

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ÜÇ BOYUTLU MODELLEME İLE BENZİNLİ BİR MOTORDA
FARKLI YANMA ODALARININ İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Öncel ÖNCÜOĞLU

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

TEMMUZ 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ÜÇ BOYUTLU MODELLEME İLE BENZİNLİ BİR MOTORDA
FARKLI YANMA ODALARININ İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Öncel ÖNCÜOĞLU
(503121727)**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

Tez Danışmanı: Dr. Alper Tolga ÇALIK

TEMMUZ 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503121727 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Öncel ÖNCÜOĞLU**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**ÜÇ BOYUTLU MODELLEME İLE BENZİNLİ BİR MOTORDA FARKLI YANMA ODALARININ İNCELENMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Dr. Alper Tolga ÇALIK**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Cem SORUŞBAY**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Dr. Özgür Oğuz TAŞKIRAN
Deniz Kuvvetleri Komutanlığı

Teslim Tarihi : **4 Mayıs 2015**
Savunma Tarihi : **23 Temmuz 2015**

ÖNSÖZ

Bu tezin hazırlanmasında bilgisini, zamanını ve destegini esirgemeyen, tez danışmanım Dr. Alper Tolga ÇALIK'a, zaman zaman tecrübesinden yararlandığım Dr. Özgür Oğuz TAŞKIRAN'a, değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Osman Akın KUTLAR'a, çalışma arkadaşlarıma ve eğitim hayatım boyunca maddi ve manevi destegini esirgemeyen aileme çok teşekkür ederim.

Temmuz 2015

Öncel ÖNCÜOĞLU

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER.....	vii
KISALTMALAR.....	ix
SEMBOL LİSTESİ.....	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xix
SUMMARY.....	xxi
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Motorlarda Akış ve Yanma Modellemesinde Kullanılan Yazılımlar	2
1.2 KIVA3V ile Yapılan Bazı Çalışmalar	3
2. TEMEL DENKLEMLER.....	11
2.1 Gaz Fazı (Eulerian) Denklemleri	11
2.1.1 Süreklilik denklemi	11
2.1.2 Momentum denklemi.....	13
2.1.3 Enerji denklemi	14
2.1.4 Türbülans denklemleri.....	15
2.2. Sıvı Fazı (Langrangian) Denklemleri	18
2.2.1 Hareket denklemi	18
2.2.2 Damlacık enerji denklemi.....	19
2.2.3 Damlacık kütle denklemi	19
2.2.4 Atomizasyon modeli.....	20
2.2.5 Parçalanma modeli	20
3. YANMA MEKANİZMASI.....	21
3.1. Kinetik ve Denge Mekanizmaları.....	21
3.2. NO Oluşum Mekanizması.....	22
4. SAYISAL YÖNTEMİN YAPISI VE BİLGİSAYAR PROGRAMI.....	25
4.1 Çözüm Yöntemi	25
4.2 Bilgisayar Programı.....	27
5. YANMA ODALARININ TANITIMI VE AĞ YAPISI.....	29
6. ANALİZ YÖNTEMİ VE SAYISAL SONUÇLAR	37
6.1 Ağ Yapısı Sıkıştırma Oranı Kontrolü.....	39
6.2 Parametrelerin Etkisi	40
6.2.1 Yakıtsız durumda buji enerjisinin etkisi	40
6.2.2 Ateşleme süresinin (cadign) etkisi	41
6.2.3 Reaksiyon hız sabitinin etkisi	43
6.2.4 “turbchem=1” (karışım kontrollü yanma) ve “capa” değerinin etkisi.....	45
6.2.5 “scli”(Başlangıç türbülans uzunluk ölçeği) etkisi	48
6.2.6 “tkei” (Başlangıç türbülans kinetik enerji yoğunluğu) etkisi.....	49

6.3 Toplam Hücre “Mesh” Sayısının Etkisi	51
6.4 Hesap Sonuçlarının Deneysel Sonuçlarla Karşılaştırılması	55
6.4.1 Yanmasız durumdaki karşılaştırma	56
6.4.2 Yakıt miktarı hesabı	56
6.4.3 Ateşleme avansının ve reaksiyon hızının ayarlanması.....	59
6.4.4 Yanmalı durumdaki karşılaştırma	65
6.5 Yeni 10.5 Sıkıştırma Oranlı Yanma Odalarının Hesaplama Sonuçları	70
6.5.1 Üç boyutlu grafikler	71
6.5.2 İki boyutlu grafikler	72
7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	81
KAYNAKLAR.....	85
EKLER	89
ÖZGEÇMİŞ.....	123

KISALTMALAR

ALE	: Arbitrary Lagrangian Eulerian modeli
AVT	: Average Temperature
CFD	: Computational Fluid Dynamics
CA	: Crank Angle
EBU	: Eddy Break-Up modeli
ER	: Equivalence Ratio
KHRT	: Kelvin-Helmoltz Rayleigh-Taylor modeli
KMA	: Krank mili açısı
LHF	: Locally Homogeneous Flow modeli
P	: Pressure
PGS	: Pressure Gradient Scaling metodu
RNG	: Renormalization Group
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
SO	: Sıkıştırma Oranı
T	: Temperature
TAB	: Taylor Anology Breakup modeli
YMT	: Yüksek Mertebeden Terimler
YO	: Yanma Odası

SEMBOL LİSTESİ

a_i	: i yönündeki ivme
c_i	: Molar konsantrasyon
c_j	: Mol sayısı
E_a	: Aktivasyon enerjisi
e	: İç enerji
F	: Kuvvet
F^s	: Yakıt demeti momentum kazanç/kayıp terimi
f_m	: m bileşeninin kaynak/kayıp terimi
g	: Yerçekimi ivmesi
h_s	: Formasyon entalpisi
J	: Isı akısı vektörü
K	: Akışın ortalama kinetik enerjisi
k	: Isı iletim katsayısı
κ	: Birim dalga sayısı için kinetik enerji yoğunluğu
k	: Türbülans kinetik enerjisi
k_r	: Reaksiyon hız sabiti
m	: Akışkan elemanının kütlesi
Nu	: Nusselt sayısı
Pr	: Prandtl sayısı
Q^c	: Kimyasal reaksiyon kaynak terimi
Q^s	: Yakıt demeti kaynak terimi
q_r	: r reaksiyonunun reaksiyon ısısı
$\dot{q}$	: Isı akısı
Re	: Reynolds sayısı
S_Φ	: Kaynak terimi
T	: Sıcaklık
u	: Hız vektörü
We	: Weber sayısı
x_d	: Damlacık yer vektörü
∇	: Vektör operatörü
ε	: Türbülans kinetik enerjisinin sönüm hızı
ρ	: Yoğunluk
$\dot{\rho}^s$	: Buharlaşma kaynak terimi
σ	: Viskoz gerilme tensörü
Γ_Φ	: Difüzyon katsayısı
δ_{ij}	: Dirac fonksiyonu
λ	: Hava yakıt oranı
μ	: Moleküler viskozite
μ_t	: Türbülans viskozitesi
ν	: Kinematik viskozite
ν_t	: Kinematik türbülans viskozitesi
σ_t	: Türbülans Prandtl/Schmidt sayısı

τ_{ij} : Yüzey gerilmesi
 τ_w : Cidar kayma gerilimi

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Standart ve RNG $k - \varepsilon$ modellerinde kullanılan sabitler.	17
Çizelge 5.1 : Motor özellikleri	29
Çizelge 5.2 : Ağ yapısı bilgileri	33
Çizelge 6.1 : Simülasyon matrisi.....	38
Çizelge 6.2 : Simülasyon sıkıştırma oranı kontrolü	39
Çizelge 6.3 : Literatürde KIVA3V ile yapılmış çalışmalardaki hücre sayıları ve diğer büyüklükler	53
Çizelge 6.4 : 9,1 sıkıştırma oranı için stokiometrik karışımda KIVA3V yazılımının hesapladığı ve elle hesaplanan “mfrac” değerleri	58
Çizelge 6.5 : 9,1 sıkıştırma oranı için deney verileri ve KIVA3V’ da kullanılan veriler.....	59
Çizelge 6.6 : Deney ve simülasyon tutuşma gecikmeleri ve simülasyonlar için optimum ateşleme avansı ve cf değerleri.....	64
Çizelge 6.7 : 9,1 sıkıştırma oranında KIVA3V simülasyonları için başlangıç koşulları	65
Çizelge 6.8 : 10.5 sıkıştırma oranlı simülasyon başlangıç şartları	70
Çizelge 6.9 : Simülasyonlarda kullanılan frekans faktörleri “cf”	71
Çizelge B1 : Literatürde ve simülasyonlarda parametre değerleri	91
Çizelge C1 : 9.1 SO 2. Tip pistonlu YO için değişen hücre sayısına göre düğüm noktası sayıları	94
Çizelge C2 : 9.1 SO 2. Tip pistonlu YO için değişen hücre sayısına göre en büyük hücre büyüklükleri.....	94

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Ele alınan akışkan elemanın gelen kütle akıları	12
Şekil 2.2 : Akışkan elemanına etkiyen kuvvetler	13
Şekil 2.3 : Türbülanslı ortamda hız ölçümü	15
Şekil 4.1 : KIVA3V’de kullanılan tipik bir hücre elemanı	25
Şekil 4.2 : Genel akış diyagramı	26
Şekil 4.3 : KIVA3V yazılımının çalışma yapısı	28
Şekil 5.1 : 1. tip disk (düz) piston. (Sol:gerçek piston, orta:yüzeyin üstten görünüşü, sağ: piston ve silindir yüzeylerinin basit görünüşü)	29
Şekil 5.2 : 2. tip silindirik oyuklu piston. (sol: gerçek piston, orta: yüzeyin üstten görünüşü, sağ: yüzeyin alttan görünüşü)	30
Şekil 5.3 : 3. tip, W tipi oyuklu, kanallı piston. (sol: gerçek piston, orta: yüzeyin üstten görünüşü, sağ: yüzeyin alttan görünüşü)	30
Şekil 5.4 : Disk pistonlu silindirin blok yapısı. (Sol:üstten görünüş, sağ: alttan görünüş)	31
Şekil 5.5 : Heron tipi pistonlu silindirin blok yapısı. (Sol:üstten görünüş, sağ: alttan görünüş)	31
Şekil 5.6 : Kanallı W tipi pistonlu silindirin blok yapısı. (Sol:üstten görünüş, sağ: alttan görünüş)	31
Şekil 5.7 : Disk pistonlu silindirin ağ yapısı. (Üst sol: üstten görünüş,Üst sağ: Önden görünüş, alt: izometrik görünüş)	34
Şekil 5.8 : Heron tipi pistonlu silindirin ağ yapısı. (Üst sol: üstten görünüş,Üst sağ: önden görünüş, alt: izometrik görünüş)	35
Şekil 5.9 : Kanallı W tipi pistonlu silindirin ağ yapısı. (Üst sol: üstten görünüş,Üst sağ: Önden görünüş, alt: izometrik görünüş)	36
Şekil 6.1 : Calign parametresinin basınca etkisi	40
Şekil 6.2 : Calign parametresinin maks. noktasal sıcaklığa etkisi	41
Şekil 6.3 : Calign parametresinin ortalama sıcaklığa etkisi	41
Şekil 6.4 : Cadign parametresinin basınca etkisi	42
Şekil 6.5 : Cadign parametresinin maks. noktasal sıcaklığa etkisi	42
Şekil 6.6 : Cadign parametresinin ortalama sıcaklığa etkisi	42
Şekil 6.7 : Cadign parametresinin yakıt miktarı değişimine etkisi	43
Şekil 6.8 : Frekans faktörünün basınca etkisi	44
Şekil 6.9 : Frekans faktörünün maks. noktasal sıcaklığa etkisi	44
Şekil 6.10 : Frekans faktörünün ortalama sıcaklığa etkisi	45
Şekil 6.11 : Frekans faktörünün yakıt miktarı değişimine etkisi	45
Şekil 6.12 : Capa katsayısının basınca etkisi	46
Şekil 6.13 : Capa katsayısının maks. noktasal sıcaklığa etkisi	47
Şekil 6.14 : Capa katsayısının ortalama sıcaklığa etkisi	47
Şekil 6.15 : Capa katsayısının yakıt miktarı değişimine etkisi	47
Şekil 6.16 : Scli parametresinin basınca etkisi	48

Şekil 6.17 : Scli parametresinin maks. noktasal sıcaklığa etkisi	48
Şekil 6.18 : Scli parametresinin ortalama sıcaklığa etkisi.....	49
Şekil 6.19 : Scli parametresinin yakıt miktarı değişimine etkisi	49
Şekil 6.20 : Tkei faktörünün basınca etkisi	50
Şekil 6.21 : Tkei faktörünün maks. noktasal sıcaklığa etkisi	50
Şekil 6.22 : Tkei faktörünün ortalama sıcaklığa etkisi.....	51
Şekil 6.23 : Tkei faktörünün yakıt miktarı değişimine etkisi	51
Şekil 6.24 : Hücre sayısının basınca etkisi	54
Şekil 6.25 : Hücre sayısının maks. noktasal sıcaklığa etkisi	54
Şekil 6.26 : Hücre sayısının ortalama sıcaklığa etkisi	55
Şekil 6.27 : Hücre sayısının yakıt miktarı değişimine etkisi	55
Şekil 6.28 : 9,1 sıkıştırma oranlı motorun yanmasız durumda basınç değişimi	56
Şekil 6.29 : Deney verisine göre tutuşma gecikmesi (Doğru,2013).	60
Şekil 6.30 : Deney ve simülasyon TG' lerine göre AA avansının belirlenmesi.	61
Şekil 6.31 : 1800 d/dk hızdaki düzeltilmiş AA sonuçları ile silindir içi basınç değerlerinin karşılaştırılması.....	61
Şekil 6.32 : 1800 d/dk hızdaki düzeltilmiş AA sonuçları ile ısı açığa çıkış hızı (RoHR) değerlerinin karşılaştırılması	62
Şekil 6.33 : 1800 d/dk hızdaki düzeltilmiş AA sonuçları ile ısı açığa çıkış hızı (RoHR) değerlerinin karşılaştırılması	62
Şekil 6.34 : 1800 d/dk hızdaki optimum AA sonuçları ile ısı açığa çıkış hızı (RoHR) değerlerinin karşılaştırılması.....	63
Şekil 6.35 : 1500 d/dk'da deney verilerinde gözüken çevrimsel basınç farkı.....	65
Şekil 6.36 : 9,1 sıkıştırma oranlı motorun 1200 d/dk'daki basınç değişimi.....	66
Şekil 6.37 : 9,1 sıkıştırma oranlı motorun 1200 d/dk'daki açığa çıkan ısı miktarı....	67
Şekil 6.39 : 9,1 sıkıştırma oranlı motorun 1500 d/dk'daki basınç değişimi.....	67
Şekil 6.40 : 9,1 sıkıştırma oranlı motorun 1500 d/dk'daki açığa çıkan ısı miktarı....	67
Şekil 6.41 : 9,1 sıkıştırma oranlı motorun 1500 d/dk'daki ısı açığa çıkış hızları	68
Şekil 6.42 : 9,1 sıkıştırma oranlı motorun 1800 d/dk'daki basınç değişimi.....	68
Şekil 6.43 : 9,1 sıkıştırma oranlı motorun 1800 d/dk'daki açığa çıkan ısı miktarı....	68
Şekil 6.44 : 9,1 sıkıştırma oranlı motorun 1800 d/dk'daki ısı açığa çıkış hızları	69
Şekil 6.45 : 9,1 sıkıştırma oranlı motorda KIVA silindir içi ortalama sıcaklık.....	69
Şekil 6.46 : 9,1 sıkıştırma oranlı motorda KIVA silindir içi maks. noktasal sıcaklık	69
Şekil 6.47 : 9,1 sıkıştırma oranlı motorda KIVA yakıt değişimi	70
Şekil 6.48 : 10,5 SO' lu YO'ların 1200 d/dk'daki basınç değişimi	73
Şekil 6.49 : 10,5 SO' lu YO'ların 1500 d/dk'daki basınç değişimi	73
Şekil 6.50 : 10,5 SO' lu YO'ların 1800 d/dk'daki basınç değişimi	74
Şekil 6.51 : 10,5 SO' lu YO'ların 1200 d/dk'daki ortalama sıcaklıkları	74
Şekil 6.52 : 10,5 SO' lu YO'ların 1500 d/dk'daki ortalama sıcaklıkları	74
Şekil 6.53 : 10,5 SO' lu YO'ların 1800 d/dk'daki ortalama sıcaklıkları	75
Şekil 6.54 : 10,5 SO' lu YO'ların 120-1500-1800 d/dk'daki maksimum sıcaklıkları.	75
Şekil 6.55 : 10,5 SO' lu YO'ların 1200 d/dk'daki ısı açığa çıkış hızları	76
Şekil 6.56 : 10,5 SO' lu YO'ların 1500 d/dk'daki ısı açığa çıkış hızları	76
Şekil 6.57 : 10,5 SO' lu YO'ların 1800 d/dk'daki ısı açığa çıkış hızları	76
Şekil 6.58 : 10,5 SO' lu YO'ların 1200 d/dk'daki P.dV işi	77
Şekil 6.59 : 10,5 SO' lu YO'ların 1500 d/dk'daki P.dV işi	77
Şekil 6.60 : 10,5 SO' lu YO'ların 1800 d/dk'daki P.dV işi	77
Şekil 6.61 : 10,5 SO' lu YO'ların 1200 d/dk'daki yakıt miktarı değişimi	78
Şekil 6.62 : 10,5 SO' lu YO'ların 1500 d/dk'daki yakıt miktarı değişimi	78
Şekil 6.63 : 10,5 SO' lu YO'ların 1800 d/dk'daki yakıt miktarı değişimi	79

Şekil 6.64 : 10,5 SO' lu YO'ların 1200 d/dk'daki CO2 emisyonu	79
Şekil 6.65 : 10,5 SO' lu YO'ların 1500 d/dk'daki CO2 emisyonu	80
Şekil 6.66 : 10,5 SO' lu YO'ların 1800 d/dk'daki CO2 emisyonu	80
Şekil 6.67 : 10,5 SO' lu YO'ların 1200-1500-1800 d/dk'daki NO emisyonu.....	80
Şekil D1 : 1.-2.-3. YO maksimum silindir içi sıcaklıklar, 1200 d/dk	95
Şekil D2 : 1.-2.-3. YO türbülans kinetik enerjileri, 1200 d/dk	98
Şekil D3 : 1.-2.-3. YO yakıtın kütleli oranı, 1200 d/dk.....	101
Şekil D4 : Farklı KMA' larda, 1.-2.-3. YO, silindir ortası y-z kesiti, hız vektörleri ve sıcaklık konturları,1200 d/dk.....	103
Şekil D5 : -140 KMA simülasyon başlangıcı “swirl” etkisi.....	109
Şekil D6 : Farklı KMA'larda 1.-2.-3. YO, silindir üstü x-y kesiti, hız vektörleri ve sıcaklık konturları, 1200 d/dk.....	110

ÜÇ BOYUTLU MODELLEME İLE BENZİNLİ BİR MOTORDA FARKLI YANMA ODALARININ İNCELENMESİ

ÖZET

İçten yanmalı motorları geliştirmek, yeni teknolojiler üretmek adına yapılan tasarım ve deneysel çalışmalar uzun vakitler alan, yüksek maliyet ve işçilik gerektiren zahmetli çalışmalardır. Bu zahmetli çalışmaların bir ön adımı olması ve doğabilecek sorunları önceden tahmin etmek amacıyla gerçeğe yakın fiziksel ve matematiksel modeller oluşturulmakta ve bu modeller her geçen gün gelişmeye devam etmektedir. İçten yanmalı motorlarda sonlu hacimler yöntemini kullanan bu modeller hesaplamalı akışkanlar dinamiğine ve yanma fiziği ve kimyasına dayanmaktadır. Yanma odası sonlu hacimlere bölünerek kütle, momentum ve enerjinin korunum denklemleri bu küçük hacimlere uygulanmaktadır.

