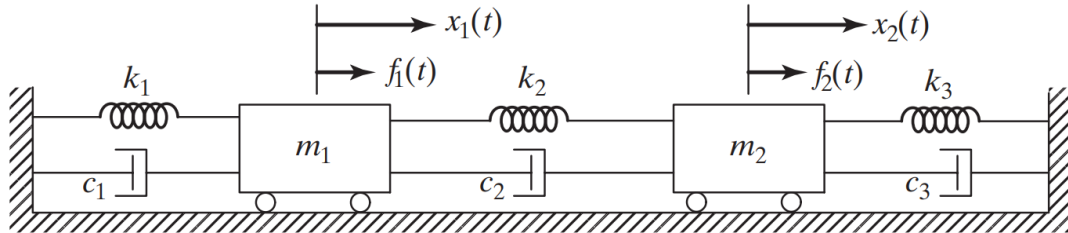
3.11.1 Zorlanmış Titreşimin Hareket Denklemleri

Şekil 3.26(a)'da gösterilen iki serbestlik dereceli, viskoz sönümlü yay-kütle sistemi dikkate alınmıştır. Sistemin hareketi, m_1 ve m_2 kütlelerinin herhangi bir t anında kendi denge konumlarına göre konumlarını tanımlayan $x_1(t)$ ve $x_2(t)$ koordinatları ile tanımlanır. m_1 ve m_2 kütlelerine sırasıyla $f_1(t)$ ve $f_2(t)$ dış kuvvetleri etkimektedir. m_1 ve m_2 kütlelerinin serbest cisim diyagramları Şekil 3.26(b)'de gösterilmiştir. Kütlelerin her birine Newton'un ikinci hareket yasası uygulanırsa hareket denklemleri,

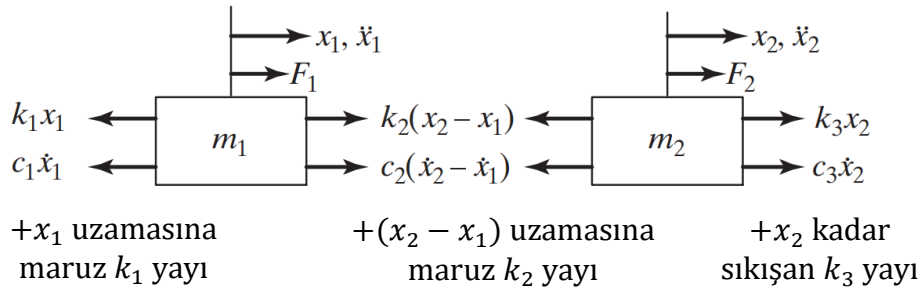
$$m_1\ddot{x}_1 + (c_1 + c_2)\dot{x}_1 - c_2\dot{x}_2 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2x_2 = f_1 \quad (3.53)$$

$$m_2\ddot{x}_2 - c_2\dot{x}_1 + (c_2 + c_3)\dot{x}_2 - k_2x_1 + (k_2 + k_3)x_2 = f_2 \quad (3.54)$$

şeklinde buluruz.



(a)



(b)

Şekil 3.26 İki serbestlik dereceli yay – kütle sönümleyici sistemi (Rao 2004).

Görüleceği gibi, denklem (3.54), x_1 (yani $-c_2\dot{x}_1$ ve k_2x_1) içeren terimlerden oluşurken, denklem (3.53), x_2 (yani $-c_2\dot{x}_2$ ve k_2x_2) içeren terimlerden oluşmaktadır. Dolayısıyla bu

denklemler, iki adet bağılı ikinci mertebe diferansiyel denklemler sistemini gösterirler. Bu nedenle m_1 kütleinin hareketinin m_2 kütleinin hareketini etkilemesi ya da tersini bekleyebiliriz. Denklem (3.53) ve (3.54) matris biçiminde yazılabilir,

$$[m]\ddot{\vec{x}}(t) + [c]\dot{\vec{x}}(t) + [k]\vec{x}(t) = \vec{f}(t) \quad (3.55)$$

Burada $[m]$, $[c]$ ve $[k]$ sırasıyla kütle, sönüm ve rijitlik matrisleri olarak isimlendirilir ve aşağıdaki ifadelerle tanımlanır.

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}$$

$$[c] = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 + c_3 \end{bmatrix}$$

$$[k] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 + k_3 \end{bmatrix}$$

$x(t)$ ve $f(t)$ ise sırası ile yer değiştirme ve kuvvet vektörleri olarak adlandırılır ve aşağıdaki gibi verilirler,

$$\vec{x}(t) = \begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{Bmatrix}$$

ve

$$\vec{f}(t) = \begin{Bmatrix} f_1(t) \\ f_2(t) \end{Bmatrix}$$

$[m]$, $[c]$ ve $[k]$ elemanları sırasıyla, sistemin kütlelerini, sönüm katsayılarını ve rijitlik katsayıları olarak bilinen tümü 2 x 2 boyutlu matrislerdir. Ayrıca bu matrislerin simetrik olacağı görülebilir.

$$[m]^T = [m], \quad [c]^T = [c], \quad [k]^T = [k]$$

Burada üst indis T , matrislerin transpoze durumunu gösterir.

(3.53) ve (3.54) hareket denklemleri, m_1 ve m_2 kütlelerinin fiziksel bağlı olmadıkları anlamında sadece $c_2 = k_2 = 0$ durumunda bağlı olmaktan çıkar (biri diğerinden bağımsız olur). Böyle bir durumda $[m]$, $[c]$ ve $[k]$ köşegenel yapıdadır. $x_1(t)$ ve $x_2(t)$ değişkenlerinin bağlı olmasından dolayı, (3.53) ve (3.54) hareket denklemlerinin herhangi bir $f_1(t)$ ve $f_2(t)$ kuvvetleri için çözümünü elde etmek zordur. Denklem (3.53) ve (3.54)'ün çözümü dört integral sabiti (her bir denklem için iki) içerir. İki kütle için başlangıç konum ve hızları genellikle aşağıdaki şekilde tanımlanır. $x_1(t=0) = x_1(0)$, $\dot{x}_1(t=0) = \dot{x}_1(0)$, $x_2(t=0) = x_2(0)$ ve $\dot{x}_2(t=0) = \dot{x}_2(0)$. Bu tanımlar sistemin ilk şartları olarak tanımlanmaktadır.

3.12 Çok Serbestlik Dereceli Sistemler

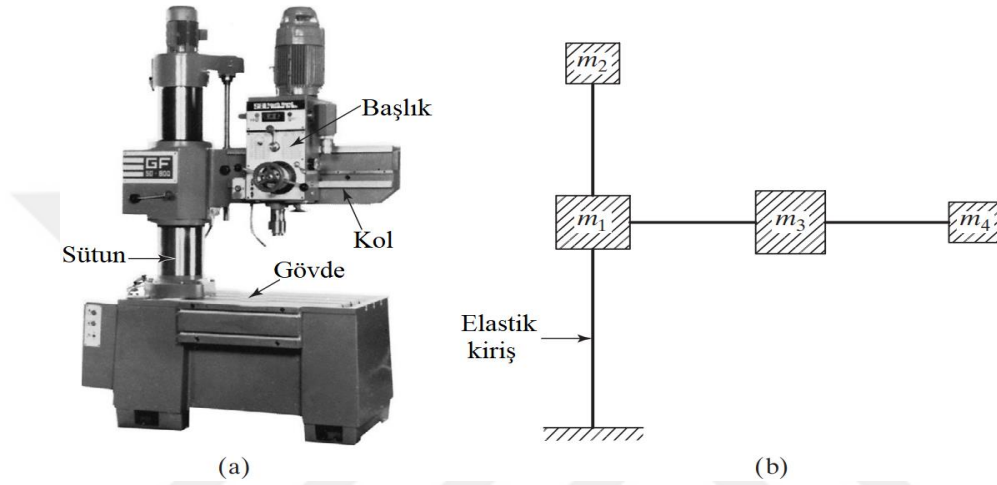
Mühendislik sistemlerinin çoğu sürekli ve sonsuz serbestlik derecesine sahiptir. Sürekli sistemlerin titreşim analizi, çözümü oldukça zor olan kısmi diferansiyel denklemlerin çözümünü gerektirir. Çok sayıda kısmi diferansiyel denklemler için aslında analitik çözüm mevcut değildir. Ayrıca, çok serbestlik dereceli bir sistemin analizi, nispeten kolay olan basit diferansiyel denklem takımının çözümünü gerekli kılar. Bu nedenle, analizin basitliğinden dolayı sürekli sistemler, çoğunlukla çok serbestlik dereceli sistemler olarak incelenmektedir.

3.12.1 Sürekli Sistemlerin Modellenmesi

Sürekli bir sistemi, çok serbestlik dereceli eş değer bir sistem olarak incelemeye yönelik farklı yöntemler kullanılabilir. Yayılı kütle veya ataletini, sonlu sayıda ayrık kütle veya katı cisimlerle değiştirme tarzında basit bir yöntem mevcuttur. Ayrık kütleler, elastik ve sönüm nitelikli elemanlarla bağlı kabul edilmektedir. Ayrık kütlelerin (veya katı cisimlerin) hareketlerini tanımlamak amacıyla doğrusal (veya açısal) koordinatlar kullanılır. Bu tür modeller, *ayrık parametre*, *ayrık kütle* veya *münferit kütle sistemleri* olarak adlandırılırlar. Ayrık kütleler ve katı cisimlerin hareketini tanımlamak için gerekli koordinatların minimum sayısı, sistemin serbestlik derecesi tanımlanır. Doğal olarak,

modelde kullanılan ayrık kütle sayısının artışı, yapılan analizin doğruluk düzeyini yükseltmektedir.

Bazı problemler, kullanılacak ayrık parametre model tipini doğrudan gösterir. Şekil 3.27(a)'daki radyal matkap, 4 toplu kütle ve 4 yay elemanı (elastik kirişler) ile Şekil 3.27(b)'de gösterilen tarzda modellenmektedir.



Şekil 3.27 Radyal matkap tezgâhı (Rao 2004).

3.12.2 Hareket Denklemlerinde Newton İkinci Kanununun Kullanımı

Aşağıdaki yöntem, Newton ikinci hareket kanunu kullanılarak çok serbestlik dereceli bir sistemin hareket denklemlerinin elde edilmesinde izlenecek yoldur.

1. Sistemdeki noktasal kütleler ve katı cisimlerin konumlarını tanımlamak için uygun koordinatlarını belirleyin. Kütleler ve katı cisimlerin konum, hız ve ivme için uygun pozitif yön kabulünü belirleyiniz.
2. Sistemin statik denge konumunu belirleyin, kütle ve katı cisimlerin statik denge konumlarına göre yer değiştirmelerini belirleyiniz.
3. Sistemdeki her bir kütle veya katı cismin serbest cisim diyagramını çizin. Kütle veya katı cisme pozitif yer değiştirme ve hız uygulaması halinde yay, sönüm ve her bir kütle veya katı cisme uygulanan dış kuvvetleri tanımlayınız.
4. Serbest cisim diyagramıyla gösterilen her bir kütle veya katı cisme, Newton ikinci hareket yasasını uygulayın.

$$m_i \ddot{x}_i = \sum_j F_{ij} \text{ (} m_i \text{ kütlesi için)}$$

veya

$$J_i \ddot{\theta}_i = \sum_j M_{ij}$$

Burada $\sum_j F_{ij}$; m_i kütesine etkiyen tüm dış kuvvetlerin toplamını, $\sum_j M_{ij}$ ise J_i kütle atalet momentine sahip kütle üzerine etkiyen tüm kuvvetlerin (uygun eksen etrafındaki) momentlerinin toplamını gösterir.

Şekil 3.28(a)'da, ara konumdaki m_i kütesinin serbest cisim diyagramı, kütlelerin konum, hız ve ivmesi için uygun pozitif yön kabulü ile birlikte Şekil 3.28(b)'de gösterilmiştir. Newton'un ikinci hareket yasası kütleye uygulanırsa,

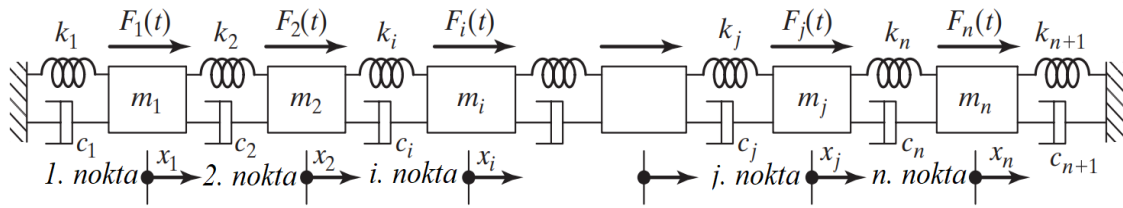
$$m_i \ddot{x}_i = -k_i(x_i - x_{i-1}) + k_{i+1}(x_{i+1} - x_i) - c_i(\dot{x}_i - \dot{x}_{i-1}) + c_{i+1}(\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_i) + F_i ;$$

$$i = 2, 3, \dots, n-1$$

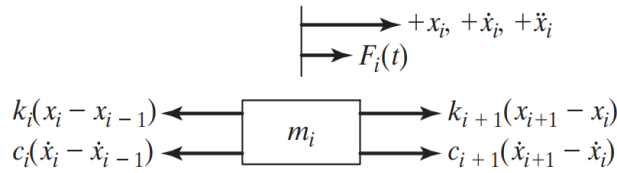
veya

$$m_i \ddot{x}_i - c_i \dot{x}_{i-1} + (c_i + c_{i+1}) \dot{x}_i - c_{i+1} \dot{x}_{i+1} - k_i x_{i-1} + (k_i + k_{i+1}) x_i - k_{i+1} x_{i+1} = F_i ;$$

$$i = 2, 3, \dots, n-1 \quad (3.56)$$



(a)



(b)

Şekil 3.28 Yay – kütle - sönüm sistemi (Rao 2004).

