

DİNAMİK YÜKLEMEDE SİSTEM DAVRANIŞLARININ KONTROLÜ

Faruk Mendi, Mustafa Kemal Külekci

Özet - Bu çalışmada makinaların, çalışma şartları nedeniyle maruz kaldıkları dinamik yükler karşısındaki davranışları incelenmiştir. Sistem davranışları ile ilgili genel terimler verilerek, dinamik yükleme durumunda sönümlenen ve sönümlenmeyen sistem davranışları irdelenmiştir. Dinamik yüklerin neden olduğu titreşimler ile bu olumsuzlukları azaltmaya yönelik uygulamalar üzerinde durulmuştur. Bu noktadan hareketle, takım tezgahlarında önemli bir sorun olan titreşimleri azaltmak amacıyla alternatif konstrüksiyonlar verilmiştir.

Anahtar Kelimeler - Titreşim ve salgı, Titreşim sönümleme, Takım tezgahlarında salgı

CONTROL OF SYSTEM BEHAVIOURS UNDER DYNAMIC LOADS

Abstract - In this article the behaviour of the machines under dynamics loads had been investigated. After giving the general vibration and system response terms, the behaviours of the damped and undamped systems had been scrutinised. The fact that a damped spring - mass system is a member of the family of automatic control systems enables us to apply spring - mass vibration theory to the understanding of control behaviour. From this point onwards alternative constructions had been given for the purpose of minimising the negative effects of the vibrations at machine tools.

Key Words - Vibration and chatter, Isolation of vibration, Chatter at machine tool

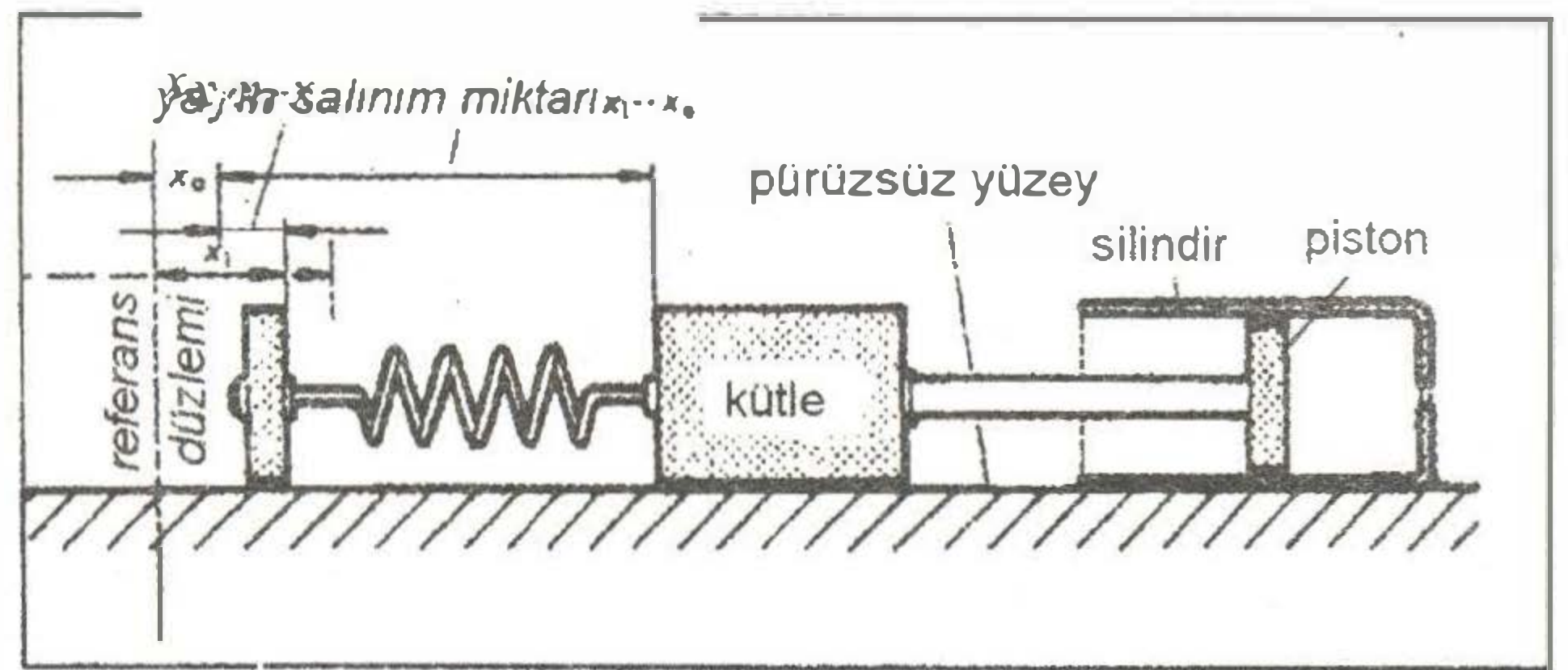
I. GİRİŞ

Düz bir yüzey üzerinde belirli bir kütleye sahip, bloğu kaydırmak için tasarlanmış bir sistemin hareketi (Şekil 1.), yayın aksi tarafına eklenmiş olan bir pistonla kontrol altına alınmıştır. Yaya uygulanan giriş yer değişim

miktarı, doğrudan yayın diğer tarafına aktarılır. Giriş ve çıkış yer değişimleri, x_i ve x_o referans düzleminden itibaren ölçülür. Sistem serbest halde iken $x_i = x_o = 0$ dır.

Yay tarafından sisteme tatbik edilen kuvvet, yayda meydana gelen esneme miktarı ile orantılıdır. Uygulanan kuvvet sonucunda yayda meydana gelen esneme miktarı, yayın statik uzunluğundan, yüklenmiş haldeki uzunluğunun çıkarılması ile bulunur. Yayda tespit edilen salınım hareketi, aynı zamanda kütlenin hareketini verecektir.

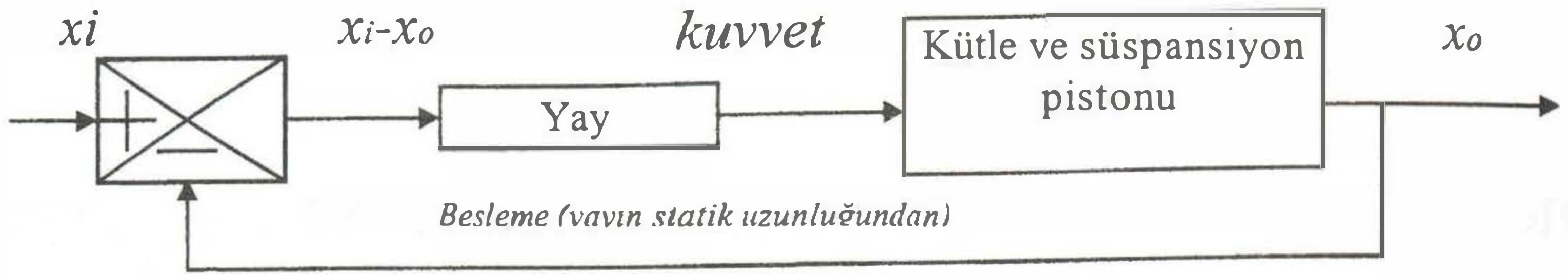
Buradan hareketle yay - kütle sistemi, Şekil.2 de blok diyagramı verilen, otomatik kontrol sistemi olarak düşünülebilir. Böylece yay sönümlenmeli kütle sistemi, kontrol sisteminin davranışlarının açıklanmasında kullanılabilir.



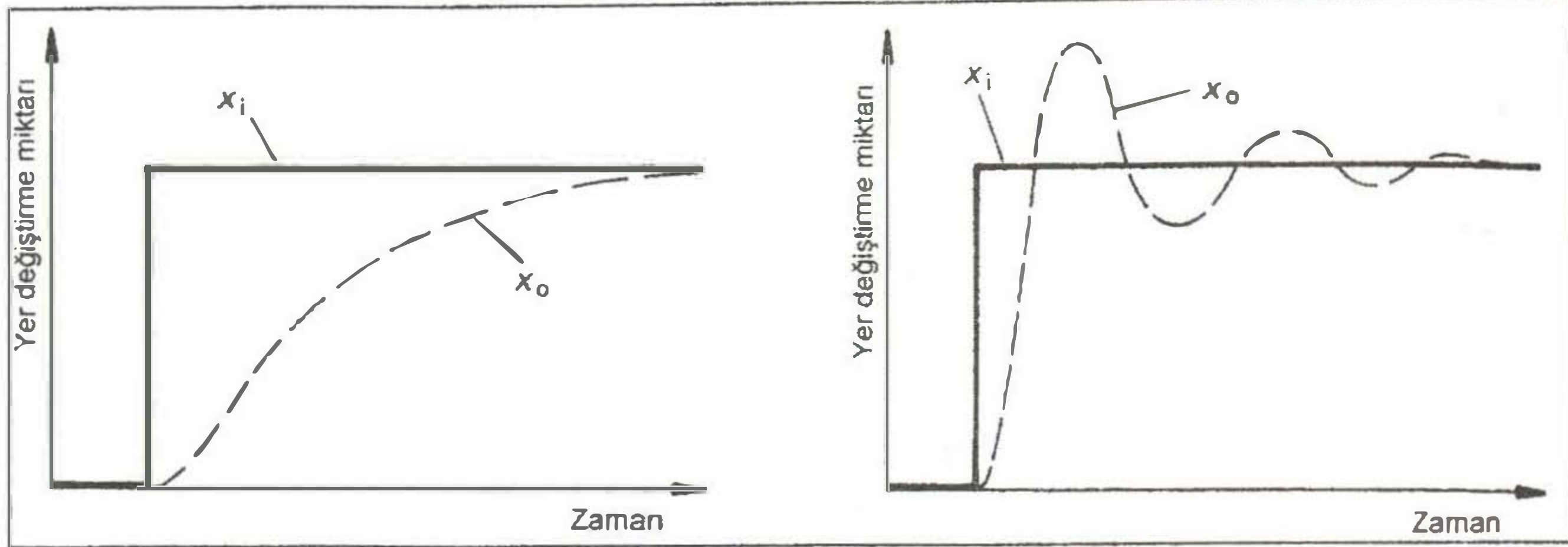
x_o : yer değişim miktarı
 x_i : uygulanan yer değişim miktarı
 $x_i - x_o$: yayın salınım miktarı
 l : yayın statik uzunluğu
Şekil 1. Yay - kütle sönümleme sistemi [1]

Bir an için şekil 1. de verilen sistemde, süspansiyona dolan ve boşalan havanın geçtiği kanalın çapının ayarlanabildiğini varsayalım. Yay tarafına dinamik bir kuvvet uygulandığında x_i boyutunda ani bir artış olacaktır. Süspansiyondaki kanal çapı küçük ise kütleye, hareketi esnasında oldukça büyük bir kuvvet etki eder. Bu nedenle kütle tekrar aksi istikamete doğru, x_o boyutu x_i ye eşit oluncaya kadar ağır ağır ilerleyecektir. Bu tarzda meydana gelen sönümleme, aşırı sönümleme olarak adlandırılmaktadır (Şekil. 3.a) .

