

FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YENİ NESİL YANMA ODALARINDA AKIŞ VE ISI TRANSFERİNİN
SAYISAL OLARAK MODELLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Müjdat FIRAT

Anabilim Dalı: Makine Eğitimi

Programı: Enerji Eğitimi

OCAK - 2010

FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YENİ NESİL YANMA ODALARINDA AKIŞ VE ISI TRANSFERİNİN
SAYISAL OLARAK MODELLENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Müjdat FIRAT

Enstitü No: 08119101

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 29 Aralık 2009

Tezin Savunulduğu Tarih : 14 Ocak 2010

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Yasin VAROL (F.Ü.)
Diğer Jüri Üyeleri: Doç. Dr. Hakan F. ÖZTOP (F.Ü.)
Yrd. Doç. Dr. Halit L. YÜCEL (F.Ü.)

OCAK - 2010

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tezi olarak hazırlamış olduğum bu çalışma, içten yanmalı motorlarda akış ve ısı transferi hakkında ayrıntılı çözümler içermektedir. Bu çalışmada, yanma odalarında meydana gelen akış ve ısı transferinin belirlenmesini, elde edilen verilerin yanma odalarının tasarımı ve genel yapısı hakkında fikir vermesi hedeflenmiştir. Çalışma sonucunda elde ettiğim verilerin ve dolayısıyla hazırlamış olduğum bu tezin konunun algılanmasına ve çözümüne katkı sağlamasını temenni ederim.

Bu konuda araştırma yapmamı sağlayan, çalışmalarımı takip eden ve yönlendiren tez danışmanım Prof. Dr. Yasin VAROL' a, sonuçların elde edilmesinde ve analizinde bilgi ve tecrübelerini esirgemeyen kıymetli hocalarım Doç. Dr. Hakan F. ÖZTOP' a ve Yrd. Doç. Dr. Ahmet KOCA' ya teşekkür ederim.

Müjdat FIRAT

ELAĞIĞ-2009

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖNSÖZ	III
İÇİNDEKİLER	IV
ÖZET	V
SUMMARY	VI
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	VII
TABLolar LİSTESİ.....	VIII
SEMBOLLER LİSTESİ.....	IX
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Silindir Geometrisi ve Yanma Odaları	11
1.1.1. Yanma Odası Çeşitleri ve Yapısal Özellikleri	12
1.1.1.1. Çatı Tipi Yanma Odası.....	13
1.1.1.2. Yarı Küresel Tip Yanma Odası.....	13
1.1.1.3. Kama Tip Yanma Odası.....	14
1.1.1.4. Küvet Tip Yanma Odası.....	15
2. MATERYAL VE METOT.....	19
2.1. Matematiksel Model	19
2.1.1. Yönetici Denklemler	19
2.1.1.1. Kütlenin Korunumu Denklemi.....	20
2.1.1.2. Momentum Korunumu Denklemleri	20
2.1.1.3. Enerjin Denklemi.....	21
2.1.1.4. Türbülans Denklemleri	21
2.1.2. Sayısal Yöntem.....	23
2.1.2.1. Sonlu Hacimler Yöntemi.....	23
2.2. Fiziksel Model	26
2.2.1. Grid Üretimi.....	28
2.2.1.1. Dinamik Ağ Yapısı.....	32
2.2.1.1.1. Dinamik Grid Korunum denklemleri	34
2.2.2. Grid Kalitesi	35
2.3. Çözümün Geçerliliği.....	36
3. BULGULAR.....	38
4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA.....	56
5. ÖNERİLER	57
KAYNAKLAR	58
ÖZGEÇMİŞ	62

ÖZET

İçten yanmalı motorlarda performans artırma çalışmaları gelişen teknoloji ile birlikte hız kazanmıştır. Bu araştırma tekniklerden birisi de hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) kodlarını kullanarak yanma odalarında akış ve ısı transferi karakteristiklerinin belirlenmesidir.

Bu çalışmada yanma odalarında HAD tekniklerinin kullanılması incelenmiş ve otomobillerde yaygın olarak kullanılan bir yanma odası modeli için bilgisayar ortamında çözümler gerçekleştirilmiştir. Çalışmada yanma odası modeli olarak, eksenden kaçık çatı tipli bir yanma odası ve düz tip bir yanma odası modeli seçilmiştir. Zamana bağlı olarak, emme zamanı boyunca silindir içerisindeki akış karakteristikleri dinamik ağ yapısı kullanılarak incelenmiştir. Modelleme için FLUENT ticari kodu kullanılmıştır. Isı transferi ve akış karakteristikleri için çatı tipi yanma odasının geleneksel yanma odasına göre daha iyi olduğu belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), Yanma Odası, İçten Yanmalı Motorlar, Buji Ateşlemeli Motorlar

SUMMARY

Modeling of Fluid Flow and Heat Transfer in New Generation Combustion Chambers

Studies on improving the performance of internal combustion engines are important research area for developing automotive technologies. One of these techniques is analysis of flow and heat transfer characteristics in combustion chambers of internal combustion engines using computational fluid dynamics techniques.

In this study, a numerical work has been performed by using CFD techniques to simulate flow and temperature fields in combustion chambers. An example model was chosen to make a simulation in computer. In the study, the model of an eccentric pentroof type combustion chamber was chosen as physical model. The result of heat and fluid flow model from the pentroof type combustion chamber is compared with conventional type combustion chamber. Unsteady flow characteristics were analyzed in chamber for intake stroke using dynamic mesh. The FLUENT commercial code was used for modeling. It is observed that the pentroof type model is the better model than the conventional one for heat and fluid flow characteristics.

Key Words: Computational Fluid Dynamics (CFD), Combustion chamber, Internal combustion engine, Spark ignition engine

ŞEKİLLER LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.1. Deneysel çalışmalar için genel bir model .	6
Şekil 1.2. Çatı ve yarı küresel tip yanma odaları	14
Şekil 1.3. Kama ve küvet tip yanma odaları .	15
Şekil 1.4. Yaygın Olarak Kullanılan Piston Şekilleri	17
Şekil 1.5. Aynı Tip Yanma Odasında Farklı Tip Piston Şekillerinin Kullanılması	18
Şekil 2.1. Çözüm metodunun genel yapısı	25
Şekil 2.2. Çatı tip yanma odası modeli	26
Şekil 2.3. Çatı tip yanma odası	27
Şekil 2.4. Düz tip yanma odası modeli	27
Şekil 2.5. Grid bileşenleri	29
Şekil 2.6. Sıkıştırılmış ağ yapısı	30
Şekil 2.7. Hibrit ağ yapısı	31
Şekil 2.8. Yanma odalarının dinamik ağ yapıları, a) Düz yanma odası, b) Yeni nesil yanma odası	33
Şekil 2.9. Elde edilen sonucun literatürle karşılaştırılması, a) Düz yanma odası tipi için türbülanslı akış şartlarında deneysel olarak elde edilmiş akım görünürlülüğü b) Bu çalışmadan elde edilen hız vektörleri	36
Şekil 3.1. $n=3000$ d/d için hız vektörleri	40
Şekil 3.2. 90° K.M.A. için hız vektörlerinin karşılaştırılması	41
Şekil 3.3. $n=1000$ d/d de silindir içerisinde düşey ekseninde orta noktada 90° K.M.A. için yatay eksen boyunca hız grafiği	42
Şekil 3.4. $n=3000$ d/d de silindir içerisinde düşey ekseninde orta noktada 90° K.M.A. için yatay eksen boyunca hız grafiği	42
Şekil 3.5. $n=5000$ d/d de silindir içerisinde düşey ekseninde orta noktada 90° K.M.A. için yatay eksen boyunca hız grafiği	43
Şekil 3.6. $n=3000$ d/d için eş basınç eğrileri	45
Şekil 3.7. 90° K.M.A. için eş basınç eğrilerinin karşılaştırılması	46
Şekil 3.8. $n=1000$ d/d' de silindir içerisinde düşey ekseninde orta noktada 90° K.M.A. için yatay eksen boyunca Statik basınç değişimi	47
Şekil 3.9. $n=3000$ d/d de silindir içerisinde düşey ekseninde orta noktada 90° K.M.A. için yatay eksen boyunca Statik basınç değişimi	47

Şekil 3.10. n=5000 d/d de silindir içerisinde düşey ekseninde orta noktada 90° K.M.A. için yatay eksen boyunca Statik basınç değişimi	48
Şekil 3.11. n= 3000 d/d için farklı KMA da eş sıcaklık eğrileri	50
Şekil 3.12. 90° K.M.A. için eş sıcaklık eğrilerinin karşılaştırılması.....	51
Şekil 3.13. n =1000 d/d’ de silindir içerisinde düşey ekseninde orta noktada 90° K.M.A. için yatay eksen boyunca sıcaklık değişimi	51
Şekil 3.14. n = 3000 d/d’ de silindir içerisinde düşey ekseninde orta noktada 90° K.M.A. için yatay eksen boyunca sıcaklık değişimi	52
Şekil 3.15. n = 5000 d/d’ de silindir içerisinde düşey ekseninde orta noktada 90° K.M.A. için yatay eksen boyunca sıcaklık değişimi	52
Şekil 3.16. n=3000 d/d’ de iki yeni nesil (sol kolon) ve geleneksel (sağ kolon) yanma odalarının karşılaştırılması.....	53
Şekil 3.17. n=3000 d/d’ de düz tip yanma odası için a) hız, b) basınç ve c) sıcaklık grafikleri.....	54
Şekil 3.18 n = 3000 d/d için akım çizgileri a) Yeni nesil yanma odası, b) Düz tip yanma odası	55

TABLÖLAR LİSTESİ

Sayfa No

Tablo 2.1. Fiziksel model boyutları.....	28
--	----

SEMBOLLER LİSTESİ

C1ϵ	: Model sabitleri
C2ϵ	: Model sabitleri
C3ϵ	: Model sabitleri
CO	: Karbon monoksit
CO₂	: Karbondioksit
d	: Silindir çapı
d/d	: Dakikada devir sayısı
Gb	: Kaldırma kuvvetinden dolayı türbülans kinetik enerjisi
Gk	: Ortalama hız değişiminden dolayı türbülans kinetik enerjisi
H	: Piston stroku
HC	: Hidrokarbon
K	: Türbülans kinetik enerjisi
K	: Termal iletkenlik (W/mK)
N	: Motor devri(d/d)
NO_x	: Azot oksitler
V	: Hacim (m ³)
u, v, w	: x,y,z yönündeki hızlar (m/s)
p	:Basınç (Pa)
S₀	: Kaynak terimi
T	:Sıcaklık (K)
t	:Zaman (s)
$\vec{u}$	:Akışkan hız vektörü
$\vec{u}_g$	:Dinamik grid te grid hızı
YM	: Türbülans çalkantıları
Q	:Isı akısı (W/m ²)
ϵ	: Türbülans yayılma oranı
σ_k	: k için türbülans Prandtl sayıları
σ_s	: Saçılma katsayısı,
σ_ϵ	: ϵ için türbülans Prandtl sayıları
ρ	: Yoğunluk
μ	: Dinamik viskozite
μ_t	: Türbülans viskozitesi
Γ	:Yayılma katsayısı

KISALTMALAR:

A.Ö.N.	:Alt ölü nokta
K.M.A.	: Krank mili açısı
LDV	: Laser Doppler Velocimetry
PIV	: Particle Image Velocimetry
RANS	: Reynolds-ortalama Navier-Stokes denklemleri
SIMPLE	: Semi implicit pressure linked equations
Ü.Ö.N.	: Üst ölü nokta

1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorlar otomotiv teknolojisi başta olmak üzere endüstrinin bir çok alanında yaygın olarak kullanılmaktadır. İçten yanmalı motorlarda yüksek güç çıkışı, verimlilik ve düşük emisyon değerleri gibi bazı temel özellikler istenmektedir. Bu özelliklerin iyileştirilmesi, motor performansı ve enerji ekonomisi yönünden son derece önemlidir. Motorlarda iyi bir yanmanın elde edilebilmesi için yanma odası tasarımı en etkin parametredir. Yanma odasındaki akış ve ısı transferi karakteristikleri yanmayı doğrudan etkilemektedir. Bu amaçla yapılan çalışmaların birisi de özellikle motor yanma odalarında akış karakteristiklerinin incelenmesidir.

Temel olarak kullanılan içten yanmalı motorlar, buji ateşlemeli ya da benzinli motor diye tabir edilen otto motorlar ve sıkıştırma ateşlemeli ya da dizel motorlar olarak bilinen motorlar olmak üzere iki grupta incelenmektedir. Bu motorlar iki zamanlı ve dört zamanlı olarak da kendi aralarında iki gruba ayrılmaktadır. Fakat yaygın olarak otomotiv sektöründe dört zamanlı motorlar kullanılmaktadır. Bu dört zaman, sırasıyla, emme, sıkıştırma, iş (yanma) ve egzoz zamanlarıdır. Buji ateşlemeli motorlarda, silindir içerisine yakıt ve hava karışım halinde alınmakta ve sıkıştırma zamanı sonunda bir buji tarafından sağlanan kıvılcımla ateşleme yapılmaktadır. Dizel motorlarda ise, silindir içerisine sadece hava alınıp sıkıştırma sonunda püskürtülen yakıtın sıcaklık ve basınç etkisiyle tutuşması sağlanmaktadır. Benzinli motorlar yakıt olarak benzin veya gaz kullanırken dizel motorlar motorin ya da yağ kullanmaktadır.

İçten yanmalı motorlarda güç çıkışı ve yüksek verimlilik gibi parametrelerin geliştirilmesi için yapılan çalışmalar, hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin (HAD) gelişmesi ve ilerlemesiyle daha kolay bir hal almıştır. Çünkü HAD kodlarıyla motor içerisinde yanma odasında akış hareketi ve ısı transferinin farklı parametreleri için iki ya da üç boyutlu, zamana bağımlı simülasyonlar yapılabilir. Yine bu yöntemler, kullanılarak temel yanma davranışları akış karakteristiklerinin yanında yanma odalarının dizaynı gibi çeşitli parametrelerin optimizasyonu da yapılabilir. Bu çalışmalar; Yanma odası dizaynı, supap açıklığı, piston şekilleri, giriş çıkış portlarının biçimleri ve yerleştirilmesi gibi tasarım parametreleri üzerinde yoğunlaşmıştır.

Bu çalışmalarda fiziksel modelde ki değişimlerin, hacim, girdaplılık, hız, sıcaklık, karışım oranı ve türbülans gibi parametrelere etkisi incelenmiştir. Çalışmalarda akışı ve ısı transferini yöneten denklemlerin çözümü için HAD kodları Fortran, C++, Pascal gibi yazılım tabanları ile yazılabileceği gibi, yaygın olarak kullanılan STAR-CD, FLUENT, KIVA, FIRE, CFDRC ve VECTIS gibi ticari yazılımlarla da yapılabilir. Bu yazılımlar aynı zamanda akış ve ısı transferi konularında yaygın olarak kullanılmaktadır [1].

İçten yanmalı motorlarda modellemeye olan ilginin artması, sayısal analizin deneysel çalışmalara göre büyük avantajları olmasından kaynaklanmaktadır. Bu avantajlar;

- Deneysel çalışmanın maliyet ve zorluklarından kurtularak motor performansını hesaplayabilmek,
- Deneyselde ölçülemeyen veya ölçülmesi zor olan parametreleri kısa zamanda hesaplayabilmektir.

Otomotiv endüstrisindeki hızlı gelişmeler modellemeye olan ilgiyi ve gerekliliği artırmıştır. Konuya olan ilgi günümüzde de artmakta olup sayısal çalışmaların, deneysel olarak desteklenmesi de yapılmaktadır

İçten yanmalı motorlarda, motor içi akış ve ısı transferinin belirlenmesi konusunda yukarıda da belirtilen ihtiyaçlar doğrultusunda literatürde birçok çalışma yapılmıştır. Bu kapsamda, Payri vd. [2], tek silindirli, dört zamanlı, direk enjeksiyonlu bir dizel motorunda farklı yanma odaları kullanarak emme ve sıkıştırma zamanlarında akış karakteristiklerini incelemişlerdir. Çalışmada, sonlu hacim yöntemi kullanan ticari bir programda, beş farklı piston tipi için silindir içerisindeki akış karakteristiklerini birbirleriyle ve gerçek çalışma şartlarıyla karşılaştırmışlardır. Sayısal çalışmada türbülans denklemleri k- ϵ türbülans modeli ile yazılmış ve çözüm için PISO algoritması kullanılmıştır. Çalışmanın neticesinde, piston geometrisinin emme ve sıkıştırma zamanının başlangıcında akışı etkilediğini belirlenmiştir.

Akar [3] hesaplamalı akışkanlar dinamiği kodu olarak FLUENT kullanarak bir yanma odasında akış karakteristiklerini incelemiştir. Tek supaplı ve düz yanma odalı bir motorda supap açıklığının ve silindir uzunluğunun akış karakteristikleri üzerine etkili olduğunu belirlemişlerdir. Elde edilen sonuç daha önce yapılmış deneysel çalışmalarla karşılaştırarak doğrulanmıştır. Araştırmada, çözümler hız büyüklükleri olarak iki ve üç boyutlu hallerde sunulmuştur.

Çalışmada, dinamik metodun motor tasarımı ve yanma odasında ki akış hareketleri ve yanma ürünlerinin belirlenmesinde önemli olduğu belirtilmiştir.

Wu ve Perng [4], büyük girdap simülasyonu modelini kullanarak otomobil motorlarında sıkıştırma ve egzoz zamanında ısı transferi ve türbülans alanlarını araştırmışlardır. Sayısal çalışmalarında standart k-ε modelini ve tekil denklemlerin çözümü için Cholesky gradient yöntemini kullanmışlardır. Birisi düz diğeri çanaklı farklı iki piston tipi için farklı krank açılarında yerel ısı akısı ve girdap hızını hesaplayarak elde edilen sonuçları deneysel çalışmalarla karşılaştırmışlardır.

Motor silindiri içinde yanma olmaksızın zamana bağlı akışın sonlu elemanlar yöntemiyle çözümünü yapan Johan vd. [5], emme, sıkıştırma ve egzoz zamanlarında çalışmışlardır. İlk olarak ağ yapısı belirlenmiş ve ağ hareketli sınır şartları verilmiştir. İkinci aşamada ise, türbülans hesapları da yapılarak akış karakteristikleri belirlenmiştir. Sonuç olarak modelin için, silindir içi hız dağılımları verilmiştir.

Doğal gaz ile çalışan dört zamanlı sıkıştırma ateşlemeli küçük bir ön püskürtme odası olan bir motorda, Zheng vd. [6], hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) kodu FIRE kullanarak yanma prosesi ve akış karakteristiklerini incelemişlerdir. Elde edilen veriler deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Yapılan çok boyutlu simülasyonlarla akış, yanma ilerlemesi, karışım şekilleri ve yanma odasındaki NO emisyon dağılımı incelenmiştir. Ön püskürtme odasında, sıcaklık 1300 °C dereceye kadar yükseltilerek motor performansı, püskürtme zamanı ve giriş sıcaklığı gibi parametrelere bağlı olarak incelenmiştir. Temel korunum denklemleri FIRE ile çözülmüş ve türbülans modeli olarak standart k-ε model tercih edilmiştir. Hareketli sınır şartlarında çözüm yapılabilmesi için diferansiyel transport/korunum denklemleri eğrisel koordinat sisteminde çözülmüştür.

Mikalsen ve Roskilly [7] çalışmalarında, hesaplamalı akışkanlar dinamiği motor modeli kullanılarak, hidrolik serbest pistonlu bir dizel motorda silindir içi gaz hareketleri, yanma prosesi ve NO emisyon oluşumu incelemişlerdir. Elde edilen sonuçlar, klasik piston yapısına sahip motor modelleriyle karşılaştırılmıştır. Kullanılan hidrolik serbest piston klasik pistonlara göre daha yüksek bir ivmeye sahip olduğunda iş zamanında çok daha hızlı bir genişleme sağladığı belirlenmiştir. Böylece %50 ye yakın verimlilik ve % 20 ye yakın yakıt tüketiminde azalma sağlamıştır. Yanma ilerlemesine etki etmesiyle birlikte NO emisyonunda düşme sağlanmıştır.

Altın ve Bilgin [8], disk tipi yanma odasına sahip buji ateşlemeli bir motorda sanki boyutlu bir çevrimde ikiz buji kullanımının motor performansına etkisini farklı devirlerde incelemişlerdir. Çalışmada ortalama basınç, verimlilik, özgül yakıt tüketimi ve güç tek ve çift bujili yanma odalarında farklı buji yerleri için incelenmiştir. Bujilerin yerleri eksenel simetrik olarak merkezden itibaren 0.25 farkla 5 farklı nokta olarak belirlenmiştir. Hesaplanan veriler literatürde ki deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Buji yerlerinin silindir merkezine göre durumunun yanma zamanına doğrudan etki ettiği ve yanma süresini uzattığı görülmüştür. Bu durumun iki negatif sonucu belirlenmiştir. Bunlardan birincisi otto çevriminden yani ideal çevrimden uzaklaşmaktır. Diğerisi ise süre uzadıkça silindir duvarlarına ısı kaybının artmasıdır. Her iki durumda da termal verimlilik düşmektedir.

