

35639

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

39639

DARBELİ (TİTREŞİMLİ) YANMANIN
TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak.Müh. Erkan GÜRER

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 16 Ağustos 1994

Tezin Savunulduğu Tarih : 24 Ağustos 1994

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Ahmet Arısoy

Diğer Juri Üyeleri : Prof. Dr. Osman F. Genceli

: Doç. Dr. Taner Özkaynak

AĞUSTOS 1994

ÖNSÖZ

Sunulan bu çalışmada, darbeli (titreşimli) yanma teorik ve deneysel olarak incelenmiştir. Ülkemizde bu konuyla ilgili herhangi bir çalışmanın yapılmamış olması ve çevre bilincinin arttığı bu günlerde konuya olan ilgiyi artırmaktadır. Darbeli yanma, daha verimli bir yanma ve CO, NO_x ve kurum gibi emisyonları azaltıcı bir faktör olarak rol oynamaktadır.

Yapılan teorik çalışmada süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinden faydalanarak basınç, hız ve sıcaklık ifadeleri bulundu. Çalışmanın deneysel kısmında baca gazı analizleri yapılmıştır. Ayrıca sistemin akustik frekansı ve sıcaklık değişimleri ölçülmüştür. Sunulan teorik ve deneysel çalışmanın ileride yapılacak araştırmalara ışık tutması umulmaktadır.

Bana bu çalışmayı yapma imkanı veren ve çalışmam boyunca, bilgi ve tecrübeleri ile yol gösteren sayın hocam Prof.Dr. Ahmet Arısoy'a ve çalışmam boyunca, deneylerin yürütülmesi sırasında büyük bir özveri ile yardım eden sayın Ar.Gör. Erhan Böke'ye ve Ar.Gör Nedim Türkmen'e teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	II
ÖZET.....	V
SUMMARY.....	VI
 BÖLÜM 1. GİRİŞ.....	 1
1.1 Darbeli Yanma oluşumu.....	1
1.2 Darbeli yanmanın Endüstrideki Bazı Uygulamaları.....	4
1.3 Isıtma Uygulamalarında Darbeli Yanmanın Avantajları.....	8
 BÖLÜM 2. TEORİK ÇALIŞMA	 10
2.1 Sıkıştırılabilir Gaz Dinamiği.....	10
2.2 Bir Boyutlu Kararsız Akustik Akış.....	14
 BÖLÜM 3. DENEYSEL ÇALIŞMA	 24
3.1 Deney düzeneği.....	24
3.2 Deneyin yapılışı.....	24
 BÖLÜM 4. DENEY SONUÇLARI.....	 27
4.1 Deneylerin Sonuçları.....	29
4.2 Deneylerin Karşılaştırılması.....	31
4.3 Hava Üflemesiz Yanma ve Karşılaştırılması.....	34
4.4 Sistemin Frekansı.....	37
4.5 Sistemin Süreklilik Şartı.....	40
 BÖLÜM 5. SONUÇ.....	 42
 KAYNAKLAR.....	 43
 ÖZGEÇMİŞ.....	 44

NOTASYON LİSTESİ

s = Sistemdeki tür sayısı

S_p = Boyutsuz basınç

S = Molar entropi (J/mol.kg)

w_i = Kim. reak. da üretilen her ürünün oranı (kg/m³ .s)

M = Moleküler ağırlık (kg/mol)

λ = Karışımın kg da reaksiyona giren mol sayısı

V_i = Stokiyometrik katsayı

μ_i = Her kısmın kimyasal potansiyeli (J/mol)

n_i = Karışımın kg. daki her kısmın mol miktarı

a = Ses hızı (m/s)

β = Isıl genişleme katsayısı (1/K)

C_p = Isıl kapasite (J/kg.K)

y_i = Karışımındaki her kısmın kütlesi

η_i = Her kütlenin kısmi basıncı , boyutsuz

w_i = Her kısmın serbest Gibbs enerjisi (J/mol)

k = Akustik sabit (1/S)

ÖZET

Bu çalışmada darbeli yanma ve uygulamaları araştırıldı. Darbeli yanmanın kütle transferini, momentumu ve ısı transferini artırdığı gözlemlendi. Daha sonrada çalışma karakteristikleri, teorik hesapları, darbeli yanmanın avantajları ve dezavantajları görüldü. Avantajları basit dizayn, kendi kendine aspirasyon ve düşük CO ve kurum emisyonudur. Ayrıca NO_x emisyonunda büyük oranda azalmıştır. Problem olarak gürültü kalır, fakat akustik susturucu ve ses izolasyonu kullanarak kaledilebilir seviyelere indirilebilir.

Darbeli yanma kütle transferini, momentum ve ısı transferini artırdığından daha fazla yakıt tasarrufu sağlar ve verimliliği artırır. Darbeli yanma, su buharlaştırma, kireç taşı ocaklarında, metal eritmede, çimento ve kağıt üretiminde ve yanmanın olduğu bütün işlerde kullanılabilir.

Teorik kısımda süreklilik, momentum ve enerji denklemleri incelendi. Bu denklemlerde belirli sınır şartları ve ilk şartlar altında denklemlerin çözümü yapıldı. Sistemin boyutsuz ısı ilaveli basınç, hız ve sıcaklık ifadeleri bulundu.

Deney kısmında yanmadaki CO₂, CO, O₂, λ , NO_x, SO₂ ve sıcaklıklar ölçüldü. Bunların zamanla değişimleri grafik halinde verildi. Ayrıca sistemin ses kayıtlarından frekansı ölçüldü. Ayrıca termo eleman ve osiloskopla sıcaklık titreşimleri ölçüldü.

PULSATING COMBUSTION

SUMMARY

The state of the art of pulse combustion and its applications are investigated in this study. Evidence showing that pulsations generally increase the rates of mass, momentum and heat transfer and destabilize flows at certain unstable frequencies is presented. Next, the operational characteristics, advantages and disadvantages of pulse combustors are discussed. Advantages include simple design, compactness, self aspiration, and low emissions of CO and soot. Results showing that NO_x emissions from pulse combustors can be significantly reduced using fuel staging, air staging and exhaust flow recirculation are presented. Noise remains a problem, but it can be damped to acceptable levels using acoustics decouplers and sound insulations.

These pulsations increase the rates of mass, momentum and heat transfer within the process, which generally results in significant fuel savings and productivity increases. Evidence showing the benefits of resonant driving in water evaporation, limestone calcining and metal heating is presented. Finally, data obtained in recent tests in an Rijke combustor showing that resonant driving significantly reduced soot emissions during the incineration of solid and hazardous wastes are presented.

Theory

Although chemically reacting flow involves many different and separately complex fields such as turbulence, chemical kinetics, thermodynamics etc.. The model is derived in a concise manner following the basic principles of mixture theory within continuum mechanics. The intention is that with one model, it should be possible to describe different objects by changing geometry, boundary

conditions and constitutive relations. However, since the time scales in the chemical reactions in combustion are much smaller than the time scale in the flow, special care has to be taken when the reaction rates should be calculated.

In many combustion applications we are interested in studying the growth of instabilities. Under these circumstances we can usually linearize the equations of motion by assuming that initially the deviations from some known background state are very small. One typical example of such linearization is the classical field of acoustics. Here, for the simplest case the background 'flow' is assumed to be a quiescent gas with constant state properties in which all fluctuation quantities are small. If the flow is restricted to be one-dimensional nonsteady the basic equations that apply are obtained by writing Eqs (1) and (2)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} = 0 \quad (2)$$

Furthermore, using the heat-addition-working-fluid (constant gamma) model to determine the relationship between pressure and density are obtain

$$\alpha^2 \left[\frac{\partial P}{\partial t} + u \frac{\partial P}{\partial x} \right] = \frac{\partial P}{\partial t} + u \frac{\partial P}{\partial x} - \rho(\gamma - 1) \left[\frac{\partial q}{\partial t} + u \frac{\partial q}{\partial x} \right] \quad (3)$$

within the framework of the acoustic approximation we assume that

$$\rho = \rho_0 + \delta \rho \quad P = P_0 + \delta P$$

$$\text{where} \quad \frac{\delta P}{\gamma P_0} = s_p \ll 1 \quad \text{and} \quad \frac{u}{a_0} \ll 1 \quad \text{with} \quad \alpha_0^2 = \frac{\gamma P_0}{\rho_0} = \text{const}$$

we note here that the acoustic condensation, s , is defined in terms of pressure rather than density because the pressure and flow velocity are the important balance parameters along a particle path in the flow. This yields the equations

$$\frac{\partial(\delta\rho)}{\partial t} + \rho_0 \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial(\delta P)}{\partial x} = 0 \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\delta\rho)}{\partial t} = \frac{1}{a_0^2} \frac{\partial(\delta P)}{\partial t} - \frac{\rho_0}{a_0^2} (\gamma - 1) \frac{\partial q}{\partial t} \quad (6)$$

Cross-differentiation of Eqs (4) and (5) and substitution of (6) then yields the acoustics equation in terms of the dimensionless pressure

$$\frac{\partial^2 s_p}{\partial t^2} - a_0^2 \frac{\partial^2 s_p}{\partial x^2} = \frac{\partial^2}{\partial t^2} \left(\frac{q}{C_p \cdot T_0} \right) \quad (7)$$

This equation has a solution of the form

$$s_p(x,t) = F(x) \cdot G(t)$$

Let us now assume that $q=0$, that is, that the fluid is unreactive. With this assumption we can also cross-differentiate Eqs (4) and (5) in the other direction to obtain

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - a_0^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = 0 \quad (8)$$

Under these conditions with both ends open, the solution can be expressed in the following form

$$s_p = \sum_1^{\infty} C_n \cdot \sin \frac{n\pi\alpha_0 t}{L} \sin \frac{n\pi x}{L} \quad (9)$$

$$u = \sum_1^{\infty} C_n \cos \frac{n\pi\alpha_0 t}{L} \cos \frac{n\pi x}{L} \quad (10)$$

The resonant frequencies are given by the expression

$$f = \frac{n\alpha_0}{2L} \quad \text{for a tube which both ends open}$$

Returning now to the case of heat addition we note that if we assume

$$\int_{\text{cycle}} \frac{\partial q}{\partial t} dt = 0 \quad (11)$$

the background conditions become constant. Toong et al [4] has experimentally observed and analyzed the case when the gas is undergoing an exothermic reaction while acoustic waves are present.

We now assume the simplest case relative to combustion driven instability. Assume that homogeneously through the tube the rate of heat addition is proportional to the perturbation quantity s , that is, that

$$\frac{1}{C_p T_0} \left(\frac{\partial q}{\partial t} \right) = k \cdot s \quad (12)$$

where k is a constant. With this assumption, Eq.(7) becomes

$$\frac{\partial^2 s_p}{\partial t^2} - a_0^2 \cdot \frac{\partial^2 s_p}{\partial x^2} - k \cdot \frac{\partial s_p}{\partial t} = 0 \quad (13)$$

We have a tube with both ends open, Eq (13) becomes

$$s_p(t, x) = \exp\left(\frac{k \cdot t}{2}\right) \sum_1^{\infty} \sin \frac{n\pi x}{L} \cdot \left(A_n \sin \frac{n\pi\alpha_0}{L} t + B_n \cos \frac{n\pi\alpha_0}{L} t \right) \quad (14)$$

Where the coefficients A_n and B_n are functions of the initial conditions.

Now we can find heat equation

$$q = \frac{C_p \cdot T_0}{2w_n^2} \sin \frac{\pi \cdot x}{L} \cdot e^{\frac{kz}{2}} \cdot A_n (k \cdot \sin w_n \cdot t - 2w_n \cos w_n \cdot t) \quad (15)$$

EXPERIMENTAL STUDY

The test equipment consists of iron cylinder. The diameter of the cylinder is 100 mm and with height of 1,5 meters. Air is supplied from the bottom by means of a compressor. The test equipment is equipped with thermoelements and a gas sampling probe. The temperature is measured in the top of the cylinder. The combustion products (CO, CO₂, O₂, SO₂, NO_x) are measured by gas analyzer. Besides, sound and frequencies are measured.

Coal is charged from the top of the cylinder and ignited from the bottom of the combustion chamber. The experiments is carried out for two kinds of coals with three different particle size ranges of 0-3 mm and 3-5 mm and 5-8 mm at different air fluxes. But, 3-5 particle size is the best combustible coal.

Results of the experiments have been compared with each other. The frequency of sound records is measured. The frequency is approximately 156 Hz. At theory, frequency was 170 Hz. This difference is the reason of missing.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

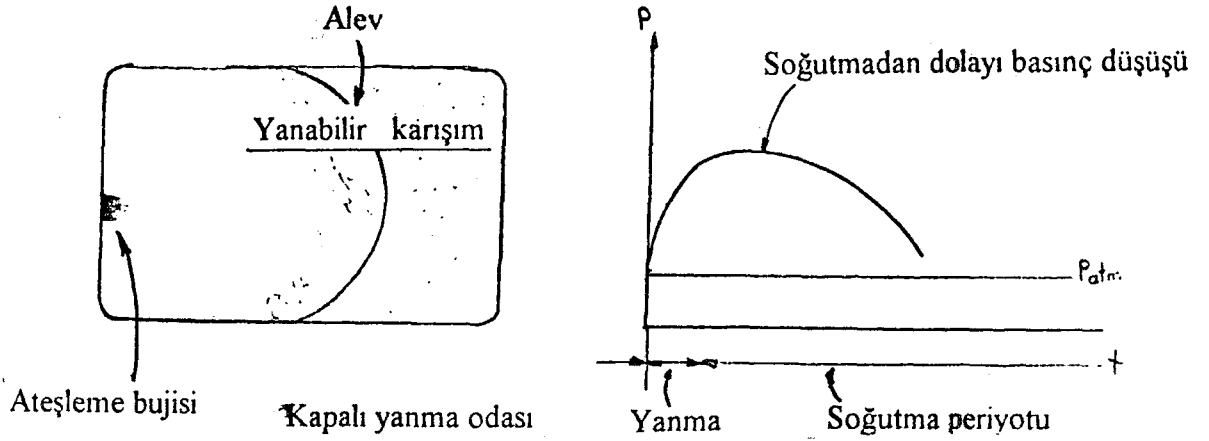
Endüstriyel tesislerde en büyük masraf enerji olması, Dünya enerji kaynaklarının hızla azalması enerjiyi daha verimli ve az kullanmayı gerektirmektedir. Ayrıca dünyamızın hızla kirlenmeside yanma olayının öneminin artmasına sebep olmaktadır. Bu yüzden yanmayı en verimli biçimde ve çevreyi kirlletmeyecek şekilde yakmamız gerekmektedir. Yanma işlemleri günlük yaşamımızın her safhasını etkiler. Bundan faydalanarak üretilen elektrik evlerimize ışık, işlerimize güç olarak gelir. Yiyeceklerimizi pişirmede, barınaklarımızı ısıtmada, arabalarımıza, uçaklarımıza güç sağlamada kullanılır. Yanma işlemi çimento ve asfalt üretiminde gerekli olan enerjinin sağlanmasında kullanılır ; yiyecek kurutma, tekstil, kağıt, bakır, çelik, aliminyum yapımında kullanılır.

Yakıt ve hava molokülleri temesa girdiğinde üçüncü bir cisimle ateşlenerek yanma meydana gelir. Darbeli yanma ateşin enerjisi ve sesin birleştirilmesiyle endüstriyel işlemlerin verimliliğin artmasını ve tesirli yakıt tasarrufu sağlar. Darbeli yanma ilk kez bu yüzyılda keşfedildi. En iyi bilinen uygulaması ikinci Dünya savaşı sırasında kullanılan Alman 'buzi' bombalarıdır. Daha sonralarıda ev ısıtmasında kullanılan Lennox ocaklarıdır [1]. Son birkaç yıldır su ve alan ısıtılmasında Amerika'da, Avrupa'da ve Japonya'da başarıyla kullanılmaktadır.

1.1 Darbeli Yanma Oluşumu

Darbeli yanma normal yanma işleminin yeni bir boyutunu (ses) tanıtır. Darbeli yanma, yanma işleminde ses dalgalarının hareketini artıracak şekilde dizayn edilmiş bir yanma odasına sahiptir.