F.Mendi, Gazi Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Bölümü, Ankara. fmendi@gazi.edu.tr
M.K.Külekci, Abant İzzet Baysal Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Bölümü, 14400 Düzce. mkkulekci@yahoo.com



Şekil 2. Yay-kütle sisteminin otomatik kontrol sistemi olarak kullanılması



a.

b.

Şekil 3. Sistem davranışı: a) aşırı sönümlenme, b) kritik sönümlenme altı

Eğer süspansiyondaki kanal çapı büyük ise, bu durumda süspansiyon kütleyle oldukça küçük kuvvetler uygulayacaktır. Kütle çok hızlı hareket ederek, $x_o = x_i$ sağlanıncaya kadar x_o boyutu x_i boyutunu birkaç kez geçer. Bu tarzda meydana gelen sönümlenme, kritik sönümlenme altı olarak tanımlanır. Sistemdeki sönümlenme esnasında Şekil 3. b. de görüldüğü gibi, giderek durağan hale gelen bir salınım meydana gelir.

Deneme ve yanılma yolu ile, sönümlenme ayarlanabilir. Böylece mümkün olan en kısa zamanda ve kütle x_o boyutu x_i boyutunu geçmeden, $x_o = x_i$ eşitliği sağlanır. Bu tarzda meydana gelen sönümlenme ise kritik sönümlenme olarak isimlendirilir ve grafikleri verilen iki sönümlenmenin sınırladığı alan içerisinde gerçekleşir.

Yay -kütle sisteminin davranışı sistemin *sönümlenme oranına* bağlıdır. Sönümlenme oranı zeta (ζ) ile gösterilir ve aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

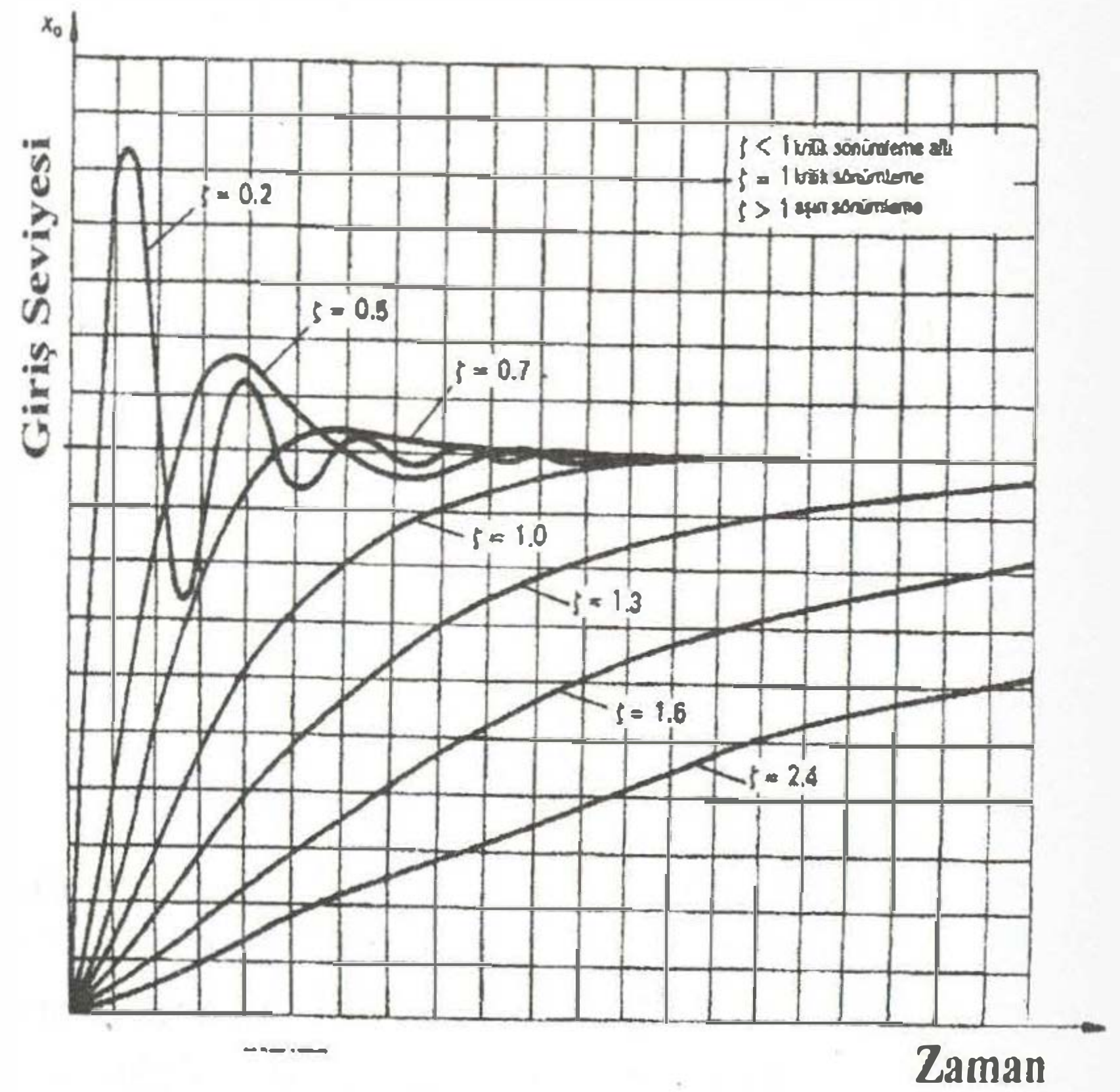
$$\zeta = \text{birim hıza düşen gerçek sönümlenme kuvveti} / \text{kritik sönümlenmelerde birim hıza düşen sönümlenme kuvveti}$$

Kritik sönümlenme için $\zeta = 1$, aşırı sönümlenmede ζ değeri 1 den büyük, sönümlenme, kritik sönümlenme altında ise ζ değeri 1den daha küçük olacaktır. Şekil. 4 de sisteme uygulanan değişik dinamik etkiler karşısında, sistemin gösterdiği davranışlara ait ζ değerleri verilmiştir [2].

Bir süspansiyon ile sönümlenen, yay-kütle sisteminde sönümlenme oranı ζ ; kütle, yaylanma oranı ve süspansiyonun sönümlenme sabitinden (birim hıza düşen sönümlenme kuvveti) hesaplanabilir. Sönümlenme oranının hesaplanmasında kullanılan söz konusu bu parametreler deneysel olarak hesaplanabilir. Bir otomatik kontrol

sisteminin göstereceği davranış da, Şekil.4 de eğriler verilen davranışlarla aynıdır. ζ nin analitik olarak belirlenmesi zordur. Ancak sistem kurulmuş ve uygulanan etki karşısında salınım meydana getirdiği tesbit edilmiş ise, sönümlenme oranı ζ , meydana gelen salınım büyüklüğünün yarısı esas alınarak hesaplanabilir.

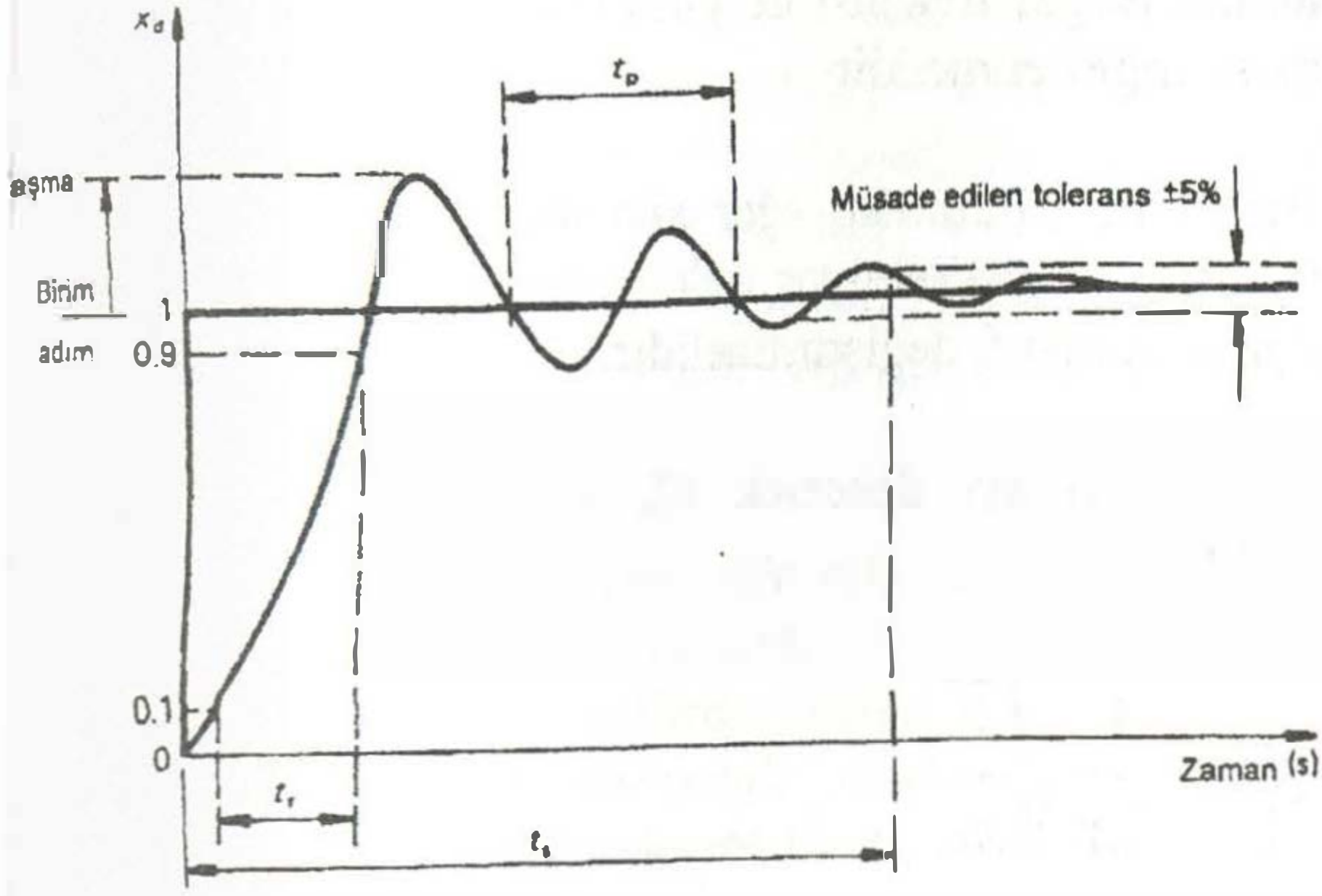
Her ne kadar kritik sönümlenme ($\zeta = 1$) özelliğine sahip bir sistem, kendisine uygulanan dinamik etkiye karşı en hızlı tepkiyi gösterse de, bazı pratik uygulamalarda $\zeta = 0,7$ oranında daha hızlı sistem tepkisi görülebilmektedir (Şekil 4).