Bu çalışma 3 farklı yanma odası üzerinde yapılmıştır. 1. yanma odası düz pistonlu, 2. yanma odası silindirik oyuklu pistonlu, 3. yanma odası ise W tipi oyuklu ve kanallı yanma odasıdır.

Çalışma da ilk olarak KIVA3V sayısal yazılımının çözebileceği şekilde ağ yapıları oluşturulmuştur. Ağ yapısı oluşturmak için ICEM CFD programı kullanılmıştır. 9,1 sıkıştırma oranlı 2. tip yanma odası ve 10,5 sıkıştırma oranlı 3 ayrı tip yanma odası olmak üzere dört ayrı model oluşturulmuştur.

Deneysel olarak sadece 9,1 sıkıştırma oranlı 2. tip yanma odasının verileri mevcuttur. 10,5 sıkıştırma oranlı geometrilerin deneyleri ise daha sonra gerçekleştirilecektir. 9,1 sıkıştırma oranında yapılan deneyler İTÜ Makine Fakültesi Otomotiv Laboratuvarlarında gerçekleştirilen doktora çalışmasının bir parçası olarak yapılmıştır.

Öncelikli olarak 9,1 sıkıştırma oranındaki yanma odasının deneysel ve simülasyon sonuçlarının örtüşmesi amaçlanmıştır. Bunun için KIVA3V parametreleri ve ağ yapısındaki hücre sayıları ayarlanarak yazılımın kalibrasyonu yapılmıştır. Temel parametreler; kalibrasyon çalışmaları sonucu ve literatürdeki çalışmalar incelenip kesin olarak belirlendikten sonra, hücre sayıları ve yanma hızının belirlenmesi aşamasına geçilmiştir. Hücre sayılarının kabadan hassasa doğru değişmesiyle simülasyon sonuçlarının çok değiştiği görülerek, daha önce yapılmış çalışmaların incelenmesi sonucu, bilgisayar gücü, çözüm süreleri göz önünde bulundurularak 200000 civarındaki hücre sayılarıyla asıl simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Kalibrasyon simülasyonları sonucunda yanma hızları ve ateşleme avanslarının da ayarlanması gerektiği görülmüştür. Yanma hızını belirleyen Arrhenius reaksiyon hızı denklemindeki frekans faktörü, her ağ yapısı ve sayısı için ayrı olarak ayarlanmalıdır ve bunu ayarlamanın tek yolu da peşpeşe simülasyonlar yapılarak en iyi değeri bulmaktır. Ayrıca simülasyon ve deneylerdeki tutuşma gecikmesi sürelerinin farklı olduğu görülerek simülasyonlarda, deneylerdeki ateşleme avansları yerine güncellenmiş değerler kullanılmıştır. 10,5 sıkıştırma oranındaki simülasyonlarda ise kalibrasyon simülasyonları sonuçlarında belirlenen değerler aynen kullanılmıştır.

KIVA3V standart yazılımı ile krank açısına bağı olarak silindir içindeki basınç, ortalama ve maksimum sıcaklıklar, türbülans kinetik enerjileri, yakıt miktarındaki değişim, ısı açığa çıkışı, oluşan CO₂, H₂O, CO ve NO miktarları incelenmiştir. 3 boyutlu grafikler için Tecplot programı kullanılmıştır.

Yanma odalarından oyuklu olanlarda hava hareketleri, türbülans kinetik enerjileri silindir merkezinde oyuk içinde yoğunlaşmıştır. Düz pistonda ise yoğunluk silindir çeperlerine doğru olmaktadır. Bu nedenle ısı açığa çıkışı üst ölü noktadan sonra oyuklu geometrilerde daha erken olmakta, düz pistonlu yanma odasında ise ısı açığa çıkışı biraz daha gecikmektedir. Fakat düz pistonda Arrhenius frekans katsayısının daha yüksek olmasından dolayı yanmanın ana evresinde ısı açığa çıkış hızı çok daha yüksek olmakta, bu da basıncın daha hızlı artmasına neden olmaktadır. Üçüncü pistonda kanal konularak amaçlanan döngü hareketi net olarak görülememiştir. Bu nedenle 3. yanma odası için oluşan sonuçlar 2. yanma odası ile benzerlik göstermiştir.

ANALYZING DIFFERENT COMBUSTION CHAMBERS IN GASOLINE ENGINE WITH THREE DIMENSIONAL MODELING

SUMMARY

An internal combustion engine (ICE) is a heat engine where the combustion of a fuel occurs with an oxidizer (usually air) in a combustion chamber that is an integral part of the working fluid flow circuit. In an internal combustion engine the expansion of the high-temperature and high-pressure gases produced by combustion apply direct force to some component of the engine.

ICEs are usually powered by energy-dense fuels such as gasoline or diesel, liquids derived from fossil fuels. While there are many stationary applications, most ICEs are used in mobile applications and are the dominant power supply for vehicles such as cars, aircraft, and boats.

The studies, designs and the experimental work have been carried out to improve the internal combustion engines and bring out new technologies are highly time and cost consuming, laborious work to accomplish. To have a previous step for these laborious work and predict the potential problems can occur, real-like physical and mathematical models are being constituted and these models are getting improved day by day. These models which are using finite volume method in internal combustion engines are based on computational fluid dynamics (CFD), combustion physics and chemistry. Combustion chamber divided into finite volumes and the conservation equations of mass, momentum and energy are applied to these smaller volumes.

Especially in recent years, three-dimensional models of internal combustion engines began to be used frequently. With the help of these models, improving the flow in the cylinder, air movements and air-fuel mixture formation, fuel spray dynamics and fuel injector design, improvement of combustion, reducing fuel consumptions and downsizing, supercharging and turbocharging systems, providing recent emission standards, heat transfers and durability of engine parts, design of power transmission systems etc. studies and improvements can be performed.

Although there are a number of commercial CFD packages available on the market, the most widely used for engine research has been the KIVA family of three-dimensional programs. This popularity is based on the accuracy of KIVA, and the fact that the complete source code is available to a worldwide user community at a modest cost. In addition to their use in industry and government laboratories, KIVA programs are widely used in university engineering departments, which are graduating a new generation of engineers familiar with KIVA and CFD modeling in general.

KIVA3V retains the distinct three-part structure of KIVA3, in which the grid generator and graphics are separated from the hydro program. The KIVA3V package includes both a pre-processor (K3PREP), which has been expanded to support the generation of grids with valves, but in this study ICEM CFD software is used because with this

software more detailed grid structures can be carried out visually. For a post-processor (K3POST) features KIVA3V software, similarly TECPLOT post-processor software was used instead of K3POST due to visuality and allows the detailed study.

Air motion, air-fuel mixture formation and gas phase chemistry inside the cylinder of an IC-engine are the basic processes that describe physical and chemical steps of the power generation respectively. Both experimental and numerical studies are done by various number of engine researchers to develop more efficient engines which contribute less to air pollution. To obtain reliable numerical results, the phenomena of turbulence, mixture formation and chemical kinetics must be modeled within reasonable accuracy in a combustion chamber under transient conditions. These processes have been investigated by many researchers to obtain a mathematical model.

This study is performed on three different combustion chambers. First combustion chamber has plain head piston (disk), the second combustion chamber has cylindrical bowled piston and the third combustion chamber is W type bowled and assymetrical slotted chamber.

Firstly in this study, grid structures are built as suitable for KIVA3V can solve. To build grid structures ICEM CFD software is used. Four different models are created as one of them is a second type combustion chamber with 9,1 compression ratio and three others are each different combustion chambers with 10,5 compression ratio.

Experimentally only the data of second type combustion chamber with 9,1 compression ratio are present. The experiments of geometries with 10,5 compression ratio will be accomplished in later studies. The experiments performed with 9,1 compression ratio had made for a previous doctorate study in Automative Laboratories of Mechanical Engineering Faculty, ITU.

Primarily correspondence of experimental and simulation results from the combustion chamber with 9,1 compression ratio is aimed. To obtain this correspondence, KIVA3V parameteres and the cell numbers at grid structure are arranged and the calibration of the code is done. Basic parameters are determined after observation of the results from calibration work and the literature review; then the phase of determining the cell numbers and combustion rate calibration is started. It is obtained that the simulation results differ a lot with respect to changing cell numbers roughly to precisely. The literature review, the computer power and the resolution process are taken into consideration and it is determined with around 200000 cell numbers the real simulations are carried out. After calibration simulations it is obtained that the combustion rates and spark advance are also need to be adjusted. The frequency factor in Arrhenius reaction rate equation that determines the combustion rate, has to be arranged for each grid structure and amount of mesh size. The only way to arrange is to make consecutive simulations and obtaining the best value. Moreover it is obtained that the ignition delay durations of experiments and simulations show difference, therefore in simulations updated values are used instead of using the ignition delay from experiments. In the simulations using 10,5 compression ratio, the direct values determined from calibration results are used.

With standard KIVA3V code, in-cylinder pressure with respect to crank angle, average and maximum temperatures, turbulent kinetic energies, fuel amount difference, released heat, arised CO₂, H₂O, CO and NO amounts are examined. For three-dimensional graphics, Tecplot software is used.

The solution results of the KIVA3V software are high degree of dependence on the number of cells and grid structure has been confirmed. Solution results become dramatically different with changing number of cells coarse to fine. Therefore, for a model to be established of the dimensions like in this study, it was understood that it should be used minimum 50000 number of cells and lower 2 mm cell sizes by considering the studies in the literature and as well as experienced, and also considering processing speed of computers.

According to single-step oxidation reaction supplied in the KIVA3V standard software, for combustion of the gasoline has been seen that develop very suddenly. Reason of this Arrhenius reaction rate equation frequency factor “a” value that causes the fuel to burn very quickly. Therefore, for each simulation, this value had to be adjusted by experimentally. According to this result, the maximum pressure and the time they are incurred of the three combustion chambers, for 1st combustion chamber reaction rate was increased and for 3rd combustion chamber reaction rate was decreased.

The air movements and the turbulent kinetic energies are focused at the bowl volume in bowled combustion chambers. On the other hand in chambers with plain head piston the focus is more at the cylinder wall. Therefore after top dead center, the heat release occurs sooner in bowled geometries, where the heat release occurs later at the plain head pistons. However the Arrhenius frequency coefficient is higher at the plain headed pistons, hence at the main combustion phase the heat release rate is higher and it causes the pressure to increase faster. At the third piston the aimed swirl movement with using the slotted piston couldn't be obtained. Accordingly the results from the third chamber showed similarities with the second chamber.

1. GİRİŞ

Yaygın olarak kullanılan içten yanmalı motorlar, dizel ve benzinli olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır. Benzinli motorlar, ateşlemenin buji ile sağlandığı ve yakıt olarak benzin kullanıldığı motorlardır. Dizel motorlar ise, sıkıştırarak basıncı ve sıcaklığı artan havaya dizel yakıtın enjektör yardımıyla yüksek basınçta püskürtülmesi ile güç üreten içten yanmalı motorlardır

Taşıtlarda kullanılmakta olan içten yanmalı motor (İYM)’larda tasarım ve performans geliştirme amacı ile yapılan deneysel çalışmalar hem çok yüksek maliyetlere ulaşmakta, hem de çok zaman almaktadır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) (computational fluid dynamics-CFD) için geliştirilmiş yazılımlar son zamanlarda İYM’lardaki akış, ısı transferi, yanma ve emisyon problemlerinin çözümü için matematiksel modelleme sırasında sıklıkla kullanılmaktadır. Böylece daha tasarım aşamasındayken problemler sebepleriyle beraber görülerek deneme yanılma sürecine girilmeden çözümler geliştirilip tasarım süreci kısaltılmakta ve optimize edilmiş ürünler piyasaya sürülerek rekabet şansı artırılmaktadır.

İ.Y. motorlar için geliştirilen matematiksel modeller, termodinamik modeller (sıfır boyutlu modeller) ve çok boyutlu modeller olmak üzere iki ana başlık altında incelenmektedir.

Termodinamik modeller, silindir içerisinde tek bir homojen karışım bölgesinin olduğu, tek bölgeli model ve birden fazla homojen karışım bölgesinin bulunduğu, çok bölgeli model olarak ikiye ayrılmaktadır. Bu modellerde bölgeler; basınç, sıcaklık ve yakıt-hava karışım oranı ile ifade edilmektedir. Tutuşma gecikmesi, yanma, ısı kayıpları, silindir içerisindeki hava hareketlerinin etkisi gibi bir çok parametre için ampirik ifadeler kullanılabilmekte fakat lokal parametreler için bir bilgi edinilememektedir. Bununla birlikte yakıtın damlacıklara ayrılarak buharlaşması, silindir geometrisinin etkisi, yakıtın nüfuz derinliği gibi boyutsal parametreler incelenememektedir.

Çok boyutlu modeller ise iki veya üç boyutlu olmaktadır. Akış alanı, zamanın ve boyutların bir fonksiyonu olarak ifade edilmekte, böylece lokal parametrelerdeki değişim incelenebilmektedir. Yakıt damlacıklarının hareketi, buharlaşması, yanma ve türbülans parametreleri, silindir içerisindeki bileşen konsantrasyonların zamana ve konuma göre değişimi gibi bir çok değişken, çok boyutlu modeller ile analiz edilebilmektedir.

Bu tez kapsamında benzinli bir motorun piston kafasında yapılan değişikliklerle oluşturulan üç farklı yanma odasına sahip modelinin ileride deneysel olarak da gerçekleştirilecek çalışma için bir fikir oluşturulması açısından üç boyutlu olarak analizi yapılacaktır. Motor modeli, ICEM CFD programıyla ağ yapısı oluşturulduktan sonra KIVA3V yazılımıyla çözülecektir. Yanma odasındaki değişikliklerin motorun yanma, hava hareketleri ve ısı değerleri üzerinde yarattığı değişiklikler incelenecektir.

1.1 Motorlarda Akış ve Yanma Modellemesinde Kullanılan Yazılımlar

Matematiksel modeller, daha güçlü bilgisayarların üretilmesiyle motor geliştirilmesinde tasarım ve optimizasyon aracı olarak artan biçimde kabul görmektedir. İYM'daki daha sıkı emisyon standartları, motor tasarımcılarını motordaki karmaşık yanma olgusunun anlaşılması için sayısal araçları kullanma zorunda bırakmıştır. Çok boyutlu bir yazılım kullanılarak elde edilen sonuçlar, çevrim sayısının bir ortalaması olarak düşünülebilir. Matematiksel bir modeli tasarım aracı olarak kabul etmeden önce deneylerle model sonuçlarının geçerliliğini kanıtlamak gerekmektedir. Genellikle böyle bir çalışma için doğru ve kesin veri sağlamak deney yapanlar için zor bir çalışmadır (Baydır,2012).

Her bir CFD yazılımı kendine ait avantajlara sahiptir. Bununla beraber yazılım kullanımının karmaşıklığını azaltmak için, motor simülasyonları için gelişmiş alt modelleri doğrudan ticari yazılımların içine uyarlamak tercih edilebilir (Kong ve diğ, 2000).

İYM'larda yanma ve türbülansın sayısal modellemesinde daha üstün mesh üreten ara yüzleri ve mevcut kullanıcı desteklerinden dolayı FLUENT, STAR-CD, CFX, VECTIS, AVL-FIRE, Converge, Phoenix, WAVE, MOTHER, Dymola gibi oldukça pahalı ancak kapsamlı hazır endüstriyel ticari yazılımlar ve çeşitli yazılımlar kullanılmaktadır. İYM'larda yanma modellemesinde hareketli piston, supaplar, yakıt

püskürmesi vb. uygulamalar gerekmektedir. Endüstriyel yazılımlar kodlardan farklı olarak sadece bir çözücü (solver) değil aynı zamanda geometri, CAD, ön işlem (pre-process) ve son işlem (post-process) adımlarında da destek sağlamaktadır. AMESim, AVL-Boost, GT-POWER, GT-FUEL gibi tek boyutlu simülasyon yazılımları da kullanılmaktadır.

İYM’larda gerçekleşen kimyasal olayların analizini yapmak için yazılmış açık kaynak kod olan KIVA ise ve endüstriyel amaçlı geliştirilmiş paket yazılımlara göre daha ucuz olmasından ve kaynak kodunun uygunluğundan dolayı akademik çevre tarafından kullanılmaktadır. Kodun kapasitesi karmaşık geometrilerin çözümü için sınırlıdır. Ancak kod düzenlendikten sonra simülasyonu başlatacak yazılımın bir Fortran derleyicisi yardımıyla “makefile“ dosyasında belirlenen sıra ile derlenmesi ve çalıştırılması gerekmektedir. Ansys ICEM CFD, Truegrid gibi yazılımlarla oluşturulmuş mesh yapıları kodda kullanılabilir. Tecplot, EnSight, Plot GMV gibi programlar aracılığıyla kodun çıktıları görselleştirilebilmektedir.

1.2 KIVA3V ile Yapılan Bazı Çalışmalar

KIVA modellerinin en büyük kullanıcılarından biri programın gelişimi ile yakından ilgilenmiş olan General Motors şirkettir. Sadece Cummins Engine, Ford, Chrysler, Caterpillar ve John Deere gibi motor üreticileri değil aynı zamanda kömür yakılan kazanları yapan ve kullanan diğer şirketlerde KIVA’nın kullanıcıları arasındadır.

Yanma ve emisyon süreçleri için ileri düzeyde tahmin yapabilmek için öneriler, çevreye duyarlı teknolojilerin ve yeni nesil taşıtların tasarlandığı çalışmalardan gelmektedir. Mevcut simülasyon yazılımları, motorların ve diğer endüstriyel yanma sistemlerinin karmaşık geometrilerini ve detaylı fiziksel süreçlerini canlandırma yetenekleri bakımından sınırlandırılmıştır. Artan yakıt ekonomisi ve azalan emisyonlar gibi yönelimler sık sık çelişmektedir, gerekli denge özenli optimizasyon ile gerçekleştirilmelidir. Tasarımcılar, hedeflerini karşılayan optimize edilmiş bir motor tasarımına ulaşmak için çeşitli parametreleri (piston tepesindeki yanma odası geometrisi, girdap, yakıt püskürtme basınç ve oranı, nozul geometrisi, nozul sayısı, sıkıştırma oranı, ateşleme zamanı ve enerjisi gibi) göz önüne almalıdırlar. Sayısal modeller, sadece bir tasarım çalışması aracı sağlamayıp ayrıca motor yanma fiziğinin daha anlaşılmasına yol açabilmektedir. Fiziksel süreçler içindeki yeni anlayışlar, onları kaynak alan yeni yollara sebep olabilmektedir (Yaşar,1997).

Bella ve arkadaşları yaptıkları çalışmada endüstriyel problemleri çözümüne gelecekte uygulamak için üç boyutlu ve bir boyutlu yazılımların birleşiminin sayısal uygulamasına odaklanmıştır. Çalışmada üç boyutlu olarak KIVA3V yazılımını, bir boyutlu olarak kendi geliştirdikleri yazılımı kullanmışlardır. Standart KIVA yazılımı ile geliştirdikleri tek boyutlu gaz dinamik kodu arasındaki bazı bağıntıların yapılma imkânı gösterilmiştir (Bella ve diğ, 2003).