Şimdi darbeli yanmanın nasıl oluşturulduğunu inceleyelim [2]. Darbeli yanma işleminde yanma odası içinde tahrik edilen ses dalgaları ve yanma işleminin salınımı arasında kompleks bir etkileşimle kontrol edilir. Darbeli yanma işlemini anlamak için ilk önce kapalı bir kaptaki reaktif karışımın yanmasıyla ilgilenmek gerekir (şekil 1.1).

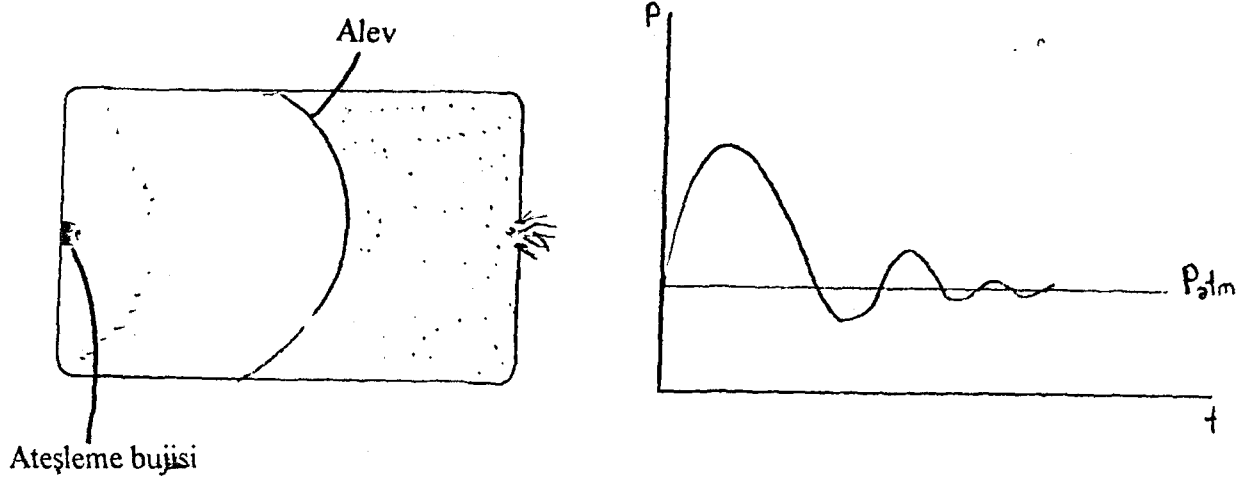


Şekil 1.1 Alevin Yayılması ve Kapalı Kaptaki Basıncın Ateşlemeyle Değişimi

Bujinin ateşlenmesiyle hızlı bir kimyasal reaksiyon (patlama) ile basınç ve sıcaklık yükselir. Hızlı basınç yükselişi, genişlemenin yetersizliği, düşük yoğunluk ve yanma ürünlerinin kabı terketmek istemesi gibi sebeplerden meydana gelir. Yanma maksimum basınçta tamamlanır ve daha sonra yanma ürünlerinin soğumasından dolayı basınç yavaşça düşer.

Daha sonra yukarıdaki deney yanma odası duvarında küçük bir delik açıldıktan sonra tekrarlanır (şekil 1.2). Bu durumda tutuşmadan sonra yükselen basınç dalgası gazların deliğe doğru akışına sebep olur. Bununla birlikte yanma hızlı ve delik küçük olduğundan, gazların büyük bir miktarı sistemi terketmeden yanma tamamlanacaktır. Sonuç olarak, yanma odası basıncı atmosfer basıncının altında ve üstünde dalgalanacak ve kademeli olarak sabit bir atmosfer basıncına dönecektir. Atmosfer basınç seviyesinin altındaki ve üstündeki bu yarı basınç seviyelerine iki faktör sebep olur.

- 1) Gazların deliğe doğru girmesi ve çıkmasıyla oluşan atalet etkileri
- 2) Ses dalgaları basınç gibi atmosfer seviyesinin altında azalma ve üstünde artma formuna sahiptirler.

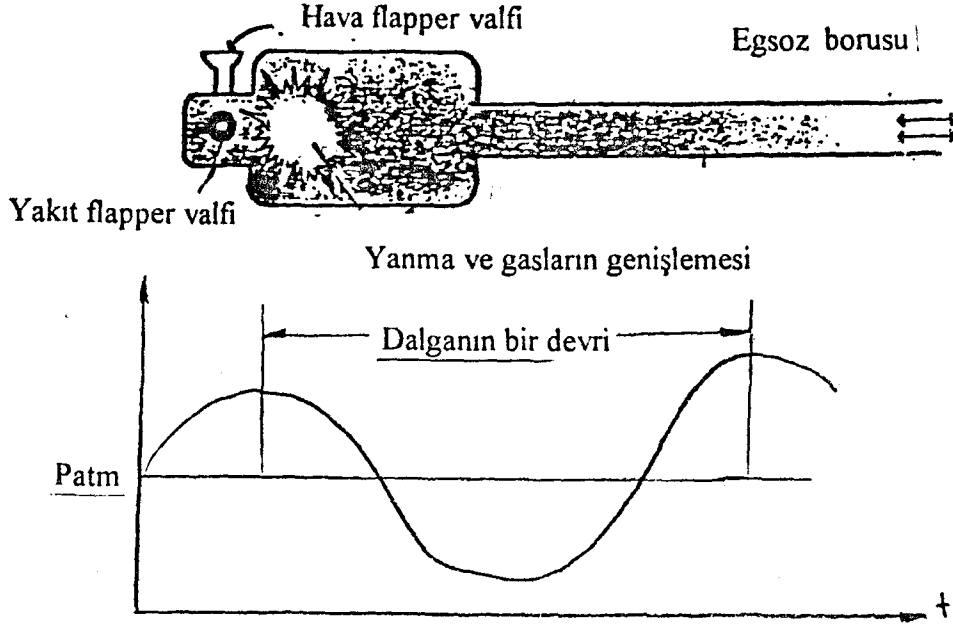


Şekil 1.2 Küçük bir delik açarak yakma ve basıncın değişimi

Yukandaki yanma odası bir darbeli yakıcıya dönüştürülebilir. Bu da yanma odasına bir çıkış borusu ekleyerek ve basınç kontrol valfleri (flapper) ekleyerek devirli bir yanma işleminde tutulabilir (şekil 1.3). Valfler reaktantların içeriye girişini module eder. Bunun sonucunda yanma odasındaki basınç artar ve azalır. Ateşleme ve yakmadan sonra gazlar eksozdandışarı çıkarılır.

Atmosfer basıncındaki yanma odasına sırasıyla hava ve yakıt içeriye alındıktan sonra operasyon başlatılır. Şekil 1.1 ve 1.2 deki gibi yanma odasındaki karışımın ateşlenmesiyle hızlı bir basınç yükselmesi oluşur ki flaper valfi kapanır ve gazların akışı çıkış borusuna doğru başlar. Yanma işlemi sürdüğü müddetçe basınç yükselmesi, eksoz yoluyla gazların dışarı çıkmasıyla oluşan basınç azalmasından daha büyük olduğundan basınç yükselir.

Yanmanın ürettiği basınç yükselmesi, egsozun azalttığı basınçtan daha az olunca yanma odası basıncı düşmeğe başlar. Atalet kuvvetlerinin etkisinden dolayı oda basıncı atmosfer seviyesinin altına düştükten sonra da bir çeyreklik darbe devam eder. Yanma odası basıncı minimum seviyesine ulaştıktan sonra akı tersine döner ve gazlar egsozdan tekrar geriye döner. Yanma odası basıncı düşerken, valfler açılır, hava ve yakıtın tekrar içeriye girmesi sağlanır.



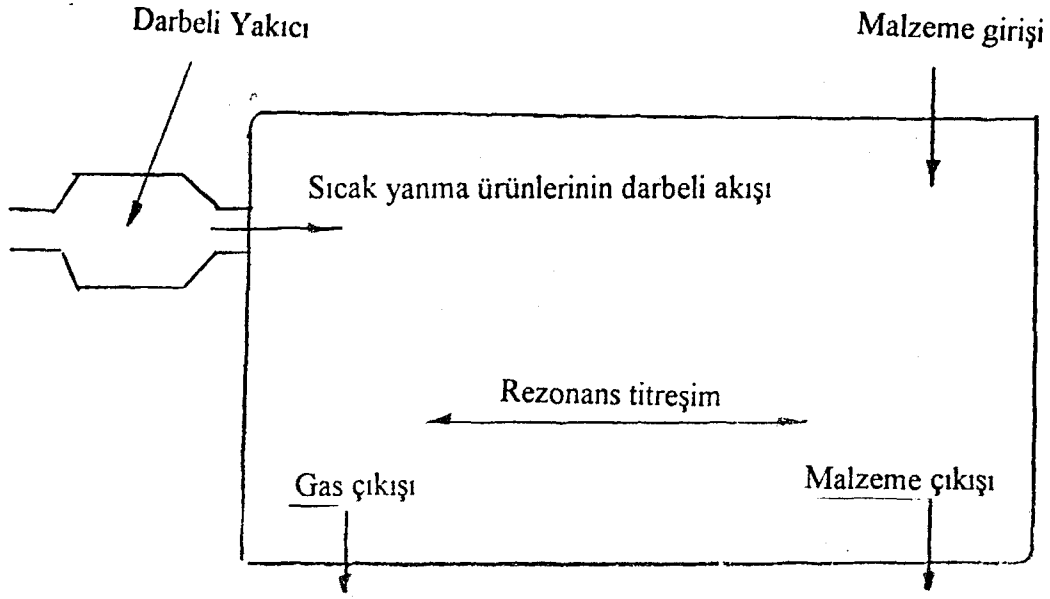
Şekil 1.3 Valfli Darbeli Yakıcıda Yanmanın Durumu

Bu karışım daha önceki çevrim ertelenerek yanan gazlarla temasa geçer geçmez hızlıca ateşlenir. Tutuşmayı yanma ve daha önceki çevrimdeki gibi basınç yükselmesi devam eder. Daha önceki periyod yükselen basıncın atmosfer basıncına eşit olması durumunda tamamlanır. Bu periyodik yanma işlemi buji kullanılmaksızın şimdi düzensiz olarak devam edebilir. Tipik olarak darbeli yanma dalgalanması saniyede 20 ile 200 devire kadar değişebilir.

Yüksek ısı verimi sağlamak için ısıtma için kullanılan yakıtın enerji yüzdesi fazla olmalı. yanma odası ve eklenen borunun yüzey alanı ısıtılan ortama maksimum enerji geçişini sağlayacak şekilde olmalıdır. Bazı uygulamalarda gereken ısı transferi alanı sadece petekli boru kullanarak sağlanabilir.

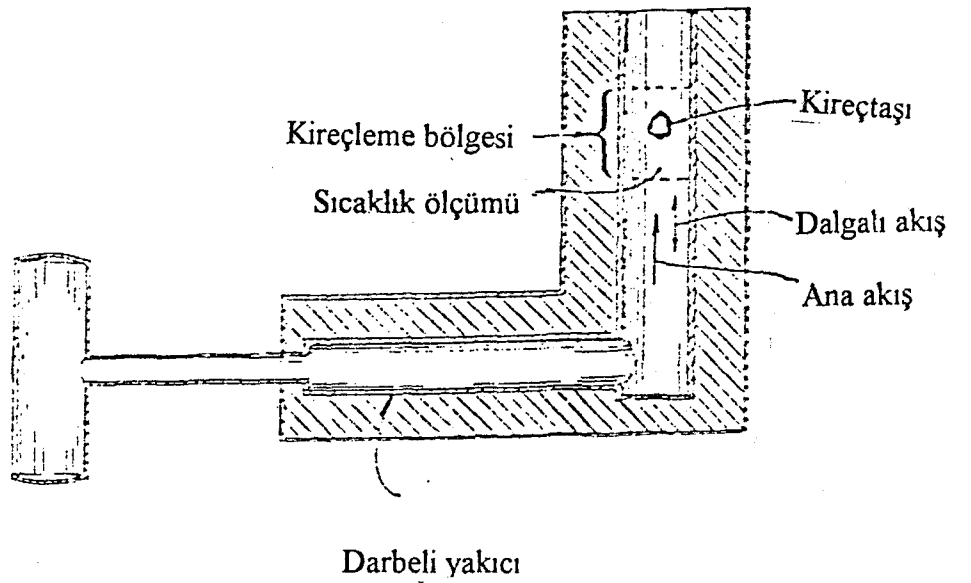
1.2 Darbeli Yanmanın Endüstrideki Bazı Uygulamaları

Darbeli yakıcılar çimento yapımında, kurutmada, kireç ocaklarında, kağıt yapımında, metal ısıtma ve eritme ocaklarında, buhar kazanlarında, asfalt yapımında ve bunun gibi yanma işleminin olduğu birçok endüstriyel tesislerde kullanılır. Darbeli yakıcının endüstrideki bir uygulaması şematik olarak aşağıda gösterilmiştir.