Şekil 4. Değişik sönümlenme oranlarına sahip sistemlerin uygulanan dinamik etkilere karşı gösterdikleri davranışlar [2,3]

II. SİSTEM DAVRANIŞLARINA AİT BAZI TANIMLAMALAR

Tezgah gövdelerine etki eden dinamik bir etki karşısında, gövde bu etkiyi sönümleyerek kontrol eder. Yapılan sönümlenmeye ait terimler şekil 5. de gösterilmiştir.



Şekil 5. Sönümlenmeye ait bazı terimler [4]

Taşma; Taşma, sönümlenme oranı, kritik sönümlenme oranının altında olan sistemlerde görülür. Taşma miktarı, sönümlenme eğrisi üzerinde meydana gelen, maksimum sönümlenme yükseltisi ile, sistem durağan hale geldiği anın tanımladığı yer arasındaki mesafedir.

Sönümlenmeye başlama zamanı; Sönümlenmenin %10 seviyesinden %90 seviyesine çıkıncaya kadar geçen süredir (t_r).

Sönümlenme zamanı; Sönümlenmenin belirlenmiş toleranslar dahilinde, asıl değerini alıncaya kadar (sönümlenme sistemi durağan hale gelinceye kadar) geçen süredir (t_s). Şekil 6.da verilen örnekte söz konusu zamanının tayininde %5 tolerans esas alınmıştır.

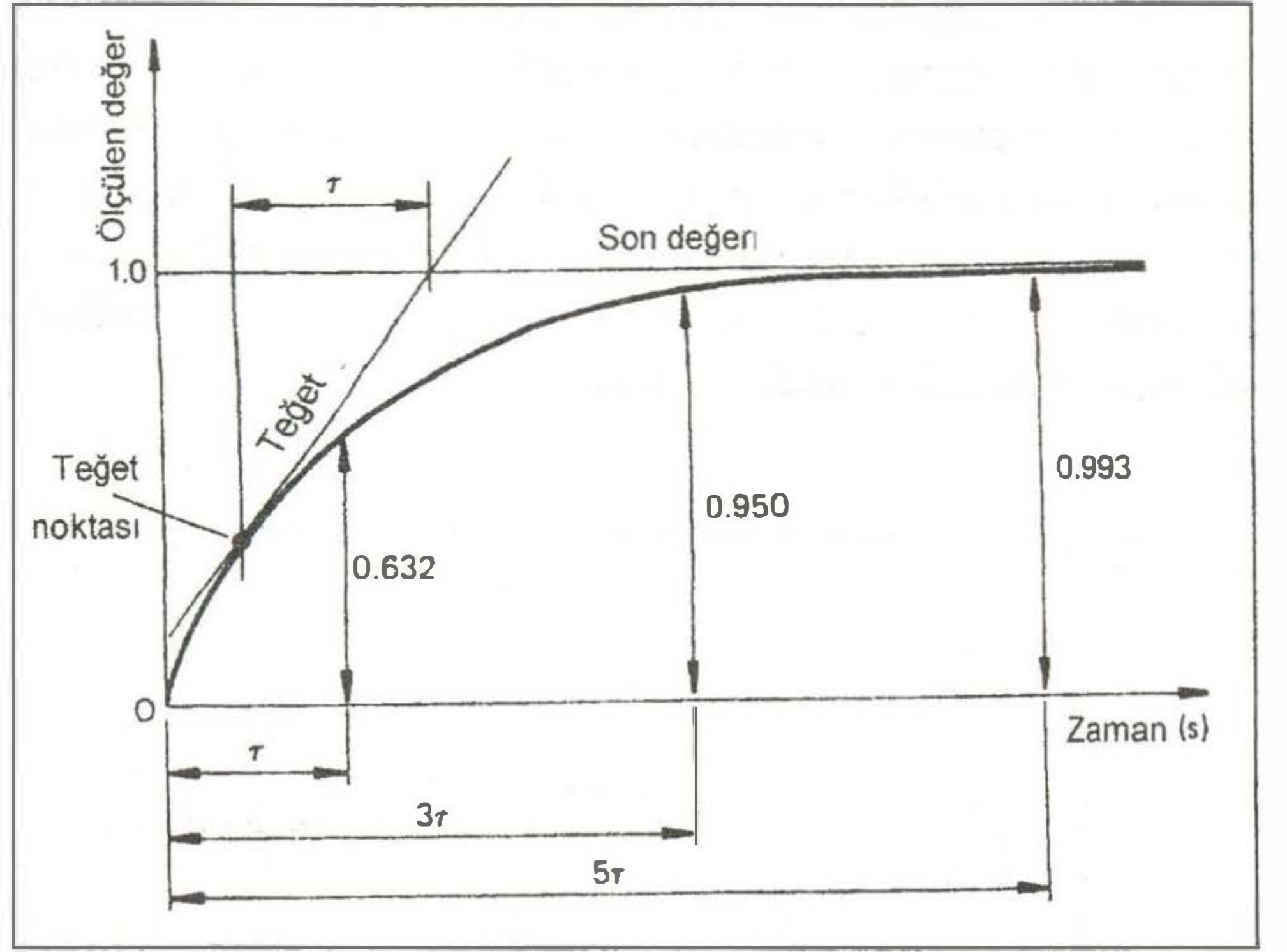
Periyodik zaman; Tam bir salınım için geçen süre (t_p). Tespit etmenin en kolay yolu Şekil 6 da görüldüğü gibi, çıkışta birim adımı kesen iki salınım arasındaki sürenin ölçülmesidir.

Frekans; Saniyedeki salınım sayısıdır. Aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$\text{Frekans (Hz)} = \frac{1}{\text{Periyodik zaman}}$$

Zaman sabiti; Zaman sabiti bir sistemin sönümlenme sonuç değerine, ne kadar çabuk ulaştığını verir. Zaman sabiti ile ilgili temel detaylar Şekil 6. da verilmiştir.

Zaman sabiti, τ (t_0) ölçülen miktarın %63,2 değerine ulaşıncaya kadar geçen süredir [4,5].



Şekil 6. Zaman sabitinin temel özellikleri [4]

Zaman sabitinden 3 kat kadar süre sonra, ölçülen miktar ulaşacağı son değer % 95 değerine kadar ulaşır. Zaman sabitinden 5 kat kadar süre sonra, ölçülen değer ulaşacağı son değer %99 değerine kadar ulaşır.

Eğer ölçülen miktarın değişim oranı sabit tutulabiliyorsa, bu durumda zaman sabiti, sistemin alacağı son değere eşit olacaktır. Böylece τ , Şekil 6 da görüleceği gibi, herhangi bir noktadan eğriye çizilen teğetten bulunabilir. Bu işlem Şekil 4. de verilen, sistemlerin uygulanan dinamik etkilere karşı gösterdikleri davranışlara ait eğrilere uygulanabilir. Söz konusu eğrilere dikkat edildiğinde, tamamının orijine yakın kısımda ters eğri (curvature) özeliğinde olduğu görülecektir. Bu nedenle sistemlerin hiç biri başlangıçta gösterdikleri davranışlarını devam ettirmezler. Bununla birlikte aşırı sönümlenmiş sistemlere ait eğrilerde, giriş seviyesinin %30 luk kısmı içerisinde suni orijin alınabilir. Bu nokta esas alınarak zaman sabiti elde edilebilir. Kritik sönümlenme sistemlerine ait davranış eğrilerinin zaman sabiti, salınımın bozulma oranına ait ölçümü verir. Şekil 7. oldukça hafif bir sönümlenmeye sahip sistemi tanımlamaktadır. Şekilde salınımı sınırlayan zarf, bir çift üstsel eğridir. Söz konusu eğrilere zaman sabiti uygulanabilir [4,5].