Sırasıyla $x_0 = 0$ ile $i = 1$ ve $x_{n+1} = 0$ ile $i = n$ seçimlerini yaparak, m_1 ve m_n kütlelerinin hareket denklemleri, (3.56) denkleminde türetilir.

$$m_1\ddot{x}_1 + (c_1 + c_2)\dot{x}_1 - c_2\dot{x}_2 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2x_2 = F_1 \quad (3.57)$$

$$m_n\ddot{x}_n - c_n\dot{x}_{n-1} + (c_n + c_{n+1})\dot{x}_n - k_nx_{n-1} + (k_n + k_{n+1})x_n = F_n \quad (3.58)$$

Hareket denklemleri, (3.56) – (3.58) denklemleri, matris biçiminde aşağıdaki gibi gösterilebilir.

$$[m]\ddot{\vec{x}} + [c]\dot{\vec{x}} + [k]\vec{x} = \vec{F} \quad (3.59)$$

Burada $[m]$, $[c]$ ve $[k]$; sırasıyla kütle, sönüm ve rijitlik matrisleri olarak adlandırılır ve aşağıdaki ifadelerle gösterilebilir.

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & m_n \end{bmatrix}$$

$$[c] = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ -c_2 & (c_2 + c_3) & -c_3 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & -c_3 & (c_3 + c_4) & \dots & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -c_n & (c_n + c_{n+1}) \end{bmatrix}$$

$$[k] = \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -k_2 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ -k_2 & (k_2 + k_3) & -k_3 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & -k_3 & (k_3 + k_4) & \dots & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -k_n & (k_n + k_{n+1}) \end{bmatrix}$$

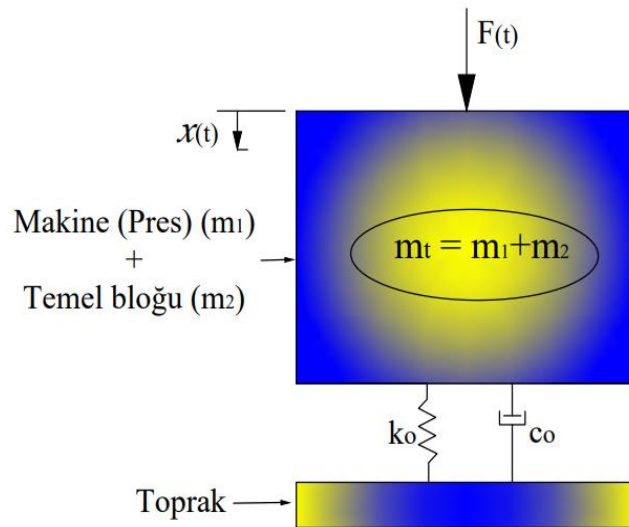
3.13 Pres Dinamik Cevabına Titreşim İzolatörünün Etkisi

Son yıllarda makine performanslarındaki sürekli gelişme, metal işlemede hız ve darbelerin artmasına yol açmıştır. Bu da çevreye iletilen titreşim miktarında bir artış demektir ki, etkili bir şekilde kontrol edilmelidir. Üretim sırasında pres tezgâhları dikey yönde kesme yaptığından oluşan dinamik kuvvetler pres gövdesi ile zemine iletilmektedir. Zemine iletilen titreşimler hem çalışan işçi sağlığını hem de çevre makineleri olumsuz etkilemektedir. Bu çalışmada, pres zemin titreşim probleminin azaltılmasında, titreşim izolatörünün etkisi araştırılmıştır.

3.13.1 Matematiksel Modeller

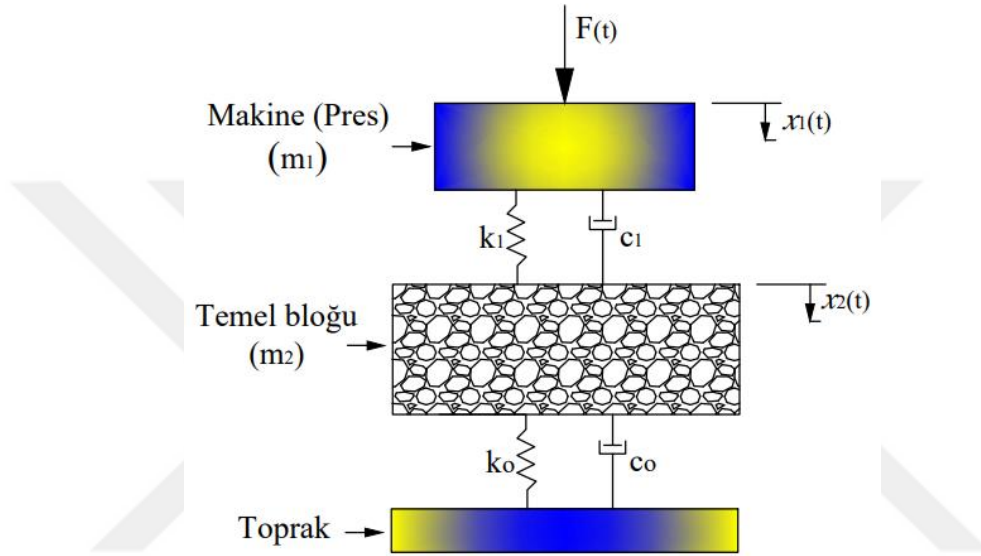
Pres temelleri toplu kütle sistemleri olarak modellenir (Raju 2017). Temel sistemleri genellikle temelin konfigürasyonuna bağlı olarak tek veya iki kütle sistemi olarak modellenir.

Tek - Kütle Temel Sistemi: Pres temelleri titreşim izolatörü olmadan Şekil 3.29’da görüldüğü gibi tek kütleli sistem kullanılarak modellenebilir. Şekil 3.29’da $m_t = m_1 + m_2$ toplam kütledir. m_1 - makinenin kütlesi, m_2 - temel bloğunun kütlesi, k_0 ve c_0 blok toprağın rijitlik ve sönümünü temsil eder. $F(t)$ temel bloğuna uygulanan darbe yükü ve $x(t)$ temel bloğunun cevabıdır.



Şekil 3.29 Tek – kütle temel modeli.

İki - Kütle Temel Sistemi: Pres temelleri titreşim izolatörü kullanılarak Şekil 3.30’da görüldüğü gibi iki – kütle sistemi olarak modellenebilir. Burada, m_1 makinenin kütesini, m_2 temel bloğunun kütesini, k_0 ve c_0 toprağın rijitlik ve sönümünü, k_1 ve c_1 titreşim izolatörünün rijitlik ve sönümünü temsil eder. Dinamik yük $F(t)$ makine hareketlerinin normal çalışmasından dolayı genellikle birkaç ms sürer. Sonunda $x_1(t)$ ve $x_2(t)$ presin ve temel bloğunun sırasıyla cevabıdır.



Şekil 3.30 İki – kütle temel modeli.

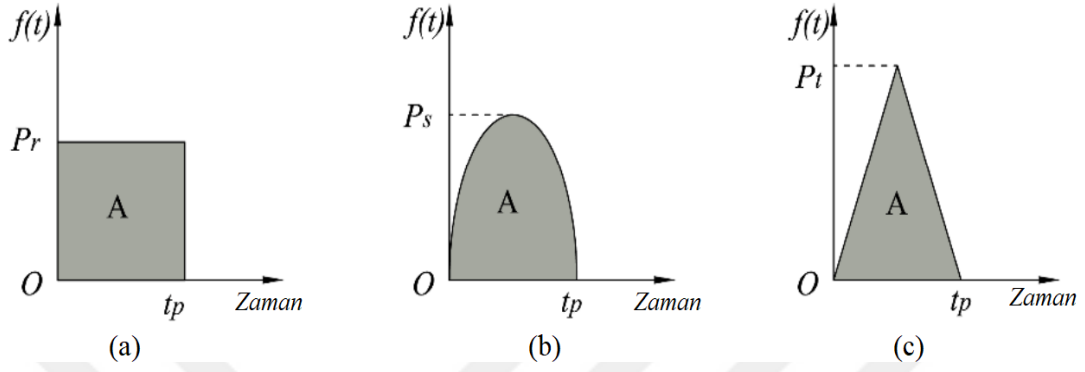
3.13.2 Darbe Yüğü

Geçici yük, üst modül ve alt modül arasındaki çarpışmadan kaynaklanır. Pres sistemi yükünün zaman geçmişı temel olarak birkaç faktöre bağıdır: 1) preslenecek numunelerin malzemesi, 2) operasyon türleri, 3) montaj sisteminin ve tabanın rijitliğı ve sönümlenmesidir. Yüğün zaman geçmişı genellikle iyi tanımlanmamıştır. Ancak, Şekil 3.31’de gösterildiğı gibi dikdörtgen, yarım sinüs veya üçgen darbe şeklinde kısa bir darbe olarak tanımlanabilir.

Darbenin zaman süreci, dikdörtgen bir darbe şeklinde kabul edildi:

$$f(t) = \begin{cases} P_r = \frac{S}{t_p} = \frac{(1+R)\sqrt{2 \cdot U \cdot m_B}}{t_p} & 0 \leq t \leq t_p \\ 0 & t > 0 \end{cases} \quad (3.60)$$

Burada P_r - darbe kuvvetinin maksimum değeri, s - darbe yükünün boyutu, t_p - yükleme süresi, R - geri dönüş katsayısı, U - presin toplam enerjisi, m_B - koç kütlesi olarak tanımlanmıştır.



Şekil 3.31 Farklı darbe yükü şekilleri a) dikdörtgen, b) yarım sinüs, c) üçgen (Zheng 2014).

3.13.3 Analiz Yöntemi

Tek – kütle ve iki – kütle elemandan oluşan sistemlerin matematiksel modeli, d'Alembert'in zorlanmış sönümlü titreşim ilkesine dayalı olarak türetilen hareket denklemleri aşağıdaki şekilde yazılmıştır,

Tek - kütle sistemini idare eden denklem

$$m_t \ddot{x} + c_0 \dot{x} + k_0 x = F(t) \quad (3.61)$$

olarak yazılabilir.

Burada; m_t – makine ve temel bloğunun toplam kütlesi, k_0 - rijitlik, c_0 - sönüm sabiti ve $x(t)$ – temel bloğunun yer değiştirmesidir.

İki – kütle sisteminin denge eşitliği iki birleştirilmiş farklı eşitlikle verilebilir,

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2) = F(t) \quad (3.62)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_1(x_1 - x_2) + c_0 \dot{x}_2 + k_0 x_2 = 0 \quad (3.63)$$

Matris formu,

$$[m]\{\ddot{x}\} + [c]\{\dot{x}\} + [k]\{x\} = \{F(t)\} \quad (3.64)$$

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 & -c_1 \\ -c_1 & c_1 + c_0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F(t) \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Montaj sisteminden geçen kuvvet şu şekilde hesaplanabilir,

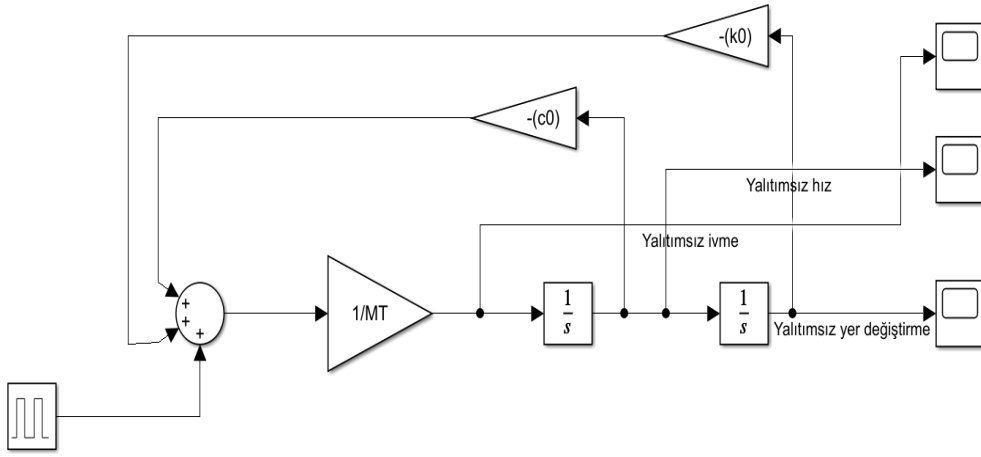
$$f_a(t) = k_1(x_1 - x_2) + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \quad (3.65)$$

