

T. C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

79018

KARŞI BASINÇLI DOĞAL GAZ KAZANLARINDA
YANMA OLAYININ MATEMATİK MODELLENMESİ

Mustafa YONCACILAR

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bu tez 28/04/1998 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği ile kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri : Doç. Dr. Atakan AVCI (Danışman)

Prof. Dr. Recep YAMANKARADENİZ

Prof. Dr. Ali SÜRME

79018

T. C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KARŞI BASINÇLI DOĞAL GAZ KAZANLARINDA
YANMA OLAYININ MATEMATİK MODELLENMESİ

Mustafa YONCACILAR

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA, NİSAN 1998

TC. YÜKSEK ÖĞRETİM KURULU
DOKÜMENTASYON MERKEZİ

ÖZET

Karşı basınçlı kazanlar kompaktlık, çalışma kolaylığı, çalışma parametrelerini ayarlama, daha iyi yanma karakteristikleri ve yüksek konvektif ısı transferi oranı özelliklerinden dolayı yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu çalışmada karşı basınçlı kazanların yanma odaları ısı transferi özellikleri açısından incelenmiştir. Bu amaçla yanma odası iki boyutlu eksenel simetriye sahip bir ucu kapalı silindir hacim olarak düşünülmüştür.

Matematik model, yanmasız (soğuk akış) ve yanmalı (sıcak akış) iki ayrı durum için elde edilmiştir. Yanma olayı ve ışıma dolaylı olarak tanımlanan alev bölgesinde ısı üretim kaynağı yerleştirilerek gözönüne alınmıştır. Silindirik ve eksenel simetriye sahip iki boyutlu akış hali için elde edilen süreklilik, momentum ve enerji denklemleri k-ε türbülans modeli kullanılarak sayısal olarak çözülmüştür. Çözümde TEACH adlı bilgisayar yazılım esaslı modifiye edilmiş bir paket program kullanılmıştır.

Farklı geometrik oranlar ve çalışma şartları için elde edilen sayısal çözümler grafikler halinde verilmiştir. Elde edilen sonuçların, deneysel sonuçlar ve pratik uygulamalarla karşılaştırıldığında başarılı olduğu görülmüştür.

ABSTRACT**MATHEMATICAL MODELLING OF COMBUSTION PHENOMENA IN REVERSED FLOW NATURAL GAS FURNACES**

Recently, reversed flow furnaces are used widely due to their compactness, ease of operation and adjustment of operational parameters, better combustion characteristics and high convective heat transfer rates. In this study, combustion rooms of reversed flow furnaces are investigated from viewpoint of their heat transfer characteristics. To do this, combustion room is considered as cylindrical space closed at one end so that it allows for a two dimensional symmetrical analysis.

The mathematical model is established for two different cases, one being cold flow (no combustion) and the other flow with combustion. Combustion and radiation heat transfer are simulated with a cylindrical heat source core of defined dimensions. Continuity, momentum and energy equations, obtained for two dimensional cylindrical geometry, have been solved numerically with introduction of $k-\epsilon$ turbulence model. A TEACH based and modified solution code have been utilized for numerical solution.

The graphical results, obtained for various geometrical dimensionless parameters and operational conditions, have been presented. Comparison of numerical solutions with other numerical alternatives and experimental results shows good agreement.

İÇİNDEKİLER**Sayfa No**

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
SİMGELER DİZİNİ.....	iv
1. GİRİŞ ve KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	1
2. DOĞALGAZIN GENEL ÖZELLİKLERİ.....	7
2. 1. Tanımı ve Özellikleri.....	7
2. 2. Yanma Karakteristikleri.....	9
2. 2. 1. Isıl Değer.....	9
2. 2. 2. Alev Sıcaklığı.....	11
2. 2. 3. Tutuşma Limitleri ve Tutuşma Sıcaklığı.....	12
2. 2. 4. Yanma Hızı.....	15
2. 2. 5. Wobbe Endeksi.....	16
2. 3. Doğal Gaz ile Diğer Yakıtların Mukayesesi.....	17
2. 4. Doğalgazın Kullanım Alanları.....	18
2. 5. Kazanlarda Kullanılan Yakıtların Yanma Özellikleri.....	18
2. 6. Kazanlarda Doğal Gaz Kullanımı ve Önemi.....	20
3. KAZANLARDA YANMA KONTROLÜ ve BRÜLÖRLER.....	23
3. 1. Giriş.....	23
3. 2. Yanma Kontrol Teknikleri.....	23
3. 2. 1. Kapasite Kontrolüne Göre Gaz Brülörleri.....	24
3. 2. 1. 1. Tek Kademeli Brülörler.....	24
3. 2. 1. 2. İki Kademeli Brülörler.....	25
3. 2. 1. 3. Oransal Kapasite Ayarlı Brülörler.....	26
3. 2. 2. Her Üç Tip Yanma Kontrolü Yapan Brülörler ve.....	
Atmosferik Yakma Yapan Brülörlerde Alevin Kontrolü.....	26
3. 2. 2. 1. Ultraviole.....	27
3. 2. 2. 2. İyonizasyon.....	27

3. 2. 2. 3. Foto Rezistans.....	27
3. 3. Doğalgazlı Kazanlarda Kullanılan Brülör Tipleri ve Özellikleri.....	27
3. 3. 1. Çalışma Prensiplerine Göre Gaz Brülörleri.....	28
3. 3. 1. 1. Atmosferik Hava ile Yakma.....	
Yapan Gaz Brülörleri.....	28
3. 3. 1. 2. Basınçlı Hava ile Yakma Yapan Brülörler.....	
(Üfleli Brülörler).....	29
3. 3. 2. Kontrol Sistemlerine Göre Gaz Brülörleri.....	29
3. 3. 3. Yakılan Yakıtın Cinsine Göre Gaz Brülörleri.....	31
3. 3. 3. 1. Tek Yakıtlı Brülörler.....	31
3. 3. 3. 2. Çift Yakıtlı Brülörler.....	31
3. 3. 3. 3. Çok Yakıtlı Brülörler.....	32
3. 3. 4. İmal Tarzlarına Göre Brülörler.....	32
3. 3. 4. 1. Domestik Brülörler.....	32
3. 3. 4. 2. Sanayi Tipi Brülörler.....	32
3. 3. 4. 3. Endüstriyel Tip Brülörler.....	33
3. 4. Brülör Seçimi.....	33
4. KARŞI BASINÇLI DOĞAL GAZ KAZANLARINDA	
YANMANIN MODELLENMESİ.....	39
4. 1. Giriş.....	39
4. 1. 1. Soğuk Akış Modellemesi.....	39
4. 1. 2. Sıcak Akış Modellemesi.....	42
4. 2. Türbülans Modelleri.....	45
4. 2. 1. Giriş.....	45
4. 2. 2. Cebirsel Denklemli Türbülans Modelleri.....	46
4. 2. 2. 1. Prandtl Karışım Uzunluğu Hipotezi.....	46
4. 2. 2. 2. Pun ve Spalding Modeli.....	47
4. 2. 3. Diferansiyel Denklemli Türbülans Modelleri.....	47
4. 3. Sınır Şartları.....	50

5. DİFERANSİYEL DENKLEMLERİN ÇÖZÜM METODU ve ÇÖZÜM ALGORİTMASI.....	52
5. 1. Sonlu Hacim Denklemleri.....	52
5. 2. Grid Üretme.....	54
5. 3. Lineer Cebrik Denklemlerin Çözüm Algoritması.....	55
6. HESAPLAMA ÖRNEKLERİ ve DEĞERLENDİRİLMELERİ.....	56
6. 1. Soğuk Akış.....	57
6. 2. Sıcak Akış.....	60
7. SONUÇLAR ve TARTIŞMA.....	67
KAYNAKLAR.....	72
TEŞEKKÜR.....	74
ÖZGEÇMİŞ.....	75



SİMGELER DİZİNİ

a	Ayrık denklem katsayısı (-)
A	Kontrol hacmi alanı (m ²)
d	İzafi yoğunluk (-)
d	Brülör namlusu çapı (m)
C _p	Sabit basınç özgül ısısı (kJ/kgK)
C _μ	Diferansiyel denklemler için μ_t ifadesine ait katsayı
C _{ε1}	Sabit bir sayı (-)
C _{ε2}	Sabit bir sayı (-)
d	Brülör namlusu çapı (m)
D	Yanma odası çapı (m)
h	Durma entalpisi (kJ/kgK)
H _{o,n}	Üst ısı değer (kWh/m ³ veya MJ/m ³)
H _{u,n}	Alt ısı değer (kWh/m ³ veya MJ/m ³)
k	Türbülans kinetik enerjisi (m ² /s ²)
K	Kazan ısıtma yüzeyi dönüşüm katsayısı (kW/m ² , kcal/hm ²)
K	Sabit bir sayı (-)
l	Brülör namlusu dalma uzunluğu (m)
l	Türbülans ölçeği (-)
l _m	Karışım uzunluğu (m)
L	Yanma odası uzunluğu (m)
m	Kütle giriş hızı (kg/s)
n	Diferansiyel denklemler için türbülans modelleriyle ilgili bir üs
P	Türbülans kinetik enerjisi üretim oranı
P	Duvar noktası ile ilgili
P	Ortalama basınç (bar)
P _b	Arka basınç (bar)
P _b [*]	Boyutsuz arka basınç (-)

P_b^*	Boyutsuz arka basınç (-)
Pr_h	Prandtl sayısı
\dot{q}	Isı üretim kaynağı (kW/m ³)
Q_f	Brülör ısı kapasitesi (kW, kcal/h)
Q_m	Kazan ısıtma yüzeyi (m ²)
Q_n	Kazan ısı kapasitesi (kW, kcal/h)
Q_s	Kazan ısı kapasitesi (kW, kcal/h)
r	Radyal yön
R	Gaz sabiti (kJ/kgK)
S_e	Enerji eşitliği kaynak terimi
S_Φ	Kaynak terimlerinin tümü
T	Sıcaklık (K)
u'	Tesadüfi salınım hız bileşeni (m/s)
U	Ortalama hız (m/s)
U	Gazların çıkış hızı (m/s)
v'	Tesadüfi salınım hız bileşeni (m/s)
V_e	Eksenel hız (m/s)
V_f	Ortalama yanma hızı (m/s)
V_i	Ortalama giriş hızı (m/s)
V_r	Hız vektörünün radyal yöndeki bileşeni (m/s)
V_z	Hız vektörünün aksenal yöndeki bileşeni (m/s)
W	Yanma odası boyu (m)
$W_{o,n}$	Üst Wobbe endeksi (kWh/m ³ veya MJ/m ³)
$W_{u,n}$	Alt Wobbe endeksi (kWh/m ³ veya MJ/m ³)
y	İlk noktanın duvara normal doğrultudaki mesafesi (m)
z	Eksenel yön veya aksenal mesafe (m)
z	Diferansiyel denklemlili viskozite modelleri için $z = \mu \nu \rho^{1/2}$ (m ² /s)
ε	Türbülans kinetik enerjisinin dağılımı (m ² /s)

μ_e	Efektif viskozite (kg/ms)
μ_k	Türbülans kinetik enerjisine ait viskozite tanımı (kg/ms)
μ_{re}	Viskozitelerle ilgili bir kısaltma (kg/ms)
μ_t	Türbülanslı viskozite (kg/ms)
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)
σ_h	Türbülans sayısı
σ_k	Sabit bir sayı
κ	Von Karman sabiti
∇	Diverjans
Γ	Efektif yayılım katsayısı
η	Kazan verimi
Φ	Genel bağımsız değişken

İNDİSLER

e	Enerji ile ilgili
e	Eksenel
E	Merkez noktasına komşu doğu yönündeki ağ noktasına ait
i	j sayıda bileşenden belli birine ait
i	Girişe ait
j	i sayıda bileşenden belli birine ait
k	Türbülans kinetik enerjisine ait
n	İntegral alanının kuzey kenarına ait
P	Merkezi ağ noktası ile ilgili
r	Radyal yöndeki bir büyüklüğü belirler
s	İntegral alanının güney kenarına ait
w	İntegral alanının batı kenarına ait

1. GİRİŞ ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

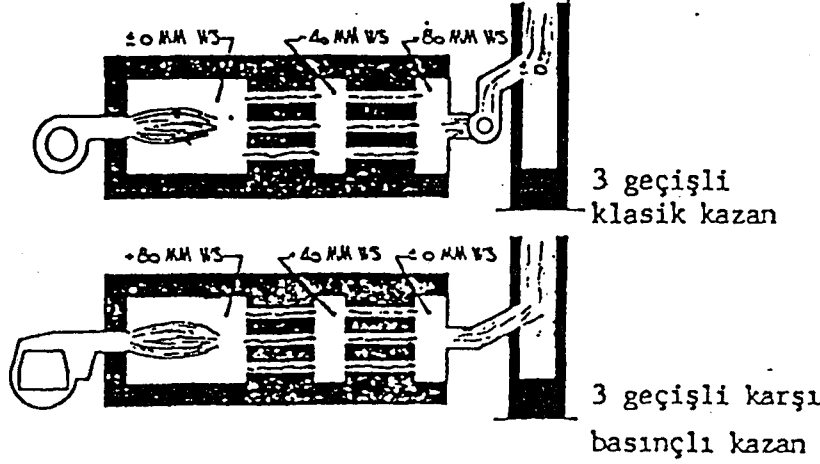
Yanma olayını içeren mühendislik uygulamaları hızlı bir gelişme gösterirken, yanma olayı henüz fiziksel ve kimyasal olarak tam açıklanamamıştır. Yanma problemlerindeki akış denklemlerinin çözümünde de lineer özellik olmaması dolayısıyla analitik çözümlerin imkansız olması gibi karşılaşılan zorluklar hızlı bilgisayarlarla kısmen de olsa aşılmıştır. Ancak yanma olayının kompleksliği matematiksel modelleme problemlerini ortaya çıkarmaktadır.

Kazanlar yanma olayının gerçekleştiği konut ve endüstriyel amaçlı cihazlardır. Kazanlar da ilk imal edildiği yıllardan itibaren katı yakıt olarak kömür, sıvı yakıt olarak fuel-oil ve mazot kullanılmıştır. Fakat kullanılan bu yakıtların çevreyi kirletme, ön hazırlama ve depolama ve kül atma gibi dezavantajları gözönüne alınarak 1960'lı yıllardan sonra dünyada, son yıllarda ise ülkemizde doğal gaz alternatif bir yakıt olarak karşımıza çıkmıştır. Isıl değerinin yüksek olması, yanma olayının saniyeler mertebesinde tamamlanması, ocak hacminin küçük olması, ocak sıcaklığının yüksek olması tercih edilmesine imkan sağlamıştır.

Karşı basınçlı kazanlar son yıllarda yaygın kullanım alanı bulmuş birim yüzey başına ısı yükü yüksek kompakt kazanlardır. Çalışma kolaylığı, çalışma şartlarını kolay ayarlama, daha iyi yanma karakteristikleri ve verilen enerji girişi için yanma odası cidarlarına daha yüksek taşınım ile ısı transferi oranları elde edilmesi bu kazanların kullanım oranını arttırmıştır. Bu tip kazanlarda doğal gaz ve sıvı yakıt kullanılabilir. Bu tip kazanlarda doğal gaz ve sıvı yakıt kullanılabilir.

Karşı basınçlı kazanlarda yanma için gerekli olan hava, cebri olarak 2800 d/d. ile dönen bir fan yardımıyla temin edilir. Böylece basınçlı brülör kullanıldığından, kazan yanma odası içinde ilave bir basınç oluşur. Bu basınca teknik literatürde "kazan karşı basıncı" denir. Karşı basınçlı kazan deyince aklımıza tehlikeli boyutlarda bir basınç gelmemelidir. Bu basınç kazan kapasitesine göre 1 ile 7 mbar. arasında değişmektedir (Dusseiller 1975).

Karşı basınçlı modern kazanlar baca çekişinden tamamen bağımsız olarak çalıştılarından dış hava sıcaklığı ve rüzgardan etkilenmezler, en uygun brülör ayarı yapılabilir ve ayar çevreden etkilenip değişmez (Şekil 1.1).



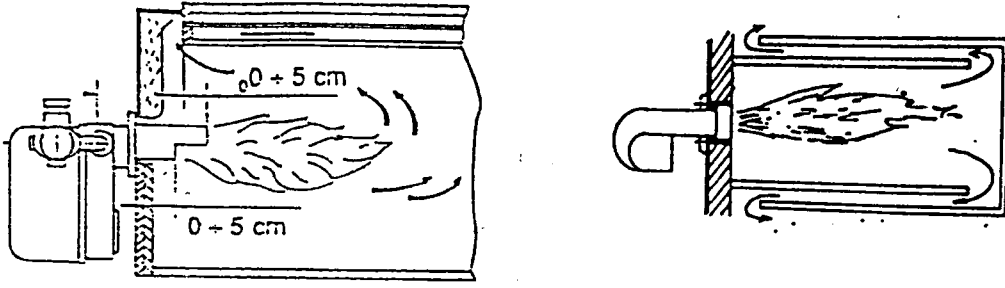
Şekil 1.1. Klasik kazan ve karşı basınçlı kazan

KAYNAK: DUSSEILLER (1975), Kalorifer Kazanlarının Konstruksiyonlarında Evrim ve Problemler, Ygnis, 25. Yıl Teknik Kongresi Bülteni, No: 12, s.13.

Ayrıca karşı basıncın varlığı hava fazlalık katsayısının % 15 ile sınırlandırılabilmesine imkan tanır. Alev geri dönüş prensibiyle, yakıt içinde yanmamış karbon kalamayacağından dolayı da CO₂ oranı maksimuma ulaşır (Lisowski 1989).

Karşı basınçlı türde olmayan kazanlar baca çekişine bağımlı olduklarından; yakma havası miktarı, dış hava sıcaklığı ve rüzgardan etkilenip değişir. Hava fazlalık katsayısı, minimumda sabit tutulmadığından, baca gazı kayıpları da artar. Konveksiyon yüzeyleri de küçük ise bu kayıp daha çok olacaktır.

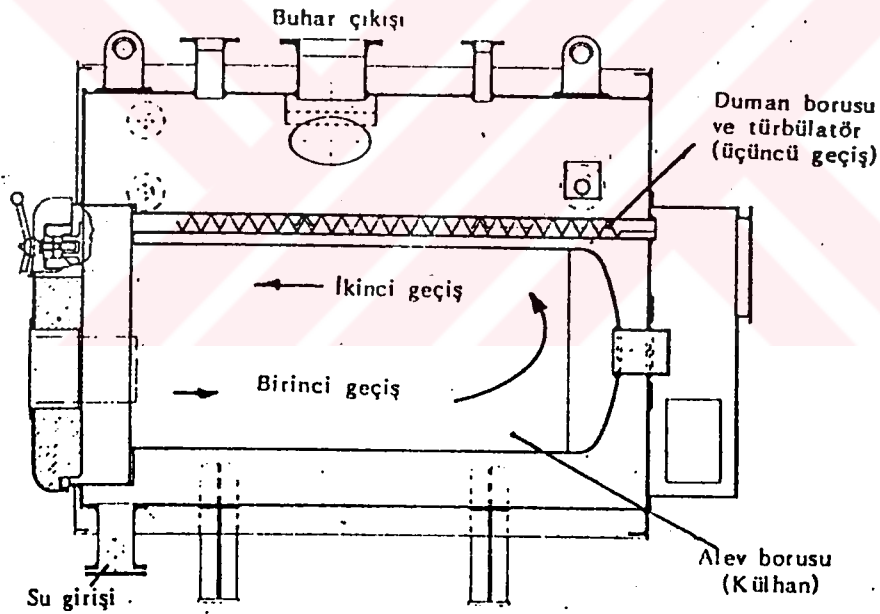
Karşı basınçlı kazanlarda alevin kısa yoldan yanma odasını terketmesini önlemek amacıyla brülör namlusu kazan yanma odasına 5 cm. kadar girmelidir (Şekil 1.2) (Landis ve Gyr 1979).



Şekil 1.2. Brülör namlu uzunluğunun ayarlanması

KAYNAK: LANDIS ve GYR (1979), "Energy Saving Interesting Systems"2nd.Edition, s.11.

Karşı basınçlı kazanlarda alev borusunun (ocak) arkası kapalı olduğundan, alevin ve duman gazlarının ön ve arkaya olan iki geçişi ocağın içindedir. Üçüncü geçiş ise ocağın dışındaki duman borularında tamamlanmaktadır (Şekil 1.3.). Bu kazanlara bu açıdan ters



Şekil 1.3. Karşı basınçlı kazan

KAYNAK: GENCELİ (1985), Buhar Kazanları ve Yardımcı Elemanları, Kipaş Dağıtımçılık, s. 23, İstanbul.

akışlı kazanlarda denmektedir.

Yanma için iyi bir karışım, yeterli sıcaklık ve zaman önemlidir. Bu açıdan bakıldığında karşı basınçlı kazanlarda brülörler ile iyi bir yakıt-hava karışımı elde etmek mümkündür. Bunun yanında ortalama alev sıcaklığı yüksektir. Dönüş veya ikinci geçişte ocakta tamamlandığından yanma için daha uzun süre ve uygun ortam mevcuttur. Dolayısıyla uygun bir tasarımla yüksek yanma verimine ulaşmak mümkündür. Yakıt cinsine göre gerekli yanma süreleri farklı olduğundan alev uzunlukları da farklı olmaktadır. Gaz yakıtlarda hazırlık safhası kısa olduğundan alev boyları da kısa olmaktadır. Buna karşılık ağır yakıtlarda aynı kapasite için gaz yakıt alev boyunun iki katına ulaşılabilir.

Karşı basınçlı kazanlarda daha iyi bir karışım ve yeterli süre sağlanabilmesi hidrokarbon emisyonlarını azaltırken, daha küçük hava fazlalık katsayılarında çalışmalarını dolayısıyla daha az atık ısı ve yüksek verime ulaşmak mümkündür. Buna karşılık alev sıcaklığının artması NO_x emisyonlarını arttırmaktadır. Hava fazlalık katsayısı 1.1 değerinin üzerinde tutularak daha küçük NO_x emisyonlarına ulaşmak mümkündür.

Kazanlarda ısının önemli bir kısmı radyasyonla iletilmektedir. Radyasyonun büyük kısmı ocakta oluşmaktadır. Yakıtlar içerisinde radyasyonla ısı transfer oranı en yüksek olan yakıt kömür, en düşük olan ise doğal gaz olmaktadır. Bir alevden oluşan toplam radyasyon, alev radyasyonu ve gaz radyasyonu terimlerinden oluşur. Sıvı ve gaz yakıtlarda, karbon içeriğine ve karışım şekline bağlı olarak parlak alevler oluşmakta, böylece bu yakıtlarda alev radyasyonu büyük olmaktadır. Sıvı yakıtlar ve difüzyon alevlerinde alevler parlaktır. Buna karşılık karbonca fakir önkarışimli (doğal gaz gibi) alevlerde alev mat olup alev radyasyonu çok küçüktür. Bunun sonucu olarak ortalama sıcaklık artmakta ve radyasyon oranı azalmaktadır. Son zamanlarda yapılan bazı uygulamalarda önkarışimli alevler sanki difüzyonlu alevlere dönüştürülerek karbon teşekkülü sağlanmakta, böylece parlak alevler elde edilerek alev ışınlamayı artırılmaktadır. Bu durum doğal gaz alevleri için bir iyileştirme

olarak görülmektedir. Karşı basınçlı kazanlarda oluşan ısınmının ocak içinde daha fazla kalarak soğurulması ve ısınmından daha fazla yararlanılması mümkün olmaktadır.

Klasik kazanların aksine karşı basınçlı kazanların ocaklarında taşınımında önemli rol oynamaktadır. Cidarlarda yüksek hızlara ulaşan gazlar, yüzeyler boyunca ilerleyerek, önemli mertebede taşınım ile ısı transferi sağlamaktadırlar. Burada önemli faktör, geometrik biçimler olmaktadır. Genel uygulama silindirik ocaklar olmakla beraber konik ocaklar üzerinde de araştırmalar yapılmaktadır. Silindirik ocaklarda silindir boyu, çapı ve brülör namlu çapı ile uzunluğu önemli geometrik parametrelerdir. Uygun oranlar kullanıldığı takdirde taşınımı arttırmak, basınç kayıplarını ve gürültüyü azaltmak ayrıca yanma verimini de iyileştirmek mümkündür.