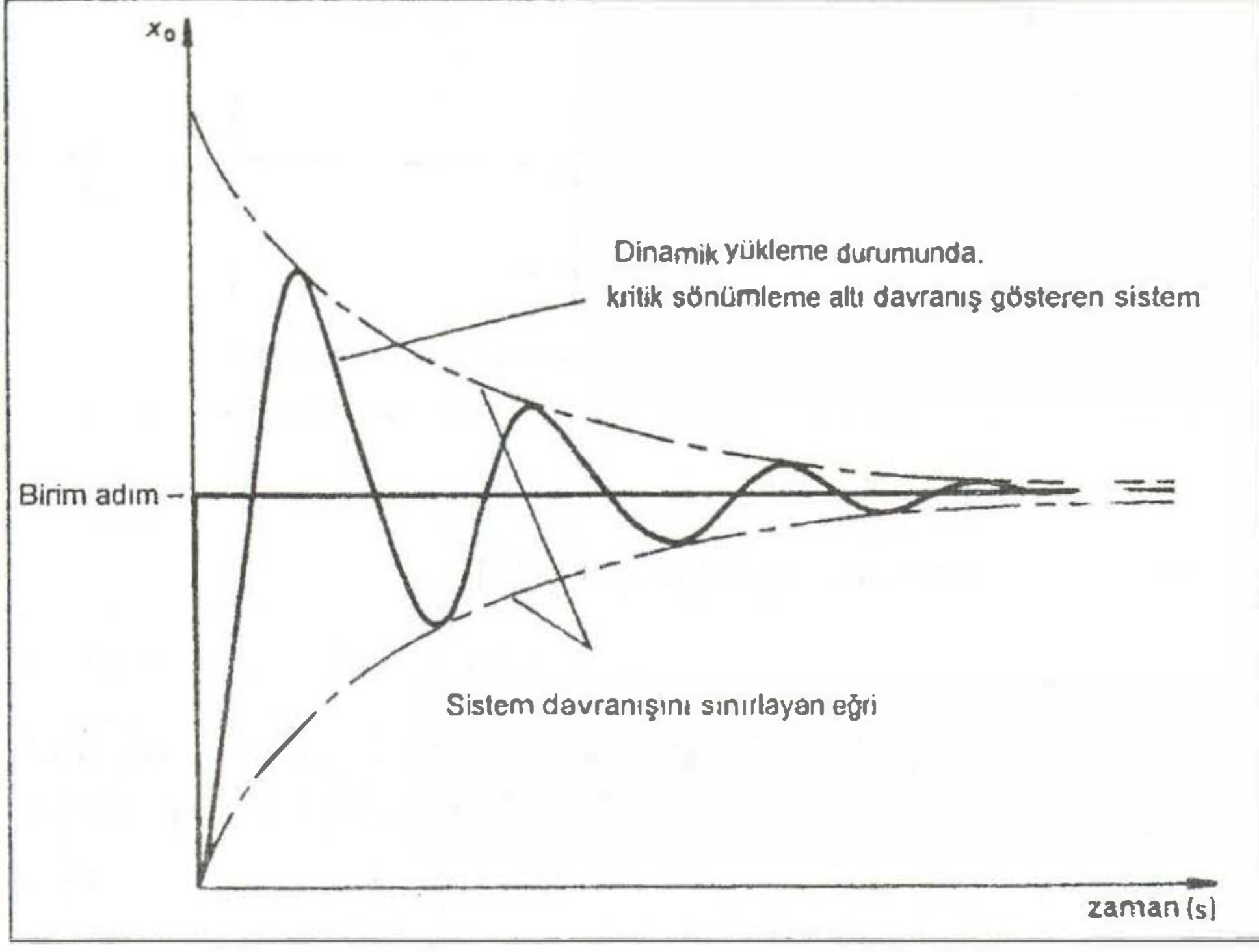
Üstsel eğrilere ait zaman sabiti:

$$\tau = \frac{1}{\xi(\omega n)} \text{ denkleminde hesaplanabilir.}$$

Burada ωn , sönümlenmemiş doğal frekansa ait 2π zamanı. Gerçekte sistemin sönümlenmesi çok hafif ise, bu durumda gerçek sönümlenme ile doğal frekans birbirine

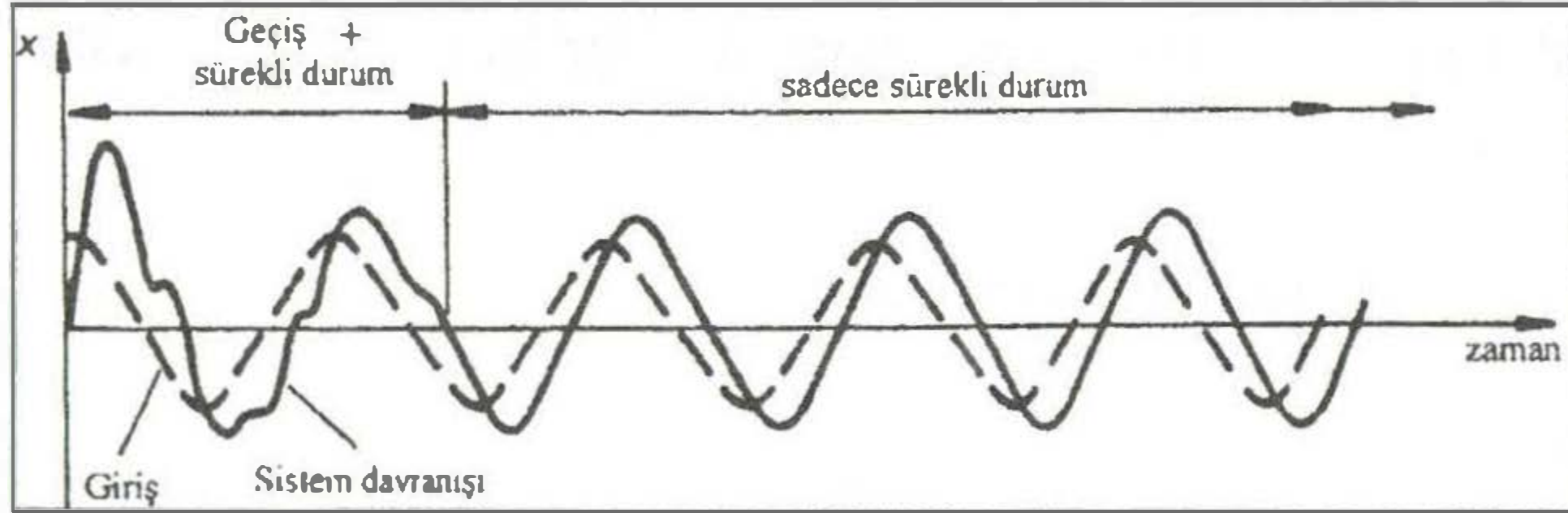
çok yakın olacağından, sistemin doğal frekansı gerçek frekans olarak alınabilir.

Üstsel eğrilere ait zaman sabiti hesaplanırsa, sisteme yapılan herhangi bir yüklemenin sönümlenme tepki süresi, buna bağlı olarak, $\pm\%5$ toleransla hesaplanabilir. Söz konusu yüklemenin sönümlenme süresi alabileceği toplam değer, üstsel eğrilerin zaman sabitinin yaklaşık olarak 3 katıdır. Sistemin tamamen durağan hale gelinceye kadar geçecek süre ise yaklaşık olarak üstsel eğrilere ait zaman sabitinin yaklaşık olarak 5 katıdır [5].



Şekil 7. Oldukça hafif bir sönümlenme sistemine ait sönümlenme eğrisi ve üstsel eğrisi [4]

Geçişli ve Sürekli Davranış; Şekil 4. kademeli bir yüklem (step input) durumunda sistemlerin gösterecekleri farklı davranışlar verilmiştir. Şekil incelendiğinde açıkça görülebileceği gibi, bütün durumlarda sistem davranışları sabit bir değere ulaşmaktadır. Bu nedenle eğriler geçişli davranışları ifade etmektedir. Teorik olarak uygulanan sinüzoidal bir giriş etkisi karşısında sistem benzer iki davranış gösterecektir. Eğer sinüzoidal etkiye sahip kuvveti sistem devrede iken aniden yükler isek, bu durumda Şekil 4. deki uygun eğrinin sonuna sinüzoidal salınımın eklenmesi gerekir. Sistemin göstereceği davranışta geçişler bir süre sonra ortadan kalkacak, geride Şekil 8. de görülen sadece sinüzoidal davranış kalacaktır [5].



Şekil 8. Ani olarak uygulanan sinüzoidal bir giriş karşısında sistemin teorik davranışı [6]

Uygulamalarda sinüzoidal salınımlara neden olan sinüzoidal kuvvetler, dengelenmemiş motorlar gibi mekanik organlardan kaynaklanır.

III. TİTREŞİM ŞİDDETİNİN AZALTILMASI

Sinüzoidal bir kuvvet etkisi karşısında titreşim eğilimi gösteren hafif sönümlenme etkisine sahip çelik yapılarda sistemin doğal frekansı ile giriş etkisinin frekansının eşit olması engellenmelidir.

Böyle bir durumda, eğer sisteme etki eden kuvvetin frekansını değiştiremiyor isek, yapının sönümlenmemiş doğal frekansı f_n değiştirilmelidir.

f_n i arttırmayı denersek f/f_n oranı 1 den çok daha küçüktür.

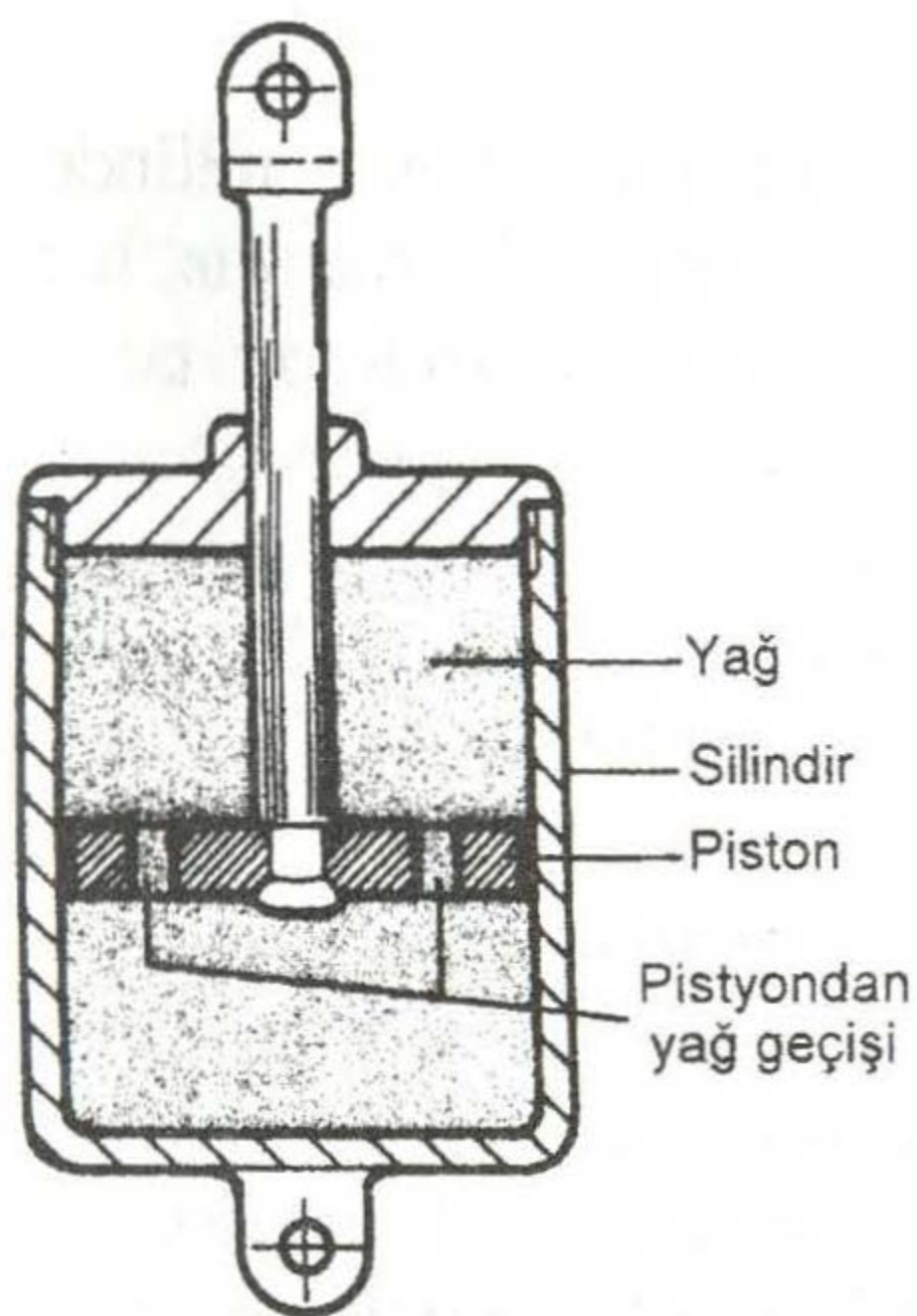
$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\lambda}{m}}$$