Toprağa iletilen kuvvet şu şekilde hesaplanabilir,

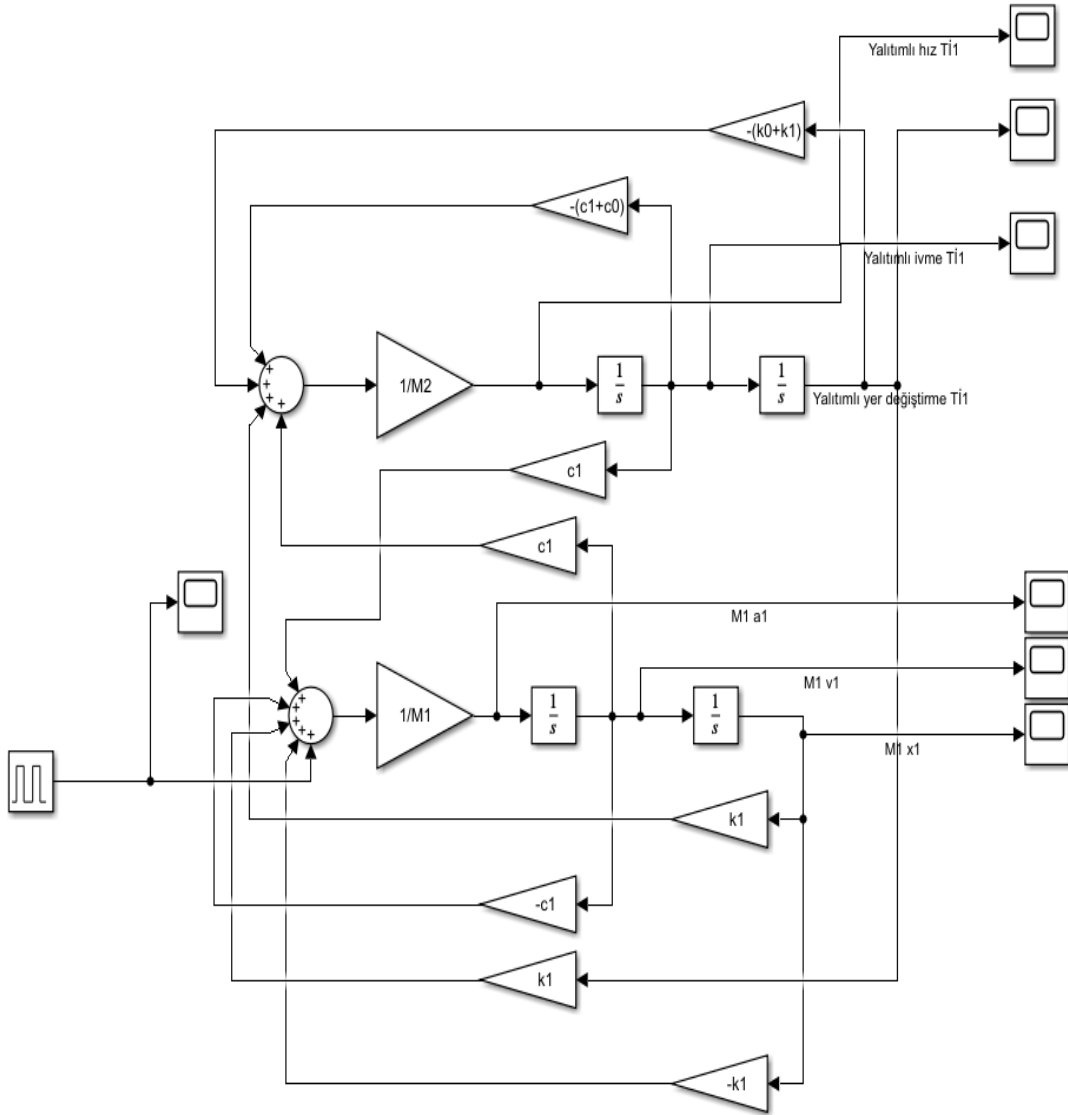
$$f_b(t) = k_0 x_2 + c_0 \dot{x}_2 \quad (3.66)$$

Simulink modellerinin simülasyonu, adi diferansiyel denklem kümelerinin sayısal entegrasyonunu içerir. Simulink, bu tür denklemlerin simülasyonu için bir dizi çözücü sağlar. Söz konusu modelin sürekli durumları vardır. Bu nedenle simulink, diferansiyel denklemler için varsayılan çözücü olarak değişken adım boyutuna sahip dördüncü derece Runge-Kutta tekniğini kullanılarak, yazılım sistemin tüm dinamik özelliklerinin elde edilmesini sağlar ve titreşim izolatörü ve preslerin tasarımı için gerekli olan parametrelerin varyasyonu elde edilebilir.

Denklem (3.61), (3.62) ve (3.63) diferansiyel hareket denklemleri Matlab programında sayısal olarak çözümü, Şekil 3.32 ve Şekil 3.33’de pres sisteminin Matlab Simulink programında oluşturulan tek ve iki serbestlik dereceli görselleştirilmiş simülasyon modellerinde gösterilmiştir.



Şekil 3.32 Tek serbestlik dereceli (SDOF) görselleştirilmiş simülasyon modeli.



Şekil 3.33 İki serbestlik dereceli (2-DOF) görselleştirilmiş simülasyon modeli.

Modelin parametreleri, C tipi eksantrik pres ve gerçek uygulanan temeli karakterize eden veriler belirlendi. Presin kurulum koşullarına göre, stabilite ve oturma gereksinimleri için temelin ön tasarımı, zemin üzerinde desteklenen 4 m x 4 m x 2 m kalınlığında bir kare temel gerektirir. Temel sisteminin toplam kütlesi 40 000 kg olarak alınmıştır. Hesaplamalı modelin parametreleri; tezgâh ve beton bloğunun kütleleri Çizelge 3.1’de, toprak ve titreşim izolatörlerinin rijitlik ve sönüm değerleri Çizelge 3.2’de verilmiştir. Montaj sisteminin rijitlik oranı (izolatör rijitliği / toprak rijitliği) 0,01 seçilmiştir.

Çizelge 3.1 Tezgâh ve beton bloğunun kütlesi.

Parametreler	Birim	Sembol	Değer
Makine	kg	m_1	6 000
Beton bloğu	kg	m_2	40 000
Makine + Beton bloğu	kg	m_t	46 000

Çizelge 3.2 Rijitlik ve sönüm değerleri.

	Parametreler	Sembol	Değer
Titreşim İzolatörü 1 (Tİ 1)	Rijitlik (N/m)	k_1	$8,11 \times 10^6$
	Sönüm (N.s/m)	c_1	$5,65 \times 10^5$
Titreşim İzolatörü 2 (Tİ 2)	Rijitlik (N/m)	k_1	$8,11 \times 10^6$
	Sönüm (N.s/m)	c_1	$3,36 \times 10^5$
Titreşim İzolatörü 3 (Tİ 3)	Rijitlik (N/m)	k_1	$8,11 \times 10^6$
	Sönüm (N.s/m)	c_1	$1,12 \times 10^5$
Toprak	Rijitlik (N/m)	k_0	$8,11 \times 10^8$
	Sönüm (N.s/m)	c_0	$1,13 \times 10^7$

3.14 Deneysel Çalışma

Bu çalışmanın önemli bir bölümünü deneysel çalışma oluşturmaktadır. Bu işlem için pres tezgâhı, titreşim izolatörü ve titreşim test cihazı kullanılmıştır.

3.14.1 Tezgâh ve Yalıtım Malzemesi

Bu çalışmada, titreşim yalıtımı yapılan C tipi eksantrik pres tezgâhının özellikleri Çizelge 3.3’te verilmiştir. Titreşim azaltımları için gerekli rijitlik ve sönüm oranına sahip titreşim sönümleyicileri belirlenmiştir. Titreşim sönümlemede kullanılan yaylı titreşim izolatörünün özellikleri Çizelge 3.4’te verilmiştir.

Çizelge 3.3 C tipi eksantrik pres tezgâhı özellikleri.

Parametre	Birim	Değer
Baskı kuvveti	ton	100
Strok ayarı	mm	120
Strok adedi	mm	54
Tabla koç mesafesi	mm	460
Masa boyutları	mm	850 x 600
Boğaz derinliği	mm	305
Tabla kalınlığı	mm	90
Kalıp bağlama delik çapı	mm	50
Tabla delik çapı	mm	220
Tabla kanalı	mm	25 x 40
Ana motor gücü	kW	7,5
Presin kütlesi	kg	6000
Presin genişliği	mm	1250
Presin derinliği	mm	1620
Presin yüksekliği	mm	2560

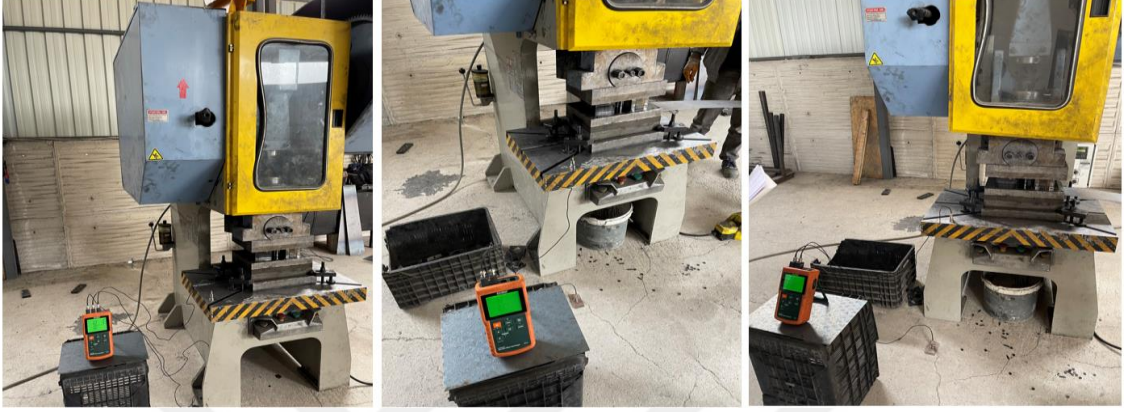
Çizelge 3.4 Disk yayın parametreleri.

Parametre	Sembol	Değer
Elastik modül	E	$2,06 \times 10^{11}$ Pa
Poisson oranı	μ	0,3
Dış çap	D	225 mm
İç çap	d	112 mm
Kalınlık	s	6,5 mm
Serbest yükseklik	f_0	7,1 mm

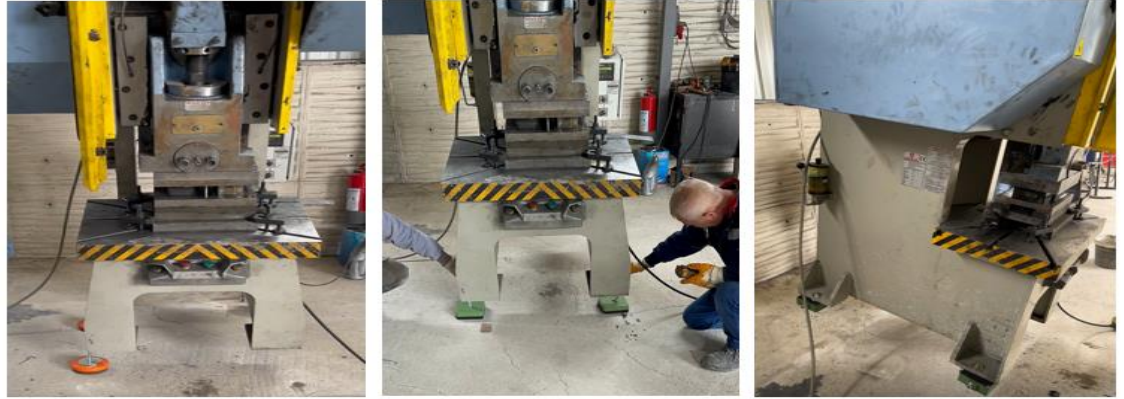
3.14.2 DeneySEL Kurulum ve Titreşim Ölçümü

C tipi eksantrik pres tezgâhının, önce zemine yalıtımsız durumunda ölçümler alınmıştır (Resim 3.1). Daha sonra, pres vinç yardımıyla kaldırılarak ayakları altına titreşim izolatörleri yerleştirilmiştir (Resim 3.2). Titreşim izolatörünün zemin yalıtımına etkisini görmek için izolatörlü titreşim değerleri ölçülmüştür (Resim 3.3 ve Resim 3.4). Titreşim ölçümü; tezgâh ayağından 30 cm uzaklıktaki bir noktaya sabitlenen metal parça üzerine

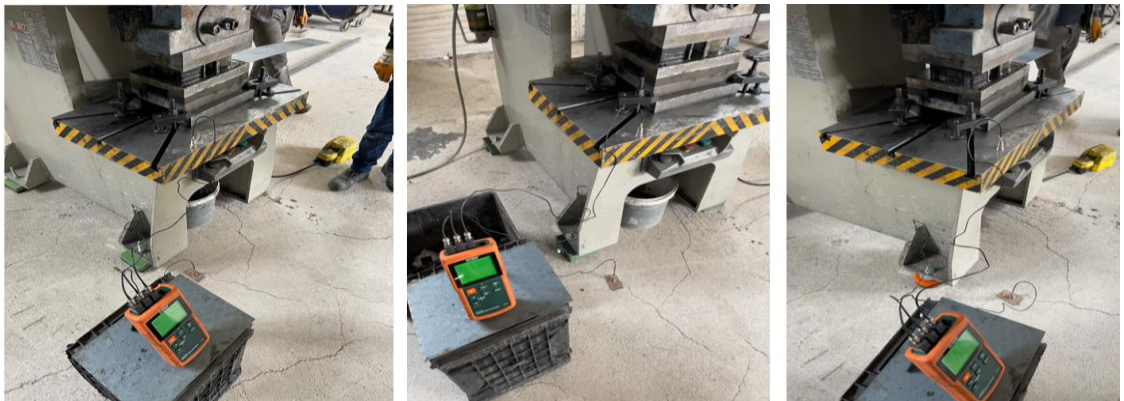
sensor yerleştirilerek yapılmıştır. Ölçüm sırasında yapılan işin özelliği aynı kuvvetin oluşması açısından önemlidir. Bu yüzden, tezgâh ayaklarında hem izolatörsüz hem de izolatörlü ölçümlerde tezgâhta oluşan kuvvetlerin aynı olması gereklidir. Bundan dolayı her iki durumda tezgâhın üzerinde yapılan işin aynı olmasına önem gösterilmiştir.