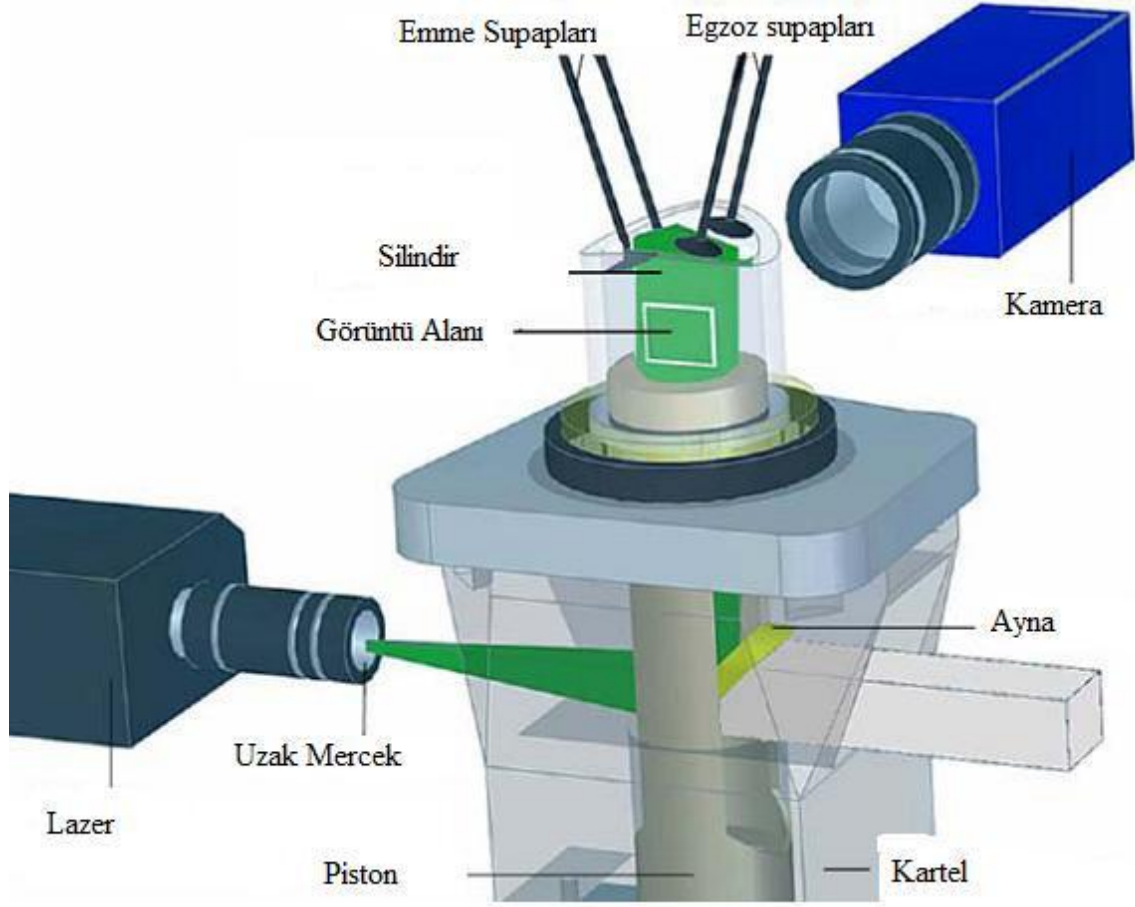
Rakopoulos vd. [9], yakıt olarak hidrojen kullanan içten yanmalı bir motorda gerçek çalışma şartları altında yeni bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği modelini denemişlerdir. Çalışmada giriş manifoldu ve silindir geometrisinin silindir içi akış alanlarına ve karışım prosesine etkisi buji ateşlemeli bir motorda incelenmiştir. Sistemde yakıt hava karışımı ve hidrojen enjeksiyonu farklı şekillerde incelenmiştir. Model üç farklı durumda çözüm yaparak denenmiştir. İlk durumda manifold dışında karışım ve dirsekten enjeksiyon olan bir sistem çözülmüş. İkinci olarak manifold ve silindirde geçici gaz alanları oluşturulmuş ve çevrim tamamen incelenmiştir. Son olarak, geçici karışım prosesi ve silindir içindeki dağılım konsantrasyonları sayısal olarak incelenmiştir. Sonuçlar uygun deneysel ve sayısal sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Modelle üç boyutlu simülasyonlar yapılmış yönetici denklemler çözülmüş türbülans modeli olarak ise standart k-ε modeli seçilmiştir. Farklı krank açılarındaki silindirdeki hidrojen konsantrasyonu da incelenmiştir. Kullanılan alternatif yakıt ve yöntemlerle daha gelişmiş motor verimi ve daha düşük kirlenici emisyon değerlerinin elde edileceği gösterilmiştir.

Liu vd. [10] yaptıkları çalışmada, iki bölge halinde modellenmiş bir gözenekli ortam motorunda hava yakıt karışım dağılımı, silindir duvarlarındaki ısı transferi, iki bölge arasındaki kütle değişimi ve gözenekli ortamda ısı transferi incelemişlerdir. (Gözenekli ortamlı motorlar homojen ve kararlı yanma elde etmek için gözenekli ortamda yanma tekniğine dayalı yeni tip motorlardır.) Parametre olarak giriş sıcaklık ve basıncı, sıkıştırma oranı ve motor performansı kullanılmıştır.

Kullanılan gözenekli ortam ısı geri kazandırıcı olarak rol oynamıştır. Böylece sıvı yakıtın buharlaşmasını ve ön ısıtmayı sağlamıştır. Gözenekli ortama enjekte edilen yakıt buharlaşmakta ve sıcaklığı yükselmektedir. Bu arada sıkıştırma oranı sıcaklığa göre ateşleme yapacak seviyededir. Giriş basıncı klasik motorlara göre daha düşüktür. Bu durum ateşleme gecikmesiyle düzeltilmeye çalışılmaktadır. Gözenekli ortamdaki ortalama sıcaklık silindir içinden oldukça yüksek kalır. Böylece gözenekli ortamlı motorlarda NO emisyonunun daha düşük seviyede kaldığı gösterilmiştir.

Silindir içerisinde çevrimler esnasında meydana gelen değişikliklerin belirlenmesi üzerine sayısal çalışmalar devam ederken bunların desteklenmesi ve doğrulanması için deneysel çalışmalar da yapılmaktadır. Deneysel çalışmalar, farklı birkaç yöntemle yapılabilmektedir. Bunlardan sıklıkla kullanılanlar; parçacık hızı görüntüleme (PIV) ve lazer taramalı hız ölçme (LDV) yöntemleridir. Bu yöntemlerle deneysel çalışma yapmak için, özel olarak geliştirilmiş şeffaf imal edilmiş, motor geometrileri ve yüksek görüntü kalitesi özelliğine sahip kameralar kullanılmaktadır. Ayrıca lazer ışık demetinin etki ettiği alan için, ya kartel üstünde 45° açı ile bir ayna yerleştirilir ve ışık silindir içine yansıtılır ya da motor geometrisine göre ışık demeti doğrudan silindir içerisine gönderilir. Kullanılan deneysel yöntemlerle elde edilen sonuçlar, belirli proseslerden geçirilerek analiz edilir. Bu şekilde hız, türbülans yoğunluğu, girdaplılık, basınç, karışım oranı ve yanma gelişmesi gibi çeşitler sonuçlar bulunur. Belirtilen bu deneysel yöntemleri özetleyen örnek bir deneysel test ünitesi Şekil 1.1' de ayrıntılı olarak görülmektedir.

Stansfield vd. [11], dört supaplı tek silindirli benzinli bir motorda silindir içerisinde PIV ölçümleri gerçekleştirmişlerdir. Silindir içi akış yapıları ve değişimler 1.6, 2.4, 3.2 adımlardaki krank açılarında ve periyodik zaman aralıklarıyla üç farklı devirde incelenmiştir. Deneyler, emme zamanı yarıyı geçtikten sonra sıkıştırma zamanının hemen öncesinde yapılmıştır. Görüntü, 42mm x 34mm boyutlarında bir alandan sağlanmıştır. Motor devrindeki artışın silindir içindeki hız değişimlerine sebep olduğu, akış yapılarının motor devriyle değiştiği ve silindir içinde oluşan vortex merkezinin krank açısının bir fonksiyonu olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 1.1. Deneysel çalışmalar için genel bir model [11].

Hong ve Tarng [12] yaptıkları çalışmada, içten yanmalı motorlarda silindir içi akışta meydana gelen türbülans uzunluğunu HAD ve direk ölçüm yöntemi kullanarak hesaplamışlardır. Ölçümleri iki problu lazer taramalı hız görüntüleme yöntemi (LDV) kullanarak yapmış ve eş zamanlı olarak iki noktadan ölçüm almışlardır. 500 d/d yapılan ölçümlerde bulunan değerler KIVA-3 motor simülasyon koduyla hesaplanan değerlerle karşılaştırılmıştır. Bulunan değerlerin eğilim ve uzunluk olarak birbirlerine yakın olduğu görülmüştür. Çeşitli krank açılarında yapılan ölçümlerde emme zamanında üst ölü nokta (Ü.Ö.N.) yakınında meydana gelen türbülansın, sonrasındaki yanma sürecine etkisi olduğu belirlenmiştir.

Drake vd. [13], dört supaplı, silindirli, direk enjeksiyonlu buji ateşlemeli bir motorun yanma gelişimi, girdap hareketleri ve karışım oluşumu incelenmiştir. HAD kodlarıyla analizler yapılmış ve bu çözümler deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Çalışmada, deneysel sonuçlar yüksek görüntü kalitesi ve hızına sahip bir kamera yardımı ile elde edilmiştir. Deneysel ve sayısal sonuçlar karşılaştırılmış girdap oluşumu, karışım, yanma yayılımı yanma karakteristikleri gibi değerlerde benzer yükselişler olduğu görülmüş, emisyon değerlerinde de düşme tespit edilmiştir.

Huang vd. [14], iki supaplı, tek silindirli, dört zamanlı bir motorda parçacık hızı görüntüleme (PIV) yöntemi kullanarak emme ve sıkıştırma zamanlarında silindir içindeki girdap ve hız haritalarını incelemişlerdir. Kurulan deney setinde silindir şeffaf olması için esnek camdan yapılmış ve bu malzemenin montajına uygun bir piston geliştirilmiştir. Lazer ışığıyla aydınlatılan silindir içi, kamera ile görüntülenmiştir. Kamera anlık olarak iki görüntü elde etmektedir. Elde edilen görüntü çiftleriyle girdap, hız dağılımları ve akım çizgileri oluşturulmuştur. Silindir içi akış karakteristikleriyle motor performansı arasında bağlantı kurularak analiz yapılmıştır.

Dört supaplı bir motorda türbülans karakteristiklerini lazer taramalı hız ölçüm yöntemi kullanarak araştıran Kang ve Baek [15], şeffaf bir motorda türbülans uzunluğunu, yoğunluğunu ve oluşma zamanlarını incelemişlerdir. Çalışmada, iki farklı giriş portu şekli kullanılmıştır. Bunlardan biri, geleneksel giriş portu diğeri ise karışık akış oluşmasını sağlayacak şekildedir. Bu iki şeklin akıştaki karışıklığa ve oluşan türbülansın homojen karışım oluşumuna etki ettiği görülmüştür. Çalışmada, homojen karışım vasıtasıyla yanmanın iyileşeceği düşünülmüştür.

Chan ve Turner [16], içten yanmalı, tek silindirli ve buji ateşlemeli bir otomobil motorunda, üç bileşenli lazer taramalı anemometre ile silindir içerisinde hız ölçümünü yapmışlardır. Yapılan çalışmada, giriş portlarının ve krank açısının silindir içerisindeki karışım etkileri incelenmiştir. Krank açılarına göre silindir içerisindeki hız dağılımları yanma olmadan emme ve sıkıştırma zamanında incelenmiştir.

Fajardo ve Sick [17], 44 ve 23 derece gibi küçük krank açılarında püskürtmeli, enjeksiyonlu ve buji ateşlemeli bir motorda parçacık hızı görüntüleme yöntemi (PIV) kullanarak akış alanlarını belirlemeye çalışmışlardır. Sıkışma ve ardından başlayan püskürtmeyle akışın nasıl ilerlediğini incelemişlerdir. Sıkıştırma zamanında yanma odası geometrisinin ve özellikle bujinin akışa yön verdiği belirlemişlerdir.

Lee vd. [18], dört supaplı, buji ateşlemeli bir motorda silindir içerisindeki girdaplı akışın tutuşma yayılmasına nasıl bir etkisi olacağını araştırmışlardır. Girdaplı akış, giriş supabı yatay eksene 25° - 20° ve 15° açılarda, üç farklı geometride yapılmış olup görüntüler, yüksek çözünürlükte bir kamerayla sağlanmıştır. Yapılan çalışmada kullanılan farklı giriş geometrilerinden 20° açı ile yapılan giriş portunda daha güçlü türbülans hareketleri görülmüş ve bu da yanmanın türbülans ile iyileşmesinin görsel kanıtı olmuştur.

Çeper [19] tarafından yapılan çalışmada, farklı yüzde oranlarında hidrojen ve doğal gaz karışımlarının performans ve emisyon etkilerini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Çalışma, dört zamanlı, dört silindirli ve su soğutmalı bir motorda gerçekleştirilmiştir. Sayısal çalışmada da deneyde kullanılan motorun özelliklerine göre bir model oluşturulmuş ve bu modelde farklı karışım oranları, farklı hava fazlalık katsayıları için incelenmiştir. Silindir içi basınç ve sıcaklık değerleri krank açısına göre verilmiş ve sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Yakıtın hidrojen içeriğine bağlı olarak sıcaklık değerinin arttığı, hidrojen ilavesiyle CO emisyonlarının azaldığı, NO_x emisyonunun arttığı ve yanma hızının artış gösterdiği gözlenmiştir.

Huang vd. [20], düz ve hafif içe bükük iki piston tepesi şekli kullanılan dört zamanlı ve dört supaplı bir motorda, parçacık hızı görüntüleme yöntemiyle silindir içi akış yapıları ve türbülans yoğunluğu incelenmiştir. Yapılan incelemede beklenenin aksine düz yüzeyli pistonda hafif içe bükük pistona göre daha fazla tork ve güç çıkışı ve daha düşük emisyon değerleri görüldü. Her iki piston tipinde de benzer girdap özellikleri belirlenmiştir.

Dinler [21], silindir içi akış hareketlerini çeşitli geometrilerde ve supap boşlukları için incelemiştir. Hem deneysel hem de nümerik olan çalışmanın nümerik kısmında k- ϵ modeli kullanılmış olup deneysel kısmında ise boya ile akış görüntüleme ve parçacık görüntülemeli hız ölçme tekniği kullanılmıştır. Akış yapısını supap pozisyon ve açıklıklarının etkilediği görülmüştür.

Milton vd. [22], FLUENT kodu ile yaptıkları çalışmada iki fazlı yakıt-hava akışını içten yanmalı buji ateşlemeli bir motorda incelemiş ve sonuçlarını sadece hava için yapılan testlerle karşılaştırmışlardır. Deneyleri farklı supap boşluklarında gerçekleştirmiş ve jet hızlarını incelemişlerdir.

Dahms vd. [23] direk enjeksiyonlu benzinli bir motorda ateşleme davranışlarının modellenmesi üzerine çalışmışlardır. Çalışmada lazer ışığı yansıtılan bölgede kamera ile görüntü alınmıştır. Ateşleme kanalındaki kıvılcım ve gelişimini inceleyerek bu kanal şekillerinin ateşleme davranışlarına etkisini görmüşlerdir.

Fu vd. [24], direk enjeksiyonlu benzinli bir motorda yanma sistemi çok boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği kodu ile ve deneysel olarak incelenmiştir. Araştırmada ateşleme odasının ve yakıt püskürtme şeklinin buji etrafındaki uygun konsantrasyon dağılımına ve yanma güvenilirliğine etki ettiği gösterilmiştir. Simülasyon modelinde 4 supaplı ve 4 zamanlı bir benzinli motor dikkate alınmıştır. Bu şekilde farklı krank açıları için hız vektörleri ve farklı ateşleme zamanları için yakıt dağılım eşdeğerlilik oranı bulunmuştur. Çalışmanın deneysel kısmında ise, ateşleme odası olan tek silindirli 4 zamanlı bir benzinli motorda ölçüm yapılmıştır. Deneylerde farklı ateşleme zamanları için emisyon değerleri tespit edilmiştir. Sonuç olarak ateşleme odası olan bir benzinli motorda ateşleme ve yanmanın daha kararlı olup emisyon değerlerinin ise düştüğü belirtilmiştir.

Fontana ve Galloni [25] çalışmalarında, özellikle küçük stroklu motorlarda motor performansı ve yakıt tüketimine değişken supap zamanlı sistemin etkisi incelenmiştir. Bir ve üç boyutlu olarak sayısal çözümlerler değişken supap zamanında yükler kontrol edilerek yapılmıştır. Bu analizler deneysel olarak da araştırılmıştır. Bu şekilde değişken zamanın performans ve yakıt tüketimine etkisi araştırılmıştır. Emme-egzoz valf ve portlarının kapasitesi analiz edilmiş farklı devir ve yüklerde silindir içerisinde oluşan girdaplılık incelenmiştir. Bu girdaplılığa supap zaman ve açıklıklarının etkisi belirlenmiştir. Değişken supap zamanlarının kısmi yüklerde optimum tork ve yakıt tüketimi sağladığı belirlenmiştir.

Basha ve Gopal [26] yaptıkları derlemede 1978 ile 2008 arasında yapılan çalışmaları incelemişlerdir. Genel olarak standart k-ε model ve RNG modelin türbülans analizinde kullanıldığını saptamışlardır. Motor üzerinde yapılan karakteristik analizlerin çeşitli HAD kodlarıyla yapıldığını ve bu analizlerin geometrinin karışıklığına göre çözüm imkanı sağladığını belirtmişlerdir. Çalışmaya göre en yaygın kullanılan kodlar STAR-CD, FIRE, VECTIS, FLUENT ve KIVA olarak belirlenmiştir.

Song vd. [27], farklı yanma odaları kullanarak direk enjeksiyonlu dizel bir motorda silindir içi akışını incelemişlerdir. Piston tepesindeki farklı tip oyuklar vasıtasıyla silindir içi akışın hareketini ve değişimlerini belirlemişlerdir. Çalışmada, piston geometrisinin karışım dağılımına ve girdaplılığa önemli bir etkisinin olduğu belirlenmiştir. Yanma odası şekillerine göre özellikle Ü.Ö.N. yakınlarında türbülans değişimleri de incelenmiştir. Navier Stokes denklemlerinin çözümünde sonlu hacim metodu ile çalışan HAD programı kullanılmıştır. Türbülans modeli olarak k-ε model kullanılırken basınç düzeltmesi PISO algoritması ile yapılmıştır. Kullanılan yedi farklı piston tepesi şeklinin özellikle sıkıştırma zamanında Ü.Ö.N. yakınlarında türbülansa etkileri tespit edilmiştir.

Silindir içindeki akış, karışım dağılımı, yanma ve egzoz emisyonlarını LDV kullanarak ölçen Kampanis vd. [28], alev resimlerini ve NO_x / HC emisyonlarını da incelemişlerdir. Çalışma çeşitli silindir başlıkları kullanılan üçü emme olmak üzere toplam beş supabı bulunan benzinli bir motorda yapılmıştır. Çalışmanın ana hedefi çeşitli motor devirlerinde ve yüklerinde emisyon ve gaz hareketleri arasındaki ilişki inceleyerek silindir içi hareketleri ve karışım dağılımını karakterize etmek, performans artırmak ve egzoz emisyonlarını düşürmektir. Özellikle buji bölgesindeki karışım oranı ve gücünü ölçmek için hızlı alev iyonlama dedektörü kullanılmıştır. Alev fotoğrafları yüksek çözünürlüklü kamera ile alınmıştır. Çalışmada özellikle emme zamanında silindir içi akışın iki ana farklı döngü halinde olduğu görülmüştür. Bunun yanında beş supap kullanmanın hacimsel verimi artırdığı ve enjeksiyon sisteminin karışım oranını iyileştirdiği belirlenmiştir. Yanma karakteristiklerinin akış şekli ve karışım oranıyla belirlendiği gösterilmiştir.

Galloni [29], küçük benzinli bir motorda hem sayısal hem de deneysel olarak yanmayı incelemiştir. Çevrimlerdeki değişimler, kısmi yükte ve yanma odası geometrisi dikkate alınarak araştırılmıştır. RANS modeli kullanılarak, HAD çözümleri gerçekleştirilmiş ve silindir içi davranışları gösterilmiştir. Deneysel olarak üç farklı yanma odası kullanılmıştır. Ölçümlerde, girdaplı akış dinamometresi de kullanılmıştır. HAD çözümlerinde de çözüm genele uygulanmış ve özellikle yanma zamanının başlangıcında buji bölgesinde stokiometrik karışım olmadığı görülmüştür. Yine bu bölgede düşük türbülans kinetik enerjisi ve düşük dolgu hızı olduğu belirlenmiştir. Ayrıca, dolgu ile ortalama efektif basınç katsayısının matematiksel olarak ilintili olduğu belirlenmiştir.

Bu çalışmanın temel amacı, bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği kodu olan FLUENT kullanarak, içten yanmalı motorlarda, farklı yanma odası tiplerinde ve farklı motor devirlerinde, silindir içi akış hareketlerini ve bu akış hareketlerinin motor performansı ve yanmaya etkisini yorumlamaktır. Çalışmanın bir diğer amacı ise, biri kullanımda olan diğeri ise yeni nesil yanma odası olmak üzere iki farklı yanma odası tipi için dinamik olarak çalışan modeller üzerinde analizler yaparak, bu yanma odalarının akış karakteristiklerine olan etkisini belirlemektir.

1.1. Silindir Geometrisi ve Yanma Odaları

İçten yanmalı motorlarda piston Ü.Ö.N. da iken piston tepesi ile silindir üst kapağı arasındaki kısma yanma odası denir. Yanma odası, yanma olayının gerçekleşip ısı enerjisinin ortaya çıktığı yerdir. Yanma odaları yaygın olarak silindir kapağı üzerinde yerleşmiş olup piston üst yüzey şekline bağlı olarak değişir. Motorun icadından sonra ilk zamanlarda yanma odası basit bir kapak düzeneğinden farklı değildi. Yanma odalarının dizaynındaki gelişmeler supaplı motorların silindir kafasında oluşan türbülansın fark edilmesiyle başladı. O zamanlar kullanılan düşük sıkıştırma oranlarının geliştirilmeside yanma odasının dizaynıyla başladı. İlerleyen yıllarda yanma odası bir motor karakteristiği olarak kabul edildi. Yanma odasındaki bir diğer gelişim dönemi de Chrysler firmasının tasarlamış olduğu yarı-küresel yanma odasının bir V8 motorda kullanılmasıyla başladı. Günümüzde de daha iyi yanma, motor verimi, emisyon ve yanma gelişmesi gibi temel parametrelere etki eden yanma odaları üzerine çalışmalar devam etmektedir [30, 31].

Yanma odalarının tasarımında birkaç temel parametre bulunmaktadır. Bu tasarım esnasında en önemli parametre bujinin yanma odasındaki konumudur. Bu konumun ayarlanması ile ön alevin yanma odasını kat etmesi için gereken mesafe optimum şekilde ayarlanmış olmaktadır. Buji, yanma odasında türbülansın yüksek olduğu ve yanma odasına hakim bir noktaya yerleştirilmelidir. Yanmanın hızlandırılması ve iyileştirilmesi için yeterli derecede türbülans yoğunluğuna ihtiyaç duyulmaktadır.

Yanma odasında oluşan türbülans, yanmayı iyileştirdiği gibi, aşırı türbülans ise yanma sonu ısısının yanma odasından çıkmasına sebep olabilmektedir. Dolayısıyla oluşturulan türbülans dengeli ve yanmayı olumsuz yönde etkilemeyecek boyutta olmalıdır. Bu şekilde daha yüksek motor hızları ve daha yüksek güç üreten motorlar elde edilebilmektedir. Yanma odasını etkileyen temel unsurlar ise, eksantrik dizaynı, supap sayısı, supap yerleşimi, supapların açık kalma süresi, oluşan köşeler vb. geometrik şekiller, sıkıştırma oranı ve buji yeridir. Bu parametreler yanma odasını ve yanmayı etkilemekle beraber emisyon oranlarını ve egzoz emisyon çıkışını da önemli ölçüde etkilemektedir. Silindir içindeki sıcaklık oluşumuna ve oluşum bölgelerine bağlı olarak NO_x emisyonları ve is oluşumu, yanma verimine ve homojen karışıma bağlı olarak ise, HC ve CO_2 emisyonları önemli oranda değişim göstermektedir.