Sönümlenmemiş doğal frekansın f_n artırılabilmesi için formülden de görüldüğü gibi λ nın veya m in artırılması gerekir. Yapının rijitliğinin λ artırılması mümkündür ancak bunu yaparken yapının kütlesi m arttırılmamalıdır. Zira doğal frekansın artırılabilmesi için yapı kütlesinin azaltılması gerektiği unutulmamalıdır. En uygun seçenik tasarım aşamasında uygun seçimlerin yapılması (örneğin daha derin arakesitlere sahip kirişlerin kullanılması) rijitliğin λ arttırılmasıdır [9,11]. Söz konusu problem giderilmesi için alternatif bir çözüm ise f/f_n frekans oranının 1den daha büyük tutulmasıdır. Bunun sağlanabilmesi için sönümlenmemiş doğal frekansın azaltılmasını gerektirir. Dolayısı ile λ daha küçük küçültülmelidir, veya m daha küçük tutulmalıdır. Bu daha ağır bir yapı demektir. Buna rağmen titreşim şiddetinin mutlak minimum seviyede tutulması gerektiği uygulamalarda sıkça kullanılmaktadır. Sisteme etki eden kuvvetin f frekansı, sistemin sönümlenmemiş doğal frekansın f_n den daha büyük olması durumunda problem var demektir. Sisteme etki eden kuvvetin, dengelenmemiş bazı döner tip elemanlardan kaynaklanması durumunda (motor gibi), sistem çalıştırılır çalıştırılmaz f frekansına ulaşamaz, nihai f frekansına ulaşılması için bir miktar zamana ihtiyaç duyulacaktır. Bu işlemler meydana gelirken sistem $f/f_n=1$ bölgesinden geçecektir. Bu bölgede salınımların oranı (çıkış salınımı/giriş etki salınımı) oldukça büyük olması nedeniyle kütle, şiddetli titreşim şeklinde salınım yapacaktır. bir yay-kütle sistemine, büyük salınımlar yaptıracak yeterli enerjinin yüklenmesi çok kısa bir zaman alır. Bu özelliğe sahip motor veya benzer sistemler yüksek salınım oranı bölgesini çok hızlı geçeceklerinden bu bölgedeki salınımlar arasındaki farklılıklar tolere edilebilir durumda olacaktır [6,7].

Yukarıda yapılan tespitler, belirli bir frekansla yüklenen sönümlenmemiş yay-kütle sistemlerinde gözlenmektedir. Bunun dışında herhangi bir frekansla yükleme durumunda, veya titreşime karşı çok iyi bir sistem tasarımı yapılmış olsa dahi titreşim kabul edilemeyecek kadar yüksek olabilir. Buna örnek olarak motorlu araçlarda kullanılan süspansiyon sistemi verilebilir. Burada ki yay-kütle sisteminin yüklenme frekansı, aracın hızına ve yolun özelliğine bağlı olarak değişik değerlerde olabilir. Buna rağmen tekerleğin yol ile olan teması kesilmemelidir. Motorlu araçlarda bu sorunun giderilmesi için, tekerlek ile araç gövdesi arasına amortisör (darbe sönümleyici) tespit edilmek suretiyle, araca intikal eden titreşimler, önce yay-kütle sisteminde kinetik enerjiye dönüştürülmekte daha sonra ise ısı olarak çevreye dağıtılmaktadır.

Bu nedenle eğer bir yay-kütle sisteminde salınımların büyüklüğünü sınırlayamıyor isek, sönümlemek suretiyle sistemdeki enerjiyi atabiliriz. Sistemdeki enerjiyi bu şekilde süspansiyon sistemiyle uzaklaştırabileceğimiz gibi, yay malzemesi olarak yüksek histerezisli yaylanma özelliğine sahip malzemeler kullanılabilir. Bunlara alternatif olarak ayarlanabilir bir titreşim sönümleyici yapıya adapte edilebilir. Aşağıda bu metotlar sırası ile açıklanmıştır [8].

Süspansiyon; Süspansiyonun klasik şekli yağ içeren bir piston ve silindirden ibarettir. Piston üzerine açılan küçük çaplı deliklerden yağ geçişi sağlanır. Pistonun silindir içerisinde, silindir eksenini boyunca hareket etmesi halinde, süspansiyon içerisindeki yağın pistonun bir tarafından diğer tarafına geçişi esnasında, silindirin hareketi ile orantılı olarak, silindirin aksi istikametinde bir kuvvet oluşturur. Bu tarzda yapılan sönümleme, viskoz sönümleme olarak adlandırılmaktadır. Şekil 9. da bir süspansiyona ait konstrüksiyon verilmiştir. Eğer çok hafif bir sönümleme isteniliyorsa bu durumda, süspansiyon sistemi içerisinde yağ yerine hava kullanılabilir [8].



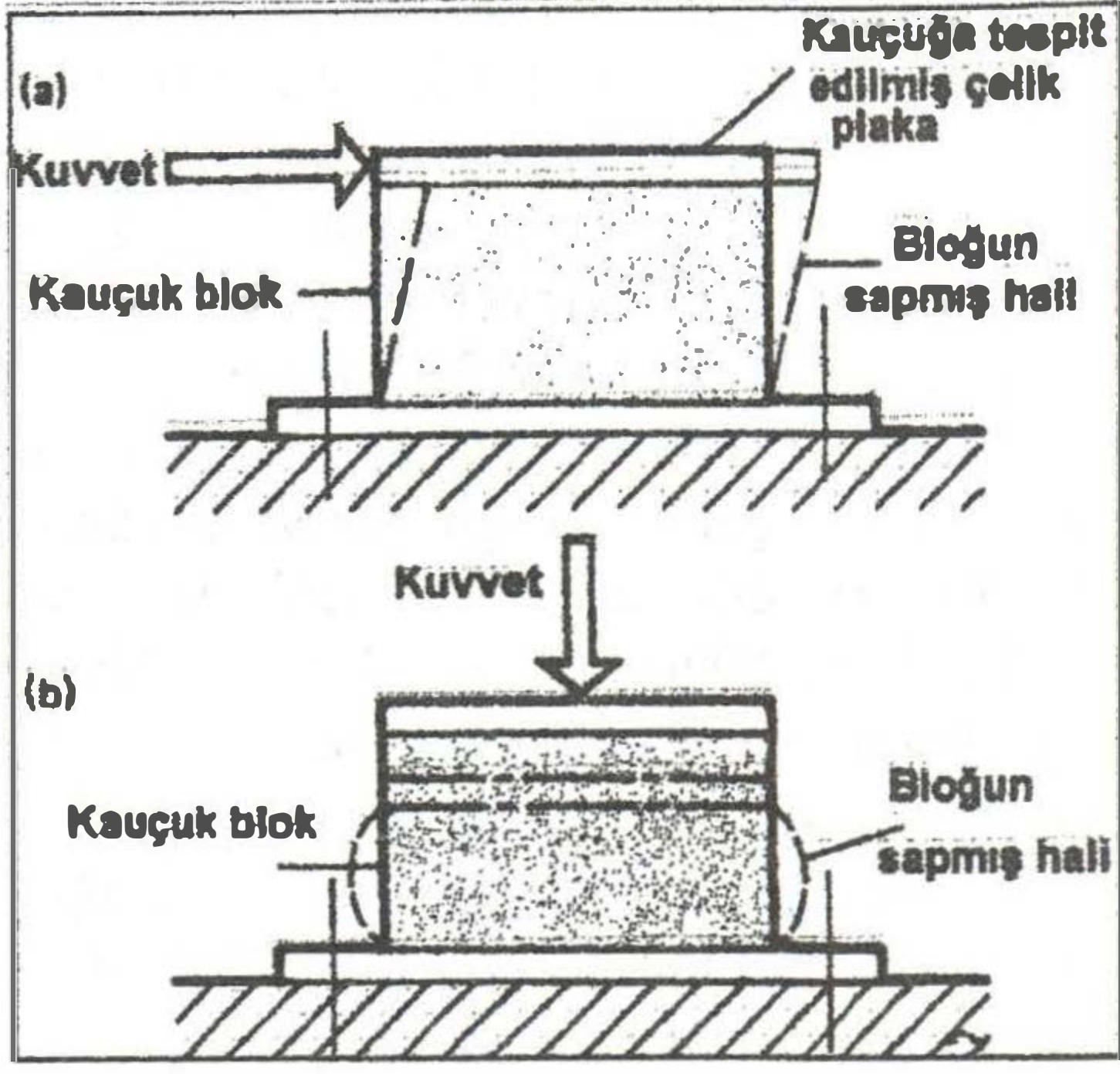
Şekil 9. Yağ sönümlemeli süspansiyon konstrüksiyonu [8]

Yüksek histerezisli yay malzemeleri ile sönümleme; Çelik bir yay değişik yönlerde yüklenir ve serbest bırakılırsa hemen hemen tamamıyla orijinal boyuna geri döner. Yay boyunda meydana gelen değişiklik ise oldukça küçüktür ve belirleyebilmek için çok hassas ölçüm gerektirir. Yayın farklı yönlerde yüklenmesi halinde histerezis etkisi nedeniyle yay boyunda farklılıklar meydana gelir. Yaygın olarak kullanılan diğer yapı malzemeleri döküm ve alüminyum alaşımları çelikten daha fazla histerezis özelliğine sahiptirler. Bu nedenle çelikten daha fazla sönümleme özelliğine sahiptirler. Söz konusu malzemeler arasındaki bu fark, her bir malzemedeki hazırlanacak birer çubuğun beton zemine bırakılması halinde, ortaya çıkacak seslerdeki fark olarak duyulabilir.