Yakıt-hava karışımı ocakta yandıktan sonra genişerek ilerler ve dönüş yaparak ocağı terkeder. Bu esnada sirkülasyon bölgeleri oluşur. Bunların konumu geometri ve akış şartlarına bağlı olup, neticede yanma verimi, taşınım ve kayıplar üzerine önemli derecede etki eder. Karşı basınçlı kazanlarla ilgili çalışmaların sayısı fazla değildir. Genelde türbülanslı ve yüksek sıcaklık reaksiyonlu sistemleri simüle etmek zor olmaktadır. Ters akış ve radyasyonun ağırlıklı olduğu ısı transferini modellemek karmaşıklık göstermektedir. Karşı basınçlı (ters akışlı) yanma odaları üzerine matematiksel modelleme çalışmaları hakkında bildirilen birkaç çalışma vardır; ama türbülanslı akışı, yanmayı ve radyasyon ısı transferinin hepsini birden ele alan çok az sayıda çalışma ortaya konmuştur.

Gosman ve ark. (1969) bir ucu kapalı koni şeklinde ve dolayısıyla ters akışın oluştuğu bir yanma odasında ön karışimli alevin özelliklerini hesaplamışlar. Duvarları adyabatik kabul ederek ve radyasyonla ısı transferini ihmal ederek hesaplamalarında basit bir yanma modeli kullanmışlardır.

Elghobashi ve ark. (1981) ters akışta ölçülen hız, konsantrasyon ve sıcaklık dağılımlarını, hesaplanan sonuçlarla karşılaştırmış ancak yanma olayını incelememiştir.

Gou ve Lu (1993) yanma reaksiyonu ve radyasyonla ısı transferini de içeren karşı basınçlı LB kazanının yanma odasında türbülanslı akışı çözen bir matematiksel model geliştirmişler. Odada ısı transferinin radyasyon ağırlıklı olduğunu bulmuşlar. Yanma odasındaki ısı transfer oranının, alev sıcaklığındaki artışlarla yükseltilebileceğini saptamışlardır.

El-Mahallawy ve ark. (1977) bir silindirik karşı basınçlı kazanda gaz hızını, sıcaklığı ve duvarlara olan ısı akısını ölçmüşler. Karşı basınçlı kazanlarda yanma veriminin ve duvarlara olan ısı akısının açık tünelli kazanlara göre daha iyi olduğu sonucuna varmışlardır.



2. DOĞALGAZ IN GENEL ÖZELLİKLERİ

2.1. Tanımı ve Özellikleri

İnsanlar tarafından binlerce yıldan beri bilinmesine rağmen, doğalgazın yaygın olarak kullanılması 1960 yılından sonradır. Doğalgazın çeşitli yollarla yeryüzüne çıkararak, yıldırım gibi bazı dış etkenlerin yardımı ile yanması çağlar boyu insanların ilgisini çekmiştir. Eski Mısır, Yunan, Çin, Pers ve Kuzey Amerika'daki yerlilerden kalan tarihsel belgelere göre bu tip sürekli yanan kaynaklardan bahsedilmektedir.

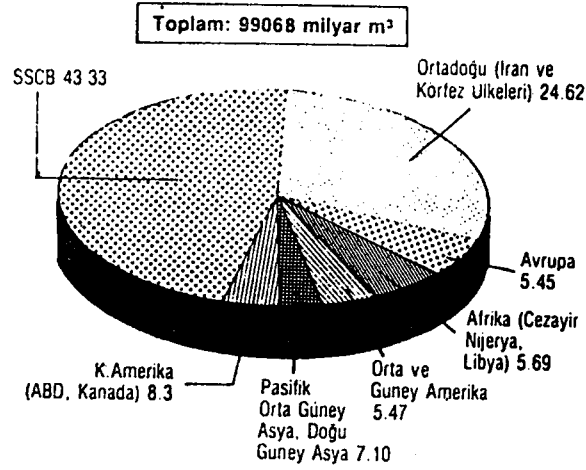
Organik teoriye göre, diğer fosil yakacaklar gibi, doğal gaz da milyonlarca yıl önce yaşamış bitki ve hayvan artıklarından oluşmuştur. Yeryüzü kabukları arasına gömülen bu artıklar, basınç ve ısı etkisiyle, kimyasal değişikliklere uğrayarak doğalgazı oluşturmuşlardır. Genelde doğalgaza sıradağ yamaçlarında petrol yatakları ile birlikte veya serbest olarak rastlanılmaktadır. Bugün üretilen doğalgazın yaklaşık % 40 kadarı petrol ile aynı yataklardan, % 60 kadarı ise petrol bulunmayan yataklardan sağlanmaktadır.

Dünya'da özellikle Birleşik Devletler Topluluğu (BDT) ve Ortadoğu ülkelerinde doğalgaz rezervlerine rastlanılmaktadır. Dünya'daki doğal gaz rezervleri Şekil 2.1'de gösterilmiştir (Öztürk 1991).

Yurdumuzda ise yapılan bütün araştırmalara rağmen, maalesef henüz büyük bir doğal gaz rezervi bulunamamıştır. Mardin ve Trakya'da sınırlı miktarda doğalgaz rezervi mevcuttur. T.C. ilk olarak BDT ile 1984 yılında doğal gaz ithal etmek için bir antlaşma yapmışlardır. Daha sonra Libya, Cezayir gibi ülkelerle bu tip antlaşmalar yapılmıştır. Doğal gaz esas olarak metan (CH_4) ve daha az oranda etan (C_2H_6) ve propan (C_3H_8) gibi hidrokarbonlardan meydana gelir. Ayrıca bileşiminde azot (N_2), karbondioksit (CO_2), hidrojen sülfür (H_2S) ile helyum (He) gazlarında bulunabilir. Doğal gaz renksiz ve kokusuz bir gazdır. Ayrıca çok küçük yüzdelerde olmak üzere oksijen ve argon gazlarının bulunduğu doğal gaz kaynaklarına da rastlanılmıştır. Ticari kullanıma arzedilen doğalgazda genellikle %

80 ile % 95 arasında metan mevcuttur. Geri kalan yüzde etan, propan ve azottur. Alt ısı değeri 30 ila 45 MJ/Nm³, havaya göre yoğunluğu ise 0.58 ile 0.79 (Hava:1.0) arasındadır. Doğal gaz, mavi bir alevle yanar ve hava ile belirli oranda karıştığında patlayıcı özelliği vardır.

Dünyada doğalgaz rezervleri %



Şekil 2.1. Dünyada doğal gaz rezervleri

KAYNAK: ÖZTÜRK (1991), Doğal Gaz ve Uygulamaları, Ankara, s. 42

Doğal gazın sınıflandırılması değişik literatürlerde değişik şekillerde verilir. Anglo-Sakson literatüründeki sınıflamada doğal gaz içindeki azot ve metan yüzdeleri önem kazanırken, DIN 1340'da metan ile birlikte kükürt yüzdesi önemlidir (Tablo 2.1).

Tablo 2.1. Doğal gazın sınıflandırılması

Anglo-Sakson Kaynakları:					
No	Tipi	Azot (%)	Havaya göre yoğunluk	Metan (%)	Alt Isıl Değer (MJ/Nm ³)
I	Yüksek derece inert tip	6.3-16.2	0.66-0.708	71.9-83.2	35-39
II	Yüksek metan tipi	0.1- 2.4	0.59-0.614	87.6-95.7	37-39.6
III	Yüksek ısı değerli tip	1.2- 7.5	0.62-0.719	85 -90.1	39.6-41.6

Tablo 2.1. (Devam) Doğalgazın sınıflandırılması

DIN 1340'a göre sınıflama

- I) Kuru tip doğalgaz : Başlıca metan ihtiva eder (% 90 metan).
- II) Yaş tip doğalgaz: Metandan başka, etan, propan, bütan ihtiva eder.
- III) Ekşi (sour) tip doğalgaz: Kurşun asetat testine göre, 500 mg/ Nm³ den daha fazla hidrojen sülfür ve diğer kükürtlü bileşenleri ihtiva eder.

KAYNAK: ÖZTÜRK (1991), Doğal Gaz ve Uygulamaları, Ankara, s. 43

Dünyadaki çeşitli rezervlerden çıkan doğalgazın ortalama bileşimleri ve fiziksel özellikleri Tablo 2.2'de verilmiştir.

2.2. Yanma Karakteristikleri

Yanma, yakacaklar içerisindeki yanabilir elemanların oksijen ile hızlı kimyasal birleşmesi şeklinde tanımlanır. Yakacaklar içerisindeki temel yanabilir elemanlar karbon, hidrojen ve bunların bileşenleridir.

2.2.1. Isıl Değer

Tam bir yanma halinde açığa çıkacak olan ısıdır. kWh/m³ veya MJ/m³ birimindedir. Isıl değeri alt ve üst ısıl değer olarak ikiye ayırmak mümkündür.

Üst ısıl değer

Normal haldeki gazın bir metreküpünün tam yanması ile açığa çıkan ısı miktarıdır. İlk ve son ürünler 25° C sıcaklıktadır ve yanma ile oluşan su, sıvı haldedir.

Tablo 2.2. Çeşitli rezervlerden elde edilen doğal gazın ortalama bileşimleri ve fiziksel özellikleri

Rezerv adı	Bileşimi (ağırlıkça %)							Yoğunluk kg/m ³	Üst ısı değeri H _u MJ/m ³	Alt ısı değeri H _a MJ/m ³	Teorik Özgül		Max. CO ₂ Ağırlıkça Hacimce (%) (%)			
	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C _m H _n	CO ₂	N ₂				(kuru)					
											Hava	Dumangazı				
Einsland (Almanya)	78.97	5.00	1.72	1.0	0.94	7.77	4.3	0.8128	39.25	48.29	35.44	43.60	14.96	14.04	17.82	12.12
Diennoiz (Almanya)	67.2	-	-	-	2.60	20.04	10.16	0.8828	34.05	38.57	30.72	34.80	11.93	11.39	18.66	12.72
Rneden (Almanya)	54.0	0.82	-	-	-	35.66	9.52	0.9851	29.94	30.39	26.99	27.40	9.41	9.19	20.27	13.91
Sochteren (Hollanda)	70.01	4.64	0.96	0.42	0.39	2.13	21.45	0.8329	35.10	42.14	31.68	38.03	13.05	12.37	17.23	11.69
Kuzey Denizi (İngiltere)	83.77	6.04	2.04	1.03	1.67	1.0	4.45	0.7841	40.76	51.95	36.81	46.95	16.00	15.03	17.49	11.88
Bakü (Azerbeycan)	87.7	5.83	-	-	-	5.66	0.81	0.7691	39.75	51.69	35.86	46.93	16.01	14.94	17.63	11.98
Harşi Rimol (Cezayir)	63.32	11.3	6.37	4.14	7.18	0.43	7.26	0.9005	44.82	49.77	40.08	45.17	15.39	14.50	18.02	12.26
Cap Bon (Tunus)	66.93	17.5	9.65	5.45	1.47	-	-	0.8900	48.01	53.94	43.55	48.93	16.71	15.65	18.02	12.66

Rezerv Adı	Bileşimi (hacimce %)							Havaya göre izafi yoğunluk	Üst Isıl Değer (MJ/Nm ³)	
	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C _m H _n	CO ₂	O ₂			N ₂
California (A.B.D.)	87.20	5.20	3.50	2.00	1.70	0.40	-	-	0.690	44.8
Kansas (A.B.D.)	77.00	3.90	2.60	2.00	0.60	1.10	0.10	13.6	0.698	37.2
Lousiana (A.B.D.)	92.18	3.33	1.48	0.79	0.30	0.90	-	1.02	0.615	39.5
Teksa (A.B.D.)	90.98	4.56	1.88	1.04	0.75	0.12	-	0.67	0.630	41.0
Arjantin	95.00	4.00	-	-	-	-	-	1.00	0.576	38.3
Kanada	87.02	9.15	2.78	0.35	-	0.24	-	0.46	0.635	41.7
S. Arabistan	56.00	19.00	14.30	5.90	2.70	1.90	-	-	0.653	37.1
Bakü (Azerbeycan)	88.80	2.20	1.10	0.50	0.50	6.90	-	-	0.658	37.3
Venezüella	76.70	6.79	6.69	3.26	1.66	1.90	-	-	0.768	48.3

KAYNAK: ÖZTÜRK (1991), Doğal Gaz ve Uygulamaları, Ankara, s. 44.

Alt ısı değer

Normal haldeki bir metreküp gazın tam yanması ile açığa çıkan ısı miktarıdır. İlk ve son ürünler 25° C sıcaklıktadır ve yanma ile oluşan su, buhar halindedir. Üst ve alt ısı değer arasındaki farkı suyun buharlaşma ısısı oluşturur. Bu ısı değerler gazın bileşenlerinin yüzde miktarlarına ve ayrı ayrı ısı değerlerine bağlı olarak hesaplanabilir. Yakacaklardaki çeşitli elemanların özellikleri ve ısı değerleri Tablo 2.3’de gösterilmiştir.

2.2.2. Alev sıcaklığı

Alev sıcaklığı özellikle endüstriyel uygulamalarda önemli bir etkidir. Adyabatik alev sıcaklığı termodinamik bağıntılar ile teorik olarak hesaplanabilir. Pratikte ışınlım, taşınım, iletim kayıpları ve hava fazlalığı nedeniyle daha düşük alev sıcaklıkları elde edilir. Tablo 2.4 doğal gaz ile birlikte kullanılan bazı gazların adyabatik ve pratik olarak ölçülen alev sıcaklıklarını, hava ve oksijen içinde yanma halleri için göstermektedir. Ayrıca hava fazlalık

Tablo 2.3. Yakacaklardaki çeşitli elemanların özellikleri ve ısı değerleri

Eleman veya bileşik	Formül	Mol Kütlesi	Yoğunluk kg/m ³	Üst Isıl Değer		Alt Isıl Değer	
				kJ/Nm ³	kJ/kg	kJ/Nm ³	kJ/kg
Karbon	C	12.01	-	-	32779	-	32779
Hidrojen	H ₂	2.016	0.085	12109	142100	10246	120070
Oksijen	O ₂	32.0	1.355	-	-	-	-
Azot	N	28.01	1.192	-	-	-	-
Karbondioksit	CO ₂	44.01	1.874	-	-	-	-
Karbonmonoksit	CO	28.01	1.185	11990	10110	11990	10110
Metan	CH ₄	16.04	0.681	37706	55530	33943	49995
Etan	C ₂ H ₆	30.07	1.236	66060	51921	60434	47490
Propan	C ₃ H ₈	44.09	1.916	94042	50400	86515	46371
n. Bütan	C ₄ H ₁₀	58.12	2.534	121874	49590	112448	45769
n. Pentan	C ₅ H ₁₂	72.15	3.050	149781	49065	138492	45371
n. Hekzan	C ₆ H ₁₄	86.17	3.64	177430	48706	164390	45131
Kükürt	S	32.06	-	-	9257	-	9257
Hidrojen sülfür	H ₂ S	34.08	1.459	24069	16506	22169	15204
Kükürt dioksit	SO ₂	64.06	2.776	-	-	-	-
Su buharı	H ₂ O	18.02	0.762	-	-	-	-
Hava	-	28.9	1.227	-	-	-	-

KAYNAK: ÖZTÜRK (1991), Doğal Gaz ve Uygulamaları, Ankara, s. 46.

katsayısı ve yakma havası sıcaklığının adyabatik alev sıcaklığına etkisi Şekil 2.2'de verilmiştir.

Tablo 2.4 . Hava ve oksijen içinde yanma halinde bazı gazların alev sıcaklıkları

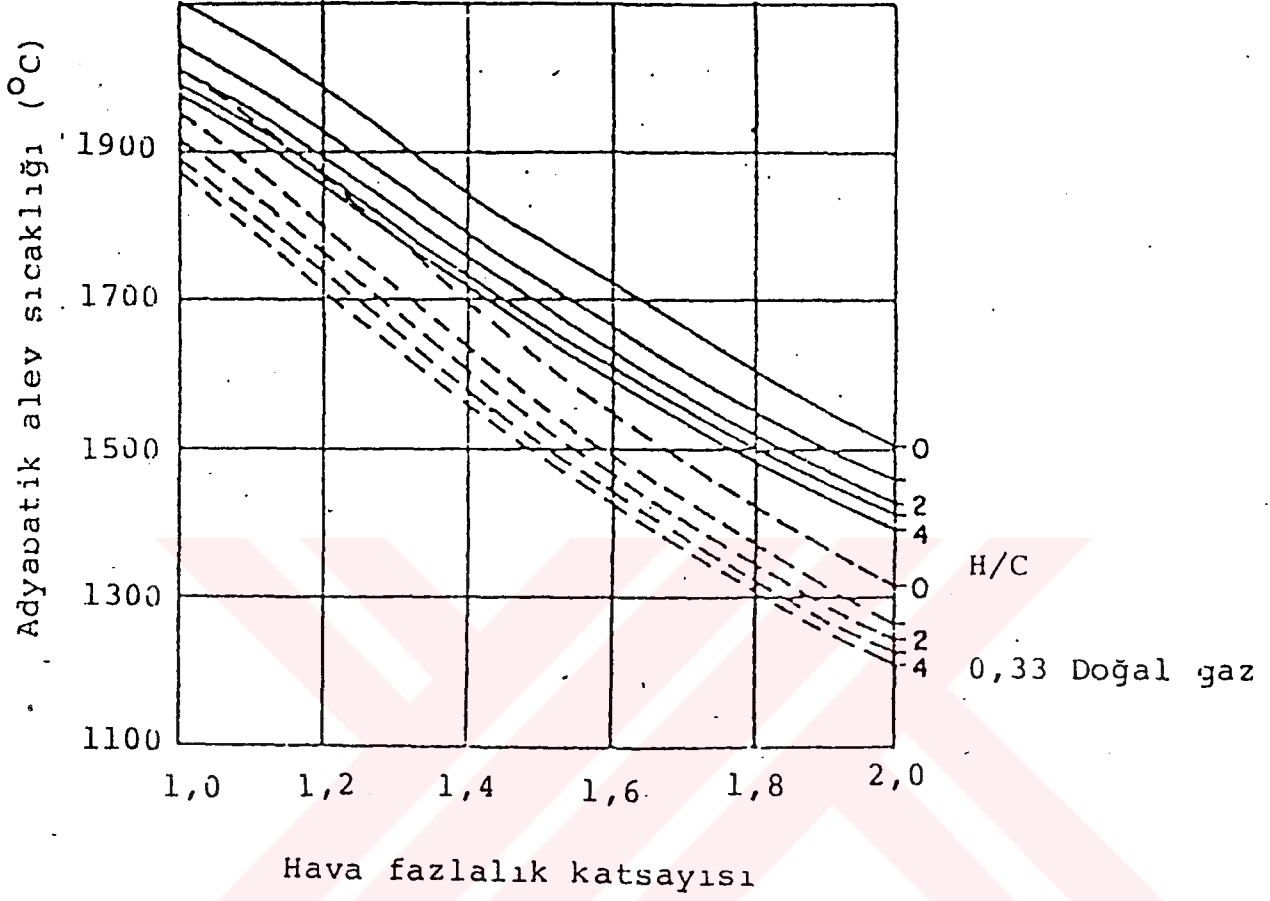
Gaz Yakacak	Alt Isıl değer (MJ/Nm ³)	Alev sıcaklığı		
		Hava içinde Adyabatik (°C)	Gerçek (°C)	Oksijen içinde Adyabatik (°C)
Doğal gaz	38.04	1960	-	-
Karbonmonoksit	11.99	2470	2100	-
Hidrojen	12.11	2210	2045	2974
Metan	33.94	1918	1880	-
Etan	60.43	1967	1895	-
Asetilen	53.95	2632	2319	3110

KAYNAK: ÖZTÜRK (1991), Doğal Gaz ve Uygulamaları, Ankara, s.48.

2.2.3. Tutuşma Limitleri ve Tutuşma Sıcaklığı

Gazlarda tutuşmanın olabilmesi için yanıcı gaz ile hava (veya oksijen) karışımının hacimce belirli bir aralıkta bulunması gerekir. Çeşitli yanıcı gazlar için bu aralık Tablo 2.5'de verilmiştir.

Diğer taraftan bütün yakacakların yanabilmeleri için belirli bir sıcaklığa ulaşması gerekir. Doğal gaz ile birlikte çeşitli yakacakların tutuşma sıcaklıkları Tablo 2.6'da görülmektedir (Öztürk 1992).



Şekil 2.2. Adyabatik alev sıcaklığının değişimi

Dolu çizgi: Yakma havası= 315 °C

Kesikli çizgi: Yakma havası= 40°C

KAYNAK: ÖZTÜRK (1992), Doğal Gaz Tebliğleri, Ankara, s. 21.

Tablo 2.5. 20°C sıcaklıkta atmosfer basıncında hava içinde çeşitli gazların tutuşma sınırları

Yanıcı Gaz	Tutuşma Sınırı	
	Alt Sınır (%)	Üst Sınır (%)
Hidrojen	4.1	74.0
Karbon monoksit	12.5	74.0
Metan	5.3	13.9
Etan	3.1	12.5
Propan	2.4	9.5
n-Bütan	1.9	8.4
Benzol	1.4	7.1

KAYNAK: ÖZTÜRK (1992), Doğal Gaz Tebliğleri, Ankara, s. 22

Gaz yakıt ve hava önceden karıştırılıp brülöre gönderildiği için doğal gaz alevi ön karışımli bir alev oluşturmaktadır. Bu tür alevler sıcaktır, sınırları bellidir. Mavi renklidirler ve yanma da tam yanmadır (Kadırgan 1988).

Eğer yakıt brülöre tek başına geliyor, yanma yakıtla çevredeki havanın karıştığı alanda oluyorsa, bunlar difüzyon alevidirler (Kadırgan 1988).

Tablo 2.6. Çeşitli yakacaklarda tutuşma sıcaklığı

Yakacak Cinsi	Tutuşma Sıcaklığı (°C)
Asetilen	335
Bütan	490
Propan	510
Hidrojen	530
Etan	530
Etilen	540
Karbon monoksit	610
Metan	645
<u>Doğalgaz</u>	<u>600</u>
Gaz yağı	230-242
Motorin	330-520
Benzen	520-600
Fuel-oil	212
<u>Nafta</u>	<u>530-580</u>
Turbo	225-280
Odun	220-300
Linyit	300-750
Kok	600-750
Odun kömürü	150-210

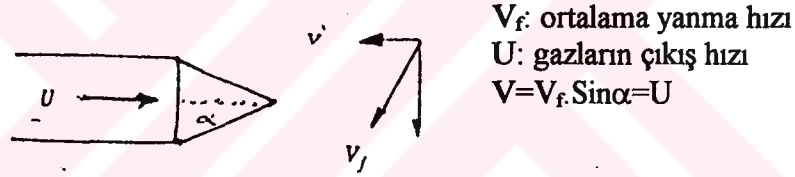
KAYNAK: KADIRGAN (1988), Alev Proseslerinde, Gaz Yakıt-Oksijen Alevlerinin Yüksek Sıcaklık Eldesi Amacıyla Kullanılması, Kimya Müh. Odası, Uluslararası Doğalgaz Sempozyumu, s. 48

Yanmanın tam olması, alevde sarı bölge görülmemesi için, kısmen de olsa bir ön karıştırma yararlıdır. Yanma için gerekli havanın fazlası ise difüzyonla gelir.

Ön karışımli bir alev ya da difüzyon alevi, laminer ya da türbülanslı olabilir. Laminer alevin sınırları bellidir; soğuk ve sıcak bölgeleri kesin sınırlarla ayrılmıştır. Oldukça küçük hacimde yer alır. Türbülanslı alevler ise daha dağınıktır. Alevin bir noktasında önemli bileşim ve sıcaklık oynamaları olur.