1.1.1. Yanma Odası Çeşitleri ve Yapısal Özellikleri

İçten yanmalı motorlarda ideal yanmanın gerçekleşmesi, daha iyi egzoz emisyonları, yüksek güç çıkışı ve yüksek performans gibi bazı özellikler elde edebilmek için çeşitli yanma odaları kullanılmıştır. Yanma odaları, araç tipi ve motor özellikleri gibi parametrelere göre değişeceği gibi istenilen güç ve daha düşük emisyon değerleri de bu motor karakteristiğinin belirlenmesinde önemlidir. Yanma odaları, şu anda otomotiv endüstrisinde üretim yapan firmalara göre özelleşebildiği gibi konu üzerinde yapılan çalışmalar doğrultusunda belirgin modeller almıştır. Yanma odalarındaki şekil değişikliği, piston şekli, supap sayısı, supap şekilleri vb. değişikliklerle çeşitlendirilebilmektedir. Bu çeşitler arasında yaygın olarak [32];

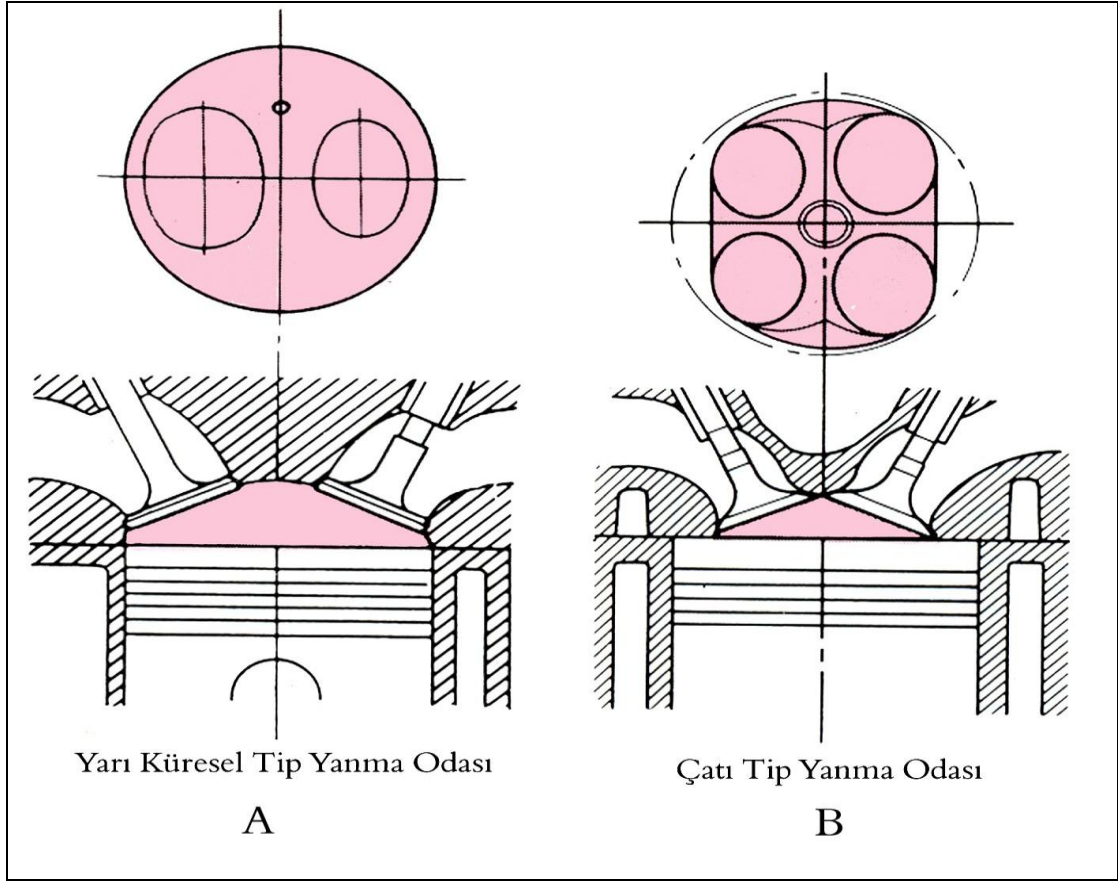
- Çatı tipi yanma odası,
- Yarı küresel tip yanma odası,
- Kama tip yanma odası,
- Küvet tip yanma odası kullanılmaktadır.

1.1.1.1. Çatı Tipi Yanma Odası

Genellikle her silindirde dört ve üzerinde supap bulunan günümüz motorlarında bu tip yanma odaları kullanılmaktadır. Bu yanma odalarında buji yanma odasının tam ortasında yer almaktadır. Bu şekilde türbülans bölgesinde ve yanma odasının ortasında kalan buji daha verimli bir tutuşma sağlamaktadır. Bu durum etkin ve hızlı bir yanmanın gerçekleşmesini de sağlamaktadır. Ancak supap mekanizması nedeniyle silindir kapağı büyük boyutlu olabilmektedir. Bu özellik yapılan çalışmalarla daha uygun boyutlara düşürülmektedir. Bir binanın çatı arasına benzemesi nedeniyle bu tip yanma odalarına çatı tip yanma odaları denilmektedir. Çatı tip yanma odaları yarı-küresel tipine benzer olduğundan birbirlerine yakın özellikler göstermektedirler. Şekil 1.2. B' de çatı tipi yanma odası görülmektedir.

1.1.1.2. Yarı Küresel Tip Yanma Odası

Yarı küresel tip yanma odaları, aynı hacimdeki diğer yanma odaları ile karşılaştırıldığında en küçük yüzey alanına, en az ısı kaybına ve en fazla ısı verimliliğe sahip yanma odalarıdır. Bu odalar verimlilik kazancı adına diğer unsurlardan en az miktarda ödün verilecek şekilde dizayn edilmiştir. Supaplar, yanma odası çevresinde 58.5 derecelik açıyla ve tam olarak krank milinin merkez hattına denk gelecek şekilde yerleştirilmiştir. Bu pozisyon, supaplar açıldığında içeriye büyük miktarda hava akışı sağlar. Aynı zamanda karışımın daha efektif bir şekilde çapraz akış hareketi yapabilmesini ve taze karışımın egzoz supabındaki ısı transferini sınırlamasını mümkün kılmaktadır. Bu yanma odasında bujinin ortada bulunması, harika bir oktan toleransını beraberinde getirir. Supaplardaki küçük sıkıştırma plakaları, artık gazın buji üzerinden atılmasını ve yanmanın daha hızlı gerçekleşmesini sağlamaktadır. Diğer bir avantajı da, emme ve egzoz supapları arasındaki mesafeden dolayı ısı transferinin mümkün olan en az şekilde yapılabilmesidir. Şekil 1.2. A' da yarı küresel tip yanma odası görülmektedir.



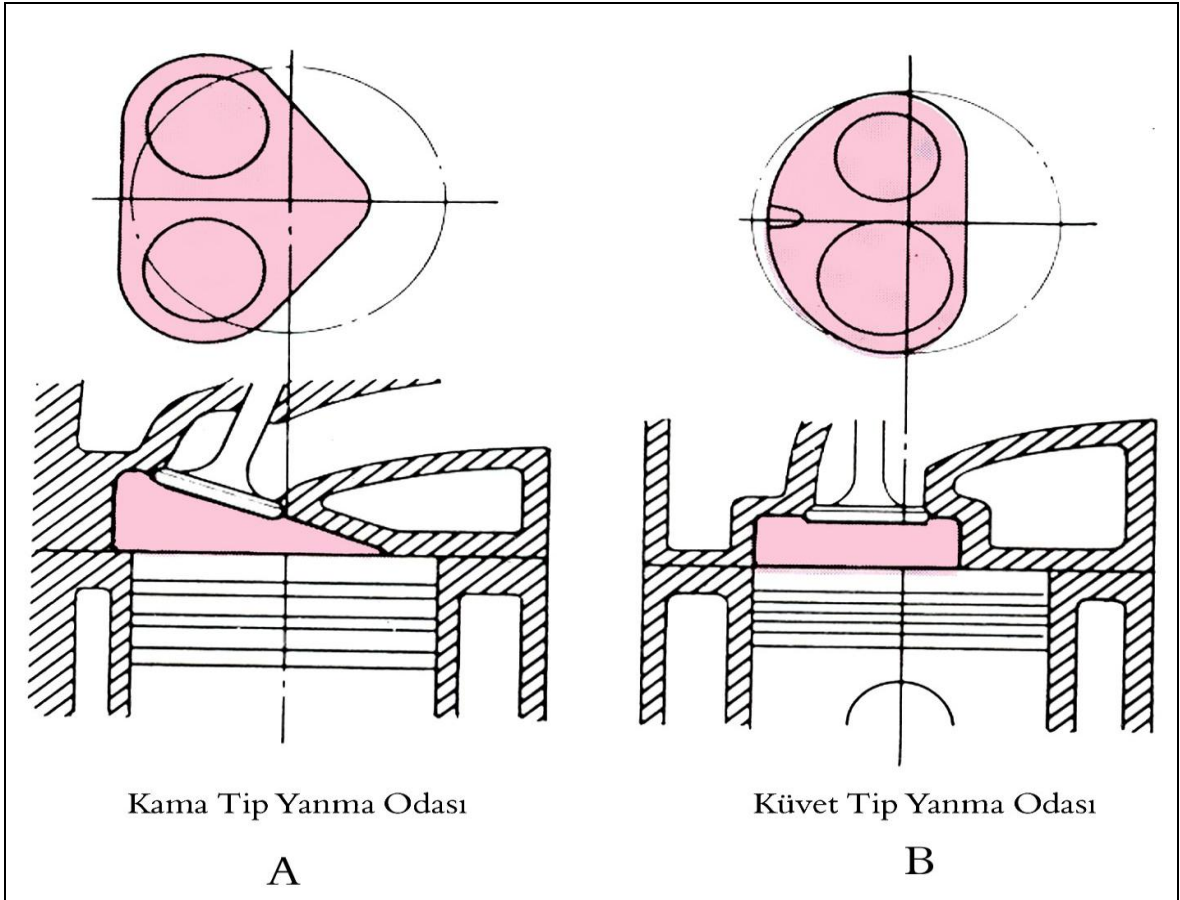
Şekil 1.2. Çatı ve yarı küresel tip yanma odaları [32].

1.1.1.3. Kama Tip Yanma Odası

Kama tip yanma odalarında silindir kapağında kama şeklinde bir hazne bulunmaktadır. Bu tip yanma odalarının yapısı da basit olduğu için silindir kapağı daha küçüktür. Yıllar boyunca en çok kullanılmış yanma odası türüdür. Küvet tip yanma odasına benzemektedir. Emme supapları odanın eğimli şeklinde dizayn edilmiş çatı kısmına yerleştirilmiştir. Supapların genel olarak konumu yine eğimlidir. Buji odanın kalın kısmına supapların tam ortasına yerleştirilmiştir. Odanın sivri-dik kenarının görevi, yakıt+hava karışımının yönünü değiştirmek ve bu karışıma silindir ekseninde ve aşağıya doğru spiral bir yol izletmektir. Sıkıştırma kursu boyunca karışım ölü hacim içerisinde dar kısma doğru sıkışıp inceden kalına doğru genişleyen oda duvarlarında sert şekilde itilmeye maruz kalır. Bu da güç oluşumuna olumlu katkı sağlayarak hareketin daha kolay gerçekleşmesine olanak verir. Şekil 1.3. A' da kama tipi yanma odası görülmektedir.

1.1.1.4. Küvet Tip Yanma Odası

Yanma odasının yapısı basit olduğu için silindir kapağı ve supap mekanizmasının yapısı, diğer yanma odalarının kullanıldığı silindir kapaklarına göre daha küçük ve basittir. Ancak bu tip yanma odaları büyük çaplı supaplara uygun değildir. Bu tasarım kama tip veya yarı-küresel tip yanma odalarına pek benzememektedir. Üretici firmaların kullandığı değişik formlarda çeşitleri bulunmaktadır. Bazı dizaynlarda yanma odası neredeyse oval şekildedir, yeni ve daha verimli olanı ise kalp-şekli olarak adlandırılan tasarımıdır. Burada silindir kafasının tepesi ile örtüşen piston kafası söz konusudur ve bu odanın iki sıkıştırma alanına ayrılmasına neden olur. Bu alanların boyutları birbirinden farklıdır. Büyük olan tarafta buji ve emme supabı bulunur. Asıl sıkıştırılmanın olduğu bölgenin karşı tarafı konik bir şekildedir yani kama tipinde olduğu gibi dik bir duvar söz konusu değildir. Bujinin konumu egzoz supabına ve orta kısma doğru mümkün olduğunca yakındır. Supaplar arasındaki az mesafe ise, hacimsel verimi ve oktan toleransını sınırlamaktadır. Şekil 1.3. B' de küvet tipi yanma odası görülmektedir.



Şekil 1.3. Kama ve küvet tip yanma odaları [32].

Yukarıda açıkça anlatılan yanma odaları sıklıkla kullanılan tipleri belirlemektedir. Bunların yanında özel olarak kullanılan yada artık tercih edilmeyen bir çok yanma odası tipi bulunmaktadır. Bunlardan belirgin olan bir kaç; Tekne tip yanma odaları, küre tip yanma odaları, girdaplı tekne tip yanma odalarıdır.

Belirtilen bu modeller genel olarak kabul edilmiş şekil olarak sabitlenmiş modellerdir. Asıl olarak her tasarım için yanma odası şekli farklılık gösterir. Bu farklılıklar yaygın olarak supap şekillerinin değiştirilmesi ile sağlanmaktadır. Yanma odası piston üstü ile silindir kafası arasında kalan hacim olarak düşünüldüğünde piston üst yüzey veya piston tepesi şeklini değiştirmek yanma odası şeklinde ciddi değişimler yaratmaktadır. Bu sebeple silindir içi akışa yön verecek, türbülans oluşturabilecek ve aynı zamanda supaplarla uygun çalışabilecek piston üst yüzey şekilleri geliştirilmiş ve kullanılmıştır. Yaygın olarak kullanılan piston şekilleri Şekil 1.4.' de verilmiştir.



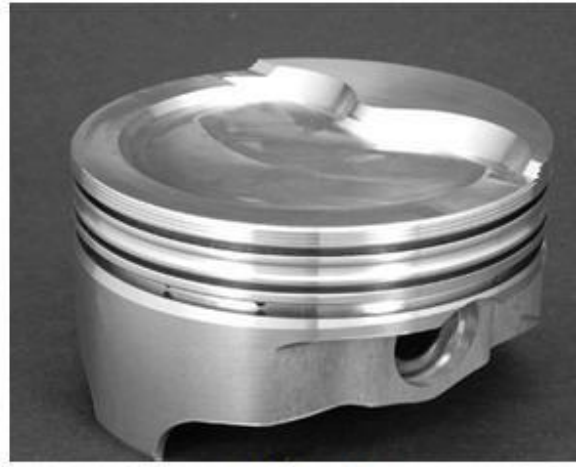
Düz Baş



D-Kalp Baş



Yarı Küresel Baş



Kalp Dışlı Baş



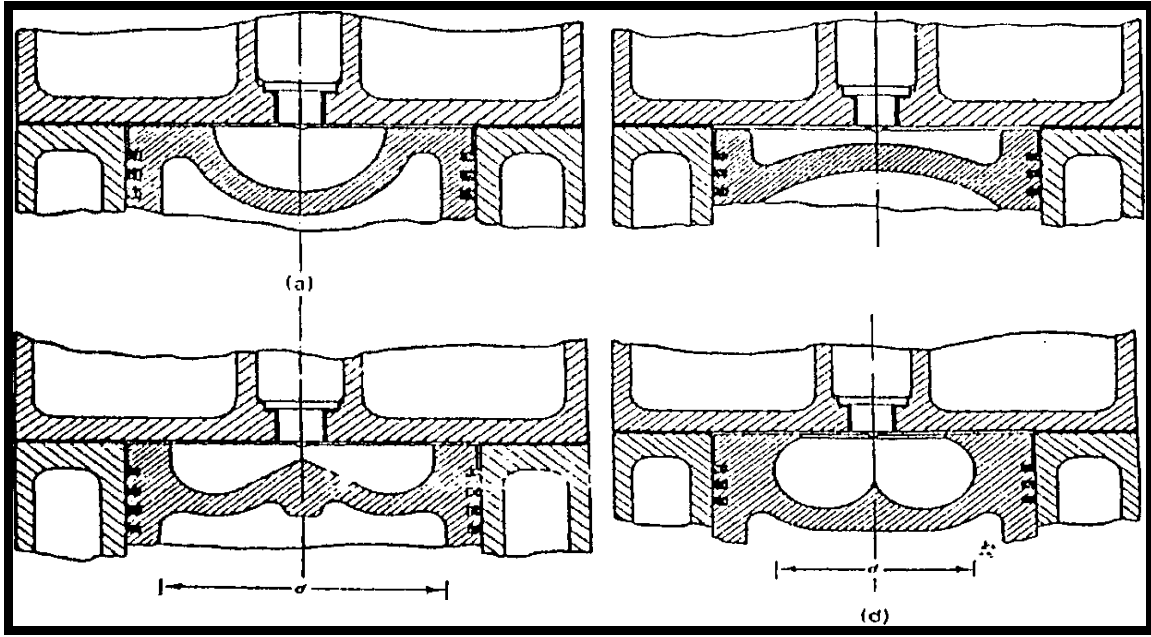
Çatı Tip Baş



Şişirilmiş Baş

Şekil 1.4. Yaygın Olarak Kullanılan Piston Şekilleri [34].

Aynı tip yanma odasında kullanılan farklı piston tiplerine göre yanma odası yeni şekiller kazanmakta ve farklı akış karakteristikleri sergilemektedir. Bu şekilde motor performans ve yanma özelliklerine, yeni bir yanma odası tasarımından daha küçük değişikliklerle katkı sağlanmaktadır. Piston şekli değişiklikleriyle yanma odasında meydana gelen şekil değişiklikleri Şekil 1.5.' de görülmektedir.



Şekil 1.5. Aynı Tip Yanma Odasında Farklı Tip Piston Şekillerinin Kullanılması [34].

2. MATERYAL VE METOT

2.1. Matematiksel Model

İçten yanmalı motorlarda güç artırma, emisyon değerlerini azaltma ve bazı tasarımsal değişiklikler için deneysel çalışmaların maliyet ve zahmetinden kurtularak bilgisayar simülasyonu aracılığıyla hızlı değişiklikler yaparak çok kısa sürede sonuç elde etme ve yorumlama işlemi Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) aracılığıyla kolayca gerçekleştirilebilir. Yapılan sayısal çalışmalar vasıtasıyla problem hakkında ayrıntılı ve gerçeğe yakın veriler elde edilir. Her sayısal metodun başlangıç noktası kısmi diferansiyel ya da integral denklemler ve sınır şartlarıyla oluşturulmuş matematiksel modeldir. HAD uygulamalarında da çözüm aşamasında temel denklemler kullanılarak matematiksel bir model oluşturulur. Modelin çözümü ve analizler sonraki aşamada yapılır. Sayısal çalışmaların temelini oluşturan bu denklemler yönetici denklemler olarak da ifade edilir.

2.1.1. Yönetici Denklemler

Bütün HAD uygulamalarında temel yönetici denklemler olarak akışkanlar dinamiğinin süreklilik, momentum ve enerji denklemleri kullanılır. Bu denklemler, problemin yapısına, çözüldüğü koordinat sistemine vb. Özelliklere bağlı olarak türetilir. Bu şekilde probleme uygun çözüm geliştirilmiş olur. Bu denklemler yazılırken yapılan kabuller şunlardır;

Çalışma iki boyutlu ve zamana bağlıdır.

Türbülans modellemesinde k-ε model kullanılmıştır.

Radyasyon ısı transferi diğer ısı transferi şekillerine göre ihmal edilmiştir.

Cidarlar da duvar sınır şartı uygulanmıştır.

Akışın üniform hız ile silindir içerisine girmektedir.

Kaldırma kuvvetleri de ihmal edilmiştir.

2.1.1.1. Kütlenin Korunumu Denklemi

Kütlenin korunumu denklemi genel şekilde aşağıdaki gibi verilebilir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) = 0 \quad (2.1)$$

2.1.1.2. Momentum Korunumu Denklemleri

Momentumun korunumu denklemi üç farklı koordinatta farklı şekillerde yazılmaktadır. Genel halde momentum denklemleri;

. x momentum ;

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial x} \\ + \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \nabla \cdot \mathbf{V} + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \rho f_x \end{aligned} \quad (2.2)$$

gibi yazılır.

y momentum;

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial y} \\ + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \nabla \cdot \mathbf{V} + 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] + \rho f_y \end{aligned} \quad (2.3)$$

2.1.1.3. Enerji Denklemi

Enerji denklemi;

$$\left(\frac{\partial(\rho e)}{\partial t} \right) + \nabla \cdot (\rho e V) = + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (2.4)$$

gibi yazılır.

2.1.1.4. Türbülans Denklemleri

Bu çalışma da standart k- ε türbülans modeli seçildi. Bu model yanma odasının da yapılan çalışmalarda yaygın olarak kullanıldığı için tercih edildi. Bu yöntemle göre türbülans yayılım ve kinetik enerji denklemi aşağıda ki gibidir;

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu t}{\sigma k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + Gk + Gb - \rho \varepsilon - Y_M \quad (2.5)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu t}{\sigma \varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1s} \frac{\varepsilon}{k} (Gk + C_{3s} Gb) - C_{2s} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.6)$$

$$\mu t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.7)$$

Bu denklemlerde Gk ortalama hız değişiminden dolayı türbülans kinetik enerjisinin oluşumunu, Gb kaldırma kuvvetinden dolayı türbülans kinetik enerjisinin oluşumunu, Y_M bütün yayılma oranlarında sıkıştırılabilir türbülans genişleyen çalkantıların katkısını simgelemektedir. C_{1ε}, C_{2ε} ve C_{3ε} model sabitleridir. σ_k ve σ_ε sırasıyla k ve ε için türbülans Prandtl sayılarıdır. Çözümlerde model sabitleri için aşağıdaki değerler kullanılmıştır;

$$C_{1\varepsilon} = 1.44; C_{2\varepsilon} = 1.92; C_\mu = 0.09; \mu_k = 1.0; \sigma_\varepsilon = 1.3$$

Genel olarak HAD problemlerinin çözümünde yaygın olarak üç temel metot kullanılır. Bunlar, sonlu elemanlar, sonlu farklar ve sonlu hacim metotlarıdır. İyi bir ağ yapısı için her bir yöntem benzer sonuçlar vermektedir. Ancak, problemin şekline göre bazı yöntemler daha yakın çözüm sağlarlar.

Bir HAD kodu olan FLUENT bu metotlardan sonlu hacim metodunu kullanarak çözüm yapmaktadır. Sonlu hacim metodu korunum denklemlerini bir kontrol hacmi üzerinden integre ederek çözer. Bu yöntemde çalışma alanı sonlu sayıda komşu kontrol hacime bölünür ve korunum denklemleri her bir kontrol hacim için çözülür. Sonlu hacim yöntemi her türlü ağ yapısına uyum sağlar ve karmaşık geometrilerde de çözüm yapmaktadır.

Problemin çözümünde en önemli noktalardan biriside uygun sınır şartlarının belirlenmesidir. Çalışmada, akışkan yoğunluğu, özgül ısı ve viskozitesi FLUENT veri tabanından sabit alınmıştır. Sınır şartları aşağıda verilmiştir.

Giriş sıcaklığı, $T_{giriş} = 303 \text{ K}$,

Yanma odası çeper sıcaklıkları, $T_{cidar} = 493 \text{ K}$,

Piston üst yüzey sıcaklığı, $T_{piston} = 493 \text{ K}$

1000 d/d için 14m/s, 3000 d/d için 33 m/s ve 5000 d/d için 54 m/s,

Silindir duvarında, $u_x = 0$, $u_y = 0$

Piston yüzeyinde $u_x = 0$, $u_y = u_{piston}$

2.1.2. Sayısal Yöntem

Bu çalışmada yanma odasında ve silindir içinde akışın modellenmesinde tanımlanan başlangıç ve sınır şartları için gerekli olan korunum ve Navier Stokes denklemlerini SIMPLE algoritmasında ve sonlu hacim yöntemi kullanarak çözüm sağlayan HAD kodu FLUENT kullanılmıştır. Sayısal çözümler yapmak için gerekli olan fiziksel modelin oluşumu, model üzerinde doğru ağ yapısının bulunması ve temel sınır şartlarının belirlenmesi GAMBIT paket programıyla sağlanmıştır.

