



**Bu bir MMO  
yayıdır**

MMO bu yayındaki ifadelerden, fikirlerden, toplantıda çıkan sonuçlardan, teknik bilgi ve basım hatalarından sorumlu değildir.

## **DİKDÖRTGEN TİP SUSTURUCULAR**

**AYHAN ÇAKIR**  
İZOCAM



# DİKDÖRTGEN TİP SUSTURUCULAR

*Rectangular Silencers*

**Ayhan ÇAKIR**

## ÖZET

Konut, endüstri ve ticari yerleşim alanlarında gerekli olan ses yalıtım konusunda en önemli başlıklardan biri de susturuculardır. Susturucular konut, ofis, fabrika endüstri tesislerinde havalandırma ve makine gürültüsünün azaltılmasını, insan sağlığı için gerekli seviyeye indirilmesini sağlamaktadır. Burada dikdörtgen tipi susturucularda ses yutucuların kullanımı, jeneratör odası, fan ve kompresör gibi gürültülü makinelerin giriş ve çıkışlarında kullanılan bu tip susturucu sistemleri incelenecektir.

Bu tip sönümleyici susturucularda ses kaybı azaltımı; yayılan akustik enerjinin fiber veya gözenekli geçirgen bir yutucu malzemenin içinden geçen gaz partiküllerinin sürtünmesi ile ısı enerjisine çevrilmesiyle oluşurken, bunun aksine reaktif susturucularda, genellikle mevcut ses dalgalarının kaynağa doğru yansıtılarak ses azaltımı sağlanmaktadır.

Oldukça kompleks olan sönümleyici susturucuların teorileri çok eskilere dayanmaktadır. Bu anlamda dikdörtgen tip susturucuların dizayn bilgileri anlaşılabilir bir dille aktarılmaya çalışılacaktır. Her ne kadar birçok geometrik form kullanılsa da burada ismini verdiğimiz dikdörtgen tip veya paralel yutucu (baffle) olarak adlandırılanlar üzerinde durulacaktır.

**Anahtar Kelimeler:** Reaktif susturucu, Rezonatör Odası, Susturucu Verimi, Paralel Yutucu (baffle)

## ABSTRACT

Silencer is one of the most important title about sound insulation for housing, industry and commercial areas. Silencers attenuate the noise generated by air ducts, electrical and fueled machine noise to reduce allowable level necessary for human health. Especially rectangular attenuators used in air ducts, generator engine exhaust outlet mufflers, silencers systems used in electrical machines such as noisy fan and compressor inlet and outlet will be examined.

Unlike reactive silencers, which mostly reflect the incident sound away toward the source, this dissipative silencers attenuate sound by converting the acoustical energy propagating in the passages into heat caused by friction in the voids between the oscillating gas particles and the fibrous or porous sound-absorbing materials.

The theories of dissipative silencers were developed long ago, and they are highly complex. In this sense, the design information of the rectangular type silencers in a form that can be readily used by

readers not thoroughly trained in acoustics. Though there are a large variety of geometries used, the most common used rectangular (parallel baffle) type will be discussed.

**Key Words:** Reactive Resonator, Resonator Volume, Resonator efficiency, Parallel baffle

## 1. GİRİŞ

Pasif ses yalıtım sistemleri reaktif ve ses sönümleyici ( yutuculu ) olarak iki bölüme ayrılır.

Burada reaktif susturucular ana hatlarıyla tanımlanıp, konu başlığımızı içeren dikdörtgen tipi susturucular üzerinde durulacaktır.

Reaktif ses yalıtım sistemlerinde ise kanal veya boru hattında perfore sac, genişleme odası, rezonatör kullanılmaktadır. Düşük frekans bantlarında, ısı ve basınç etkisinin fazla olduğu sistemlerde reaktif susturucular daha etkilidir.

Sönümleyici sistemlerde ses yutucu malzemeler kullanılarak kanal içi kaplanır ve ses dalgaları kaplama malzemesi tarafından yutularak ısı enerjisine dönüştürülür.

Sönümleyici ve reaktif susturucuların beraber kullanıldığı sistemler de mevcuttur.

## 2. REAKTİF SUSTURUCULAR (\*)

Düşük frekans geçiş filtresi (Low-Pass Filter) tipi susturucular sesleri geri yansıtarak boğmak üzere tasarlanmış genişleme odasına sahip cihazlardır. Bu tip susturucularda sesin bir bölümü odada ilerler ve kaynağa geri yansiyarak kesit alanının değiştiği bölgede ses kaybına sebep olmaktadır.

Düşük frekans geçiş filtresi tipi susturucuların ölçülenmesinde kesim (cut-off) frekansı  $f_c$  kullanılmaktadır. Kesim frekansı, düşük frekansı tanımlayacağımız frekans değeridir. Aşağıdaki eşitlikten bulacağımız frekans, ses kaynağından gelen ses frekansı ile aynı olmalıdır.

$$f_c = \frac{c}{\pi} \sqrt{\frac{A}{LV}} \quad (1)$$

c : ortam içindeki ses hızı (m/sn)

A : Odacık geçiş tüpü kesit alanı (m<sup>2</sup>)

L : Tüp uzunluğu (m)

V :Tüp hacmi (m<sup>3</sup>)

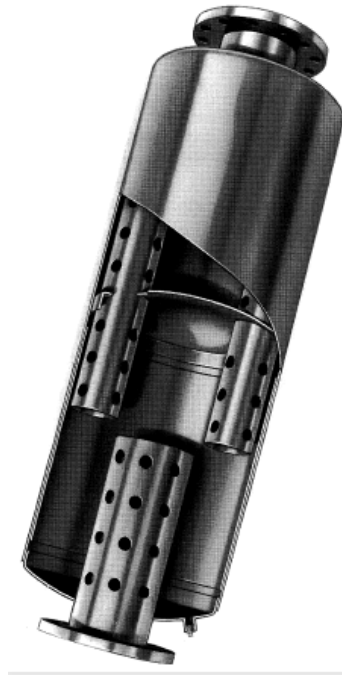
Tasarladığımız susturucu boyunun kaynak ses dalgasının en az  $\frac{1}{4}$  ü kadar olması gerekmektedir. Daha kısa olması, susturucunun etkisiz kalmasına neden olacaktır. Düşük kesim frekansının ( $f_c$ ) tasarım sonucu daha geniş ve uzun olması muhtemeldir. Boyutların büyümesinin taşıma ve kullanım açısından sorun yaratacağını unutmamak gerekmektedir.

Düşük frekans geçiş filtresi cihazı, düşük frekanslı emme ve üfleme kompresör için aynı zamanda

atılım sönümleyici (pulsation dampener)'dir.