Sterno ve arkadaşları yüksek hızlı, tek silindirli, doğrudan püskürtmeli bir dizel motorunun is-duman emisyonunu incelemek için sayısal bir çalışma gerçekleştirmiş. Güncel KIVA sayısal akışkanlar mekaniği yazılımı ve standart buharlaştırma modeli yardımıyla deneysel yönelimin tahmin edilebileceği gösterilmiştir. Özellikle yüksek hız koşullarında, uygun olmayan hava/yakıt karışımının belirtisi, ısı yayılım analizlerinin oranları yardımıyla görülmüştür. Bu uyuşmazlığı azaltmak için KIVA dağılma ve buharlaşma modellerine iyileştirmeler yapılmıştır. Modifiye edilen modellerin sonucu olarak atomize olan sıvı jetin dağılımında düzeltilmeler görülmüştür. Böylece etkileyici karışım oranları ve duman emisyonları tahmin edilmiştir. Motor test sonuçları, is-duman emisyonlarının, yanma odasına çarpma ve nozul delik sayısı gibi nozul-enjektör memesi parametrelerine duyarlı olduğunu göstermiştir. Yakıt- hava karışımının ve kimyasal kinetik etkilerin is-duman oluşumunun oranını kontrol ettiğine inanılmaktadır. Çalışmada, KIVA yazılımının güncellenmiş sürümü, KIVA3VR2, buhar kütle ve momentum bağıntısının gaz fazına daha iyi betimlemesine yardımcı olmak için modifiye edilmiştir. Amaç daha güçlü bir model türetilerek daha kesin hava/yakıt karışımını betimlemek ve böylece tek silindirli, yüksek hızlı dizel motorun emisyonlarını tahmin etmektir. Orijinal KIVA'nın emisyonlar, kümülâtif ısı salınımı ve ısı salınım oranlarında gözlenmiş olan uyuşmazlıklardan dolayı yüksek hızlı, yoğun püskürtmelerin, karışımının daha iyi bir betimlemesinin yapılması için özellikle KIVA'nın dağılım ve buharlaştırma modellerinde iyileştirmeler yapılmıştır (Sterno ve diğ, 2007).

KIVA3V yazılımı, dizel motorlarında yanma simülasyonları için türbülans, gaz/duvar ısı transferi, püskürme dağılım ve çarpışma, ateşleme, yanma, NO_x ve is-duman modelleri gibi alt modellerle bütünleştirilmiştir. Türbülans, “standart k-ε modeli” kullanılarak modellenmektedir. Ateşleme gecikmesi, Kong ve arkadaşları tarafından tanımlanmış çok adımlı “Shell modeli” kullanılarak tahmin edilmektedir. Silindir basıncı, ısı yayılım oranı, kümülâtif ısı yayılımı ve is-duman ve NO_x emisyonlarına

göre KIVA yardımıyla tahmin edilen detaylı sonuçlar, deneysel olarak elde edilmiş verilerle karşılaştırılmış ve 1000 d/dk ve 4200 d/dk çalışma şartları için kayıt yapılmıştır (Sterno ve diğ, 2007).

İki motor hızı ve iki enjektör tipi ile çalışan tek silindirli dizel motorun deneysel olarak ölçülen silindir basıncı ve emisyon verileri ile birlikte termodinamik olarak türetilmiş olan ısı yayılım oranları KIVA3V CFD yazılımı kullanılarak oluşturulmuş simülasyonlarla karşılaştırılmıştır. Emisyonların deneysel yönelimleri KIVA yardımıyla tahmin edilmiş, bununla birlikte tüm simülasyonlarda egzoz supabı açılışındaki is-duman ve NOx ölçümlerinin büyüklükleri sırasıyla fazla ve düşük çıkmıştır. Düşük hızlara ait ısı yayılım tahminleri deneysel türetilenlerle iyi uyuma gösterse de yüksek hız durumlarında bazı çelişkiler görülmüştür. Tamamıyla etkili bir tahmin aracı olarak kullanmadan önce kütle ve momentum bağıntıları için bu yeni modelleme tekniklerinin gerçek motor test sonuçları göz önünde bulundurularak uygulanması daha güvenilir olmaktadır.

Buji ile ateşlemeli motorlarda ısı transferi, enerji dönüşümü açısından en önemli bakış açısidir. Katı cidar üzerindeki sıcak noktaların yerleşimi, daha iyi bir soğutma sistemi tasarlamak için bir destek olarak kullanılabilir. Katı cidarlar ve yanma odası arasındaki hızlı geçici ısı akısı, kararsız termal ortamın etkilerinin anlaşılması için incelenmelidir. Motorun katı kısmına olan ısı iletimi eşitliğini çözmek için KIVA yazılımı içine sayısal bir model geliştirilmiş ve uygulanmıştır. Modifiye edilmiş KIVA yazılımını test etmek için 5.4 litre V8 Ford motoru kullanılmıştır. İYM'da hava yakıt karışımı, kimyasal reaksiyondan mekanik iş üretilen bir ortamdır. Yanma sonucu oluşan ısının uzaklaştırılmasındaki yetersizlik sonucu motorda daha yüksek termal gerilmeler oluşur. Geliştirilmiş bir soğutma sistemi termal gerilmeleri azaltarak motorun kullanım ömrünü uzatır. Yanma ürünlerinden silindir cidarlarına olan hızlı geçici rejimde ısı akışı ve soğutma kanallarına olan geçici rejimde ısı kaybı İYM'da ısı transferi sürecini etkileyen en önemli faktörlerdir. Hareket eden piston ve supaplardan dolayı bu tür bir uygulamanın kararlı durum koşullarına asla ulaşamayacağına dikkat edilmelidir. KIVA yazılımı içindeki modelin iyileştirilmesi, katı ve sıvı fazların ikisine de sıvı-katı ara yüzünde enerji dengesinin uygulanması ile gerçekleştirilmiştir (Urip ve diğ, 2005).

Urip ve arkadaşları yaptıkları “İYM”lar için kararsız termal sınır şartlarında ısı iletiminin sayısal incelenmesi” isimli çalışmada ısı iletimi eşitliğini çözmek için sayısal bir model geliştirmiş ve geçerliliğini kanıtlamıştır (Urip ve diğ, 2004).

Das ve arkadaşları doğrudan benzin püskürtmeli bir motordaki silindir içi akış üzerine sayısal ve deneysel çalışma yapmıştır. Bir motorun akış alanının incelenmesi, doğrudan benzin püskürtmeli (Direct Injection Gasoline-DIG) yanma sisteminin geliştirilmesinde önemli bir role sahiptir. Çalışma için deneysel tanecik görüntü hızölçeri (Particle Image Velocimetry-PIV) ile birlikte KIVA3V çok boyutlu yazılımı kullanılmıştır. İlk olarak aynı konum vektör matrisi kullanılarak deneysel tanecik görüntü hızölçer sonuçları ile KIVA3V simülasyon sonuçları karşılaştırılmıştır. Tanecik görüntü hızölçeri ölçüm yöntemi ve KIVA3V CFD yazılımı, DIG motorda silindirdeki karışım hareketinin incelenmesinde kullanılmıştır. Tanecik görüntü hızölçeri veri analizlerinde kullanılan araç sadece CFD karşılaştırılması için veri sağlamaya yardım etmemiş aynı zamanda örnekleme zamanını da oldukça düşürmüştür. Yazılımda kullanılan sayısal modeller, deneyde gözlenmiş olan yönelimleri doğru tahmin etmiş böylece parametrik çalışmalar için bu tarz yazılımların kullanımının güvenilirlik seviyesini artırmıştır. Supap düzlemlerinde gözlenmiş olan bazı çelişkilerin, deney motorunun geometrisinin simülasyondakine birebir benzememesinden kaynaklandığı şeklinde yorumlanabilir. Bu farklılık, motor parçaları arasındaki mekanik aşınmadan kaynaklanmaktadır. Çalışma, DIG motordaki silindir içi akış karakteristiklerinin anlaşılmasında bir araç olarak çok boyutlu modellemenin kullanılabilirliğini göstermiştir (Das ve diğ, 2001).

Bianchi ve arkadaşları emme ve sıkıştırma strokundaki hesaplamalar için STAR CD’yi, püskürtme ve yanma tahmini için de KIVA’yı kullanarak STAR CD ve KIVA motor simülasyonlarını birleştirmiştir (Bianchi ve diğ, 1999).

Kong ve arkadaşları bir püskürtme ve yanma model kütüphanesi geliştirmiş ve çeşitli motor CFD yazılımları içine uyarlamıştır. Modeller, Wisconsin Üniversitesinin Motor araştırma merkezindeki KIVA yazılımı temel alınarak geliştirilmiştir. Sunulan çalışma, modellerin STAR CD yazılımı içine uyarlanmasını tarif etmektedir. Motor araştırma merkezinin modelleri ve STAR CD kullanımına ait ilk sonuçlar sunulmuştur. Modern fiziksel ve kimyasal alt modellerin, uygun bir ara yüz işlemi yardımıyla CFD motor yazılımlarının içine kolaylıkla yerleştirilebileceği gösterilmiştir. Geliştirilen motor silindir modellerinin ana amacı gerçekleştirilecek motor tasarımı aşamasında

gerçekçi motor simülasyonlarına imkan vermektir. Çalışmada Wisconsin Üniversitesinin motor araştırma merkezinin KIVA programı için geliştirdiği model ve ticari CFD yazılımı STAR CD içinde kullanılmış ve daha önce yapılan bir deney simüle edilmiştir. Montgomery ve Reitz'nin 1996'daki deney verileri ile modelin tahminleri makul bir uyuma göstermiştir. Fakat modelde piston-segman yarığı dikkate alınmadığı için silindir basıncının sayısal tahmini ölçülenden fazla çıkmıştır. Ayrıca simülasyonda kararsız cidar ısı transferi modeli de kullanılmamıştır. Isı ve türbülans modellerinin, yanma tahminlerini önemli bir şekilde etkilediği bilinmektedir. Ayrıca segman ağız aralığı akışı, Rayleigh-Taylor püskürtme dağılması, nozul akış etkileri ve kararsız ısı transferi gibi diğer modellerin de uyarlanması araştırılmaktadır (Kong ve diğ, 2000).

Han ve arkadaşları bir dizel motorunda çoklu püskürtmeli kullanarak is-duman ve NOx emisyon mekanizmasını azaltmak için çok boyutlu hesaplamalar gerçekleştirmiştir. Deneysel sonuçlara göre yüksek basınçlı, çoklu püskürtmelilerde (her bir güç çevrimi için iki veya daha fazla püskürtme yapan enjektör sistemi) tek seferde püskürtme yapanlara göre daha az is-duman ve NOx emisyonu ortaya çıkmaktadır. Çoklu püskürtmeye sahip bir dizel motoru için çok boyutlu hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Farklı püskürtme düzenleri ve zamanlamaları dikkate alınmıştır. Tahmin edilen silindir basıncı, ısı yayılım oranı, is-duman ve NOx emisyonları ölçülen değerlerle karşılaştırılmıştır. Modeller üzerinde düzeltmeler yapıldıktan sonra tahmin ve ölçüm arasında uyumlar elde edilmiştir. Düzeltmeler, RNG (Renormalization group) k-ε türbülans modeli kullanımını, yeni bir cidar ısı transferi modelinin uyarlanmasını, nozul çıkışındaki yakıt jetinin büzülmesini modelleyecek nozul boşalma katsayısının tanımlanmasını içermektedir. Hesaplamalara dayanarak çoklu püskürtme kullanarak emisyonları azaltmak önerilmiştir (Han ve diğ, 1996).

Uludoğan yaptığı çalışmada doğrudan püskürtmeli bir dizel motorunda motor hızının yanma sürecine ve emisyonlarına etkisini modellemiştir. Önceki çalışmalar, doğrudan püskürtmeli bir dizel motorunda hava hareketinin, yanma sürecini ve bundan dolayı emisyonları da etkilediğini göstermektedir. Çalışmada motor hızının, emisyonlar, motor gücü, motor ve egzoz sıcaklıkları üzerine olan etkilerini incelemek için çok boyutlu bir bilgisayar yazılımı kullanılarak motor hızlarının geniş bir aralığındaki çalışma simüle edilmiştir. Sonuçlar daha yüksek motor hızlarında hava-yakıt karışımı daha iyi geliştiği için yakıtın daha çabuk tükendiğini, daha kısa yanma süresinin, is ve

NO_x oluşumu için daha az zaman verdiğini ayrıca daha iyi gelişen yakıt-hava karışımının yakıt bakımından zengin bölgeleri azalttığı için de is ve NO_x emisyonlarını düşürdüğünü göstermiştir. Ayrıca çalışma, çok boyutlu modellerin kullanımının yanma sürecini anlamaya yardımcı olduğunu göstermektedir (Uludoğan ve diğ, 1996a).

Uludoğan ve arkadaşları yaptıkları çalışmada doğrudan püskürtmeli dizel motoru emisyonlarını azaltmak için çoklu enjektörler ve bölünmüş püskürtme kullanımını araştırmıştır. Düşük emisyon seviyelerini sağlarken dizel motorunun güç yoğunluğunu artırma yöntemlerini araştırmak için sayısal modelleme kullanılmıştır. Önceki deneysel çalışmalar, doğrudan püskürtmeli dizel motorlarında püskürtme oranı profillerinin ve enjektör yapılarının partikül ve NO_x emisyonlarında ve performansta önemli roller oynadığını göstermektedir. Bununla beraber sistematik çalışmaların ve püskürtme atomizasyon mekanizmasının, karışımın oluşum ve dağılımının ve sonrasında püskürtme/püskürtme ve püskürtme/girdap etkileşimindeki yanma süreçlerinde ve akış yapılandırmalarının anlaşılmasında bir boşluk vardır. Çalışmada bölünmüş püskürtmenin ve çoklu enjektör yapılarının, dizel motoru emisyonları üzerine etkileri çok boyutlu bir bilgisayar yazılımı kullanılarak sayısal olarak incelenmiştir. Daha iyi yakıt-hava karışımının etkilerinin araştırmak için farklı enjektör konumlarında, püskürtme yönlerinde çoklu enjektörler kullanılmış ve çarpma açıları üzerine çalışılmıştır. Püskürtme ve yanma odası arasındaki etkileşim de sistematik olarak incelenmiştir. Düşük emisyon seviyelerini sağlarken, dizel motorunun güç yoğunluğunu artırmak için çoklu enjektörlerin kullanım potansiyeli ortaya çıkarılmıştır (Uludoğan ve diğ, 1996b).

Birçok ticari paket program reaktif olmayan akış dinamiğini çok iyi modellemesine rağmen; yüksek türbülanslı alev cephesini henüz tam manasıyla çözememektedir. Andreassi ve arkadaşları direk püskürtmeli bir benzinli motor üzerinde iki farklı türbülanslı yanma modelini (karakteristik ve flamelet) karşılaştırmış ve KIVA3V yazılımının simülasyonlar için güvenilirliğini değerlendirmişlerdir. Elde ettikleri sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Genel olarak sayısal sonuçların iki yanma modelinde de iyi sonuçlar verdiğini, fakat yerel türbülanslı alev karakteristiği

için flamelet modelin gerçeğe daha yakın olduğunu gözlemlemişlerdir (Andreassi ve diğ, 2003).

Hessel ve arkadaşları HCCI motorda emme supabı açılmasından, yanma başlangıcına kadar olan srecte; yanma odası yüzeyinin ve silindir içi türbülans dağılımının, gaz sıcaklığının dağılımına etkisini sayısa olarak KIVA3V yazılımı ile incelemişlerdir. Biri düz diğeri kare oyuklu olan iki çeşit piston kullanmışlardır. Kare oyuklu pistonun ısı transfer hızının daha yüksek ve daha düşük ortalama sıcaklığa sahip olduğu sonucuna varmışlardır. Geniş ısı dağılımına sahip olan oyuklu pistonda bu ısı dağılımının oyuk içinde yoğunlaştığı gözlemlemiştir. Bu zelliğin HCCI motor için daha uzun yanma süresi anlamına geldiği sonucunu ıkarımışlardır (Hessel ve diğ, 2006) .

2. TEMEL DENKLEMLER

Tüm Sayısal Akışkanlar Dinamiği çözümlerinin temelinde üç ana denklem bulunmaktadır. Bu üç denklem matematiksel olarak

1. Kütlenin korunumu (süreklilik denklemi)
2. Newton'un ikinci kanunu, $F=ma$ (momentum denklemi)
3. Termodinamiğin birinci kanunu (enerji denklemi)

ifadelerinden hareketle elde edilmektedir.

Tanıtılacak denklemler çok detaya girilmeden verilecektir. Ayrıntılar için bakınız, (Taşkıran, 2004), (Amsden, A.A., O'Rourke, P.J., Butler, T.D., 1989).

2.1 Gaz Fazı (Eulerian) Denklemleri

Bu kısımda hız, basınç, yoğunluk, sıcaklık, konum gibi akışkanın makroskobik özelliklerini ve türevlerini tanımlayabileceğimiz sonsuz küçük fakat moleküler boyuttan büyük olan bir akışkan elemanı ele alınarak Navier-Stokes denklemleri ve diğer temel denklemler verilecektir. İçten yanmalı motorlarda, akış alanlarının çözümünde kullanılan bu denklemler KIVA3V'de kullanılan şekilleriyle de tanımlanacaktır.

2.1.1 Süreklilik denklemi

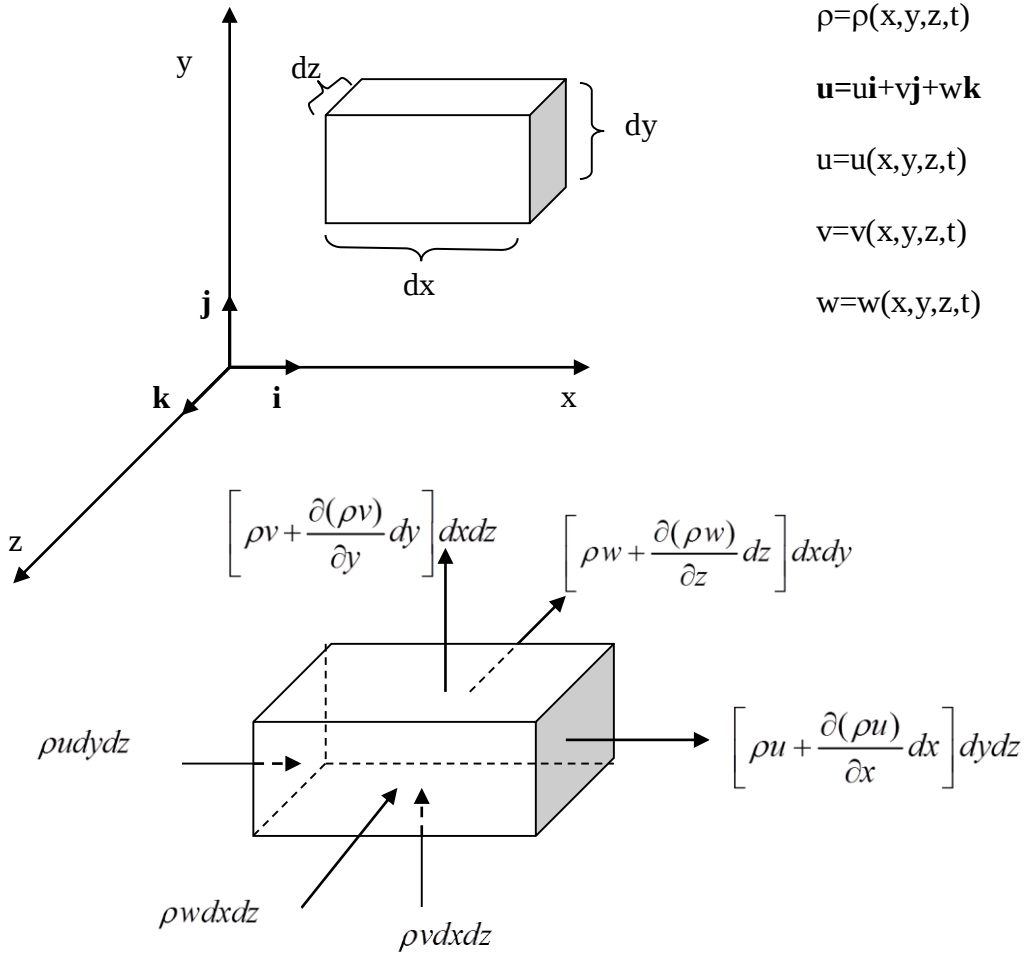
$$\text{Akıştan kaynaklanan net kütle çıkışı} : \left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] dx dy dz \quad (2.1)$$

$$\text{Kütlenin zamana göre değişimi} : \frac{\partial \rho}{\partial t} dx dy dz \quad (2.2)$$

Kütlenin korunabilmesi için bu iki terimin büyüklükleri birbirine eşit, işaretleri ise birbirinin tersi olmalıdır. Örneğin; kütlenin zamana göre azalması akıştan kaynaklanan net kütle çıkışının pozitif olmasını gerektirmektedir. Bu iki denklemi eşitlediğimizde;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] = \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (2.3)$$

denklemini elde edilir.