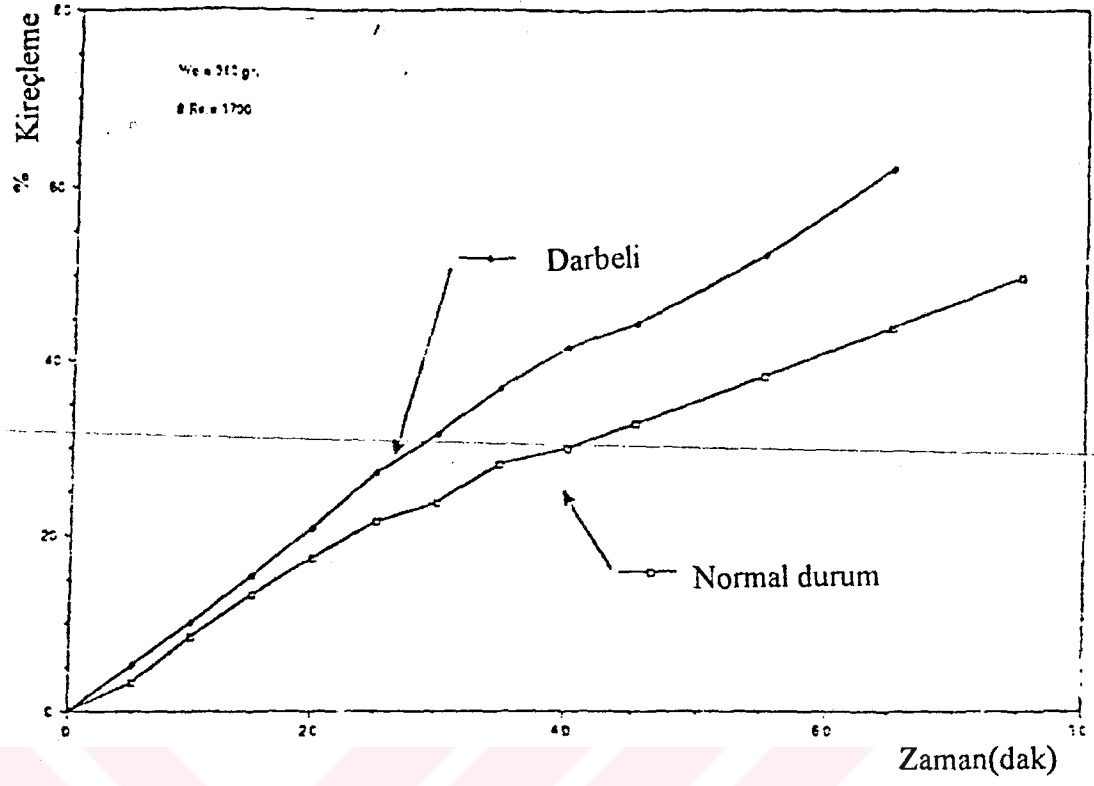


Şekil 1.4 Darbeli yakıcının endüstrideki bir uygulaması

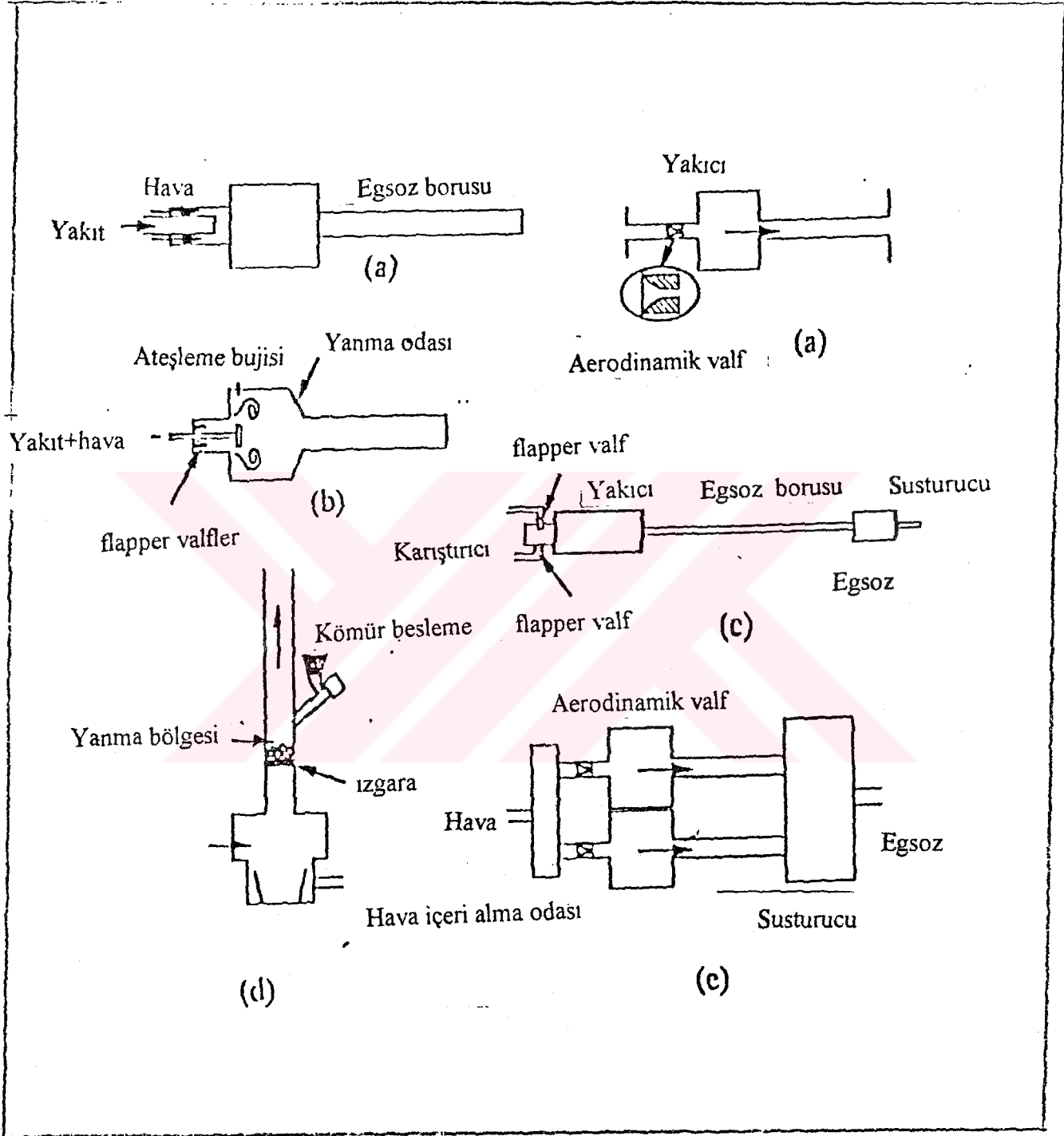
Şimdi de endüstride mevcut olarak uygulanan bazı örnekleri inceleyelim [3]. Şekil 1.5 de Sonotech firması tarafından üretilen kireç yakma deneyini inceleyelim. Daha sonra ki şekilde de darbeli ve normal yanma arasındaki kireçlenme oranlarındaki farkı gözetmektedir. Burada darbeli yanmanın farkını açıkça görüyoruz.



Şekil 1.5 Darbeli Kireçlenme Ocağının Şematik Şekli



Şekil 1.6 Kireç taşının darbeli olarak yakılmasıyla, normal yakılması arasındaki fark



Şekil 1.7 Çeşitli Darbeli Yakıcı Tipleri

a) Leyer b) Keller c) Zinn d) Zinn e) Hongo

1.3 Isıtma Uygulamalarında Darbeli Yanmanın Avantajları

Çalışmalar göstermiştir ki darbeli yanma kütle oranlarını, momentum ve ısı transferini artırmıştır (Carvalho,1987;Low,1963;Lyman,1981)[1]. Bunlar titreşim mevcut olduğunda artar, bunun da sınır şartlarını değiştirmeden meydana geldiğine inanılır. Diğer bir söyleyişle türbülansız bölgede ve bir oda içinde bir bölgeden diğer bir bölgeye periyodik gaz taşınımında doğal türbülans oluşumu düzenli bir karışıma yardım edecektir. Gazların taşınımı oda içinde tabakalar oluşumunun etkisini azaltmaya yöneltecektir.

Atıkların yakılmasıyla ilgili çalışmalarda kömür parçacıklarının yanma zamanının azaldığı gözlemlendi (Lyman 1981) . Pulverize olmamış kömürün Rijke darbeli (titreşimli) yakıcıda yüksek verimlerde ve düşük hava fazlalık katsayılarında yakılabildiği görülmüştür. Bu son çalışmalarda da görülmüştür ki Rijke yakma işleminde yanma aniden kararlı halden darbeli (titreşimli) moda geçmesiyle eksoz gazlarındaki kurum tamamen gözden kaybolmuştur, alev epeyce daha yoğun ve alev uzunluğu 0.6-1.2 m den 0.3-0.4 m ye kısalmıştır.

Darbeli yanmanın kararlı yanmaya göre farklarını şöyle sıralayabiliriz.

a) Darbeli yanmanın doğal çevrimi yanma ürünlerini eksoza doğru çıkmasını zorlar. Böylece yanma ürünlerini atmak için bir fan veya baca gerektirmedikinden yatırım ve işletme masrafları azalır.

b) Darbeli yanma oluşması, yanma odası ve eksoz duvarları ile yanma ürünleri arasındaki ısı taşınım oranını artırır. Bu da daha küçük ısı transfer alanı yapmamıza olanak sağlar. Ayrıca ısı verimide artırır.

c) Ocak içindeki gazların ileri geri dalgalanması akustik dalgalar tarafından üretilir. Hava ve yakıt arasındaki tesiri artırarak gerekli hava miktarını azaltır ve daha düşük kalitedeki yakıtların yakılmasına olanak sağlar. Hızlı ve tam yanma sağlar. Fazla hava kullanılmadığından dışarıya atılacak yanma ürünlerinin hacmi de azalacak, böylece eksozdan atılacak ısı enerjide azalacaktır. Tam yanmada kurum ve CO emisyonunda ihmal edilebilir.

d) Yüksek yanma yoğunluğuna erişilecektir. Böylece yanma odası hacmini küçültecektir. Bu da yatırım masraflarını azaltacak ve yanma odası havamı de daha az yer kaplayacaktır.

e) Ayrıca kendiliğinden aspirasyon görevi yapar.

f) Sonuçta, darbeli yanma çeperlere doğru büyük bir ısı kaybı ürettiğinden, yanma nispeten düşük sıcaklıklarda oluşur. Bu düşük sıcaklık yanma şartları altında NOx oluşumu minimize edilir. Bu da çevre kirliliğinin azalmasına bir katkı olacaktır.

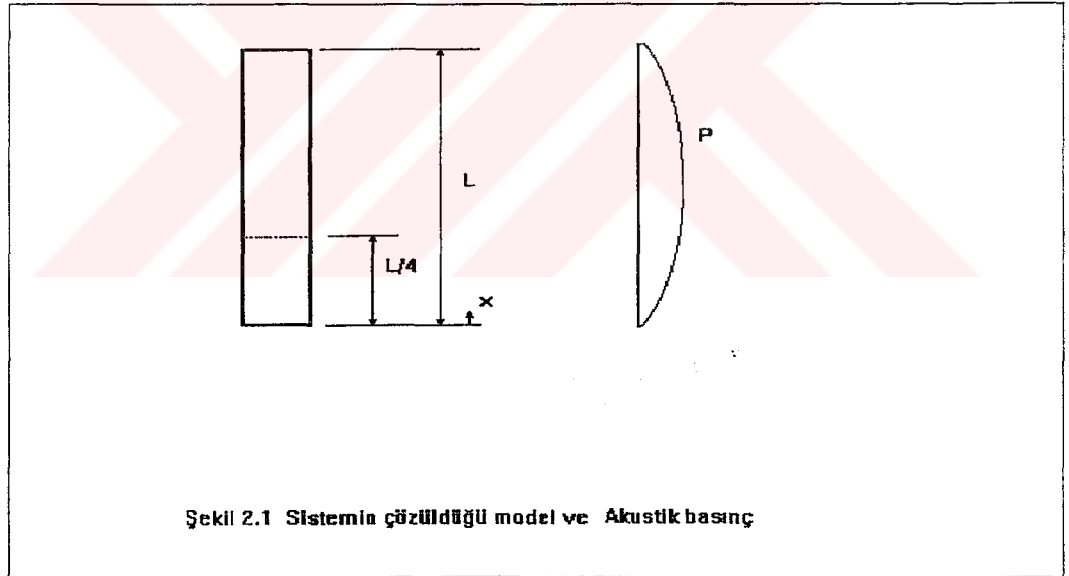
Isı ve kütle transferi oranlarının artırılması ses dalgaları ile olur. Yakıt olarak sıvı ve katı yakıt kullanılması ilave yararlar sağlar.

Dezavantajları; En büyük dezavantajı sestir. Çalışma esnasında çok büyük gürültü çıkarmaktadır. Susturucu ve ses izalasyonu kullanarak bu sorun büyük oranda giderilebilir.

BÖLÜM 2. TEORİK ÇALIŞMA

2.1 Sıkıştırılabilir Gaz Dinamiği

Burada sistemi çözmek için L uzunluğunda bir boru göz önüne alınmıştır. $x=L/4$ e kömür yakmak için ızgara yerleştirilmiştir. Her iki ucu atmosfere açık durum için sistemin çözümü yapıldı. Basınç, hız ve ısının zamana ve konuma göre değişimi bulundu.



Sistemi çözmek için radyasyon ve duvar etkileri ihmal ediliyor. Kabuller ;

- Bir boyutlu kabul ediliyor.
- Ayrıca ısı diffüzyon ve
- Dış kuvvet etkileri ihmal edilerek denklemler çözülüyor.

Aşağıdaki temel eşitlikleri kullanılarak temel bir ifade çıkarabiliriz.

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho (\nabla \cdot V) = 0 \quad \text{Kütlenin korunumu denklemi} \quad (1).$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\nabla \cdot P. \quad \text{momentum denklemi} \quad (2)$$

$$\rho \frac{De}{Dt} = -P(\nabla \cdot V) \quad \text{Enerji denklemi} \quad (3)$$

$$\rho \frac{Dy_i}{Dt} = w_i \quad (i=1,2,3,\dots,s) \quad \begin{array}{l} y_i(\text{kg/kar. kg}) \\ w_i (\text{kg/m.s}) \end{array} \quad (4).$$

$$\sum_{i=1}^s \frac{Dy_i}{Dt} = 0 \quad \begin{array}{l} w_i = \rho \cdot M_i \cdot \sum V_{ij} \cdot \partial \lambda_i / \partial t \\ M(\text{kg/mol}) \quad \lambda(\text{reak molu/kar. molu}) \\ V_i (\text{Stokiyometrik katsayı}) \end{array}$$

1 ve 3 denklemlerinden

$$\frac{De}{Dt} = \frac{P}{\rho^2} \frac{D\rho}{Dt} \Rightarrow \frac{DS}{Dt} = 0 \quad (5)$$

$$de = T \cdot dS - P \cdot d\left(\frac{1}{\rho}\right) + \sum_{i=1}^s \left(\frac{\mu_i}{M_i}\right) dy_i \quad (6)$$

$$\mu_i = \left(\frac{\partial E}{\partial n_i}\right)_{S,V} = \left(\frac{\partial H}{\partial n_i}\right)_{S,P} = \left(\frac{\partial A}{\partial n_i}\right)_{T,V} = \left(\frac{\partial F}{\partial n_i}\right)_{T,P} \quad (7)$$

6 nolu eşitlik hem kapalı hem de açık sistemler için doğrudur. Eşitlik 5 ve 6 yı birleştirelim. (8 nolu denklem ile)

$$\frac{dn_i}{dt} = \sum_{i=1}^n V n \frac{d\lambda_i}{dt} \quad (8)$$

$$\frac{DS}{Dt} = -\frac{1}{T} \sum_1^N \left(\frac{\mu_i}{M_i}\right) \frac{Dy_i}{Dt} \quad (9)$$

$$\rho = \rho(P, S, y_i) \dots i = 1, 2, \dots, N$$

$$\frac{D\rho}{Dt} = \left(\frac{\partial \rho}{\partial P} \right)_{s, y_i} \cdot \frac{DP}{Dt} + \left(\frac{\partial \rho}{\partial S} \right) \frac{DS}{Dt} + \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial \rho}{\partial y_i} \right) \frac{Dy_i}{Dt} \quad (10)$$

$$\frac{\partial P}{\partial \rho} = \frac{1}{a^2} \cdot \frac{DP}{Dt} + \left(\frac{\partial P}{\partial S} \right)_{\rho, y_i} \left[\frac{DS}{Dt} - \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial S}{\partial y_i} \right)_{\rho, \rho, y_i} \cdot \frac{Dy_i}{Dt} \right] \quad (11)$$

$$\partial P / \partial \rho = a^2$$

$$\frac{D\rho}{Dt} = \frac{1}{a^2} \cdot \frac{DP}{Dt} - T \cdot \rho \cdot \frac{\beta}{C_p} \cdot \left[\frac{DS}{Dt} - \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial S}{\partial y_i} \right) \frac{Dy_i}{Dt} \right] \quad (12)$$

$$\beta = \frac{1}{V} \cdot \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right) \quad (13)$$

$$dS = \left(\frac{\partial S}{\partial P} \right) \cdot dP + \left(\frac{\partial S}{\partial T} \right) \cdot dT + \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial S}{\partial y_i} \right) \cdot dy_i \quad (14)$$

$$\left(\frac{\partial S}{\partial y_i} \right) = \left(\frac{\partial S}{\partial y_i} \right) + \left(\frac{\partial S}{\partial T} \right) \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial y_i} \right) + \left(\frac{\partial S}{\partial P} \right) \cdot \left(\frac{\partial P}{\partial y_i} \right) \quad (15)$$

son terim 0 ve ikinci terim $(C_p / \beta \cdot T \cdot \rho) \cdot (\partial P / \partial y_i)$ ise

$$\frac{D\rho}{Dt} = \frac{1}{a^2} \cdot \frac{DP}{Dt} + \frac{T \cdot \rho \cdot \beta}{C_p} \cdot \left[\frac{DS}{Dt} - \sum_{i=1}^N \left\{ \left(\frac{\partial S}{\partial y_i} \right) \frac{Dy_i}{Dt} + \frac{C_p}{\beta \cdot T \cdot \rho} \left(\frac{\partial P}{\partial y_i} \right) \frac{Dy_i}{Dt} \right\} \right] \quad (16)$$

Burada 9 nolu eşitliği kullanalım.

$$\frac{D\rho}{Dt} = \frac{1}{a^2} \frac{DP}{Dt} + \frac{T \cdot \rho \cdot \beta}{C_p} \sum_{i=1}^N \left[\frac{C_p}{\beta \cdot T \cdot \rho} \left(\frac{\partial P}{\partial y_i} \right) + \frac{1}{T} \frac{\mu_i}{M_i} + \left(\frac{\partial S}{\partial y_i} \right) \right] \frac{Dy_i}{Dt} \quad (17)$$

Bununla birlikte 6 eşitliğinden

$$\left(\frac{\mu_i}{M_i}\right) = \left(\frac{\partial f}{\partial y_i}\right) = \left(\frac{\partial h}{\partial y_i}\right)_{p,T} - T \left(\frac{\partial S}{\partial y_i}\right) \quad (18)$$

$$\frac{Dp}{Dt} = \frac{1}{a^2} \frac{DP}{Dt} + \rho \sum_1^N \left[\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial P}{\partial y_i}\right)_{p,T,y_i} + \frac{\beta}{C_p} \left(\frac{\partial h}{\partial y_i}\right)_{p,T,y_i} \right] \frac{Dy_i}{Dt} \quad (19)$$

İdeal gaz için $\beta=1/T$

$$\frac{Dp}{Dt} = \frac{1}{a^2} \frac{DP}{Dt} + \sum_1^N \left[\left(\frac{\partial p}{\partial y_i}\right) + \frac{\rho}{C_p \cdot T} \left(\frac{\partial h}{\partial y_i}\right) \right] \frac{Dy_i}{Dt} \quad (20)$$

Reaksiyon olmayan durum için şöyle olurdu.

$$\frac{Dp}{Dt} = \frac{1}{a^2} \frac{DP}{Dt} \quad (21)$$

$$\frac{Dq}{Dt} = - \sum_1^N \left(\frac{\partial h}{\partial y_i}\right) \frac{Dy_i}{Dt} \quad (22)$$

$$\frac{Dq}{Dt} = - \left(\frac{Dh_{chem}}{Dt}\right)_{p,T} \quad (23)$$

$$\frac{Dp}{Dt} = \frac{1}{a^2} \frac{DP}{Dt} - \frac{\rho}{C_p \cdot T} \frac{Dq}{Dt} \quad (24)$$

$1/T$ yerine $\gamma \cdot R / a^2$ koyalım.

$$\frac{\gamma \cdot R}{a^2 \cdot C_p} = \frac{C_p \cdot (C_p - C_v)}{a^2 \cdot C_p \cdot C_v} = \frac{1}{a^2} (\gamma - 1) \quad (25)$$

$$\frac{Dp}{Dt} = \frac{1}{a^2} \frac{DP}{Dt} - \rho \frac{(\gamma - 1)}{a^2} \frac{Dq}{Dt} \quad (26)$$

26 nolu denklem ısı ilaveli akışı ifade eder. Buna ısı ilaveli model diyebiliriz. Bu ifade çoğu yanma işleminde kullanılır.