2.2.4. Yanma Hızı

Yanma hızı, ölçülme biçimine göre değişik değerler alabilir. Eğer bir bek ucunda yanma hızı, gazların çıkış hızından fazla ise, alev içeri girer ve içten yanma olur. Eğer gazların çıkış hızı, yanma hızından çok fazla ise, alev uçar gider; stabilize olmaz. Eğer gazların çıkış hızı, yanma hızından biraz fazlaysa, alev brülörün ucunda stabilize edilebilir (Şekil 2.3) (Kadırgan 1988).



Şekil 2.3. Brülör ucunda yanma hızının bulunması

KAYNAK: KADIRGAN (1988), Alev Proseslerinde, Gaz Yakıt-Oksijen Alevlerinin Yüksek Sıcaklık Eldesi Amacıyla Kullanılması, Kimya Müh. Odası, Uluslararası Doğal Gaz Sempozyumu, s. 49.

Stokiyometrik yakıt karışımlarının, laminer akış durumunda, maksimum deflagrasyon (kontrollü yanma) hızları Tablo 2.7'de gösterilmiştir (Kadırgan 1988).

Tablo 2.7. Stokiyometrik yakıt karışımlarının, laminer akış durumunda, maksimum deflagrasyon (kontrollü yanma) hızları

Yakıt	CH ₄	CO	C ₃ H ₈	H ₂
Hava ile (m/s)	0.38	0.45	0.43	2.5
O ₂ ile (m/s)	3.2	2.0	3.6	8.9

KAYNAK: KADIRGAN (1988), Alev Proseslerinde, Gaz Yakıt-Oksijen Alevlerinin Yüksek Sıcaklık Eldesi Amacıyla Kullanılması, Kimya Müh. Odası, Uluslararası Doğal Gaz Sempozyumu, s. 49.

2.2.5. Wobbe Endeksi

Wobbe endeksi, cihazların ısı yüklerine göre gazın değiştirilebilirlik özelliğini belirten bir tanıma sayısıdır. Wobbe endeksi, gazların üst ve alt ısı değerlerine bağlı olarak üst(W_{o,n}) ve alt(W_{u,n}) Wobbe endeksi diye ikiye ayrılır.

İzafi yoğunluk, üst ve alt ısı değer arasında şu bağıntılar vardır:

$$W_{o,n} = H_{o,n} / d^{1/2} \quad W_{u,n} = H_{u,n} / d^{1/2} \quad (\text{kwh/m}^3 \text{ veya MJ/m}^3)$$

Burada;

W_{o,n}: Üst Wobbe endeksi (kwh/m³ veya MJ/m³)

W_{u,n}: Alt Wobbe endeksi (kwh/m³ veya MJ/m³)

H_{o,n}: Üst ısı değeri (kwh/m³ veya MJ/m³)

H_{u,n}: Alt ısı değeri (kwh/m³ veya MJ/m³)

d: İzafi yoğunluk (-)

Aynı Wobbe endeksine sahip gazlar bir gaz ailesini oluşturur ve aynı meme ile brülörde aynı ısı yükünü verirler. Pratikte Wobbe endeksi bir brülörün meme basıncı ile ısı yükünün ayarlanmasına yarar (MMO 1991).

2.3. Doğal Gaz ile Diğer Yakıtların Mukayesesi

Doğalgazın ve mevcut kazanlarda kullanılan kömür ve fuel-oil'in özellikleri karşılaştırmalı olarak Tablo 2.8'de verilmiştir. Bu tabloda verilen değerler türlerinin herhangi bir şekilde seçilen örnekleri içindir.

Tablo 2.8. Farklı yakıtlar için bazı özelliklerin karşılaştırılması

Özellik	Birimi	Kömür	Fuel oil No:6	Doğal gaz
Karbon oranı	% (Ağırlık)	77.4	84.58	73.98
Hidrojen oranı	"	1.4	10.90	24.57
Oksijen oranı	"	2.0	0.4	0.07
Azot oranı	"	1.2	0.112	1.43
Kükürt oranı	"	1.0	4.00	-
Kül oranı	"	8.0	-	-
Nem oranı	"	7.0	-	-
H/C oranı	(Ağırlık)	0.044	0.128	0.332
Alt ısı değer	kJ/kg	29600	39220	46085
Baca gazındaki buhar oranı	g/kJ	0.0124	0.0239	0.0406
Baca gazındaki stokiometrik CO ₂ oranı	% (mol)	18.9	15.89	17.28
Baca gazındaki SO ₂ oranı	ppm (Ağırlık)	1.644	5.50	-
Baca gazı su çığ noktası	°C	35	49	56
Ocak yükü	kJ/m ³ h	0.4-1.2.10 ⁶	1.2-3.1.10 ⁶	1.6-4.10 ⁶
Stokiometrik hava ihtiyacı	g/kJ	0.33	0.32	0.31
Tavsiye edilen hava fazlalığı		1.4-1.6	1.2-1.25	1.1-1.2

KAYNAK: LISOWSKI (1989), Kazanlarda Doğal Gaz Yakılması, Doğal Gaz Dergisi, Sayı 2, Sayfa 15-19.

Doğalgazın bileşiminde hidrojen oranının çok yüksek olduğu, buna karşılık doğal gaz da nem, kül ve kükürt bulunmadığı görülmektedir. Yakıt kütlelerine göre tarif edilen alt ısı değerinin ve baca gazı içerisindeki su buharı oranının doğal gaz da en büyük olduğu ve doğal gaz yakıldığında baca gazlarında önemli ölçüde SO₂ bulunmadığı diğer önemli farklardır (Lisowski 1989). Doğal gaz alevi çoğunlukla mavi olduğundan emissivitesi fuel-oil ve kömür

alevine göre daha azdır. Bu farklı özelliklerin kazan tasarımı üzerinde önemli etkileri olduğu bilinmektedir.

2.4. Doğal Gazın Kullanım Alanları

Doğal gaz ilk olarak Çin'de (M.S. 221-263) tuz üretimi için kullanılmıştır. Doğalgazın ilk üretim tekniklerine A.B.D.'de rastlanılmaktadır. Erie Gölü yakınından çıkarılan doğal gaz Freodaina şehrinin aydınlatılması için kullanılmıştır. İlk endüstriyel kullanım yine A.B.D.'nin Batı Virginia eyaletindeki tuz üretim tesislerinde görülmüştür.

Günümüzde doğal gaz yakacak ve hammadde olarak çeşitli alanlarda kullanılabilir. Yakacak olarak, termik santrallerde elektrik enerjisi üretimi için, endüstri kuruluşlarında ısıtma, kurutma, pişirme, ısıl işlem fırınlarında, kaynak işlemleri ve buhar üretimi için; konut ve işyerlerinde ise sıcak su, pişirme, kurutma, ısıtma ve soğutma işlemleri için doğrudan doğruya kullanılabilir. Doğalgazın bileşiminde bulunan hidrokarbonlar nedeniyle, sanayide amonyak, metanol, hidrojen ve petrokimya ürünlerinin sentezinde, mürekkep, zambak, sentetik lastik, fotoğraf filmi, deterjan, boya, dinamit, plastik, antifriz ve gübre gibi maddelerin üretiminde doğal gaz doğrudan hammadde olarak kullanılır. Bugün dünyadaki metanol üretiminin % 70'i doğal gaz ile sağlanmaktadır. Diğer taraftan özellikle A.B.D.'deki Kansas, New Mexico, Oklahama, Texas ve Utah'daki kuyulardan çıkarılan doğal gaz içinde % 2 ila % 7 helyum bulunması nedeniyle buralardan elde edilen doğal gaz helyum üretiminin ana kaynağını oluşturmaktadır (Öztürk 1992).

2.5. Kazanlarda Kullanılan Yakıtların Yanma Özellikleri

Yanma daha önce açıklandığı gibi yakacaklar içerisindeki yanabilir elemanların (C, H, vb.) oksijen ile hızlı kimyasal birleşmesidir. Kazanlarda sıkça kullanılan yakıtlar sıvı, katı ve gaz yakıtlardır. Bunlardan en çok kömür, fuel-oil, mazot ve doğal gaz kullanılır.

Doğalgazın içinde yanmayan madde bulunmadığı için tümü yanar, hava ile çok iyi karışabildiğinden hava fazlalık katsayısı bir civarındadır. Yanmamış yakacak kaybı yoktur, baca kaybı ise diğer yakacıklara göre çok düşüktür.

Katı ve sıvı yakacıklarda, duman gazı ile sürüklenen kül, kurum gibi yanmamış maddelerin ısı transfer yüzeylerine yapışarak meydana getirdiği ısıl direnç problemi doğalgazda yoktur.

Doğalgazın bünyesindeki karbon miktarı diğer yakıtlara göre daha az, hidrojen miktarı ise daha fazla bulunmaktadır. Bu ise optimum yanma şartlarında sıvı yakıt ve kömür alevinin parlak sarı, doğal gaz alevinin mavimtrak bir renkte oluşumunu sağlar.

Kazanlardaki ısı transferi iki bileşenden oluşmaktadır:

- 1) Radyasyonla ısı transferi
- 2) Taşınım ile ısı transferi

Radyasyonla ısı transferini, yanma sonucu oluşan alev ve sıcak gaz radyasyonu oluşturmaktadır. Bu iki radyasyonu sırası ile alev radyasyon katsayısı ve sıcak gaz radyasyon katsayısı temsil etmektedir. Alev radyasyonu tanecik ve is radyasyonudur ki özellikle ağır hidrokarbonları içeren fuel-oil yakılması halinde önemlidir. Doğal gaz mavi bir alevle yandığından alev radyasyonu ihmal edilebilir mertebededir. Doğalgazda duman gazı içindeki CO₂ ve H₂O gibi gazlara ait sıcak gaz radyasyonu sözkonusudur. Çeşitli yakacaklar için ortalama alev radyasyon katsayıları şöyle verilebilir:

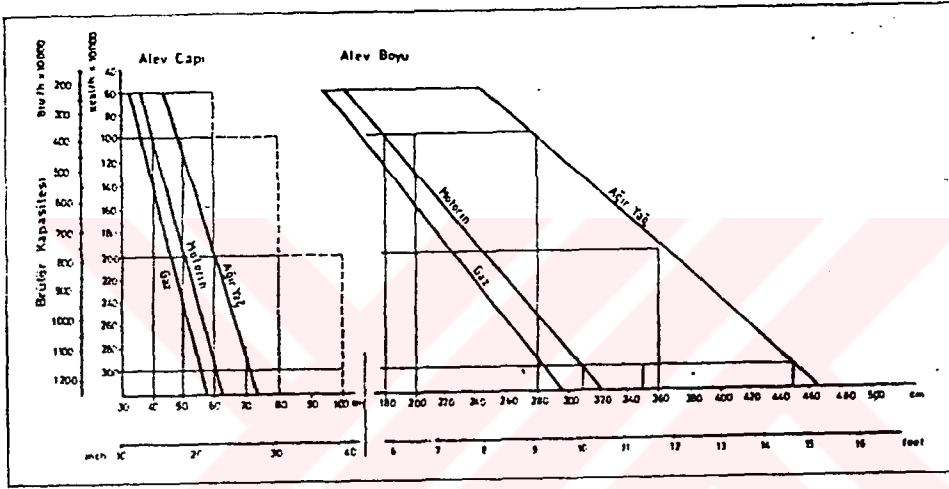
	<u>Kömür alevi</u>	<u>Fuel-oil alevi</u>	<u>Parlak doğal gaz alevi</u>
Işınım yayınlılığı	0.8-0.9	0.65-0.75	0.55-0.60

Taşınım ile ısı transferini ise, cidarlarda yüksek hızlara ulaşan gazların yüzeyler boyunca ilerlemesi ve duman borularındaki ısının aktarımı oluşturmaktadır.

Radyasyonla ısı transferi ile taşınım ile ısı transferinin sıvı ve gaz yakıtlı kazanlardaki oranları şöyledir:

	<u>Radyasyon Isı Transfer Yüzdesi</u>	<u>Taşınım İle Isı Transfer Yüzdesi</u>
Fuel-oil	% 60	% 40
Doğal gaz	% 40	% 60

Kazan tasarımlarında önemli faktörler olan alev çapı ve alev boyu uzunlukları karşılaştırmalı olarak Şekil 2.4’de gösterilmiştir.



Şekil 2.4. Çeşitli yakıt tiplerine göre alev boyutları

KAYNAK: BIÇAKÇI (1994), "Doğalgazlı Isıtma Sistemlerinde Kazan ve Brülör Uyumunun Yanma Üzerindeki Etkisi", Doğal gaz Dergisi Sayı 32, s. 99-104.

2.6. Kazanlarda Doğal gaz Kullanımı ve Önemi

Doğalgazın kazanlarda yakıt olarak kullanılması birçok yönden avantaj sağlamaktadır. Günümüzde Türkiye’de doğalgazın ulaştığı büyük şehirlerimizde en büyük

beklenti doğalgazın hava kirliliğini önlemesidir. Büyük şehirlerimizde özellikle ısıtmadan kaynaklanan hava kirliliği öylesine boyutlara ulaşmıştır ki, acil çözüm getirilmezse canlı hayatı tehlikeye girecektir. Kömür ve fuel-oil havayı kirleten yakıtlardır. Yanmaları tam olmadığı için is, kül ve CO, kükürt ve azotlu bileşiklerden dolayı da SO₂, SO₃ ve NO_x verirler. Genel olarak, yanmanın daha sıcak ortamda yayılması; is, yanmamış hidrokarbon, yarım yanma ürünleri miktarlarını azaltır ama, azot oksitleri (NO_x) emisyonunu artırır (Isısan 1991).

Çevre dostu temiz yakıt doğalgazın yanma ürünlerinde is, kül ve kükürt emisyonları bulunmaz. NO_x emisyonu yüksek ocak sıcaklığına bağlı olarak önemli mertebelere ulaşabilmektedir. Doğal gaz kazanlarında NO_x emisyonu ocakta alınacak önlemlerle, ancak yanma sırasında düşürülebilir. Dolayısıyla doğal gaz kazanlarında NO_x seviyesinin düşüklüğü; kazan dizaynına gösterilen özenin, mühendislik seviyesinin ve kalitenin göstergesidir (Isısan 1991).

Türkiye’de hem genel ortalama kazan kaliteleri ve yanma teknolojisi düşüktür ve hem de düşük kaliteli yakıt kullanılır. Dolayısı ile, Türkiye şartlarında doğal gaz hariç, birim enerji başına zararlı emisyon miktarları daha fazladır.

Yapılan bir çalışmada 5.000.000 kcal/h’lık bir gücün Elbistan linyit, fuel-oil ve doğalgazdan eldesi sırasında, ortalama yayılan kirlilik konsantrasyonları ve toplam kirlilik miktarları hesaplanmıştır (Tablo 2.9) (Sanuk ve Kaya 1989).

Sıvı ve katı yakacaklarda, duman gazı ile sürüklenen kurum, kül gibi yanmamış maddelerin ısı transfer yüzeylerine yapışarak meydana getirdiği ısı direnç problemi doğalgazda yoktur. Isı transferi yüzeyleri temiz kaldığından, kurum üfleme cihazları az çalıştırılır. Bu nedenle de bu cihazların harcadığı buhar ve enerji sarfiyatı azalır. Doğal gaz yakan kazanların periyodik bakımları daha uzun zaman dilimlerinde yapıldığından bakım masrafları azalır (Sanuk ve Kaya 1989).

Tablo 2.9 . 5.000.000 kcal/h'lik bir güç elde etmek için yakılması gerekli linyit. fuel-oil ya da doğal gazın verdiği kirlilik miktarları ve konsantrasyonları

	Toplam kirlilik miktarı (kg/h)			Baca gazındaki kirlilik konsantrasyonu (g/m ³)		
	SO ₂	NO _x	is	SO ₂	NO _x	is
Elbistan linyiti (filtresiz baca)	230	6	160	12	0.3	8.5
Fuel-oil (filtresiz baca)	36	1	3	4	0.2	0.4
Doğal gaz	-	1.5	91	-	0.2	0.01

KAYNAK: SANUK ve KAYA (1989), Katı, Sıvı ve Gaz Yakıtların Neden Oldukları CO, CO₂, NO_x ve İs Kirlilikleri Açısından Karşılaştırılması, Bitirme Ödevi, Yıldız Üniv. Kimya Bölümü, s. 21.

Doğalgazın kullanımı halinde diğer bir avantaj, diğer yakacalarda olan, depolama, nakliye ve yakıt hazırlaması maliyetlerinin olmayışıdır. Doğal gaz halinde yakıt depolama ihtiyacı olmadığı gibi fuel-oil için gerekli ısıtma, pompalama ve atomizasyon işlemleri bulunmamaktadır (Isısan 1991). Kömür için gerekli olan kırma, öğütme maliyetleri de doğalgazda bulunmamaktadır. Doğal gaz dağıtım şebekelerinden geldiği gibi yakıcılarda yakılabilir.

Doğal gaz, yük değişimlerine kolayca cevap verecek şekilde otomatik kontrolü basitçe yapılabilen bir yakacaktır.

Doğal gaz ile çalışan sistemlerin devreye girmesi çok kısa zamanda olduğundan ve pik enerji taleplerini kolayca karşılayabildiğinden dolayı ideal bir yakıttır (Isısan 1991).

3. KAZANLARDA YANMA KONTROLÜ ve BRÜLÖRLER

3.1. Giriş

Bütün yanma olaylarında, yanma ürünlerinin analiz edilmesi ile yanmanın iyi veya kötü olduğu hakkında bir fikir elde edilebilir. Bu şekilde yanmanın hangi hava fazlalık katsayısında yapıldığı, duman gazları içinde CO, H ve C_xH_y gibi yanmamış ürünlerin bulunup bulunmadığı incelenebilir. Böylece hem hava kirliliği açısından, hem de yakacak ekonomisi açısından sistem kontrol altına alınabilir. Gaz analiz cihazları, fiziksel ve kimyasal esaslı Orsat (baca gaz analiz) cihazı kullanılır.

Duman gazı analizi sonunda çoğunlukla yanma ürünlerindeki CO₂, O₂, CO ölçülür. Özellikle yanma ürünündeki O₂ miktarı, yanma olayının karakterini belirler. Bu bileşenin gereğinden fazla olması, yüksek hava fazlalık katsayısı ile çalışıldığını gösterir. Tam yanma halinde baca gazlarındaki normal O₂ değerleri doğru hava fazlalığı ile çalışıldığını ifade eder. Eğer aşırı O₂ bileşeni mevcutsa, bacadan gereksiz yere ısıtılıp atılan hava miktarının, dolayısı ile baca kayıplarının yüksek olduğu anlaşılır.

Diğer taraftan, yanma ürünleri içinde yanmamış gaz ve CO bulunması, yanmanın tam olmadığını gösterir. Yanmanın tam olmaması ısı kaybı arttırdığından ve dizayn edilen hava fazlalığında sistemin çalıştırılmasını sağlamak açısından yanma kontrolü önem kazanır (Onat ve ark. 1988).

3.2. Yanma Kontrol Teknikleri

Brülörler;

1. Kapasite kontrollü

2. Alev kontrollü

yapılmaktadır.

3.2.1. Kapasite Kontrolüne Göre Gaz Brülörleri

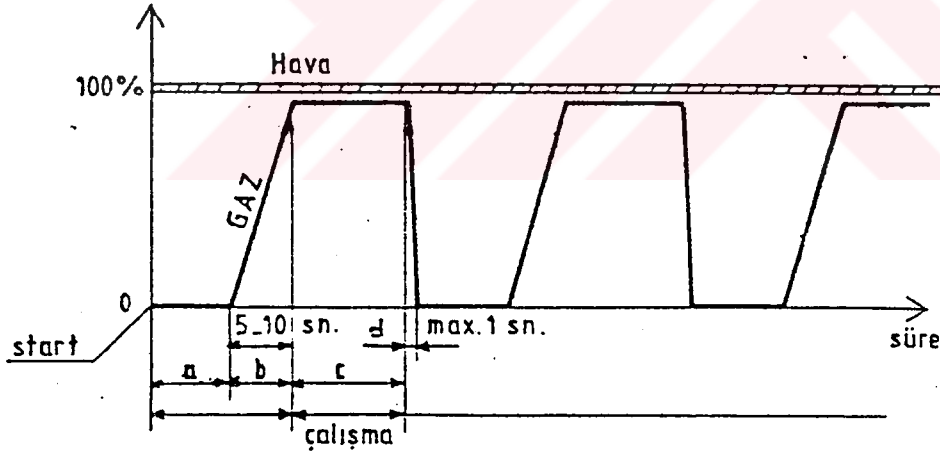
Bu tip gaz brülörleri üçe ayrılmaktadır. Her üçü de basınçlı hava ile yakma yapan brülörlerdir.

3.2.1.1. Tek Kademeli Brülörler

Maksimum kapasite yanma hücrelerine veya prosese göre bir defa ayarlanarak sürekli aynı miktarda yakıtın yakılması sağlanmaktadır. Bu modeller, kazan termostatı veya proses termostatından aldıkları kumandaya göre çalışırlar. Çalışma sistemi ON/OFF'dur (Şekil 3.1) (Bıçakçı ve Çağlı 1991).

Brülörün çalışması ile ilgili karakteristik safhalar şunlardır:

- Ön süpürme,
- Pilot alevinin oluşması,
- Ana alevin oluşması,
- Durma.



Şekil 3.1 Tek kademeli brülörlerin çalışma safhaları.

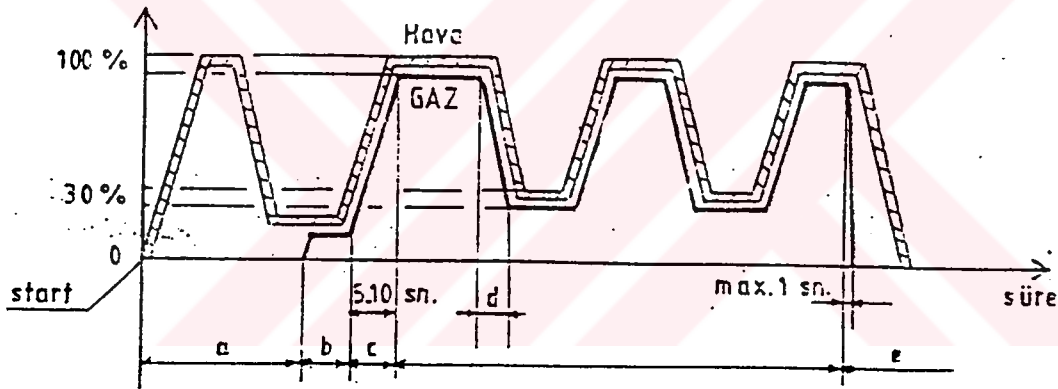
KAYNAK: BIÇAKÇI ve ÇAĞLI (1991), Doğal Gaz Brülörlerinin Prensipleri, İşletmesi ve Kontrolü, Doğal Gaz Dergisi, Sayı: 23, s. 59.

3.2.1.2. İki Kademeli Brülörler

Bu tipler el ve otomatik kumandalı olarak imal edilmektedir. Bu brülörler de kazan termostadı veya prosestadından aldıkları kumandaya göre çalışırlar. Bu çalışma sisteminde brülör termostad veya prosestadların ayar değerlerine bağlı olarak bir minimum değerle bir de maksimum değer arasında çalışır (Şekil 3.2) (Bıçakçı ve Çağlı 1991).

İki kademeli çalışmada karakteristik safhalar şunlardır:

- Ön süpürme,
- Pilot alevinin oluşması,
- Ana alevin oluşumu ve 2. kademeye geçiş,
2. kademedan 1. kademeye geçiş,
- Durma.