#### Çok Odalı Perfore Boru İçeren Genleşme Odası

Çok odalı susturucular hem düşük frekanslı ses azaltımını, hem de titreşim kontrolünü sağlamaktadır. Bu tip susturucular perfore veya delikli borudan oluşan labirent tipli, iki veya daha çok oda içeren cihazlardır. Bunun en güzel örneği araba ekzozlarıdır. Perfore borular sistemin rezonansını engellemekte ve ekleme kaybının (IL:insertion loss) öngörülen seviyede olmasını sağlar.



**Şekil 1.** Çok odalı, perfore boru içeren Genleşme Odalı Susturucu

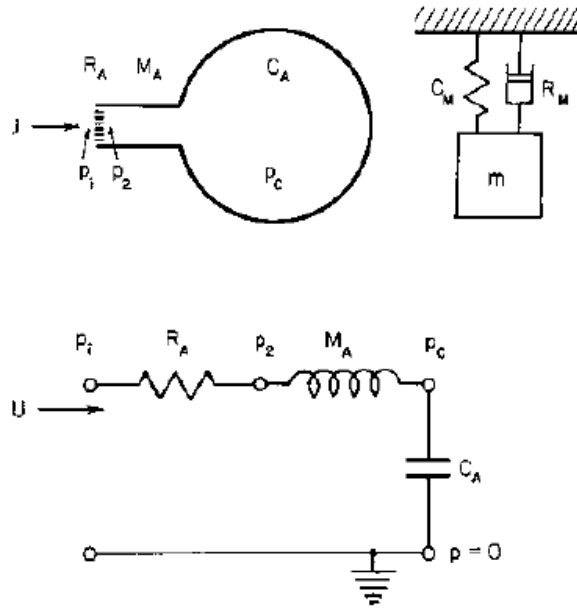
Bu tip susturucular birçok şekilde konfigure etmek mümkündür. Çiftli (daha fazla olabilir) kullanılan borular odaların içinde uzatılarak kesim frekansını daha düşük seviyeye düşürüp, IL (Insertion Loss) değerini düşürebilir. Böylece de oda hacmi büyütülmemiş olacaktır.

Susturucu odalarının belli bir sırada olması gerekmez, ama geniş oda genellikle ses kaynağı giriş bölgesinde olur. Susturucu tasarımı için ve ölçüleriyle ilgili kesin metod veya eşitlik yoktur. Tasarım gerçek çalışma ortamına, laboratuvar ve alan test sonuçlarına göre ampirik metodla yapılmaktadır. Gerçek boyutlar uygulama ihtiyaçlarına göre tanımlanmaktadır.

## 2.1 Resonatör odası

Helmholtz resonatörü olarak olarak tanımlanan rezonatör odasının mekanik ve elektriksel analogisi aşağıdaki şekilde verilmiştir.

Sistem akustik direnç  $R_A$ , akustik kütle  $M_A$  ve akustik sönümleyici  $C_A$  elemanlarını içermektedir. Elemanlar seri bağlı olarak düşünülmektedir. Bu analogide; akustik sistemde basınç, mekanik analogideki kuvvetin etkisini veya elektrik analogisindeki voltajı; hacimsel akış oranı ise sırasıyla kütle hızını ve elektrik akımını göstermektedir(\*\*).



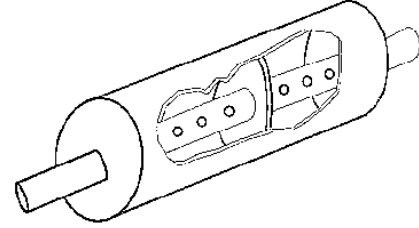
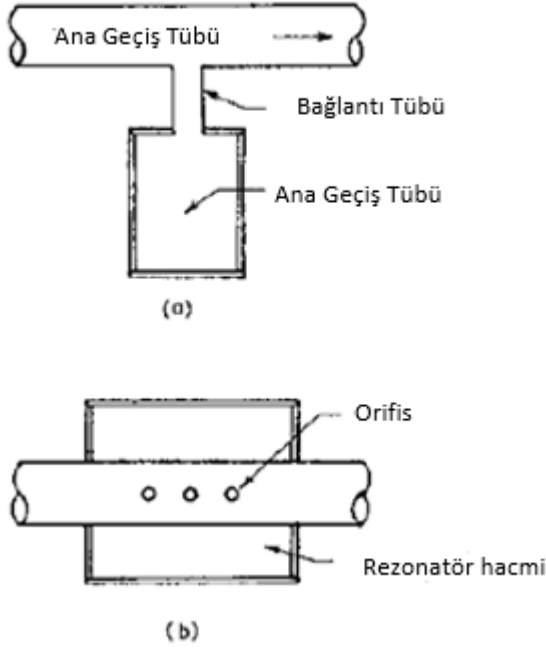
**Şekil 2.** Helmholtz rezonatörü için eşlenik elektrik devresi. Akustik olarak bir uçtaki basınç atmosferik basınçtır veya akustik basınç sıfırdır, diğer uçtaki akustik basınç  $p_c$ ' dir. Helmholtz rezonatörü, yay, damper ve ağırlıktan oluşan mekanik sistem analogisidir(\*\*)

Helmholtz rezonatörü için rezonans frekansı, yay kütle sistemindeki doğal frekans ile aynıdır. Elektrik sisteminde, rezonans, elektriksel reaktansın sıfır olmasıdır. Helmholtz Rezonatörü frekansı aşağıdaki formülle bulunur:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi(M_A C_A)^{1/2}} \quad (2)$$

Bu eşitlik susturucu tasarımında boyutları verilen rezonatörün, rezonatör frekansının bulunmasında kullanılabilir veya istenen rezonans frekansı için gerekli boyutlar bulunabilir.

Uygulamada Helmholtz rezonatörü, susturucu boru hattı üzerinde yan bağlantılı oluşturulacak hacimli bir odadır. Aşağıdaki şekilde görüldüğü gibi akışkan hava veya gazın oluşturduğu basınç, tüp içerisindeki havanın periyodik olarak sıkışıp genişlemesine sebep olacaktır. Uygun hızda oluşan gaz hızı rezonatörü rezonans frekansına getirecek ve oluşan titreşim enerjisi kaynağa ters yönde yansıtılarak azaltılmış olacaktır.



Şekil 3A. Rezonatörlü susturucu

Şekil 3. Yan geçiş susturucu konfigürasyonu(\*\*):

a) Geçiş tüp veya tüplerine bağlı rezonatör; b) orifislere bağlı rezonatör;

### 2.3 Susturucu Verimi

Susturucu verimi aşağıdaki dört kriterle belirlenebilir.

Ekleme Kaybı (Insertion Loss, IL)

Ses İletim Kaybı (Shell Transmission Loss, TL)

Susturucu Öz Sesi (Self Noise, SN)

Basınç Düşüşü (Pressure Drop, DP)

Birçok durumda susturucu verimi; Ekleme Kaybı ve Basınç Düşüşü ile belirlenir. Fakat Ses İletim Kaybı da sistem analizine dahil edilmelidir.