2.2 Bir Boyutlu Kararsız Akustik Akış

Bir boyutlu kararsız akustik temel eşitlikler

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho(\nabla \cdot V) = 0 \quad \text{süreklilik} \Rightarrow \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} = 0 \quad (27)$$

$$\rho \frac{DV}{Dt} = -\nabla P \quad \text{momentum} \Rightarrow \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} = 0 \quad (28)$$

$$\frac{D\rho}{Dt} = \frac{1}{a^2} \frac{DP}{Dt} - \rho \frac{(\gamma-1)}{a^2} \frac{Dq}{Dt} \quad (26)$$

$$a^2 \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} \right] = \frac{\partial P}{\partial x} + u \frac{\partial P}{\partial x} - \rho(\gamma-1) \left(\frac{\partial q}{\partial t} + u \frac{\partial q}{\partial x} \right) \quad (29)$$

$\rho = \rho_0 + \delta\rho$ ve $P = P_0 + \delta P$ olarak kabul edebiliriz.

$$\frac{\delta P}{\gamma P_0} = s_p \ll 1 \quad \text{ve} \quad \frac{u}{a_0} \ll 1 \quad a_0^2 = \frac{\gamma P_0}{\rho_0} = \text{sabit}$$

$$\frac{\partial(\delta\rho)}{\partial t} + \rho_0 \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (30)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial(\delta P)}{\partial x} = 0 \quad (31)$$

$u \frac{\partial \rho}{\partial x}$ ve $u \frac{\partial u}{\partial x}$ ihmal edilmiştir.

$$\frac{\partial(\delta\rho)}{\partial t} = \frac{1}{a_0^2} \frac{\partial(\delta P)}{\partial t} - \frac{\rho_0}{a_0^2} (\gamma-1) \frac{\partial q}{\partial t} \quad (32)$$

$u(\partial q / \partial x)$ ihmal edilmiştir. 30 ve 31 nolu denklemlerin dt ye göre türevini alalım.

$$\frac{\partial^2(\delta\rho)}{\partial t^2} + \rho \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} = 0 \quad (a) \quad \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial^2(\delta P)}{\partial x \partial t} = 0 \quad (b)$$

Aynı şekilde ∂x göre türevlerini alalım.

$$\frac{\partial^2(\delta\rho)}{\partial t \cdot \partial x} + \rho_0 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = 0 \quad (c) \quad \frac{\partial^2 u^2}{\partial t \cdot \partial x} + \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial^2(\delta P)}{\partial x^2} = 0 \quad (d)$$

Ayrıca 32 nolu denklemde ∂t ye göre türevini alalım.

$$\frac{\partial^2(\delta\rho)}{\partial t^2} = \frac{1}{a_0^2} \frac{\partial^2(\delta P)}{\partial t^2} - \frac{\rho_0}{a_0^2} (\gamma - 1) \frac{\partial^2 q}{\partial t^2} \quad \text{Burada (a) denklemini}$$

$$-\rho_0 \frac{\partial^2 u}{\partial x \cdot \partial t} = \frac{1}{a_0^2} \frac{\partial^2(\delta P)}{\partial t^2} - \frac{\rho_0}{a_0^2} (\gamma - 1) \frac{\partial^2 q}{\partial t^2} \quad \text{Buraya (d) denklemini}$$

$$-\rho_0 \left(-\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial^2(\delta P)}{\partial x^2} \right) = \frac{1}{a_0^2} \frac{\partial^2(\delta P)}{\partial t^2} - \frac{\rho_0}{a_0^2} (\gamma - 1) \frac{\partial^2 q}{\partial t^2} \quad (33)$$

Bunları sadeleştirelim.

$$\frac{\partial^2(\delta P)}{\partial t^2} - a_0^2 \frac{\partial^2(\delta P)}{\partial x^2} = \rho_0 (\gamma - 1) \frac{\partial^2 q}{\partial t^2} \quad \text{bunu } \gamma \cdot P_0 \text{ ile bölelim.}$$

$$P_0 \cdot V_0 = m \cdot R \cdot T \Rightarrow P_0 = \rho_0 \cdot R \cdot T$$

$$\frac{\rho_0}{P_0} \left(1 - \frac{1}{\gamma} \right) = \frac{\rho_0}{P_0} \left(\frac{C_p - C_v}{C_p} \right) = \frac{\rho_0 R}{P_0 \cdot C_p} = \frac{\rho_0 \cdot R}{\rho_0 \cdot R \cdot T \cdot C_p} = \frac{1}{T \cdot C_p} \quad (34)$$

$$\frac{\partial^2 s_p}{\partial t^2} - a_0^2 \frac{\partial^2 s_p}{\partial x^2} = \frac{\rho_0 (\gamma - 1)}{\gamma \cdot P_0} \frac{\partial^2 q}{\partial t^2} \quad (35)$$

$$\left| \frac{\partial^2 s_p}{\partial t^2} - a_0^2 \frac{\partial^2 s_p}{\partial x^2} = \frac{\partial^2}{\partial t^2} \left(\frac{q}{C_p \cdot T_0} \right) \right. \quad (36)$$

Şimdi $q=0$ farzedelim ve akışlar reaktif değil, 32 nolu denklemi ∂x göre türev alalım.

$$\frac{\partial^2(\delta p)}{\partial t \cdot \partial x} = \frac{1}{a_0^2} \frac{\partial(\delta P)}{\partial t \cdot \partial x} \quad \text{Burada c ve b denklemini} \quad (37)$$

$$-\rho_0 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{1}{a_0^2} \left(-\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \cdot \rho_0 \right) \Rightarrow \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{1}{a_0^2} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad (38)$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - a_0^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = 0 \quad (39)$$

Denklemlerimiz şunlardır.

$\frac{\partial^2 s_p}{\partial t^2} - a_0^2 \frac{\partial^2 s_p}{\partial x^2} = \frac{\partial^2}{\partial t^2} \left(\frac{q}{Cp \cdot T_o} \right)$	(36)

$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - a_0^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = 0$	(39)

Bunları değişkenlere ayırma metoduyla çözelim. (önce q=0 için)

$$S_p(x, t) = F(x) \cdot G(t) \quad (40)$$

$$\frac{\partial^2 s_p}{\partial x^2} = F''(x) \cdot G(t) \quad (a) \qquad \frac{\partial^2 s_p}{\partial t^2} = F(x) \cdot G''(t) \quad (b) \quad (41.a-b)$$

Bunları (36) nolu denklemde yerine koyalım.

$$\frac{F''}{F} = \frac{1}{a_0^2} \frac{G''}{G} = \lambda^2 \quad \text{Özdeğer Problemi (Sturm-Croville Problemi)} \quad (42)$$

$$F'' - \lambda^2 \cdot F = 0 \quad 0 < X < l \quad F(0) = 0 \quad F(L) = 0 \quad (43)$$

$$'' - a_0^2 \cdot \lambda^2 \cdot G = 0 \quad t > 0 \quad (44)$$

$$F = A \cdot \cosh \lambda x + B \cdot \sinh \lambda x \quad \text{sınır şartları için çözüm} \quad (45)$$

NOT:

$\cosh \mu = 0$	$\mu = i(n + \frac{1}{2})$	$\sinh = \frac{e^x - e^{-x}}{2}$
$\sin \mu = 0$	$\mu = i \cdot \pi \cdot n$	
$\sinh(i\mu) = i \cdot \sin \mu$		$\cosh x = \frac{e^x + e^{-x}}{2}$
$\cosh(i\mu) = \cos \mu$		

Burada denklemimizi her iki ucu açık boru için çözeceğiz. Sınır şartlarımızda buna göre verdik. Deneyleride her iki ucu açık boruda gerçekleştirdik.

$$F(0)=0 \quad \Rightarrow \quad 0=A+0 \quad A=0$$

$$F(L)=0 \quad \Rightarrow \quad 0=B \cdot \sinh(\lambda L) \quad B \neq 0$$

$$\sinh(\lambda L)=0 \quad \lambda \cdot L = i \cdot n \cdot \pi \quad -\lambda^2 = \frac{n^2 \cdot \pi^2}{L^2} \quad \text{öz fonksiyon} \quad (46)$$

$$F(x)=B \cdot \sinh\left(\frac{i \cdot n \cdot \pi}{L} \cdot x\right) = i \cdot B \cdot \sin\left(\frac{n \cdot \pi}{L} \cdot x\right)$$

$$i \cdot B = B \quad \Rightarrow \quad F(x) = B \cdot \sin\left(\frac{n \cdot \pi}{L} \cdot x\right) \quad (47)$$

$$G'' + a_0^2 \cdot \frac{n^2 \cdot \pi^2}{L^2} G(t) = 0$$

$$G(t) = Cn \cdot \cos\left(\frac{n \cdot \pi \cdot a_0}{L} \cdot t\right) + Dn \cdot \sin\left(\frac{n \cdot \pi \cdot a_0}{L} \cdot t\right) \quad (48)$$

$$s_p(x, t) = \sum_1^{\infty} B \cdot \sin\left(\frac{n \cdot \pi}{L} \cdot x\right) \left[Cn \cdot \cos\left(\frac{n \cdot \pi \cdot a_0}{L} \cdot t\right) + Dn \cdot \sin\left(\frac{n \cdot \pi \cdot a_0}{L} \cdot t\right) \right] \quad (49)$$

$$B * Cn = C \quad B * Dn = D \quad \text{diyelim.}$$

$$s_p(x, t) = \sum_1^{\infty} \sin\left(\frac{n \cdot \pi}{L} \cdot x\right) \left[C \cdot \cos\left(\frac{n \cdot \pi \cdot a_0}{L} \cdot t\right) + D \sin\left(\frac{n \cdot \pi \cdot a_0}{L} \cdot t\right) \right] \quad (50)$$

$$w_n = \frac{n \cdot \pi \cdot a_0}{L} = \frac{2 \cdot \pi}{Tn} = 2 \cdot \pi \cdot f_n \quad Tn = \frac{2 \cdot L}{n \cdot a_0} \quad (\text{periyot}) \quad f_n = \frac{n \cdot a_0}{2 \cdot L} \quad (\text{frekans})$$

Burada ilk şarttan $s_p(x, 0) = f(x) = 0$

$s_p(x, 0) = \sum C \cdot \sin(n \cdot \pi \cdot x / L)$ Burada ortogonaliteden faydalanarak

$$C = \frac{2}{l} \int_0^l f(x) \cdot \sin\left(\frac{n \cdot \pi}{L} \cdot x\right) \cdot dx = 0 \quad (51)$$

$$s_p(x, t) = \sum_1^{\infty} Dn \cdot \sin\left(\frac{n \cdot \pi}{L} \cdot x\right) \cdot \sin(w_n \cdot t) \quad (52)$$

Birde hız denklemini bulalım.

$$U(x, t) = F(x) \cdot G(x) \quad (53)$$

$$F = A \cdot \cosh \lambda x + B \cdot \sin \lambda x \quad (54)$$

$$F' = \lambda. A. \sinh \lambda x + B. \lambda. \cosh \lambda x \quad (55)$$

$$F'(0) = 0 \quad 0 = B. \lambda \quad B = 0$$

$$F'(L) = 0 \Rightarrow 0 = \lambda. A. \sinh \lambda L \Rightarrow \lambda. L = i. n. \pi \quad -\lambda^2 = \frac{n^2. \pi^2}{L^2}$$

$$F(x) = A. \cosh \left(i. \frac{n. \pi}{L} . x \right) = A. \cos \left(\frac{n. \pi}{L} . x \right) \quad (56)$$

$$u(x, t) = \sum_1^N A. \cos \left(\frac{n. \pi}{L} . x \right) \left[Cn. \cos w_n. t + Dn. \sin w_n. t \right] \quad (58)$$

$$A. Cn = C \quad A. Dn = D \quad \text{olsun.}$$

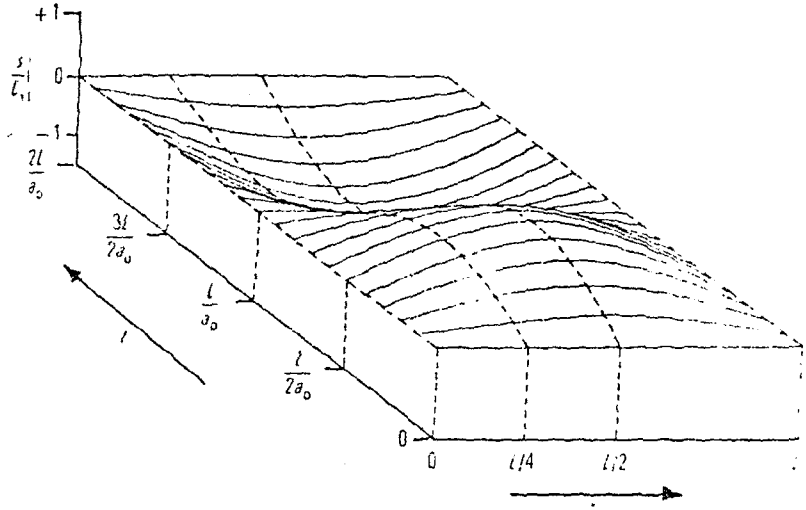
$$u(x, t) = \sum_1^N \cos \left(\frac{n. \pi}{L} . x \right) \left[C. \cos w_n. t + D. \sin w_n. t \right] \quad (59)$$

$$\frac{du}{dt}(x, 0) = g(x) = 0$$

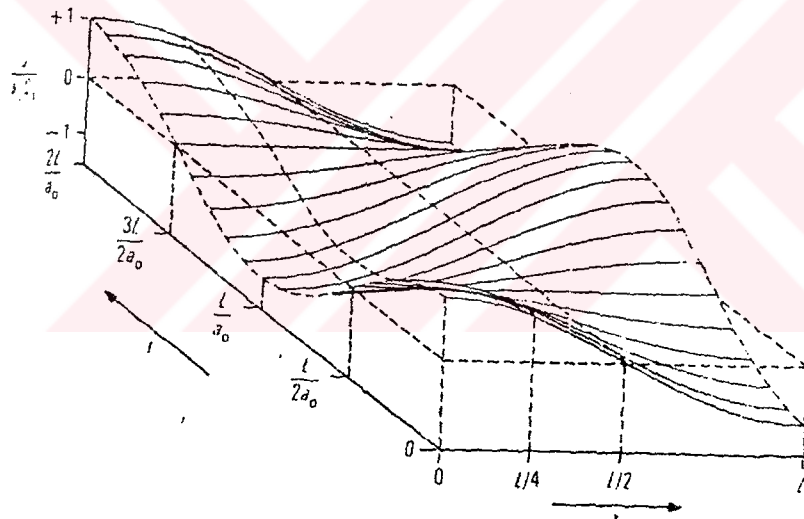
$$D = \sum \cos \left(\frac{n. \pi}{L} . x \right) . D. w_n \quad \text{Ortogonalite} \quad D = \frac{2}{L} \int_0^L g(x) \cos \left(\frac{n. \pi}{L} . x \right) . dx = 0$$

$$\boxed{u(x, t) = \sum_1^N C. \cos \frac{n. \pi}{L} . x. \cos w_n. t} \quad (60)$$

Burada $u(0,0)=?$ deęerini girerek C sabitinide bulabiliriz.