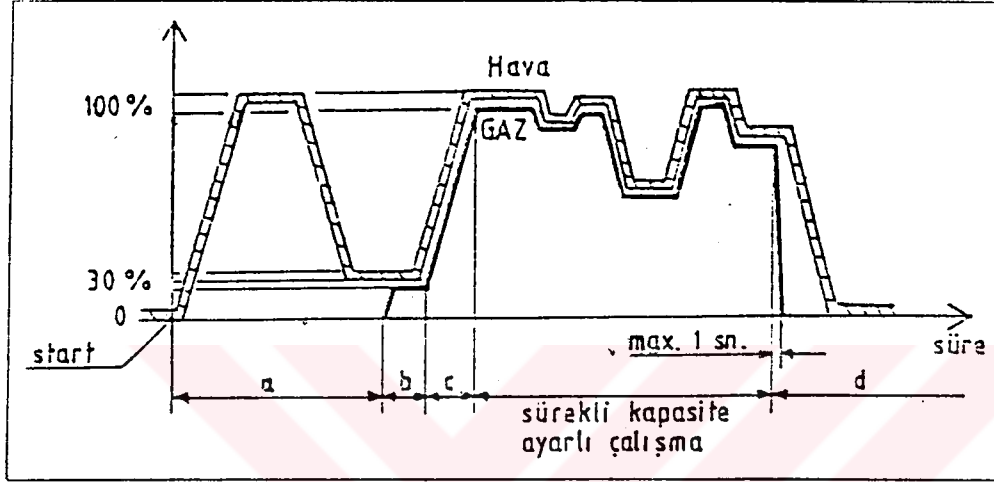


Şekil 3.2. İki kademeli brülörlerin çalışma safhaları.

KAYNAK: BIÇAKÇI ve ÇAĞLI (1991), Doğal Gaz Brülörlerinin Prensipleri, İşletmesi ve Kontrolü, Doğal Gaz Dergisi, Sayı: 23, s. 59.

3.2.1.3. Oransal Kapasite Ayarlı Brülörler

Oransal kapasite ayarlı (sürekli alev modülasyonu) brülörler, özellikle ısı üretim tesislerinde çekilen ısı yükünün sürekli değişken olması halinde ve yakma kapasitesi arasında kalan birden fazla pik değerine isabet eden miktarda yakıt yakılmak istendiğinde tercih edilmelidir. Sürekli kapasite ayarlı çalışma şeklinde karakteristik safhalar, Şekil 3.3'deki grafikte görüldüğü gibidir (Bıçakçı ve Çağlı 1991).



Şekil 3.3. Oransal kapasite ayarlı brülörlerin çalışma safhaları.

KAYNAK: BIÇAKÇI ve ÇAĞLI (1991), Doğal Gaz Brülörlerinin Prensipleri, İşletmesi ve Kontrolü, Doğal Gaz Dergisi, Sayı: 23, s. 62.

3.2.2. Her Üç Tip Yanma Kontrolü Yapan Brülörler ve Atmosferik Yakma Yapan Brülörlerde Alevin Kontrolü

Alevin kontrolü üç şekilde olmaktadır:

3.2.2.1. Ultraviöle

Bu tip kontrolde alevin kalitesinden ziyade yanmanın devamı kontrol edilir. Kontrol alev radyasyonundan etkilenmektedir. 100-400 mikroamper akım üretilir. Etkenlik iletimi özel korunmalı kablolar ile yapılır.

3.2.2.2. İyonizasyon

Bu tip kontrolde alevin iyi okside olması ile kontrolde kullanılan DC akım üretilmektedir. Yanmanın bozuk olması halinde üretilen akım AC olmakta ve iyonize elektrodu yanmanın kesilmesini sağlamaktadır.

3.2.2.3. Foto Rezistans

Foto rezistans, ışık şiddetinden etkilenir. Gaz alevine karşı duyarsız oldukları için yalnız sıvı yakıtların alev kontrolünde kullanılır.

3.3. Doğalgazlı Kazanlarda Kullanılan Brülör Tipleri ve Özellikleri

Gaz fazında, bünyesinde yanıcı madde bulunan yakıtları yakabilen doğalgaz brülörlerini dört ana grupta toplayabiliriz (Isısan 1991).

Bunlar;

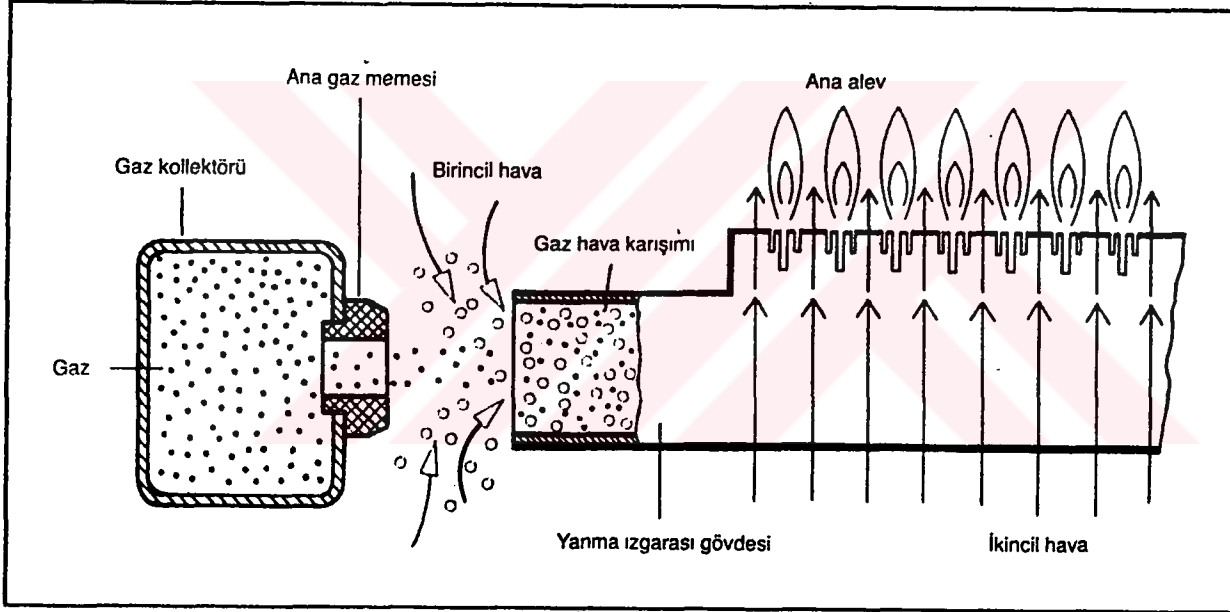
1. Çalışma prensiplerine göre,
2. Kontrol sistemlerine göre,
3. Yakılan yakıtın cinsine göre,
4. İmal tarzlarına göre.

3.3.1. Çalışma Prensiplerine Göre Gaz Brülörleri

Gaz brülörleri çalışma prensiplerine göre ikiye ayrılır:

3.3.1.1. Atmosferik Hava ile Yakma Yapan Gaz Brülörleri

Bu tip brülörlerde birincil (primer) hava, basınçlı doğalgazın bir lülede genişlemesi sırasında enjeksiyon prensibi ile çevreden emdiği hava ile karşılaşır. İkincil (sekonder) hava ise termik olarak, alevle ısınıp yükselen gazlar yerine açık olan yakıcının altından emilir. Böylece modern atmosferik brülörlerde hem ön karışma, hem de difüzyon prensipleri alevin oluşumunda kullanılır. Şekil 3.4'de atmosferik brülör prensip şeması verilmiştir (İsisan 1991).



Şekil 3.4. Atmosferik brülör prensip şeması

KAYNAK: İSISAN (1991), İsisan Çalışmaları, No:43, s. 14, İstanbul.

3.3.1.2. Basınçlı Hava ile Yakma Yapan Brülörler (Üflemeli Brülörler)

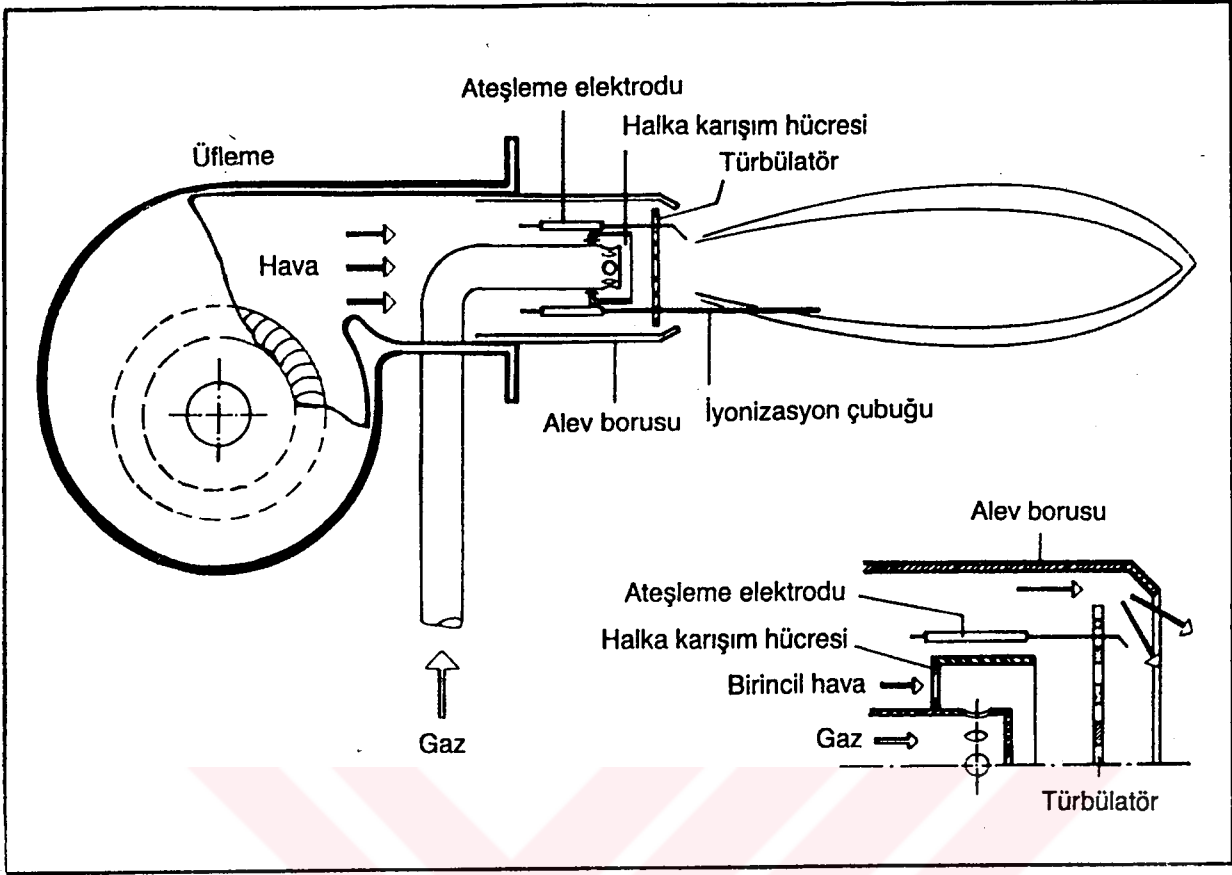
Üflemeli brülörlerde, basınçlı doğalgaz çok sayıdaki lüleden içinde buldukları hava akımına (karışım hücrelerine) yüksek hızla püskürtülür. Hava bir vantilatör tarafından cebri olarak temin edilir. Yüksek bir hızla karışan hava ile yakıt, bir türbülátörde dönme hareketi verilerek yanma odasına gönderilir. Vantilatörde sağlanan hava Şekil 3.5’de görüldüğü gibi iki yoldan ilerler. İlk yakıtla karışan iç hava primer hava olarak değerlendirilir. Çevreden gelen ve daha sonra yakıtla karışan hava ise sekonder havadır ve alev formunu bu hava verir. Brülör üzerinde ayrıca bir ateşleme elektrodu ve bir alev emniyet düzeni bulunur. Türbülátör olarak isimlendirilen parça alev tutucudur. Alevin stabilitesini ve geri tepmemesini sağlar.

Üflemeli brülörlerdeki vantilatör hem yanma için havayı sağlar ve hem de kazandaki yük kayıplarının bir kısmını karşılar. Eğer kazandaki gaz tarafi direnci küçükse normal tip üflemeli brülörler kullanılır. Bunların fan devir sayıları düşük olup 1400 d/d mertebesindedir. Eğer kazanda direnç yüksek ise (karşı basınçlı kazan) bu durumda yüksek basınçlı üflemeli brülörler kullanılır. Bu brülörlerde devir sayısı 2800 d/d gibi yüksektir. Fazla ses yaparlar ve daha çok enerji harcarlar. Eğer ses istenmiyorsa, özel susturucu brülör hücresi kullanmak gerekir. Üflemeli brülörlerde yük değişimine göre yakıtla birlikte hava ayarını da yapmak mümkündür. Dolayısı ile kazan veriminde azalma olmadan oransal kontrolle düşük yüklere inmek mümkündür (Isısan 1991).

3.3.2. Kontrol Sistemlerine Göre Gaz Brülörleri

Brülörler, kontrol sistemlerine göre kapasite ve alev kontrollü olarak imal edilmektedir.

- 1) Kapasite kontrollü
- 2) Alev kontrollü



Şekil 3.5. Üflemeli gaz brülörü

KAYNAK: ISISAN (1991), Isısan Çalışmaları, No:43, s. 16, İstanbul.

Kapasite kontrolüne göre gaz brülörleri:

- a) Tek kademeli brülörler
- b) İki kademeli brülörler
- c) Oransal kapasite ayarlı brülörler

Alev kontrolüne göre gaz brülörleri:

- a) Ultraviyole
- b) İyonizasyon

c) Fotorezistans

şeklinde imal edilmektedir.

3.3.3. Yakılan Yakıtın Cinsine Göre Gaz Brülörleri

Brülörler yakılan yakıtın cinsine göre üçe ayrılır:

- 1) Tek yakıtlı brülörler
- 2) Çift yakıtlı brülörler
- 3) Çok yakıtlı brülörler.

3.3.3.1. Tek Yakıtlı Brülörler

Bu tip brülörler, yanıcı bütün gazları yakma özelliklerine sahiptirler. Yanma ayarı yakma havasının basıncına bağlı olarak değiştirilmektedir. Yanma için gerekli havanın eksik olması veya çekişin azalması halinde emniyet kilit tertibatı ile brülör otomatik olarak devreden çıkmaktadır.

3.3.3.2. Çift Yakıtlı Brülörler

Bu tip brülörler, sıvı yakıtlardan, küçük kapasitelerde motorin(domestik), büyük kapasitelerde fuel-oil ve katı yakıtlardan, kömür veya talaş tozundan herhangi birini, doğalgazla birlikte yakan brülörlerdir. Çift yakıtlı kombine brülörler her iki yakıtı birlikte yakabildikleri gibi gaz ve sıvı kombinasyonlarını da, ayrı ayrı da yakabilecek özelliktedir. Kombine yakıt kullanılması halinde yük ayarını yakıtlardan bir tanesi üstlenmelidir. Esas yük ayarının her iki yakıtla da yapılmasının istenmesi halinde sabit yatırım masrafının oldukça pahalı olacağı göz önünde bulundurulmalıdır.

3.3.3.3. Çok Yakıtlı Brülörler

Büyük kapasiteli olan bu tiplerde gaz yakıt, fuel-oil ve kömür tozu üçü bir arada yakılmaktadır. Gaz yakıt fuel-oil'in ateşlenmesinde ve ocak sıcaklığının 700°C'a getirilmesinde, fuel-oil yük ayarını yapmakta ve sabit miktarda kömür tozu yakılmaktadır.

3.3.4. İmal Tarzlarına Göre Brülörler

Bu tip brülörler üçe ayrılır.

3.3.4.1. Domestik Brülörler

Bu tip brülörler, tek kademe, iki kademe ve kademesiz ayarlı imal edilebilirler. Kolay değiştirilebilir norm parçalardan oluşan brülör elemanları ile gaz brülörlerinde gaz yolu armatürleri stabil bir gövde üzerine monte edilmiştir. Bütün emniyet elemanlarını da bünyesinde bulundurur. Yüksek yanma verimli olup, ısı veriminin düşmemesi için yüksek baca sıcaklığının bir kısmını yakma havasında değerlendiren özel konstrüksiyonlarda mevcuttur.

3.3.4.2. Sanayi Tipi Brülörler

Genellikle kademesiz ayarlı kontrollü olarak imal edilen, büyük kapasiteli brülörlerdir. Bu tiplerde kumanda panosu ve gaz yolu armatürleri ile primer ve sekonder yakma havasını temin eden vantilatör, brülör dışında bulunmaktadır. Brülör bünyesinde, gaz yakma ve ayar elemanları, yüksek sıcaklığa mukavim malzeme ile kaplı başlığı, emniyet kontrol ve kumanda armatürleri bulunmaktadır.

3.3.4.3. Endüstriyel Tip Brülörler

Bu tiplerde brülör bünyesinde sadece yakma başlığı ile gaz yakma ve ayar elemanları bulunur. Diğer elemanları brülör dışındadır. LPG ve doğalgazı tek başına yakılabildiği gibi, sıvı ve gaz kombinasyonunu da yakan tipleri mevcuttur. Yüksek gaz giriş basıncı ve yüksek hava basınçları ile çalışabilir. Özel prosesler için değişik dizaynları vardır.

Bunlardan bazıları;

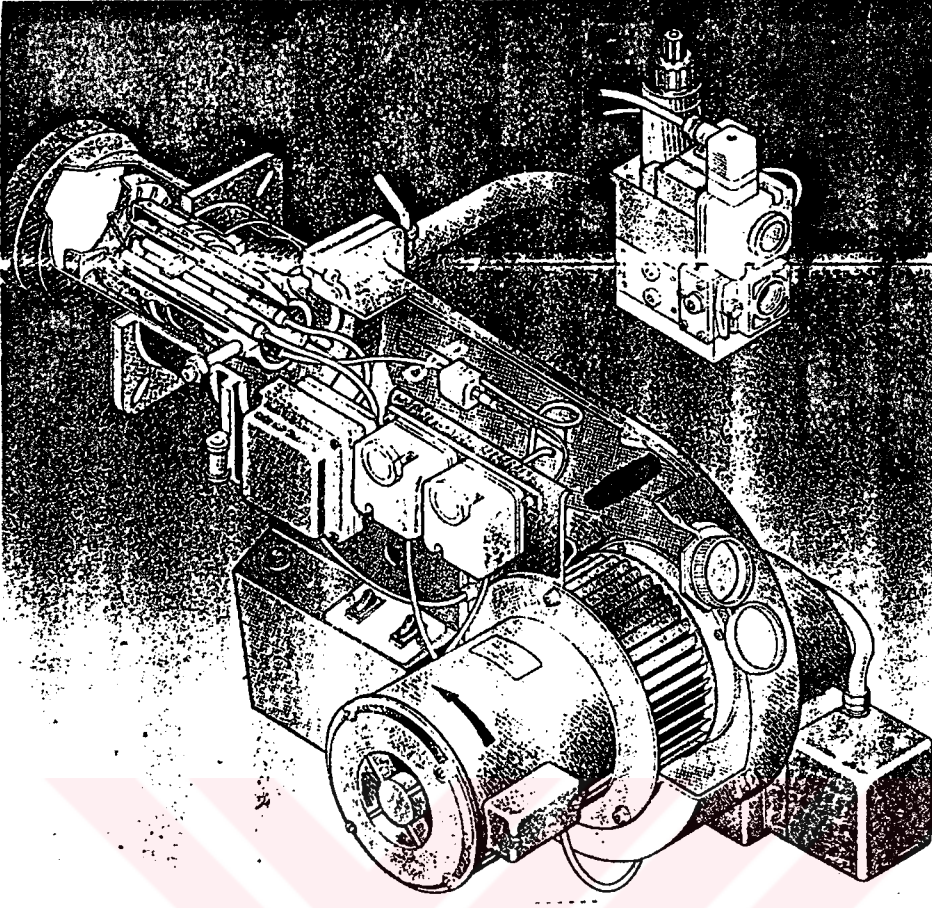
- a) Rotometrik (ısı dağıtıcı) brülörler
- b) Pre-mix (ön karışimli) brülörler
- c) Jet (yüksek hız) brülörler
- d) İnjektör brülörler
- e) Açık kafesli brülörler
- f) Infrarot (kızılötesi) brülörler
- g) Spiral alevli brülörler
- h) Sıcak hava brülörleridir.

Şekil 3.6'da gücü max. 350 kW. olan bir brülör kesit resmi görülmektedir.

Şekil 3.7. ve Şekil 3.8' de ise bu brülörün parça detay açılım resmi ve bu brülörün parça resimleri görülmektedir.

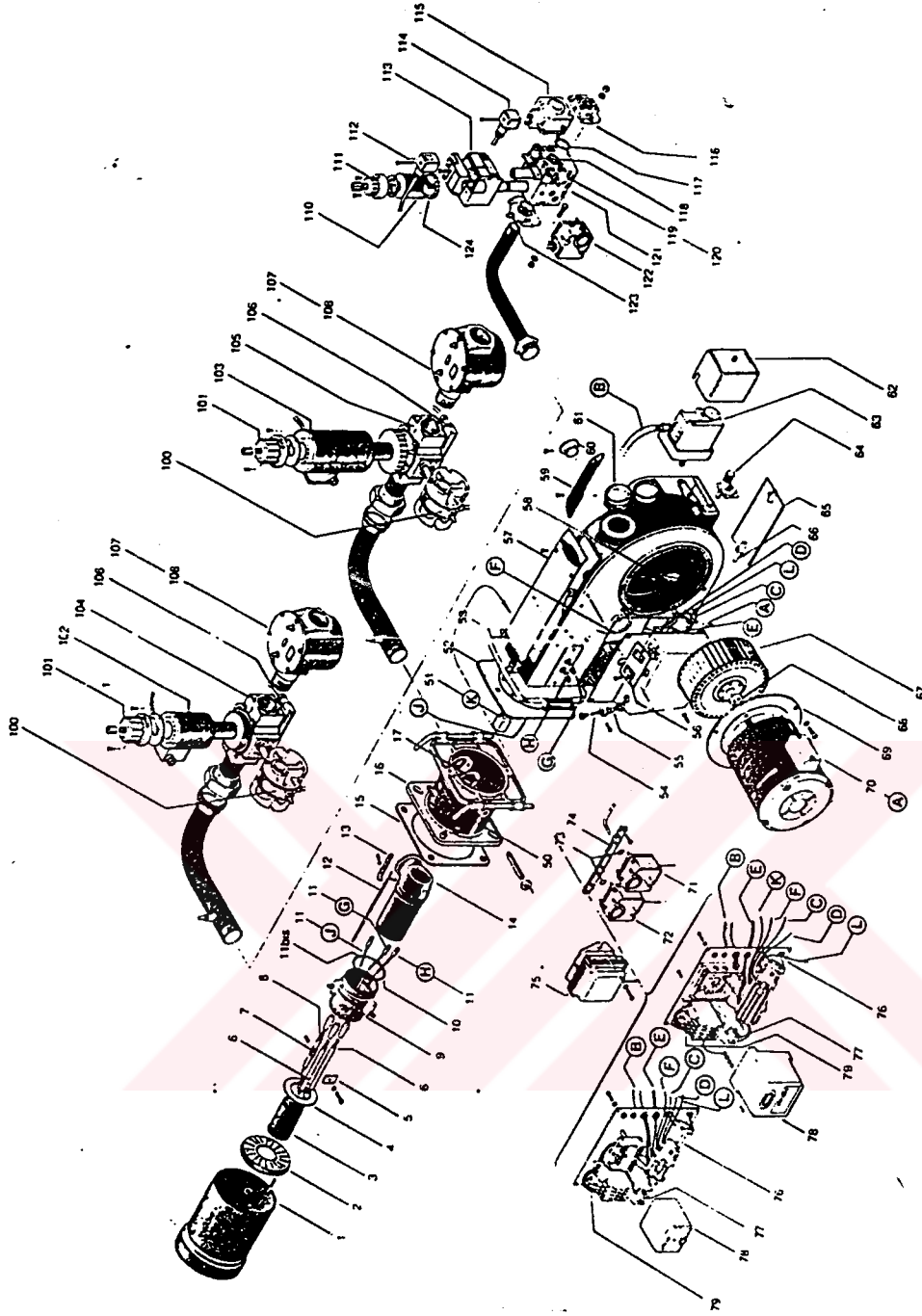
3.4. Brülör Seçimi

Türkiye'de doğalgazın dağıtım çerçevesinin genişlemesi ile doğalgaz kullanıcı sayısı da hızla artmaktadır. Gerek yakıt ekonomisi, gerekse uygun yanma şartlarının sağlanması yönünden mevcut veya yeni kurulacak ısıtma sistemlerindeki kalorifer kazanları için uygun özelliklere sahip doğalgaz brülörleri seçilmelidir. Gaz tüketim miktarı hesabında, standartlara uygunluğu kanıtlanmış ve verim deney raporları mevcut olan kazanların belgelerindeki verim



Şekil 3.6. C 45 brülörün kesit resmi

KAYNAK: ISISAN (1991), Isısan Çalışmaları, No:43, s. 42, İstanbul.