Ölçümlemenin akış koşullarında yapıldığını düşündüğümüzde; Ekleme Kaybı kaynağın ses genliğine ve frekansına, hızına, gaz tipine, ısıya ve dış alana bağlıdır. Ekleme Kaybını gerçek akış ortamında kolay olmasına rağmen; teorik olarak hesaplamak ve öngörü yapmak oldukça zordur. Üreticiler ürünleri ile ilgili değerlerini katalog veya veri tablolu olarak vermektedirler.

Susturucu Öz Sesi ve Ses İletim Kaybı da susturucunun verimini tanımlar. Bu kriterlerin hesaplanması da zordur. Bu değerler üretici veya müşteri tarafından belirlenir. Tasarım mühendisi susturucu tasarımında bu kriterleri de göz önünde bulundurmalıdır.

Ses İletim Kaybı susturucu boyutları ve tasarımının fonksiyonudur. Ekleme Kaybı ile tanımlanan ihtiyaca göre gerektiğinde çift kat veya kalın metal kaplama gerekebilir.

Susturucu Öz Sesi (SN) esas olarak susturucudan geçen hava akımı hızına bağlıdır. Isı ve susturucu ölçüleri ve tasarımı da SN için gözönünde tutulmalıdır. SN değerini çoğunlukla artıran susturucunun küçük boyutta yapılmasıdır. SN istenen değerden en az 5-10 dB düşük olmalıdır ki toplam sistemde kendini tölere etsin.



Basınç Düşüşü ( $\Delta P$ ) ; Aerodinamik açıdan susturucuların verimli çalışmasını sağlayan diğer bir faktör basınç farkı etkisidir. Hava veya gazın boru içinde hareket etmesi için belli basınç etkisi gerekmektedir. Toplam basınç, statik ve hız basıncı bileşenlerinin toplamıdır.

Boru hattı üzerinde kesit alanının değiştiği yerlerde gaz hızı da değişmektedir. Böyle bölgelerde hız basıncının bir kısmı statik basınca döner. Bu dönüşüm sırasında belli bir enerji türbülans ve şok dalgaları, alan ve şekil değişimiyle kaybedilir. Buna basınç kaybı diyoruz.

Susturucu basınç düşümü ( $\Delta P$ ), susturucunun tasarımı, gaz hızı ve yoğunluğuna bağlıdır, fakat genellikle aşağıdaki gibi hız basıncının bir katsayısıyla çarpımı ile ifade edilir.

$$\Delta P = CH_v \quad (3)$$

C : Kayıp Katsayısı

$H_v$  : Dinamik hız basıncı (Pascal)

Susturucu kayıp katsayısı (C) laboratuvar veya saha testlerinde tanımlanır. Bununla ilgili üretici tarafından grafikler oluşturulur.

### 3. SÖNÜMLEYİCİ SUSTURUCULAR

Genellikle yüksek frekanslı ses yutucu olarak kullanılan sönümleyici susturucularda fiberglas, polyester veya seramik yünü içeren akustik dolgu malzemeli bölme bulunmaktadır.

Susturucunun performansı akustik dolgu malzemesinin kalınlığı, içindeki hava boşluğu oranları, boyu ve tipi gibi tasarım bileşenlerine bağlıdır. Basit bir sönümleyici tip susturucu, resonatör ve yutuculu olarak kabul edilse de ses kaybı esas olarak akustik dolgu malzemesinin sönümlene özelliği ile tanımlanacaktır. Tüm akustik malzemeler ağır, dayanıklı, neme karşı dirençli, esnek ve yüzde 10 altında sıkışma ile boşluklarını kaybetmeden, paketlenen bir yapıda olmalıdır.

#### 3.1 Dikdörtgen Tip Susturucular (\*\*\*)

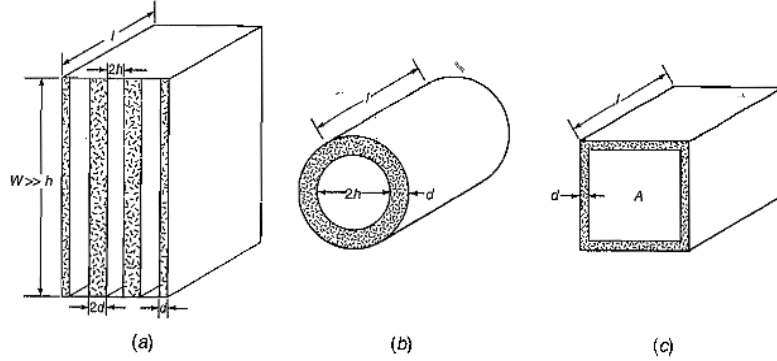
Sönümleyici tip susturuculardan dikdörtgen kesitli olanları özel uygulama olarak çekiş fanları, aksenal kompresörler, gaz türbinleri emiş ve ekzozları gibi bir çok yerde kullanılmaktadır. Dikdörtgen kesit silindirik kesitten daha verimli olduğu görülmüştür. Hava akımının çok yüksek olduğu yerlerde daha kullanışlıdır.

Sönümleyici susturucular, gaz akışlarının olduğu kanallarda minimum basınç kaybı sağlanması koşuluyla ses azaltımında geniş bir kullanım alanı vardır. Gaz türbini giriş çıkış kanalları, küçük ve büyük çaplı endüstriyel klima ve havalandırmaya bağlı kanallar, soğutma kulesi montajında ve akustik kaplama açıklıklarındaki geçişler ve havalandırmalarda kullanılmakta olup; izin verilen basınç kaybı 125 ile 1500 Pa ( 0.5-6 in. su yüksekliği ) arasındadır. Sönümleyici susturucularda ses kaybı azaltımı; yayılan akustik enerjinin fiber veya gözenekli geçirgen bir yutucu malzemenin içinden geçen gaz partiküllerinin sürtünmesi ile ısı enerjisine çevrilmesiyle oluşurken, bunun aksine reaktif susturucularda, genellikle mevcut ses dalgalarının kaynağa doğru yansıtılarak ses azaltımı sağlanmaktadır.

Oldukça kompleks olan sönümleyici susturucuların teorileri çok eskilere dayanmaktadır. Bu anlamda dikdörtgen tip susturucuların dizayn bilgileri anlaşılabilir bir dille aktarılmaya çalışılacaktır. Her ne kadar birçok geometrik form kullanılsa da burada ismini verdiğimiz dikdörtgen tip veya paralel yutucu (baffle) olarak adlandırılanlar üzerinde durulacaktır. Şekil olarak dairesel ve kaplı kanallar gibi geometriler de bu sınıfa girer.