Resim 3.1 Yalıtım uygulaması öncesi titreşim ölçümleri.



Resim 3.2 Tezgâh ayakları altına titreşim takozunun yerleştirilmesi.



Resim 3.3 Elastomer titreşim takozu uygulaması.



Resim 3.4 Yaylı titreşim takozu uygulaması.

Titreşim ölçümü, Çizelge 3.5’de teknik özellikleri verilen portatif titreşim test cihazı kullanılmıştır. Yalıtım uygulaması öncesi ve sonrasında tezgâhın aynı şartlarda çalışması sağlanarak Resim 3.5’de görülen 2 mm kalınlığındaki çelik sac malzemeler kesilirken titreşim verileri alınmıştır. Teorik simülasyon sonuçlarıyla bir karşılaştırma için farklı konumların titreşim tepkilerini elde etmek için tipik konumlardaki titreşim değerleri elde edildi. Titreşim verileri cihazda bulunan bir SD kart üzerine kayıt yapılmıştır.

Çizelge 3.5 Portatif titreşim test cihazı.

Parametre	Değer
Hız	0,01 – 20 m/s
İvme	0,1 – 200 m/s ² (10 Hz – 10 KHz)
Yer değiştirme	0,001 – 2,0 mm (Tepeden tepeye) (10 Hz – 500 Hz)
Gösterge	4 Büyük Digit LCD
Akselometre	Harici Piezzo-Elektrik akselerometre probu manyetik ayağıyla
Duyarlılık	25 mV/g
Veri çıkışı	Dahili printerdan test verileri ve spektrogramlar
Hafıza	100 test sonucu ve 10 spektrogram
Standart	NiMH şarj edilebilir batarya
Batarya	1.25 V (4 adet)
Çalışma sıcaklığı	0 °C – 45 °C <85 RH
Boyutlar	270 x 86 x 47 mm
Ağırlık	650 g



Resim 3.5 Titreşim ölçümü sırasında kesilen çelik sac malzemeler.

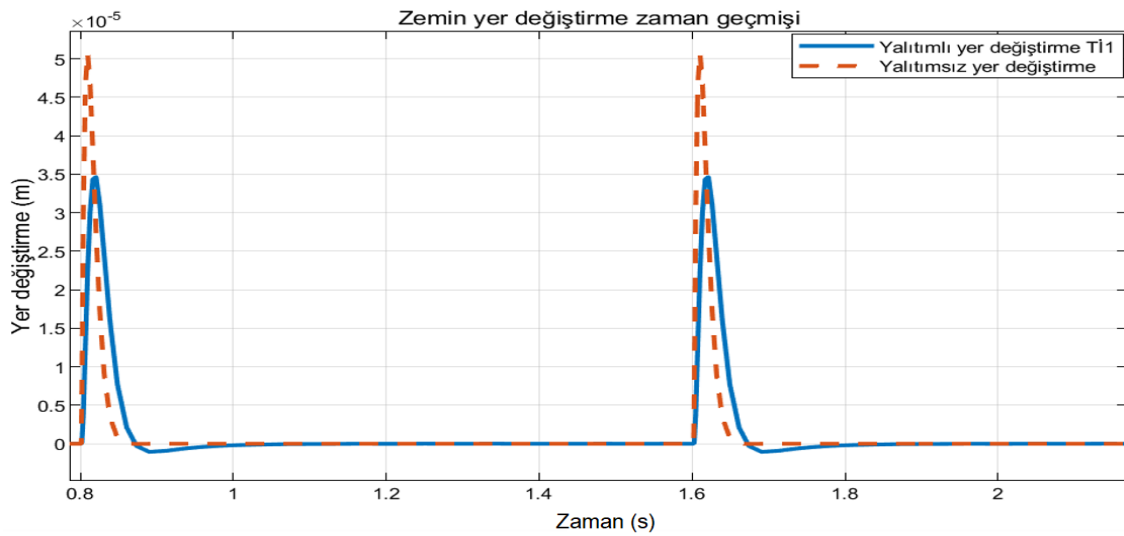
4. BULGULAR

4.1 Matlab Simulink Simülasyonu

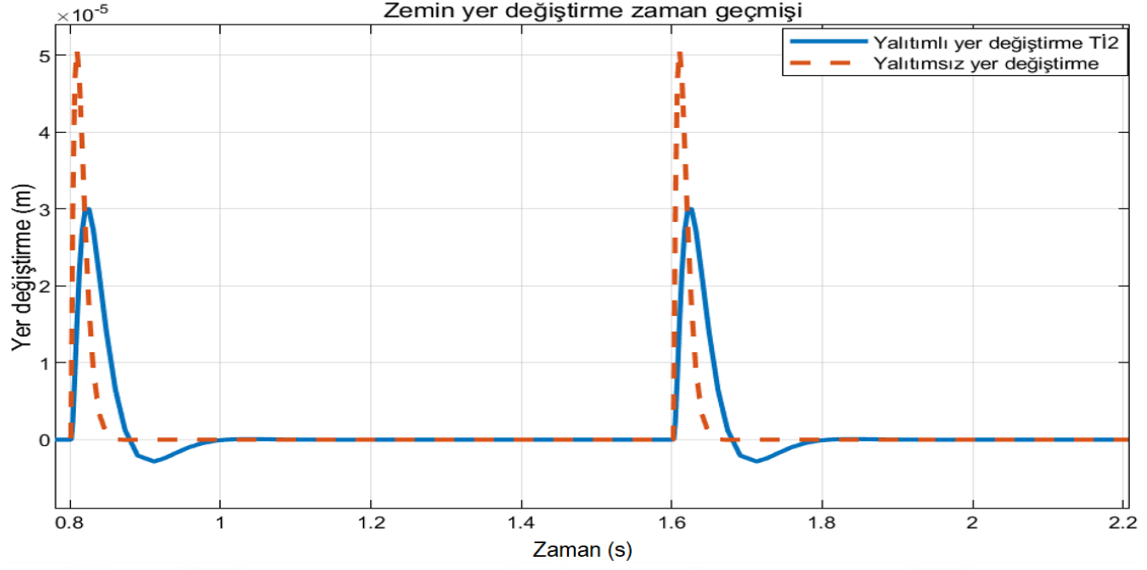
Preslerin seçilen dinamik ve kinematik parametrelerinin belirli titreşim izolatörlerden nasıl etkilendiğini belirlemek için, koçun tek bir vuruşu analiz edilmiştir. Hesaplamalar, toprağın rijitlik ve sönüm sabitleri $k_0 = 8,11 \times 10^8$ N/m, $c_0 = 1,13 \times 10^7$ N.s/m olarak alınmıştır (Zheng vd. 2014). Beton bloğun kütlesi 40 000 kg, yük süresi $t_p = 0,001$ s, maksimum kuvvet 1 000 000 N için yapılmıştır. Pres üzerinde yapılan en zor işlere karşılık gelen geri dönüş katsayısı $R = 0,8$ ile meydana geldiği varsayılmıştır. Zeminin dinamik cevabını araştırmak için maksimum yer değiştirme, hız, ivme ve kuvvet değerleri belirlenmiştir. Analiz sonuçlarında, yalıtım uygulamaları öncesi ve sonrası durum arasındaki farklar karşılaştırılmıştır.

4.1.1 Zemin Titreşim Yer değiştirme Değerleri

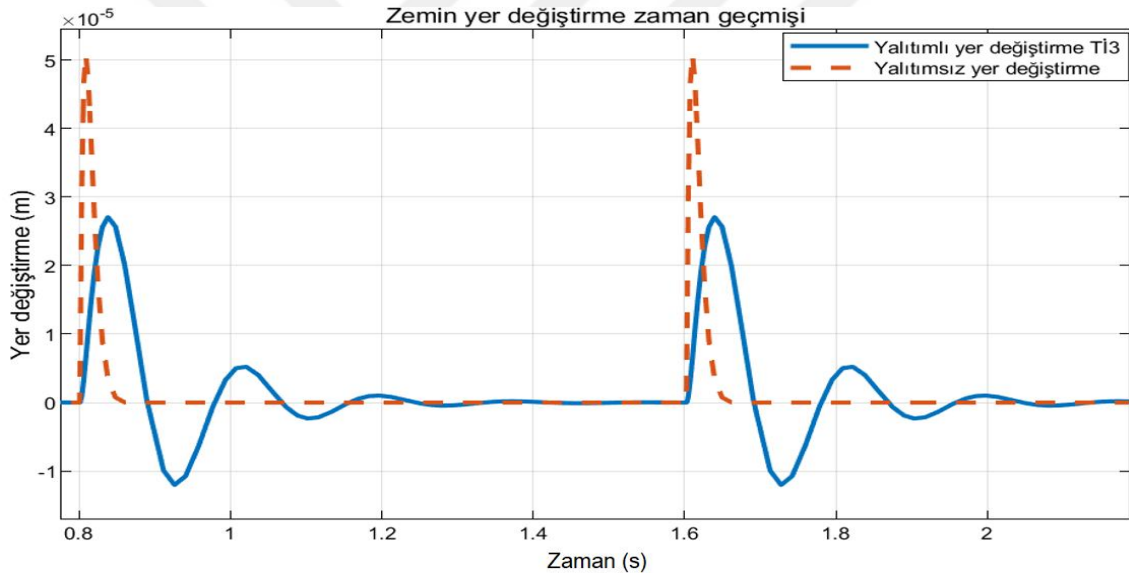
Titreşim izolatörlerinin zemine iletilen titreşime etkilerini görmek için yalıtım uygulaması öncesi ve sonrası titreşim yer değiştirme değerleri arasındaki farklar grafiklerde gösterilmiştir. Şekil 4.1’de yalıtımsız durumda zemin titreşim yer değiştirme ortalama pik değeri yaklaşık $5,075 \times 10^{-5}$ m iken; yalıtım uygulaması sonrası, Tİ1 titreşim izolatörle $3,46 \times 10^{-5}$ m, Şekil 4.2’de Tİ2 titreşim izolatörle 3×10^{-5} m ve Şekil 4.3’te Tİ3 titreşim izolatörle $2,7 \times 10^{-5}$ m olarak belirlenmiştir.



Şekil 4.1 Tİ1 ile zemin yer değiştirme değerleri.

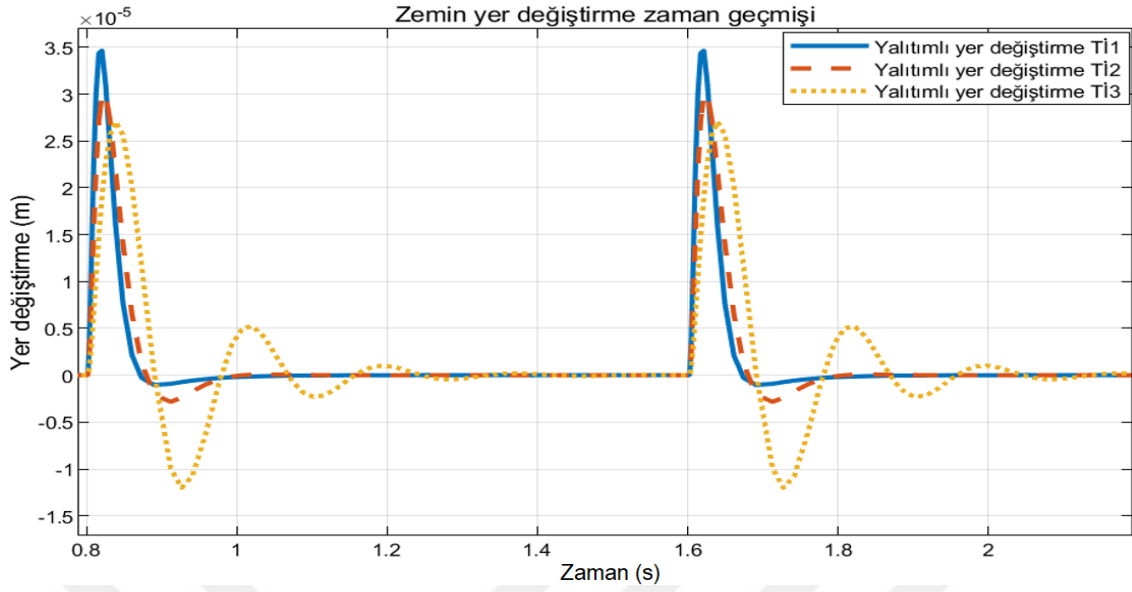


Şekil 4.2 Tİ2 ile zemin yer değiştirme değerleri.