Şekil 3.7. C 45 brülörün parça detay açılımı resmi

KAYNAK: ISISAN (1991), Isısan Çalışmaları, No:43, s. 43, İstanbul.

C45 BRÜLÖRÜN PARÇALARI

1-	Brülör Namıusu	68-	Bağlama Kuşağı
2-	Deflaktör	69-	Conta
3-	Kovan	70-	0,5 kW Motor
4-	Randele	71,72-	Manostat
5-	Elektrodları Sabitleme Civatası	73-	Conta
6-	Ateşleme Elektrodu	74-	Destek Plakası
7-	İyonizasyon Sonda Manşonu	75-	Transformatör
8-	İyonizasyon Sondası	76-	Elektrik Tesisatı
9-	Dış Kovan	77-	Termik Hölle
10-	Oring	78-	Aktif Parça
11-	Ateşleme ve İyonizasyon Kablosu	79-	Elektriksel Şema
12-	Ayar Çubuğu	100-	Manostat
13-	Kademeli Ayar Göstergesi	101-	Hidrolik Zaman Ayar Düzeni Rölesi
14-	Gaz Taşıma Bağlantı Dirseği	102,103-	Elektrik Bobini
15-	Klingerit Conta (Sıcak)	104,105-	Başınç Vanası
16-	Flanşlı Bağlantı Parçası	106-	Küçük Kontak
50-	Köşe Mili	107-	Filtre
51-	Kıvılcım Arayıcı	108-	Filtre Elemanı
52-	Dış Gövde Muhafaza Contası	110-	Bobin
53-	Dış Gövde Flanşı	111-	Hidrolik Zaman Ayarlayıcı
54-	Eriyen tip 6, 3 A Sigorta	112-	Siyah Nokta Giriş (Bağlantı)
55-	Sigorta Taşıyıcısı	113-	Bobin
56-	Akım Kesici	114-	Gri Bağlantı
57-	Muhafaza Kapağı	115-	Manostat
58-	Hava Sirkülasyonu	116-	Civata
59-	Hava Kutu Kapağı	117-	Conta
60-	Tıpa	118-	Manostat Contası
61-	Alev Gözetleme Deliği	119-	Filtre
62-	Kapak	120-	Filtre Kapağı
63-	Servo Motor	121-	Başınç Vanası
64-	Hava Kapağı Elle Kumandası	122-	Manostat
65-	Sıkıştırılmış Hava Kapağı	123-	Başınç Girişi
66-	Hava Kapağı Mili	124-	1. Kademe Ayar Dişlisi
67-	Çark		

Şekil 3.8 C 45 brülörün parçaları

KAYNAK: ISISAN (1991), Isısan Çalışmaları, No:43, s. 44, İstanbul.

değerleri esas alınmalıdır. Doğalgazın nimetlerinden maksimum seviyede faydalanabilmek, emniyetli ve güvenilir bir yanma temin edebilmek için brülör seçimlerinde aşağıdaki parametrelerin bilinmesi ve dikkate alınması gerekmektedir (Yılmaz 1991).

1) Kazan cinsi,

a) Yakıtı göre (katı yakıt, sıvı yakıt, gaz yakıt)

- b) Malzeme cinsine göre (dökme demir, çelik)
 - c) Yanma odası içinde yaratılan basınca göre (karşı basınçlı, karşı basınçsız)
 - d) Isıtıcı akışkanın cinsi (sıcak su, kızgın su, buhar)
 - e) Kazanın biçimi (yarım silindirik, silindirik, prizmatik)
- 2) Kazan kapasitesi,
 - 3) Kazan verimi,
 - 4) Kazan karşı basıncı (karşı basınçlı kazanlar için)
 - 5) Kazan yanma odası boyutları,
 - 6) Kazan işletme basıncı,
 - 7) Brülör çalışma prensibi; tek kademeli, iki kademeli veya oransal kontrollü brülör kullanılıyorsa, kontrol şekli (sıcaklık, basınç) ve sıcaklık, basınç limit değerleri.
 - 8) Gaz giriş basıncı.

Bu parametrelerin dışında brülör seçimlerinde montajın yapılacağı bölge veya şehrin dış hava sıcaklığı ve rakımı da dikkate alınmalıdır.

Bilindiği gibi brülör seçimleri için verilen karşı basınç eğrileri genelde 15°C ve deniz seviyesinde yapılan ölçümlerdir.

Kazan kapasitesinin tayini:

- Sıcak ve kızgın su kazanları için kazan kapasitesi ısıtma yüzeyinin fonksiyonu olarak aşağıdaki formülle ifade edilebilir.

$$Q_s = Q_m K \quad (3.1)$$

Burada,

Q_s : Kazan ısı kapasitesi (kW, kcal/h)

Q_m : Kazan ısıtma yüzeyi (m²)

K: Kazan ısıtma yüzeyi dönüşüm katsayısı (kW/m^2 , kcal/hm^2)

Katı yakıt için $K = 7 \text{ kW/m}^2 = 6000 \text{ kcal/h m}^2$

Sıvı yakıt için $K = 9.3 \text{ kW/m}^2 = 8000 \text{ kcal/h m}^2$

alınabilir.

Buhar kazanları için;

Mevcut buhar kazanı kapasitesi şöyle bulunur :

Kazan kapasitesi = Buhar kapasitesi x Özgül entalpi
(kcal/h veya kW) (kg/h veya kg/s) (kcal/kg veya kJ/kg)

Gerekli Brülör kapasitesinin tayini :

$$Q_f = \frac{Q_n}{\eta} \quad (3.2)$$

Burada,

Q_f = Gerekli brülör ısı kapasitesi (kW , kcal/h)

Q_n = Kazan ısı kapasitesi (kW , kcal/h) .

η = Kazan verimi

ifadelerini göstermektedir.

Hesaplanan Q_f değerine göre üretici firmaların kataloglarına başvurularak gerekli brülör seçilir. Brülör kapasite diyagramları kullanılarak brülörün meydana getirdiği basınç bulunur. Eğer,

Brülörün meydana getirdiği basınç > Kazan karşı basıncı
şartı sağlanıyorsa seçilen brülör uygundur.

4. KARŞI BASINÇLI DOĞAL GAZ KAZANLARINDA YANMANIN MODELLENMESİ

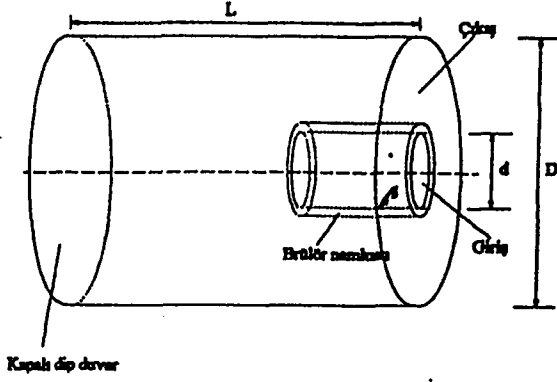
4.1. Giriş

Türbülans ve yüksek sıcaklık reaksiyonunun bulunduğu sistemleri tasarlamının oldukça zor olduğu bilinmektedir. Bu tip sistemlerde ters akış ve ışınlama ısı transferinin ağırlıkta bulunması problemi daha da zorlaştırmaktadır. Yanma odasındaki akışın yapısını anlayabilmek için modellemeyi soğuk ve sıcak akış için ayrı ayrı gerçekleştirmek daha uygun olacaktır. Soğuk akışta ısı transferi ve yanma olayı gözönüne alınmayacaktır.

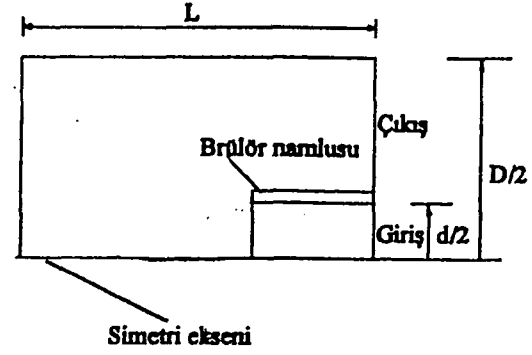
Akış alanını tarif eden hız, basınç ve sıcaklık gibi büyüklükler, Navier -Stokes denklemleri, termodinamiğin I. Kanunu ile süreklilik ve kimyasal bileşenlerin korunumundan müteşekkil temel denklemlerden hareketle bulunmaktadır. Temel denklemlerin mevcut probleme uygulanmasında ele alınan karşı basınçlı (ters akışlı) bir kazanın yanma odasının şematik diyagramları ve mevcut modelde kullanılan çözüm alanları soğuk ve sıcak akış için ayrı ayrı ele alınacaktır.

4.1.1. Soğuk akış modellemesi

Soğuk akış modellemesinde kullanılan karşı basınçlı bir kazanın yanma odasının şekli Şekil 4.1 ve Şekil 4.2'de gösterilmiştir. Modelde yanma odasının şekli bir tarafı kapalı yatay bir silindir şeklindedir. Silindirin giriş kısmında brülör namlusu eksen boyunca belli bir mesafe yanma odası içine kadar ilerlemektedir. Gaz kazana brülör namlusu içerisinden girmektedir. Gaz, odayı namlu ile silindirik dış duvar arasındaki bölgeden çıkarak terketmektedir.



Şekil 4.1. Karşı basınçlı kazanın yanma odasının şematik diyagramı



Şekil 4.2. Eksenel simetrik çözüm alanının şematik diyagramı

Sürekli halde, zaman ortalaması alınmış, eksenel simetrik iki boyutlu hal için süreklilik, momentum, enerji ve türbülans özellikleri ; türbülans kinetik enerjisi k ve yayılım oranı ϵ için çıkarılan diferansiyel denklemler silindirik koordinat sisteminde (r, z) ve sırasıyla hız bileşenleri (V_r, V_z) olmak üzere, aşağıdaki formda yazılabilir:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r V_r) + \frac{\partial V_z}{\partial z} = 0 \quad (4.1)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho r V_r \Phi) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho V_z \Phi) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \Gamma_r \frac{\partial \Phi}{\partial r}) + \frac{\partial}{\partial z} (\Gamma_z \frac{\partial \Phi}{\partial z}) + S_\Phi \quad (4.2)$$

Burada Φ herhangi bir bağımlı değişken olmak üzere, hız bileşenleri V_r, V_z , türbülans değişkenleri k ya da ϵ' u temsil etmektedir. Γ_r, Γ_z laminar ve türbülanslı bileşenleri de içeren efektif yayılım katsayılarını ve S_Φ ; basınç gradyeni de dahil olmak üzere bütün kaynak terimlerini temsil etmektedir. (4.3), (4.4) denklemlerinde, (4.1) ve (4.2)' de genel halleri yazılan denklemlerin açık halleri verilmiştir.

Süreklilik denklemi,

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(rV_r) + \frac{\partial V_z}{\partial z} = 0 \quad (4.1)$$

Radyal yönde momentum denklemi,

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho r V_r V_r) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho V_z V_r) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \mu_{re} \frac{\partial V_r}{\partial r}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu_e \frac{\partial V_r}{\partial z}) + S_r$$

$$S_r = -\frac{\partial}{\partial r}(p + \frac{2}{3} \rho k) - (2\mu_{re}) \frac{V_r}{r^2} + \frac{\partial}{\partial z}(\mu_t \frac{\partial V_z}{\partial z}) \quad (4.3)$$

Eksenel yönde momentum denklemi,

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho r V_r V_z) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho V_z V_z) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \mu_{re} \frac{\partial V_z}{\partial r}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu_{re} \frac{\partial V_z}{\partial z}) + S_z$$

$$S_z = -\frac{\partial}{\partial z}(p + \frac{2}{3} \rho k) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \mu_t \frac{\partial V_r}{\partial r}) \quad (4.4)$$

şeklinde yazılabilir.

Denklemlerde laminer viskozite μ , türbülans viskozitesi μ_t olmak üzere efektif viskozite $\mu_e = \mu + \mu_t$ şeklinde tanımlanmıştır. Yine $\mu_{re} = 2\mu_e - \mu$ şeklinde verilmiştir. Denklemlerin çözümünde iki denklemlilik standart k-ε modeli kullanılmıştır. Türbülans denklemlerinde verilen $\mu_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$ ve $\mu_y = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_y}$ şeklindedir. Bu iki parametreden türbülans viskozitesi (μ_t),

$$\mu_t = c_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.5)$$

bağıntısıyla hesaplanır. Türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans yayılım oranı (ε) parametrelerine ait denklemler ise sırasıyla k, ε için,

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho r V_r k) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho V_z k) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \mu_k \frac{\partial k}{\partial r}) + \frac{\partial}{\partial z} (\mu_k \frac{\partial k}{\partial z}) + S_k$$

$$S_k = \mu_t [2(\frac{\partial V_z}{\partial z})^2 + 2(\frac{\partial V_r}{\partial r})^2 + 2(\frac{V_z}{r})^2 + (\frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{\partial V_r}{\partial z})^2] - \rho \varepsilon \quad (4.6)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho r V_r \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho V_z \varepsilon) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \mu_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial r}) + \frac{\partial}{\partial z} (\mu_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial z}) + S_\varepsilon$$

$$S_\varepsilon = \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} \mu_t [2(\frac{\partial V_z}{\partial z})^2 + 2(\frac{\partial V_r}{\partial r})^2 + 2(\frac{V_z}{r})^2 + (\frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{\partial V_r}{\partial z})^2] - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (4.7)$$

şeklinde yazılabilir. Ayrıca denklemlerde kullanılan sabitler ve atanan değerler $C_\mu = 0.09$, $C_{\varepsilon 1} = 1.44$, $C_{\varepsilon 2} = 1.92$, $\sigma_k = 1.0$ ve $\kappa = 0.4$ şeklindedir.

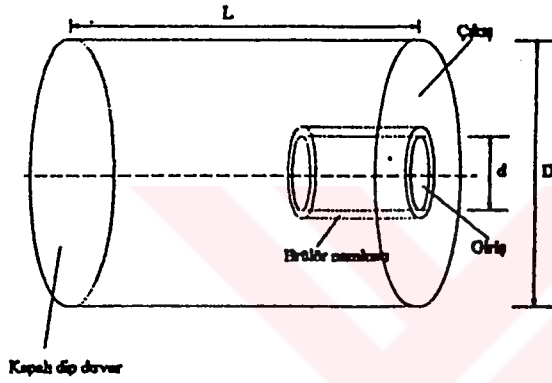
Türbülans kinetik enerjisi (k) üretim oranı P şu şekilde verilmektedir:

$$P = \mu_t [2(\frac{\partial V_z}{\partial z})^2 + 2(\frac{\partial V_r}{\partial r})^2 + 2(\frac{V_z}{r})^2 + (\frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{\partial V_r}{\partial z})^2] \quad (4.8)$$

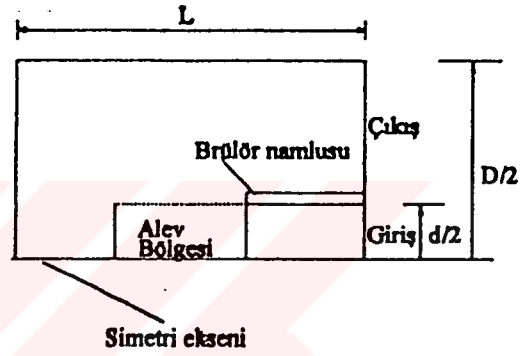
4.1.2. Sıcak Akış Modellemesi

Sıcak akış modellemesinde kullanılan karşı basınçlı bir kazanın yanma odasının şekli Şekil 4.3 ve Şekil 4.4'de gösterilmiştir. Yanma odasına giren yakıt/hava karışımı ile yanma sırası ve sonu ürünleri farklı olmakla birlikte karışımın hava özelliklerine yakın

olması ve yanmanın doğrudan gözönüne alınmaması nedeniyle karşı basınçlı kazanın yanma odasında dolaşan akışkan olarak hava olarak alınmıştır. Yanma odası aksenal simetrisi olan bir ucu kapalı silindirdir. Yanma odasına girişte türbülator etkisi ihmal edilmiştir. Yanmanın birinci geçişte ve belli alev boylarında tam yanma şeklinde tamamlandığı düşünülmüş ve bu çerçevede yanma olayı brülör çıkışından itibaren başlamak üzere belli uzunluk ve genişlikte ısı üretim kaynağı şeklinde düşünülmüştür. Işınım etkisi dolaylı olarak, pratikte görülen alev bölgesi sıcaklığını verecek şekilde ısı üretimi verilerek alev bölgesi sıcaklığının ayarlanması şeklinde gözönüne alınmıştır. Hava için mükemmel gaz denklemi kabul edilmiştir.



Şekil 4.3 Karşı basınçlı kazanın yanma odasının şematik diyagramı



Şekil 4.4 Aksenal simetrik çözüm alanının şematik diyagramı

Soğuk akışta verilen tanımlara ek olarak sıcak akış için aşağıdaki tanım ve kabuller yapılmıştır.

Durma entalpi, h , ($= C_p T + (V_r^2 + V_z^2)/2$, burada C_p özgül ısıdır) şeklindedir.

Enerji denkleminde V_e hızı ise $V_e = 0.5(V_r^2 + V_z^2)$ şeklinde tanımlanmıştır.

Ayrıca Pr_h Prandtl sayısı, σ_h türbülans sayısı olmak üzere enerji denkleminde viskozite

$$\mu_h = \frac{\mu}{Pr_h} + \frac{\mu}{\sigma_h} \quad (4.9)$$

şeklindedir.

Yoğunluk, ρ , ideal gaz denkleminde ($\rho=P/RT$, burada P statik basınç, R gaz sabiti ve T mutlak sıcaklıktır) hesaplanmaktadır. Dinamik viskozite, μ , hava için Sutherland kanunu kullanılarak bulunmuştur.

(4.1) ve (4.2) denklemleri sıcak akış için yazılırsa aşağıdaki ifadeler elde edilir,

Süreklilik denklemi,

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(rV_r) + \frac{\partial V_z}{\partial z} = 0 \quad (4.1)$$

Radyal yönde momentum denklemi,

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho r V_r V_r) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho V_z V_r) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \mu_{re} \frac{\partial V_r}{\partial r}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu_e \frac{\partial V_r}{\partial z}) + S_r$$

$$S_r = -\frac{\partial}{\partial r}(p + \frac{2}{3} \rho k) - (2\mu_{re}) \frac{V_r}{r^2} + \frac{\partial}{\partial z}(\mu_t \frac{\partial V_z}{\partial z}) - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial r}(\mu_e \nabla V) \quad (4.10)$$

Eksenel yönde momentum denklemi,

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho r V_r V_z) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho V_z V_z) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \mu_{re} \frac{\partial V_z}{\partial r}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu_{re} \frac{\partial V_z}{\partial z}) + S_z$$

$$S_z = -\frac{\partial}{\partial z}(p + \frac{2}{3} \rho k) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \mu_t \frac{\partial V_r}{\partial r}) - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial z}(\mu_e \nabla V) \quad (4.11)$$

Enerji denklemi,

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho r V_r h) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho V_z h) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \mu_h \frac{\partial h}{\partial r}) + \frac{\partial}{\partial z} (\mu_h \frac{\partial h}{\partial z}) + S_h$$

$$S_h = \frac{\partial}{\partial z} [\mu_e (1 - \frac{1}{\sigma_h}) \frac{\partial V_e^2}{\partial z}] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} [r \mu_e (1 - \frac{1}{\sigma_h}) \frac{\partial V_e^2}{\partial r}] \quad (4.12)$$

şeklinde yazılabilir.

Burada ∇V hız vektörünün diverjantıdır.

Türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans yayılım oranı (ε) parametrelerine ait denklemler ile türbülans kinetik enerjisi (k) üretim oranı P ifadesi soğuk akışta kiler ile aynıdır. Isı üretim bölgesinde, ısı üretim kaynağı (\dot{q}) enerji denklemine ilave edilmektedir.

4.2. Türbülans Modelleri

4.2.1. Giriş

Türbülanslı akışlarda akış alanının tam olarak belirlenebilmesi için 4.1.'de verilen korunum denklemlerinin yanısıra bazı yardımcı diferansiyel veya cebirsel denklemler ile bunlarla ilgili katsayı ve kabullere ihtiyaç vardır. Bu kısımda Navier-Stokes denklemleriyle ifade edilen değişken alanlarının (hızlar ve basınç) belirlenebilmesi için gerekli olan türbülanslı vizkozite veya efektif viskozite modelleri incelenecektir. Aşağıda bu çalışmada hepsi kullanılmamakla birlikte, uygulamalarda kullanılmaya elverişli ve nispeten basit olmaları itibariyle üç ayrı türbülans modelinden bahsedilecektir.

4.2.2. Cebirsel Denklemlerli Türbülans Modelleri

4.2.2.1. Prandtl Karışım Uzunluğu Hipotezi

Boussinesq' in Reynolds gerilmeleri için kullanmayı teklif ettiği

$$-\rho u'v' = \mu_t \frac{\partial U}{\partial y} \quad (4.13)$$

ifadesindeki türbülanslı viskoziteyi ilk defa Prandtl (1925)

$$\mu_t = \rho l_m^2 \left| \frac{\partial U}{\partial y} \right| \quad (4.14)$$

eşitliğindeki gibi tariflemiştir. Burada u avaraj hız, ρ akış alanı boyunca değişen yoğunluktur. Karışım uzunluğu diye adlandırılan l_m ise genel akış alanı boyunca değişen ve belirlenmesi gereken bir büyüklüktür. Dolayısıyla bu modelde en önemli konu l_m değerinin ne olacağıdır. Birçok araştırmacı türbülanslı akış uygulama alanı için l_m değerini araştırmışlardır. Özellikle hakim bir akış yönünün bulunduğu iki boyutlu veya iki boyutlu kabul edilebilecek sınır tabakası problemleri için mükemmel sonuçlar verebilecek l_m ifadeleri veya değerleri bulmuşlardır. Bu konuda bilinen ilk yaklaşımlardan birisi Von Karman' in l_m ' yi

$$l_m \approx \left| \frac{\partial U}{\partial y} \right| / \left(\frac{\partial^2 U}{\partial y^2} \right) \quad (4.15)$$

olarak veren ifadesidir. Ancak açıkça görüleceği gibi bu ifade $\frac{\partial^2 U}{\partial y^2} = 0$ maksimum

kayma gerilmesi noktalarında belirsizlik ifade etmektedir. Sadece duvara yakın bölgelerde iyi sonuçlar verdiği için yaygın olarak kullanılmaz. Bunun sebebi olarak da duvara yakın bölgelerde l_m değeri üzerinde sadece hız değişiminin değil başka alan değişkenlerinin de

müessir olması düşüncesi hakim görünmektedir. Bu model genelde sınır tabaka problemlerinin çözümünde kullanılmaktadır.