2.1.2.1. Sonlu Hacimler Yöntemi

Çözüm metodu probleme bağlıdır. FLUENT sayısal metotlardan birinin seçimine izin verir.

- Segregated (ayrık) çözücü
- Coupled (birleşik) çözücü

FLUENT yukarıda önerilen, metotların herhangi biri ile kullanarak kütle, momentum, enerji, kimyasal tür ve türbülans denklemlerini içeren korunum denklemlerini kontrol hacim metodu kullanarak çözer. Hem ayrık hem de birleşik çözücüde lineer olmayan akış denklemleri, bütün hesaplanabilir hücrelerde bağımlı parametrelerden oluşan denklem gruplarına dönüştürülmesi için lineer hale getirilir. Bu işlem FLUENT'te formülasyon olarak isimlendirilir . Bu çalışmada Implicit formülasyonu kullanılmıştır. Bu formülasyona da herhangi bir değişkene göre, her bir hücredeki bilinmeyen değer, sadece var olan değerlerin yer aldığı bir bağıntı ile hesaplanabilir.

Yukarıda verilen her iki metot da kullanılarak, kütle, enerjinin korunumu, momentum ve türbülans gibi skaler büyüklükleri ifade eden integral denklemler çözülür. Her iki durumda da kontrol hacmine dayalı bir teknik kullanılır.

Bu teknikler aşağıdaki adımları içerir.

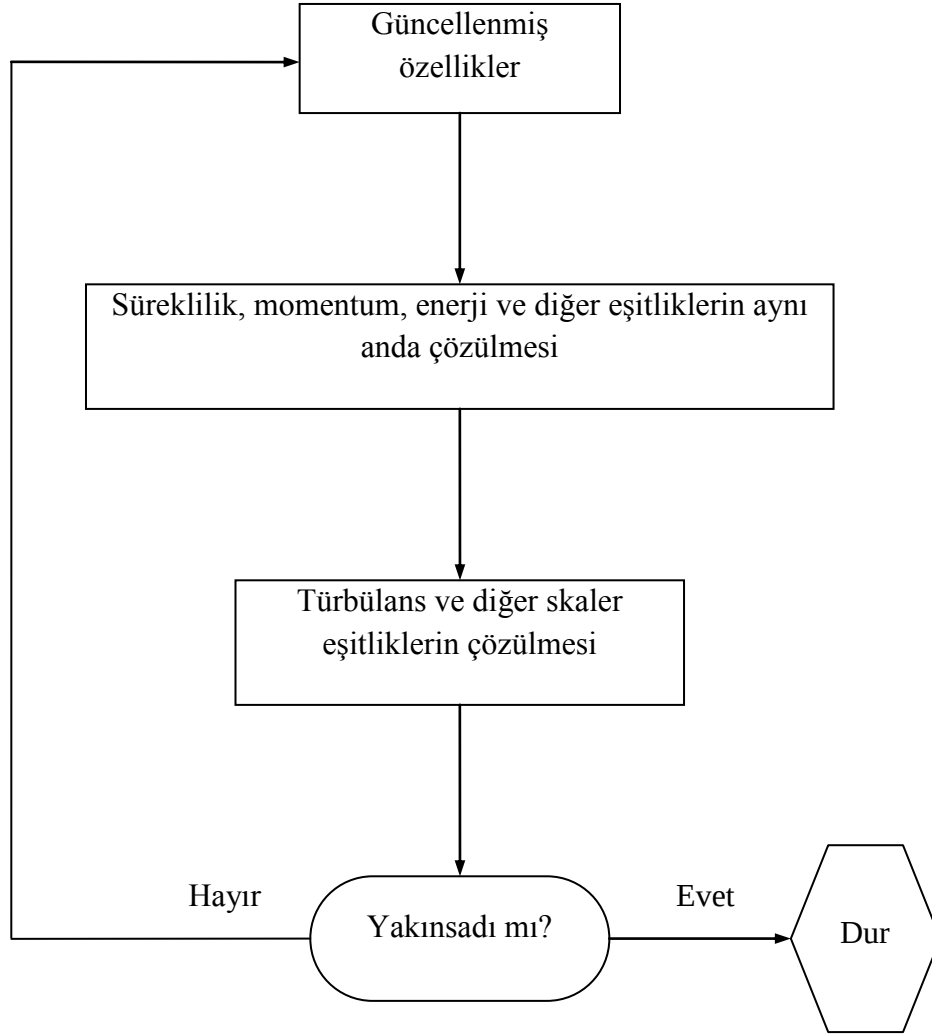
- Çalışma alanının kontrol hacimlerine ayrılması,
- Her bir kontrol hacmi için yukarıdaki denklemlerin integrasyonu yapılarak, ayrık bağımlı bilinmeyen değişkenler için (hız, basınç, sıcaklık ve korunumlu skalerler) cebirsel denklemlerin oluşturulması,
- Elde edilen doğrusal lineer denklemlerin çözümüne bağlı olarak bağımlı değişkenlerin güncellenmesi.

Bu iki çözücünün ayrıksallaştırma işlemi benzerdir. Fakat ayrıksallaştırılmış denklemlerin doğrusallaştırılmaları ve elde edilen doğrusal denklemlerin çözüm yöntemi farklıdır. Ayrılmış ve birleşik yaklaşımlar süreklilik, momentum ve (uygun yerde) enerji ve tür denklemlerinin çözülmesi sırasında farklılık gösterirler. Ayrılmış yaklaşımın kullanılması durumunda, yönetici denklemler sıralı bir şekilde çözülmektedir.

Çözümler, yakınsama iyi yakınsama kriteri olan 10^{-3} sağlanıncaya kadar devam eder. Yakınsama sağlanınca iterasyon durur.

Her bir iterasyon aşağıdaki adımları içerir.

1. Akış özellikleri, son çözülen denklemden elde edilen değerlere göre güncellenir.
2. Momentum denklemleri çözülür.
3. Süreklilik denklemi çözülür.
4. Enerji denklemi ve eğer gerekliyse radyasyon, türbülans gibi skalerler için denklemler çözülür.
5. Eğer akış alanı içerisinde farklı fazlar mevcut ise, yukarıdaki korunum ve transport denklemlerine kaynak terimleri ilave edilir.
6. Denklem takımlarının yakınsayıp yakınsamadığının kontrolü yapılır.



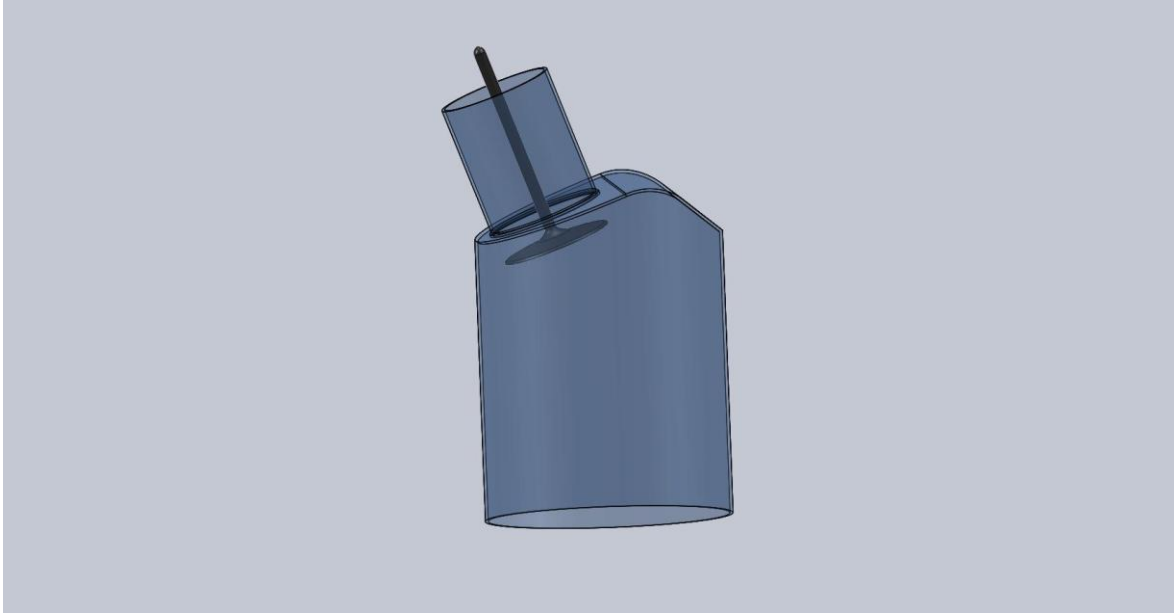
Şekil 2.1. Çözüm metodunun genel yapısı

Tekrarlayan çözücüler kullanıldığı zaman, durma zamanını bilmek önemlidir. En yaygın işlem iki başarılı iterasyon arasındaki farkı göz önünde bulundurmaktır. Bu farklar, bazı normlar tarafından ölçülen, önceden seçilen değerden daha küçük olduğu zaman işlem durur. Her bir seviyede iterasyon işlemini durdurma zamanına karar vermek hem çözümün doğruluğu hem de verim açısından önemlidir. Hesaplamalı Akışkan Dinamiği (HAD) programı hesaplama alanında her hücre için artıkları hesaplamakta, her bir denklem için bir artık rapor elde ederek bunları çözmektedir. Her akış değişkeni için bu artıklar kullanıcıya her iterasyonda çözümde hata derecesinin bir ölçüsünü vermektedir. İyi yakınsayan çözüm normalleştirilmiş artıkların 1×10^{-3} mertebelerinde olduğu bir çözüm olarak tanımlanmaktadır. Bu çalışmada elde edilen bütün simülasyon sonuçlarında, yakınsama kriteri olarak enerji için 1×10^{-6} ve diğer değişkenler için ise; 1×10^{-3} değeri kullanılmıştır.

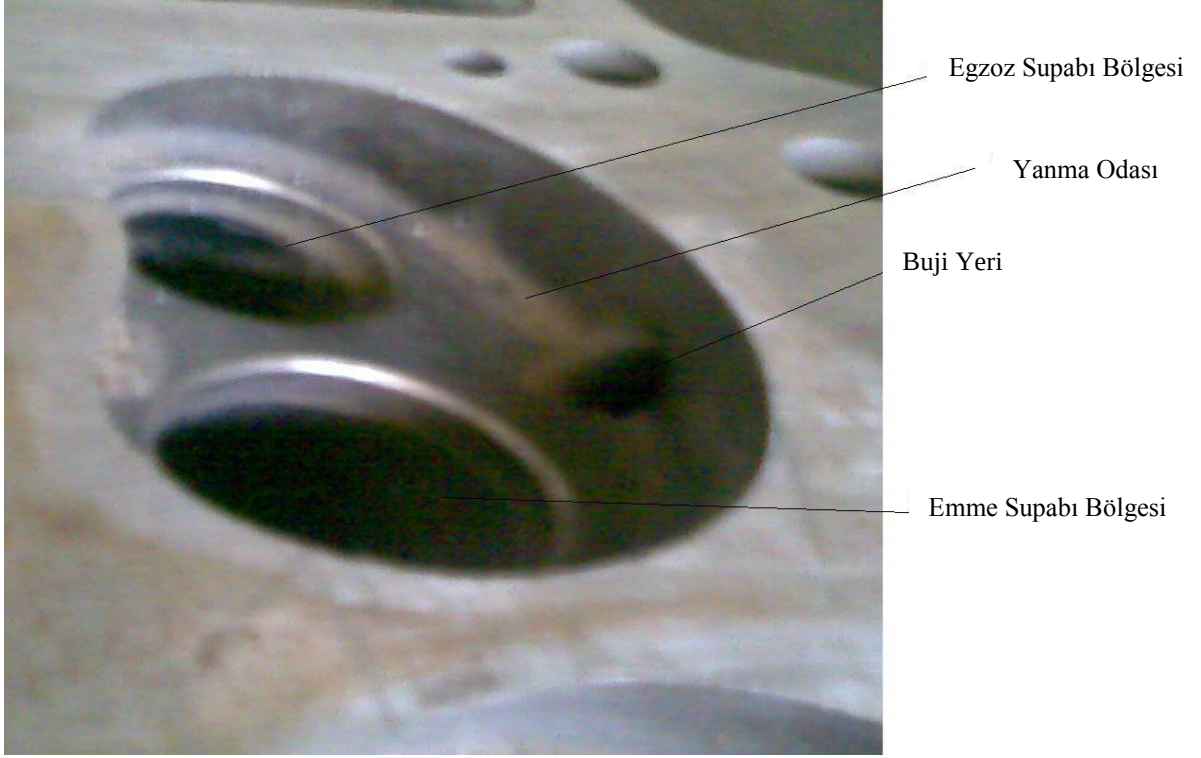
2.2. Fiziksel Model

Bu çalışmada temel yanma odası ve silindir modeli olarak günümüz motorlarında geliştirilerek kullanılan eksenden kaçık kübik çatı tipli bir yanma odası modeli seçilmiştir. Bu tip yanma odaları daha çok silindir başına bir emme ve bir egzoz supabı bulunan motorlarda kullanılırlar. Ayrıca yanma odası ve silindir içinde oluşan akış hareketlerinin ve yanma odası şeklinin bu hareketlere etkisinin tam olarak tespiti için düz tip bir yanma odası modeli üzerinde de incelemeler yapılmıştır. Sonuçta, temel model olarak belirlenen yeni nesil çatı tipi yanma odası ile kullanımı giderek azalan düz tip yanma odasında elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Emme ve egzoz supapları yan yana ve 22° lik açıyla konumlandırılmıştır. Bunların tam karşısına buji yanma odasının ortasına yakın bir mesafeye yerleştirilmiştir. Bu yanma odası tipi supap açılarının da yardımı ile emme zamanı boyunca silindir içerisine daha fazla hava- yakıt karışımı almayı ve supap kenarlarında oluşan jetlerin eğimli yüzeylere çarpmasıyla da daha iyi bir karışım sağlamayı amaçlar.



Şekil 2.2. Çatı tip yanma odası modeli



Şekil 2.3. Çatı tip yanma odası



Şekil 2.4. Düz tip yanma odası modeli

Modeller HAD kodu olan FLUENT’e yardımcı çizim programı olan GAMBIT vasıtasıyla bilgisayar ortamında çizildi. Oluşturulan modellerin geometrik boyutları;

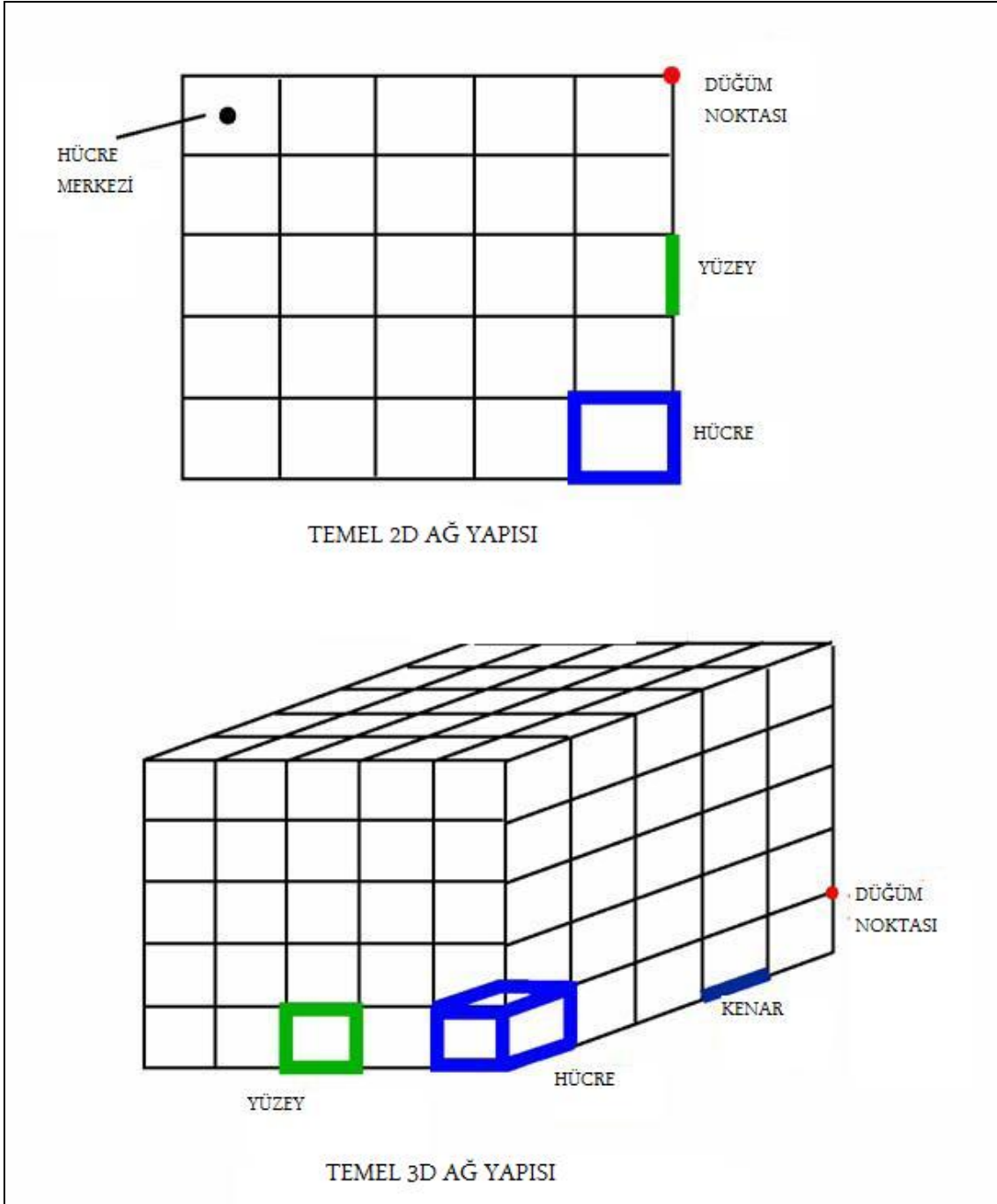
Tablo 2.1. Fiziksel model boyutları

Boyutlar	1. Model	2. Model
Silindir Çapı	82mm	82mm
Strok	90mm	90mm
Supap Çapı	28mm	36mm
Supap Açısı	0°	22°

Modeller Tablo 2.1’ deki boyutlarda oluşturulduktan sonra ağ yapısının oluşumu safhasına geçilmektedir.

2.2.1. Grid Üretimi

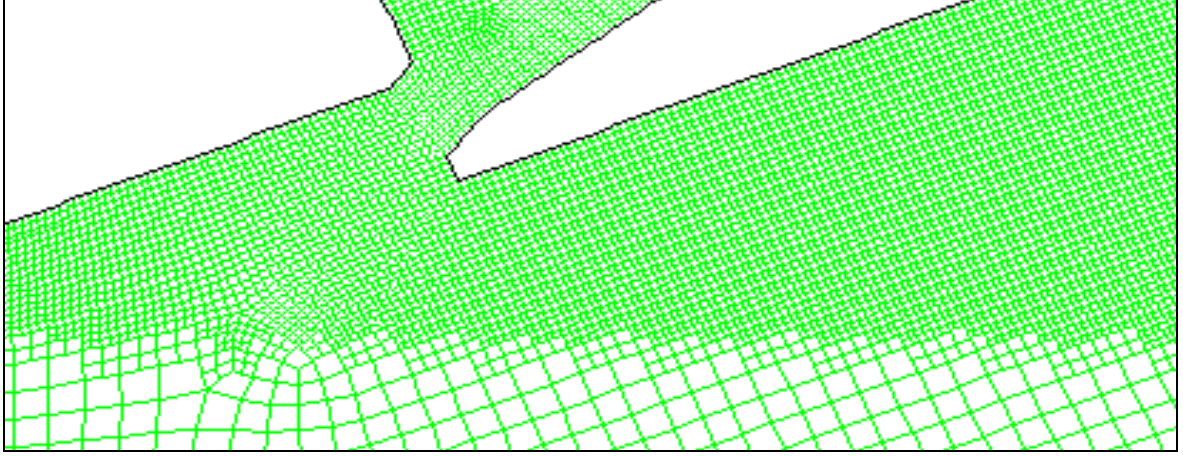
Birçok HAD çalışmasında, fiziksel yüzeyler alt hücelere bölünür. Bu bölmeler yönetici denklemlerin çözümünde başlangıç noktalarını oluşturur. Ağ yapısı kartezyen, silindirik veya eğrisel koordinatlarda oluşturulabilmektedir. Ağ yapısı oluşturulurken koordinat eksenini ile ağ çizgileri uyandırılır ve geometriye uyarlanır. Sonrasında bu çizgilerin kesişme noktalarında düğümler oluşur. Bu düğümler ise hücreleri belirlemektedir. Her bir hücre, düğüm noktaları, hücre merkezi ve hücre sınırlarını belirleyen yüzeylerden oluşmaktadır. Bu çalışmada, grid yapısının oluşturulması GAMBIT programı vasıtasıyla gerçekleştirilmiştir. Ağ yapısı tamamlanan model ağ dosyası olarak FLUENT yazılımına transfer edilmiştir. Kullanılan HAD kodu için grid bileşenleri ve oluşumu Şekil 2.5.’de ayrıntılı olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.5. Grid bileşenleri [3].

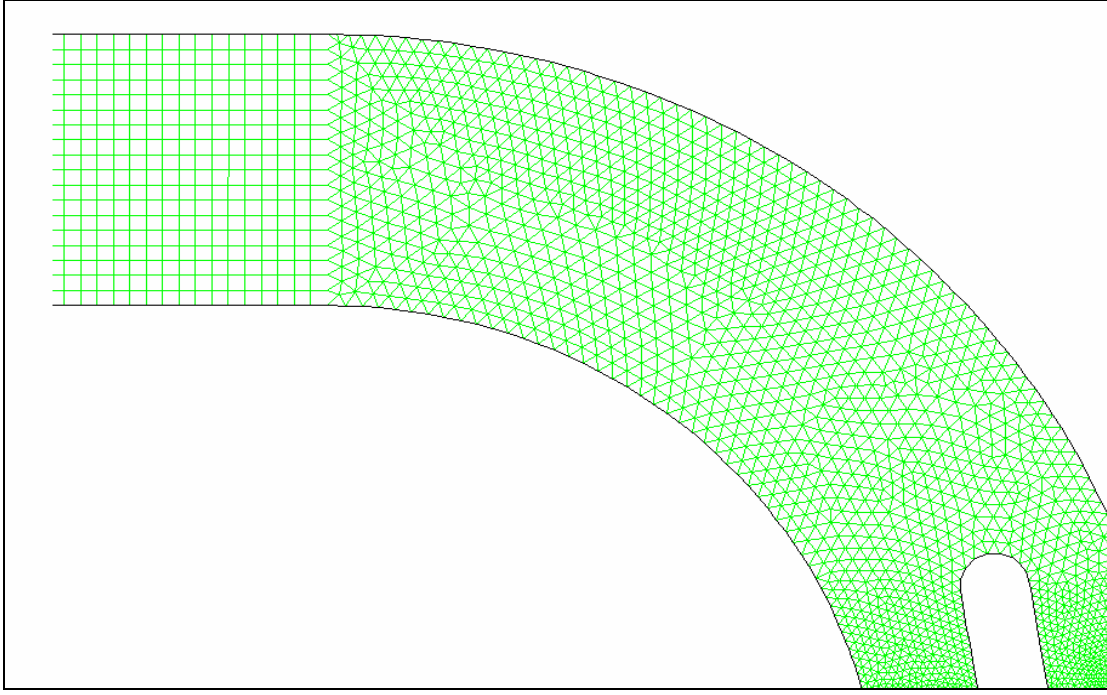
Nümerik çalışmalarda, çalışma alanı ayırma noktaları denilen gridlere ayrılır. Şekle uygun koordinatlar boyunca bu noktalarla yüzey bölünmüş olur. Çoğu HAD uygulamasında bu grid noktaları eşit aralıklı olarak uygulanır. Fakat geometrideki karışık bölgelerde çözüm kolaylığı sağlaması ve daha hassas çözüm alabilmek için düzensiz ağ yapısı veya sıkıştırılmış grid denilen metot kullanılır.