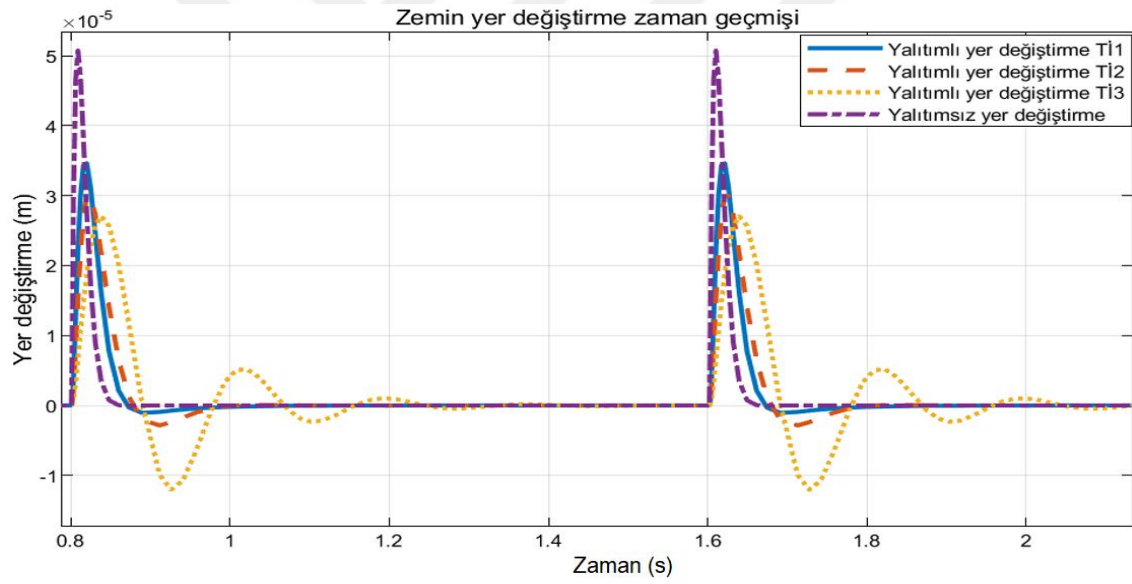


Şekil 4.3 Tİ3 ile zemin yer değiştirme değerleri.

Şekil 4.4'te üç farklı titreşim izolatörünün titreşim yer değiştirme değerleri karşılaştırılmıştır. Şekil 4.5'de ise, yalıtımlı ve yalıtımsız durumdaki titreşim yer değiştirme değerleri karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Titreşim yalıtım uygulamaları sonrasında, zemin titreşim yer değiştirme değerlerinin önemli ölçüde azaldığı görülmüştür. Viskoz yaylı izolatör montaj sistemi, uygun şekilde tasarlanırsa, şok ve titreşim iletimini önemli ölçüde azaltabilir. Dal ve Baklacı (2021)'da, yapmış oldukları çalışmada da titreşim izolatörünün tezgâh zemin titreşimini önemli ölçüde azalttığını belirtmişlerdir.



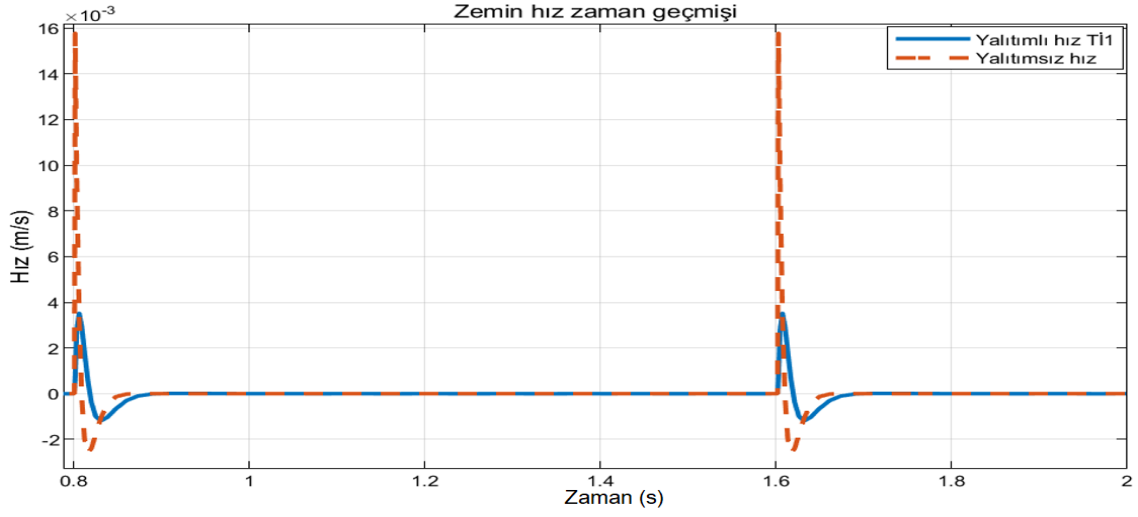
Şekil 4.4 Yalıtımlı (Tİ1, Tİ2 ve Tİ3) yer değiştirme karşılaştırılması.



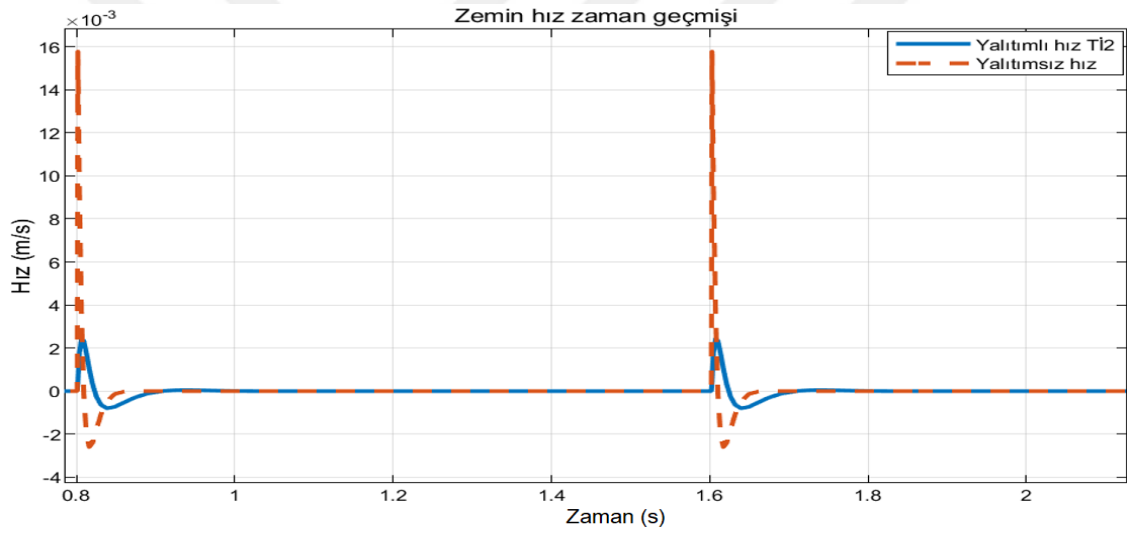
Şekil 4.5 Yalıtımlı (Tİ1, Tİ2 ve Tİ3) ve yalıtımsız yer değiştirme karşılaştırılması.

4.1.2 Zemin Titreşim Hız Değerleri

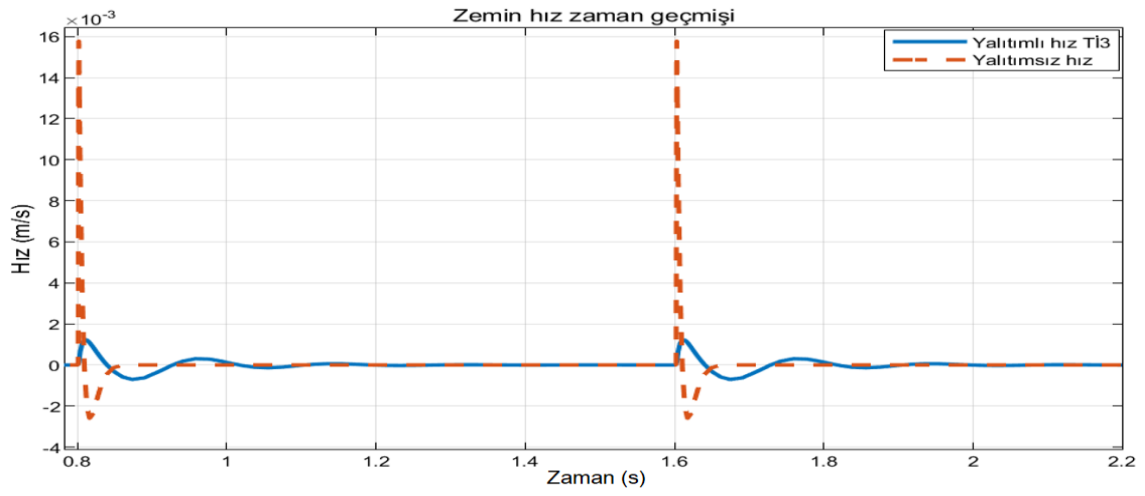
Pres tezgâhı yalıtım uygulaması öncesi ve sonrası titreşim hız analiz sonuçları grafik olarak verilmiştir. Grafikler incelendiğinde; Şekil 4.6'da yalıtımsız zemin titreşim hız ortalama pik değeri $1,6 \times 10^{-2}$ m/s iken Tİ1 titreşim izolatörle $3,5 \times 10^{-3}$ m/s, Şekil 4.7'de Tİ2 titreşim izolatörle $2,45 \times 10^{-3}$ m/s ve Şekil 4.8'de Tİ3 titreşim izolatörle $1,22 \times 10^{-3}$ m/s olarak belirlenmiştir.



Şekil 4.6 T11 ile zemin titreşim hız değerleri.

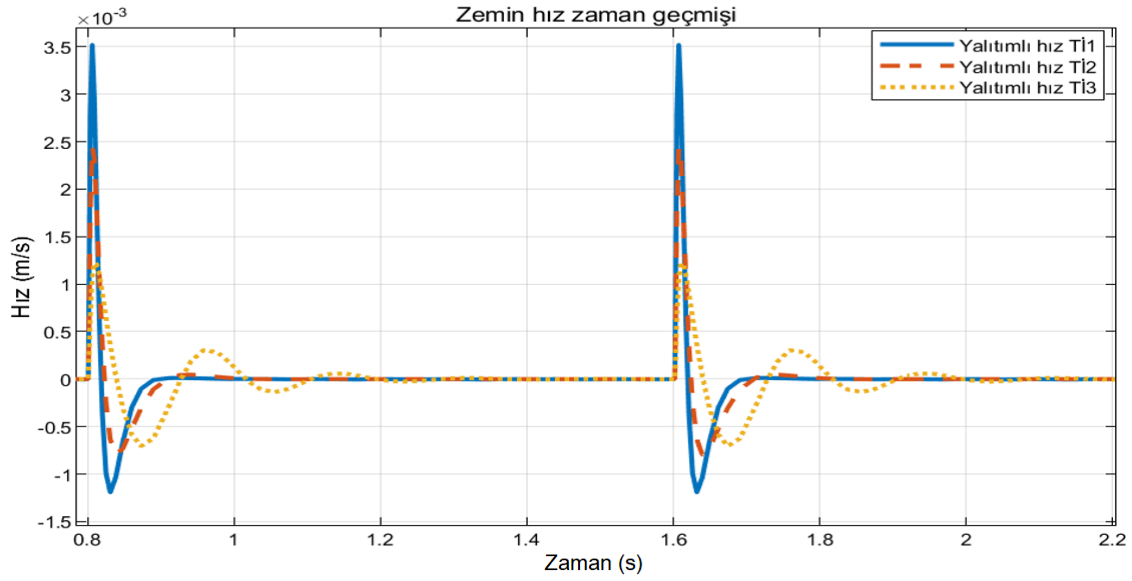


Şekil 4.7 T12 ile zemin titreşim hız değerleri.

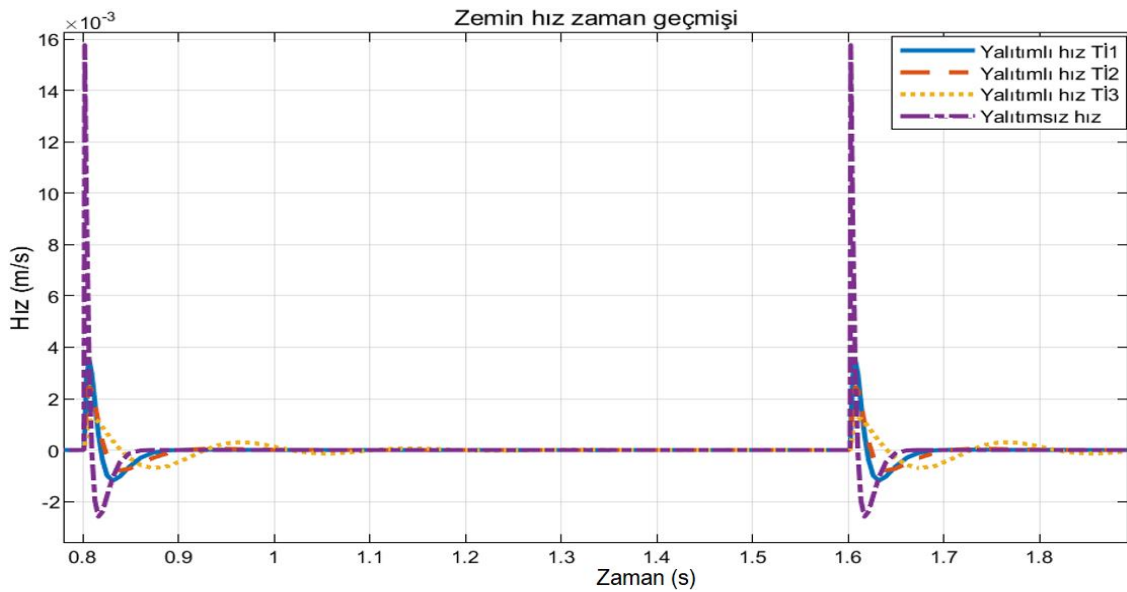


Şekil 4.8 T13 ile zemin titreşim hız değerleri.