4.2.2.2. Pun ve Spalding Modeli

Gosman ve ark. (1969) nın geliştirdiği bilgisayar programında efektif viskozite basit bir Prandtl tipi modelle hesaplanmıştır. Bu modelde efektif viskozite

$$\mu_{eff} = KD^{2/3}W^{-1/3}\rho^{2/3}(m_yV_y^2 + m_oV_o^2)^{1/3} \quad (4.16)$$

eşitliği ile verilmiştir.

Burada;

K= Sabit

D= yanma odası çapı

W= yanma odası uzunluğu

m=kütle giriş hızı

olarak verilmektedir. Burada giriş şartları ve yanma odası geometrisi aynı kalmak şartıyla efektif viskozite değerinin ρ 'ya bağlı olduğu açıktır. Dolayısıyla bu şartlar altında yoğunluk sabit kaldığı müddetçe viskozite de sabit kalacaktır. Halbuki bu nadir rastlanan bir durumdur. Buna rağmen bu model tam gelişmiş sınır tabaka problemleri ile serbest jetlerin sınır tabaka yaklaşımı yapılabilecek bölgeleri için iyi sonuçlar verebilmektedir.

4.2.2. Diferansiyel Denklemlerli Türbülans Modelleri

Bu başlık altında ifade edilebilecek birçok modelin hareket noktasını, m ve n birer sabit olmak kaydıyla

$$z = k^m l^n \quad (4.17)$$

şeklindeki bir tarif oluşturmaktadır. Burada

$$\mu_t \approx \rho z$$

veya

$$\mu_t = C_\mu \rho k^m l^n \quad (4.18)$$

olarak alınmaktadır. C_μ belirlenmesi gereken bir katsayıdır. Bu ifade, türbülanslı viskozitenin hesab edilmesinde önceki modellerde olduğu gibi bir uzunluk ölçeğinin kullanılması yanısıra türbülans kinetik enerjisinin de viskoziteyi belirleyici bir faktör olarak düşünüldüğünü göstermektedir. Problem önce Navier-Stokes denklemlerinden hareketle z fonksiyonunun bulunmasıdır. Değişik araştırmacılar uzunluk ölçeğinin bulunması için değişik değişkenler (z fonksiyonları veya m ve n değerleri) kullanmışlardır. Bu araştırmacılar ve kullandıkları fonksiyonlar Tablo 4.1'de verilmiştir. Spalding ve Launder (1972) ve diğerlerinin kullandıkları k - ϵ modeliyle ilgili sonuç mahiyetindeki eşitlikler aşağıda, hesaplama detayları ile ilgili bazı bilgiler ise Tennekes ve Lumley (1974)'de mevcuttur.

Problemde kullandığımız bu modelde birisi türbülans kinetik enerjisi k ve diğeri türbülans enerjisinin dağılım hızı ϵ ' a ait olmak üzere iki diferansiyel eşitlik mevcuttur. Eliptik diferansiyel eşitlikler takımı için kullanılan ortak forma sokulmaları mümkün olan bu eşitlikler aşağıdaki gibidirler;

Türbülans Kinetik Enerjisi, k :

$$\begin{aligned} \rho V_z \frac{\partial k}{\partial z} + \rho V_r \frac{\partial k}{\partial r} &= \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial z} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial r} \right) + \\ + \mu_t \{ 2 \left[\left(\frac{\partial V_z}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_r}{\partial r} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{\partial V_r}{\partial z} \right)^2 \} - \rho \epsilon \end{aligned} \quad (4.19)$$

Türbülans Enerjisinin Dağılıma Hızı, ε :

$$\rho V_z \frac{\partial k}{\partial z} + \rho V_r \frac{\partial k}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial r} \right) +$$

$$+ C_1 \frac{\varepsilon}{k} \left[\mu_t \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial V_z}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_r}{\partial r} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{\partial V_r}{\partial z} \right)^2 \right\} - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \right] \quad (4.20)$$

Tablo 4.1 Uzunluk Ölçeğinin Belirlenmesinde Kullanılan Bazı Değişkenler

Araştırmacılar, (Yılı)	z	sembol (değişken adı)
Kolmogorov (1942)- Prandtl (1945)	$k^{1/2}l$	f (ortalama frekans)
Chou (1945), Davidon (1961) Harlow-Nakayama (1968) Jones-Lauder (1972)	$k^{3/2}l$	ε türbülanslı kinetik enerji dağılıma hızı
Rotta (1951), Spalding (1967)	l	l (uzunluk ölçeği)
Rotta (1968, 1971) Rodi-Spalding (1970) Ng-Spalding (1969)	kl	kl (-)
Spalding (1969)	k/l^2	W (enerji)

KAYNAK: SÜRME (1986), Sürekli Yanma Odalarında Alev Cephesinin Dinamik Yapısına Ait Bir Çalışma, Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, s. 30, İstanbul.

Muhtelif uygulamalar için yukarıdaki eşitliklerde geçen sabitlerin değerleri birçok kaynakta bulunabilir.

4.3. Sınır Şartları

Burada ele alınan problem eliptik olduğundan ve çözümü bütün bir alan yüzeyince bulunacağından, bu alanı çevreleyen bütün sınırlar boyunca sınır şartları verilmelidir. Bağımlı bir Φ değişkeni için bu şartlar Φ ' nin değeri, Φ ' nin bir yüzeye dik değişiminin değeri veya bu ilk ikisini birbirlerine bağlayan cebirsel bir bağıntı olabilir. Belli bir değişken için sınırların hepsinde sınır şartlarının aynı türden olması gerekmemektedir.

Çalışmada, Şekil 4.1 ve Şekil 4.3'den görülebileceği gibi, bir tarafı kapalı silindirik bir yanma odası ele alınmıştır. Silindirin baş kısmında brülör namlusu eksen boyunca belli bir mesafe yanma odası içine kadar ilerlemektedir. Gaz brülör namlusu vasıtasıyla yanma odasına girmekte ve namlu ile silindirik dış duvar arasındaki bölgeden çıkarak yanma odasını terk etmektedir.

Problemi iki şekilde ele aldığımız için sınır şartları soğuk ve sıcak akış için değişecektir. Aşağıda tek bir başlık altında sınır şartları incelenecektir. Sıcak akışın getirdiği değişiklikler aynı anda sunulacaktır.

Giriş

Soğuk akışta akışkan olarak hava alınmıştır. Havanın d çapındaki kazana uniform aksenal hızla (V_b) girdiği kabul edilmiştir. Ayrıca radyal yöndeki hız bileşeni ise sıfırdır. Girişteki türbülans kinetik enerjisi ve yayılım oranı şu şekilde kabul edilmiştir

$$k = (0.02 \times V_b^2) / 2 \quad (4.21)$$

$$\epsilon = C_\mu^{0.75} k^{1.5} / 0.1 d \quad (4.22)$$

Sıcak akışta havanın kazana 25 °C sıcaklıkta girdiği kabul edilmiştir.

Çıkış

Çıkışta alan değişkenlerine ait değerler başlangıçta bilinmemektedir. O bakımdan çıkış noktalarında ilgili bağımlı değişkenlerin çıkış kesitine normal doğrultudaki gradyant değerleri sıfır kabul edilerek değişkenlerin iterasyon boyunca değerleri hesaplanabilir. Bu durumda çıkış şartlarının çözüm şartlarını etkilemediği kabul edilmiş olmaktadır.

Simetri Ekseni

Yanma odası simetri ekseninde bağımlı değişkenlerin (entalpi, hız, türbülans bileşenleri ve basınç) radyal yöndeki gradiyentleri sıfır alınmış ($\frac{\partial \phi}{\partial r} = 0$) ve cidara bitişik ağdaki türbülans terimleri kendi diferansiyel denklemlerinden hesaplanmıştır.

Duvarlar

Duvardaki difüzyon terimleri sıfır alınarak duvar yakınındaki ilk noktadaki k değerleri kendi diferansiyel denklemden hesaplandı. Türbülans yayılım oranı, ε , için duvar yakınındaki ilk noktadaki değeri aşağıdaki ifade yardımıyla bulundu:

$$\varepsilon = C_{\mu}^{0.75} k^{1.5} / \kappa y \quad (4.23)$$

burada y ilk noktanın duvara normal doğrultudaki mesafesi, κ ise Von Karman sabitidir. Sıcak akışta bütün katı duvarların 100 °C sabit sıcaklıkta olduğu kabul edildi.

5. DİFERANSİYEL DENKLEMLERİN ÇÖZÜM METODU ve ÇÖZÜM ALGORİTMASI

5.1. Sonlu Hacim Denklemleri

Sonlu hacim veya kontrol hacmi denklemlerinin türetilmesinde kullanılan denklemlere ayrık denklemler diyoruz. Bu tip denklemler birçok yol ile türetilir. Bunlardan en yaygın kullanılanları denklemlerin Taylor-serisi açılımlarının yazılması ve ağırlıkları kalanlar metodudur. Ayrık denklemler grid noktalarının bir grubu için Φ değerlerinin birleştirildiği bir cebrik ilişkidir. Böyle bir denklem diferansiyel denklemden Φ düzenlenerek türetilir ve böylece diferansiyel denklem olarak aynı fiziksel bilgiyi ifade eder. Verilen diferansiyel denklem için, ayrık denklemlerin tüm tiplerinin aynı çözümü vermesi beklendiği için, mümkün olan ayrık denklemler kesinlikle tek değildir. Farklı tipler profil kabullerinin ve türetme metodlarının farklılığından doğar.

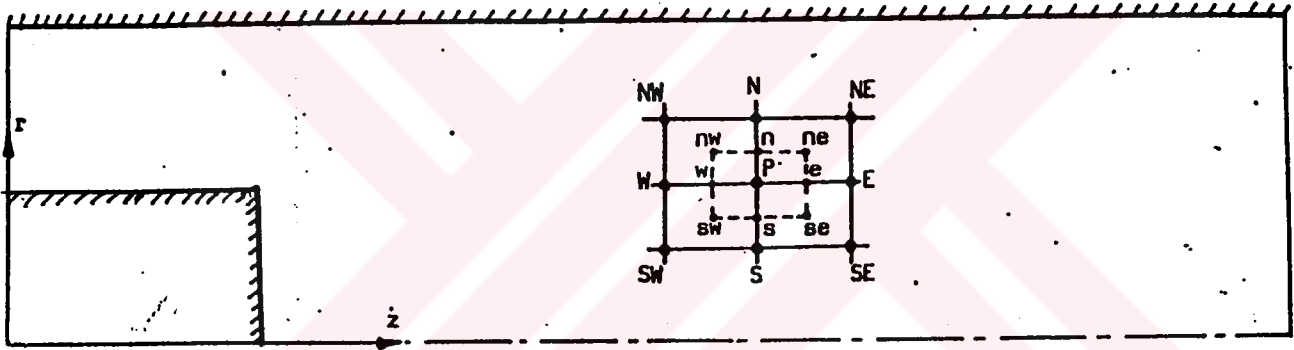
Isı transferi üzerine olan kitaplar sık sık Taylor-serileri metodu ile sonlu fark denklemini türetilir ve ondan sonra bir grid noktasını çevreleyen küçük bir bölge üzerinde ısı dengesi ile sonuç denkleminin birbirini tuttuğunu ispat ederler. Bizim kullandığımız kontrol hacmi formülasyonu ise ağırlıklı kalanlar metodunun bir özel biçimidir. Kontrol hacmi formülasyonunun en önemli özelliği kolay anlaşılır olması ve direkt fiziksel yoruma uygun gelmesidir.

Genel olarak hesap alanı, bir kontrol hacmi her bir grid noktası ile çevrelenecek şekilde birbirinin üzerine binmeyecek kontrol hacmi sayısına bölünür. Diferansiyel denklem her bir kontrol hacmi üzerine integre edilir. Grid noktaları arasındaki Φ 'nin değişimi olarak ifade edilen piecewise profilleri (Patankar (1980)) gerekli integralleri almak için kullanılır. Sonuç, grid noktalarının grubu için Φ değerlerini içeren ayrık denklemdir. Bu yolla elde edilen ayrık denklem, bölünemeyecek kadar küçük bir kontrol hacmi için diferansiyel denklem ifade edildiği sırada sonlu kontrol hacmi için Φ 'nin korunum prensibini ifade eder.

Gerçekten, sonlu kontrol hacmi üzerine diferansiyel denklemin integre edilmesi ile türetilen kontrol hacmi ayrık denklemleri oldukça zor bir işlemle elde edilmektedir.

Kontrol hacmi formülasyonunun en çekici özelliği; sonuç çözümünün, kontrol hacimlerinin herhangi bir grubu üzerine tamamen uygulanan kütle, momentum ve enerji gibi özelliklerin integral korunumunu içine alabilmesidir. Bu karakteristik, grid noktaları sayısı çok olduğu zaman da -tam sınırlama olmasa da- grid noktalarının herhangi bir sayısı için de geçerlidir. Böylece kaba grid çözümü bile tam integral dengelerini gösterir.

(4.2.) denklemleri Patankar (1980) tarafından ayrıntıları verilen bir kontrol hacmi yaklaşımı kullanılarak ayrık hale getirilir. Bizim çalışmamızda kullandığımız sonlu kontrol hacmi ve grid noktaları Şekil 5.1.'de gösterilmiştir.



Şekil 5.1. Eksenel Simetrik Bir Sistem İçin Sonlu Kontrol Hacmi Elemanı ve Grid Noktaları

Patankar (1980) tarafından tanımlanan prosedürün takip edilmesi ve Şekil 5.1.'deki notasyonun kullanılması ile beraber (4.2) denkleminin kontrol hacmi üzerine integre edilmesi aşağıdaki ifadeyi verir,

$$\begin{aligned}
& (\rho V_r \Phi - \Gamma_r \frac{\partial \Phi}{\partial r})_n^\Phi A_n^\Phi - (\rho V_r \Phi - \Gamma_r \frac{\partial \Phi}{\partial r})_s^\Phi A_s^\Phi + \\
& + (\rho V_z \Phi - \Gamma_z \frac{\partial \Phi}{\partial z})_e^\Phi A_e^\Phi - (\rho V_z \Phi - \Gamma_z \frac{\partial \Phi}{\partial z})_w^\Phi A_w^\Phi = S_p^\Phi A_p^\Phi \quad (5.1)
\end{aligned}$$

Burada A kontrol hacminin ilgili yüzünün alanıdır. İkinci merteye merkezi fark yaklaşımlarının kullanılması ile (5.1.) şöyle yazılabilir:

$$(a_{p,\Phi} - S_p^\Phi) \Phi_p = a_{n,\Phi} \Phi_n + a_{s,\Phi} \Phi_s + a_{e,\Phi} \Phi_e + a_{w,\Phi} \Phi_w + S_c^\Phi \quad (5.2)$$

burada a ayrık denklem katsayısıdır. Φ bağımlı değişkenlerden herhangi biri ve $S_c^\Phi + S_p^\Phi \Phi_p$ kaynak terimi, S^Φ ' nin lineerleştirilmiş halidir. Ayrıca merkezi fark yaklaşımının meydana getirdiği kararsızlığın çözümü Patankar (1980)'de izah edilmiştir.

5.2. Grid Üretme

Ortogonal uniform olmayan gridler büyük hız gradyentleri bölgelerinde uygun grid sadeliği elde etmek için kullanılırlar. Çözüm alanının ilgili bölgelerindeki gridin arzu edilen genişleme ve daralmasını elde etmek için geometrik dizi faktörlerinin bir serisi uygulanır. Eksenel (V_z) ve radyal (V_r) hız bileşenlerinin yerleri, bunlar asıl kontrol hacimlerinin yüzlerinde yer alacak şekilde ayrı ayrı yönlerinde kademelendirilir. Diğer bağımlı değişkenler ana grid düğümüne yerleştirilir.

Hesaplamalarda uniform olmayan çeşitli sayıda grid düğümü kullanılmıştır. Farklı grid sayılarında hız profilleri arasında fark olmadığı sonucuna varılmıştır. Böylece hesaplamaların grid bağımsızlığına sahip olduğu görülmüştür.

5.3. Lineer Cebrik Denklemlerin Çözüm Algoritması

Problemimiz eliptik sınır değer problemi olduğu için, eliptik sınır değer problemleri için sonlu hacim yaklaşımı kullanan Gosman ve Iderah'ın (1967) TEACH adlı bilgisayar yazılımı esaslı, modifiye edilmiş bir bilgisayar programı çözümlerde kullanıldı. Ayrıntıları Patankar(1980)'de verilen, (5.2.) denklemleri formundaki ayrık denklemler TDMA (Tri-Diagonal Matris Algoritması) kullanılarak çözülebilir. Bu algoritma, tek boyutlu durumlar için direkt çözücü (TDMA) ve Gauss-Seidel metodunun yalnızca tek boyutlu düzen ve formlarının birleşmesine ihtiyaç duyar.

Momentum denklemlerini çözmek için, ağdaki basınç dağılımı ya bilinmeli ya da tahmin edilmelidir. Patankar ve Spalding (1972) tarafından kurulan SIMPLE algoritması, süreklilik denklemlerinden çıkarılan basınç-düzeltilme denklemi yoluyla basınç ve hız alanının birleştirilmiş tam metodlarını bulmaktadır. Basınç-düzeltilme denklemi, basıncın saptanması ve hız dağılımlarının sürekliliğini sağlamak gibi iki amaca yöneliktir.

Çözüm alanındaki her bir tek hücre ve toplam hücrelerdeki bütün bağımlı değişkenler için kalanların yerel ve toplam normalize edilmiş mutlak değerleri 10^{-3} 'ten küçük olduğu zaman yakınsamanın gerçekleştiği farz edilir. Ayrıca, bazı seçilen noktalarda iterasyondan iterasyona değişkenlerin değerlerinin değişiklikleri gösterilmiştir ve yakınsama için en azından dört basamaklı bir değişmezlik gereklidir.

6. HESAPLAMA ÖRNEKLERİ ve DEĞERLENDİRİLMELERİ

Yanma, ışıınım, karışım ve türbülansın bir arada olduğu bir model oldukça karmaşık bir yapı arzeder. Ters akışın olması problemin çözümünde ortaya çıkan diğer önemli bir güçlüktür. Hesaplamalarda ilk önce olayı anlamak ve akışın genel karakterini görmek için önce yanma ve ışıınımın olmadığı sabit sıcaklık ve sabit özellikli akış hali olan soğuk akışı inceleyeceğiz. İkinci kademede, yanma olayı ocağın belli bölgesinde ısı üretim kaynağı şeklinde düşünülerek çözülmüştür (sıcak akış).

Soğuk akışta değişik hız ve L/D oranları için akım çizgileri ve hız profilleri incelenmiş, bunlara ait yorumlar yapılmıştır. Sıcak akışta ise değişik hız ve L/D , l/L oranları için hız ve sıcaklık profilleri elde edilmiştir.

Burada olayın çözümü için oluşturulan denklemlerin çözümü üç kademede ve iki ayrı programdan yararlanılarak gerçekleştirilmiştir. Soğuk akışta önce laminer akış hali, sonra Prandtl karışım uzunluğu hali için çözüm yapılmış ancak yakınsama sağlanamadığından bir sonuca ulaşamamıştır. Netice olarak reaktif olmayan akışlarda deneylerle iyi uyum gösteren iki denklemlilik standart $k - \epsilon$ modeli kullanılmıştır. Çözümlerde yakınsama sağlanmış ancak çok uzun zaman almıştır.

Denklemlerin çözümünde sonlu hacim yaklaşımını kullanan Gosman ve Iderah'ın (1976) TEACH adlı bilgisayar yazılımı esaslı, modifiye edilmiş bir bilgisayar programı ile programda Patankar ve Spalding (1972) tarafından geliştirilen SIMPLE algoritmasının modifiye edilmiş bir formu kullanılmıştır. İkinci kademede bir paket program kullanılmıştır.

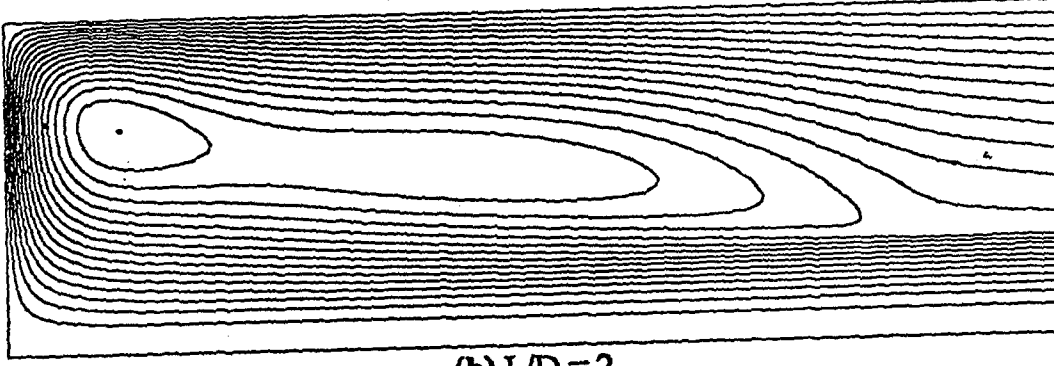
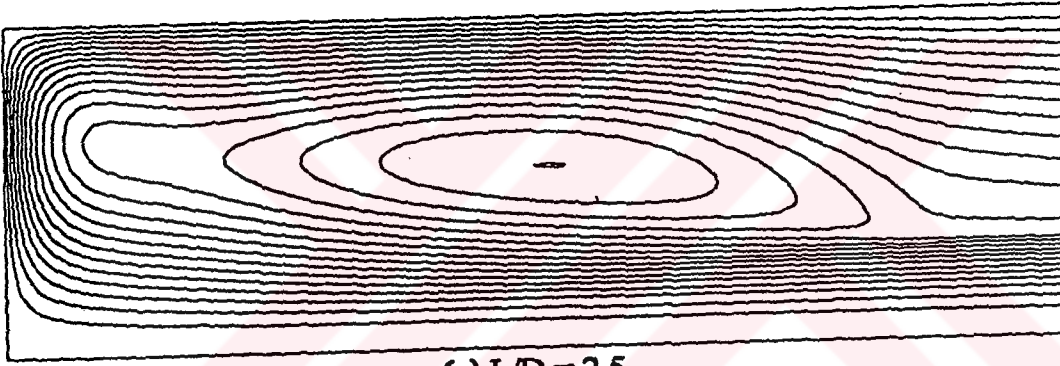
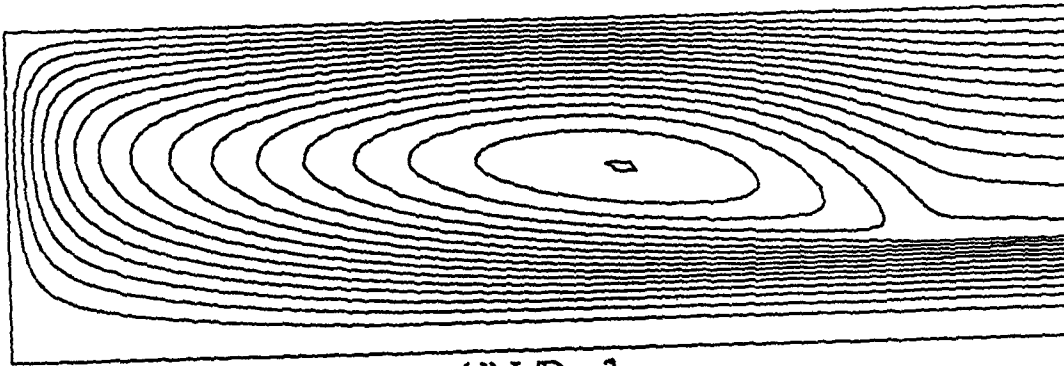
Hesaplamalarda $L/D = 1-1.5-2.0-2.5-3$, $l/L = 0.0-0.05-0.1-0.2-0.3$ oranları esas alınmıştır. Hız değerleri ise 10-20-30-40-50-60 m/s' dir. L bütün hesaplamalarda 1.5 m. olarak sabit alınmıştır. Burada L : yanma odası uzunluğu, D : yanma odası çapı, l : brülör namlusu dalma uzunluğu dur.