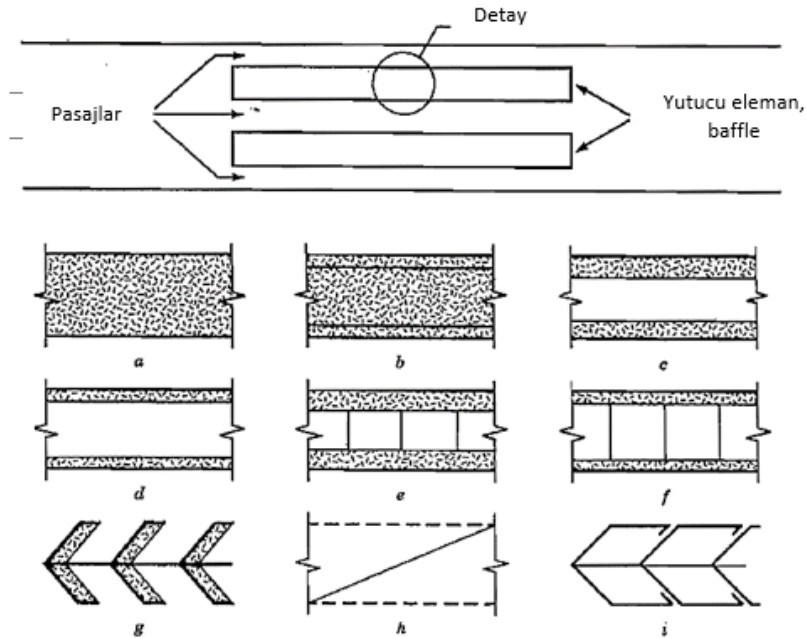
### 3.1.1 Kaplamalı Kanallar

Sıklıkla kullanılan sönümleyici susturucuların geometrisi aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



**Şekil 4.** Çoğunlukla kullanılan susturucu tipleri: (a) paralel yutuculu (baffle); (b) silindirik; (c) kaplamalı kanal.

Şekil 5 susturucu yapısını oluşturan tipik uygulamaları göstermektedir. Sadece önemli akustiksel özellikleri gösterilmiştir. Perfore yüzeyler, camyünü kaplaması ve delikli kaplama yüzeyleri gibi koruma malzemesinin etkileri göz ardı edilmiştir. Bunlar en çok kullanılan susturucu kesiti olup diğerleri özel frekans ve amaçlar için kullanılmaktadır.



**Şekil 5.** Çoğunlukla kullanılan susturucu elemanların konfigürasyonu: (a) tam dolu gözenekli eleman; (b) iki tarafı dayanıklı tül kaplı gözenekli eleman; (c) eksende bölünmemiş hava boşluklu kalın yüzey tabakalı malzeme; (d) eksende bölünmemiş hava boşluklu ince yüzey tabakalı malzeme; (e) eksende bölünmüş hava boşluklu (perfore saca bölünmüş olabilir) kalın gözenekli eleman; (f) e'deki durum ince gözenekli eleman; (g) akış etkisi korunmalı gözenekli eleman, ayar boşluklu (Yılbaşı ağacı şeklinde); (h) ayar boşluklu (Yılbaşı ağacı şeklinde); (i) ayar boşluklu (Yılbaşı ağacı şeklinde).



(h) küçük yüzdeleri perfore yüzey plakası, hava akışına uygun ve eksende hava boşluğu bölünmüş; (i) Helmholtz rezonatörü

### 3.1.2. Performans parametreleri

Susturucuların kilit tasarım parametreleri; Ekleme Kaybı (IL), Basınç Kaybı ( $\Delta p$ ), akış oluşumlu gürültü, ebat maliyeti ve dayanım süresidir. İzin verilen basınç farkını ve minimum maliyet kriterlerini aşmadan gerekli olan IL değeri, susturucu tasarımının esasını oluşturur. Bu parametreler karşıt gerekliliklerdir ve aralarında uygun bir denge olmalıdır.

#### 3.1.2a Ekleme Kaybı IL:

$$IL = 10 \log \frac{W_0}{W_M} \quad (4)$$

Burada  $W_0$  ve  $W_M$  sırasıyla susturucu yokken ve varkenki ses güç değerlerini göstermektedir. Kanalı çevreleyen yapının ürettiği ses ve kanaldan yayılan ses düşük tutularak ses gücünün tanımı şu şekildedir.

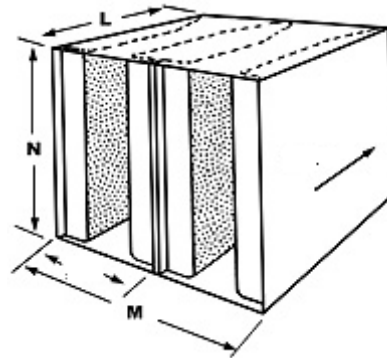
$$W_M = W_0 \times 10^{-(\Delta L_l + \Delta L_{ENT} + \Delta L_{EX})/10} + W_{SG} \quad (5)$$

Burada W watt (Nm/s);  $\Delta L_l$  l boyunca susturucu da ses azaltılmasını gösterir.;  $\Delta L_{ENT}$  ve  $\Delta L_{EX}$  sırasıyla giriş ve çıkış güç kayıpları ve  $W_{SG}$  akışla oluşan ses gücüdür. Eşitlikler beraber şu şekilde yazılabilir.

$$IL = -10 \log \left( \frac{W_{SG}}{W_0} + 10^{-(\Delta L_l + \Delta L_{ENT} + \Delta L_{EX})/10} \right) \quad (6)$$

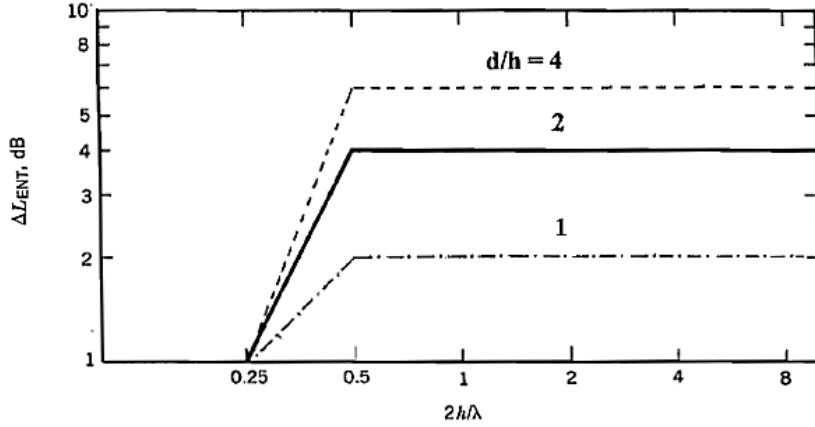
Yüksek ses azaltımının gerektirdiği özel durumlarda eşitliğin sağdaki ikinci kısmı, ilk kısmı ile karşılaştırılabilir olur ve IL, susturucunun kendi sesinden etkilenir duruma gelir. Susturucudaki akış hızı düşük olduğu zaman akış gürültüsü gözardı edilebilir. IL aşağıdaki gibi gösterilebilir.

$$IL \cong \Delta L_l + \Delta L_{ENT} + \Delta L_{EX} \quad \text{dB} \quad (7)$$



Şekil 6. Paralel yutucu elemanlara sahip dikdörtgen susturucu.