Şekil 2.1 : Ele alınan akışkan elemanın gelen kütle akıları (Taşkıran, 2004).

Eğer kütlenin korunumu toplam kütle için değil, sadece bir kimyasal bileşen için yazılacaksa, (2.3) denkleminde difüzyon teriminin eklenmesi gereklidir. Herhangi bir ϕ bileşeni için difüzyon ve kaynak terimleriyle beraber kütlenin korunumu denklemi aşağıdaki formdadır.

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \phi) = \nabla \cdot (\Gamma_{\phi} \nabla \phi) + S_{\phi} \quad (2.4)$$

Eşitliğin solundaki ilk terim zamana göre ϕ 'nin değişimini, ikinci terim taşınım ile olan net kütle akışını vermektedir. Eşitliğin sağındaki ilk terim ise difüzyon ile olan ϕ bileşenin transferini, ikinci terim ise kaynak terimini temsil etmektedir. Γ_ϕ ; difüzyon katsayısıdır.

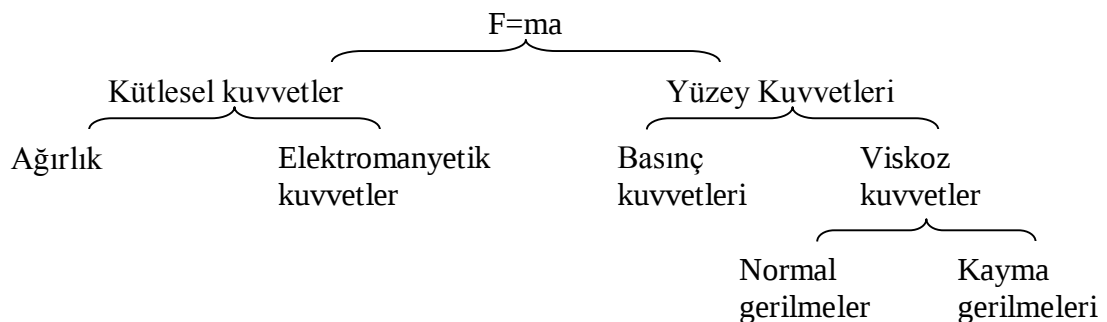
KIVA3V programında süreklilik denklemi, $\rho = \sum_m \rho_m$ (m; ele alınan hacimdeki bileşen sayısı, ρ_m ; kısmi yoğunluk) olmak üzere

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = \dot{\rho}^s \quad (2.5)$$

şeklinde verilmektedir. Burada $\dot{\rho}^s$ buharlaşma kaynak terimidir. Ele alınan hacim içerisinde sıvı, yani yakıt damlacığı bulunuyor ise, bu sıvı kütlelerinin buharlaşması durumunda kütle değişimi buharlaşan miktar kadar olacaktır.

2.1.2 Momentum denklemi

Momentum denkleminde kullanılan temel fiziksel prensip Newton'un ikinci kanunudur. Akışkan elamanına etki eden kuvvetler, kütsesel ve yüzeysel kuvvetler olmak üzere iki kısma ayrılmaktadır.



Şekil 2.2 : Akışkan elemanına etkiyen kuvvetler (Taşkıran, 2004).

x, y, z yönündeki net yüzey kuvvetleri ve kütesel kuvvetler kullanılarak momentum denkleminin x, y, z bileşenleri yazılır. Newton akışkanlarının (yüzey gerilmeleri, akışkan hız değişimleri ile orantılı olan akışkanlar) yüzey gerilmeleri için Stokes'un 1845 yılında bulduğu bağıntılar kullanılarak aşağıdaki gibi momentum denklemleri elde edilir.

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda (\nabla \cdot \mathbf{u}) + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \rho f_x \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda (\nabla \cdot \mathbf{u}) + 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] + \rho f_y \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda (\nabla \cdot \mathbf{u}) + 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right] + \rho f_z \quad (2.8)$$

μ : moleküler viskozite, λ : ikincil viskozite f : kütlelesel kuvvetler

Gaz fazı için KIVA3V’de kullanılan momentum denklemi tensör notasyonu ile gösterilirse;

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} + F^s + \rho \mathbf{g} - \frac{2}{3} \nabla (\rho k) \quad (2.9)$$

şeklindedir. Burada $\boldsymbol{\sigma}$; viskoz gerilme tensörü, F^s ; yakıt demetinden kaynaklanan birim hacimdeki momentum kazanç/kayıp terimi, $\mathbf{g}$; yerçekimi ivmesidir. Bu denklemin (2.6-2.7-2.8) denklemlerinden farkı, F^s yakıt demetinin etkisini ve k türbülans kinetik enerjisini içeren terimlerin eklenmesidir. İçten yanmalı motorlarda yanma odasındaki akış genellikle türbülanslı yapıda olduğundan momentum denklemine bu terimler eklenmiştir.

2.1.3 Enerji denklemi

Termodinamiğin birinci kanunu seçilen akışkan elamanına uygulanırsa enerjinin korunumu eşitliğinin sağlanması gerekmektedir.;

Akışkan elamanı içerisindeki net enerji değişimi	=	Akışkan elemanın net ısı alışverişi	+	Akışkan elamanın yüzeysel ve kütlelesel kuvvetlerinin yaptığı iş
--	---	---	---	--

Temel fiziksel prensipler matematiksel işlemlerden geçirildikten sonra sonuç olarak enerji denklemi aşağıdaki gibi elde edilir. Ara işlemler içiniz bakınız (Taşkıran, 2004)

$$\frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho e \mathbf{u}) = \rho \dot{q} + \nabla \cdot (\kappa \nabla T) - p \nabla \cdot \mathbf{u} + M \quad (2.10)$$

M açık halde yazılırsa ;

$$M = \lambda \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \mu \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (2.11)$$

şeklindedir.

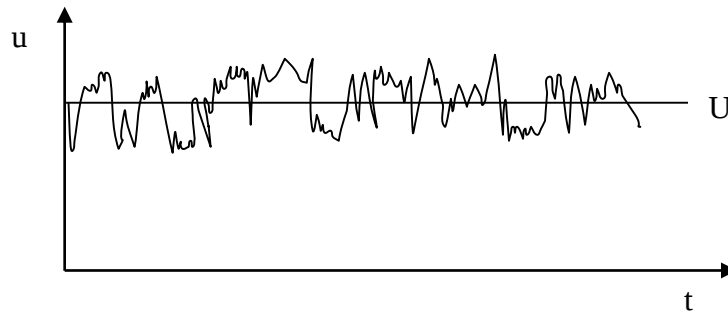
KIVA3V’de iç enerji denklemi;

$$\frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho e \mathbf{u}) = -p \nabla \cdot \mathbf{u} - \nabla \cdot \mathbf{J} + \rho \varepsilon + \dot{Q}^c + \dot{Q}^s \quad (2.12)$$

olarak verilmektedir. (2.10) denkleminden farklı olarak $\mathbf{J}$; ısı akısı vektörü, $\dot{Q}^c$; kimyasal reaksiyonlarla ısı girişinden ve $\dot{Q}^s$; yakıt demeti ile gaz fazı arasındaki enerji değişiminden gelen kaynak terimleri kullanılmıştır. ε ise türbülans kinetik enerjisi sönüm hızıdır.

2.1.4 Türbülans denklemleri

Çoğu mühendislik uygulamalarında karşılaşılan akış türbülanslı yapıdadır. Akış üzerinde yapılan deneyler sonucunda belirli bir Reynolds sayısı altında akışın laminar olduğu bilinmektedir. Kritik Reynolds değerinin üzerinde ise rasgele ve karmaşık bir yapı söz konusudur. Bu bölgedeki akışa türbülanslı akış denilmektedir. Eğer türbülanslı ortamda bir noktadaki hız ölçülmek istenirse **Şekil 2.3**’tekine benzer bir yapı görülecektir. İçten yanmalı motorların sahip olduğu yüksek türbülanslı yapının modellenmesi motor modelinin doğru sonuçlar vermesi açısından oldukça önemlidir.



Şekil 2.3 : Türbülanslı ortamda hız ölçümü.

Türbülanslı akıma ait hareket denklemleri Reynolds denklemleri olarak adlandırılırlar. Boussinesq, Reynolds gerilimi ve ortalama hız gradyanları arasındaki matematiksel ilişkiyi ortaya çıkaran isimdir.

KIVA3V türbülanslı viskoziteyi iki denklem modeliyle tanımlar. Bunlar standart $k-\epsilon$ ve yeniden normalleştirme grubu (RNG) $k-\epsilon$ modelleridir. Bu tezde türbülans modeli olarak $k-\epsilon$ modeli kullanılmıştır.

$k-\epsilon$ modeli türbülans kinetik enerjisinin doğuşu ve bu enerjinin sönmelenme dengesi üzerine kurulmuştur.

Standart $k-\epsilon$ modelinde k ve ϵ terimleri için iki ayrı denklem bulunmaktadır. k ve ϵ terimleri büyük ölçekli türbülansın hız, $\mathcal{G}$, ve uzunluk, ℓ , ölçeğini tespit etmekte kullanılmaktadır.

$$\ell = \frac{k^{3/2}}{\epsilon} \quad \mathcal{G} = k^{1/2} \quad (2.13)$$

Burada küçük eddy değişkeni olan ϵ , büyük eddy değişkeni olan uzunluk ölçeğini (ℓ), tespit etmekte kullanılmaktadır. Bunun nedeni; yüksek Reynolds sayılarında büyük eddy'lerin ortalama akıştan aldıkları enerji oranının, viskoz etkiler nedeniyle yok olan eddy'lerin kaybettiği enerji oranına eşit olmasıdır.

C_μ ; boyutsuz bir katsayı olmak üzere;

$$\mu_t = C_\mu \rho \mathcal{G} \ell = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (2.14)$$

yazılabilir. Burada μ_t : türbülans (veya eddy) viskozitesi (Pa.s) olmakla birlikte kinematik türbülans viskozitesi ν_t (m^2/s)'dir.

Aslında $k-\epsilon$ modeli sıkıştırılamaz akışlar için geliştirilmiş olmasına rağmen içten yanmalı motorlar için sıkıştırılabilir akış ($\sigma : \nabla \mathbf{u}$) ve yakıt demeti ile gaz fazı etkileşim terimleri ($\dot{W}^s$) eklenerek model geliştirilmiştir.

Standart $k-\epsilon$ modelinde kullanılan denklemler aşağıda verilmiştir.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} k) = -\frac{2}{3} \rho k \nabla \cdot \mathbf{u} + \sigma : \nabla \mathbf{u} + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{Pr_k} \right) \nabla k \right] - \rho \epsilon + \dot{W}^s \quad (2.15)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \epsilon) = -\left(\frac{2}{3} C_{\epsilon 1} - C_{\epsilon 3} \right) \rho \epsilon \nabla \cdot \mathbf{u} + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{Pr_\epsilon} \right) \nabla \epsilon \right] + \frac{\epsilon}{k} \left[C_{\epsilon 1} \sigma : \nabla \mathbf{u} - C_{\epsilon 2} \rho \epsilon + C_s \dot{W}^s \right] \quad (2.16)$$

$\sigma : \nabla \mathbf{u} = \sigma_{ij} \partial u_i / \partial x_j$, ve kullanılan sabitler **çizelge 2.1**'de verilmiştir.

RNG(Renormalization group) $k-\epsilon$ modelinde ise;

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \varepsilon) = & - \left(\frac{2}{3} C_{\varepsilon 1} - C_{\varepsilon 3} + \frac{2}{3} C_{\mu} C_{\eta} \frac{k}{\varepsilon} \nabla \cdot \mathbf{u} \right) \rho \varepsilon \nabla \cdot \mathbf{u} + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{Pr_{\varepsilon}} \right) \nabla \varepsilon \right] \\ & + \frac{\varepsilon}{k} \left[(C_{\varepsilon 1} - C_{\eta}) \sigma : \nabla \mathbf{u} - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_s \dot{W}^s \right] \end{aligned} \quad (2.17)$$

denklemini kullanılmaktadır. Bu denklemde kullanılan değerler ise **2.18** denklemlerinde ve **çizelge 2.1** 'de verilmiştir.

$$c_{\eta} = \frac{\eta(1 - \eta / \eta_0)}{1 + \beta \eta^3}, \quad \eta = S_m \frac{k}{\varepsilon}, \quad S_m = (2S_{ij}S_{ij})^{1/2}, \quad S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.18)$$

$$\eta_0 = 4,38 \quad \beta = 0,012$$

İdeal gazlar için moleküler viskozite, $m=0.5$ olmak üzere, T^m ile doğru orantılıdır,

$(\mu_{air} \sim T^m)$, denklem **(2.20)**. Aynı zamanda $C_{\varepsilon 3}$ politropik üst olan n 'ye bağlıdır, $n \sim 1,3-1,4$ dir.

$\delta = \begin{cases} 1 \rightarrow \nabla \cdot \mathbf{u} \leq 0 \\ 0 \rightarrow \nabla \cdot \mathbf{u} > 0 \end{cases}$ şeklinde hız değişimlerine bağlı olmak üzere, $C_{\varepsilon 3}$ aşağıda verilmiştir.

$$C_{\varepsilon 3} = \frac{-1 + 2C_{\varepsilon 1} - 3m(n-1) + (-1)^{\delta} \sqrt{6C_{\mu}C_{\eta}\eta}}{3} \quad (2.19)$$

Çizelge 2.1 : Standart ve RNG $k - \varepsilon$ modellerinde kullanılan sabitler.

MODEL	C_{μ}	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_{\varepsilon 3}$	Pr_k	Pr_{ε}	C_s
Standart	0,09	1,44	1,92	-1,0	1,0	1,3	1,5
RNG	0,0845	1,42	1,68	Denklem (2.19)	0,7194	0,7194	1,5

KIVA3V'de kullanılan transfer katsayıları, Pr ve Sc (Prandtl ve Schmidt) sayıları olmak üzere,

$$v = v_{air} \left[1 + \sqrt{\frac{C_{\mu}}{v_{air}}} \frac{k}{\sqrt{\varepsilon}} \right]^2, \quad v = \frac{\mu}{\rho}, \quad \mu_{air} = \frac{A_1 T^{3/2}}{T + A_2}, \quad \lambda = -\frac{2}{3} \mu, \quad \kappa = \frac{\mu C_p}{Pr}, \quad D = \frac{v}{Sc} \quad (2.20)$$

şeklinde verilmiştir. A_1 , A_2 , Pr , Sc , değerleri KIVA3V yazılımının giriş datalarında verilmektedir.

2.2. Sıvı Fazı (Langrangian) Denklemleri

Gaz ile sıvının etkileşimi; çarpışma, birleşme, parçalanma, buharlaşma işlemlerini içermektedir.

Yakıt demeti modelleri lokal olarak homojen akış modeli (Locally homogeneous flow, LHF model) ve ayırık akış modeli (Separated Flow model) olarak iki temel kategoriye ayrılmaktadır. KIVA3V yazılımında kullanılan ayırık damlacık modeli ikinci tip model içerisine girmektedir. Bu modelde yakıt demetini temsil eden, yakıt parselleri bulunmaktadır. Bir yakıt parseli içerisinde bulunan yakıt demeti damlacıklarının aynı boyut, hız, yer ve sıcaklığa sahip oldukları kabul edilmektedir (Taşkiran,2004), (Tao, 2003).

Ayrık damlacık modelinde yapılan genel kabuller aşağıdaki gibidir.

- Damlacıklar küre şeklindedir.
- Kütle, momentum ve enerji değişimleri sanki-sürekli rejimde olmaktadır.
- Gaz fazı ile kütle, momentum ve enerji transferleri ampirik olarak ifade edilmekte ve civarda bulunan diğer damlacıklardan bağımsız olarak gerçekleşmektedir.

Damlacıkların hareketini ve değişimini incelemek, damlacıkları gaz fazı içerisinde izlemek için lagrangian formülasyon geliştirilmiştir. Böylelikle gaz fazı denklemleri ile ayırık damlacıklar arasındaki kütle, enerji ve momentum değişimleri olasılık yoğunluk fonksiyonu olarak belirlenebilecektir.

2.2.1 Hareket denklemi

Newton'un ikinci kanunundan gelen momentum denklemi ayırık bir yakıt damlacığına uygulandığında oldukça basit bir görünüme sahiptir.

$$\mathbf{F} = m_d \frac{\partial \mathbf{u}_d}{\partial t} \quad (2.21)$$

m_d : damlacık kütlesi, $\mathbf{u}_d$: damlacık hızı, $\mathbf{F}$: damlacık üzerine gelen kuvvetlerdir.

Bununla beraber damlacık üzerine etkiyen kuvvetler oldukça karmaşık bir yapıdadır. Basset (1888), Boussinesq (1903) ve Oseen (1927) tarafından en genel haliyle

tanımlanan **F** denklemi, bu bilim adamlarının isimlerinin baş harfleriyle, BBO denklemi olarak anılmaktadır. Damlacık yoğunluğunun, kendisini çevreleyen akışkan yoğunluğuna göre çok küçük olması sebebiyle BBO denkleminde Basset, Magnus, Saffman basınç kuvvetleri ihmal edilerek sadece direnç ve yerçekimi kuvvetlerinin etkisi hesaba katılmıştır. Bu durumda damlacığa etkiyen kuvvetler;

$$\mathbf{F} = -\frac{\pi D^2}{8} \rho C_D |\mathbf{u}_d - \mathbf{u}| (\mathbf{u}_d - \mathbf{u}) + m_d \mathbf{g} \quad (2.22)$$

şeklindedir. C_D direnç katsayısıdır.