Bu yapıda grid noktaları birbirine farklı uzaklıklarda konumlanır. Düzenli ağ yapısı gibi sıkıştırılmış ağ yapısında da iki ve üç boyutlu çalışmalarda kullanılır.



Şekil 2.6. Sıkıştırılmış ağ yapısı

Sıkıştırılmış ağ yapısının oluşturulması, noktaların oluşumu ve noktaların birbirleriyle bağlantısı sırasını izler (Şekil 2.6.). Bu tip ağ yapısı daha hassas olduğu için karışık hesaplamalarda yaygın olarak bu ağ yapısı kullanılır. Karma geometrilerde düzenli ağ yapısı da doğru çözümler vermesine rağmen uzun zamanda çözüm sağladığı için sıkıştırılmış ağ yapısı tercih edilir. Düzensiz ağ yapısı seçilen bölgede daha fazla sonlu hacme bölünmeyi sağlar. Sıkıştırılmış ağ yapısının hassas çözümüne yakın bir diğer ağ yapısı şekli de hibrit ağ yapısıdır. Bu yapıda farklı şekillerdeki elemanlar aynı bölgede birbirlerini tamamlayacak şekilde oluşturulur. Bu eleman tipleri üçgensel, dörtgensel, prizmatik vb. şekillerden oluşur. Bu yapıda da sıkıştırılmış ağ yapısına benzer nitelikte ve kalite de ağ yapısı oluşur ve çözüm yapılır.



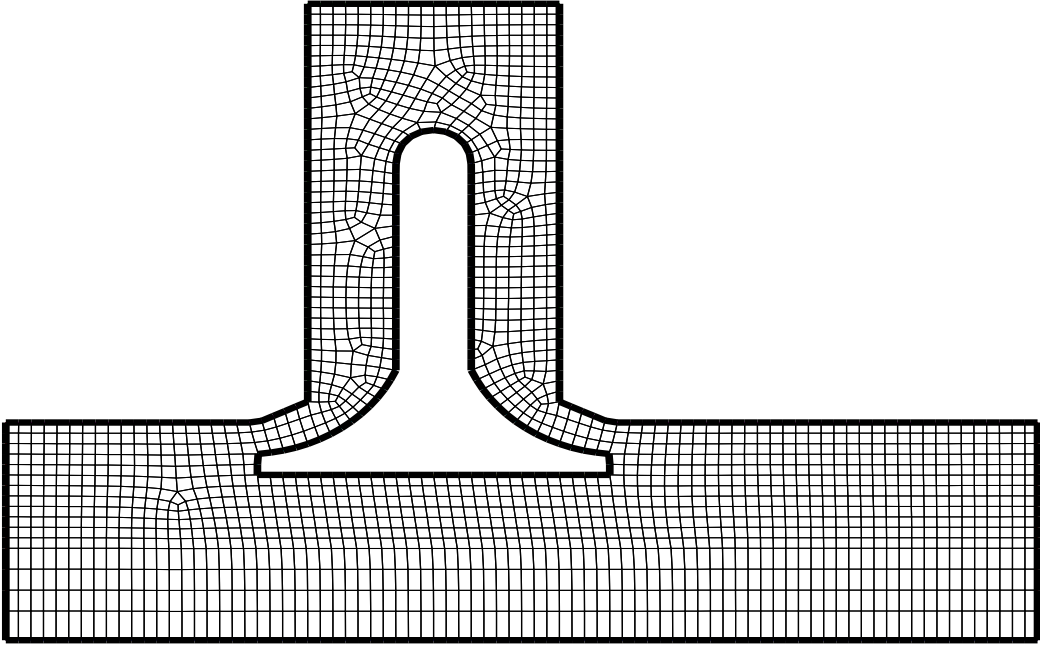
Şekil 2.7. Hibrit ağ yapısı [33].

Akış problemlerinin çözüldüğü birçok noktada kullanılan geometrilerin karmaşık olduğu düşünüldüğünde yukarıda da anlatılan ağ yapılarından hangisinin seçileceği düşünülür. Bu problemlerde çözüm algoritmasına uygun ağ yapısı seçilir. Geometri üçgen veya dörtgen gibi düzenli bir şekilde ağ yapısını belirlemek koylardır. Çünkü, bu tip yapılarda ağ çizgileri eksen çizgilerini takip eder. Fakat geometri karmaşık ise ağ yapısının seçilmesi çözüm açısından oldukça önem taşır. Bu seçim esnasında elemanlar oluşturulurken bu elemanların şekli ve kullanılacakları boyut incelenir. İki ve üç boyutlu modeller de farklı yüzey ve düğüm sayısına sahip şekildeki elemanlar kullanılır. Ağ yapısının seçiminde esneklik ve uygunluk açısından düzensiz ağ yapısının kullanılması doğrudur. Fakat bu yapıda bozuk elemanların oluşması durumunda çözüm doğruluğunu bozabilir [33].

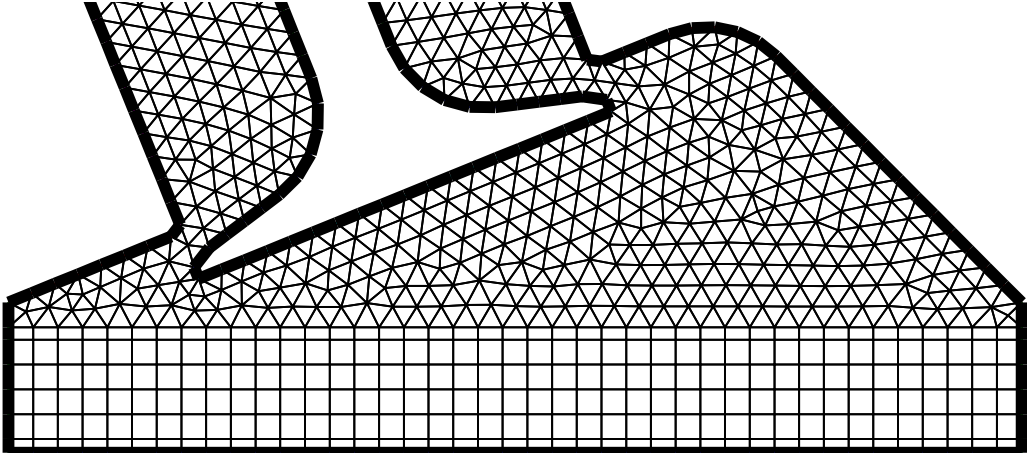
Modellerde öncelikle üniform özellikte ağ yapısı oluşturuldu. Sonrasında ana akış bölgelerinde daha sık ağ yapısı oluşacak şekilde bir mesh seçimi yapıldı. Ayrıca dinamik olarak çalışacak modeller için dinamik mesh yapısına uygun hareketli olan piston yüzeyinde tabaka grid kullanıldı. Dinamik ağ yapısında grid önemli bir parametredir burada belirlenecek olan ağ yapısı FLUENT dinamik mesh kısmında tanımlanıp modelin ağ hareketleri bu düzene göre sağlanacaktır.

2.2.1.1. Dinamik Ağ Yapısı

Sayısal çözümlemelerde dinamik ağ yapısı hareketli sınırlara bağlı olarak zamanla değişen akış modeli olan durumlar için kullanılır. Bu çalışmada kullanılan FLUENT yazılımı, hareketli sınır şartlarına sahip bir problem için dinamik ağ yapısı olarak kullanılabilir. Ancak, dinamik ağ yapısında çözüm yapmak için başlangıç hacimdeki mesh yapısının ve hareketli bölgelerin tanımlanması gerekir. Bu tanımlamalar program içerisindeki ilgili kısımlardan yapılabileceği gibi daha özel çalışmalar için sınır profili veya kullanıcı tanımlı fonksiyon kullanılarak da yapılabilir. Bu çalışmada ele alınan modelde başlangıç durumu için piston Ü.Ö.N.'da ve emme supabı açık konumdadır. Bu şekilde piston Ü.Ö.N.'dan A.Ö.N.'ya doğru hareket ederken oluşan vakum sayesinde emme olayı gerçekleştirilecektir. Bunu sağlamak için dinamik mesh kullanılarak pistonun aşağı doğru hareket etmesi ve krank mili hızı, strok, krank adımı, başlangıç açısı gibi temel parametreler belirlenmektedir. Ayrıca sabit duvarlar ve supap gibi bölgelerde tanımlanmıştır. Dinamik ağ uygulamalarında, model için dinamik olarak seçilmiş bölgeye, özel olarak ağ yapısı uygulamak çözüm açısından kolaylık sağlamaktadır. Bu bölgelerde, dinamik çalışmaya uygun ve hareket esnasında çözüme zarar vermeyecek ağ yapısı kullanılmaktadır. Bu çalışmada da Şekil 2.8' de görüldüğü gibi hareketli bölgelerde farklı bir ağ yapısı kullanılmaktadır.



a) Düz Yanma Odası



b) Yeni Nesil Yanma Odası

Şekil 2.8. Yanma odalarının dinamik ağ yapıları, a) Düz yanma odası, b) Yeni nesil yanma odası

2.2.1.1.1. Dinamik Grid Korunum denklemleri

Dinamik mesh korunum denklemleri genel olarak;

$$\frac{d}{dt} \int_V q \phi dV + \int_{\partial V} q \phi (\vec{u} - \vec{u}_g) \cdot dA = \int_{\partial V} \Gamma \nabla \phi \cdot dA + \int_V S_\phi dV \quad (2.8)$$

şeklinde yazılır.

Burada;

q = Akışkan yoğunluğu

$\vec{u}$ = Akışkan hız vektörü

$\vec{u}_g$ = Dinamik grid te grid hızı

Γ =Yayıma katsayısı

S_ϕ = ϕ 'nin kaynak terimi

Burada kullanılan ∂V kontrol hacimdeki sınırı temsil eder.

Yukarıdaki denklemde zaman türevi farklı olarak yazılabilir.

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV = \frac{(\rho \phi V)^{n+1} - (\rho \phi V)^n}{\Delta t} \quad (2.9)$$

Burada n ve $n+1$ ayrı ayrı şimdiki ve bir üst zaman seviyesini gösterir. $(n+1)$. hacim zaman seviyesi V^{n+1} olarak hesaplanır.

$$V^{n+1} = V^n + \frac{dV}{dt} \Delta t \quad (2.10)$$

Burada $\frac{dV}{dt}$ kontrol hacimde ki hacim zaman türevini ifade eder. Grid korunum

kanununu tahmin etmek için hacim zaman türevi kontrol hacimde hesaplanır.

$$\frac{dV}{dt} = \int_{\partial V} \vec{u}_g \cdot dA = \sum_j^{n_f} u_{g,j} \cdot A_j \quad (2.11)$$

Bu denklem için n_f kontrol hacim yüzey sayısı ve A_j ise j yüzey alan vektörüdür. Üretilen $u_{g,j}A_j$ noktası her kontrol hacim için hesaplanır.

$$u_{g,j}A_j = \frac{\delta V_j}{\Delta t} \quad (2.12)$$

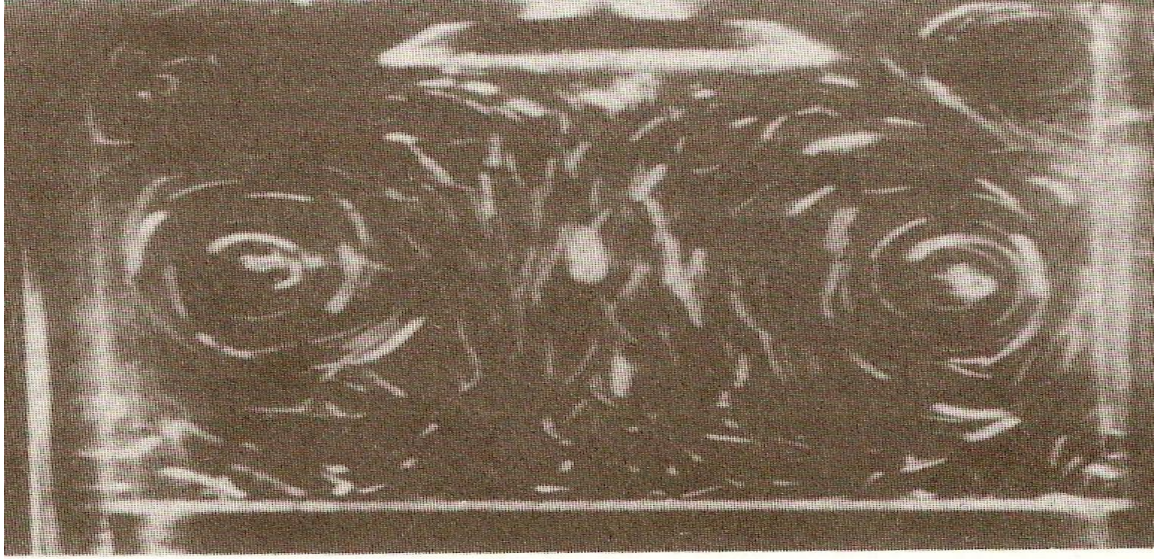
Bu denklem de ise δV_j karakteri Δt zaman adımında kontrol hacmin j yüzeyinde süpürülen hacmi ifade eder [33].

2.2.2. Grid Kalitesi

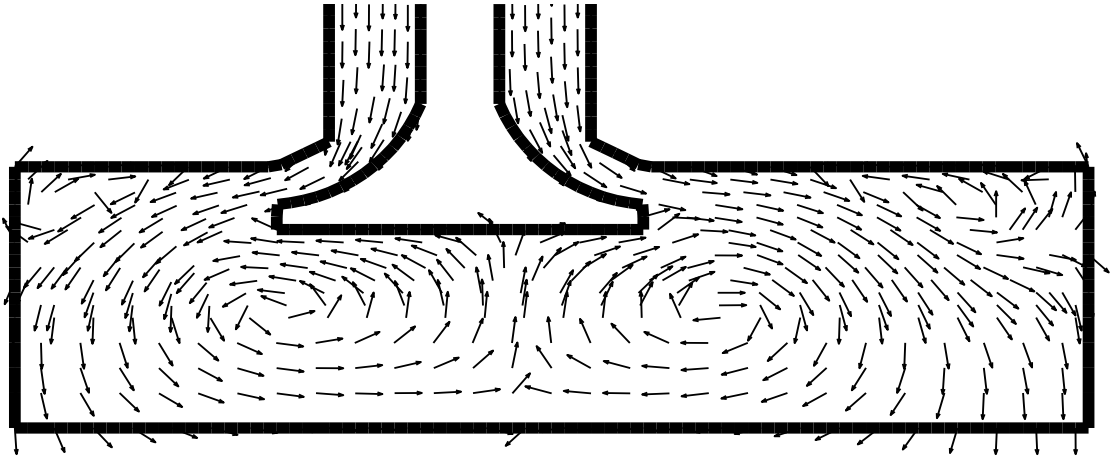
Sayısal hesaplamalarda grid kalitesi çözüm kararlılığı ve doğruluğu için önemli bir rol oynar. Ağ yapısının kalitesi düğüm noktalarının pürüzsüzlüğü, dağılımı ve düzgünlüğüne bağlıdır. Yan yana olan hücreler arasında ki büyük hacim farklılıkları çözüm esnasında hatalara neden olur. Özellikle türbülanslı akışta sınır bölgelerde medyana gelen hataları önlemek için grid düzeni çok önemlidir. Hücrelerin yapısı da çözüme etki eden bir diğer faktördür. Eşkenarlı ve hacimli elemanlar arasındaki büyük şekil değişiklikleri doğruluğu düşürür ve çözüm kararlılığını bozar. Üç boyutlu çalışmalar da ve iki boyutlu çalışmaların karmaşık bölgelerinde grid kalitesi çözümü doğrudan etkileyen faktörlerdendir [33].

Çalışma yaptığımız konuda özellikle supap etrafı ve piston tepesi bölgesinde grid oluşumu oldukça önemlidir. Bu bölgelerdeki karışık yapı eğer ağ yapısı kalitesi de düşük olursa çözüm esnasında hataya sebep olur. Ağ yapısı yaygın olarak GAMBIT çizim programı vasıtasıyla oluşturulur ve oluşturulduktan sonra kaba yapılar incelenip giderilir. Bu şekilde daha uygun çözüm verebilecek kalitede bir ağ yapısı oluşturulmuş olur.

2.3. Çözümün Geçerliliği



a)



b)

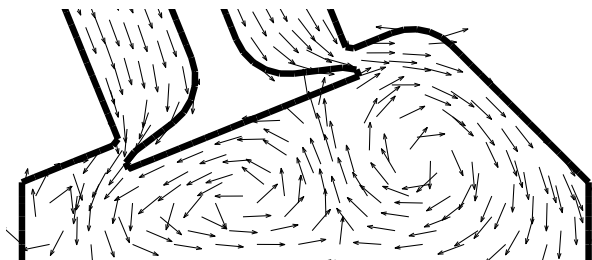
Şekil 2.9. Elde edilen sonucun literatürle karşılaştırılması, a) Düz yanma odası tipi için türbülanslı akış şartlarında deneysel olarak elde edilmiş akım görünürlülüğü [30]. b) Bu çalışmadan elde edilen hız vektörleri

Şekil 2.9’ da Heywood [30] tarafından deneysel olarak elde edilen yanma odası içi akım görünürlülüğü ve mevcut sayısal çalışmadan elde edilen hız vektörleri karşılaştırılmıştır. Şekilden de görüldüğü üzere, yanma odası içerisinde birden fazla çoklu dönme merkezi meydana gelmektedir. Her iki şekil karşılaştırıldığında özellikle sağ ve sol köşe noktalarda oluşan dönme merkezlerinin yeri ve büyüklüğü hemen hemen aynıdır. Bu karşılaştırmaya göre, çözümün doğru olduğu kanaatine varılmış ve farklı parametreler için değerler elde edilmiştir.

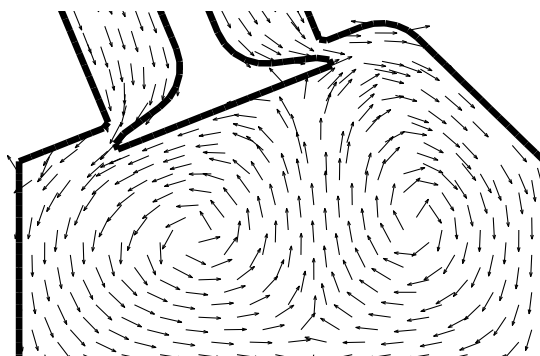
3. BULGULAR

Bu çalışmada, motorun çalışması esnasında emme zamanı boyunca silindir içerisine giren akışın hareketi ve yanma odası çeper sıcaklıklarının akışkan sıcaklığına etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Emme zamanında meydana gelen akış hareketleri, emme supabının açısı, supap açıklığı, motor devri ve krank mili açısının fonksiyonu olarak değişim göstermektedir. Emme stroğunda meydana gelen akış, yakıt hava karışımını, dolayısıyla da yanma zamanını etkilemektedir. Emme zamanının sonuna kadar silindir içerisine giren akışkanın yanma odası çeper sıcaklıklarına bağlı olarak ısınması da elde edilen önemli sonuçlardan birini oluşturmaktadır.

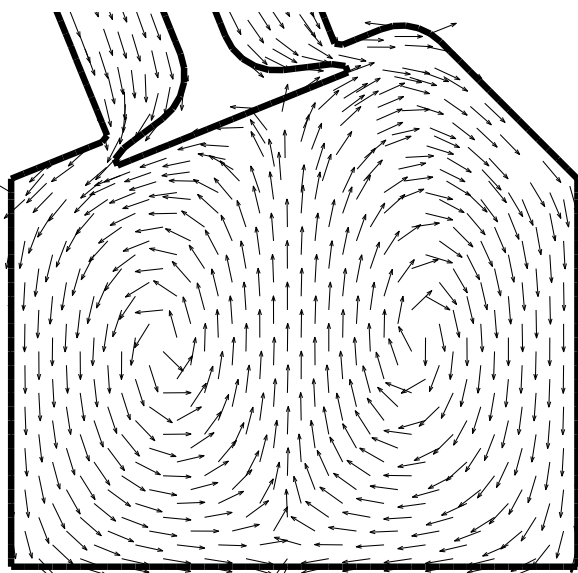
Emme zamanı boyunca supap açık olmakla birlikte, piston Ü.Ö.N.'dan A.Ö.N.' ya doğru 0.5 krank adımıyla hareket etmektedir. Bu esnada, supap açıklıklarından geçen akışkan, silindir içerisine dolmaktadır. Çalışmada, gerçek içten yanmalı benzinli motorun çalışma koşullarına uygun olarak dinamik piston tanımlanmış ve emme zamanı başlangıcından sonuna kadar piston hareketi verilmiştir. Sonuçlar motor devrine (n) bağlı olarak farklı krank mili açılarında elde edilmiştir. Motor devri belirlenirken, ilk olarak, rölanti devrinin hemen üstü olan 1000 d/d minimum devir olarak seçilmiştir. İkinci çalışma devri motorun en fazla çalışma devri olan 3000 d/d dir. Son olarak ise, 5000 d/d (yaklaşık maksimum devir) için sonuçlar elde edilmiştir. Farklı devirler için elde edilen sonuçlar, 30° ar derecelik krank mili açılarında kaydedilmiştir. Devir artışına bağlı olarak akışkan hızı, hem emme manifoldunda hem de supap bölgesinden geçerken artış göstermektedir. Bu durumun net olarak algılanması için, hız vektörleri grafiklerle de desteklenmiştir. Elde edilen sonuçlar, en fazla çalışma devri olan 3000 d/d için tamamen verilirken, diğer devirler için krank açısının 90°' lik konumu için gösterilmiştir.