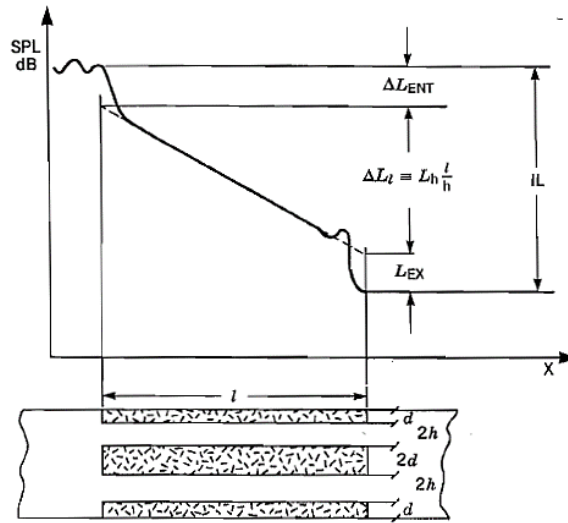
**3.1.2b Giriş Kaybı  $\Delta L_{ENT}$**  Birçok dikdörtgen tip susturucuda, susturucu girişinde ses enerjisini oluşturan dalga normal düz formda ise giriş kaybı  $\Delta L_{ENT}$  küçük olur. Bu düşük frekanslarda, düz kanallar için geçerlidir. Küçük giriş kayıpları güvenlik faktörü olarak varsayılır. Buna karşılık, kanal kesiti dalga boyundan daha büyük ise ses alanı genellikle yüksek modların en büyük değerlerini alır. Kanal girişinde yarı-dağıtımlı (semidiffuse) ses alanının düz dalga alanına çevrimi ile dar susturucu girişi 3-6 dB giriş ses azaltımına sebep olur. Mühendis aynı durumda olan önceki tecrübeleri ile veya ölçekli model kullanarak bu tip girişlerde düşük frekansta 0 dB, yüksek frekansta 8 dB kayıp elde edebilir. Böyle bir bilgi yok ise aşağıdaki Şekil 7. giriş kayıpları için kullanılabilir.



**Şekil 7.** Girişte yarı yansızımlı ses alanı olan geniş kanalda akustik giriş kaybı katsayısı  $\Delta L_{ENT}$  :  $2h =$  susturucu pasajı kesit boyutları

**3.1.2c Çıkış Kaybı  $\Delta L_{EX}$**  Genellikle  $\Delta L_{EX}$  çıkış kaybı, susturucu çıkışı açık yerleştirilmiş ve tipik boyutları dalga boyuna göre küçük olan kanallar için oluşmaktadır. Bu durumda çıkış kaybı esas olarak çıkış ağız yansımalarıyla tanımlanır. Kanallara eklenen susturucularda çıkış kayıpları genellikle küçük ve gözardı edilebilir olup, güvenlik faktörü olarak düşünülebilir.

Giriş ve çıkış kayıplarının göreceli önemi susturucunun boyunun artması ile düşer. Çünkü her iki değer boydan bağımsızdır. Şekil 8 ses basınç seviyesinin değişimini susturucu içinde gezdirilen mikrofona göre üç bölümlü IL olarak verilmiştir.



**Şekil 8.** Susturucu boyunca ilerleyen mikrofondan alınan tipik ses basınç düzeyi (SPL)-mesafe eğrisi

### 3.1.2d. Susturucu Azaltımı $\Delta L_t$

Susturucu boyu  $l$  ve kaplama çevresi  $P$  ile doğru orantılı, kesit alanı  $A$  ile ters orantılıdır ve şu şekilde yazılabilir.

$$\Delta L_t = \left( \frac{P}{A} \right) l L_h \quad (8)$$

Burada  $L_h$  pasajın ve baffle'ın geometrisine, sönümleyici malzemenin akustik karakteristiğine, frekansa ve ısıya bağlı olan karmaşık bir parametredir. Aynı zamanda pasajda akışkanın hızına da bağlı olup, genelde her bir kanal yüksekliğinin ses azaltımı olarak tanımlanır. Bu bölümün esası bu tip ses yutum parametrelerini tanımlamaktır.

**3.1.2e Basınç Düşüşü, Azalımı  $\Delta P$**  Susturucu giriş, çıkış ve sürtünme kayıplarından oluşan toplam basınç azalımı  $\Delta p_T$ ,

$$\Delta p_T = 1/2 \rho v_p^2 \left[ K_{ENT} + K_{EX} + \left( \frac{P}{A} \right) l K_F \right] = \Delta p_{ENT} + \Delta p_{EX} + \Delta p_F \quad \text{N/m}^2 \quad (9)$$

Burada  $\rho$  gaz yoğunluğu,  $v$  susturucu kanalı yüzey hızıdır. Baffle ve pasaj geometrisine bağlı olarak  $K_{ENT}$  ve  $K_{EX}$  giriş ve çıkış yükseklik kayıp sabitleridir. Sağda bulunan üçüncü terim sürtünme kayıplarını gösterir ve şöyle ifade edilir.

$$\Delta p_F = \frac{P}{A} l (K_F \frac{1}{2} \rho v_p^2) \quad \text{N/m}^2 \quad (10)$$

$\Delta L_t$  ve  $\Delta p_F$  eşitliklerini karşılaştırırsak, baffle yapılandırması akustik azalıma ve sürtünme azalımına sebep olmaktadır.  $\Delta L_t$  ve  $\Delta p_F$ ,  $P/A$  ile doğru orantılıdır. Yüksek susturucu azaltımı ve düşük sürtünme basınç azalımı birbirleri ile karşıt gerekliliklerdir. Bulgular, baffle'ların akustik parametrelerinin verimli seçilerek  $L_h$  değerinin optimize edilmesine vurgu yapmaktadır. Öncelikle  $P/A$  faktörünün yükseltilerek, ses azaltımının yükseltilmesi sağlanmalıdır.

## 3.2 Paralel - Baffle Susturucular

Şekil 4'de görülen paralel baffle tipi susturucular iyi akustik performansı ve düşük maliyeti ile en çok kullanılanlardır. Bu tip susturucu çevre alan oranı  $P/A$ , boy  $l$  ve  $L_h$  ile orantılıdır. Bu yüzden  $(P/A)L_h$  maksimize edilerek en büyük değerine ulaştırılabilir. En büyük çevre alan oranı dar bir pasaj için  $1/h$  olur. İzin verilen giriş kayıpları eşitliği aşağıdaki formülle gösterilir.

$$\Delta L_t = L_h \frac{l}{h} + \Delta L_{ENT} \quad \text{dB} \quad (11)$$

Burada  $\Delta L_{ENT}$  yaklaşık olarak Şekil 7'den elde edilir. Aşağıda  $L_h$  değerinin susturucunun akustik parametrelerinden ve geometrisinden nasıl elde edildiğini göreceğiz.