Şekil 4.9’da üç farklı titreşim izolatörünün titreşim hız değerleri karşılaştırılmıştır. Şekil 4.10’da ise, yalıtımlı ve yalıtımsız durumda titreşim hız değerleri karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Titreşim izolatörünün sönüm özellikleri zemine iletilen titreşimlerin azaltılmasında önemli bir etkiye sahip olduğu görülmüştür. İzolatörün sönümleme sistemi, zemine geçen kuvvetlerin filtre edilmesinde önemli etkisi olduğu sonuçlardan görülmektedir.



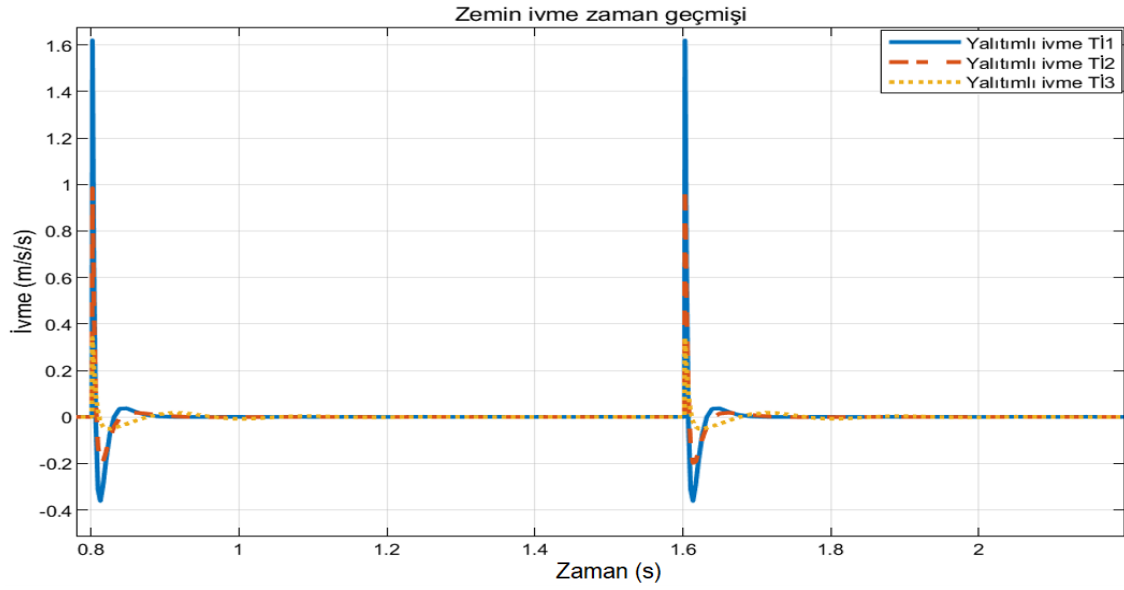
Şekil 4.9 Yalıtımlı (Tİ1, Tİ2 ve Tİ3) titreşim hız karşılaştırılması.



Şekil 4.10 Yalıtımlı (Tİ1, Tİ2 ve Tİ3) ve yalıtımsız titreşim hız karşılaştırılması.

4.1.3 Zemin Titreşim İvme Değerleri

Pres tezgâhı yalıtım uygulaması sonrası zemin titreşim ivme analiz sonuçları Şekil 4.11’de grafik olarak verilmiştir. Grafik incelendiğinde; zemin titreşim ivme ortalama pik değerleri; Tİ1 titreşim izolatorle $1,62 \text{ m/s}^2$, Tİ2 titreşim izolatorle $0,98 \text{ m/s}^2$ ve Tİ3 titreşim izolatorle $0,35 \text{ m/s}^2$ olarak belirlenmiştir. Wang ve Dong (2006)’da, yapmış oldukları çalışmada da benzer sonuçlar elde etmişlerdir.



Şekil 4.11 Yalıtımlı (Tİ1, Tİ2 ve Tİ3) titreşim ivme karşılaştırılması.

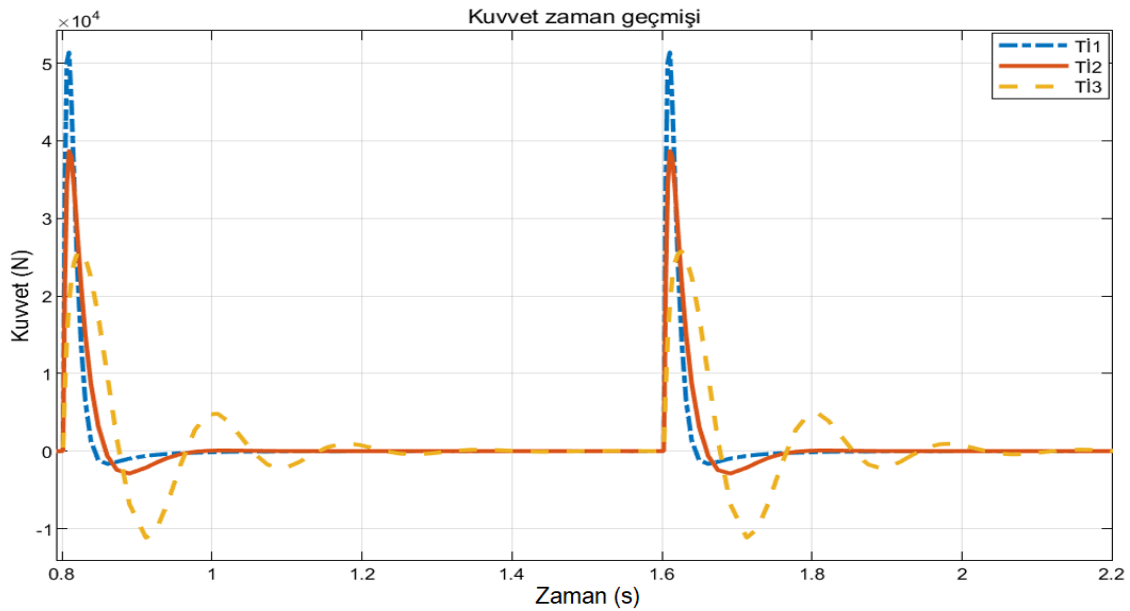
Titreşim yer değiştirme, hız ve ivme grafiklerinden, pres zemininin dinamik cevabına titreşim izolatörünün parametreleri zemine iletilen titreşimlerin azaltılmasında önemli bir etkiye sahip olduğu görülmüştür. Titreşim izolatörünün parametrelerinin artırılması veya azaltılmasıyla giriş-çıkış değerleri mutlaka değişecektir. Bu da kuvvetlerin iletimini etkileyecektir. Kuvvetlerin azalmasına veya artmasına sebep olacağı anlaşılmaktadır.

4.1.4 Zemine İletilen Kuvvetin Zamana Bağlı Değişimi

Pres tezgâhı yalıtım uygulaması sonrası zemine iletilen dinamik yükler, Şekil 4.12’de grafik olarak verilmiştir. Grafik incelendiğinde; Tİ1 titreşim izolatorle ortalama pik değeri $5,14 \times 10^4 \text{ N}$, Tİ2 titreşim izolatorle $3,9 \times 10^4 \text{ N}$ ve Tİ3 titreşim izolatorle $2,57 \times 10^4 \text{ N}$ olarak belirlenmiştir. Tİ1 ve Tİ2 izolatörlerinde Tİ3’e göre daha fazla kuvvet

iletimi olduğu görülmüştür. Zeminin en düşük dinamik yükü Tİ3 tipi titreşim izolatör için meydana geldiği bulunmuştur.

Montaj sisteminin rijitlik oranı (izolatör rijitliği / toprak rijitliği) 0,01 seçilirse, temel titreşimini yaklaşık % 50 oranında azaltacaktır. Daha düşük rijitliğe sahip bir montaj sistemi, zemine iletilen kuvvetin ve temel tepkisinin azalmasına neden olur (her ikisi de uygundur). Ancak bu, performans kriterini aşabilecek artan pres titreşim genlikleri ile sonuçlanacaktır. Alternatif olarak, daha yüksek rijitliğe sahip bir montaj sistemi, pres titreşim genliğini azaltacak, ancak temel tepkisini ve zemine iletilen kuvveti artıracaktır.



Şekil 4.12 Zemine iletilen dinamik yükler.

4.2 C Tipi Eksantrik Pres Titreşim Takoza Uygulaması

Titreşim azaltımları için gerekli rijitlik ve sönüm oranına sahip titreşim izolatörleri belirlenmiştir. Daha sonra belirlenen titreşim izolatörleri pres tezgâhının ayakları altına uygulanarak, makine tabanı ile zemin arasına yerleştirilen titreşim izolatörünün zemine geçen titreşime etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Tezgâhın önce yalıtımsız daha sonra da yalıtımlı titreşim büyüklükleri titreşim ölçüm ve kayıt cihazıyla belirlenmiştir. Yalıtım uygulamaları öncesi ve sonrası yapılan titreşim ölçüm sonuçları Çizelge 4.1'de verilmiştir. Deneysel sonuçlar, tezgâh zemin bağlantısında titreşim izolatörü kullanılması zemine iletilen titreşimi azaltmada etkili olduğu görülmüştür. Sonuçlar, önerilen titreşim

yalıtım sisteminin istenmeyen titreşimin etkisini azaltmak için uygulanabilirliğini göstermiştir.

Çizelge 4.1 Pres zemin test sonuçları.

Zaman (s)	Yer değıştirme değeri (m)	
	Yalıtımsız	Yalıtımlı
1	$5,1 \times 10^{-5}$	$2,5 \times 10^{-5}$
2	$4,8 \times 10^{-5}$	$2,3 \times 10^{-5}$
3	$4,6 \times 10^{-5}$	$2,4 \times 10^{-5}$
4	$4,5 \times 10^{-5}$	$2,1 \times 10^{-5}$
5	$3,8 \times 10^{-5}$	$1,8 \times 10^{-5}$
6	$5,0 \times 10^{-5}$	$2,5 \times 10^{-5}$
7	$4,7 \times 10^{-5}$	$2,3 \times 10^{-5}$
8	$4,7 \times 10^{-5}$	$2,2 \times 10^{-5}$
9	$4,3 \times 10^{-5}$	$2,1 \times 10^{-5}$
10	$3,8 \times 10^{-5}$	$1,7 \times 10^{-5}$
11	$5,1 \times 10^{-5}$	$2,4 \times 10^{-5}$
12	$4,8 \times 10^{-5}$	$2,3 \times 10^{-5}$
13	$4,6 \times 10^{-5}$	$2,4 \times 10^{-5}$
14	$4,5 \times 10^{-5}$	$2,1 \times 10^{-5}$
15	$3,8 \times 10^{-5}$	$1,8 \times 10^{-5}$
16	$5,0 \times 10^{-5}$	$2,5 \times 10^{-5}$
17	$4,9 \times 10^{-5}$	$2,3 \times 10^{-5}$
18	$4,7 \times 10^{-5}$	$2,2 \times 10^{-5}$
19	$4,3 \times 10^{-5}$	$2,1 \times 10^{-5}$
20	$3,9 \times 10^{-5}$	$1,8 \times 10^{-5}$
21	$5,1 \times 10^{-5}$	$2,5 \times 10^{-5}$
22	$4,9 \times 10^{-5}$	$2,3 \times 10^{-5}$
23	$4,4 \times 10^{-5}$	$2,3 \times 10^{-5}$
24	$4,3 \times 10^{-5}$	$2,1 \times 10^{-5}$
25	$3,8 \times 10^{-5}$	$1,9 \times 10^{-5}$

4.3 Simölasyon ve Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması

Pres zemininin dinamik tepkilerine ilişkin simölasyon verileri elde edilmiş ve sahada yapılan ölçümlerden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır (Çizelge 4.2). Presin dinamik modelindeki simölasyon sonuçları, titreşim izolatörünün parametreleri, zemin titreşiminin azaltılmasında önemli bir etkiye sahip olduğu görölmüştür. Titreşim izolatörü

parametreleri eğer düzgün bir şekilde tasarlanırsa, zemine iletilen şok ve titreşim önemli ölçüde azaltılabilir. Deneysel sonuçlar, burada önerilen dinamik modelin presin gerçek çalışma durumuyla tutarlı olduğunu ve dinamik modelin geçerliliğinin doğrulandığını göstermektedir.

Çizelge 4.2 Simülasyon ve deneysel sonuç pik değerlerinin karşılaştırılması.

	Yer değiştirme (m)	
	Yalıtımsız	Yalıtımlı
Simülasyon sonuç	$5,075 \times 10^{-5}$	$2,7 \times 10^{-5}$
Deneysel sonuç	$5,1 \times 10^{-5}$	$2,5 \times 10^{-5}$

5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Bu tez çalışmasında, presin çalışma sırasındaki kuvvetini zemine iletmesini engellemek için ayaklarda izolasyon oluşturarak, zemine kuvvet iletiminin azaltılması amaçlanmıştır. İlginç bir şekilde, titreşim ölçümlerine göre her bir makine ayağının farklı titreşim seviyeleri ürettiği anlaşılmıştır. Makine ayaklarının titreşim seviyeleri arasındaki önemli farklılıklardan dolayı, makinenin titreşim izolasyonuna ihtiyaç duyduğu anlaşılmaktadır. Makine ayaklarına yerleştirilen titreşim izolatörlerinin titreşim yalıtımı için uygun izolatör seçimi yapılmıştır.