Şekil 2.1. Boyutsuz basınç grafiği



Şekil 2.2 Boyutsuz hız grafiği

$$\frac{1}{C_p \cdot T_0} \left(\frac{\partial q}{\partial t} \right) = k \cdot s \quad \text{Olarak kabul edebiliriz. Bu deneysel olarak ispatlanmıştır.}$$

[4] Bu durumda ısı ilaveli denklemlerimiz şöyle olur.

$$\frac{\partial^2 s_p}{\partial t^2} - a_0^2 \cdot \frac{\partial^2 s_p}{\partial x^2} - k \cdot \frac{\partial s_p}{\partial t} = 0 \quad (61)$$

$$s_p(x, t) = F(t) \cdot G(x) \quad (40)$$

$$F'' \cdot G - \alpha_0^2 \cdot F \cdot G'' - k \cdot F' \cdot G = 0$$

$$G(F'' - k \cdot F') = \alpha_0^2 \cdot F \cdot G'' \Rightarrow \frac{F'' - k \cdot F'}{F} = \frac{\alpha_0^2 \cdot G''}{G} = -\lambda^2$$

$$F'' - k \cdot F' + \lambda^2 \cdot F = 0$$

$$\alpha^2 - k \cdot \alpha + \lambda^2 = 0$$

$$\Delta = k^2 - 4\lambda^2$$

$$\alpha = \frac{k \mp \sqrt{k^2 - 4\lambda^2}}{2}$$

$$F(t) = e^{\frac{\kappa t}{2}} \left(A \cdot \cos\left(\frac{\sqrt{4\lambda^2 - k^2}}{2} t\right) + B \cdot \sin\left(\frac{\sqrt{4\lambda^2 - k^2}}{2} t\right) \right) \quad (62)$$

$$\alpha_0 \cdot G'' + \lambda^2 \cdot G(x) = 0$$

$$\alpha_0^2 \cdot \alpha^2 + \lambda^2 = 0$$

$$\alpha^2 = \mp \frac{\lambda}{\alpha_0} i$$

$$G(x) = C \cdot \cos\left(\frac{\lambda}{\alpha_0} x\right) + D \cdot \sin\left(\frac{\lambda}{\alpha_0} x\right) \quad (63)$$

$$s_p(t, x) = e^{\frac{\kappa t}{2}} \left[A \cos\left(\frac{\sqrt{4\lambda^2 - k^2}}{2} t\right) + B \sin\left(\frac{\sqrt{4\lambda^2 - k^2}}{2} t\right) \right] \left[C \cos\frac{\lambda}{\alpha_0} x + D \cdot \sin\frac{\lambda}{\alpha_0} x \right] \quad (65)$$

$$m = \frac{\sqrt{4\lambda^2 - k^2}}{2} \quad \text{olsun.} \quad (66)$$

$$s_p(t,0) = 0 = e^{\frac{k.t}{2}} \cdot (A \cdot \cos mt + B \cdot \sin mt)C \Rightarrow C = 0$$

$$s_p(t,L) = 0 = e^{\frac{k.t}{2}} (A \cdot \cos mt + B \cdot \sin mt) \cdot D \cdot \sin \frac{\lambda}{a_0} L$$

$$\frac{\lambda}{a_0} L = n \cdot \pi \quad \lambda = \frac{n \cdot \pi \cdot a_0}{L} \quad \frac{n \cdot \pi \cdot a_0}{L} \gg \frac{k}{2}$$

$$A \cdot D = A_n \quad B \cdot D = B_n$$

$$s_p(t,x) = \sum_1^{\infty} e^{\frac{k.t}{2}} \cdot \sin\left(\frac{n \cdot \pi}{L} x\right) \left[A_n \cdot \sin\left(\frac{n \cdot \pi \cdot a_0}{L} t\right) + B_n \cdot \cos\left(\frac{n \cdot \pi \cdot a_0}{L} t\right) \right] \quad (67)$$

Giriş şartlarına göre A_n ve B_n i buluruz.

$$s_p(0,x)=0=\sum \sin(n \cdot \pi \cdot x/L) \cdot B_n \Rightarrow B_n=0$$

$$s_p(t,x) = \sum_1^{\infty} e^{\frac{k.t}{2}} \cdot A_n \cdot \sin\left(\frac{n \cdot \pi}{L} x\right) \cdot \sin\left(\frac{n \cdot \pi}{L} a_0 \cdot t\right) \quad (68)$$

Şimdide sistemin ısısını bulalım.

$$\frac{1}{C_p \cdot T_0} \left(\frac{\partial q}{\partial t} \right) = k \cdot s_p \quad (69)$$

$$\partial q = C_p \cdot T_0 \cdot s_p \cdot \partial t$$

$$q = C_p \cdot T_0 \cdot \int \sum_1^{\infty} e^{\frac{k.t}{2}} \sin\left(\frac{n \cdot \pi}{L} x\right) \cdot (A_n \cdot \sin w_n \cdot t + B_n \cdot \cos w_n \cdot t) \partial t$$

$$q = C_p \cdot T_0 \cdot \sum_1^{\infty} \sin\left(\frac{n \cdot \pi}{L} x\right) \cdot \int e^{\frac{k.t}{2}} (A_n \cdot \sin w_n \cdot t + B_n \cdot \cos w_n \cdot t) dt \quad (70)$$

$$q = C_p T_0 \sum_1^{\infty} \sin \frac{n\pi}{L} x \cdot e^{\frac{k \cdot t}{2}} \left(\frac{A_n \left(\frac{k}{2} \right) \cdot \sin w_n t - A_n \cdot w_n \cdot \cos w_n \cdot t}{\frac{k^2}{4} + w_n^2} \right) +$$

$$e^{\frac{k \cdot t}{2}} \left(\frac{B_n \cdot \frac{k}{2} \cdot \cos w_n \cdot t + B_n \cdot w_n \cdot \sin w_n \cdot t}{\frac{k^2}{4} + w_n^2} \right) \quad (71)$$

$$q = C_p T_0 \sum_1^{\infty} \sin \frac{n\pi}{L} x e^{\frac{k \cdot t}{2}} \left(\frac{A_n \frac{k}{2} \sin w_n t - A_n w_n \cos w_n t + B_n \frac{k}{2} \cos w_n t + B_n w_n \sin w_n t}{w_n^2} \right) \quad (72)$$

$$q = \frac{C_p \cdot T_0}{2w_n^2} \sum_1^{\infty} \sin \frac{n\pi}{L} x \cdot e^{\frac{kt}{2}} \left[(A_n k + 2B_n w_n) \sin w_n t - (2A_n w_n - B_n k) \cos w_n t \right] \quad (73)$$

Bn=0 ı koyarsak

$$q = \frac{C_p \cdot T_0}{2w_n^2} \cdot \sin \frac{\pi}{L} \cdot x \cdot e^{\frac{kt}{2}} A_n \left[k \cdot \sin w_n t - 2w_n \cos w_n t \right] \quad (74)$$

BÖLÜM 3. DENEYSEL ÇALIŞMA

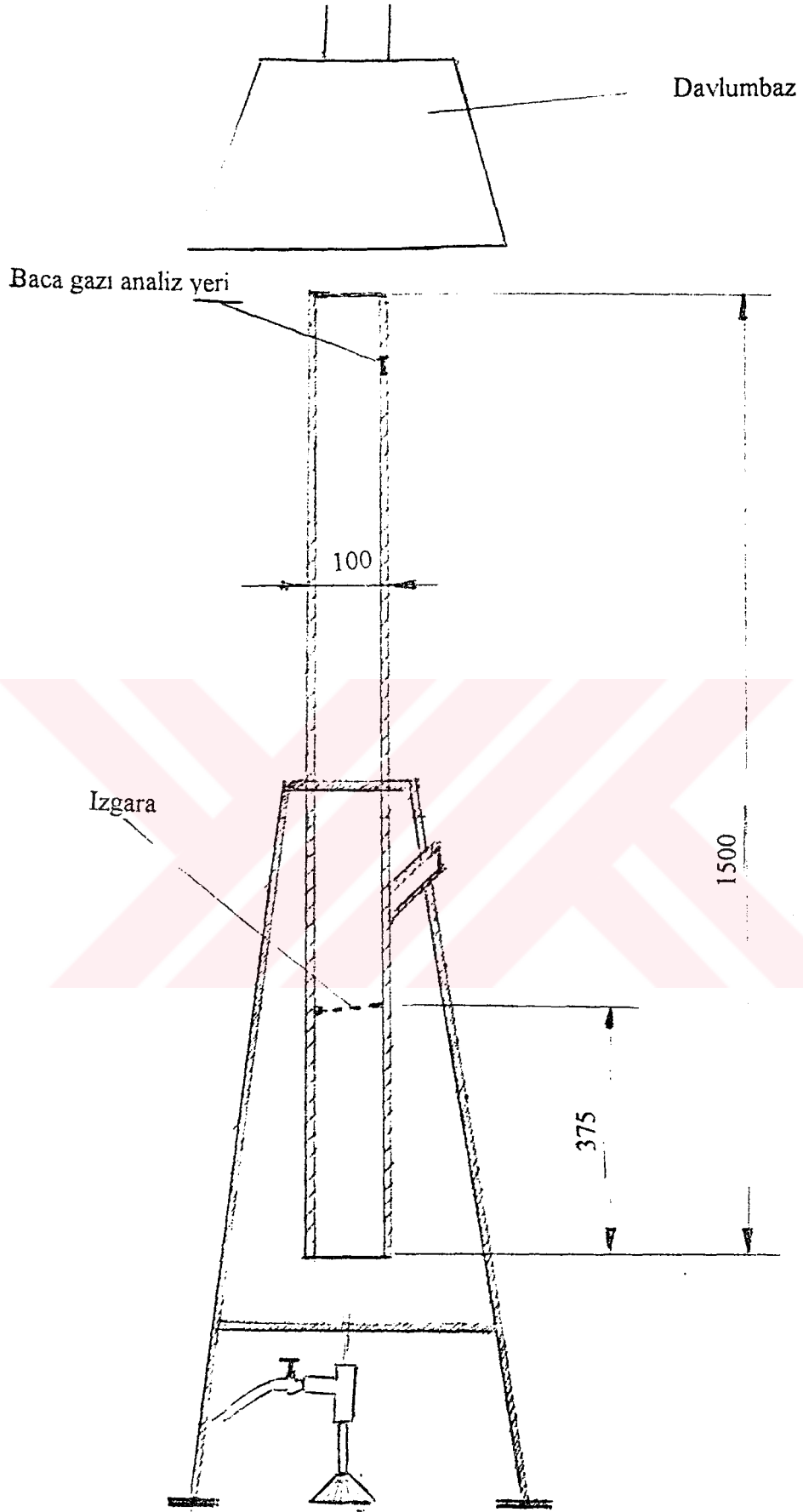
3.1 DENEY DÜZENEGİ

Deneyde kullandığımız tesisat şekil 3.1 de gösterilmiştir. Deney düzeneği 1.5 m boyundaki bir borudur. Bu borunun alttan itibaren 1/4 lük kısmına ızgara yerleştirilmiştir. Ayrıca yanan duman gazlarını dışarı atmak için, davlumbaza bir aspiratör bağlanmıştır.

Davlumbazın bir tarafı, kömür yüklemesinin ocağın üstünden yapılmasına imkan verebilecek şekilde yapıldı. Ayrıca borunun üst kısmına bir delik açılarak, baca gazı analizlerinin buradan yapılması sağlandı. Dijital gaz analizörü kullanılarak duman gazı içindeki CO_2 , CO , O_2 , SO_2 , NO_x , hava fazlalık katsayısı ve sıcaklık ölçümleri yapıldı. Kömürün ilk tutuşmasını sağlamak için bir tüpgaz ve brülör kullanıldı.

3.2 Deneyin Yapılışı

Kömürün ilk tutuşturulması LPG gaz ile alttan yapılmıştır. Daha sonra kömürün yüklenmesi ise, 50'er gramlık paketler halinde tartılan kömürler üstten yüklenmiştir. Deneylerde üç farklı boyutta kömürün yanması denenmiştir. İlk kömürümüz 0-2 mm çapındaki tunçbilek kömürüdür. Bu kömürün porozitesi fazla olduğu için gerekli olan darbeli yanma gerçekleştirilemedi. Kömür toz halinde olduğu için, yanma daha tam olarak gerçekleşmeden kömürün bir kısmı ızgaradan aşağıya, bir kısmı da bacadan yanma odasını terketti. Bu da titreşim



Şekil 3.1 Deney Tesisatı

için gerekli olan ısının oluşmasına engelledi. Bu yüzden, bu kömürde gerekli ölçümleri yapamadık.

Aynı tunçbilek kömürünün 5-8 mm çapındaki deneylerinde ise, istenilen darbeli yanma gerçekleştiriliyor, fakat bu olay fazla uzun sürmüyordu. Çünkü, kısa bir süre sonra içeride cüruf oluşuyor ve ocağın tıkanmasına sebep oluyordu. Bu sonuçlardan anlaşıyor ki, elimizdeki bu ızgarayla tunçbilek kömürünü uygun şartlarda yakamıyoruz. Elimizde iki farklı çapta ızgara bulunuyor. Bu her iki ızgarayla da yaptığımız deneylerde yeterli sonucu alamıyoruz.

Tablo 3.1 Kömürlerin basit analizi

Kömür cinsi	Uçucu madde (%)	Sabit karbon (%)	Nem (%)	Kül (%)
Çan	33.99	35.52	16.81	13.68
Tunçbilek	23.90	30.23	18.37	27.50

Deneylerde yanma odasına alttan kompresör vasıtasıyla hava üflenmiştir. Havanın kesildiği durumlarda içeride oluşan titreşimin (ses) belli bir süre sonunda sönümlendiği görülmüştür. Bu yüzden deney boyunca hava kesilmemiştir. Çan kömüründe bu iki farklı ızgarayla denendi. Küçük çaplı ızgaranın, yeterli havanın akışını engellemesinden olacak ki, ses oluşmadı. Daha büyük çaplı ızgarayla yapılan deneyde istediğimiz sonuca ulaşıldı.

Çan kömürü üç farklı hava debisinde yakıldı. Kompresörün hava debisini dar bir aralıkta değiştirilebildiğinden ve küçük hava debilerinde ses oluşmadığı için üç farklı hava debisinde deney yapılmıştır. Yanma kararlı hale geldikten sonra 3 er dakika aralıklarla baca gazı analizleri yapıldı. Daha sonra bunlar tablo ve grafik halinde sunuldu.

Daha sonra ise akustik titreşim oluşturulmadan bir deney yapıldı. Bunun da baca gazı analizleri yapıldı. Daha önceki değerlerle karşılaştırılması yapıldı. Ayrıca sistem akustik titreşim halindeyken ses kayıtları alındı. Bunlardan frekans ölçümleri yapıldı. Termoeleman ve osiloskop vasıtasıyla sıcaklığın frekansı ölçülmeye çalışıldı.

BÖLÜM 4. DENEY SONUÇLARI

4.1 Deneylerin Sonuçları

Sonuçlar tablo halinde aşağıda verilmiştir. Ölçümler yanma kararlı hale geldikten sonra yapılmaya başlanmıştır. Ölçümler üçer dakikalık arayla yapılmıştır.

Tablo 4.1 1000 Nm³/h kompressör debisindeki deney sonuçları

zaman (dak)	O ₂ (%)	CO (ppm)	CO ₂ (%)	λ	SO ₂ (ppm)	NO _x (ppm)	T (C°)
3	14,1	74	16,3	3,01	1127	116	430
6	13,4	86	12,0	2,80	988	172	431
9	12,7	98	7,7	2,50	849	228	433
12	11,3	77	8,9	2,20	1146	256	480
15	10,0	56	10,1	1,91	1443	284	530
18	9,6	71	10,4	1,85	1576	321	520
21	9,3	87	10,7	1,80	1709	358	512
24	9,7	72	10,4	1,86	1640	329	510
27	10,0	55	10,1	1,91	1570	300	509
30	10,2	52	9,9	1,95	1625	282	504
33	10,4	50	9,7	1,98	1679	263	500
36	10,0	59	10,1	1,91	1218	235	369

Izgara alanı $A = \pi \cdot r^2 = \pi \cdot (0.1)^2 = 0.0314 \text{ m}^2$ dir.