2.2.2 Damlacık enerji denklemi

Sıvı damlacığın yakıt buharı oluşturabilmesi için damlacık sıcaklığı, çevresinde bulunan gazlardan enerji alarak buharlaşma sıcaklığının üzerine çıkması gerekmektedir. Eğer gaz, yakıt buharına doymamış ise buharlaşma devam eder. Buharlaşma işlemi sırasında enerji damlacıktan alınmaktadır, eğer damlacığın çevresindeki gazdan aldığı enerji yeterli değilse damlacık sıcaklığı azalacaktır. Damlacık ısıl enerjisinin değişimi aşağıda verilmiştir.

$$m_d \frac{dh_d}{dt} = \dot{m}_d h_v(T_d) + \pi D \kappa Nu (T - T_d) f \quad (2.23)$$

$$f = \frac{z}{e^z - 1}, \quad z = -\frac{c_{p,v} \dot{m}_d}{\pi D \kappa Nu} \quad (2.24)$$

f ; kütle transferi olması durumunda ısı alışverişi için bir düzeltme faktörüdür. Nusselt sayısı (Nu) için kullanılan bağıntı ise aşağıda verilmiştir.

$$Nu = 2,0 + 0,6 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (2.25)$$

$$Pr = \mu \frac{c_p}{\kappa} \quad (2.26)$$

2.2.3 Damlacık kütle denklemi

Yoğuşma işlemi, silindir ortamında gerçekleşmediği için kütle transferi sadece sıvı fazdan gaz fazına geçişte ele alınmıştır. Küre halindeki sıvı damlacığın çapı ne kadar fazla ise buharlaşma hızıda o kadar yavaştır.

Buharlaşma hızını kaynama noktası civarında, enerji denklemi ile ilişkilendirilerek buharlaşma hızı için sıvıya verilen enerji ile bağlantılı bir sonuç elde edilebilir. Kaynama durumunda kütle transfer hızı;

$$\frac{dm_d}{dt} = -\frac{\pi D \kappa Nu}{c_{p,v}} \ln \left(\frac{c_{p,v}}{h_v} (T - T_d) + 1 \right) \quad (2.27)$$

şeklinde yazılabilir.

2.2.4 Atomizasyon modeli

Yakıt enjektörler vasıtasıyla yanma odasına gönderildiğinde bir sıvı jeti oluşturmaktadır. Bu sıvı jeti ortamda bulunan gazın aerodinamik etkisiyle karşılaşır. Aerodinamik ve yüzey gerilme kuvvetlerinin bileşkesi, sıvı jeti yüzeyinin bozulma ve salınım hareketlerini kuvvetlendirir. Bu durumda sıvı jeti artan salınım hareketleriyle parçalanarak küçük damlacıklara bölünür. Bu fiziksel olay atomizasyon olarak tanımlanmaktadır.

Literatürde birçok atomizasyon modeli tanımlanmıştır. Enjektör deliğı civarında çok küçük boyutlardaki ağ yapısı ile yakıt demetinin lif ve ligamentlere ayrılarak atomizasyonu sağlanabilmektedir. Fakat bu durum oldukça yüksek hesap zamanı ve bilgisayar kapasitesi gerektirecektir. Bu yüzden KIVA3V yazılımında atomizasyon modeli ele alınmamış, onun yerine bu karmaşık yapıyı basitleştiren yakıt demeti çıkış açısı, damlacık başlangıç büyüklükleri, yakıt demetini temsil edecek damlacık parsel sayısı gibi özellikler giriş değıeri olarak alınmaktadır.

2.2.5 Parçalanma modeli

Damlacığın kendisini çevreleyen gaz içerisindeki hareketinden doğan bağıl hız, damlacık üzerinde düzgün olmayan bir basınç ve yüzey gerilmesi oluşturur. Bu durum damlacığın aerodinamik kuvvetler etkisinde daha küçük parçalara ayrılmasına sebebiyet verir.

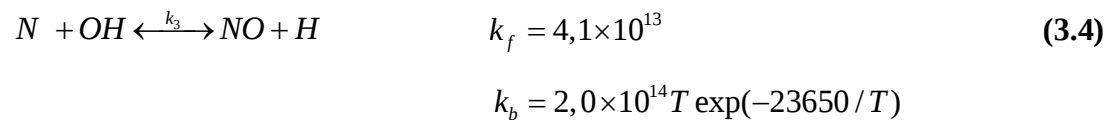
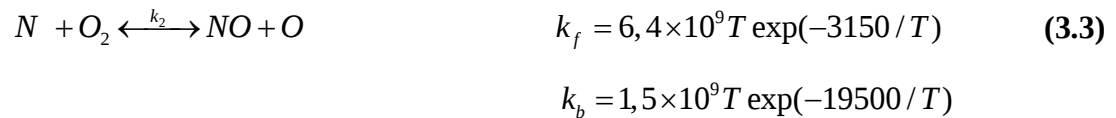
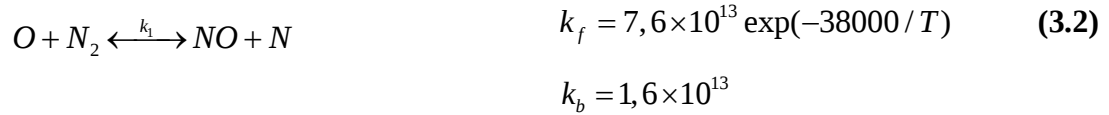
Damlacık parçalanması ile ilgili değışik araştırma grupları tarafından farklı parçalanma modelleri kullanılmaktadır. Orijinal KIVA3V yazılımında Taylor Analogy Breakup (TAB) modeli ile damlacık parçalanması modellenmiştir. Nordin tarafından Kelvin-Helmoltz Rayleigh-Taylor (KHRT) parçalanma modeli KIVA3V yazılımına aktarılmıştır. (Taşkıran,2004) (Nordin, 2001)

3. YANMA MEKANİZMASI

Geleneksel dizel veya direk püskürtmeli yanmanın matematik modellemesi homojen karışımlılara göre daha karmaşıktır. Sıkıştırılan yüksek basınçtaki yakıt yanma odasına enjekte edilir. Yakıt damlacıkları dağılır, birbirleriyle çarpışır ve türbülansa sebep olurlar. Hava-yakıt karışımı belirli bir gecikmeyle birlikte kendiliğinden alev alır ve yanma olayı basınç ve sıcaklık artışıyla birlikte devam eder. Bu nedenle özellikle dizel yanmasında bir çok detaylı yanma modelleri geliştirilmiştir. Ancak bu tezde homojen karışumlu benzinli bir motor modellenmiş ve tek adımlı basit bir yanma modeli kullanılmıştır.

3.1 Kinetik ve Denge Mekanizmalar

KIVA3V standart yazılımında benzin (gasoline) yakıtının yanması sırasında toplam on iki bileşenden oluşan dört adet kinetik reaksiyon ve altı adet denge reaksiyonu hesaplanmaktadır. Yakıtın (C_8H_{17}) yanması için sadeleştirilmiş tek adımlı oksidasyon reaksiyonu (3.1) kullanılmaktadır. NO_x oluşumu için genişletilmiş Zeldovich mekanizması (3.2-3.3-3.4) kullanılmaktadır.



KIVA3V yazılımında yakıtın oksidasyon reaksiyonundaki katsayılar, Westbrook ve Dryer'in 1984 yılındaki "hidrokarbon yanmasının kimyasal kinetik modellemesi" adlı makalelerinden alınmıştır (Amsden, 1993).

Üstte belirtilen dört adet kinetik reaksiyondan ayrı olarak altı adet denge reaksiyonu hesaplanmaktadır.



Reaksiyon hız sabiti ile sıcaklık arasındaki ilişki için Arrhenius tarafından bulunan denklem kullanılmaktadır. Bu denklem yardımıyla, belli sıcaklıktaki reaksiyon hız sabiti bilinen reaksiyonun başka bir sıcaklıktaki hız sabiti hesaplanabilir.

$$k_i = A_i \cdot T^{\beta_i} \exp\left(-\frac{E_i}{R \cdot T}\right) \quad [\text{cm}^3 \text{ mol}^{-1} \text{ s}^{-1}] \quad (3.11)$$

k_i = Reaksiyon hız sabiti

A_i = Frekans faktörü (Sabit)

E_i = Aktivasyon enerjisi

β_i = Sıcaklık üssü

R = İdeal gaz sabiti

T = Sıcaklık

C_8H_{17} yakıtı için kullanılan sıcaklığa bağlı katsayı (3.1)'de yazılmıştır. Reaksiyon tek yönlü olduğu için geri reaksiyon katsayısı $k_{br}=0$ 'dır

3.2. NO Oluşum Mekanizması

Azotoksit (NO) oluşumu özellikle 1800 °C üzerine çıkıldığında ve ortamda yeterli oksijen konsantrasyonu varsa hızla oluşmaktadır. NO oluşumu daha çok fakir karışımlarda çalışan dizel motorlarında önem teşkil etmektedir.

Zeldovich-NO (Termal-NO) : N₂ molekülündeki üçlü bağı bölmek için gerekli olan enerji yüksek olduğundan (3.2) denklemindeki aktivasyon enerjisi yüksektir. Bu yüzden (3.2) reaksiyonu Zeldovich-NO oluşum mekanizmasını sınırlandıran reaksiyondur.

Yüksek hızlarda yeterince hızlı geliştiğinden bu mekanizma Termal-NO oluşumu olarak da adlandırılmaktadır. Yukarıdaki reaksiyonlardan ilk iki reaksiyon Zeldovich tarafından önerilmiş daha sonra üçüncü reaksiyon eklenerek mekanizma geliştirilmiştir.

Zeldovich-NO mekanizması O atomu ve OH bileşenini ihtiva ettiğinden, bu mekanizmayı yakıtın oksidasyonu ile birleştirmek gereklidir. Fakat yakıt oksidasyon mekanizması ile karşılaştırma yapıldığında, NO mekanizmasının genel hızı yavaş olduğundan reaksiyon hızının hesaplanması yakıt oksidasyon kinetiğinden ayrılarak yapılmaktadır. Çoğu durumda O₂, N₂, O ve OH bileşenlerinin belirtilen sıcaklıkta denge konsantrasyonları alınır ve N atom konsantrasyonunun sürekli-rejimde olduğu kabul edilir. Bu kabulle birlikte NO oluşum hızı Heywood (1988)'de aşağıdaki gibi verilmiştir.

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{6 \times 10^{16}}{T^{0.5}} \exp(-69,090 / T) [O_2]_e^{0.5} [N_2]_e \quad (3.12)$$

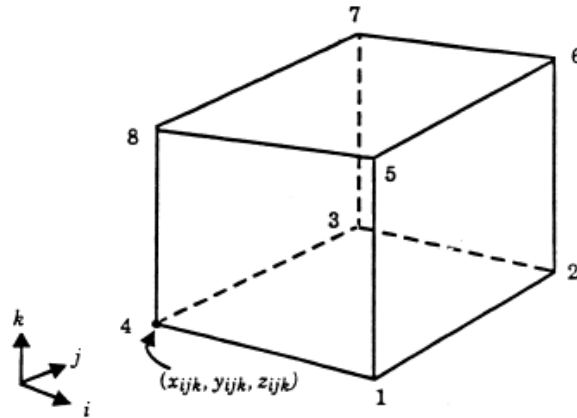
Burada []_e denge konsantrasyonunu belirtmektedir. NO üretiminin sıcaklığa bağlılığı (3.12) denkleminde açıkça görülmektedir. Sıcaklık, oksijen ve nitrojen konsantrasyonlarının artması ile birlikte NO oluşumunu artıracaktır. Yakıt fazlalık katsayısının, ϕ , 0,8 ile 1 arasında olduğu durumda Zeldovich-NO mekanizması NO oluşumunda etkin rol oynamaktadır.

4. SAYISAL YÖNTEMİN YAPISI VE BİLGİSAYAR PROGRAMI

KIVA3V gaz fazı ve sıvı fazı denklemlerinin bir arada çözülmesi için Arbitrary Lagrangian Eulerian (ALE) metodu kullanılmaktadır.

Hesaplamaların yapılacağı bölge altı yüzlü “hexahedron” prizmatik hacimlere bölünmekte (**Şekil 4.1**) ve denklemler sonlu hacimler metodu ile çözümlenmektedir. Hücre köşeleri i, j, k indeksleri ile gösterilmekte ve her hücre dördüncü köşesinden etiketlenmektedir. Koordinatlar ve hız bileşenleri hücrelerin köşelerinde tanımlanmakta, diğer özellikler ($p, \rho, T, V, e, k, \epsilon, \dots$) hücrelerin orta noktalarında tanımlanmaktadır.

Hesaplamalar üç aşamaya dayanmaktadır. İlk aşamada, köşelerin hareket etmediği durumda Lagrangian hesaplamaları yapılır. İkinci aşamada, basınç gradyeni terimleri iterasyonlarla hesaplanır. Son aşamada ise, denge durumunu kontrol ettikten sonra hücrenin köşeleri hareket ettirilir ve yeniden bölgeler oluşturulur.

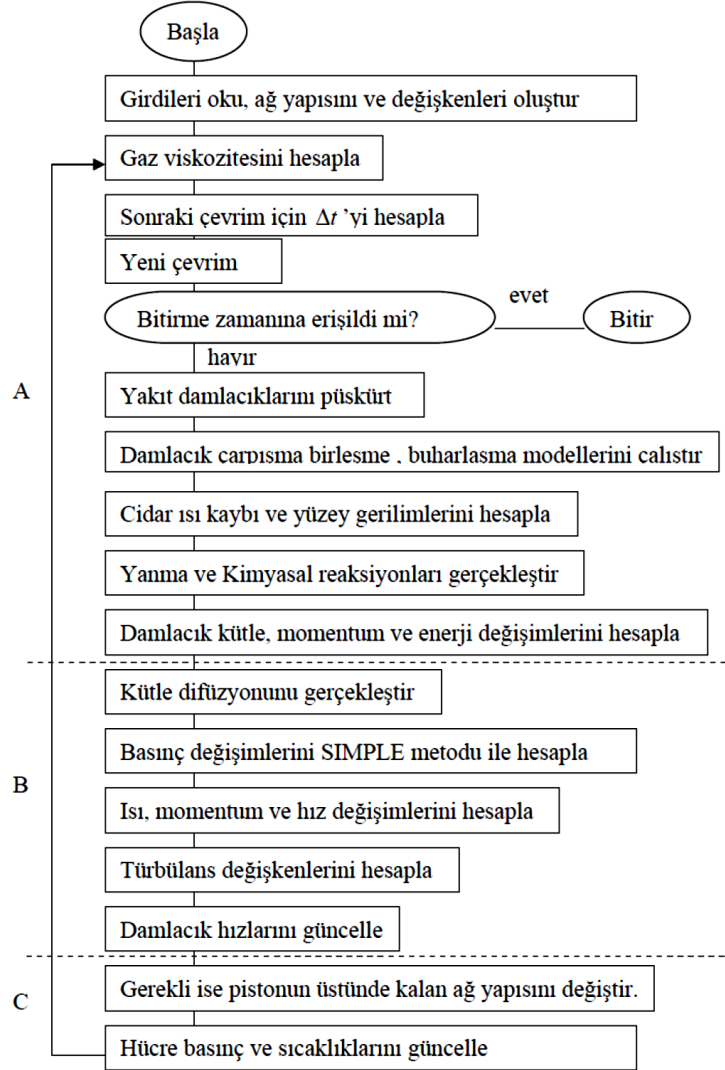


Şekil 4.1 : KIVA3V’de kullanılan tipik bir hücre elemanı.

4.1 Çözüm Yöntemi

ALE metoduna göre sonlu fark denklemleri Lagrangian faz ve Eulerian faz olmak üzere iki ayrı faz içerisinde çözümlenmektedir. Krank açısının değişmesi ile yeni bir

ağ yapısının oluşturulması Eulerian faz içerisinde gerçekleşmektedir. Yakıt demeti ve gaz fazı denklemlerini çözümleri birbirini izleyen A, B, C safhalarında çözümlenmektedir. A ve B Lagrangian, C ise Eulerian akış çözümlerini içermektedir. A, B ve C safhalarını içeren KIVA3V programının genel akış diyagramı, ana hatlarıyla Şekil 4.2’de gösterilmiştir.



Şekil 4.2 : Genel akış diyagramı (Taşkiran,2004).

A safhası: Yakıt demeti birleşme , parçalanma kaynak terimleri ve kimyasal reaksiyonlardan gelen kaynak terimler A safhasında hesaplanmaktadır.

B safhası: Momentum denklemlerindeki yakıt demeti kaynak terimi, kütle momentum ve enerji denklemlerindeki difüzyon terimleri ile türbülans denklemlerindeki kaynak terimler çözülmektedir. Düşük Mach sayılarında hesap verimliliğini sağlamak için

basınç gradyeni ölçülendirme “Pressure Gradient Scaling (PGS)” metodu momentum denkleminde uygulanmaktadır (Amsden, 1989).

Çözüm yöntemi temel olarak SIMPLE yöntemine dayandırılmaktadır. Bu yöntemde temel sayısal iterasyon iki basamaktan oluşmaktadır.

- Öngörülen basınç alanı dondurularak diğer akış özellikleri difüzyon terimleri için implicit olarak, sonlu farklar yöntemi ile çözülmektedir.
- Difüzyon terimleri için elde edilen değerler dondurularak basınç terimi için denklem çözümü elde edilmektedir. Bu basamak sonunda tahmin edilen ve düzeltilen basınç terimleri karşılaştırılmaktadır. Yaklaşım toleransı dışında bir çözüm varsa düzeltilmiş basınç terimi yeni basınç değeri olarak alınır ve iterasyon tekrarlanır.

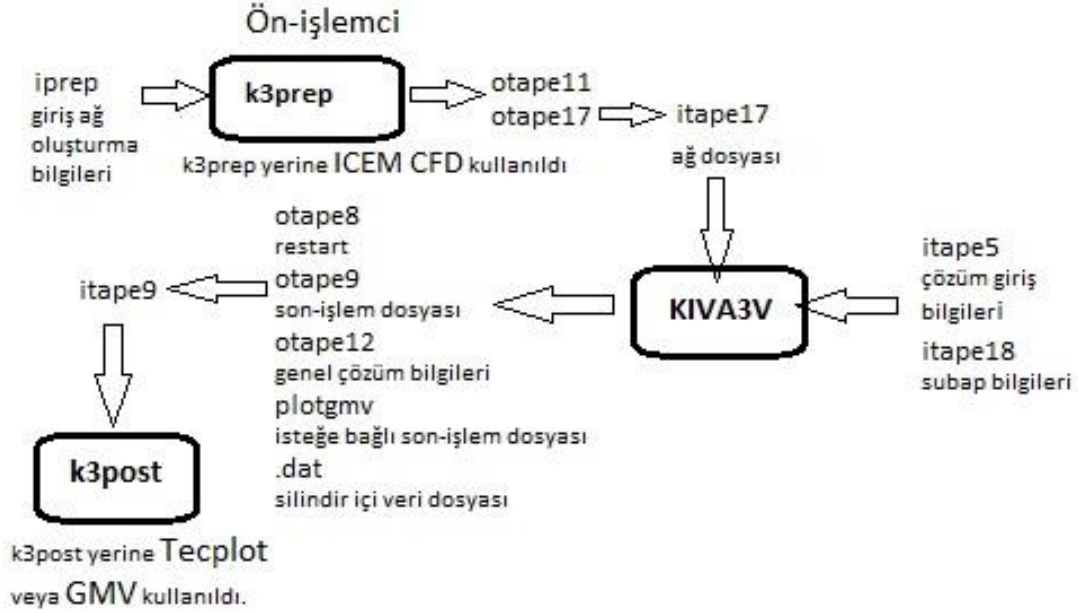
C safhası: Bu safha yeniden ağ yapısının oluşturulduğu safhadır. Taşınım terimleri ve akış alanı ve hesaplamalı hücre üzerinde yeniden akış alanı oluşturularak hesaplanır.