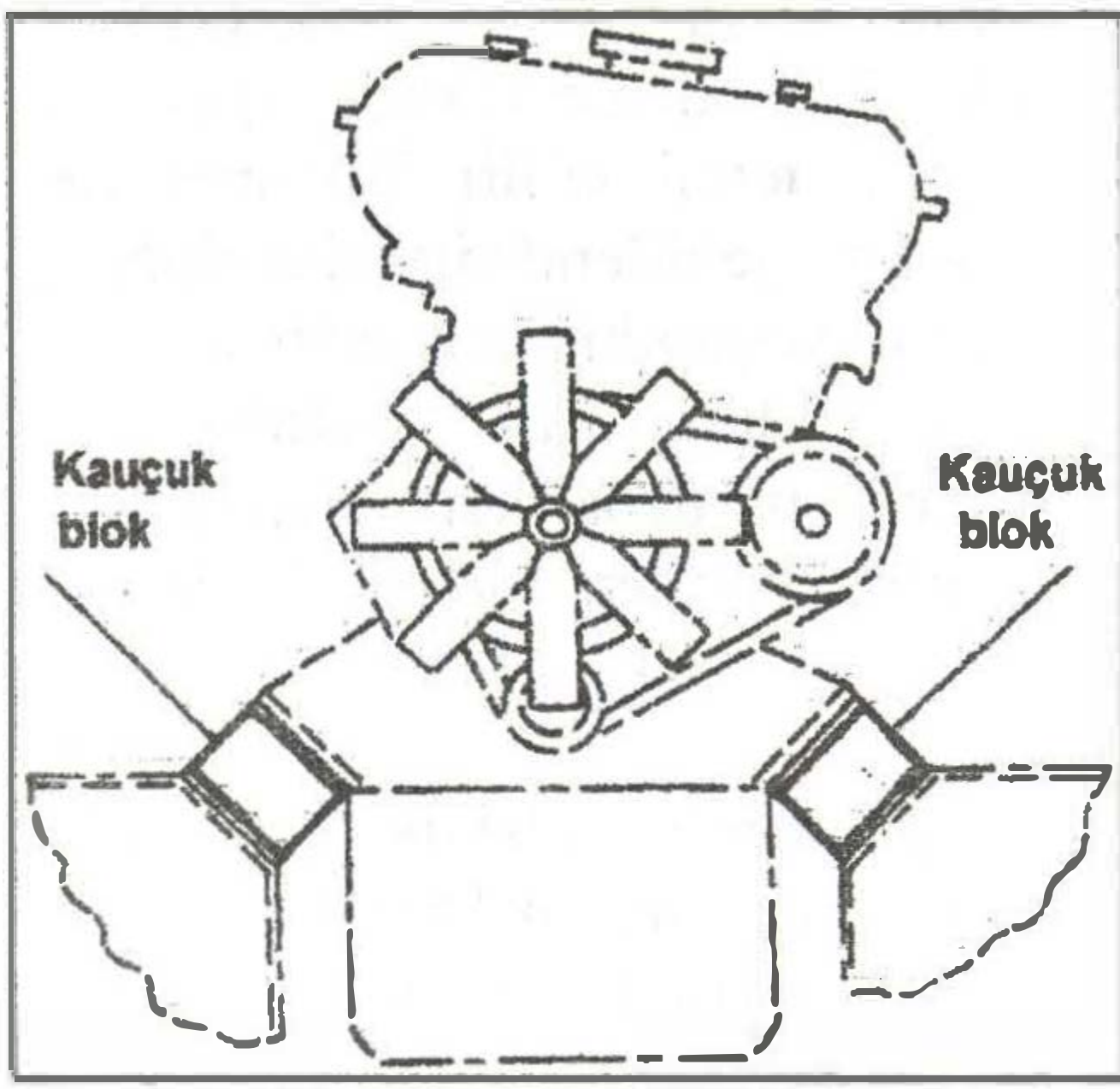
Titreşimi sönümleme karakteristiklerine bağlı olarak, çelik zile benzer bir ses çıkarırken, döküm donuk bir ses ve alüminyum alaşımı ise neredeyse hiç ses çıkarmayacaktır. Bu nedenle takım tezgahı gövdelerinde çelik yerine döküm tercih edilir. Dökümle çok karmaşık kesitlerin kolayca şekillendirilebilmesinin yanı sıra, kesici takımların oluşturdukları salgıları çok daha iyi sönümleyecektir. Alüminyum alaşımları ise, aynı dayanım için çelikten daha hafif olmalarının yanı sıra kanat sarsıntılarının neden olduğu salınımları daha iyi sönümler.

Lastik ve polimerik plastikler oldukça yüksek sönümleme özelliğine sahiptirler. Bu nedenle bir yay-kütle sistemi oluşturmak istenildiğinde, yay yerine sönümleme aracı olarak kullanılabilirler. Bu amaçla yaygın olarak kullanılan polimerik plastik yumuşatılmış polivinilkloriddir (PVC). Bu malzemeler yük altında aynı anda hem elastik hem de plastik deformasyona uğrarlar. Elastik deformasyon hemen ortadan kalkarken, plastik deformasyonun kaybolması için bir miktar zamanın geçmesi gerekecektir. Bu malzemelerin tipik bir kullanım şekli; titreşim etkisinin azaltılması amacıyla makine montajında kullanılmasıdır. Örneğin otomobillerde, motor titreşiminin araç gövdesine minimum düzeyde geçmesini temin etmek için, motor lastik bloklar üzerine monte edilmektedir. Kullanılan lastik blokların tasarımı ve montajı uygun tarzda yapılarak; şekil 10.a da görüldüğü gibi yüklendiklerinde kayma şeklinde sapmalıdır. Blok şekil 10.b de görüldüğü gibi yüklendiğinde ise giderek sıkışarak genişler ve yay oranı artar (kompresyon altında kauçuk katılma eğilimi gösterecektir) [9].

Motorların montajında kullanılacak kauçuk bloklar, motorun hem düşey hem de yatay titreşimlerini (burkulma şeklindeki titreşimlerini) taşıyabilmelidir. Bunun sağlanabilmesi için en uygun çözüm, kauçuk blokların Şekil 11 de görüldüğü gibi düşeyle 45° açı yapacak tarzda konumlandırılmasıdır [1,9,10].



Şekil 10. Kauçuk blokta meydana gelen sapma a) kayma, b) kompresyon [8]



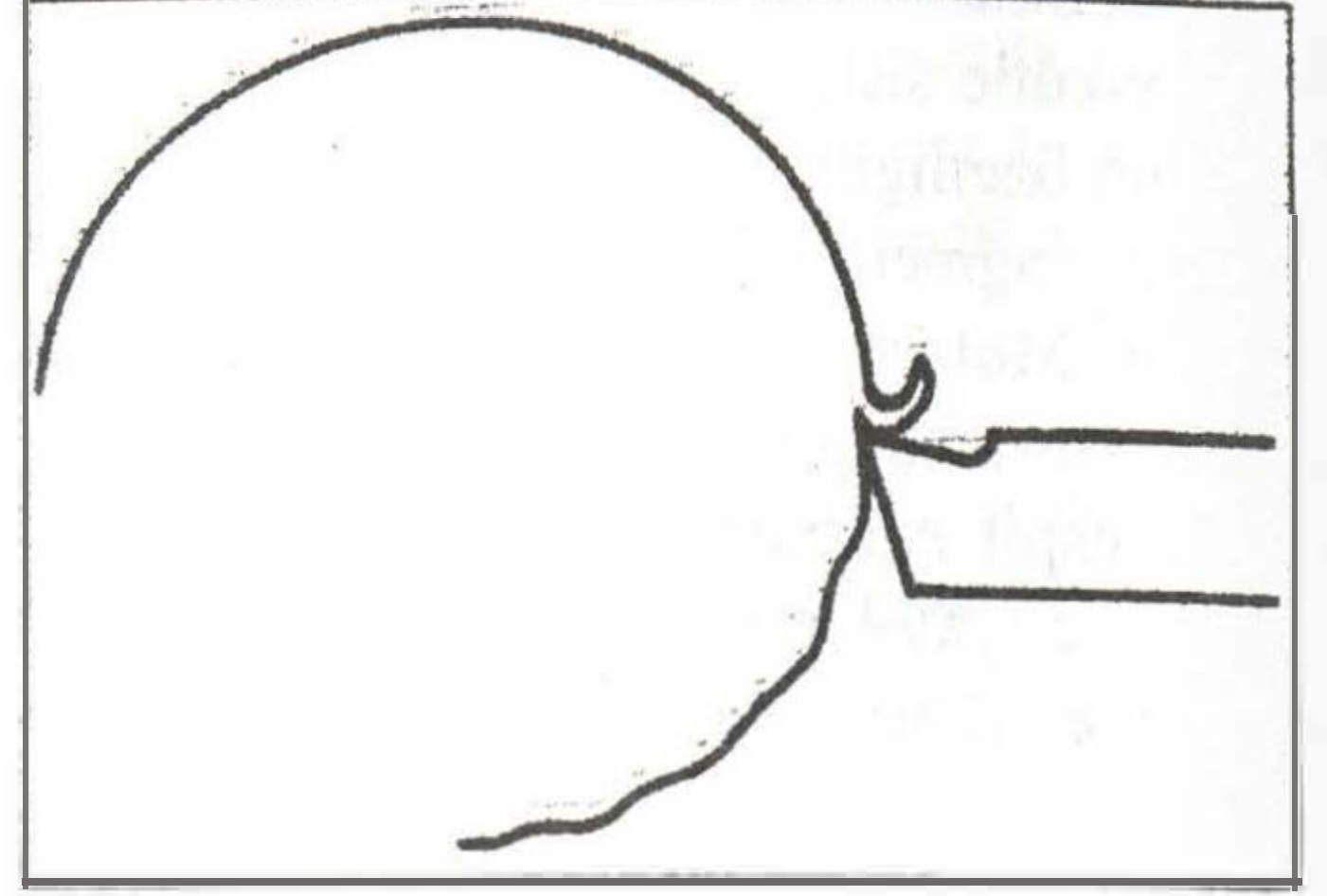
Şekil 11. Motorlu araçlarda titreşimi azaltmak amacıyla yapılan montaj [8]

IV. TAKIM TEZGAHLARINDA KESİCİ TAKIM SALGISININ ÖNLENMESİ

Tornalama ve frezeleme gibi işlemler esnasında takım tezgahı, çok az sönümlenme kabiliyeti olan yay-kütle sistemi gibi davranır.