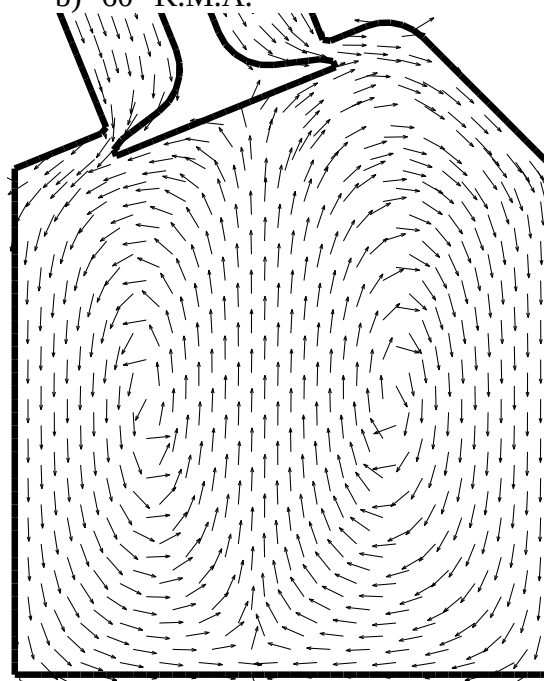
a) 30° K.M.A.



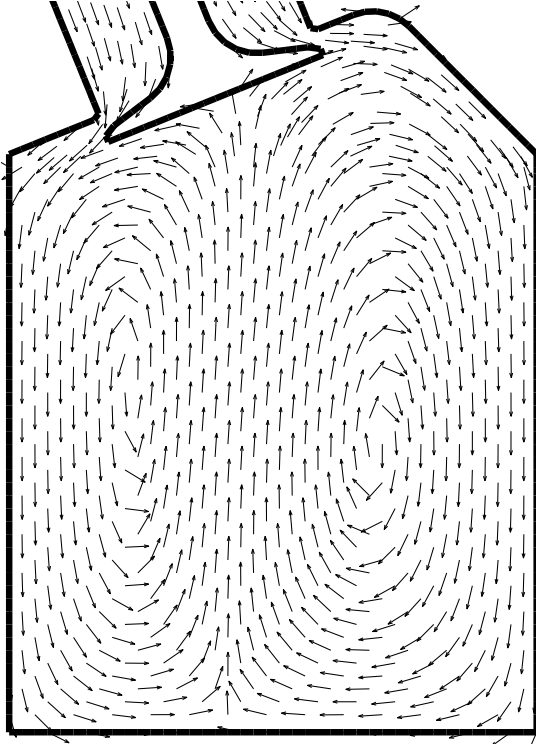
b) 60° K.M.A.



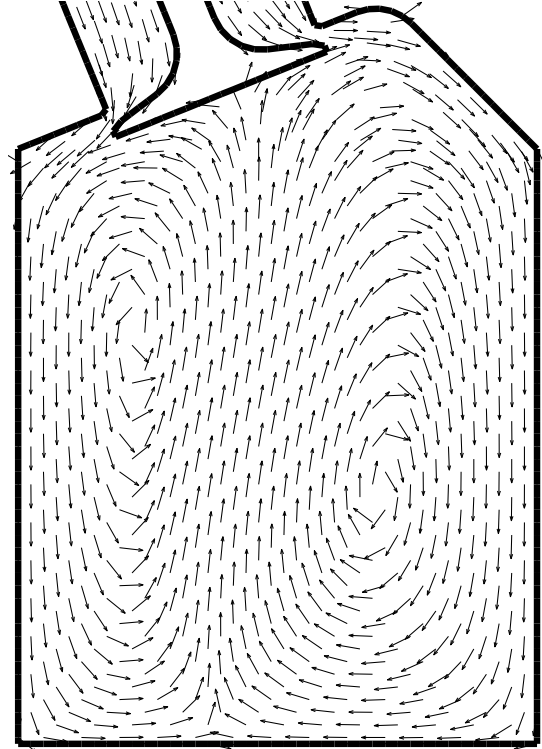
c) 90° K.M.A.



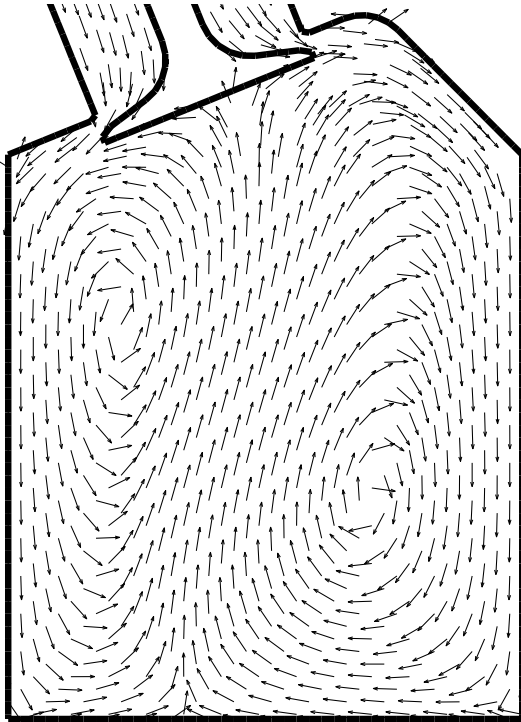
d) 120° K.M.A.



e) 150° K.M.A.

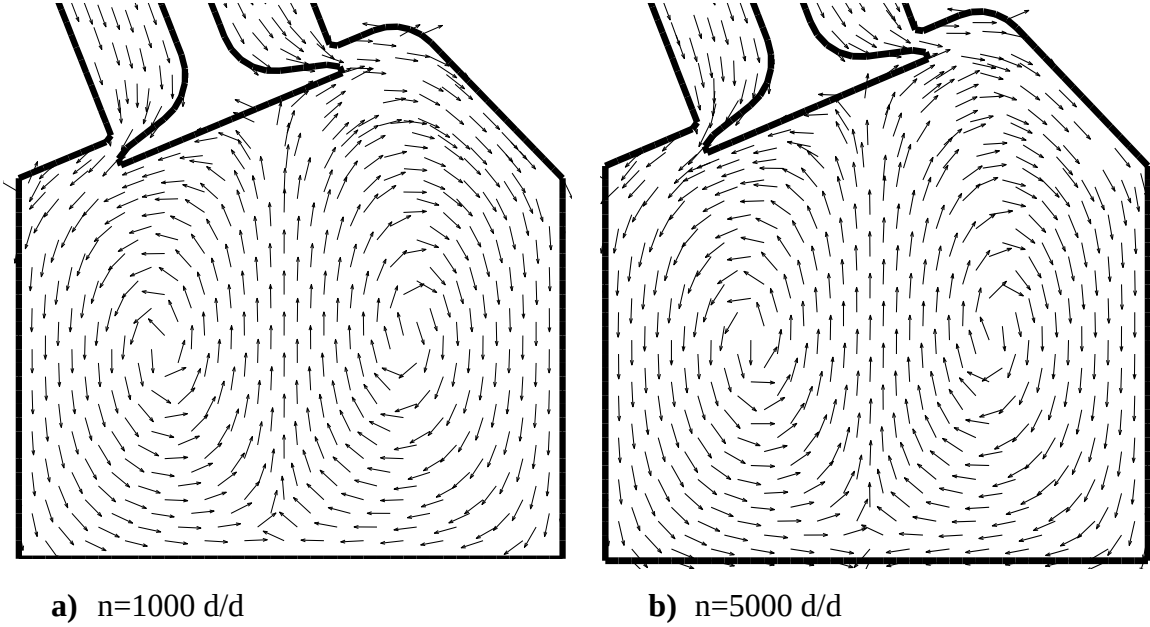


f) 180° K.M.A.



g) 210° K.M.A.

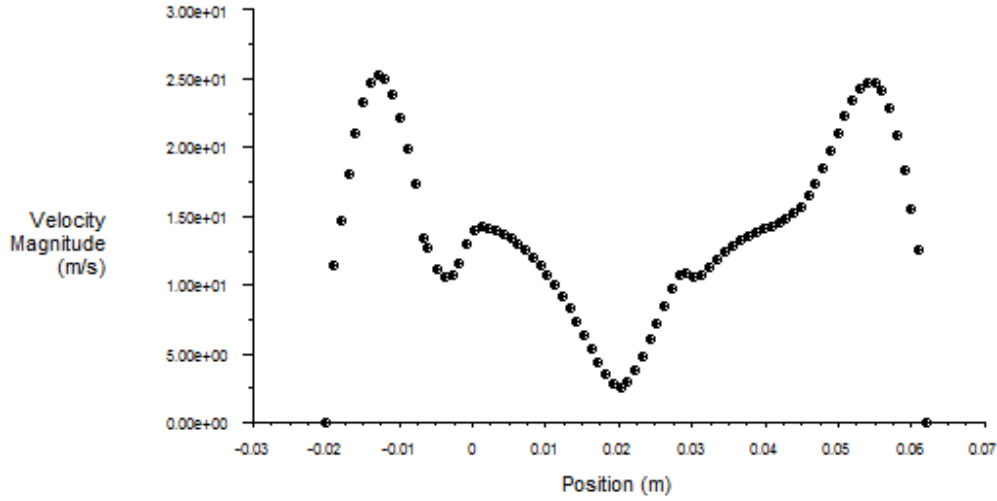
Şekil 3.1. $n=3000$ d/d için hız vektörleri



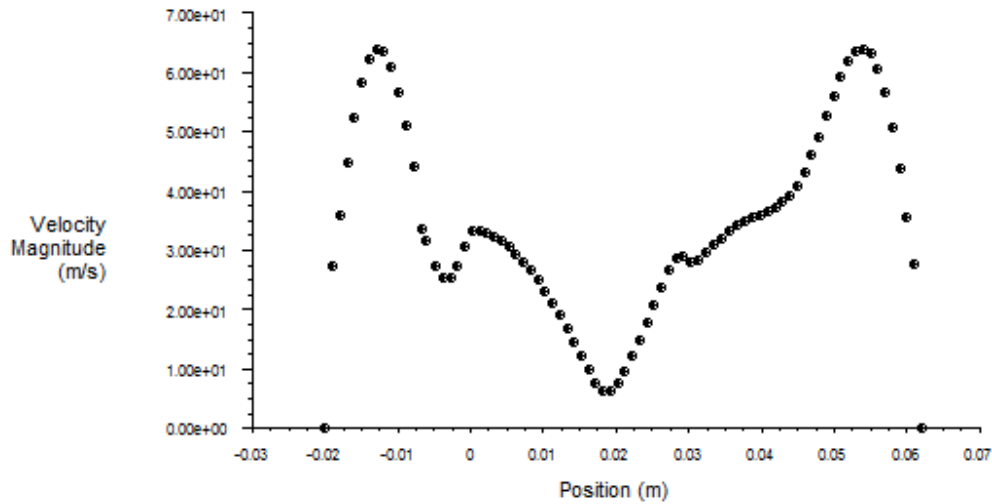
Şekil 3.2. 90° K.M.A. için hız vektörlerinin karşılaştırılması

Şekil 3.1-3.5, farklı devir için, yanma odası ve silindir içerisindeki hız değişimlerini göstermektedir. Silindir içerisinde, biri saat ibresi yönünde, diğeri saat ibresinin tersi yönünde olmak üzere iki ayrı döngüsel hareket oluşmuştur. Tüm strok boyunca sürekli olarak belirgin olan bu döngülerin dışında, krank açısına bağlı olarak küçük döngülerde yer yer oluşmuştur. Özellikle 30° K.M.A.'da akışkanın piston tepesine hızlıca çarpması ve dönmesiyle beraber silindir içinde sol bölgede küçük bir döngüsel hareket oluşmuştur. Krank mili açısına bağlı olarak anlık piston hızı 90° krank mili açısında maksimum seviyeye çıkmış ve 180 derecede minimum seviyeye inerek anlık durma görülmüştür. Durma ve pistonun Ü.Ö.N.'ya doğru hareketin başlamasıyla beraber, Şekil 3.1.' den de görüldüğü üzere, akışkan yukarıya doğru yönlenebilmektedir. Ayrıca, silindir cidarlarında, cidarın etkisiyle akışın düzgün bir şekilde aşağı doğru hareket ettiği belirlenmiştir. Akış hızı, devir sayısının artmasıyla beraber belirgin bir şekilde artış göstermiştir. Bu esnada oluşan döngünün merkezinin de krank mili açısı ve piston hızına bağlı olarak değişim gösterdiği belirlenmiştir. Devir sayısının artmasıyla beraber piston ortalama hızı ve piston anlık hızı da artış göstermektedir. Piston hızına bağlı olarak, akışkan hızı ciddi olarak yükselmektedir. Bu durum, Şekil 3.3- 3.4 ve 3.5' de verilen grafiklerden de açıkça görülmektedir. 1000 devir için silindir içerisinde oluşan maksimum hız yaklaşık 25 m/s iken 5000 devirde bu değer 120 m/s ' ye kadar yükselmiştir.

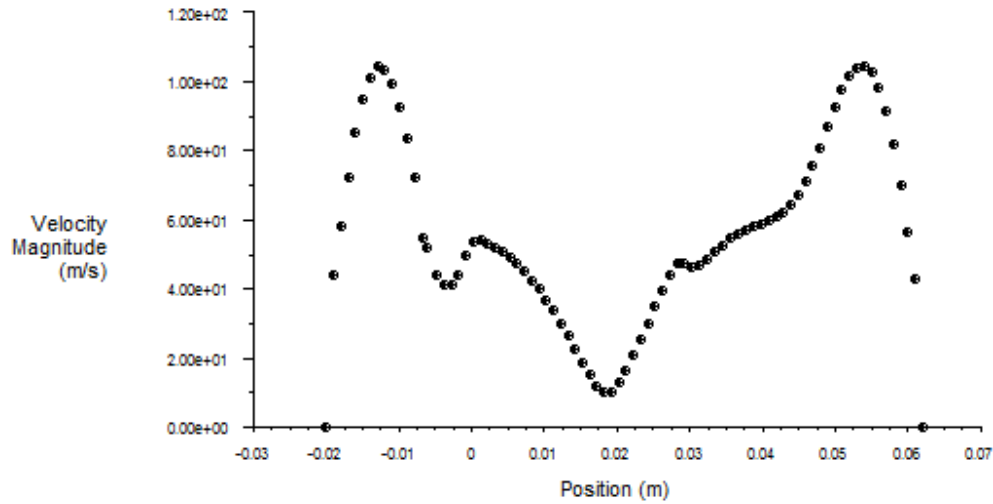
Hız vektörlerinin gösterildiği grafiklerde, vektörlerin sınırlar dışına taşıdığı görülmektedir. Bu durum sınırlarda meydana gelen bir hatadan değil, vektörlerin belirgin hale gelerek silindir içi akışın açıkça görülmesi için, hız vektörlerinin büyütülmesinden kaynaklanmaktadır.



Şekil 3.3. $n=1000$ d/d de silindir içerisinde düşey ekseninde orta noktada 90° K.M.A. için yatay eksen boyunca hız grafiği

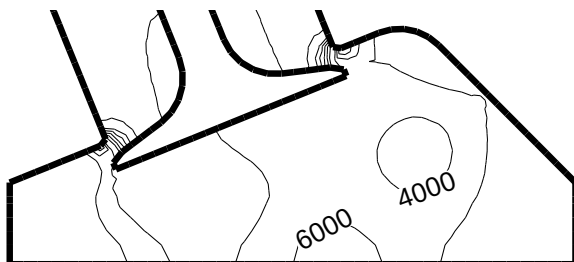


Şekil 3.4. $n=3000$ d/d de silindir içerisinde düşey ekseninde orta noktada 90° K.M.A. için yatay eksen boyunca hız grafiği

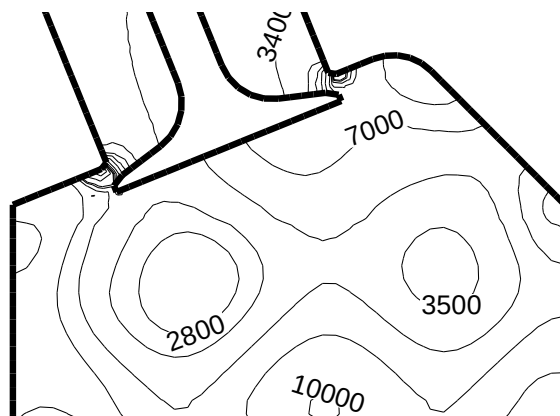


Şekil 3.5. $n=5000$ d/d de silindir içerisinde düşey ekseninde orta noktada 90° K.M.A. için yatay eksen boyunca hız grafiği

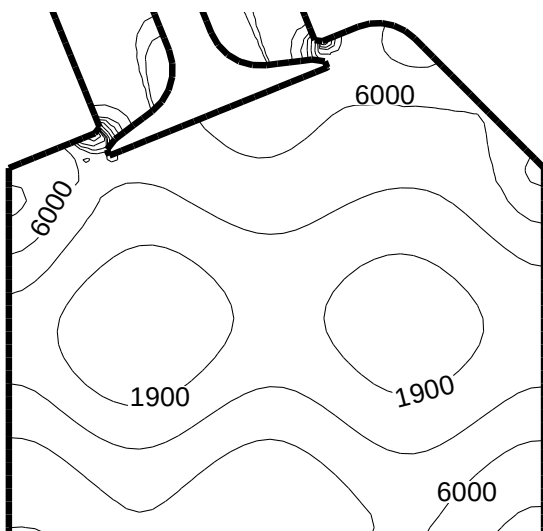
Emme zamanında akışkanın silindir içerisine hızla dolmasını sağlayan en önemli parametre, piston hareketine bağlı olarak silindir içerisinde meydana gelen vakum basıncıdır. Vakum basıncı, silindir içi basınç atmosfer basıncına yakın bir değere ulaşıncaya kadar emme işlemi devam etmekte ve silindir içerisine taze dolgu alınmaktadır. Basınç değişimleri, Şekil 3.6 - 3.7 arasındaki grafiklerde eş basınç eğrileri olarak farklı devirler için verilmektedir. Krank mili açısına bağlı olarak basınç değişimleri incelendiğinde, akışkanın yanma odasına girdiği supap açıklıklarında, hız artışı ve bu bölgede basınç düşüşü gözlenmektedir. Silindir içerisinde, emme zamanının yarısında ve hemen sonrasında vakum basıncının arttığı görülmektedir. Bu şekilde emme işlemi devam etmektedir. İlerleyen açılarda vakum basıncı azalır. Silindir içerisinde oluşan vakum basıncı, literatürdeki çalışmalara uygun olarak elde edilmiştir [31]. Grafiklerde, basınç değerleri pascal cinsinden verilmektedir. Ayrıca, yanma odası ve silindir geometrisine bağlı olarak köşe bölgelerde, sürüklenmelerin artışından dolayı basınç artışı gözlenmektedir. Bu nedenle, yanma odası içerisinde keskin köşe geometrilerden kaçınılması önerilmektedir.



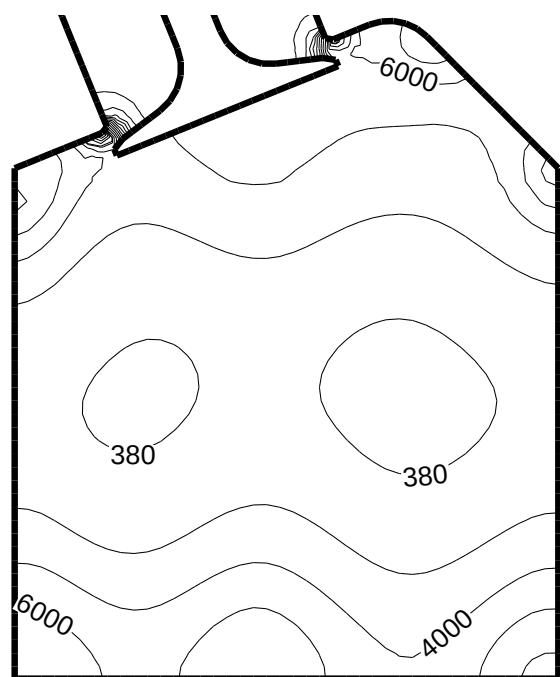
a) 30° K.M.A.



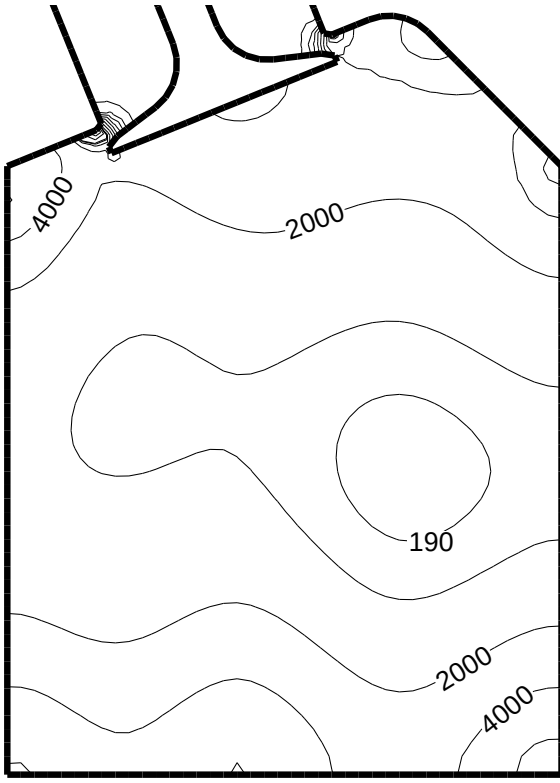
b) 60° K.M.A.



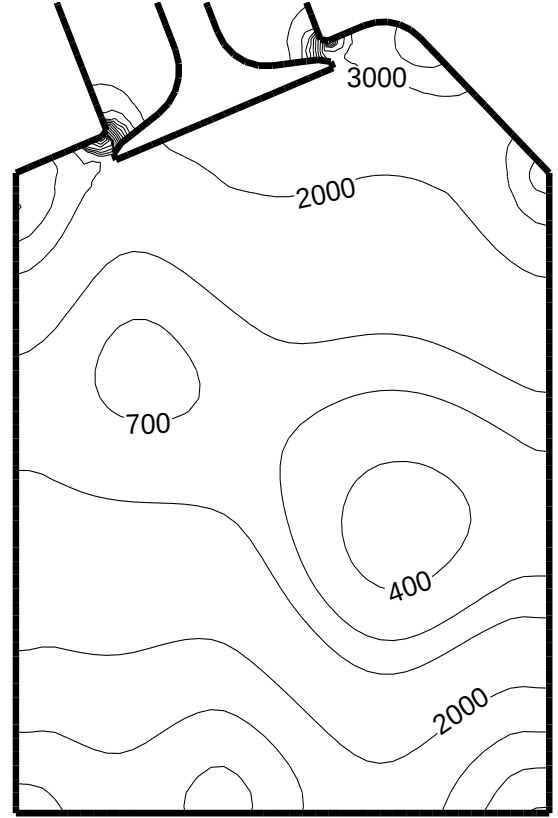
c) 90° K.M.A.



d) 120° K.M.A.



e) 150° K.M.A.