4.2 Bilgisayar Programı

Amerika Birleşik Devletlerinde Los Alamos ulusal laboratuvarı tarafından üretilen KIVA programı Fortran bilgisayar dilinde yazılmış ve ilk olarak 1985 yılında kullanılmaya başlanmıştır. Gelişen bilgisayar kapasite ve hızlarına paralel olarak 1989 yılında KIVA II, 1993 yılında KIVA3 ve 1997 yılında KIVA3V ve 1998 KIVA3V rel2 ve son olarak 2009 yılında KIVA4 versiyonları geliştirilmiştir. Kullanılan bilgisayar yazılımı standart KIVA3V’ dir. Kullanılan bilgisayar sisteminin kapasitesine, hücre sayısına, reaksiyon sayısına, yakıt giriş zamanlamasına, hava hareketlerinin miktarına, parçalanma ve buharlaşma miktarına vb. durumlara bağlı olarak programın çalışma süresi değişmektedir.

KIVA3V bilgisayar programı ele alınan hacim sınırlarını ve yapısının tanıtıldığı K3PREP, sonuçların görüntülendiği K3POST ve çözümlerin yapıldığı KIVA3V bilgisayar programından oluşmaktadır. Bu tezde ağ yapısını oluşturmak için K3PREP yerine daha detaylı ve karmaşık yapılar için görsel olarak mesh oluşturulmasına yarayan ANSYS ICEM CFD programı kullanılmış, KIVA3V’den alınan grafiksel çıktılar K3POST yerine General Mesh Viewer (GMV) ve Tecplot ile görüntülenmiştir. KIVA3V yazılımının çalışması için ağ yapısı bilgilerin bulunduğu itape17 dosyasına, motorun ve analizin çalışma bilgilerinin girildiği itape5 dosyasına eğer subap var ise,

subap hareket bilgilerin girildiği itape18 dosyasına ihtiyaç vardır. Kod çalıştırıldıktan sonra çıktı olarak genel bilgi dosyası olarak otape12 dosyası, post process dosyası olan otape9, restart dosyası olan otape8 ve eğer istenirse post process için plotgmvs dosyaları yaratmaktadır. KIVA3V yazılımının çalışma yapısı basitçe **şekil 4.3**'te gösterilmiştir.



Şekil 4.3 : KIVA3V yazılımının çalışma yapısı.

5. YANMA ODALARININ TANITIMI VE AĞ YAPISI

Temel özellikleri **Çizelge 5.1**'de verilen motor için üç farklı yanma odasının çok boyutlu akış ve yanma analizi KIVA3V programıyla gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 5.1 : Motor özellikleri.

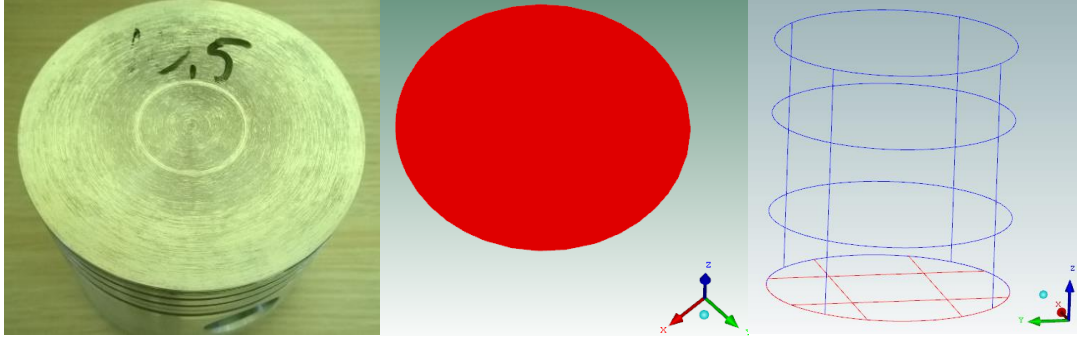
Yakıt	Benzin
Zaman	4
Silindir sayısı	1
Silindir Çapı	85 mm
Strok boyu	80 mm
Sıkıştırma oranı	9,1 - 10,5
Emme supabı açılma zamanı	16° ÜÖN' den önce
Emme supabı kapanma zamanı	40° AÖN' den sonra
Egzoz supabı açılma zamanı	40° AÖN' den önce
Egzoz supabı kapanma zamanı	16° ÜÖN' den sonra
Biyel kolu uzunluğu	145 mm

Yanma odaları sırasıyla;

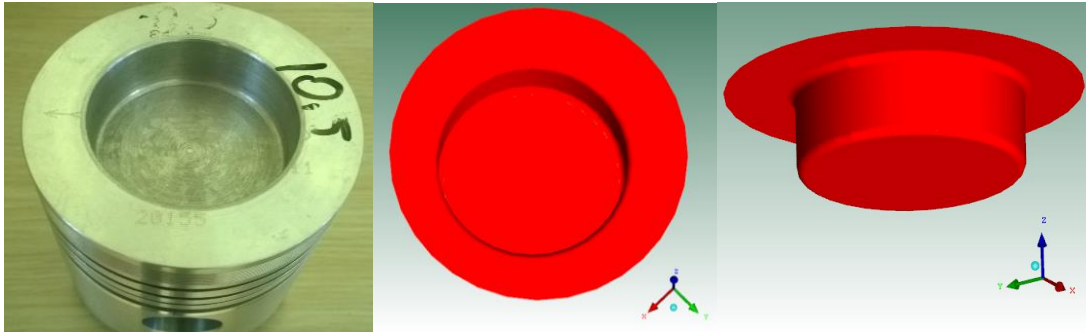
- 1. tip, disk (düz) piston
- 2. tip, silindirlik oyuklu piston
- 3. tip, w oyuklu, kanallı pistondur.

3. tip piston MR-Proses (Mehdiyev R., 2011) fikri üzerinden türetilmiş bir pistondur. Tek taraflı açılan kanal ile döngü hareketinin gerçekleşmesi amaçlanmaktadır.

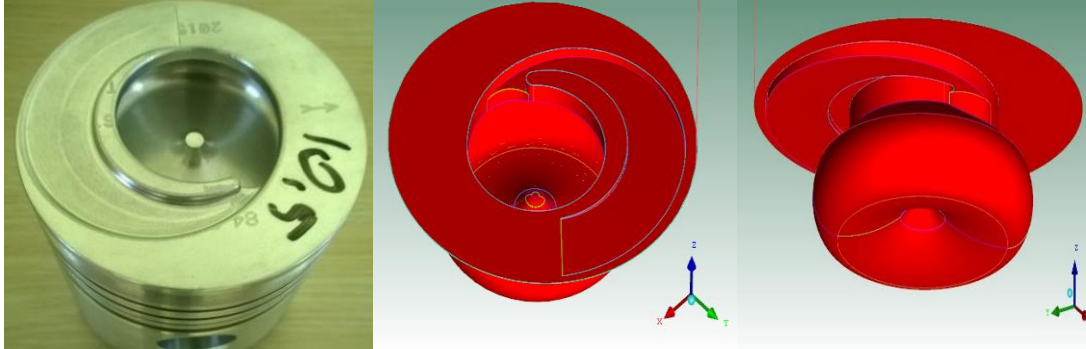
Analizi yapılacak pistonların gerçek resimleri ve ICEM CFD programında oluşturulmuş yüzeyleri **Şekil 5.1, 5.2, 5.3**'te gösterilmiştir.



Şekil 5.1 : 1. tip disk (düz) piston (sol:gerçek piston, orta:yüzeyin üstten görünüşü, sağ: piston ve silindir yüzeylerinin basit görünüşü(wire frame simple view)).



Şekil 5.2 : 2. tip silindirik oyuklu piston (sol: gerçek piston, orta: yüzeyin üstten görünüşü, sağ: yüzeyin alttan görünüşü).

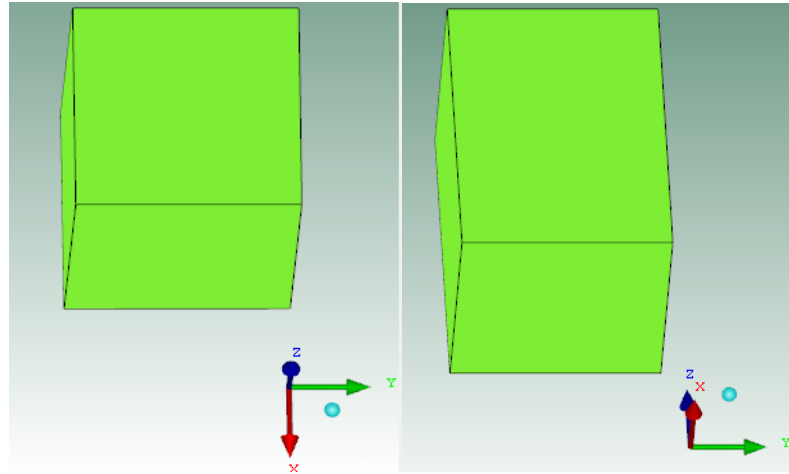


Şekil 5.3 : 3. tip, W tipi oyuklu, kanallı piston (sol: gerçek piston, orta: yüzeyin üstten görünüşü, sağ: yüzeyin alttan görünüşü).

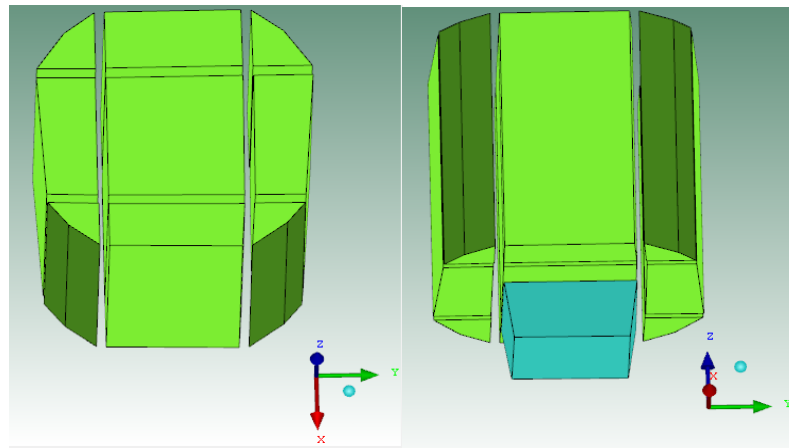
Önceki doktora çalışmasında 9,1 sıkıştırma oranına sahip 2. tip silindirik oyuklu pistonlu motorun deneyleri gerçekleştirilmiştir. Bu deney sonuçları seçilerek kalibrasyon amaçlı 1200, 1500, 1800 d/dk' da KIVA3V simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Bu simülasyonlar sonucunda simülasyon sonuçları deney verilerine yaklaştırılarak KIVA3V kalibrasyonu tamamlanmıştır. İkinci aşamada ise, deney sonuçları olmayan 10,5 sıkıştırma oranına sahip 1., 2. ve 3. tip pistonlu yanma odalarının 1200, 1500, 1800 d/dk'da simülasyonları gerçekleştirilmiştir.

5.1 Bloklama ve Ağ Yapısının Oluşturulması

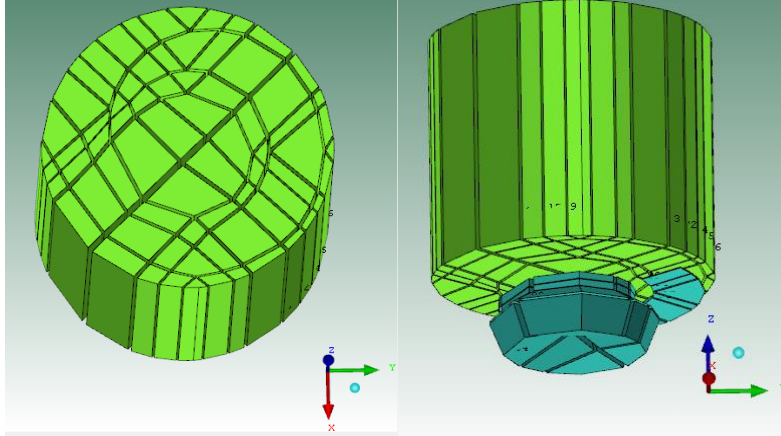
Analizleri yapılacak silindirler için KIVA3V yazılımında çözülecek ağ yapıları ANSYS ICEM CFD programında oluşturulmuştur. KIVA3V yazılımı “structured hexahedron” hücre ve blok yapısına ihtiyaç duymaktadır, dolayısıyla ağ yapısını oluşturmak otomatik olarak ağ oluşturan programlara göre çok daha fazla zaman ve emek istemektedir. Ağ yapısı oluşturulacak geometrinin ayrıntısı ne kadar fazla ise bloklama ve ağ yapısını oluşturma işi de o kadar uzun sürmektedir. Üç farklı yanma odası için oluşturulan bloklar **Şekil 5.4**, **5.5** ve **5.6**'da verilmiştir. Görüldüğü üzere geometri detaylandıkça blok sayısı arttırılmak zorunda kalmıştır, oluşturulan ağ yapısının geometriyi tam manasıyla temsil etmesi ve hücrelerin kalitesinin çok kötü olmaması için blok sayısının arttırılması zorunlu bir işlemdir.



Şekil 5.4 : Disk pistonlu silindirin blok yapısı (sol: üstten görünüş, sağ: alttan görünüş).



Şekil 5.5 : Heron tipi pistonlu silindirin blok yapısı (sol:üstten görünüş, sağ: alttan görünüş).



Şekil 5.6 : Kanallı W tipi pistonlu silindirin blok yapısı (sol:üstten görünüş, sağ: alttan görünüş).

KIVA3V yazılımı için ICEM CFD programında ağ yapısının nasıl oluşturulduğu özetle aşağıdaki gibidir;

- Ağ yapısı oluşturulacak modelin noktalardan, çizgilerden ve yüzeylerden oluşan geometrisi ya ICEM CFD programında oluşturulur ya da dışarıdan, (hazır paket programlarca oluşturulmuş katı modeli) aktarılır (eğer dışarıdan aktarıldıysa ileride problem çıkmaması adına ICEM CFD programında geometrinin topolojik olarak kontrolü yapılmalıdır).
- Üç boyutlu olarak çizgileri ve yüzeyleri bulunan geometri için blok kısmından altıyüzlü dikdörtgen prizması şeklinde temel bir blok oluşturulur.
- Oluşturulan temel blok kenarlarından seçilerek, geometrinin detayına göre gerekli sayıda bloka bölünür.
- Eğer oyuk, valf gibi kısımlar var ise bölünen bloklardan gerekenlerinin yüzeyleri seçilerek oyuk ve valf kısımlarının blokunu oluşturulmak üzere ekstrüze edilir.
- Gerekmeyen bloklar silinir.
- Geometrinin gerekli blokları oluşturulduktan sonra veya oluşturma sırasında, en başta oluşturulan geometrinin nokta, çizgi ve yüzeyleri ile ilişkilendirilir.

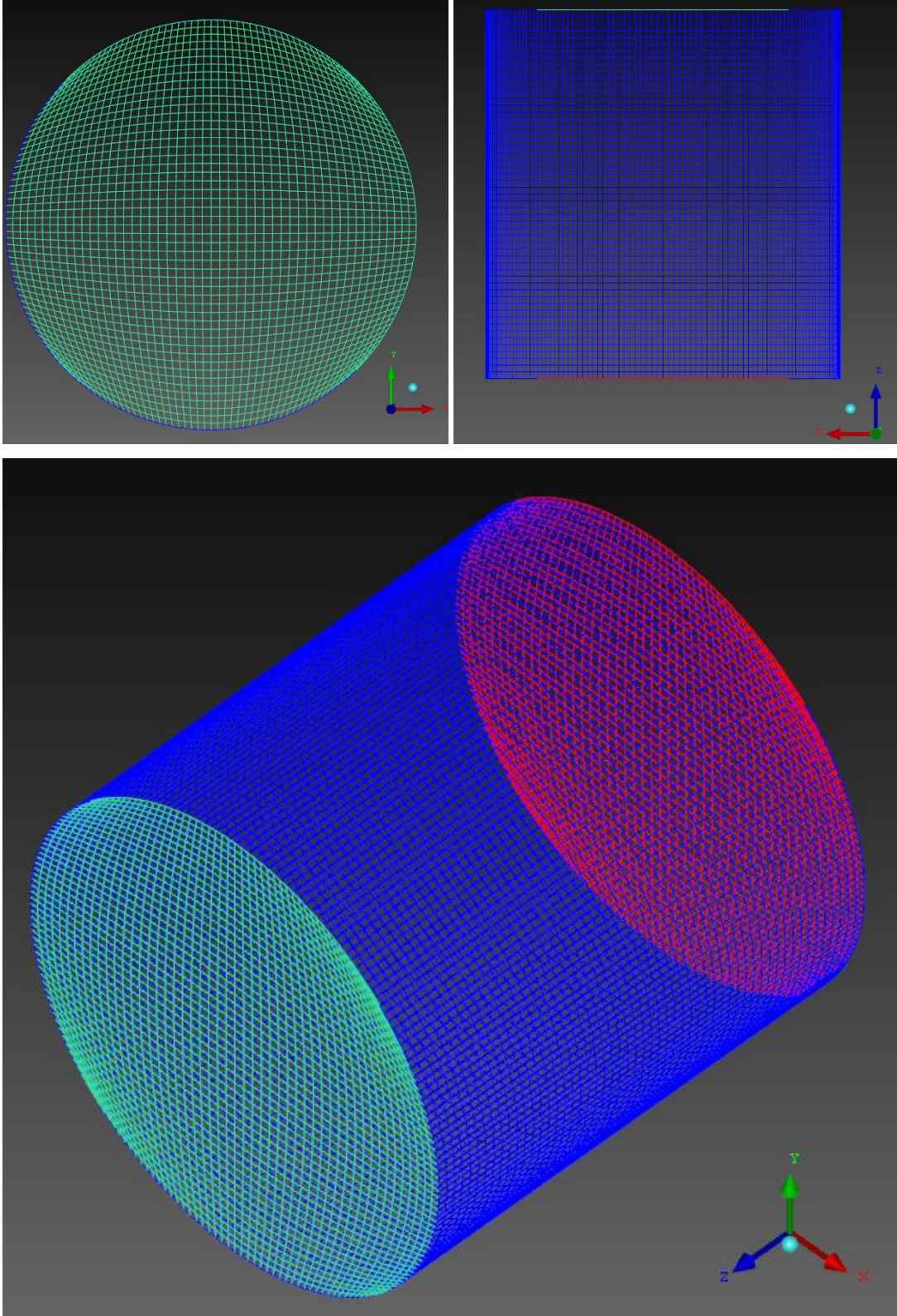
- Hücre yapısının hatalı kısımların önceden görülerek düzeltilmesi için bloklarda bölme işlemi yapılır ve işlem süresince sürekli olarak ön-ağ kontrolü (pre-mesh) kısmından kontrol edilir.
- Ön-ağ kalitesi (pre-mesh) kalitesi kontrol edilmelidir, eğer kalitesiz ve çarpık kısımlar var ise el ile olabildiğince düzeltilir.
- İlişkilendirmeler sonunda pre-mesh sırasında herhangi sorun görülüyorsa, blok yapısı KIVA3V için çoklu bloklu ağ yapısı (multiblock mesh) şekline dönüştürülür.
- Oluşturulan yüzeyler ve bloklar için sınır koşulları (boundary conditions) tanımlanır.
- Son olarak KIVA3V için ağ yapısı bilgilerini içeren tape17 dosyasının çıktısı alınır.

Bu tezde hazırlanan 10,5 sıkıştırma oranına sahip motorlar için oluşturulan ağ yapıları ve hücre sayıları aşağıda **Şekil 5.7, 5.8, 5.9** ve **Çizelge 5.2**' de gösterilmiştir.