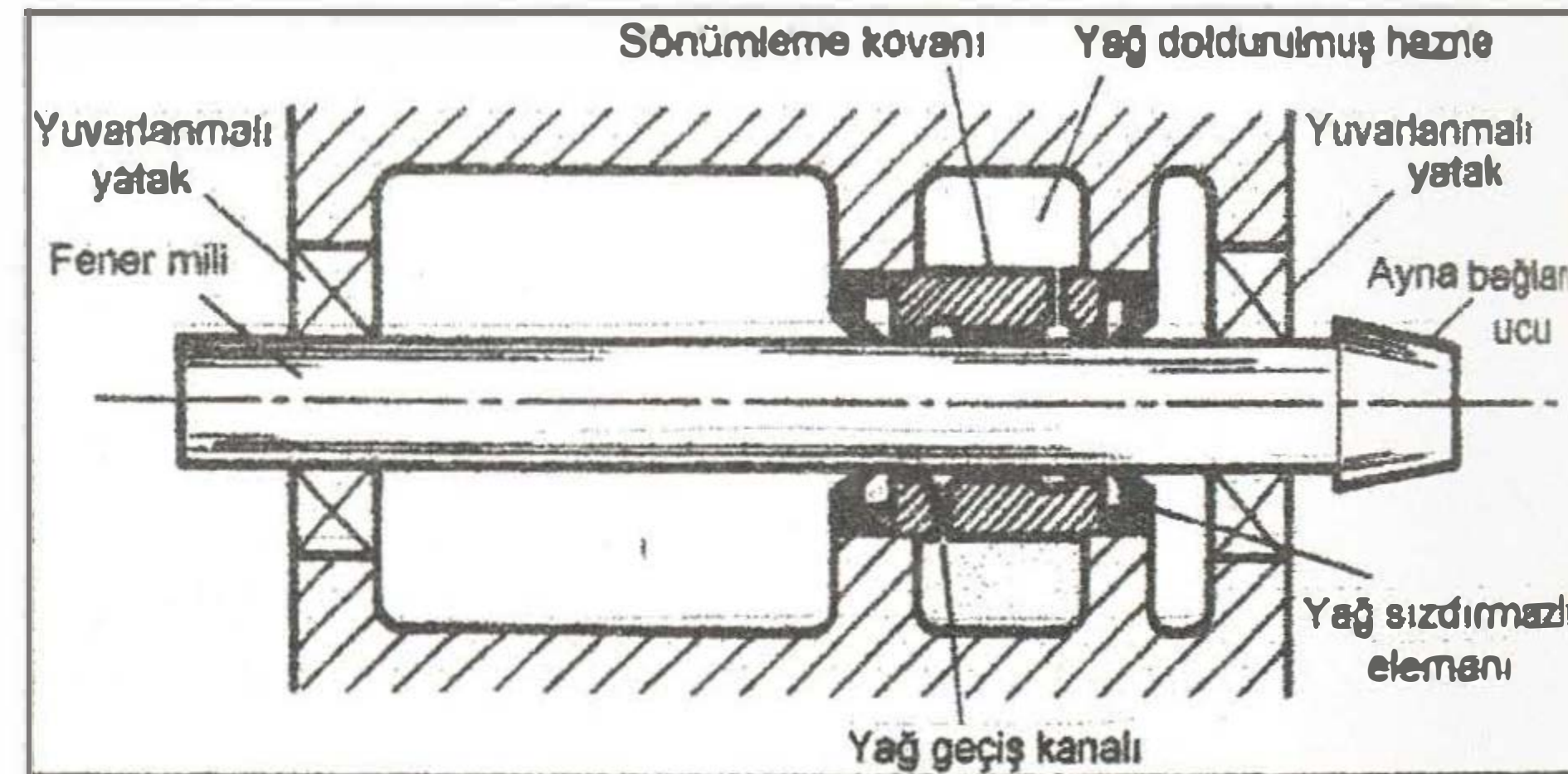
Eğer ilerleme ve kesme derinliği düşük tutulur ise, kesme işlemi esnasında oluşacak talaşın kalınlığı üniform olacaktır. Aynı zamanda yay-kütle sisteminin titreşimi göz ardı edilebilecek düzeyde meydana geleceğinden, iş parçasının yüzey kalitesi oldukça iyi durumda olacaktır. Ancak ekonomik üretim için, çoğu zaman ideal şartlardan daha büyük ilerleme ve kesme derinlikleri ile çalışılır. Bu şartlar altında kütle, yay-kütle sisteminin doğal frekansında titreşme eğilimi göstereceğinden, işlenen yüzeyde Şekil 12. de olduğu gibi dalgalanmalar olacaktır. Bir sonraki pasoda kesici takımın kenarı dalgalı yüzeyi kesme durumunda kalacağı için, dalgalı yüzey kesme kuvvetinde, sistemin doğal frekansı ile aynı frekansta değişimler meydana gelecektir. Bu ise titreşimin devam etmesine neden olur. *Tezgah salgısı* olarak adlandırılan bu etki kendiliğinden meydana gelmekte ve işlenen yüzeyde dalgalanmalar, yivler

meydana getirmekte bunlar ise kesici takımın ve takım tezgahının ömrünü kısaltmaktadır. Takım tezgahlarındaki bu tür salgıların giderilmesi için aşağıda verilen metotla kullanılabilir.



Şekil 12. Takım ve iş parçası arasındaki titreşimin (salınımın) nedeni olduğu kaba yüzey pürüzlülüğü

Torna milindeki titreşimin yağ ile absorbe edilmesi
Bir tornanın kesme sisteminde en esnek parça muhtemelen aynayı taşıyan fener milidir. Fener mili bir yay-kütle sistemi meydana getirir. Fenerin kendisi yay ayna ve iş parçası ise kütle oluşturacaktır. Eğer fener milinde titreşim meydana gelirse, ayna yalpalayacaktır. Sonuçta tezgahta salgi meydana gelecektir. Şekil 13. de bu tür titreşimlerin, süspansiyon sistemini uygulamasıyla sönümlenmesi gösterilmektedir.



Şekil 13. Torna fener milini bükmeye zorlayan titreşimlerin yağ ile absorbe edilmesi [11]

Yapılan bu tasarımla fener milinde radyal yönde meydana gelecek her türlü titreşim hareketi, şekilsel geçiş kanalları arasından yağı bir taraftan diğer tarafa geçmesi için zorlayacaktır. Böylece fener milini bükmeye zorlayan titreşimlerin enerjisi, hazne içerisindeki yağ geçiş kanalları arasında hareket etmesi için harcanacağından sönümlenecektir.

Bir delik tornalama katerindeki titreşimin sönümlenmesi; Uzun bir delik tornalama kateri yay-kütle sistemi meydana getirir. Uzun kater hem yay hem de kütle olarak davranış gösterecektir. Kesme işlemi esnasında titreşimlerin meydana gelmesi kaçınılmazdır. Kater iş parçası içerisinde çalışacağından, sistemin titreşimini azaltmak amacıyla yapılacak değişiklikler kater içerisinde gerçekleştirilmelidir.

Şekil 14.de bir delik tomalama katerindeki titreşimleri sönümlemenin prensipleri verilmiştir. Titreşimleri sönümlemek amacıyla katere monte edilen titreşim sönümleyiciden en iyi sonucu alabilmek için, sönümleyici hemen kesici takımından sonra yer almalıdır.



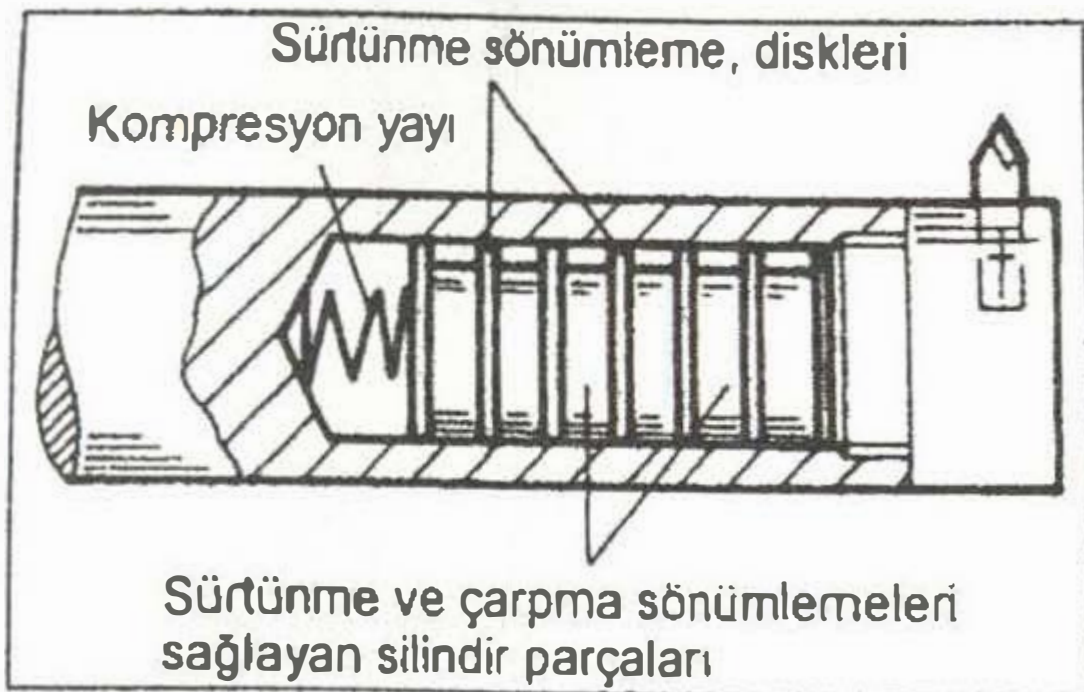
Şekil 14. Bir delik büyültme katerindeki titreşimin sönümlemesi

Sitemde yer alan ağır metalden (tungsten, kurşun vb.) yapılmış silindir, kauçuk ringler ile desteklenmiştir. Geride kalan boş hacimin yağ ile doldurulması ilave sönümleme sağlayacaktır. Bu amaçla kullanılabilir daha basit bir yöntem ise, Şekil 15. de görülen darbe sönümleyicidir. Bu sistemde kullanılan prensip iki gövde arasındaki çarpışma ile kinetik enerjinin, ısı enerjisine dönüşmesidir. Bu tasarımda kater içerisine monte edilmiş olan ağır silindir ile, kater içerisine açılmış boşluk arasında meydana gelen çarpışma ile titreşim emilmiştir.