6.1. Soğuk Akış

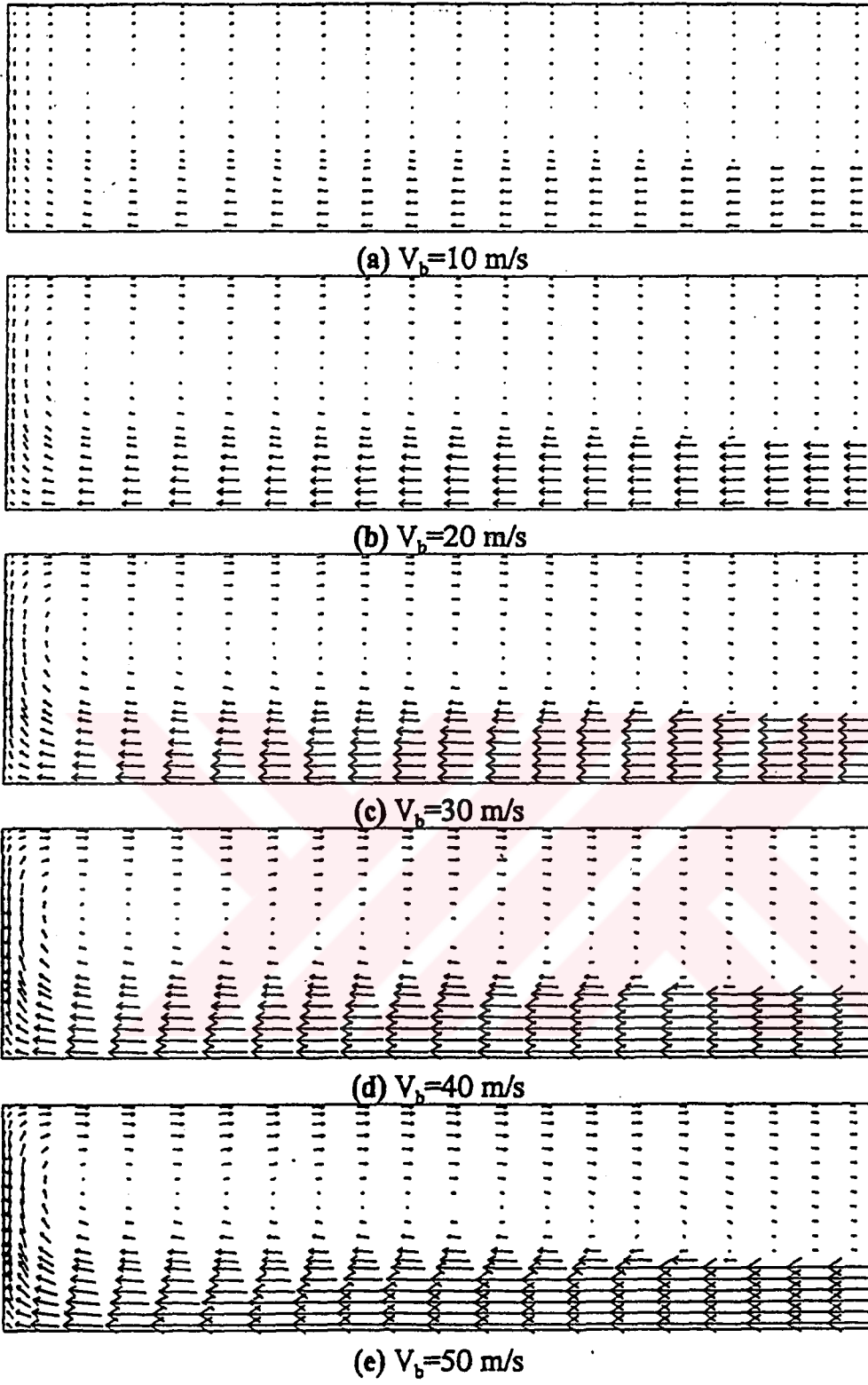
Hesaplamalarda değişik hız ve boyutlar için sonuçlar alındığı halde burada hepsi kullanılmamıştır. Belirli birkaç tanesi gözönüne alınmıştır.

Şekil 6.1. $V_b=30$ m/s için L/D' nin yanma odasında hesaplanan akım çizgilerine etkisini göstermektedir. L/D =1.5 için akışkan akışı akıntıya ters yöndeki akıştan çok fazla ayrılmaksızın simetri eksenini boyunca yanma odası içerisinde. Uç kısmı civarında, akışkan yön değiştirir ve yanma odası cidarlarını takip eder. Çıkış kesitinin içerisindeki akış bir genişleyen sınır tabakanın varlığını gösterir. Bu sınır tabakanın uç kısımlarındaki bir kısım akışkan girdap oluşturur. Diğer L/D oranları için, hız vektörleri şekilden görülebilir, ana fark döngü bölgesinin merkezindedir. L/D değerlerinin artması ile döngü bölgesinin merkezi çıkış kesitine doğru hareket eder. Büyük L/D oranları için, akışkanın tamamının uç kısmın yakınına ulaşamayacağı, akışkanın bir kısmının döngü bölgesinden sonra kendi akış yönlerinde ters döneceği ve akışkanın yanma odasında kısa bir yol takip edeceği Şekil 6.1.' de görülmektedir.

L/D= 2.5 için, giriş şartları ile akış yapısının değişimi Şekil 6.2'de görülmektedir. Her ne kadar giriş hızından dolayı hızların büyüklüğü değişse de, akışların genel yapısı bütün durumlarda benzerdir.

(a) $L/D = 1.5$ (b) $L/D = 2$ (c) $L/D = 2.5$ (d) $L/D = 3$

Şekil 6.1. $V_b = 30$ m/s için L/D 'nin yanma odasında hesaplanan akım çizgilerine etkisi



Şekil 6.2. $L/D=2.5$ için yanma odasındaki farklı giriş hızları ile akışın hız diyagramları.

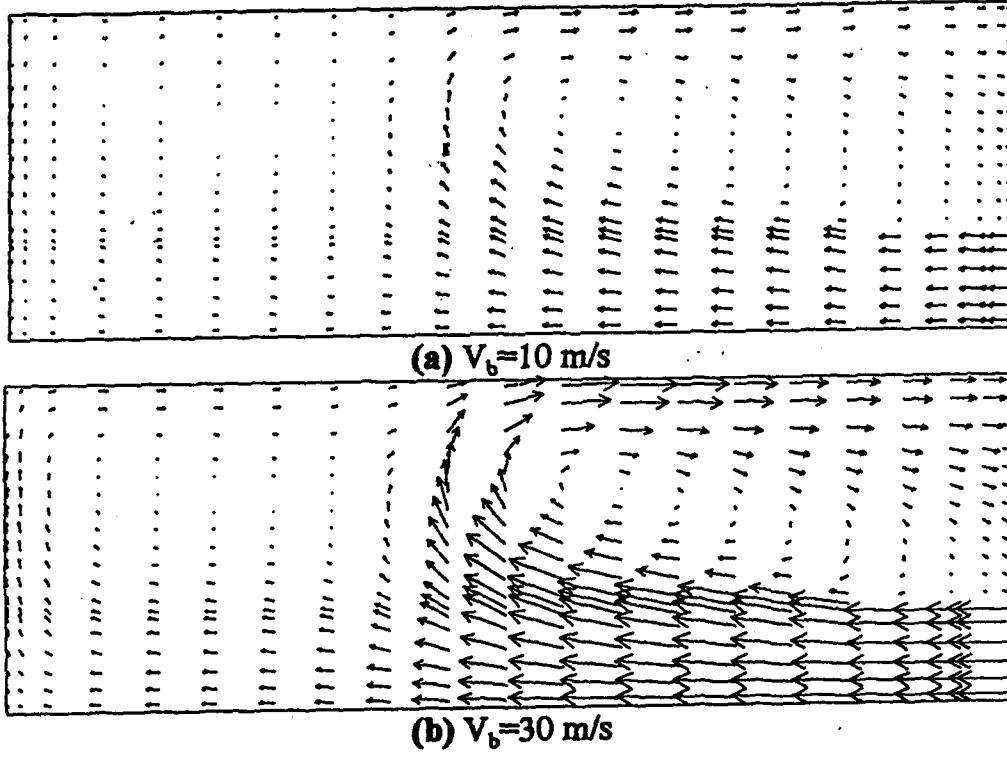
6.2. Sıcak Akış

Sıcak akış, soğuk akışta olmayan enerji terimlerini ihtiva etmektedir. Yanma olayı brülör çıkışından itibaren başlamak üzere belli uzunluk ve genişlikte ısı üretim kaynağı şeklinde düşünülmüştür. Işınımın etkisi dolaylı olarak, pratikte görülen alev bölgesi sıcaklığını verecek şekilde ısı üretimi verilerek alev bölgesi sıcaklığının ayarlanması şeklinde gözönüne alınmıştır.

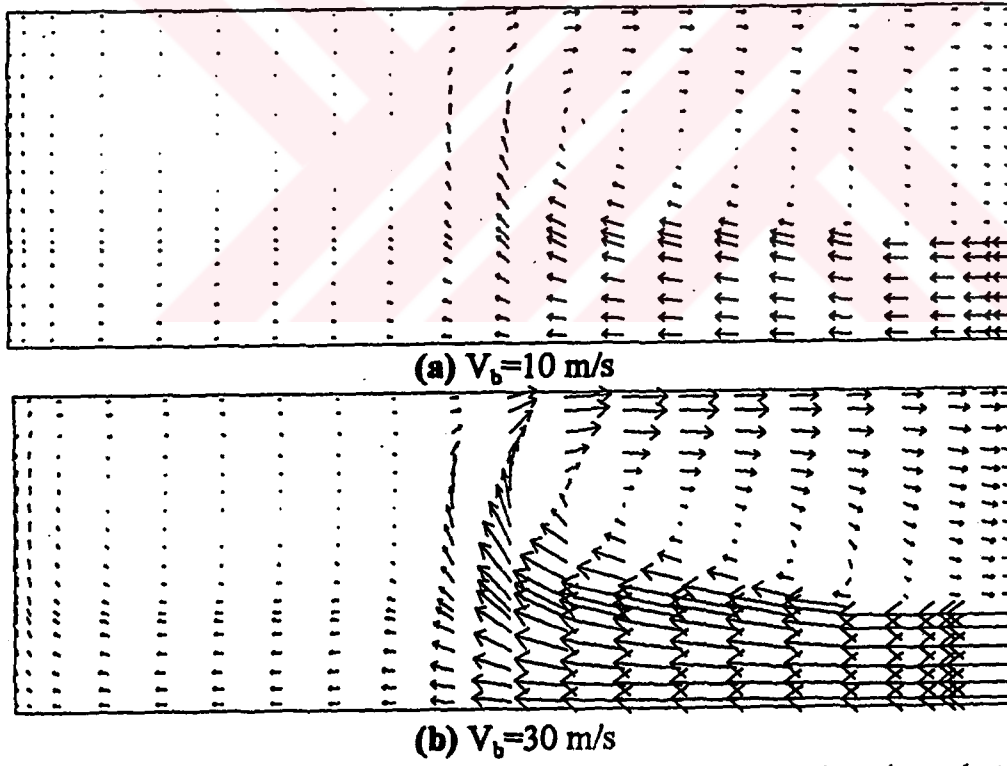
Isı üretimi $V_b = 10$ m/s için 10^4 kW/m³ ve $V_b = 20$ m/s için $2 \cdot 10^4$ kW/m³, $V_b = 30$ m/s için $3 \cdot 10^4$ kW/m³ alınmıştır (en çok kullanılanlar). Bu değerler pratikteki değerlerle uyumludur.

Şekil 6.3. $L/D = 1.5$ için hız vektörlerini göstermektedir. Yanma odasının ilk yarısının ucu civarında terstir. Bu bölge ısı üretilen kısmın ucuna tekabül etmektedir. Ana akış yapısı $V_b = 10$ ve 30 m/s giriş hızı için benzer özellikleri içermektedir. Ters akış döngü bölgesi oluşturur ve çıkışa doğru akıntı yönündeki akışkanın bir kısmı döngü bölgesine girer. Yanma odasının ikinci yarısında, hızların büyüklüğü çok küçüktür. Bu kısımda da döngü bölgesi mevcuttur. Şekil 6.4.' de $L/D = 2.5$ için benzer akış yapısı görülmektedir. Benzer hızlar için Şekil 6.3. ve 6.4. arasındaki farklar çok küçüktür. İki şekil arasındaki ana fark akışın tersinirliği için $L/D = 1.5$ olan duruma göre $L/D = 2.5$ olan durumun daha çabuk olduğudur.

Şekil 6.5. ve 6.6. yanma odasındaki hesaplanan sıcaklık dağılımlarını göstermektedir. Sıcaklığın girişten akıntıya ters yöne doğru yavaş yavaş arttığı görülmektedir. Soğuk gaz karışımı dolaşan akışkana karıştığı için döngü bölgesindeki sıcaklık diğer bölgelere göre biraz düşüktür. Sıcak gaz yanma odasının üst cidarına temas ettiği zaman, sıcaklık yavaş yavaş azalır ve çıkış kesitinde minimum değere ulaşır. Yanma odasının ikinci yarısında, sıcaklık merkez bölgede maksimum değerlere ulaşır. Yüksek giriş hızları için, düşük hızlarla



Şekil 6.3. $L/D = 1.5$ için yanma odasındaki farklı giriş hızları ile akışın hız vektörleri

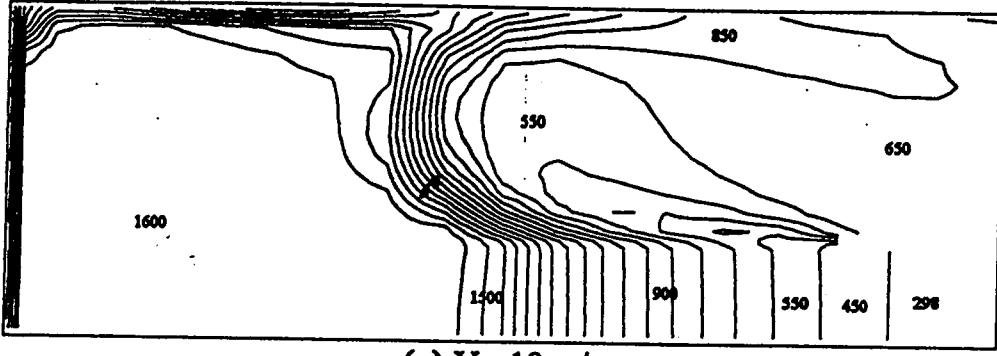
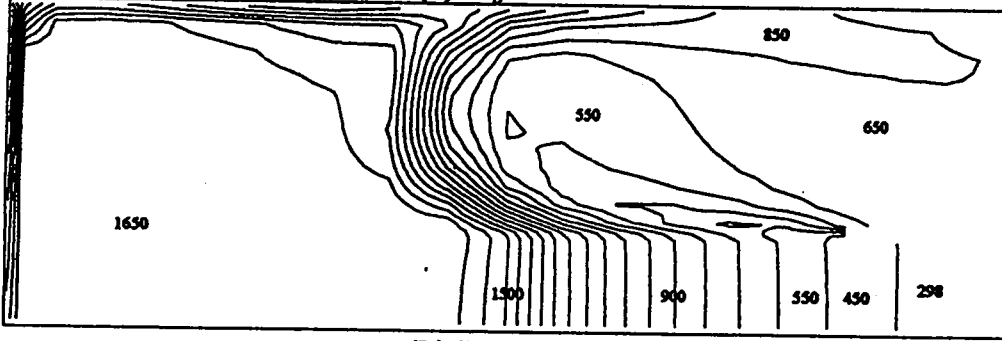
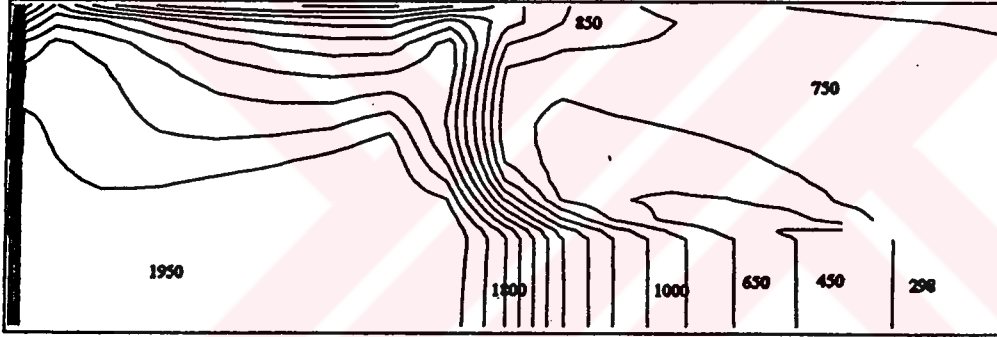
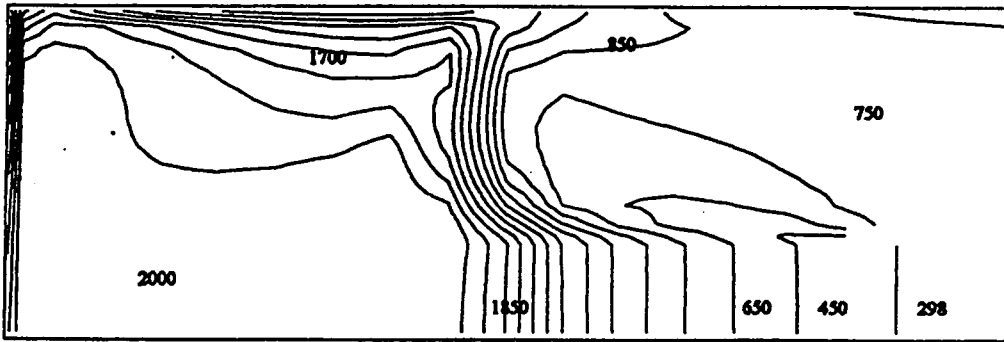


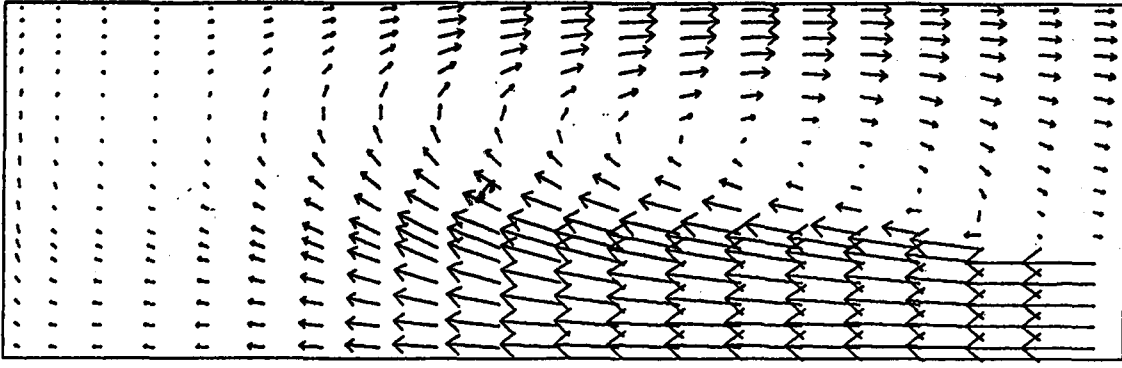
Şekil 6.4. $L/D = 2.5$ için yanma odasındaki farklı giriş hızları ile akışın hız vektörleri

karşılaştırıldığında maksimum sıcaklıkta bir artma mevcuttur. L/D arttığı zaman, yanma odasındaki sıcaklıklarda bir artma meydana gelir.

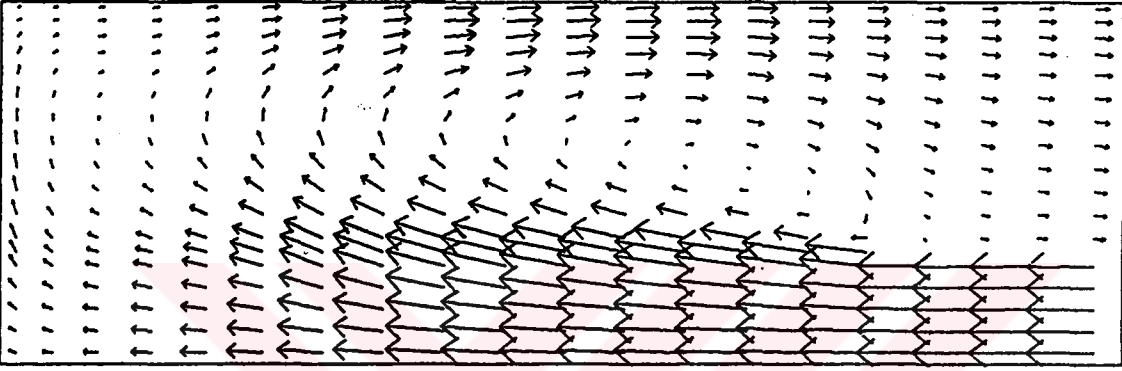
Şekil 6.3. ve 6.6. ele alınırsa, akışkan sıcaklığı arttığı zaman, akışkan yoğunluğu azalır ve bu durum hızlardaki yüksekliğin bir sonucudur, böylece akışkan kapalı uca doğru olan akışın yerine kendi akış doğrultusunda tersine döner. Her ne kadar ısı girişi kazanlardaki pratik değerlere göre seçilse de, hesaplanan sıcaklıklar pratik değerlere göre yüksektir. Bu modelimizdeki radyasyonla ısı transferinin yokluğundan ileri gelmektedir. Bu nedenle hızların en küçük olduğu yerlerde, sıcaklık maksimumdur.

Yanma odası ile brülör namlusu dalma uzunluğu oranı da önemli bir parametre olarak görülmektedir. Şekil 6.7. $L/D= 2.5$ ve $V_b = 10$ m/s için farklı brülör namlusu dalma boylarında yanma odasında hesaplanan hız vektörlerini göstermektedir. Akışın genel yapısı, brülör namlusu vasıtasıyla yanma odasına giren gazlar aynı doğrultuda ilerlerken akışkan demetinin üst kısmından başlayarak doğrultularında sapmalar oluşmakta ve ilerleyen mesafelerde bu sapmalar demetin büyük bir kısmındaki akışkanı etkilemektedir. Demetten ayrılan gazlar önce radyal doğrultuda üst cidara doğru yönelmekte sonra çıkışa doğru girişin aksi istikamette akmaktadırlar. Ters yöndeki iki akışın birbirini etkilemesi sonucu bir döngü alanı oluşmaktadır. Her üç vektör çizimi gözönüne alındığında döngü bölgesinin başlangıç noktası brülör namlusunun bitimine yakın bölgeler olduğu görülmektedir. l/L oranı ya da namlu dalma uzunluğunun artırılması aynı oranda akışkanın ve döngü merkezinin karşı cidara (yanma odası derinliklerine) ötelenmesini sağlamaktadır. Bu durum etkin yanma odası uzunluğunu artırma imkanı vermektedir. l/L oranı büyüdükçe yanma odasının dip kısmına fazla akışkanın ulaştığı, Şekil 6.7.'deki vektör büyüklüklerinden görülmektedir.