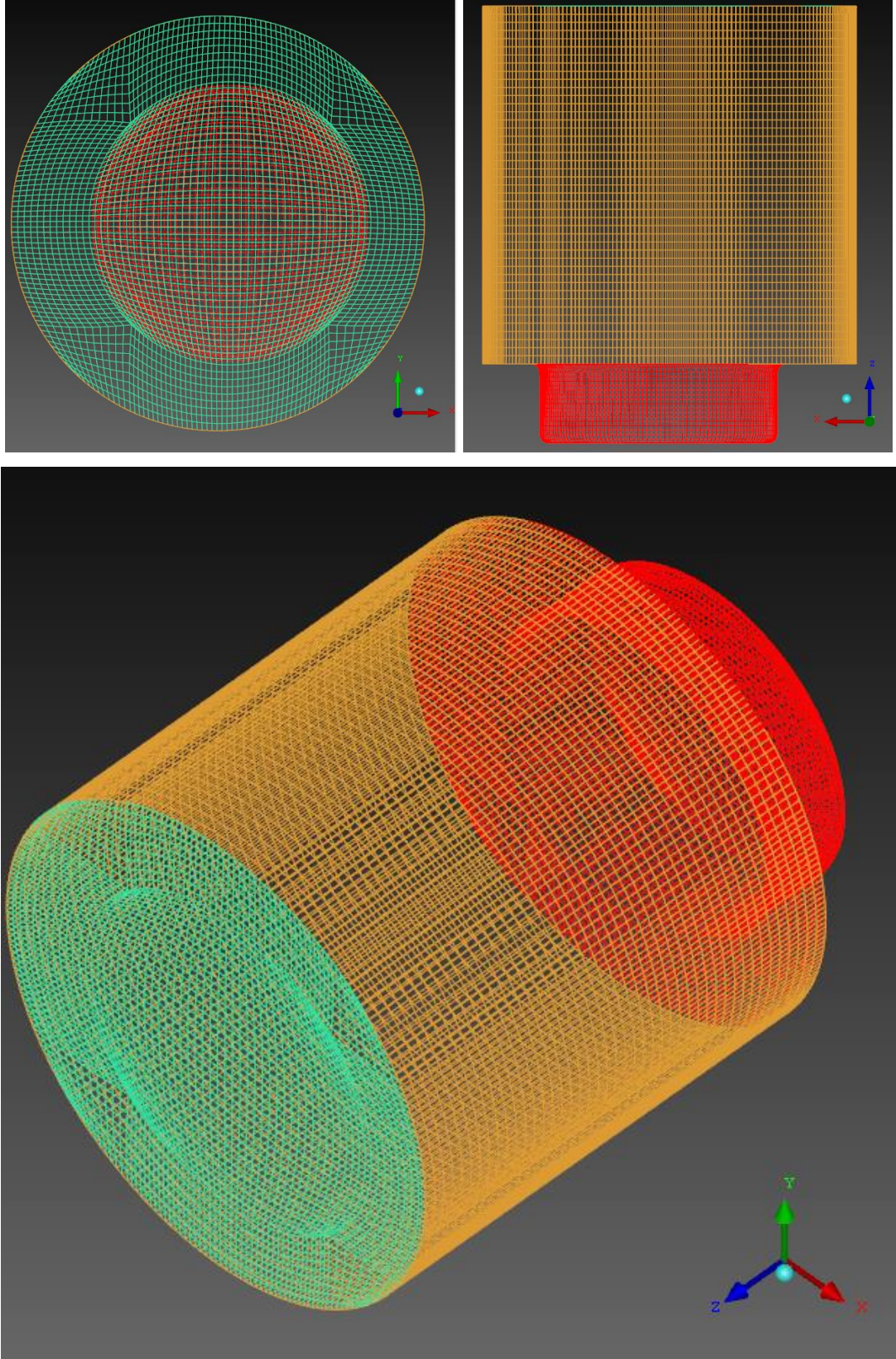
Ağ yapısı oluşturulan geometriler için x, y, z yönlerindeki hücre sayıları **Çizelge 5.2**' de verilmiştir. Ayrıca deneysel verisi de bulunan 2. Tip silindirik oyuklu pistonun değişik hücre sayılarında, blok yapısına göre x, y, z yönlerindeki düğüm noktası sayıları ve maksimum hücre büyüklükleri şematik olarak gösterilmiştir. 2. Tip piston için 191976 hücre sayısında maksimum hücre büyüklüğü 2 mm'nin altındadır.

Çizelge 5.2 : Ağ yapısı bilgileri.

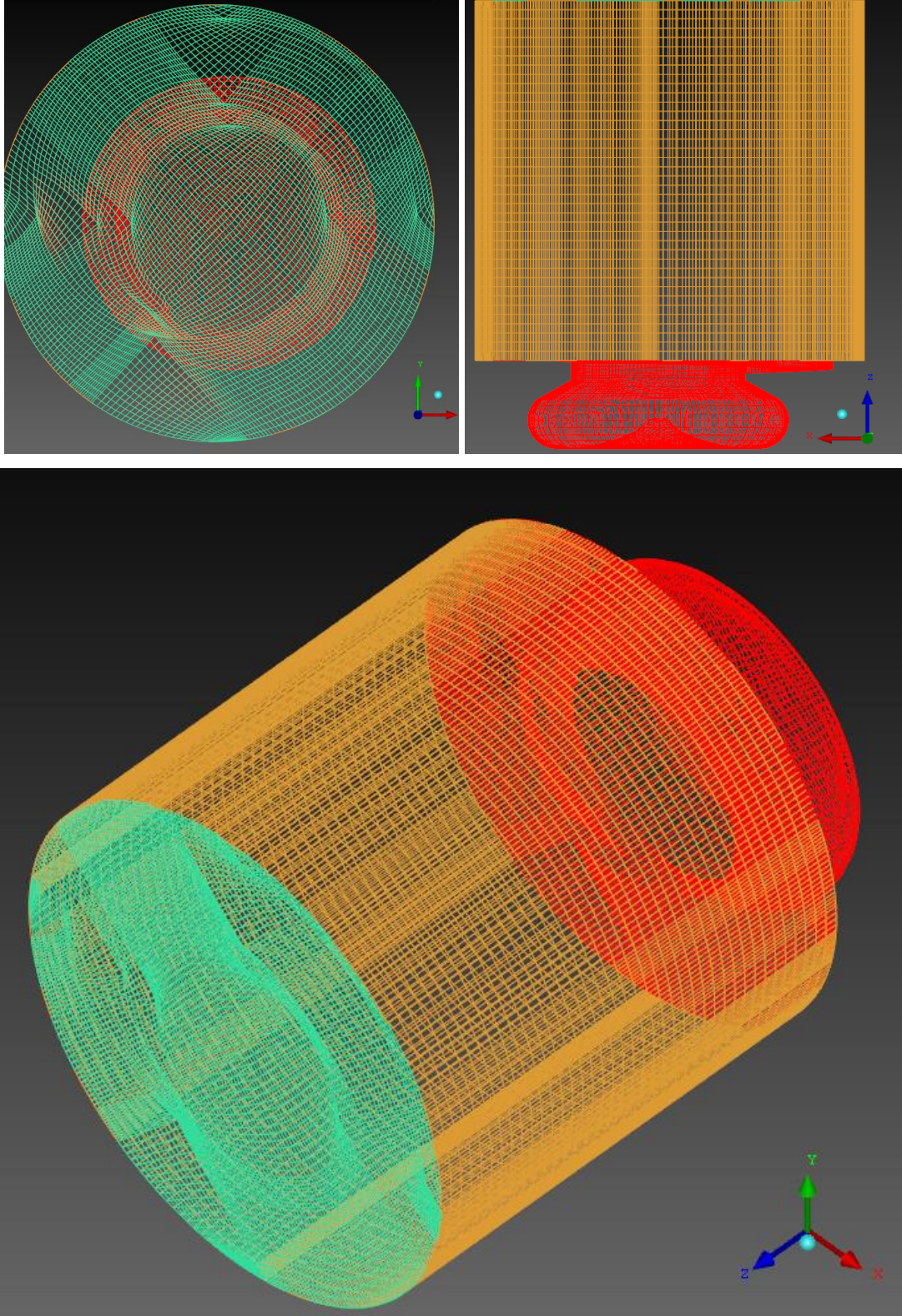
	ICEM CFD düğüm noktası sayıları			Hücre sayısı
	x	y	z	
Düz(disk) piston	66	66	48	198575
Heron tipi silindirik oyuklu piston	64	62	63	191976
Kanallı W tipi piston	81	74	67	220578



Şekil 5.7 : Disk pistonlu silindirin ağ yapısı (üst sol: üstten görünüş, üst sağ: önden görünüş, alt: izometrik görünüş).



Şekil 5.8 : Heron tipi pistonlu silindirin ağ yapısı (üst sol: üstten görünüş, üst sağ: önden görünüş, alt: izometrik görünüş).



Şekil 5.9 : Kanallı W tipi pistonlu silindirin ağ yapısı (üst sol: üstten görünüş, üst sağ: önden görünüş, alt: izometrik görünüş).

6. ANALİZ YÖNTEMİ VE SAYISAL SONUÇLAR

Bu çalışmada üç farklı pistona sahip homojen dolgulu benzinli bir motorun 9,1 ve 10,5 sıkıştırma oranlarında sayısal olarak üç boyutlu akış ve yanma analizi yapılmıştır. Farklı pistonlar kullanılarak akışın, yanmanın gelişimi ve egzoz emisyonları incelemek istenmiştir, ayrıca ileriki zamanda deneysel olarak da çalışması gerçekleştirilecek üç farklı yanma odası hakkında ön bir fikir oluşturulmak hedeflenmiştir.

Pistonlar daha önce tanıtıldığı üzere;

1. Düz piston,
2. Heron tipi silindirik oyuklu piston,
3. Kanallı W tipi pistondur.

Bu üç farklı yanma odasından 2. tip olan heron tipi silindirik oyuklu olan pistonun daha önce 9,1 sıkıştırma oranı için deneyleri yapılmıştır. Bu piston kullanılarak yapılan deneyler daha önce çevrim atlatmalı (Kutlar,1998) ve normal çevrimli olarak İTÜ Makina Fakültesi Otomotiv Laboratuvarı'nda doktora çalışması (Doğru, 2013) olarak gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmalardan normal çevrimli olarak yapılan deneylerden alınan sonuçlardan bir kısmı bu çalışmada kullanılmıştır.

Bütün simülasyonlar motorun emme subabı kapanmasından egzoz açılmasına kadar olan zamanı kapsayan kapalı çevrim (closed cycle) şeklinde gerçekleştirilmiştir. İlk olarak ağ yapıları, hazırlanan bütün modellerin sıkıştırma oranı kontrolü ve çalışır durumda olup olmadıkları KIVA3V yazılımında akışkan olmadan “nohydro” koşullarında analiz edilerek doğruluğu test edilmiş olup örnek bir karşılaştırma 10,5 sıkıştırma oranı için **Çizelge 6.2'** de verilmiştir.

Sonra KIVA3V yazılımında akışı, yanmayı ve çözümü etkileyen temel parametrelerin değerlerinin etkileri incelenerek yazılımın deney verileri ile kalibrasyonu yapılmıştır. Sonuçlar **Şekil 6.1** ile **Şekil 6.27** arasında verilmiştir.

9,1 sıkıştırma oranına sahip 2. tip piston için deney verileri referans alınarak KIVA3V programında kalibrasyon çalışması yapılmıştır. Önce deneydeki giriş şartı kullanılarak 1350d/dk’ da yakıtsız olarak basınç değişimi analizi yapılmış ve deney sonuçları ile karşılaştırılması **Şekil 6.28**’ de verilmiştir.

Daha sonra yine 9,1 sıkıştırma oranı için yanmalı duruma geçilmiştir. Yanmalı durumdaki mevcut 1, 2 ve 3 bar ortalama efektif basınç (OEB) yük koşullarına sahip deney verileri arasından, çevrim kararlılığı diğerlerine göre daha iyi olan 3 bar OEB’deki veriler tercih edilmiş ve bütün yanmalı analizler 3 bar OEB’de 1200-1500-1800 d/dk olmak üzere üç farklı hızda yapılmıştır. Deneysel sonuçlar ve KIVA3V sonuçları karşılaştırmalı olarak **Şekil 6.36** ile **Şekil 6.47** arasındaki grafiklerde verilmiştir.

Deneysel sonuçlar ve KIVA sonuçları karşılaştırılıp, KIVA giriş parametreleri ayarlandıktan sonra, 10,5 sıkıştırma oranlı, üç farklı yanma odasına sahip üç farklı pistonun analizleri yapılmıştır. İlk olarak ICEM CFD ağ yapısı oluşturma programında yaratılan geometrilerin ölçüleri ve ağ yapısının çalışıp çalışmadığı, ayrıca analiz sonuçlarının tutarlılığı açısından modellerin tam olarak 10,5 sıkıştırma oranını sağlamadığı KIVA3V yazılımında herhangi bir akışkan olmadan “nohydro” analiz yapılarak kontrol edilmiştir. Daha sonra 9,1 sıkıştırma oranında kalibrasyonu yapılan KIVA giriş parametreleri 10,5 sıkıştırma oranında yapılacak analizlere uyarlanmış ve kullanılmıştır. 10,5 sıkıştırma oranında yine 1200-1500-1800 d/dk olmak üzere her yanma odası için üç analizden oluşan toplam dokuz adet analiz yapılmıştır. Yapılan tüm analizler özet halinde **Çizelge 6.1**’ de verilmiştir.

Farklı yanma odaları kullanılarak özellikle oluşacak hava hareketlerinin, yüzey alanları farklılıklarının, motor yanma parametreleri, performans, egzoz emisyonu, yakıt tüketimi, ısı dağılımı üzerine etkileri incelenmek istenmiştir. Özellikle kanallı W yanma odalı 3. tip piston piyasada var olmayan yeni tasarlanmış bir piston türü olduğundan çıkacak sonuçların ileride deneysel olarak da gerçekleştirilecek çalışmalar için fikir vermesi amaçlanmıştır.

Çizelge 6.1 : Simülasyon matrisi.

			1	2	3
SİMÜLASYONLAR	SIKIŞTIRMA ORANLARI		DÜZ	HERON	W TİPİ KANALLI
Kalibrasyon	9,1	Deney	-	+	-
	1200 d/dk				
	1500 d/dk				
	1800 d/dk	KIVA3V	+	+	+
Yeni Sıkıştırma oranlı YO	10,5	Deney	-	-	-
	1200 d/dk				
	1500 d/dk	KIVA3V	+	+	+
	1800 d/dk				

6.1 Ağ Yapısı Sıkıştırma Oranı Kontrolü

Ağ yapıları hazırlanan geometrilerin öncelikle sorunsuz çalışıp çalışmadıklarını kontrol etmek ve daha sonrada analiz sonuçlarının doğruluğunu doğrudan etkileyen sıkıştırma oranlarını kontrol etmek amacıyla KIVA3V’de AÖN’den (-180 KMA) ÜÖN’ye (0 KMA) kadar üç geometrinin de herhangi bir akış olmadan “nohydro” analizi yapılarak gerçekte istenen 10,5 oranını sağlayıp sağlamadığı kontrol edilmiştir. Sıkıştırma oranlarının doğruluğu **Çizelge 6.2’** de gösterilmiştir.

Çizelge 6.2 : Simülasyon sıkıştırma oranı kontrolü.

	KIVA3V'den alınan sonuçlar			
	Cup volume cm ³	Region1 volume cm ³ (-180KMA)	Region1 volume cm ³ (0 KMA)	Sıkıştırma oranı
1- Düz(disk) piston	0	501,663	47,781	10,499
2- Heron tipi silindirik oyuklu piston	41,15	501,505	47,760	10,501
3- Kanallı W tipi piston	38,88	501,626	47,794	10,496

6.2 Parametrelerin Etkisi

itape5 dosyasındaki çözüm parametreleri değiştirilerek bu parametrelerin çözüm sonuçlarını ne şekilde etkilediği incelenmek istenmiştir. Parametre karşılaştırmaları yapılırken yalnızca incelenen parametrenin değeri değiştirilmiş, diğer tüm parametreler sabit tutulmuştur.

Parametre karşılaştırmaları deneysel verileri bulunan 9,1 sıkıştırma oranlı ikinci tip silindirik oyuklu heron tipi piston için 1800 d/dk hızda yapılmıştır. Giriş şartları ve yakıt miktarı hesapları ile ilgili kısımlar ileride detaylı olarak anlatılacaktır.

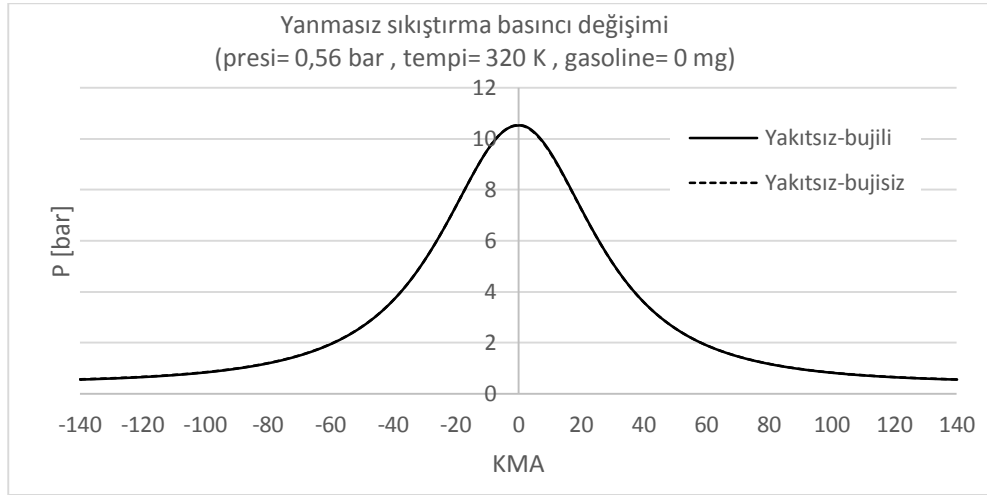
Eklerde **Çizelge B1**'de karşılaştırma amaçlı olarak analiz sonuçlarını etkileyebilecek bazı parametreler verilmiştir. Bu parametrelerden bazıları değiştirilerek analiz sonuçları karşılaştırmalı olarak grafiklerde verilmiştir.

6.2.1 Yakıtsız durumda buji enerjisinin etkisi

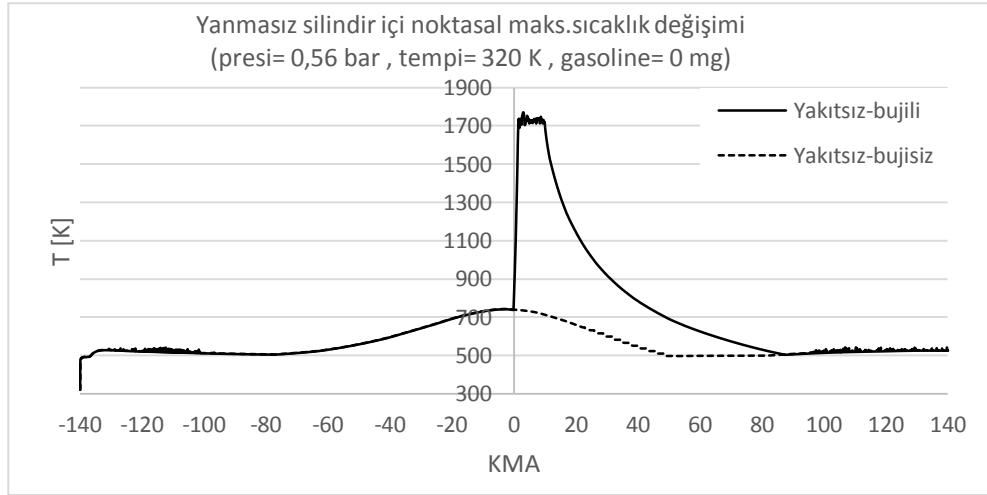
itape5 dosyasında bujinin enerji vermeye başladığı nokta olan “calign” değeri pasifleştirilerek bujiden enerji çıkışının olduğu ve olmadığı durumlar karşılaştırılmıştır. Simülasyonlarda yakıt kullanılmamıştır.