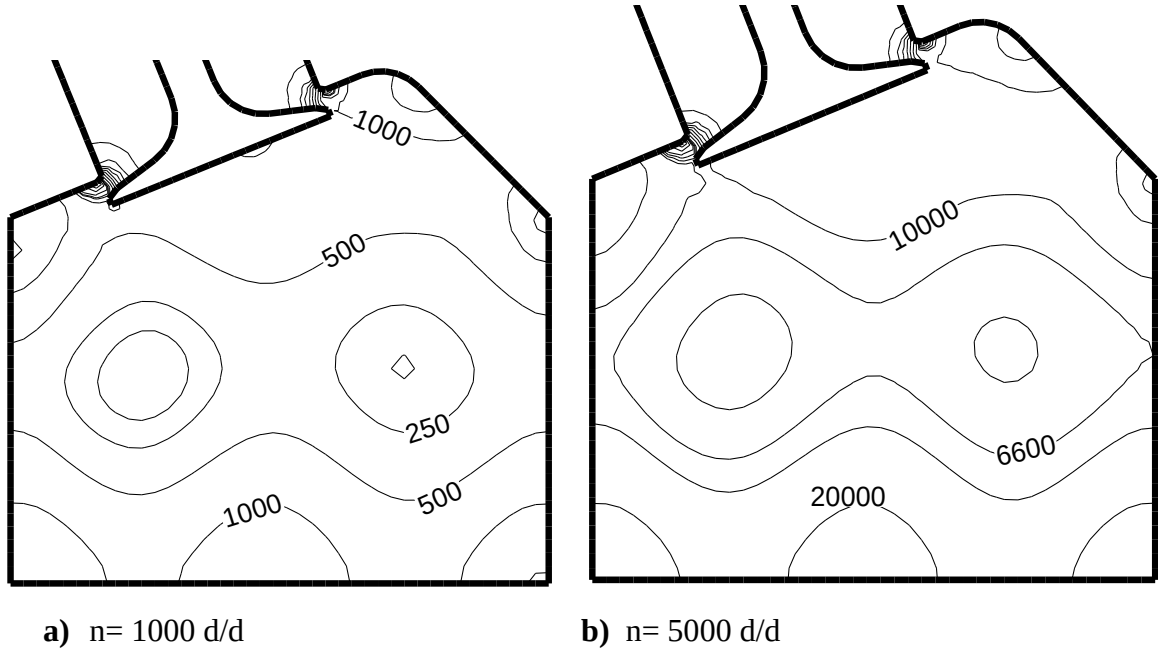


f) 180° K.M.A.



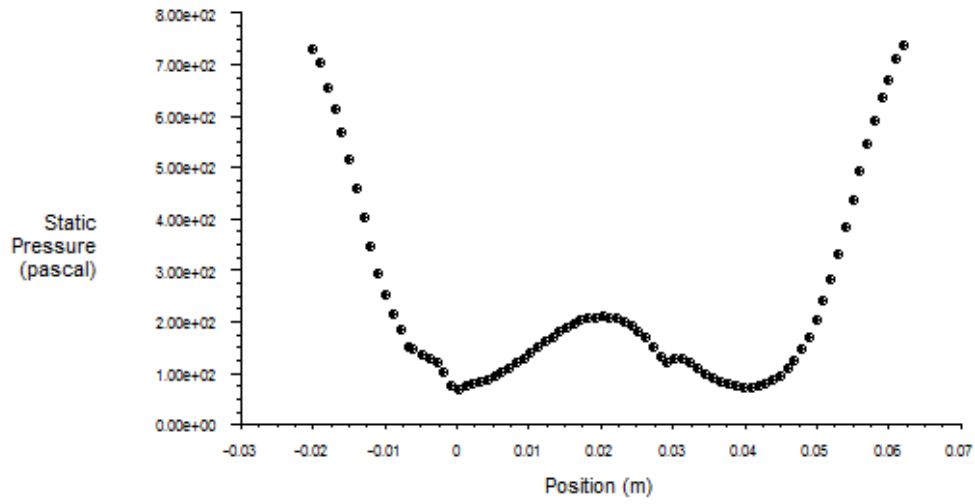
g) 210° K.M.A.

Şekil 3.6. $n = 3000$ d/d için eş basınç eğrileri

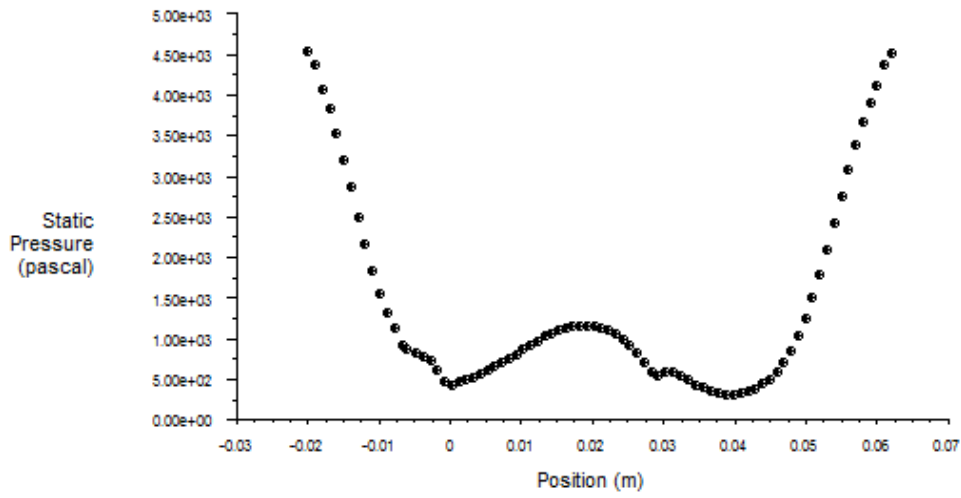


Şekil 3.7. 90° K.M.A. için eş basınç eğrilerinin karşılaştırılması

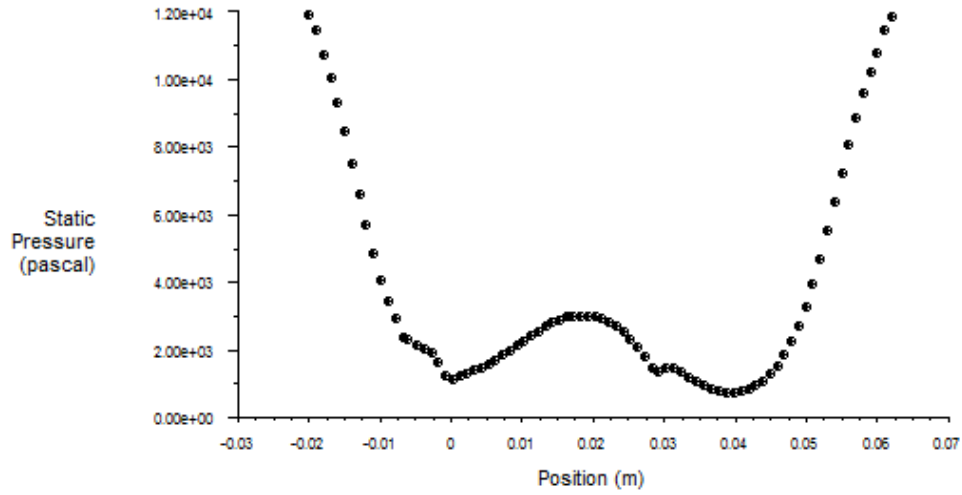
Silindir içerisinde meydana gelen basınç değişimleri eş basınç eğrilerinin yanında basıncın yanma odasının belirli bir düşey kısmında, yatay kısım ile değişim olarak grafikler halinde Şekil 3.8, 3.9 ve 3.10 da verilmiştir. Devir sayısına bağlı olarak statik basınç değişimlerine bakıldığında, yükselen devirle birlikte basınç artışları görülmüştür. Hemen her devirde pistonun yatayda orta noktasına göre, ($x = 0.02\text{m}$) simetrik dağılım görülmektedir.



Şekil 3.8. $n=1000$ d/d' de silindir içerisinde düşey ekseninde orta noktada 90° K.M.A. için yatay eksen boyunca Statik basınç değişimi

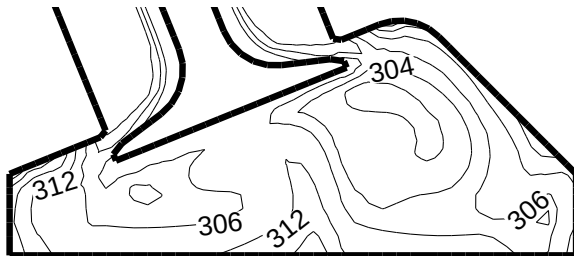


Şekil 3.9. $n=3000$ d/d' de silindir içerisinde düşey ekseninde orta noktada 90° K.M.A. için yatay eksen boyunca Statik basınç değişimi

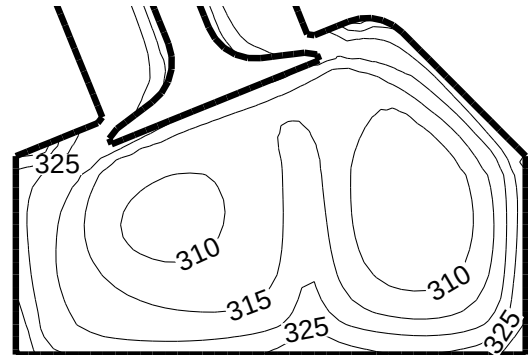


Şekil 3.10. $n=5000$ d/d de silindir içerisinde düşey ekseninde orta noktada 90° K.M.A. için yatay eksen boyunca Statik basınç değişimi

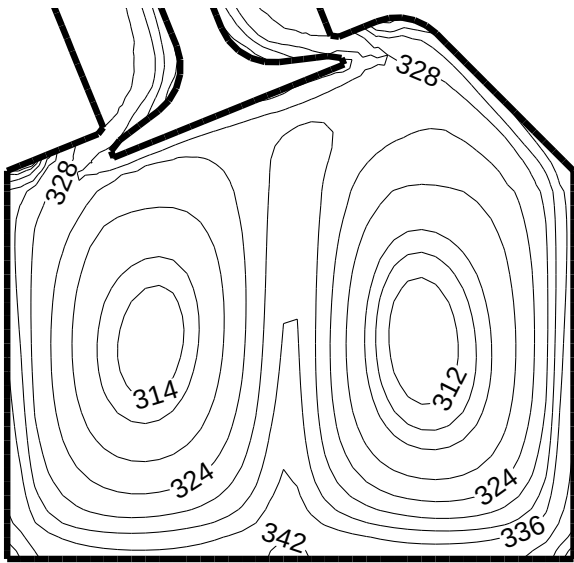
Doğal emişli olan ve ara soğutma yapılmayan motorlarda, hava, dış ortamdan (atmosfer havası şartlarında) ve dolayısıyla atmosfer sıcaklığında emilir. Emiş sisteminden (hava filtresi vs.) emme manifolduna kadar gelen akışkan, motor sıcaklığının etkisiyle ısınmaktadır. Emme manifoldundaki hava sıcaklığı, $30-60^\circ\text{C}$ aralığındadır [30]. Manifoldtan geçen akışkan, emme supaplarının açılmasıyla, yanma odasına girerken özellikle bir önceki çevrimden dolayı oluşan, yanma odası çeper sıcaklıklarından etkilenerek ısınmaktadır. Bu şekilde hava genişleyerek silindire girmektedir. Motorlarda rölanti devrinden sonra, çevrim için gerçekleşen zamanların(emme, sıkıştırma, genişleme ve egzoz) çok kısa sürede oluşmasına rağmen, genişlemenin volümetrik verime ve sıkıştırma sonu sıcaklığına etki ettiği bilinmektedir. Krank mili açısı ve devir sayısına göre, sıcaklık değişimleri Şekil 3.11-3.15 arasında görülmektedir.



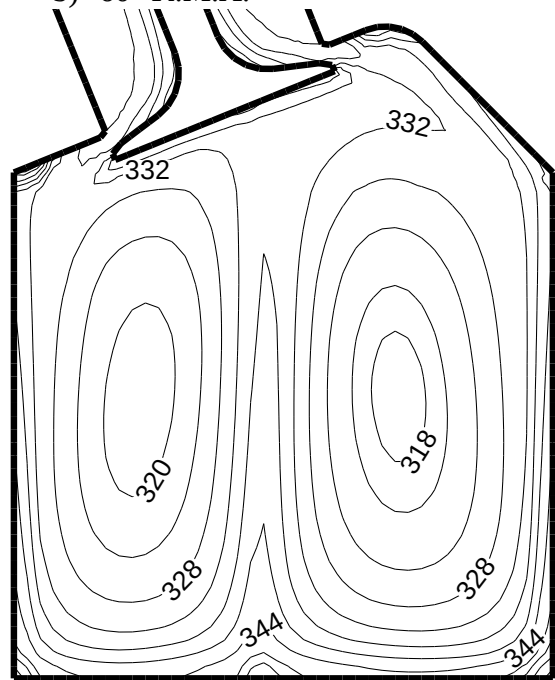
a) 30° K.M.A.



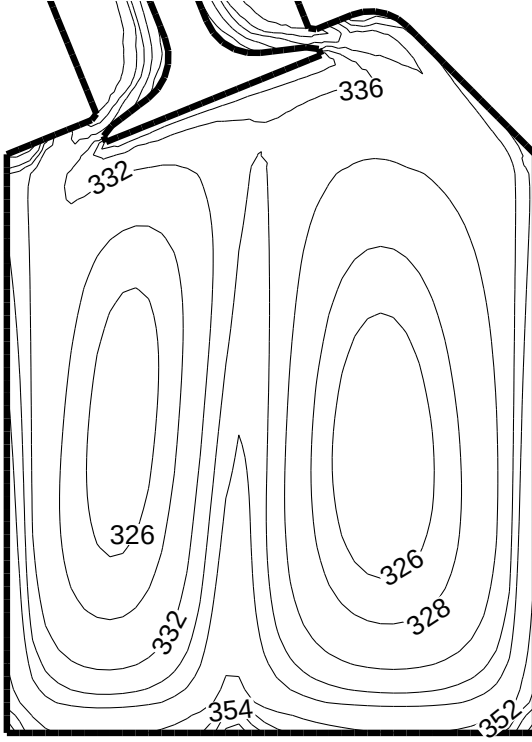
b) 60° K.M.A.



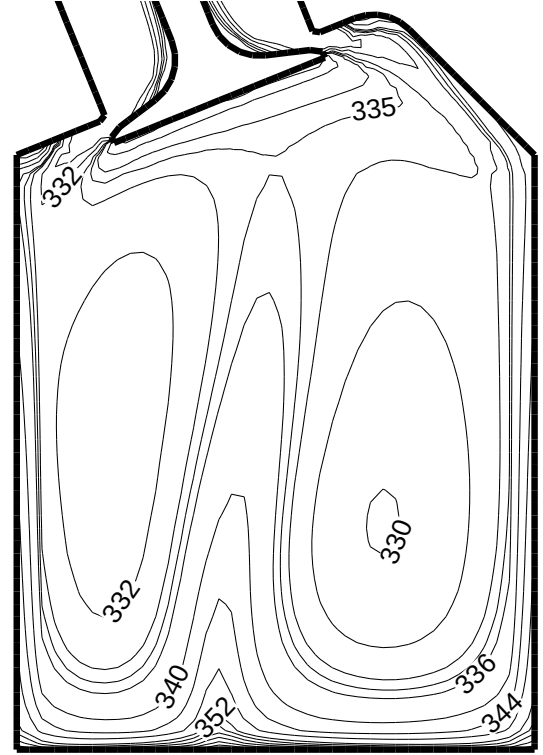
c) 90° K.M.A.



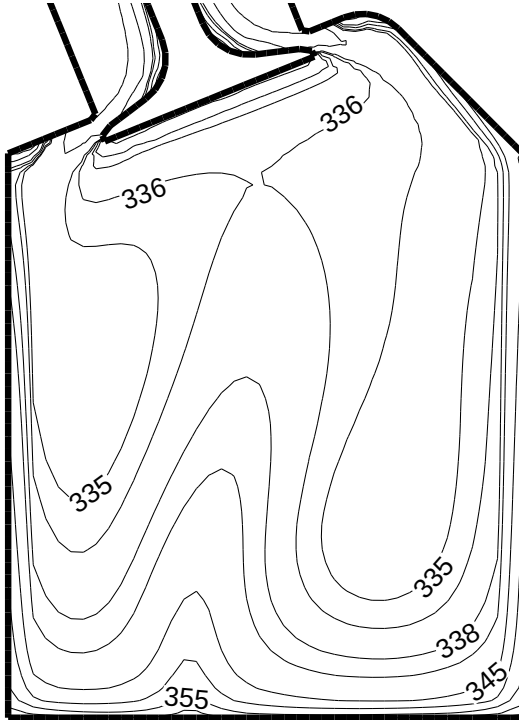
d) 120° K.M.A.



e) 150° K.M.A.

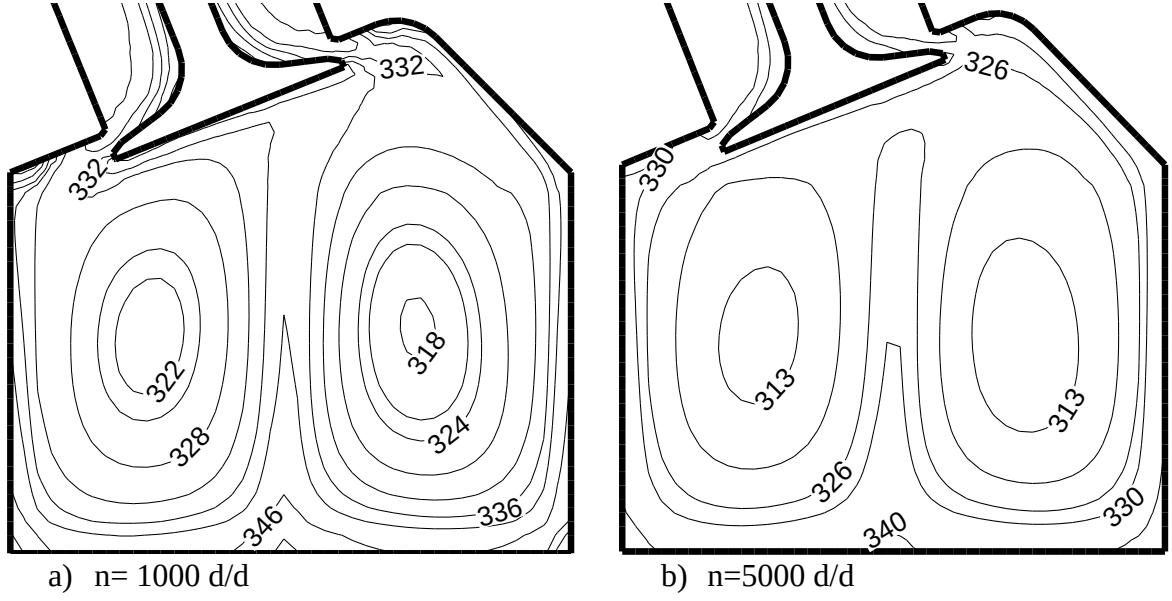


f) 180° K.M.A.



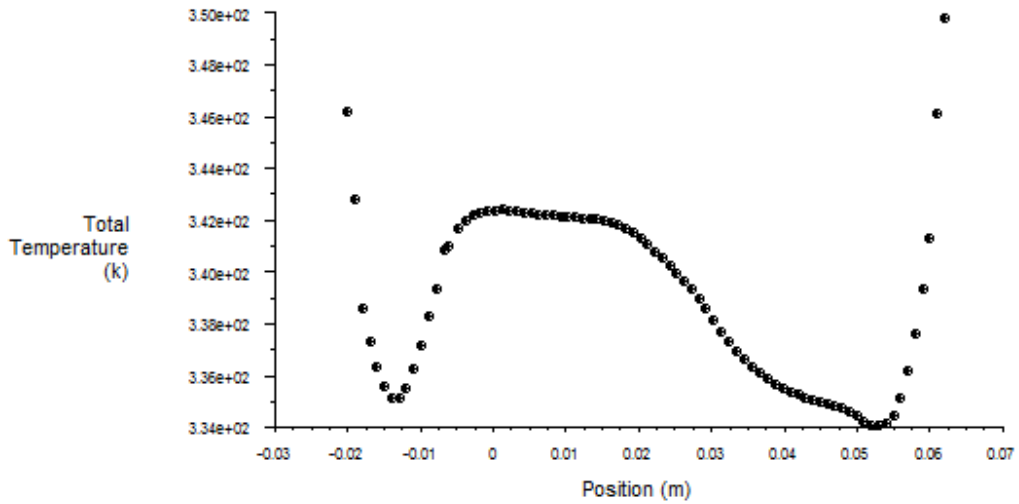
g) 210° K.M.A.

Şekil 3.11. $n=3000$ d/d için farklı KMA da eş sıcaklık eğrileri

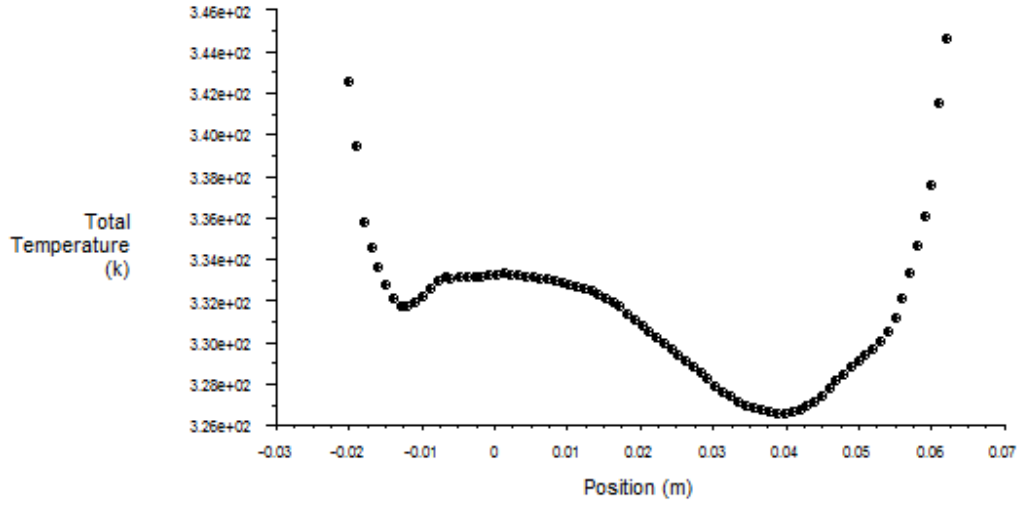


Şekil 3.12. 90° K.M.A. için eş sıcaklık eğrilerinin karşılaştırılması

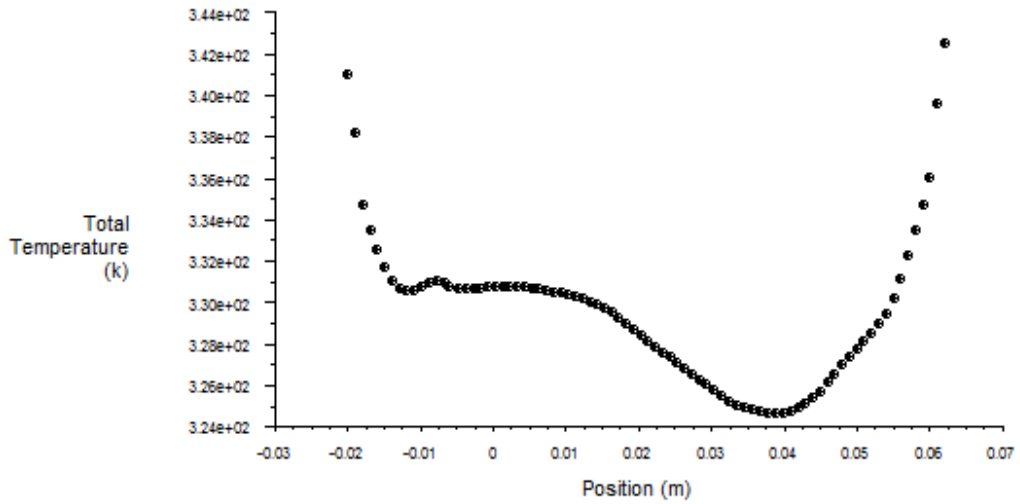
Devir sayısının artmasıyla birlikte, piston hızı artar ve böylece bir çevrim daha kısa zamanda gerçekleşir. Dolayısıyla yüksek devirlerde akışkan, yanma odası çeper sıcaklıklarından daha fazla etkilenir. Aynı şekilde krank açısına bağlı olarak, akışkanın ilerlemesiyle temas ettiği sıcak cidarlar artar ve bu şekilde silindir içi akışkan sıcaklığı yükselir.