Titreşim azaltımları için, makine ve zemin titreşim seviyeleri analizler ve deneysel ölçümler ile belirlenmiştir. Pres zeminin dinamik cevabı üzerinde titreşim izolatörünün etkileri de değerlendirilmiştir. İzole bir temel için sistem dinamiği modeli ve darbe yükü altında sistem tepkisini elde etmek için çözüm tekniği tanıtılmıştır. Tasarım kısıtlamaları altında maksimum darbe kuvveti geçirgenliğini en aza indirmek için bir titreşim izolatörü tasarım değişkenleri olarak izolatörün rijitliği ve sönüm katsayıları kullanılarak formüle edilmiştir. Pres sistemi iki serbestlik sistem (2-DOF) Matlab kullanılarak analiz edilmiştir. İki kütle, kütle-yay sistemi ve sönüm elemanı eklenerek pres zemin titreşim problemlerine çözümler üretilmiştir. Pres ve zemin arasına yerleştirilen titreşim izolatörünün rijitlik ve sönüm oranının zemin titreşim değerlerine etkisi analiz edilmiştir. Titreşim izolatörlerinin zemine iletilen titreşimlere etkisi ve zeminin dinamik cevabını araştırmak için maksimum yer değiştirme, hız, ivme ve kuvvet değerleri belirlenmiştir. Analiz sonuçlarında, yalıtım uygulamaları öncesi ve sonrası durum arasındaki farklar karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda, önerilen 2-DOF dinamik kütle-yay sönümleme modelinden elde edilen simülasyon sonuçlarının test sonuçlarıyla tutarlı olduğu görülmüş ve böylece modelin presin dinamik tepkilerinin hassas bir şekilde tahmin edilmesi için geçerliliği doğrulanmıştır. Bu çalışma aynı zamanda metal yay sönümlemeli titreşim izolatörünün zemin yüzeyine iletilen pres etkisini etkili bir şekilde azaltabildiğini ancak metal yayın doğrusal karakteristiği nedeniyle geniş bantlı titreşimi etkili bir şekilde ele alamadığını ve bu sorunun daha ileri araştırmalarla çözülmesi gerektiğini ortaya koymuştur. Titreşim izolatörünün özellikleri zemine iletilen titreşimlerin azaltılmasında önemli bir etkiye sahip olduğu görülmüştür.

- Bir pres sisteminin dinamik tepkisi üzerinde darbenin şeklinden ziyade süresinin daha büyük bir etkisi vardır. Pres sistemi bileşenlerinin yer değiştirmeleri ve hızları yanı sıra toprağa iletilen kuvvetler, en kısa süreli darbeler için en yüksek değerlere ulaşmaktadır. Darbe süresi 0,01 saniyeden azsa, sistem yanıtı darbenin şekline karşı yeterli sonuç elde edilememektedir. Darbe süresi arttıkça, pres sisteminin tepkisi azalmakta, darbe şeklinin pres sisteminin dinamik tepkisi üzerinde çok az etkisi olduğundan, tasarım çalışmaları sırasında veya bilinen parametrelerle yapının zemin ve çevre üzerindeki etkisini kontrol ederken, teorik olarak, hesaplama modellerinde herhangi bir şekildeki darbe yükleri kullanılmaktadır. Darbe süresinin pres sistemi bileşenlerinin maksimum yer değiştirmeleri ve hızları ile zemine iletilen kuvvetler üzerindeki büyük etkisi nedeniyle, darbe süresinin gerçek koşullara karşılık gelmesi önemlidir. Bu nedenle, analizler etkileşen malzemeler arasındaki temasın deneysel olarak doğrulanmış süreleri için yapılmalıdır. Presin çevre üzerindeki olumsuz etkisini sınırlamanın tek yolu, etkileşen malzemeler arasındaki temas süresini uzatacak şekilde şekillendirme sürecinin parametrelerinde değişiklik yapmak olacaktır. Uygun çalışma koşullarını sağlamak için de aynı önlemler alınmalıdır.

Montaj sisteminin rijitlik oranı (izolatör rijitliği / toprak rijitliği) 0,01 seçilirse, temel titreşimini yaklaşık % 50 oranında azaltacaktır. Daha düşük rijitliğe sahip bir montaj sistemi, zemine iletilen kuvvetin ve temel tepkisinin azalmasına neden olur (her ikisi de uygundur). Ancak bu, performans kriterini aşabilecek artan pres titreşim genlikleri ile sonuçlanacaktır. Alternatif olarak, daha yüksek rijitliğe sahip bir montaj sistemi, pres titreşim genliğini azaltacak, ancak temel tepkisini ve zemine iletilen kuvveti artıracaktır.

Montaj sisteminin optimum kullanımı, sistemi oluşturan alt yapının uygun oluşturulmasına bağlıdır. Örneğin, hassas komşuları rahatsız etmekten kaçınılacaksa, zemine iletilen taban titreşimi ve kuvvetler önemli parametrelerdir. Bu durumda montaj sisteminde düşük rijitlik ve sönüm kullanılması ve kütle oranının (m_1/m_2) artırılması ihtiyacı karşılayacaktır. Bununla birlikte, pres titreşim genlikleri önemli ölçüde artırılabilir. Bu nedenle, pres titreşim genliklerinin tatmin edici performans için tolerans kriterini karşılaması sağlanmalıdır.

Titreşim izolatörlerinin rijitliği ve sönüm özelliklerinin zemin titreşimi üzerine etkileri tartışılmış ve araştırılmıştır. Kombine disk yaylı titreşim izolatörünün üç tipi (Tİ1 = titreşim izolatörü 1, Tİ2 = titreşim izolatörü 2 ve Tİ3 = titreşim izolatörü 3) seçilmiştir. Tİ1, Tİ2 ve Tİ3'ün pres zemin izolasyonuna etkileri incelenmiştir. Önerilen izolatörü test etmek için C tipi eksantrik pres kullanılmıştır. Analiz sonuçları, metal yaylı titreşim izolatörü testinden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Disk yaylardan oluşan önerilen titreşim izolatörünün iyi bir izolasyon performansına sahip olduğunu göstermektedir. Yüksek hızlı presin titreşimini büyük ölçüde zayıflatabilir ve yüksek hızlı damgalamada iç dinamik stres dağılımını iyileştirebilir, böylece presin yüksek frekanslı stres döngüsünün gecikme olmaksızın hızla azalmasını sağlar. Titreşim izolatörleri sayesinde, pres ve kalıbın hizmet ömrü uzar, bu nedenle rezonanssız titreşim izolasyonu gerçekleştirilir. Basit ve düşük maliyetli üretime imkân tanıyan titreşim izolatörünün, presler gibi darbe yükü olan büyük mekanik cihazlar için titreşim izolasyonu alanında geniş bir uygulama alanı bulması beklenmektedir. Bununla birlikte, bu izolatör üzerinde daha fazla araştırma yapılması gerekmektedir.

Pres sisteminin dinamik tepkilerinin doğru bir şekilde belirlenmesi için kütle - yay sönümlemesinin 2-DOF dinamik modeli önerilmiştir. Simülasyon sonuçları, presin dinamik tepkilerinin geçici bir darbe ve serbest bir titreşim sürecini içerdiğini ortaya koymaktadır. Deneysel sonuçlar, burada önerilen dinamik modelin presin fiili çalışma durumu ile tutarlı olduğunu ve dinamik modelin geçerliliğini doğrulandığını göstermektedir. Temelin dinamik tepkisini azaltmak gerektiğinden, pres çevresindeki işçiler üzerindeki fizyolojik etkilerini ve yakındaki herhangi bir rahatsızlığı azaltmak büyük önem taşımaktadır.

6. KAYNAKLAR

- Al-Hussaini T M, Ahmad S, 1996, Active Isolation of Machine Foundations by In-Filled Trench Barriers, *Journal of Geotechnical Engineering*, 122, 288-294.
- Bazinenkov A M, Mikhailov V P, 2015, Active and Semi Active Vibration Isolation Systems Based on Magnetorheological Materials, *Procedia Engineering* 106, 170 – 174.
- Bhandari P K, Sengupta A, 2014, Dynamic Analysis of Machine Foundation, *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, 3, 169-176.
- Borghesani P, Argentini T, Belloli M, Robustelli F C, 2015, Dynamic Absorbers for Rotating Machinery, *Proceedings of the 9th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics, Mechanisms and Machine Science* 21, 1703-1714.
- Chauhan H N, Bambhania M P, 2013, Design & Analysis of Frame of 63 Ton Power Press Machine by Using Finite Element Method, *Indian Journal of Applied Research*, 3, 285-288.
- Chehab A G, El Naggar M H, 2003, Design of Efficient Base Isolation for Hammers and Presses, *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*, 23, 127–141.
- Chehab A G, El Naggar M H, 2004, Response of Block Foundations to Impact Loads, *Journal of Sound and Vibration*, 276, 293-310.
- Chilakapati C, 2016, Study of Vibration Transmissibility of Operational Industrial Machines, Department of Applied Signal Processing Blekinge Institute of Technology, Master Thesis, 96s, Sweden.
- Dal H, Baklacı M, 2021, Kumaş Polisaj Tezgâhında Gürültü ve Titreşim Azaltım Çalışması, *Gazi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 7, 121–133.
- DeBra D B, 1992, Vibration Isolation of Precision Machine Tools and Instruments, *Annals of the CIRP*, 41, 711-718.
- Dresig H, Holzweißig F, 2010, *Dynamics of Machinery*, Heidelberg: Springer-Verlag, Berlin.

- El Hifnawy L, Novak M, 1984, Response of Hammer Foundations to Pulse Loading, *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*, 3, 124-132.
- El-Kasaby E A, Khedr M D, Mansour M H, Badawi M I, 2016, Response of the Raft Foundations under Dynamic Loads, *Engineering Research Journal*, 39, 231-241.
- Elderrat H, 2016, Study of A Novel Material Solution for Vibration Isolation, Cardiff University, School of Engineering, Ph.D. Thesis, 235s, 2016.
- Fiebig W, Wróbel J, 2017, Two Stage Vibration Isolation of Vibratory Shake-out Conveyor, *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 17, 199 – 204.
- Guo M, Li B, Yang J, Li W, Liang S Y, 2015, Active Piezoelectric Vibration Isolation System of Machine Tools, *International Conference on Electrical, Electronics and Mechatronics*, December 20-21, Phuket, 169-172.
- Gürsoy D D, 2008, Bir Eksantrik Presin Pasif Titreşim Kontrolü Yöntemleri ile Titreşim İzolasyonu, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 199s, İstanbul.
- Heidari M, El Naggar M H, 2010, Usign Reinforced Soil Systems in Hammer Foundations, *Proceedings of the Institution of Civil Engineers*, 163, 121-132.
- Huang B W , Tseng J G , Ko Y L, 2014, Stress and Vibration of a Viscoelastic Damping Isolator under Impact Loading, *International Ltd. JVE Journal of Vibroengineering*, 16, 2355-2362.
- İşkodra E, 2008, Dinamik Yükler Altındaki Temellerin Tasarımı, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 134s, İstanbul.
- Jadhav N A, 2017, Vibration Analysis of Lathe Machine Tool, *International Journal of Resarch in Engineering, Science of Technologies*, 2, 29-32.
- Jia F, Xu F Y, 2014, Dynamic Analysis of Closed High-Speed Precision Press : Modeling, Simulation and Exprements, *Jornal of Mechanical Engineering Science*, 228, 2383-2401.
- Jia F, and Xu F Y, 2014, Combined Vibration Isolator of Disc Springs for Closed High-Speed Precision Press: Design and Experiments, *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, 38, 465-485.

- Kara Y, Akbulut H, 2017, Mechanical Behavior of Helical Springs Made of Carbon Nanotube Additive Epoxy Composite Reinforced with Carbon Fiber, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 32, 417-427.
- Karabulut A, Köken A, 2020, Titreşim Takozunun Giyotin Makas Tezgâhında Titreşim Yalıtımına Etkisinin Araştırılması, Gazi Mühendislik Bilimleri Dergisi, 6, 210 – 216.
- Kawamura S, Ito S, Yoshida T, Minamoto H, 2011, Isolation Effect of a Dynamic Damper and a Trench on Ground Vibration Caused by a Construction Machine, Applied Acoustics, 72, 151–156.
- Kono D, Nishio S, Yamaji I, Matsubara A, 2015, A Method for Stiffness Tuning of Machine Tool Supports Considering Contact Stiffness, International Journal of Machine Tools & Manufacture, 90, 50–59.
- Köken A, Karabulut A, 2022, Takım Tezgâhlarında Titreşim Sönümleyici Kullanılarak Zemine İletilen Kuvvetin Azaltılması, Politeknik Dergisi, 25, 399-404.
- Krishnamoorthy A, Jayavel M, 2017, Design and Analysis of Vibration Isolation Pad of a Heavy Load Machine and to Perform the Progressive Rate Frequency Analysis, ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences, 12, 4709-4716.
- Kumar J, Reddy C O, 2006, Dynamic Response of Footing and Machine with Spring Mounting Base, Geotechnical and Geological Engineering, 24, 15–27.
- Kumar J, Boora V, 2009, Dynamic Response of a Machine Foundation in Combination with Spring Mounting Base and Rubber Pad, Geotech Geol Engineering, 27, 379–389.
- Küçükrendeci İ, 2018, Endüstriyel Uygulamalar İçin Alternatif Mekanik Titreşim Yalıtım Elemanı Tasarımı, Ömer Halisdemir Üniversitesi, Mühendislik Bilimleri Dergisi, 7, 929-936.
- Lang Z Q, Jing X J, Billings S A, Tomlinson G R, Peng Z K, 2009, Theoretical Study of The Effects of Nonlinear Viscous Damping on Vibration Isolation of SDOF Systems, Journal of Sound and Vibration, 323, 352–365.