Bu deneyde 50 dakikada 1.6 kg kömür yakılabilmektedir. Bunun debisi 1.920 kg/h yapar.

Kömür besleme debimiz $= \frac{1.920}{0.0314} = 61.1 \text{ kg / m}^2 \cdot \text{saat}$ yapar.

Tablo 4.2 1500 Nm³ /saat kompressör debisindeki deney sonuçları

zaman (dak)	Oksijen (%)	CO (ppm)	CO ₂ (%)	λ	SO ₂ (ppm)	NOx (ppm)	T (C ⁰)
3	9,3	139	10,7	1,80	1503	299	475
6	10,1	111	10,0	1,92	1603	322	464
9	9,5	134	10,5	1,83	1770	317	459
12	10,5	111	9,6	2,01	1582	271	441
15	8,7	125	11,2	1,72	1584	289	468
18	9,4	87	10,6	1,82	95	262	429
21 sesyok	5,9	102	13,8	1,40	258	369	301
24	8,3	193	11,6	1,66	361	237	445
27	6,9	236	12,9	1,49	434	326	490
30	8,0	434	11,9	1,62	376	284	500
33	7,5	316	12,3	1,57	441	316	451
36 sesyok	5,2	325	14,4	1,34	486	357	472
39	7,8	280	12,1	1,59	681	334	579

Bu deneyde bir saat içinde 2 kg kömür yakıldı. Bu deneyde ulaştığımız yanma kararlılığı ve ses sürekliliği çok daha iyiydi. Deneyin 21. ve 36. dakikalarında ölçtüğümüz değerlerde ses yoktu. Burada da görülüyor ki ; hava fazlalık katsayıları en düşük seviyesindedir. Sebebi de akustik bir titreşim olmadığı için sistem kompressörün bastığı hava ile yetinmektedir. Akustik titreşim emilen hava miktarını artırır. Bu deneyde kömür besleme debimiz 63.7 kg/m² .saat dır.

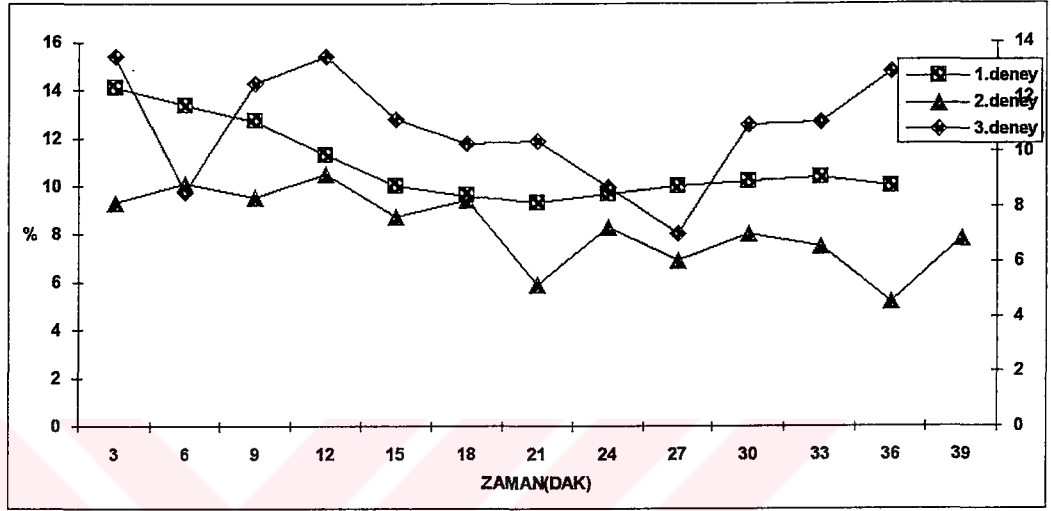
Tablo 4.3 2000 Nm³ /saat daki deney sonuçları

zaman (dak)	O ₂ (%)	CO (ppm)	CO ₂ (%)	λ	SO ₂ (ppm)	NO _x (ppm)	T (C ⁰)
3	13,5	486	6,9	2,79	400	270	425
6	8,5	226	11,4	1,69	521	419	598
9	12,5	322	7,8	2,47	583	293	532
12	13,5	745	6,9	2,79	519	259	447
15	11,2	326	9,0	2,14	558	330	549
18	10,3	253	9,8	1,96	587	363	576
21	10,4	133	9,7	1,98	617	352	577
24	8,7	114	11,2	1,72	615	400	615
27	7,0	134	12,8	1,81	652	423	609
30	11,0	82	9,1	2,11	614	305	592
33	11,1	184	9,1	2,11	577	400	533
36	12,9	241	7,4	2,60	570	296	545

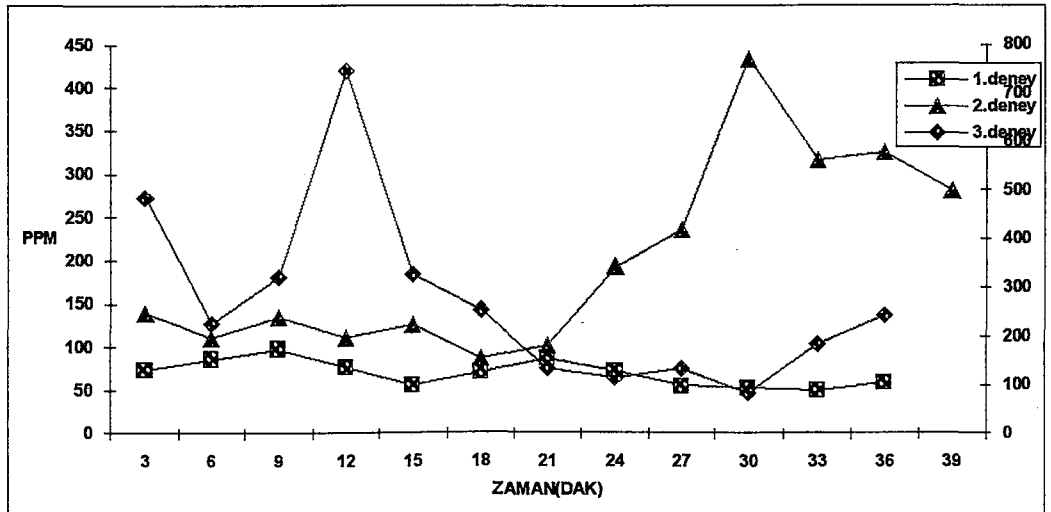
Bu deneyde saatde 2.4 kg kömür yakıldı. Buradan görülüyor ki ; hava debisini artkça yaktığımız kömür miktarı artmaktadır. Fakat hava fazlalık kat-sayısıda artmaktadır. Bu sistemin ısı verimini azaltır. Dışarıya atılan duman miktarının artmasıyla, bununla atılan ısı miktarıda artar.Bu istenilen bir durum değildir. Bu deneyde kömür besleme debisi 74.4 kg/m² .s dır.

4.2 Deneylerin Karşılaştırılması

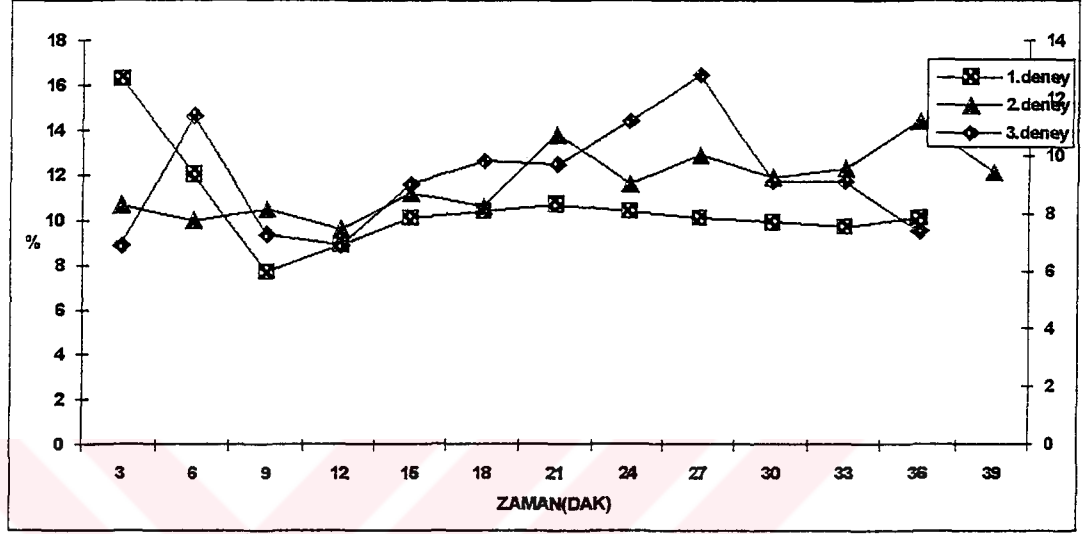
Bundan sonra baca gazı analizlerinde ki CO, CO₂, SO₂, NO_x, λ ve sıcaklığın zamana ve birbirlerine göre değişimleri verilmiştir. Bunlar grafik halinde aşağıda sunulmuştur.



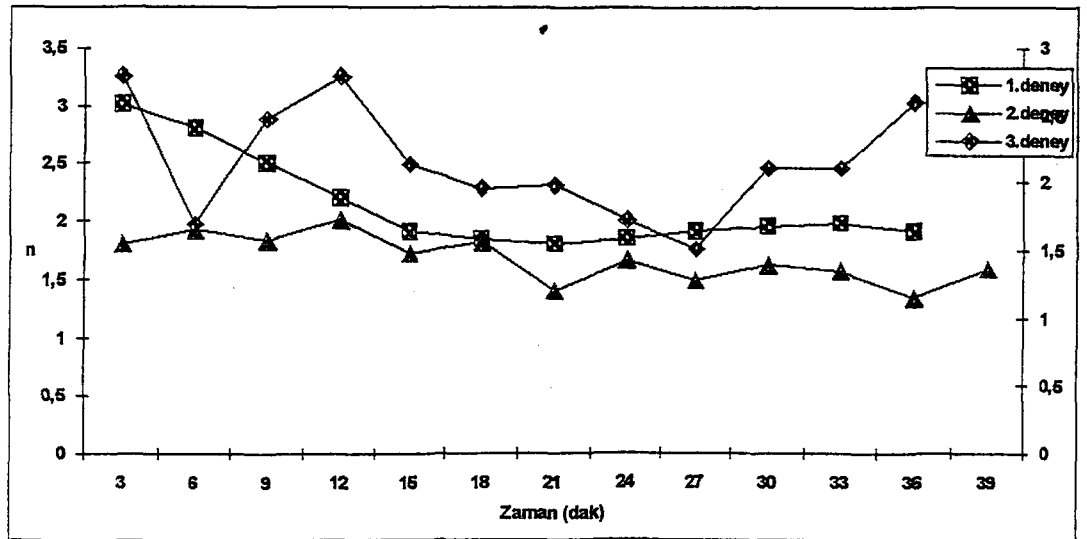
Şekil 4.2 Deneylerdeki Oksijenin zamanla değişimi



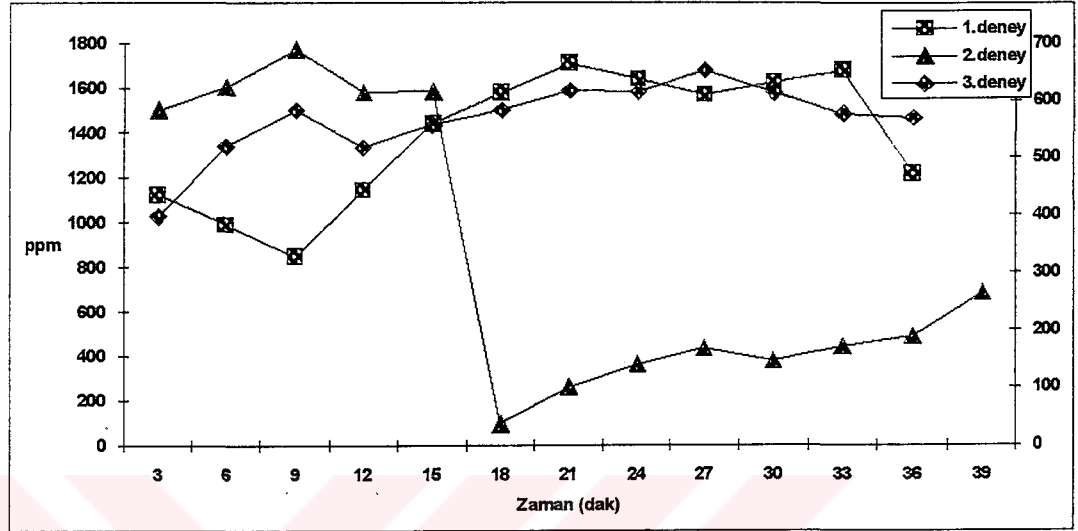
Şekil 4.3 Deneylerdeki CO nin zamanla değişimi



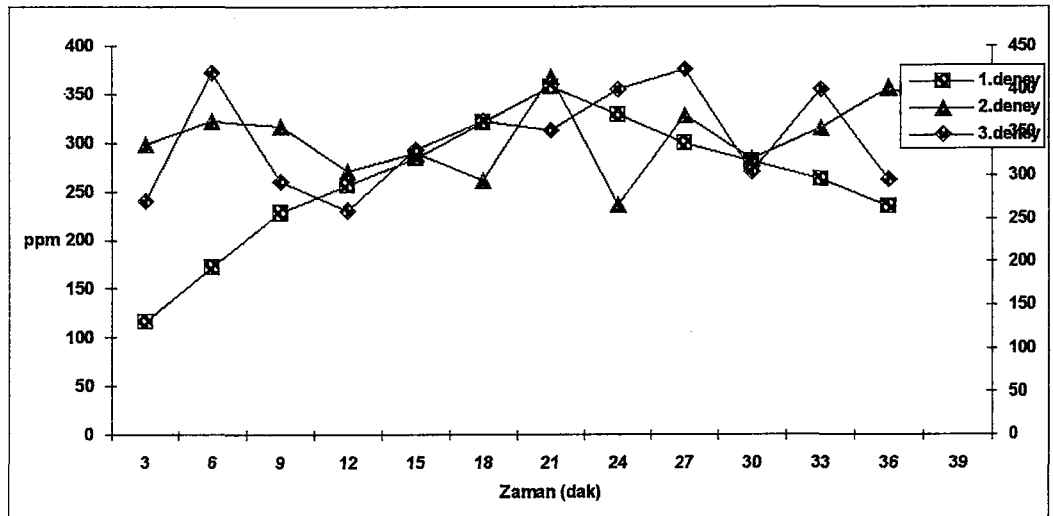
Şekil 4.4 Karbondioksitin zamanla değişimi



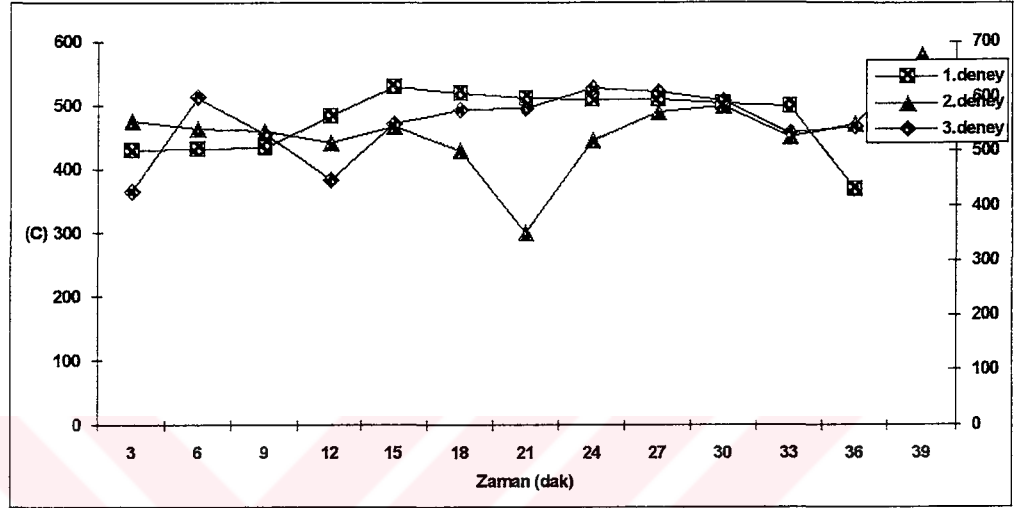
Şekil 4.5 Hava fazlalık katsayısının zamanla değişimi