**3.2a Azaltımın Öngörülmesi.** Şekil 5'de gösterilen paralel baffle susturucu pasajında (kimi kaynaklarda (Almanca) kulis olarak geçer) ilerleyen ses enerjisi (1) ses geçirgen ses yutum malzemesine girerse ve (2) ses enerjisinin önemli bir bölümü pasaja tekrar girmeden baffle ile dağıtılsa, geniş ses bandında etkili olarak azaltılmaktadır.

Pasaj yüksekliği dalga boyundan küçük ise ve geçirgen ses yalıtım malzemesi yeterince açık ise ve yeterli düşük akış direnci var ise ses dalgası yansımak yerine baffle içine girecektir ve 1 deki gerekliliği

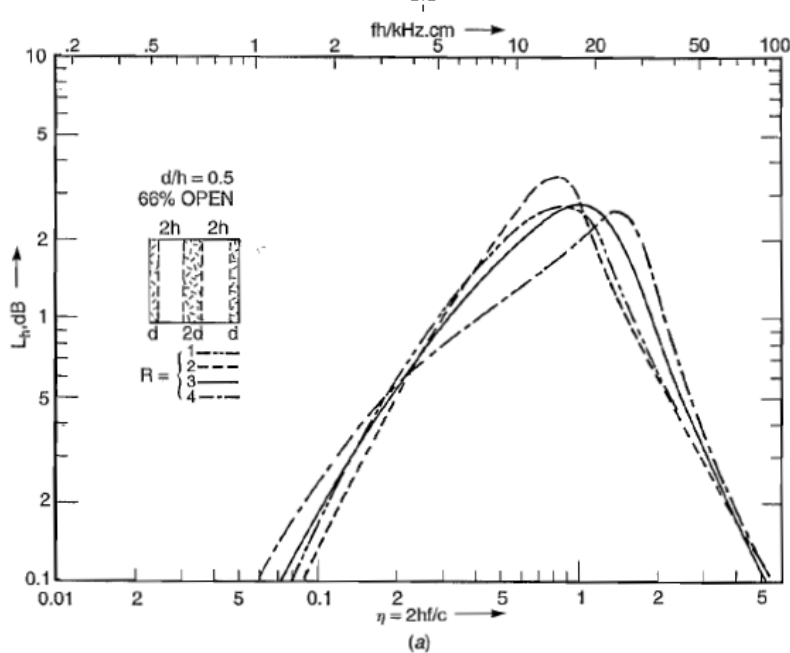
yerine getirmektedir. Bu düşük akış dirençli kabarık, hafif malzemeye ihtiyaç duyar. Orta akış direncine sahip geçirgen malzeme 2 numaralı gerekliliği sağlayacaktır. Baffle'ın çok kalın olmaması ve ses yutucu malzemenin düşük akış dayanımında olmaması kolay ses emilimini ve ses dağılım gerekliliğini çelişkili hale getirir. Dolayısıyla baffle kalınlık seçimi ve baffle akışkan direnç özelliği daima uyumlu olmalıdır.

Genellikle, susturucu geometrisi, azaltım şekli ve istediğimiz frekans eğrisinin kontrolü ile elde edilir. Düşük frekans spektrumunda makul azalma elde etmek için baffle kalınlığı  $2d$ , dalga boyunun  $1/8$ 'i kadar olmalıdır. Yüksek frekans spektrumunda azaltım elde etmek için pasaj yüksekliği  $2h$ , dalga boyundan daha büyük olmamalıdır. Baffle'da makul bir emilim ve dağılım elde etmek için  $2d$  kalınlıktaki baffle'ın toplam akış direnci  $R_1d$  tasarım ısısında susturucu kanalında gazın empedans karakterinin 2- 6 katı olmalıdır.

### 3.2b. Paralel-Yutucu Susturucuların akustik performansının öngörülmesinde kullanılan Standartlaştırılmış Grafikler

Standartlaştırılmış  $L_n$  susturucunun çeşitli kesit açıklığı (çeşitli  $h/d$ ) değerleri ve susturucu içindeki izotropik yutucunun standartlaştırılmış hava akış değerleri  $R = R_1/\rho c$  için hesaplanmıştır. Bu durum aşağıdaki Şekil 9a-c'de sırasıyla kesit açıklık oranı % 66, 50 ve 33 için sırasıyla verilmiştir. Şekillerde standartlaştırılmış  $L_n$  değeri düşey eksende logaritmik ölçülendirme ile desibel olarak verilmiştir. Yatay eksen standartlaştırılmış frekans parametresi  $\eta = 2h/c$  'ni göstermektedir.

Şekil 9a-c yutulmanın pasaj yüksekliğinin ( $2h$ ) dalga boyuna oranla büyük olduğu frekanslarda ( $\eta > 1$ ) hızla azalmaya başladığını göstermektedir. Bu frekans bölgesindeki düşüm çift sıralı ayırık yutucu eleman kullanıldığı takdirde 10 dB'e kadar artırılabilir.

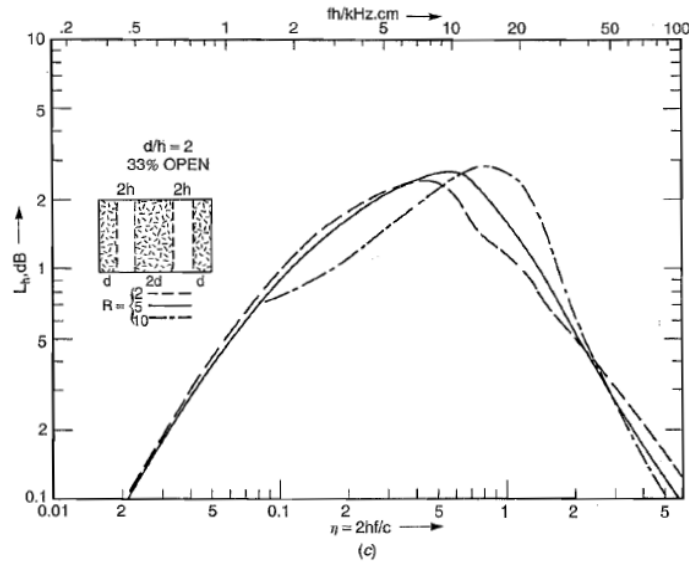
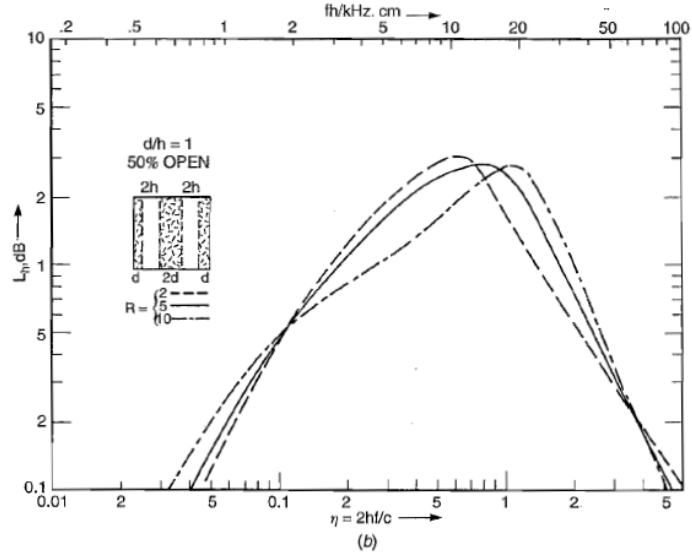