- Łatas W, 2019, Optimal Positions of Translational Vibration Absorbers in Vibroisolation of Mechanical Press, MATEC Web of Conferences, 285, May 22-24, Kombornia.
- Leopa A, 2011, Parametric Method for Dynamic Analysis of Mechanical Impulsive Systems Actions, Proceedings of the Romanian Academy, 12, 63–70.
- Li Y, Yang K, Ni Z, 1997, A New Model for Calculating the Maximum Blow Force of a Die-Forging Hammer, Journal of Materials Processing Technology, 71, 414-417.
- Liu Y, Shu Y, Hu W, Zhao X, Xu Z, 2021, Active Vibration Control of a Mechanical Servo High-Speed Fine-Blanking Press, Journal of Mechanical Engineering, 67, 445-457.
- Ludwik M, Arkadiusz T, 2009, Assessment of Dynamical Properties of Die Hammer MPM 10 000 B Considering Deformations of Working Material, Solid State Phenomena, 144, 71-76.
- Manohar D, Raghu Prasad B K, Amarnath K, 2017, Dynamic Analysis of Machine Foundation, International Research Journal of Engineering and Technology, 4, 545-550.
- Mohamed S M E S, 1997, Dynamic Interaction of Machine Foundations, Ain Shams University, Faculty of Engineering, M.Sc. Thesis, 218s, Cairo.
- Mori K, Kono D, Yamaji I, Matsubara A, 2016, Vibration Reduction of Machine Tool Using Viscoelastic Damper Support, Procedia CIRP, 46, 448-451.
- Mori K, Kono D, Yamaji I, Matsubara A, 2017, Modeling of Viscoelastic Damper for Reduction in Low Frequency Residual Vibration in Machine Tools, Precision Engineering, 50, 313-319.
- Mull J F, Durand C, Baudouin C, Bigot R, 2020, A New Tailored Solution to Predict Blow Efficiency and Energy Consumption of Hammer-Forging Machines, International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Springer Verlag, 111, 1941 – 1954.
- Novak M, El Hifnawy L, 1983, Vibration of Hammer Foundations, Soil Dynamics and Earthquake Engineering, 2, 43-53.
- Novak M, 1983, Foundations for Shock-producing Machines, Can. Geotech, 20, 141-159.

- Okwudire C E, Lee J, 2013, Minimization of the Residual Vibrations of Ultra-Precision Manufacturing Machines via Optimal Placement of Vibration Isolators, *Precision Engineering*, 37, 425–432.
- Öztürk T, Öztürk Z, 2008, Vibration Absorption and Isolation in Dynamically Loaded Foundations, The 14th World Conference on Earthquake Engineering, October 12-17, Beijing.
- Prakash S, Purı V K, 2006, Foundations for Vibrating Machines, *Of the Journal of Structural Engineering*, 1-39.
- Prolović V, Bonić Z, Živković S, 2004, Dependence of the Basic Dynamic Parameters on the Disturbing Force of the Impact Impulse Type with Different Forms, *Architecture and Civil Engineering*, 3, 23 – 31.
- Qiu Y, Zhu Y, Luo Z, Gao Y, Li Y, 2021, The Analysis and Design of Nonlinear Vibration Isolators under Both Displacement and Force Excitations, *Arch Appl Mech*, 91, 2159–2178.
- Raju K R, Anness B, 2017, Analysis and Design of Foundation Systems to Control the Vibrations due to Forging Impact Hammer, *Journal of Structural Engineering*, 44, 404-413.
- Rao S S, 2004, *Mechanical Vibration*, 4nd ed. Pearson Edu., 1084s, New Jersey.
- Saberi S, Fischer J, Stockinger M, Tikal R, Afsharnia R, 2021, Theoretical and Experimental Investigations of Mechanical Vibrations of Hot Hammer Forging, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 114, 3037-3045.
- Seçgin A, Kara M, Güler S, 2019, Mid and High Frequency Vibration Analysis of Line Connected Uncertain Composite Structures by Using Modal Impedance Based Statistical Energy Analysis Procedure, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 34, 727-738.
- Shimada H, Shabana A A, 2011, Impact-induced Vibration in Complex Flexible Multi-body Systems: Numerical and Experimental Investigation of Press Machines, *Proc. IMechE*, 226, 26-44.

- Soliman J I, Hallam M G, 1968, Vibration Isolation between Non-Rigid Machines and Non-Rigid Foundations, *J. Sound Vib.*, 8, 329-351.
- Svinkin M R, 1995, Vibrations of Impact Machine Foundations and Footing Settlements, *Proceedings: Third International Conference on Recent Advances in Geotechnical Earthquake Engineering and Soil Dynamics*, 2, April 2-7, Missoure.
- Tanaka N, Kikushima Y, 1985, A Study of Active Vibration Isolation, *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, 107, 392-397.
- Trabka A, 2018, Influence of Foundation Types on Kinematics and Dynamics of Forging Hammers, *Mechanik*, 91, 830–832.
- Trabka A, 2019, Effect of Pulse Shape and Duration on Dynamic Response of a Forging System, *Sciend Acta Mechanica et Automatica*, 13, 226-232.
- Ünver İ, Bozkurt Y, 2018, Sıcak Dövme Sanayisinde Çalışanların Titreşimle İlgili Risklerden Korunma Çalışmaları, *El-Cezeri Fen ve Mühendislik Dergisi*, 5, 278-286.
- Wang G, Dong Z, 2006, Design Optimization of Low Impact Transmission Foundation for Forging Hammers, *Engineering Computations: International Journal for Computer-Aided Engineering and Software*, 23, 166-186.
- Xu T, Xia Q, Long X, Buffa G, 2017, Vibration Control of a High-Speed Precision Servo Numerically Controlled Punching Press: Multidomain Simulation and Experiments, *Shock and Vibration*, 2017, Article ID 4593546.
- Xu T, Xia Q, Long X, Ran J, Gong F, 2020, Influence of Shape and Size of Foundation on Vibration Reduction of High-Speed Punching Press Based on Multidomain Modeling, *Shock and Vibration*, Article ID 8889478.
- Zhao X, Liu Y, Hua L, Mao H, 2016, Finite Element Analysis and Topology Optimization of a 12 000 kN Fine Blanking Press Frame, *Struct Multidisc Optim*, 54, 375–389.
- Zheng E, Jia F, Zhang Z, Shi J, 2011, Modeling and Simulation of Nonlinear Combination Disc-Spring Vibration for High-Speed Pres, *Advanced Materials Research*, 211-212, 40-47.

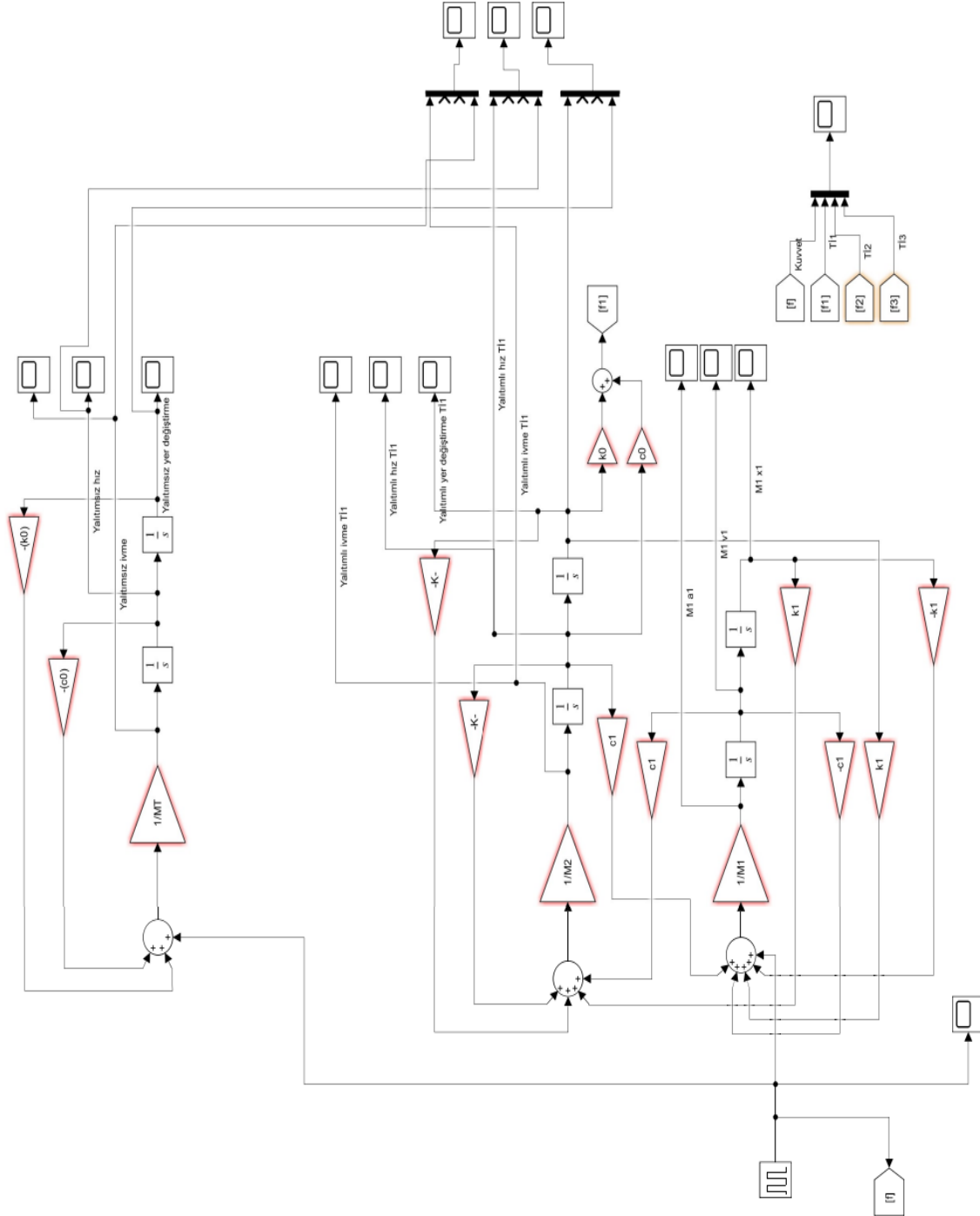
- Zheng E, Jia F, Zhang Z, Shi J, 2012, Dynamic Modeling and Response Analysis of Closed High-Speed Press System, *Journal of Multi-Body Dynamics*, 226, 315-330.
- Zheng E, Zhou X, Zhu S, 2014, Dynamic Response Analysis of Block Foundations with Nonlinear Dry Friction Mounting System to Impact Loads, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 28, 2535-2548.
- Zhu S J, Zheng Y F, Fu Y M, 2004, Analysis of Non-linear Dynamics of a Two-degree-of-freedom Vibration System with Non-linear Damping and Non-linear Spring, *Journal of Sound and Vibration*, 271, 15–24.



- Karabulut A, Köken A, Karabulut E, Şahman H, 2018, Insulation of the Force Conducted Vibration to the Floor in Workbench, International Conference on Engineering Technologies, October 26-28, Konya.
- Karabulut A, Köken A, 2020, Titreşim Takozunun Giyotin Makas Tezgâhında Titreşim Yalıtımına Etkisinin Araştırılması, Gazi Mühendislik Bilimleri Dergisi, 6, 210 – 216.
- Köken A, Aydın, M, T/M Yöntemi İle Üretilmiş Al-SiC_p Kompozitlerde Karıştırıcı Tipinin Aşınma Davranışına Etkisi, 11. Uluslararası Denizli Malzeme Sempozyumu, 19-21 Nisan 2006, Denizli.
- Köken A, Karabulut A, 2022, Takım Tezgâhlarında Titreşim Sönümleyici Kullanılarak Zemine İletilen Kuvvetin Azaltılması, Politeknik Dergisi, 25, 399-404.
- Köken A, Karabulut A, 2023, Takım Tezgâhlarının Dinamik Cevabına Titreşim Takozunun Etkisi, Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, 29, 104-109.
- Yetgin S H, Köken A, Aydın M, Ünal R, Toz Metalurjisi Yöntemiyle Üretilmiş Al-B₄C MMK'lerde Karıştırıcı Tipi ve Takviye Oranının Mekanik ve Mikroyapı Özelliklerine Etkisi, 4. Uluslararası Katılımlı Toz Metalurjisi Konferansı, 18-22 Mayıs 2005, Sakarya.

EKLER

EK 1. C Tipi Eksantrik Pres Simulink Simülasyon Modeli.



EK 2. Uygulanan kuvvet – zaman geçmişi.