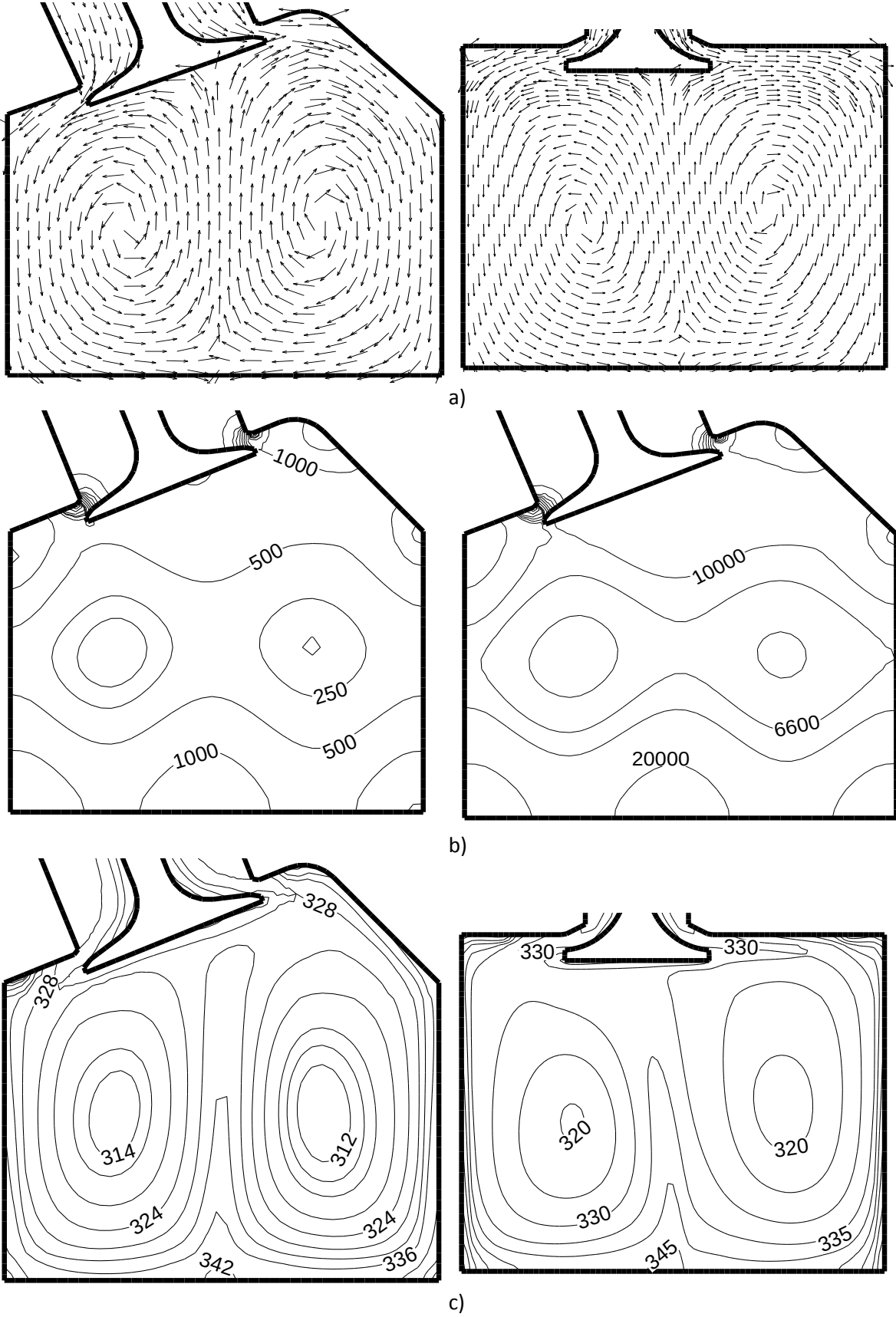
Şekil 3.13. $n=1000$ d/d 'de silindir içerisinde düşey eksenle orta noktada 90° K.M.A. için yatay eksen boyunca sıcaklık değişimi



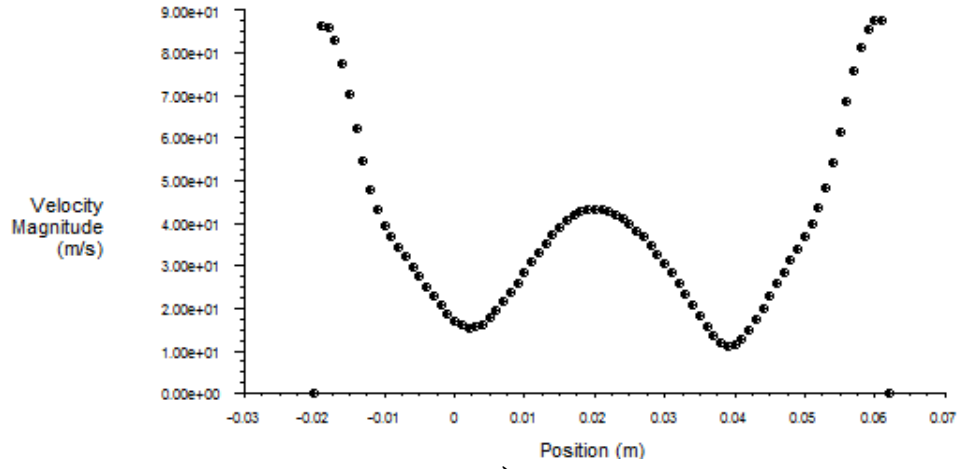
Şekil 3.14. $n = 3000$ d/d 'de silindir içerisinde düşey ekseninde orta noktada 90° K.M.A. için yatay eksen boyunca sıcaklık değişimi



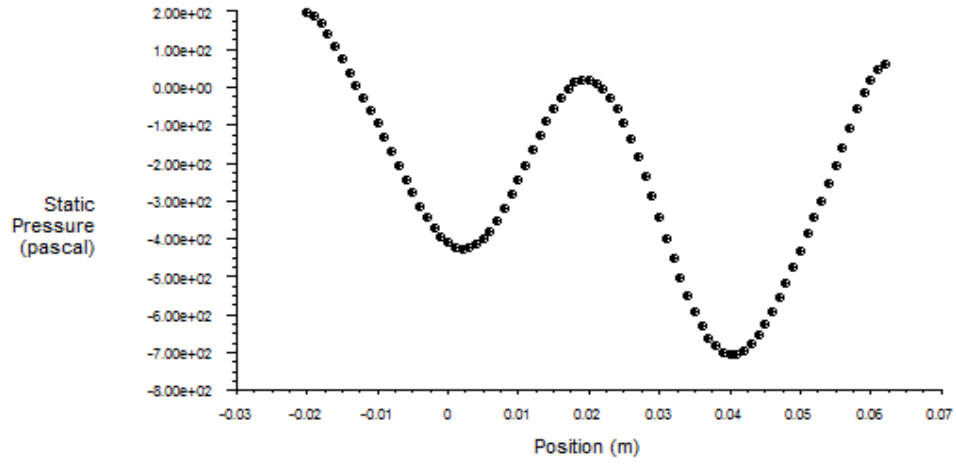
Şekil 3.15 $n = 5000$ d/d 'de silindir içerisinde düşey ekseninde orta noktada 90° K.M.A. için yatay eksen boyunca sıcaklık değişimi



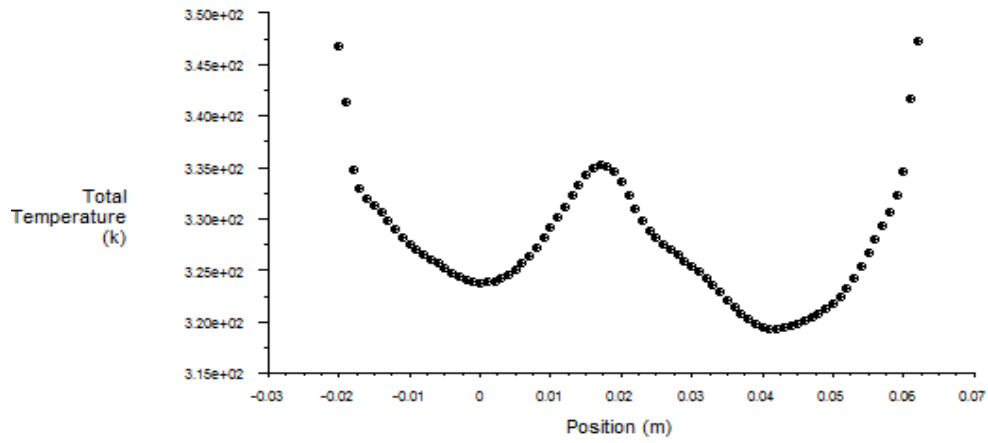
Şekil 3.16. $n=3000$ d/d' de iki yeni nesil (sol kolon) ve geleneksel (sağ kolon) yanma odalarının karşılaştırılması a) Hız vektörleri b) Eş basınç eğrileri c) Eş sıcaklık eğrileri



a)



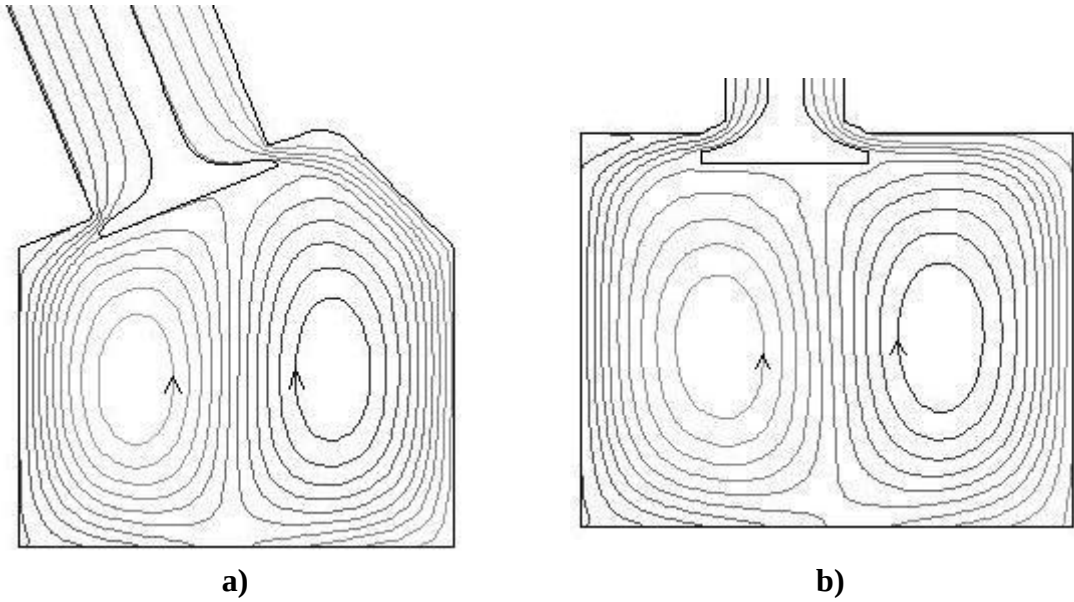
b)



c)

Şekil 3.17. $n=3000$ d/d 'de düz tip yanma odası için a) hız, b) basınç ve c) sıcaklık grafikleri

Geleneksel yanma odası (düz tip yanma odası), yeni nesil yanma odasıyla karşılaştırıldığı zaman yeni nesil yanma odasında elde edilen sonuçlar daha iyi algılanabilir. Şekil 3.17’ de 3000 d/d için düz tip yanma odasında silindir içerisinde düşey ekseninde orta noktada 90° KMA için yatay eksen boyunca hız, basınç ve sıcaklık değişimleri verilmiştir. Grafiklerden de anlaşılabacağı gibi, yeni nesil yanma odası, özellikle sıcaklık ve basınç değişimi olarak, eski tip yanma odasından oldukça iyi bir performans göstermektedir. Sıcaklık dağılımlarında düz tip yanma odası, aynı devir ve krank açısında, silindir içerisine alınan taze dolgunun daha fazla ısınmasına neden olmuştur.



Şekil 3.18 $n = 3000$ d/d için akım çizgileri a) Yeni nesil yanma odası, b) Düz tip yanma odası

Her iki yanma odası modelinde elde edilen akım çizgileri Şekil 3.18’ de görülmektedir. Emme zamanı boyunca, silindir eksenine göre sağdaki döngü saat ibresi yönünde oluşurken soldaki döngü ise saat ibresinin tersi yönde oluşmaktadır. Her bir dönme merkezi aynı akım fonksiyonu değerinde ve birbirine zıt yönde hareket etmektedir.

4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

İçten yanmalı motorlarda, silindir içi ve yanma odasına meydana gelen olaylara dair fikir elde edebilmek için emme zamanı HAD kodu olan FLUENT kullanılarak incelenmiştir. Bu şekilde yüksek maliyetli deneylere gerek duymadan kısa zamanda çözüm elde etmek amaçlanmıştır. Çalışmada yeni nesil yanma odası modeli ve geleneksel yanma odası(düz tip) karşılaştırılarak yanma odası tasarımı hakkında da bilgi verilmiştir.

Çalışmadan elde edilen sonuçlar;

- Emme zamanında supap açıklarından geçen akışkanın, yanma odası içerisinde iki küçük jet akışı oluşturduğu ve silindir içerisinde temel olarak, birbirine göre ters yönde dönen iki ana döngü olduğu görülmüştür.
- Krank açısına bağlı olarak yanma odası içerisinde farklı büyüklüklerde döngüler meydana gelmiştir.
- Krank açısına bağlı olarak silindir içerisindeki döngülerin merkez noktası değişim göstermiştir.
- Emme zamanında silindir içerisine giren hava sıcaklığı, yanma odası çeper sıcaklıklarına bağlı olarak artmıştır. Bu sıcaklık artışının devir sayısı yükseldikçe düştüğü görülmüştür. Bu azalma yüksek devir sayısında bir çevrim için gereken sürenin azalmasından meydana geldiği belirlenmiştir.
- Yeni nesil yanma odalarında yanma odasının küresel yapıya yakın olmasından kaynaklanan ısı koruması ve dolayısıyla ısı verimliliğinin yüksek olduğu görülmüş, düz tip yanma odasında ısı kayıplarının fazla olacağı belirlenmiştir.
- Yeni nesil yanma odasında, supap açısının da etkisi ile özellikle buji bölgesinde yoğun dönme hareketi ve akış hızı görülmüştür.
- Çalışmada piston üzerindeki sıcaklık dağılımının, gerçek çalışma şartlarına uygun olarak orta noktada fazla olduğu tespit edilmiştir.

5. ÖNERİLER

Sonuca ulaşan bu çalışmada elde edilen sonuçlar incelendiğinde ileride yapılacak çalışmalar ve bulgular sonucunda yapılan yorumlar ışığında konunun kesin çözümüne katkı sağlayacak öneriler aşağıdaki gibi sıralanabilir;

- Akışkan için, çift fazlı akış kullanılabilir.
- Yapılan çalışma, deneysel olarak kurularak benzer parametreler silindir içinden veya yanma odasından görüntü alınarak incelenebilir.
- Emme zamanının ardından sıkıştırma, yanma ve egzoz zamanları incelenebilir.
- Çalışma, bir başka HAD kodu kullanılarak tekrarlanabilir ve sonuçlar karşılaştırılarak mevcut kodun geçerliliği sorgulanabilir.
- Hacimsel verim ve hava fazlalık katsayısı incelenebilir.
- Tabi emişli motora alternatif olarak aşırı doldurmalı bir motor şartları için çalışma yapılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Varol, Y., Öztop, H. F.,** 2007. Buoyancy induced heat transfer and fluid flow inside a tilted wavy solar collector, *Build. Env*, 42, 2062–2071.
- [2] **Payri, F., Benajes, J., Margot, X., Gil, A.,** 2004. CFD modeling of the in-cylinder flow in direct-injection diesel engines, *Comput. Fluids*, 33, 995-1021.
- [3] **Akar, R.,** 2005. Combustion chamber design with computational fluid dynamic, *Msc Thesis*, Ç.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Adana.
- [4] **Wu H. W., Perng, S. W.,** 2002. LES analysis of turbulent flow and heat transfer in motored engines with various SGS models, *Int. Heat Mass Transfer*, 45, 2315-2328.
- [5] **Johan, Z., Moraes, A. C. M., Buell, J. C., Ferencz, R. M.,** 2001. In-cylinder cold flow simulation using a finite element method, *Comp. Meth. Appl. Mech. Eng.*, 190, 3069-3080.
- [6] **Zheng, Q.P., Zhang, H.M., Zhang, D.F.,** 2005. A computational study of combustion in compression ignition natural gas engine with separated chamber, *Fuel*, 84, 1515–1523.
- [7] **Mikalsen, R., Roskilly, A.P.,** 2009. A computational study of free-piston diesel engine combustion, *Appl. Energy*, 86, 1136–1143.
- [8] **Altın, İ., Bilgin, A.,** 2009. A parametric study on the performance parameters of a twin-spark SI engine, *Energy Conv. Manag.*, 50, 1902–1907.
- [9] **Rakopoulos, C.D., Kosmadakis, G.M., Pariotis, E.G.,** 2008. Evaluation of a new computational fluid dynamics model for internal combustion engines using hydrogen under motoring conditions, *Energy*, xx, 1–9.
- [10] **Liu, H., Xie, M., Wu, D.,** 2009. Simulation of a porous medium (PM) engine using a two-zone combustion mode, *Appl. Therm. Eng.*, Article In Press, Doi:10.1016.

- [11] **Stansfield, P., Wigley, G., Justham, T., Catto, J., Pitcher, G.,** 2007. PIV analysis of in-cylinder flow structures over a range of realistic engine speeds, *Exp. Fluids*, 43, 135–146.
- [12] **Hong, C.W., Tarng, S.D.,** 1998. Direct measurement and computational analysis of turbulence length scales of a motored engine, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 16, 277-285.
- [13] **Drake, M. C., Fansler, T. D., Lippert, A. M.,** 2005. Stratified-charge combustion: modeling and imaging of a spray-guided direct-injection spark-ignition engine, *Proc. Comb. Institute*, 30, 2683-2691.
- [14] **Huang, R. F., Huang, C.W., Chang, S. B., Yang, H.S., Lin, T.W., Hsu, W.Y.,** 2005. Topological flow evolutions in cylinder of a motored engine during intake and compression strokes, *Fluids Struc.*, 20, 105-127.
- [15] **Kang, K. Y., Baek, J. H.,** 1998. Turbulence characteristics of tumble flow in a four-valve engine, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 18, 231-243.
- [16] **Chan, V.S.S., Turner, J.T.,** 2000. Velocity measurement inside a motored internal combustion engine using three-component laser Doppler anemometry, *Opt. Laser Tech.*, 32, 557-566.
- [17] **Fajardo, C., Sick, V.,** 2007. Flow field assessment in a fired spray-guided spark-ignition direct-injection engine based on UV particle image velocimetry with sub crank angle resolution, *Proc. Comb. Institute*, 31, 3023-3031.
- [18] **Lee, K., Bae, C., Kang, K.,** 2007. The effects of tumble and swirl flows on flame propagation in a four-valve S.I. engine, *Appl. Therm. Eng.*, 27, 2122–2130.
- [19] **Çeper, A. B.,** 2009. Hidrojen-doğal gaz karışımlarının içten yanmalı motorlarda kullanılması, *Doktora Tezi*, E. Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri.
- [20] **Huang, R.F., Yang, H.S., Yeh, C.-N.,** 2008. In-cylinder flows of a motored four-stroke engine with flat-crown and slightly concave-crown pistons, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 32, 1156–1167.

- [21] **Dinler, N.**, 2006. Buji ateşlemeli motor silindirinde akışın ve yanmanın sayısal olarak incelenmesi, *Doktora Tezi*, G. Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [22] **Milton, B. E., Behnia, M., Ellerman, D. M.**, 2001. Fuel deposition and re-atomisation from fuel/air flows through engine inlet valves, *Int. Heat Fluid Flow*, 22, 350-357.
- [23] **Dahms, R., Fansler, T.D., Drake, M.C., Kuo, T.-W., Lippert, A.M., Peters, N.**, 2009. Modeling ignition phenomena in spray-guided spark-ignited engines, *Proc. Comb. Institute*, 32, 2743–2750
- [24] **Fu, L., Ishima, T., Long, W., Tian, J.**, 2009. Research on the Ignition – Chamber GDI Engine Combustion System, *Therm. Sci. Tech.*, Vol.4, No.1, 53-62.
- [25] **Fontana, G., Galloni, E.**, 2009. Variable valve timing for fuel economy improvement in a small spark-ignition engine, *Applied Energy*, 86, 96–105.
- [26] **Basha, S. A., Gopal, K. R.**, 2009. In-cylinder fluid flow, turbulence and spray models—A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13, 1620-1627.
- [27] **Song, J., Yao, C., Liu, Y., Jiang, Z.**, 2008. Investigation on Flow Field in Simplified Piston Blows the DI Diesel Engine, *Eng. Apl. Comp. Fluid Mech.*, Vol. 2, No.3, 354-365.
- [28] **Kampanis, N., Arcoumanis, C., Kato, R., Kometani, S.**, 2001. Flow, Combustion and Emissions in a Five-Valve Research Gasoline Engine, *SAE Technical Papers Series*, pp.no. 2001-01-3556
- [29] **Galloni, E.**, 2009. Analyses about parameters that affect cyclic variation in a spark ignition engine, *Appl. Therm. Eng.*, 29, 1131–1137.
- [30] **Heywood, J. B.**, 1998. Internal Combustion Engine Fundamental, McGraw-Hill.

- [31] **Heisler, H.**, 1995. Advanced Engine Technology, A member of the hodder headline Group, LONDON
- [32] www.megep.meb.gov.tr
- [33] **FLUENT** User's Guide, 2003.
- [34] www.obitet.gazi.edu.tr

ÖZGEÇMİŞ

Müjdat FIRAT, 1987 yılında Tunceli’ nin Pertek ilçesinde doğdu. İlk ve orta öğrenimini Elazığ’ da farklı okullarda tamamladıktan sonra 2004 yılında Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümünü kazandı. 2008 yılında lisans eğitimini bitirdikten sonra aynı yıl F.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim dalında yüksek lisansa başladı. Lisansüstü eğitimine devam ederken 2009 yılı Kasım ayında aynı bölümde Araştırma Görevlisi kadrosuna atandı. Halen bu göreve devam etmektedir.

İletişim Bilgileri;

Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi

Makine Eğitimi Bölümü

23119, ELAZIĞ

Tel: 0(424) 2370000/ 4221

e-mail: mujdatfirat@gmail.com