Şekil 15. Bir delik büyültme katerindeki darbelerin sönümlemesi

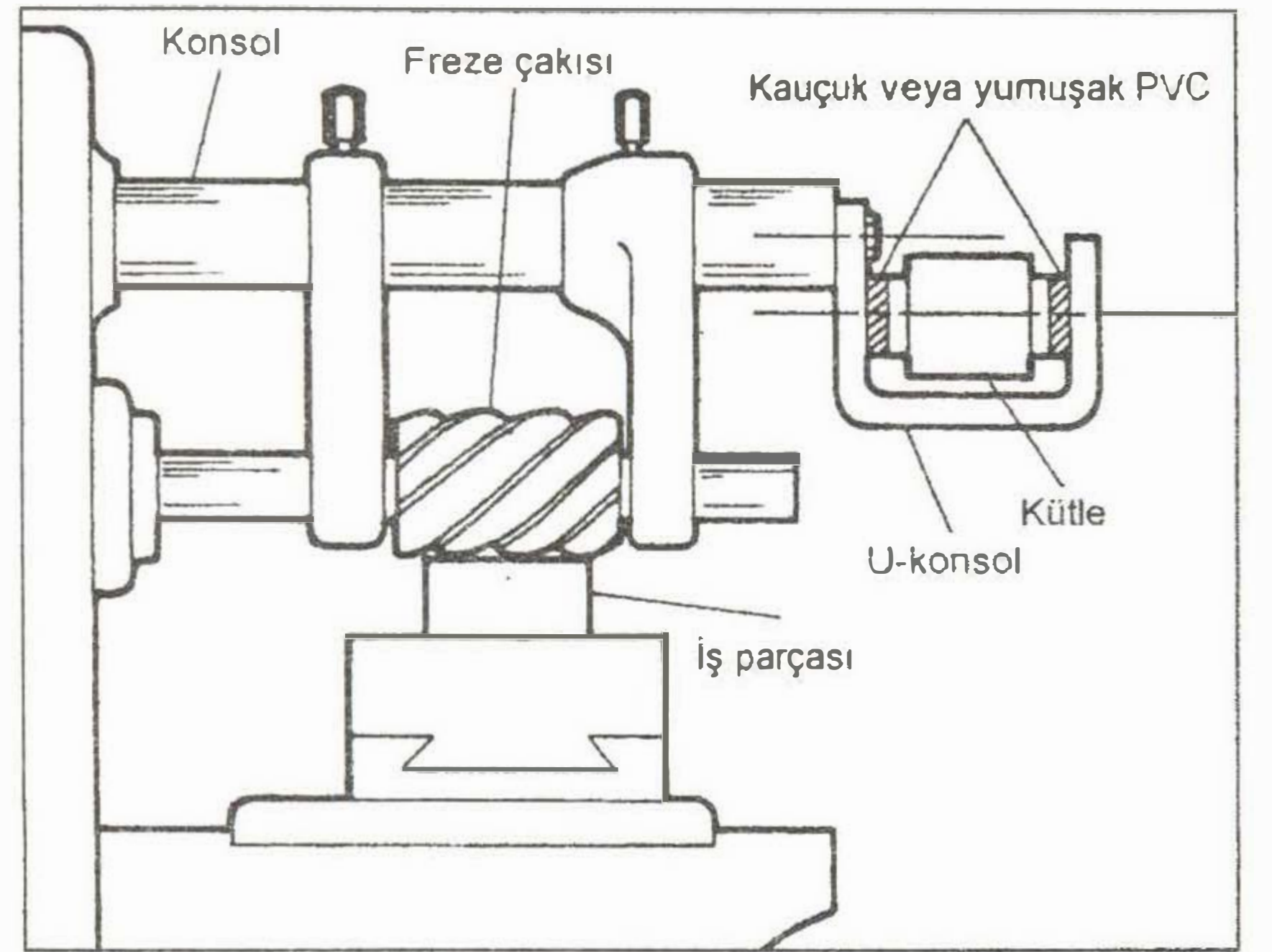
Bu tarzda tasarlanmış aparatın etkinliği Şekil 16. da görüldüğü gibi arttırılabilir. Bu çözümde silindir küçük parçalara bölünerek, kater içerisine belirli bir toleransla alıştırılmış diskler arasına, sandviç şeklinde monte edilmiş ve bir kompresyon yayı ile desteklenmiştir. Kompresyon yayı diskler ile silindirlerin birbirine temasını sağlar. Bu tasarımda ise titreşim enerjisinin bir kısmı hem silindir parçalarının kater cidarına çarpması ile, kalan kısmı ise silindir parçaları ile diskler arasındaki sürtünme ile ısıya dönüştürülerek sistemden atılır.



Şekil 16. Delik büyültme katerindeki darbelerin sürtünme ile azaltılması

Şekil 15. ve 16. da ki çarpma silindirlerin çapı ile, kater içerisine açılan boşluk çapı arasındaki fark fazla abartılmıştır. Çok küçük titreşimler dahi takım salgısı için yeterlidir. Bu nedenle salgıya sebep olacak titreşim şiddetine erişilmeden, kater içerisindeki silindir kütlesi kater boşluğuna çarparak titreşimi sönümlemelidir. Bunu sağlayabilmesi için şok (darbe) sönümleyicide, silindir çapı ile kater iç boşluk çapı arasındaki boşluk oldukça küçük olmalıdır [11,3].

Yatay freze tezgahında takım tutucusunun sönümlenmesi; Şekil 17. de yatay bir freze tezgahında titreşimi önlemek amacıyla yapılan değişiklik verilmiştir. Yapılan uygulamada kütle U-şekilli konsola kauçuk veya yumuşatılmış PVC yardımıyla tutturulmuştur. Tezgah kesme işlemini yaparken kütleyle etkiyen atalet kuvvetleri yay-kütle sisteminde olduğu gibi, kauçuk veya plastikte elastik deformasyonlar meydana getirir. Bu sistem yatay freze tezgahında takım tutucusuna kolayca monte edilebilir.



Şekil 17. Yatay freze tezgahında takım tutucusundaki titreşimin sönümlemesi [11]

V. SONUÇ

Takım tezgahlarıyla çalışılırken ekonomik üretim için, çoğu zaman ideal şartlardan daha büyük ilerleme ve kesme derinlikleri ile çalışılmak zorunluluğu vardır. Bu nedenle tezgah kütlesi, yay-kütle sisteminin doğal frekansında titreşim eğilimi göstereceğinden, işlenen yüzeyde beklenen yüzey kalitesi elde edilememektedir. Bir sonraki pasoda kesici takımın kenarı dalgalı yüzeyi kesme durumunda kalacağı için, dalgalı yüzey kesme kuvvetinde, sistemin doğal frekansı ile aynı frekansta değişmelere neden olacaktır. Bu ise titreşimin devam etmesine neden olmaktadır. *Tezgah salgısı* olarak adlandırılan bu etki işlenen yüzeyde dalgalanmalar, yivler meydana getirmekte bunlar ise kesici takımın ve takım tezgahının ömrünü kısaltmaktadır. Söz konusu tezgah salgısı tamamen ortadan kaldırılamasa da yapılacak uygun konstrüksiyonlar yardımı ile büyük ölçüde azaltılabilmektedir. Salgının azaltılması ile tezgah işlem

hassasiyeti artırılırken işlenen parçalardaki yüzey kalitesi de artmış olacaktır.

KAYNAKLAR

1. Thomson, W.T., "Mechanical Vibrations", 3th ed, Prentice - Hall, Inc., Englewood Cliffs, N.J., 1953.
2. Shigley, J.E., Mische, C.R., "Mechanical Engineering Design" Fifth edition, pp101-108, 1989.
3. Hartog, J.P., "Mechanical Vibrations", 4th ed., McGraw - Hill Book Company, Inc., New York, 1956.
4. Timoshenko, S., Young, D.H., "Vibration Problems in Engineering", 2nd ed., D. Van Nostrand Company, Inc, Princeton, N.J, 1954.
5. Crede, C.E., "Vibration and Shock Isolation" John Wiley & Sons, Inc, New York, 1951.
6. Haringx, J.A., "On Highly Compressible Helical Springs", I and II, Philips Res.Rep., Vol.1, December 1978.
7. Mische, C.R., "An Exact Numerical Method for Determining the Bending Deflection and Shape of Stepped Shafts", Proceedings of the Winter Annual Meeting of ASME, Sanfrancisco, pp 102-113, 1978.
8. Mische, C.R., "Computational Considerations in Machine Design", Standart Handbook of Machine Design McGraw - Hill, New York, pp510-513, 1986.
9. Mendi, F., "Takım Tezgahları Tasarımı", Gazi yayınevi, s 1/23-1/26, ANKARA, 1999.
10. Akkurt, M., "Nümerik Kontrollü Tezgahlar ve Sistemler", Asilteknik Yayın no:1, s312-321, İSTANBUL, 1986.
11. Ogata K., "Modern Control Engineering Englewood Cliffs, 1970.