Şekil 4.6 SO₂ nin zamanla değişimi



Şekil 4.7 NO_x in zamanla değişimi



Şekil 4.8 Sıcaklığın zamanla değişimi

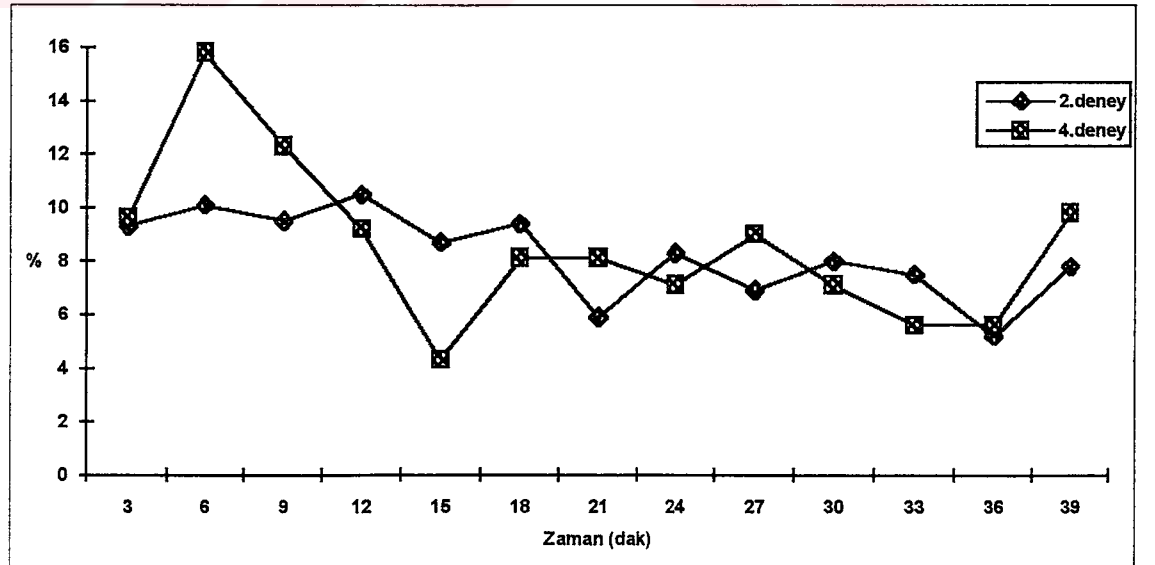
Daha sonra akustik titreşim oluşturulmadan tekrar yakıldı. Bunu sağlamak için kompresör vasıtasıyla alttan yanma odasına verdiğimiz havayı azaltmamız yeterli oldu. Bunun sonuçları tablo 4.4 de aşağıda verilmiştir. Deneyin sonuçları, Tablo 4.2 deki ikinci deneyin sonuçları ile karşılaştırılması yapıldı. Bu karşılaştırmanın sonuçları grafik halinde gösterildi.

Bu deneyde saat de 1.2 kg kömür yakılmıştır. Kömür besleme debimiz $38.2 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ olmuştur. Buradan titreşimin yanan kömür miktarını da epeyce artırdığı görülmektedir.

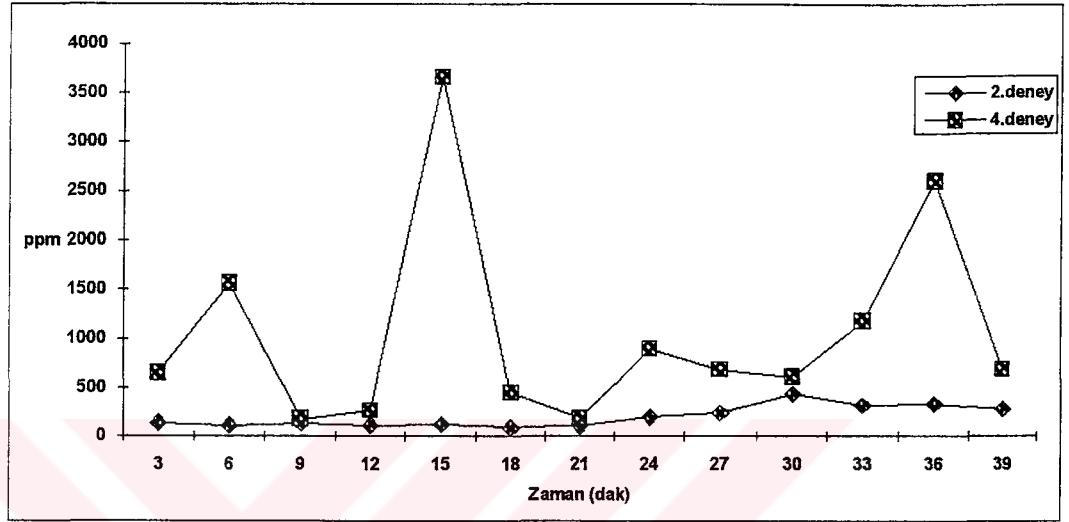
4.3 Hava Üflemesiz Yanma ve Karşılaştırma

Tablo 4. 4 Normal yanmada deney sonuçları

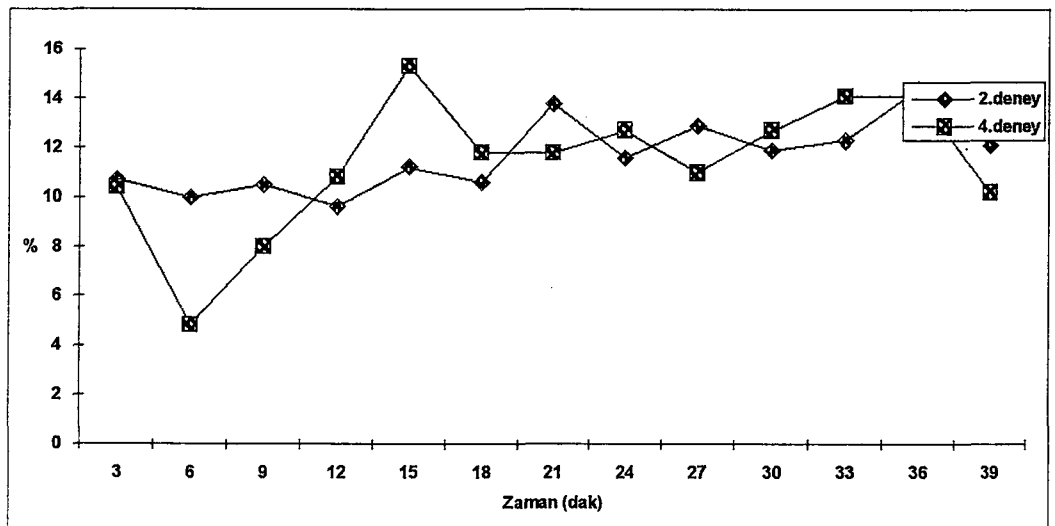
zaman (dak)	O ₂ (%)	CO (ppm)	CO ₂ (ppm)	λ	SO ₂ (ppm)	NOx (ppm)	T (C ⁰)
3	9,6	649	10,4	1,85	1270	1261	506
6	15,8	1560	4,8	2,50	1100	400	450
9	12,3	176	8,0	2,40	668	95	386
12	9,2	260	10,8	1,78	1170	202	297
15	4,3	3651	15,3	1,26	2370	240	291
18	8,1	446	11,8	1,63	2359	210	339
21	8,1	187	11,8	1,63	1164	194	316
24	7,1	894	12,7	1,52	1483	219	283
27	9	678	11,0	1,75	1164	155	280
30	7,1	608	12,7	1,52	1796	299	265
33	5,6	1169	14,1	1,37	2352	321	312
36	5,6	2593	14,1	1,37	2337	389	296
39	9,8	681	10,2	1,89	1385	167	274



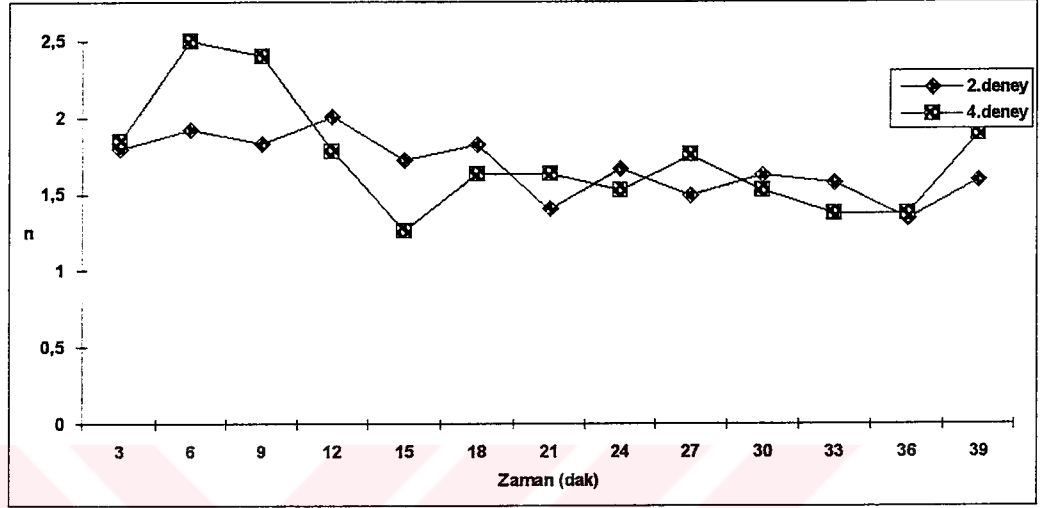
Şekil 4.9 Deney 2 ve 4 deki oksijenin karşılaştırılması



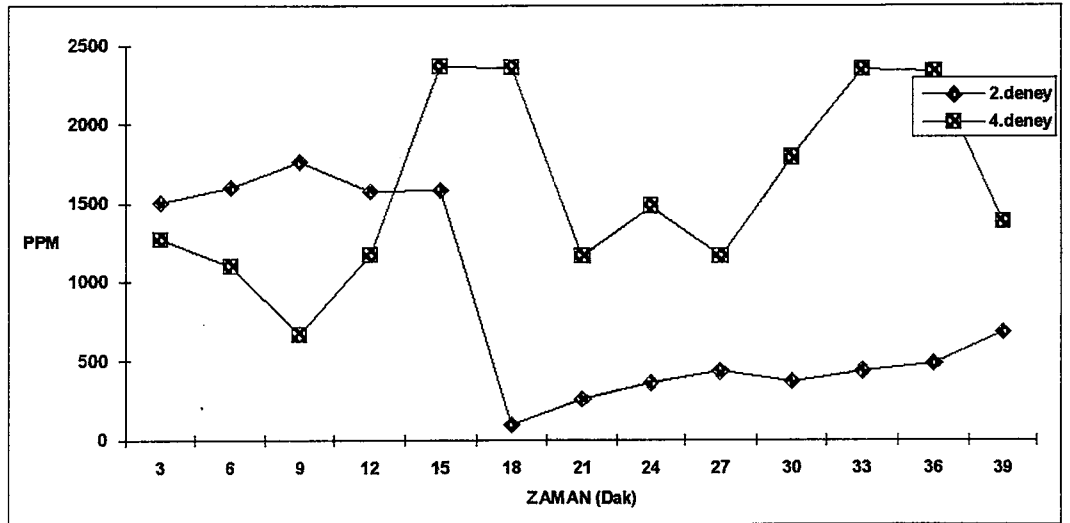
Şekil 4. 10 Deney 2 ve 4 deki CO değerlerinin karşılaştırılması



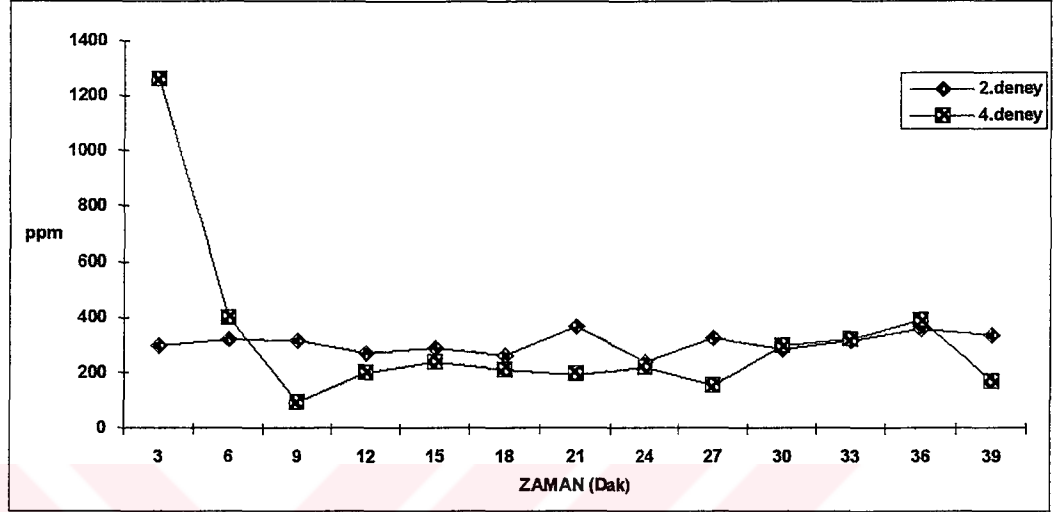
Şekil 4.11 Deney 2 ve 4 deki karbondioksit değerlerinin karşılaştırılması



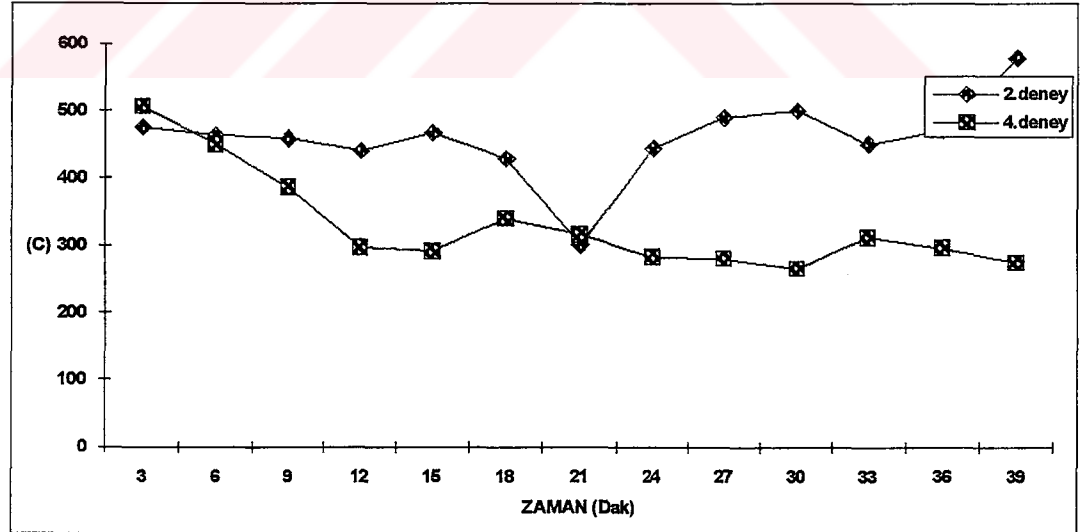
Şekil 4.12 hava fazlalık katsayılarının karşılaştırılması