**Şekil 9a-c.** Dikdörtgen tip paralel yutuculu susturucular için standardize edilmiş ses azaltımı-frekans eğrileri, standardize edilmiş yutucu elemanın hava akış direnci  $R = R_1/\rho c$  parametresi (a) %66 ; (b) %50 ve (c) %33 açıklık oranları.

Kabul görebilecek bir yutucu susturucu açık alan oranının azalması ile artacağı not edilmelidir.



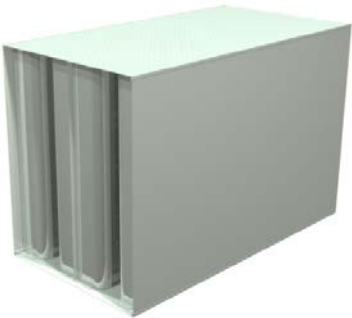
Şekiller  $R = R_1/\rho c$  değerinin 1'den 5'e kadar değişimlerinde akış direncinin öznel seçiminin yutuculuğa güçlü bir etkisinin olmadığını da göstermektedir. Fakat standartlaştırılmış akış direnci çok büyük olduğunda ( $R \geq 10$ ), çok düşük ve çok yüksek frekanslarda hafif bir yutum artırımının eşlik ettiği  $\eta = 0.2$  den 1'e kadar olan frekans bölgesinde yutumda önemli bir azalma oluşmaktadır.



(Şekil 9. devamı)

Yukarıdaki şekillerde verilen dizayn bilgisi aşağıdaki örnek üzerinde gösterilecektir.

Örnek:



Yandaki 10. şekilde görüldüğü gibi 200 mm. paralel yutuculardan oluşan 1 m uzunlukta 400 mm. açıklığı olan bir susturucunun yutum-frekans grafiği yaklaşımları verilecektir. Akış direnci  $R_1 d = 5\rho c$  olup, 20 C'de kanal oldukça düşük bir hava hızı iletmektedir.

Şekil 10. Örnek dizayn elemanı

$$h = 0.1 \text{ m}; d = 0.1 \text{ m}; L = 1 \text{ m}; c = 340 \text{ m/s}; \rho = 1.2 \text{ kg/m}^3; R = R_1 d / \rho c = 5.$$

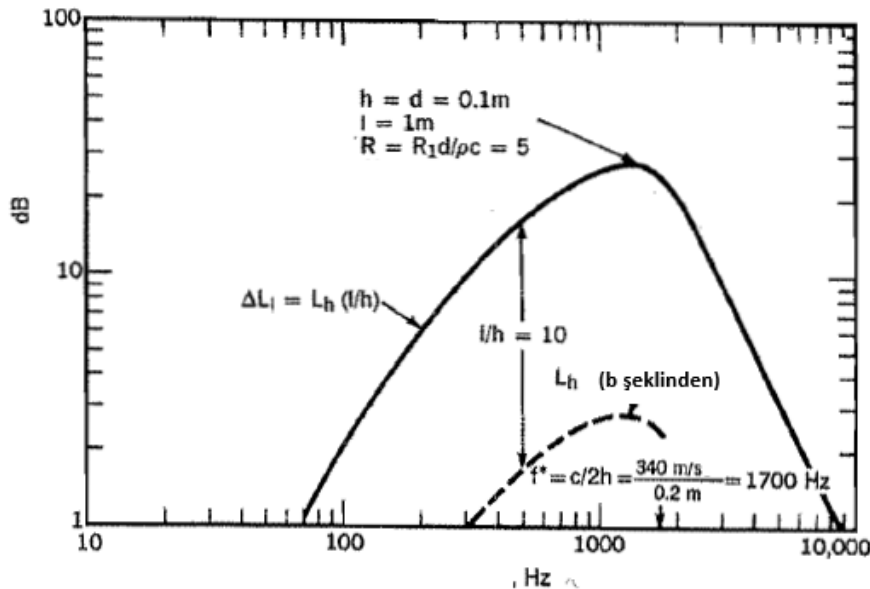
1.  $\eta = 1$ 'e tekabül eden  $f^*$  frekansı belirlenir.

$$f^* = \frac{c}{2h} = \frac{340 \text{ m/s}}{0.2 \text{ m}} = 1700 \text{ Hz}$$

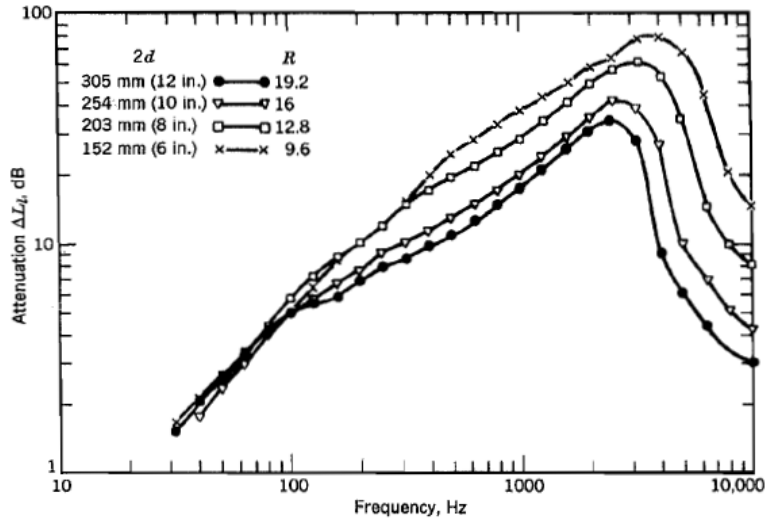
2.  $1/h = 1 \text{ m}/0.1 \text{ m} = 10$  bulunur.
3. Uygun standartlaştırılmış yutum-frekans eğrisi  $d/h = 1$  ve  $R = 5$  için tanımlanır. Şekil 9b verile uygun eğriyi tanımlamaktadır.
4. Şeffaf bir grafik kağıdı üzerinde yatay ölçekteki  $f^* = 1700 \text{ Hz}$  işaretlenerek  $\eta = 1$  ile birleştirilir.
5. Şeffaf kağıt  $L_n = 1$  değeri ile çakışana kadar dikey yönde kaydırılarak 10 ( $1/h = 10$ ) tekabül edecek şekli alır.
6. Şekil 9b'deki düz çizgi üst kağıtta  $R=5$  değerine oturacak şekilde çizilir.
7.  $\Delta L_1 = L_n 1/h$  ifadesine göre yutum frekans eğrisi elde edilmiş olur. Bu işlem aşağıdaki 11 nolu çizimde gösterilmiştir.