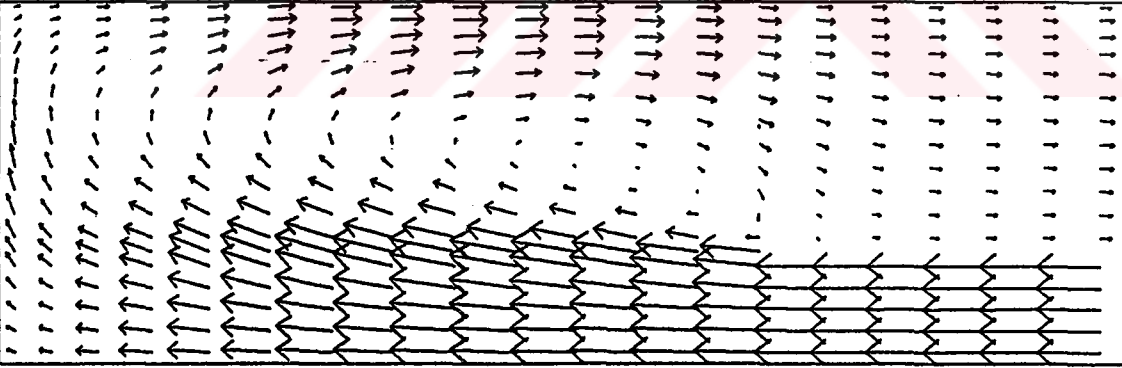
(a) $V_b=10$ m/s(b) $V_b=30$ m/sŞekil 6.5. $L/D=1.5$ için yanma odasındaki sıcaklık değerleri(a) $V_b=10$ m/s(b) $V_b=30$ m/sŞekil 6.6. $L/D=2.5$ için yanma odasındaki sıcaklık değerleri



(a) $1/L = 0.1$



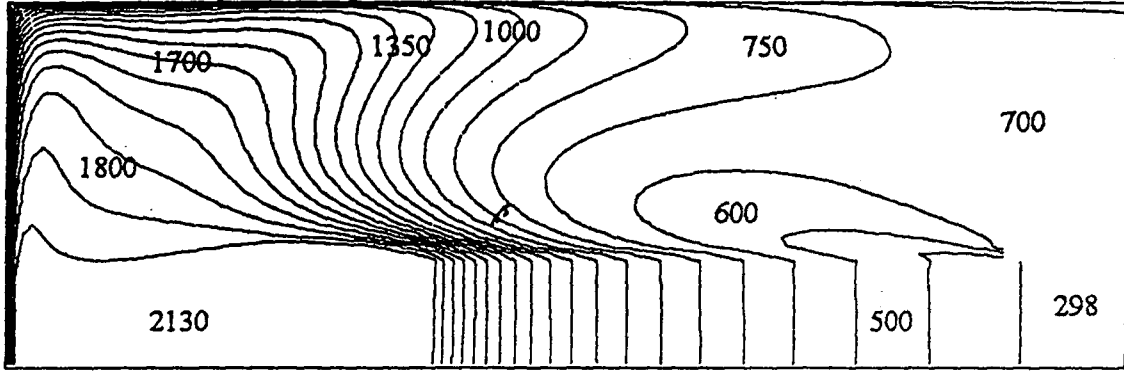
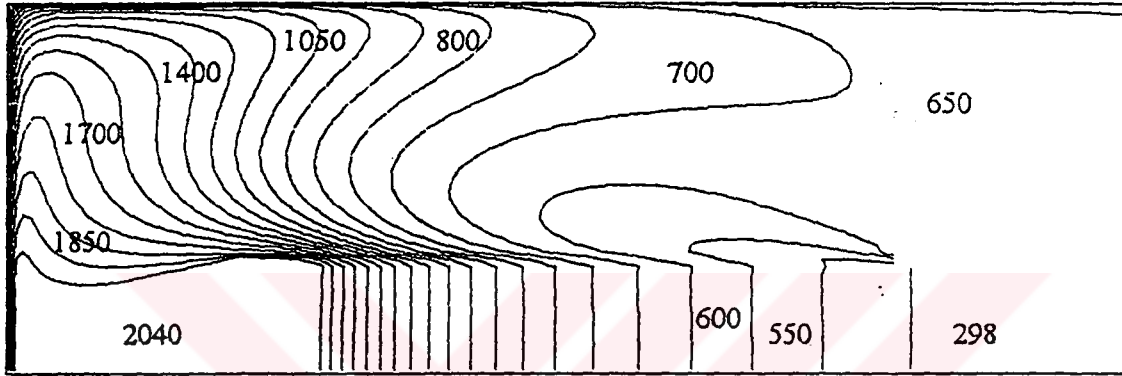
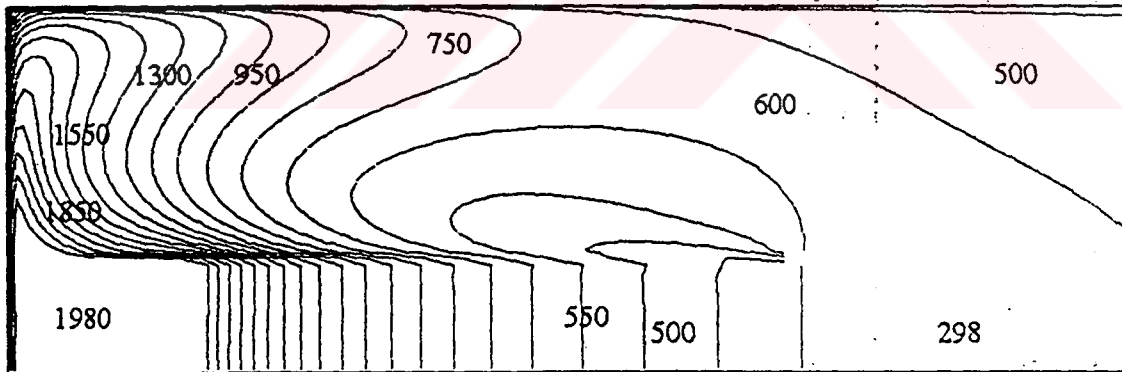
(b) $1/L = 0.2$



(c) $1/L = 0.3$

Şekil 6.7. $L/D = 2.5$, $V_b = 10$ m/s için farklı brülör dalma boylarında yanma odasındaki hız vektörleri

Hesaplanan sıcaklık dağılımları Şekil 6.8.'de verilmektedir. Namlu ucuna kadar soğuk olarak gelen akışkanın sıcaklığı ısı üretimi olan alev bölgesi boyunca artmakta ve alev bölgesi sonunda maksimuma ulaşmaktadır. Akışkanın cidarla teması sonucu sıcaklığı azalmaktadır. Alev bölgesinden erken ayrılan relatif olarak daha soğuk akışkan döngü bölgesinde ters yönde gelen sıcak akışkan ile karışarak çıkışa doğru gazın sıcaklığının düşmesine neden olmaktadır. Cidarların ve döngüdeki karışımın etkisiyle çıkış kesitinde sıcaklığı düşen akışkan çıkış kesitinden yanma odasını terk etmektedir. Küçük I/L oranlarında dip bölgesinde akışkan hızının ve miktarının küçük olması sebebiyle diğer I/L oranlarına göre sıcaklık daha fazla artmaktadır. Böylece bütün yanma odasındaki sıcaklıkları aynı oranda etkilemektedir. I/L oranının artması giriş akışından ayrılarak çıkışa yönelen akışkan miktarını azalttığı için yanma odasındaki eksik yanma kayıpları da azalacaktır. Bu şekilde aynı yanma odası uzunluğu için daha yüksek taşınım katsayılarına ve ısı transfer miktarlarına ulaşılabilir.

(a) $l/L = 0.1$ (b) $l/L = 0.2$ (c) $l/L = 0.3$

Şekil 6.8. $L/D = 2.5$, $V_b = 10$ m/s için farklı brülör namlusu dalma boylarında yanma odasındaki eşdeğer sıcaklık eğrileri

7. SONUÇLAR ve TARTIŞMA

Karşı basınçlı (ters akışlı) bir kazanda soğuk ve sıcak akış (yanma) durumu için yapılan matematiksel modelleme sonuçlarından aşağıda kısaca bahsedilecektir. Soğuk akış modellemesi aslında bizim çalışmamızın odak noktasını oluşturmaktadır.

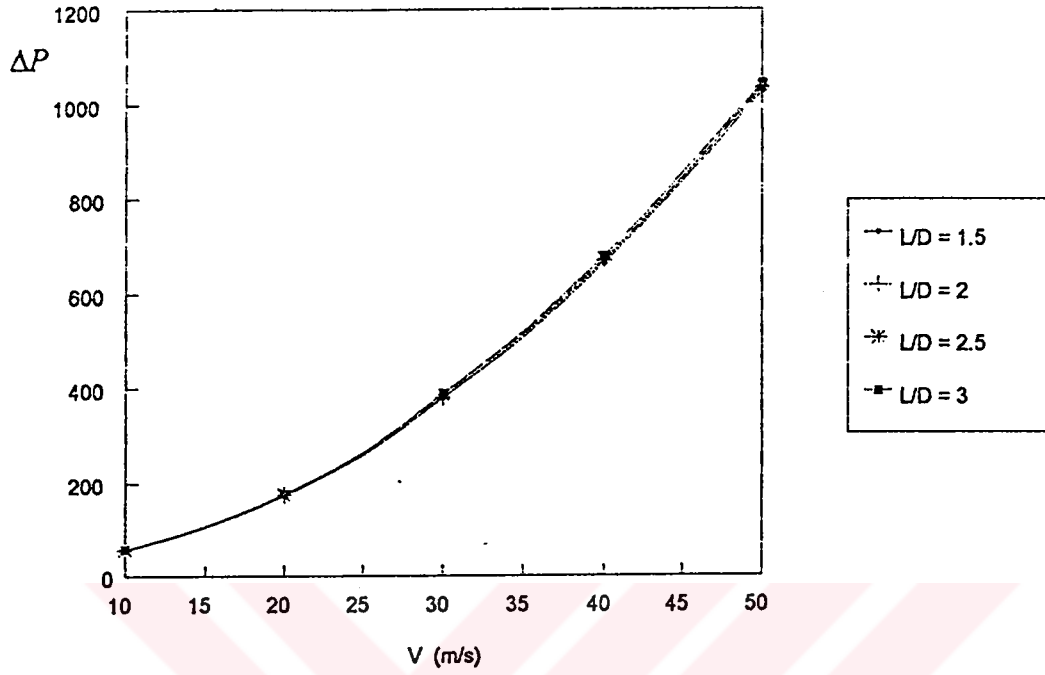
Soğuk akışta; geometri ve akış şartları ele alınmasına karşın, silindirik ters akışlı kazanlar için, kütle akış hızı verilen geometride akışın ana yapısında önemli bir etkiye sahip değildir. Ancak L/D oranı akışın yapısını değiştirir. L/D değerlerinin artması ile, döngü bölgesinin merkezi çıkış kesidine doğru hareket eder ve daha büyük L/D oranları için, akışkanın tamamının uç cidar yakınına ulaşamayacağı, akışkanın bir kısmının döngü bölgesinden sonra kendi akış yönlerinde ters döneceği ve akışkanın yanma odasında kısa bir yol takip edeceği anlaşılmıştır.

Daha önce değinmediğimiz basınç kayıpları bahsine burada kısaca değineceğiz. Giriş ve çıkış kesitleri arasında Bernoulli denklemi kullanılarak, toplam basınç kayıpları hesaplanabilir,

$$\Delta P = (P_i + \rho V_i^2 / 2) - (P_e + \rho V_e^2 / 2) \quad (7.1)$$

Burada alt indis i girişi, e ise çıkışı temsil etmektedir. P ve V sırasıyla anılan kesitlerdeki ortalama basınç ve aksenal hız değerlerini göstermektedir. Şekil 7.1 yanma odasındaki giriş hızıyla toplam basınç kaybının değişimini göstermektedir. Toplam basınç kaybının giriş hızının artması ile yükseleceği görülebilir. Ancak, geometri ile değişim oldukça küçüktür.

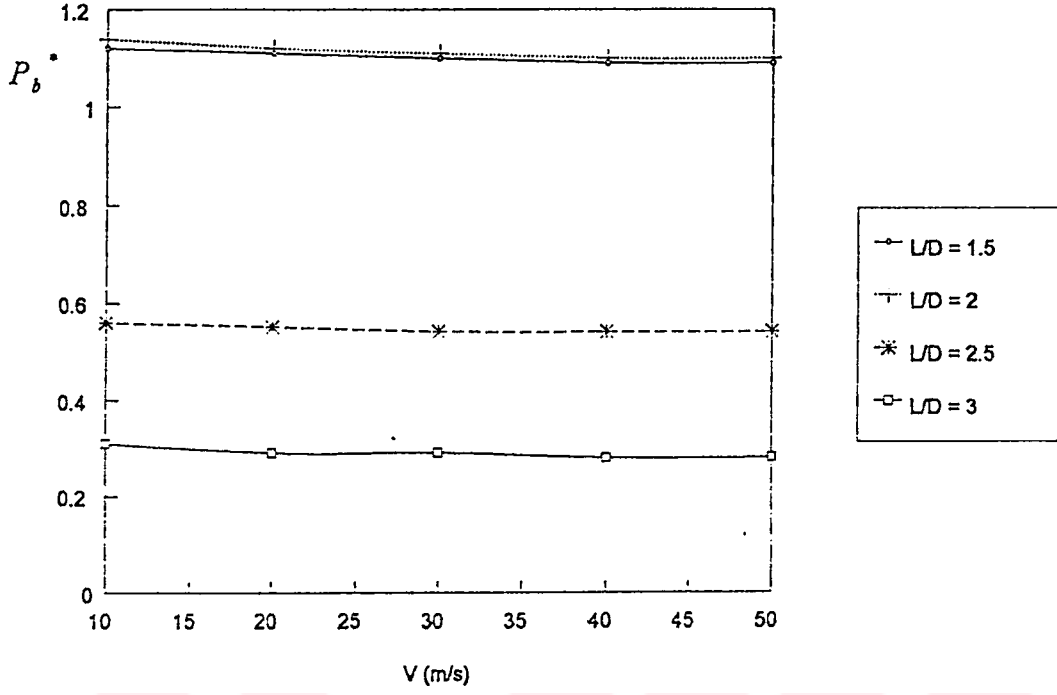
$$\Delta P^* = \Delta P / (\rho V_i^2 / 2) \quad (7.2)$$



Şekil 7.1 Yanma odasındaki giriş hızıyla toplam basınç kaybının değişimi

Bu çalışmada hesaba katılan bütün durumlar için, ΔP^* değeri genelde sabit bulunmuştur ($\Delta P^* = 0.85 \pm 0.02$).

Diğer ilginç sonuç Şekil 7.2 de görülmektedir. Verilen geometri için boyutsuz arka basınç değerleri $P_b^* = P_b / (\rho V_i^2 / 2)$ giriş hızı değerinden bağımsız olarak genelde sabit kalır. Ancak, L/D oranlarının artması ile azalır. Daha büyük L/D değerleri için, akışkan daha kısa bir yol takip eder ve uç cidarı civarında artmaksızın akıntıya ters yöndeki akıştan erken ayrılma meydana gelir. Bu olay boyutsuz arka basınç değerinde bir düşme ile sonuçlanır.



Şekil 7.2 Yanma odasındaki giriş hızı ile boyutsuz arka basıncın değişimi

Sıcak akış için yapılan çalışma yanma ve ışıınım gibi ısı transferinde önemli parametreleri doğrudan gözönüne almamaktadır. Isı üretim merkezinin uzunluğu, ısı üretim profilinin seçimi önemli ise de yanmayı tam olarak karakterize etmez. Akışkan bileşiminin değişiminin ihmal diğer önemli görülebilecek bir etmen olabilir. Işıınımın ısı üretim merkezi açısından olmasa bile yanma sonu etkisi ihmal edilmiştir. Işıınımın bu bölge içinde önemli olduğu düşünülürse akış karakteristiklerini önemli ölçüde etkilemesi beklenebilir. Bu kabuller altında elde edilen neticelerin gerçek durum ait sayısal değerleri ve akış yapısını vermesi doğal olarak beklenemez.

Sıcak akışta L/D oranlarının değişmesi hız vektörlerini çok etkilememektedir. Yüksek giriş hızları için, düşük hızlarla karşılaştırıldığında maksimum sıcaklıkta bir artma mevcuttur. L/D arttığı zaman, yanma odasındaki sıcaklıklarda bir artma meydana gelir.

Seçilen ısı yükü kazanlardaki pratik değerlere uygun olsa da, hesaplanan sıcaklıklar pratik değerlere göre yüksektir. Bu, modelimizdeki radyasyonla ısı transferinin yokluğundan ileri gelmektedir. Bu nedenle hızların en küçük olduğu yerlerde, sıcaklık maksimumdur.

Diğer önemli bir parametre olan l/L oranının artırılması aynı oranda akışkanın ve döngü merkezinin karşı cidara (yanma odası derinliklerine) ötelenmesini sağlamaktadır. Bu durum etkin yanma odası uzunluğunu arttırma imkanı vermektedir. Bu ise özellikle yanma odasının arka kısımlarında taşınım ile olan ısı transferini arttırmaktadır. Küçük l/L oranlarında dip bölgesinde akışkan hızının ve miktarının küçük olması sebebiyle diğer l/L oranlarına göre sıcaklık daha fazla artmaktadır. l/L oranının artması giriş akışından ayrılarak çıkışa yönelen akışkan miktarını azalttığı için yanma odasındaki eksik yanma kayıpları da azalacaktır. Böylece aynı yanma odası uzunluğu için daha yüksek taşınım katsayılarına ve ısı transfer miktarlarına ulaşılabilir.

Yapılan kabuller altında olaya etki eden geometrik ve akış parametrelerinin etkisi daha fazla data ile daha ayrıntılı incelenebilir çözüm sınırları daha daraltılabilirdi. Bu çalışma da, her bir çözüm için gerekli zamanın büyük olması (8 saat) ve bazı durumlarda görülen yakınsama problemleri çok fazla data için çözüm yapılmasını engellemiştir. Bununla birlikte genel davranışın görülmesi ve parametrelerin etkilerinin anlaşılması açısından yapılan çözümlerin büyük oranda yeterli olduğu kanaati hasıl olmuştur.

Sonuç olarak, El-Mahallawy ve ark. (1977) larının deney sonuçları da gözönüne alındığında elde edilen akış karakteristiklerinin genel görünüşü olarak deneysel sonuçlarla benzer olduğu anlaşılmaktadır. Diğer taraftan pratikte bu tip yanma odaları için verilen geometrik oranlarla, elde edilen sonuçlar önemli ölçüde yakınlık göstermektedir. Bu açıdan

yanma ve ışıının doğrudan gözönüne alınması bir çok yararlar sağlasa da ısı üretim kaynağının konumu ve şiddetinin uygun seçilmesi halinde genel davranışın muhtemelen fazla (akış ve taşınım açısından) etkilenmeyeceği düşünülmektedir. Neticede, probleme yaklaşım tarzının uygun olduğu, ulaşılan neticelerin sayısal olmasa bile genel olarak geometrinin taşınımına etkisini açıkladığını ve pratik açıdan yaklaşık değerlerin elde edilmesinde kullanılabileceğini ancak bunun için çözümlerin daha küçük değişimler için yapılması gerekeceği düşünülebilir.



KAYNAKLAR

BIÇAKÇI, K., 1994. "Doğalgazlı Isıtma Sistemlerinde Kazan ve Brülör Uyumunun Yanma Üzerindeki Etkisi", Doğalgaz Dergisi Sayı 32, s. 99-104.

BIÇAKÇI, K., M. ÇAĞLI, 1991. Doğal Gaz Brülörlerinin Prensipleri, İşletmesi ve Kontrolü, Doğal Gaz Dergisi, Sayı:23, s. 58-63.

DUSSEILLER, P., 1975. Kalorifer Kazanlarının Konstruksiyonlarında Evrim ve Problemler, Ygnis, 25. Yıl Teknik Kongresi Bülteni, No: 12.

ELGHOBASHI, S. E., G. S. SAMUELSON, J. E. WUERER and J. C. LaRUE, 1981. J. Fluids Eng., 103-127.

GENCELİ, O., 1985. Buhar Kazanları ve Yardımcı Elemanları, Kipaş Dağıtımcılık, İstanbul.

GOSMAN, A. D. and F. J. K. IDERAH, 1976. "TEACH A General Computer Program for Two Dimensional Flows, in 'Calculation of Recirculating Flows ' ", Department of Mechanical Engineering, Imperial College of Science and Technology, London.

GOSMAN, A.D., W. M. PUN, A. K. RUNCHALL, D. B. SPALDING and W. WOLFSTEIN, 1969. Heat and Mass Transfer in Recirculating Flows, Textbook, Department of Mechanical Engineering, Imperial College of Science and Technology, London.

GOSMAN, A. D., A. K. RENCHAL and D. B. SPALDING, 1969. Heat and Mass Transfer in Recirculation Flows, Academic Press, London.

GOU, H. and W. K. LU, 1993. ISIJ International, Vol. 33.

ISISAN ÇALIŞMALARI, 1991. No:43, İstanbul.

KADIRGAN, N., 1988. Alev Proseslerinde, Gaz Yakıt-Oksijen Alevlerinin Yüksek Sıcaklık Eldesi Amacıyla Kullanılması, Kimya Müh. Odası, Uluslararası Doğalgaz Sempozyumu.

LANDIS and GYR., 1979. "Energy Saving Interesting Systems" 2nd. Edition.

LAUNDER, B. E. and D. B. SPALDING, 1972. Lectures in Mathematical Models of Turbulence, Department of Mechanical Engineering, Imperial College of Science and Technology, London.

LISOWSKI, J., 1989. Kazanlarda Doğalgaz Yakılması, Doğalgaz Dergisi, Sayı 2, Sayfa 15-19.

MAHALLAWY, F. M., K. H. KHALIL and A. H. ABDEL HAFIZ, 1977. Flow Mixing and Heat Transfer in Furnace, ed. by KHALIL, K. H., Pergamon Press, Oxford, England.

MMO., 1991. Gaz Tesisatı Proje Hazırlama Teknik Esasları, İstanbul.

ONAT, K., O. F. GENÇELİ ve A. ARISOY, 1988. Buhar Kazanlarının Isıl Hesapları, Denklem Matbaası, İstanbul.

ÖZTÜRK, S., 1991. Doğalgaz ve Uygulamaları, Ankara.

ÖZTÜRK, S., 1992. Doğalgaz Tebliğleri, Ankara.

PATANKAR, S. V., 1980. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere Publishing Corporation.

PATANKAR, S. V. and D. B. SPALDING, 1972. "A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-Dimensional Parabolic Flow", Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 15, pp. 1787-1806.

PRANDTL, L., 1925. Bericht Über Untersuchungen zur ausgebildeten turbulenz ZAMM 5, 136.

SANUK, S., ve M. KAYA, 1989. Katı, Sıvı ve Gaz Yakıtların Neden Oldukları CO, CO₂, NO_x ve İş Kirlilikleri Açısından Karşılaştırılması, Bitirme Ödevi, Yıldız Üniv. Kimya Bölümü.

SÜRMEŒ, A., 1986. Sürekli Yanma Odalarında Alev Cephesinin Dinamik Yapısına Ait Bir Çalışma, Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, s. 30, İstanbul.

TENNEKES, H., and J. L. LUMLEY, 1974. A First Course in Turbulence, Textbook, Third Edition.

YILMAZ, S., 1991. Bilgisayar Yardımıyla Doğal Gaz Brülörü Seçimi, Doğal Gaz Dergisi, Sayı: 24, s. 42-46, İstanbul.

TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca yakın ilgi ve desteğini gördüğüm danışmanım Doç. Dr. Atakan AVCI'ya, çeşitli konularda yararlandığım Doç. Dr. Muhsin KILIÇ ve tezi yazmamda yardımcı olan Arő. Gör. Yük. Müh. Salih COŐKUN'a teőekkürü bir borç bilirim.

Tezi bitirmemde maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen aileme őükranlarımı iletirim.

Mustafa YONCACILAR



ÖZGEÇMİŞ

1970 Bursa doğumlu Mustafa YONCACILAR, ilk ve orta öğrenimini Bursa'da tamamladı. Lise öğrenimini Bursa Erkek Lisesi'nde tamamladıktan sonra 1993 yılında Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden mezun oldu. 1993 yılında Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı'nda yüksek lisans çalışmasına başladı. 1994-1995 yılları arasında Bursa'da çeşitli tesisat-taahhüt firmalarında çalıştı. 1995 yılı içinde askerlik görevini bitirdi. 1996 yılından itibaren YONCACILAR MÜHENDİSLİK LTD. ŞTİ. firmasında S. M. M. Makine Mühendisi olarak çalışmaktadır.

T.C. TÜRKİYE SÖZLEŞİM MERKEZİ
DOKÜMANTASYON MERKEZİ