Şekil 4.13 Deney 2 ve 4 deki SO₂ nin karşılaştırılması



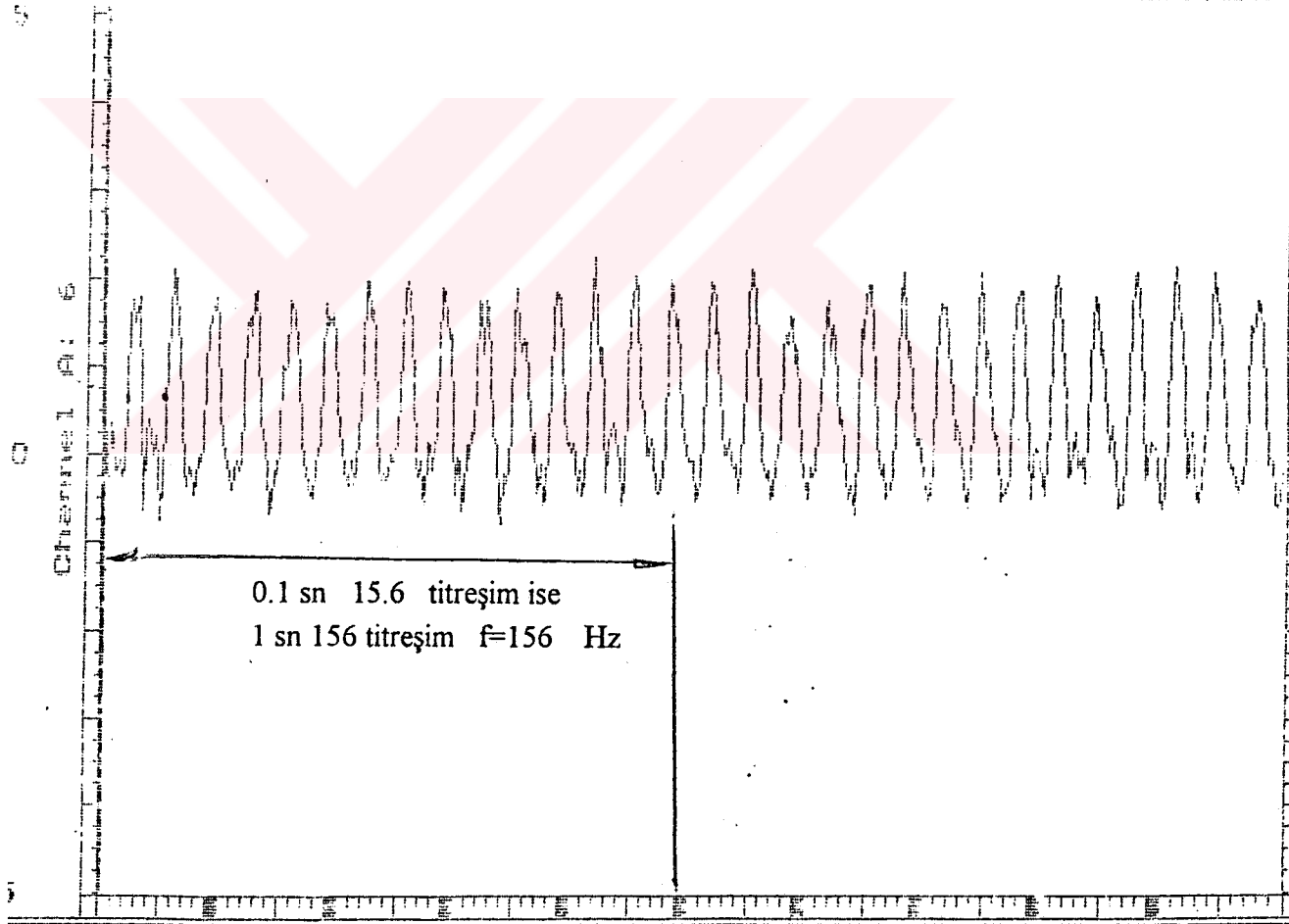
Şekil 4.14 Deney 2 ve 4 deki NO x lerin karşılaştırılması



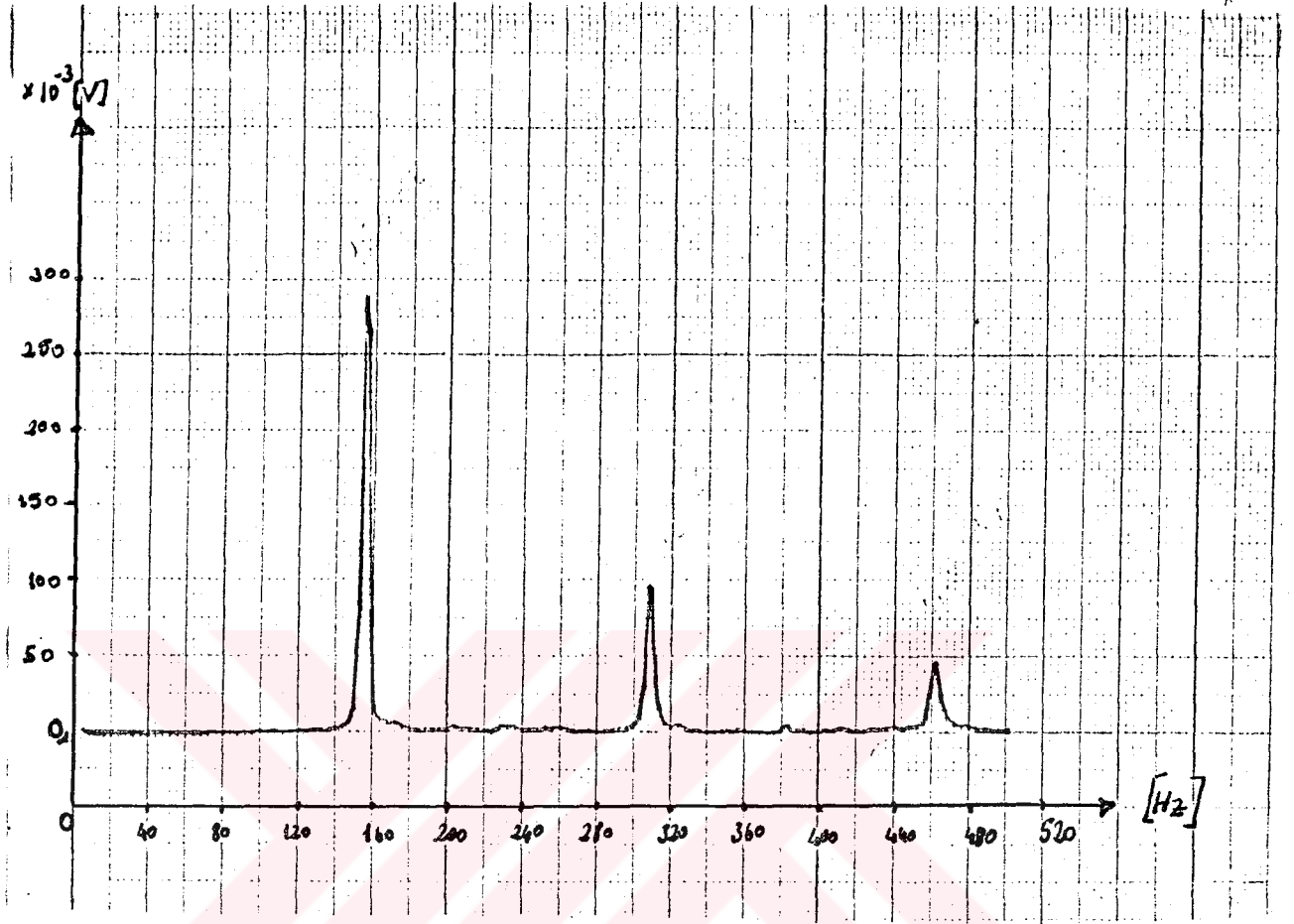
Şekil 4.15 Deney 2 ve 4 deki sıcaklıkların karşılaştırılması

4.4 Sistemin Frekansı

Daha sonra ise sistemin akustik titreşimlerinin ses kayıtları alınarak, bunların incelenmesi yapıldı. Teorik sonuçlarda bulduğumuz frekans borunun boyuna bağlıdır. Frekans $f = n \cdot a / 2 \cdot L$ idi. Burada a ses hızı, L borunun boyudur. Sayısal değerlerini yerine koyduğumuzda frekansın değeri 170 Hz olur. Tabi burada kayıplar ihmal edilmiştir. Ses kayıtlarından ölçülen frekans ise 156 Hz dir. Arada görülen fark, ihmal ettiğimiz kayıplardan meydana gelir. Şekil 4.16 ve 4.17 de sistemin frekansını açıkça görebiliriz.



Şekil 4.16 Ses şiddetinin zamanla değişimi



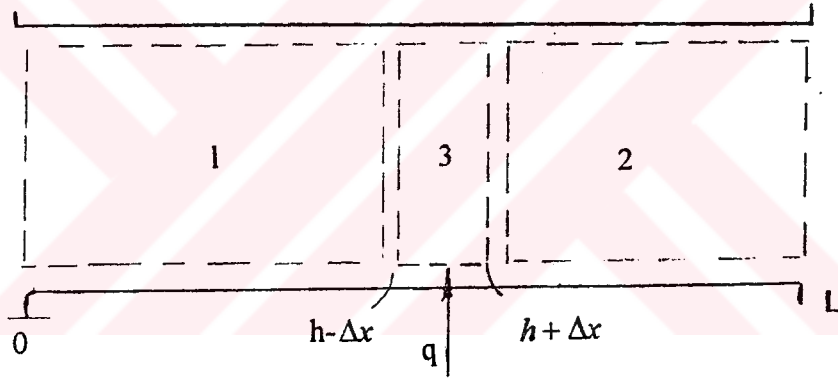
Şekil 4.17 Sistemin frekansı

En son olarakta sistemin sıcaklıkları ve sıcaklıklarında ki değişim ölçüldü. Bunun için ocağın çıkışına bir termoeleman yerleştirildi. Termoelemanın uçları voltaj ayarlayıcısından sonra bir osiloskopa bağlandı. Altan verdiğimiz hava miktarına bağlı olarak yanmanın ortalama sıcaklığı 450 ile 750 C° arasında değiştiği gözlemlendi. Titreşimin genliği 40 C derece civarında olduğu gözlemlendi. Ama bu değerler yanlış olabilir.

4.5 Sistemin Süreklilik Şartı

Rayleigh kriterine göre akustik titreşimin devam edebilmesi için ısı yayılımı değişimi ile basınç değişiminin aynı fazda olması gerekiyor. Aynı fazlarda olduğu zaman akustik titreşim sönümlenir.

Akustik titreşimlerinin yanma kararsızlığına yol açma sorunu Rayleigh tarafından ele alınmış, fakat kararsızlık için $\int \delta p \cdot \delta q \cdot dt > 0$ şartının gerekliliğinin Rayleigh tarafından doğru tahmin edildiği ancak günümüzden 35 yıl kadar önce, şekil 5.1 de gösterilen model yardımıyla analiz edilerek gösterilmiştir [5].

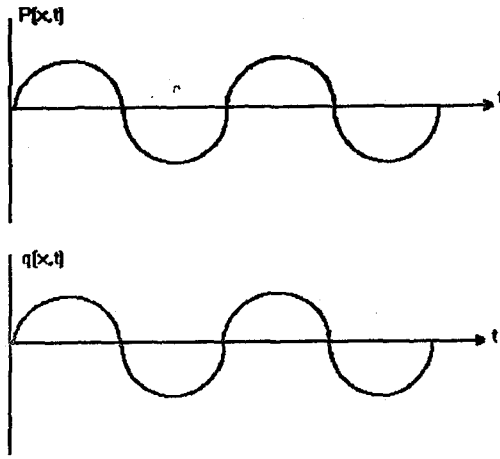


Şekil 5.1 Rayleigh kararlılık ölçütünün türetilmesi için model

$x=h$ konumunda $\mp \Delta X$ ile sınırlı bölgede birim zamanda biriken enerji

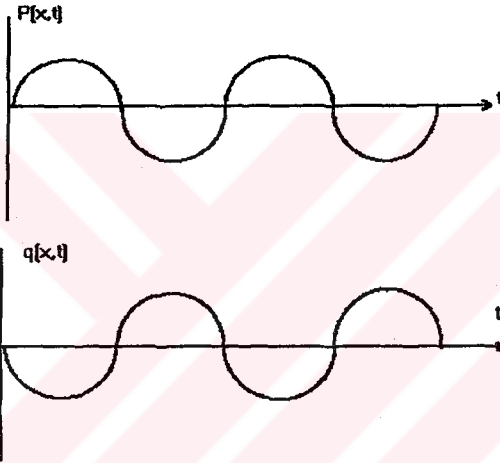
$$\Delta E = \int_{\text{periyot}} \delta P \cdot \delta q \cdot dT \quad \text{olarak bulunur (1). O halde } \Delta E > 0 \quad \text{kararsızlık için}$$

yeterlidir. Darbeli yanmayı gerçekleştirmek için Rayleigh kriterini gerçekleştirmemiz gerekiyor.



Basınç ve ısı yayılımı aynı fazda, titreşim sürer.

$$\int P(x,t).q(x,t)dt > 0$$



Basınç ve ısı yayılımı ayrı fazda, titreşim sönür.

$$\int P(x,t).q(x,t).dt < 0$$

BÖLÜM 5. SONUÇ

Yapılan çalışmalar göstermiştir ki darbeli yanmada yanmamış gazlar, SO_2 ve NO_x gibi çevreye zararlı gazların oluşumu azalmaktadır. Yanmamış gazların miktarı azaldığı için çevreye atılan enerji kaybı da az olmaktadır.

Yanma olayında, akustik titreşimin etkisi türbülansız bölgede laminar tabakaların etkisini azaltarak doğal türbülans oluşumuna yardımcı olur. Böylece daha iyi bir karışım oluşarak yanmanın verimi artacaktır. Ayrıca oluşan doğal türbülans ısı transferini artırır. Isı transferinin artmasıyla hem verim artar, hem de ısı transferi alanı azalır.

Deneylerde görülen bir sonuçta ocağın kendiliğinden aspirasyon görevi görmesidir. Bunu iki şekilde görebiliyoruz. Ocağımızı tutuşturmak için ilk başta alttan brülör vasıtasıyla yakıyoruz. Yanmada akustik titreşim oluşmaya başlayınca basınç ve hız değerlerinin zıt yönlerde değişmesi yüzünden brülörün ateşi sönüyor. İkinci olarak yanma esnasında sesin kesildiği zamanlarda hava fazlalık katsayısının epeyce düştüğü gözlemleniyor. Buradan da akustik titreşimin hava emdiğini açıkça görebiliyoruz.

Deneylerde en büyük problemimiz gürültü ve içeriye alınan hava miktarını net olarak ölçme olanaklarına sahip olmamızdır. Susturucu ve ses ızalasyonuna gidilerek ses sorunu büyük oranda giderilebilir. Diğer bir sorunda sistemin sıcaklıklarındaki frekansın ölçülmesinde kesin bir sonuca ulaşılmamış olabileceğidir. Bunda bir yanlışlık olabilir. Sıcaklık yerine elektriğin veya ikisinin ortak frekansı ölçülmüş olabilir. Çünkü basınç ile sıcaklığın frekanslarının, süreklilik için uyuşması gerekir. Bunlara rağmen Türkiye’de konusunda ilk bir çalışma olduğu için ileriki çalışmalara ışık tutacağı inancındayım.

KAYNAKLAR

- [1] BEN T. ZINN, CHIP R. STEWARD, PAUL M. LERNIEUX ' Application of Pulse Combustion to solid and Hazardous Waste incineration' Intenational Symposium on Pulsating Combustion , August 6-9 1991
- [2] BEN T. ZINN 'Pulse Combustion' Natural Science- At the Edge, January 1991
- [3] ASI ' Advanced study institute on unsteady combustion ' September 6-17 1993
- [4] T.Y. T00NG, P. ARBEAU, C.A. GARRIS, and J.P. PATERREAN 'Acoustic kinetic interactions in irreversibly reacting medium' 15. Symposium (inter- national) on Combustion . The Combustion Institute , Pittsburg Page 87-100 (1975)
- [5] STREHLOW R.A. ' Combustion Fundamentals ', Mc Graw Hill, Newyork, 1985

ÖZGEÇMİŞ

Erkan Gürer, 1968 Aydın Çine doğumludur. 1986 yılında Söke Ziraat Teknik Lisesi' den mezun olduktan sonra aynı yıl İstanbul Teknik Üniversitesi makina mühendisliği bölümüne girmiştir. 1990 yılında makina mühendisi olarak mezun olduktan sonra, aynı yıl İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Ana Bilim Dalı Enerji Programın yüksek lisans öğrenimine başladı. Okul bitiminde 1,5 yıl Bitlis Tarım İl Müdürlüğü'nde çalıştıktan sonra İstanbul Üniversitesi Mühendislik Fakültesinde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaya başladı. Halen çalışmasını burada sürdürmektedir.