**3.2c Baffle kalınlığının göz önünde tutulması.** Susturucunun açık alanının belli bir yüzdesi; kalın yutucu eleman için az, ince olan için çok sayıda oluşturulmaktadır. Şekil 12 azalım ve frekans eğrisini 2 m uzunluklu, % 50 açıklıklı, kalınlığı 152 mm, 203mm, 254 mm ve 305 mm olan  $2d=2h$  susturucu için göstermektedir.

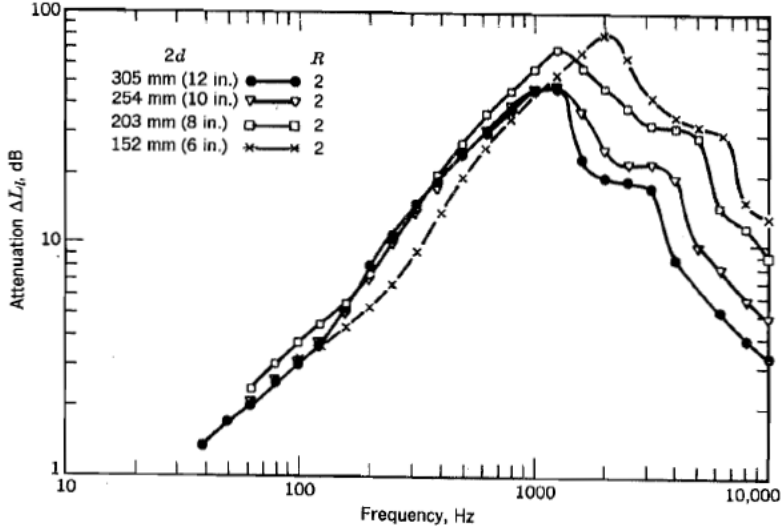
Yutucu eleman akış direnci 500 derecede  $R_1 = 51.500 \text{ N.s/m}^4$  olan taşıyıcı ses yutucu malzeme ile doldurulmuştur. Şekil 12'de sunulan datanın özelliği orta frekansta ses azalımı yutucu eleman kalınlığı ile düşmesidir. 305 mm kalınlıklı yutucuda 11 dB iken, 500 Hz' de 152 mm kalınlıklı elemanda 25 dB azalma olmaktadır. Sonuç olarak kalın yutucu elemanın eksen bölgesinde malzeme ve boşluk gereksizce harcanmış olur.



Şekil 11. Paralel yutuculu dikdörtgen bir susturucu için azaltma öngörüsü



Şekil 12. 2 m uzunlukta, yutucu kalınlığı 2d parametresi ile tanımlı %50 açık alan oranı olan paralel yutuculu susturucunun ses azaltımı-frekans eğrisi



Şekil 13. Şekil 12'deki susturucunun tüm kalınlıklar için R=2 olması durumunda hesaplanmış ses azaltımı-frekans eğrisi

Şekil 13, Şekil 12 ile aynı geometride olan susturucunun öngörülen ses azalımını göstermektedir; ancak mineral yün ses yutucu malzemenin standartlaştırılmış akış direnci daha düşük olan herbiri  $R = R_1 d / \rho c = 2$  olan ful geçirim sağlayacak kalınlıkta yutucudan oluşmaktadır. Sonuç olarak ses azalımı düşük ve orta frekanslarda bir parça yutucu kalınlığına bağlı olmaktadır. Şekil 12 ve Şekil 13 karşılaştırıldığında daha kalın yutucu (birçok ince yutucu kullanımından daha ekonomik ) kullanılması, orta frekanslarda ses azaltımının düşmesine sebep olmaktadır. Bu durum yutucu elemanın yeterince düşük hava akış direnci seviyesinde olması ile ilgilidir.

Sonuç olarak yüksek ısı uygulamalarında geleneksel tasarım için susturucu yutucu elemanı için  $2d=200$  mm.'yi fazla geçmeyecek kalınlıklarda tutulmalıdır.

Paralel yutucu elemanlı susturucuların ses azaltım-frekans eğrisine dikkat ettiğimizde frekans  $f=c/2d$  değerine yükseldiği görülmektedir. Burada pasaj genişliği dalga genişliği ile uyumaktadır ve bunun üzerinde ise keskin bir şekilde düşmektedir.



#### 4. SONUÇ

Ağırlıklı olarak dikdörtgen tip susturucuların işlendiği bu bölümde, reaktif ve dairesel susturuculara da değinilmiştir. Dikdörtgen susturucuların kullanım ve maliyet açısından dairesel susturuculara göre daha çok tercih edilmektedir. Dikdörtgen susturucuların çok düşük frekanslarda reaktif susturucular kadar etkili olmadığına, fakat geniş frekans bandında etkili olduğu belirtilebilir.

Susturucuların tasarımı sırasında göz önünde tutulması gereken parametreleri, bu parametreleri kullanım koşullarına göre sınırlandırmamız gerektiği görülmüştür. Kaplamalı malzemelerle yapılan susturucunun giriş ağzı, çıkış ağzı ve susturucu boyunca kayıpları formüllerle vurgulanmıştır.

Dikdörtgen susturucu için hazırlanan standartlaştırılmış grafikler kullanılarak istenen frekanslarda ekonomik ve verimli susturucu imalatının yapılabileceği görülmektedir.

#### KAYNAKLAR

- [1] \*Silencer Application Handbook, Universal Silencer/Jim Cummins, Bill G. Golden
- [2] \*\*Industrial Noise Control and Acoustics /Randall F. Barron Louisiana Tech. University Ruston, 2001 Louisiana, U.S.A.
- [3] \*\*\*Noise and Vibration Control Engineering Principles and Applications / Istvan L.Ver, Leo Beranek, 2006

#### ÖZGEÇMİŞ

##### Ayhan ÇAKIR

1991'de İTÜ İnşaat Müh. bölümünden mezun olduktan sonra; aynı üniversitenin Yapı Analizi ve Boyutlandırma Kürsüsü'nde yüksek lisansını tamamlamıştır. İzocam Tic.ve San. A.Ş.'nde bölge sorumlusu olarak çalışmaktadır.