Grafiklerden biri normal sıkıştırma eğrisidir, diğerinde ise sıkıştırılırken ayrıca buji çaktırılarak bujinin basınç ve sıcaklık üzerine etkisi incelenmiştir. Ateşleme 0 KMA’da yapılmıştır.

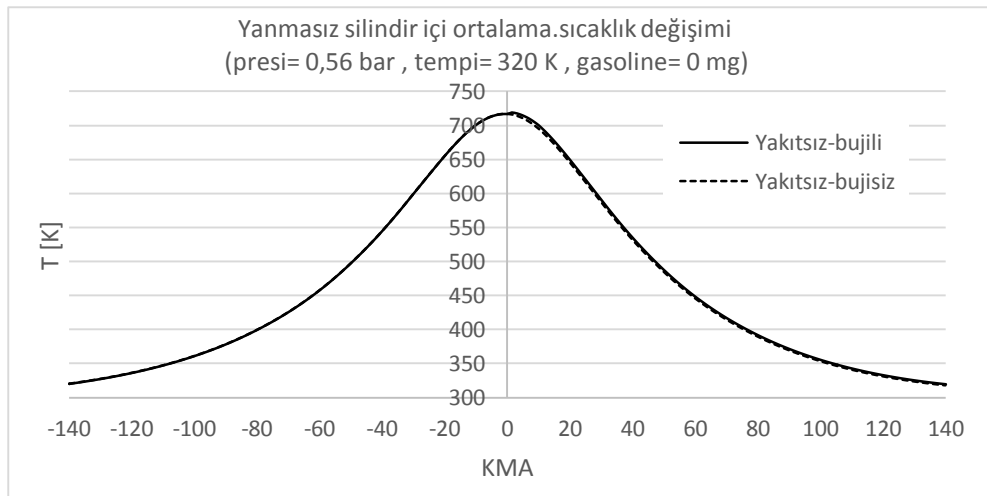
Bujinin verdiği enerjinin basınç ve ortalama sıcaklık üzerine etkisi yok denecek azdır.



şekil 6.1 : ca1ign parametresinin basınca etkisi.



şekil 6.2 : ca1ign parametresinin maksimum noktasal sıcaklığa etkisi.

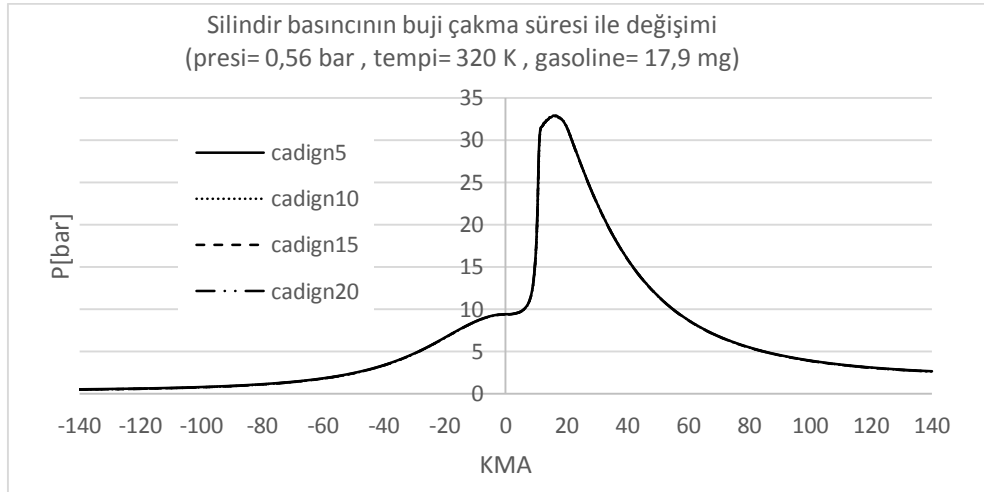


şekil 6.3 : ca1ign parametresinin ortalama sıcaklığa etkisi.

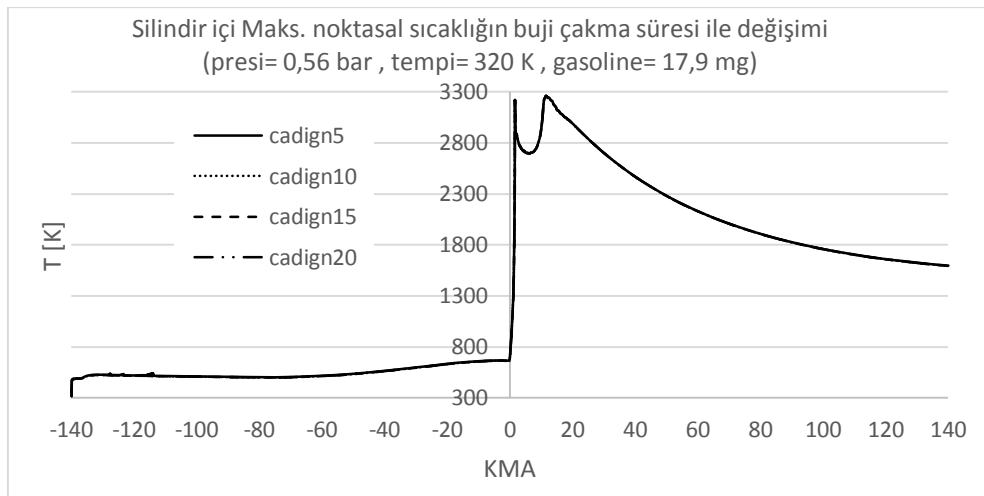
6.2.2 Ateşleme süresinin (cadign) etkisi

itape5 dosyasında bujinin KMA açısı cinsinden enerji verme süresi olan “cadign” değeri değiştirilerek karşılaştırmalar yapılmıştır. Bu karşılaştırma simülasyonlarda bütün koşullar aynı tutularak yalnızca “cadign” değeri makul değerler arasında değiştirilerek bujinin enerji verme süresinin basınç ve sıcaklığa etkisi incelenmiştir. Giriş basıncı 0,56 bar giriş sıcaklığı 320 K ve yakıt miktarı 17,9 mg’dır. Ayrıca ateşleme 0 KMA’ da yapılmıştır. Reaksiyon hız sabiti değişkeni A (frekans faktörü, KIVA’da cf) orijinal KIVA örneğindeki gibi 8×10^{10} ’ dur.

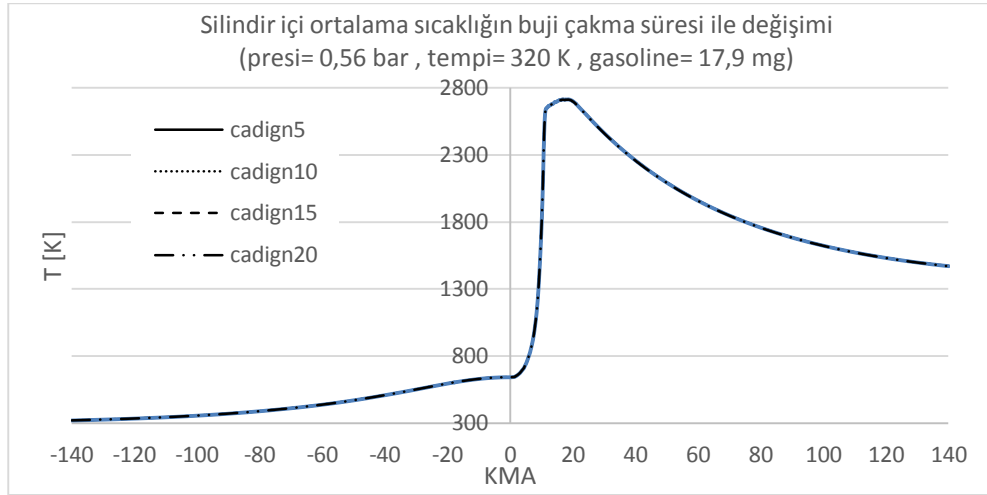
KIVA örneklerinde değeri 10 KMA mertebelerinde olan ateşleme süresinin 5 KMA ile 20 KMA arasında değiştirilmesinin basınç, sıcaklık ve yanma üzerine etkisinin olmadığı görülmüştür.



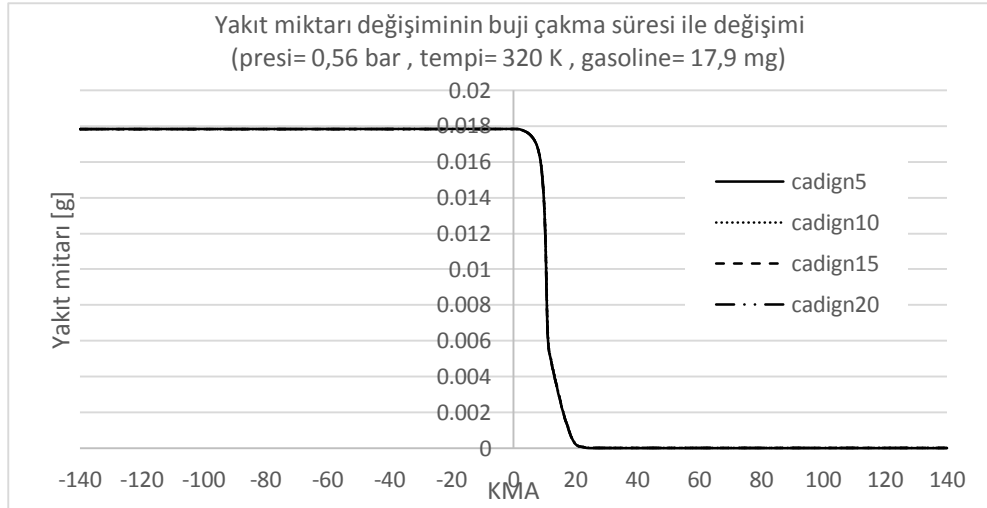
Şekil 6.4 : cadign parametresinin basınca etkisi.



Şekil 6.5 : cadign parametresinin maksimum noktasal sıcaklığa etkisi.



Şekil 6.6 : cadign parametresinin ortalama sıcaklığa etkisi.



Şekil 6.7 : cadign parametresinin yakıt miktarı değişimine etkisi.

6.2.3 Reaksiyon hız sabitinin etkisi

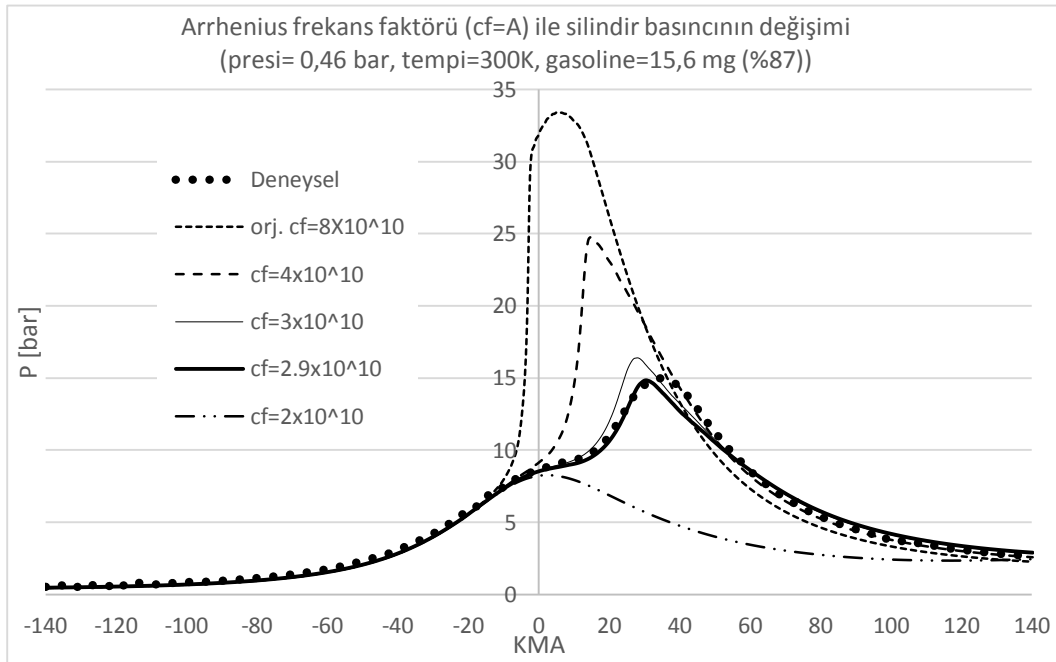
k reaksiyon hız sabiti yakıtın yanma hızını etkilemektedir. k' nın değerini daha önce anlatıldığı üzere denklem 3.11' deki değişkenler etkilemektedir.

itape5 dosyasında Arrhenius denklemindeki Frekans faktörü “preexponential factor” olan A (KIVA’da cf) değeri hücre tipine ve çözünürlüğüne doğrudan bağlıdır. Çok yüksek bir değere sahip olması aşırı ısı açığa çıkışına sebep olarak kodun çalışmasının durmasına, çok düşük bir değeri ise yetersiz ısı açığa çıkmasına sebep olarak yanmanın sonlanmasına neden olmaktadır. Her yapılan çalışmada cf değeri denenerek ayarlanmalıdır. (Amsden, 1993)

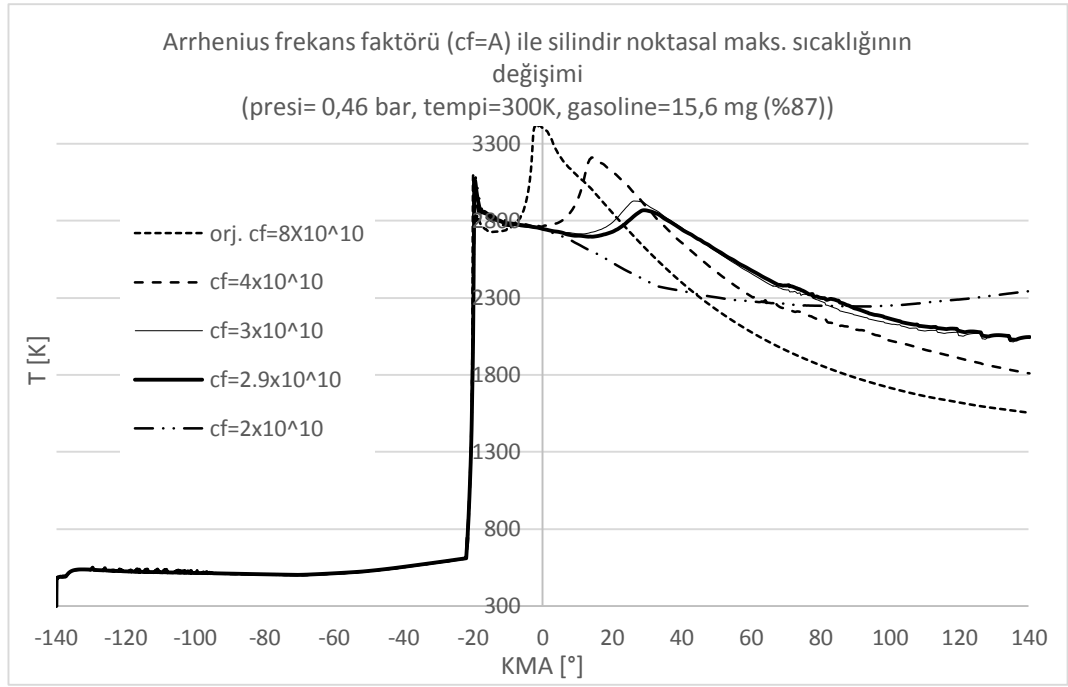
Bu kısımda cf değeri değiştirilerek karşılaştırma yapılmıştır. cf değeri çok fazla arttırılırsa yakıt kendiliğinden tutuşmakta ve hızlı bir şekilde yanmaktadır, cf değeri çok fazla azaltılırsa yakıt buji enerjisi olmasına rağmen tutuşmamakta ya da çok geç tutuşmakta ve çok yavaş bir şekilde yanmaktadır.

$$k_i = A_i \cdot T^{\beta_i} \exp\left(-\frac{E_i}{R \cdot T}\right) \quad (3.11)$$

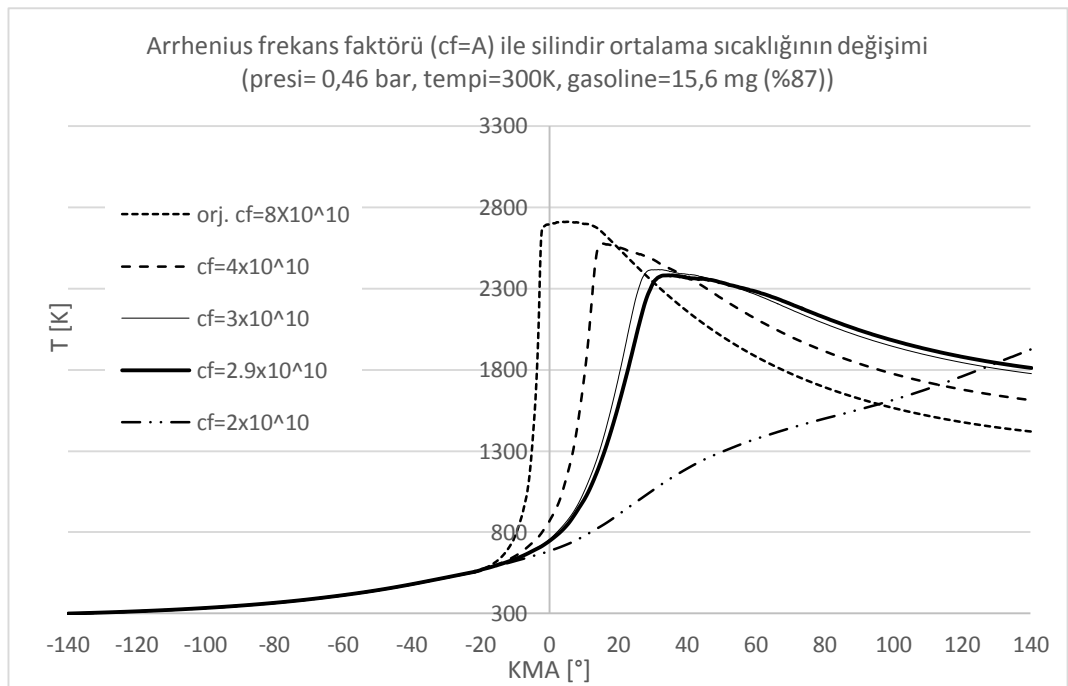
Karşılaştırma simülasyonlarında bütün değerler aynı tutularak itape5’ de yalnızca cf değeri değiştirilmiştir. Giriş basıncı 0,46 bar, giriş sıcaklığı 300 K ve yakıt miktarı deneydeki yakıt değerinin %87’ si olan 15,6 mg’dır. Buradaki deneysel basınç eğrisi asıl simülasyonlarda kullanılan deneysel eğri değildir. Çevrimden çevrime oluşan farklılıklar nedeniyle, burada kullanılan deneysel basınç eğrisinin giriş basıncının, 200 deneysel çevrimin ortalamasından düşük olduğu görülerek, asıl simülasyonlarda bu veri terkedilerek yerine ortalamaya daha yakın bir çevrim alınmıştır, fakat deneysel basıncın hangi mertebelerde olduğunu görmek adına karşılaştırma amaçlı bu grafikte gösterilmiştir.



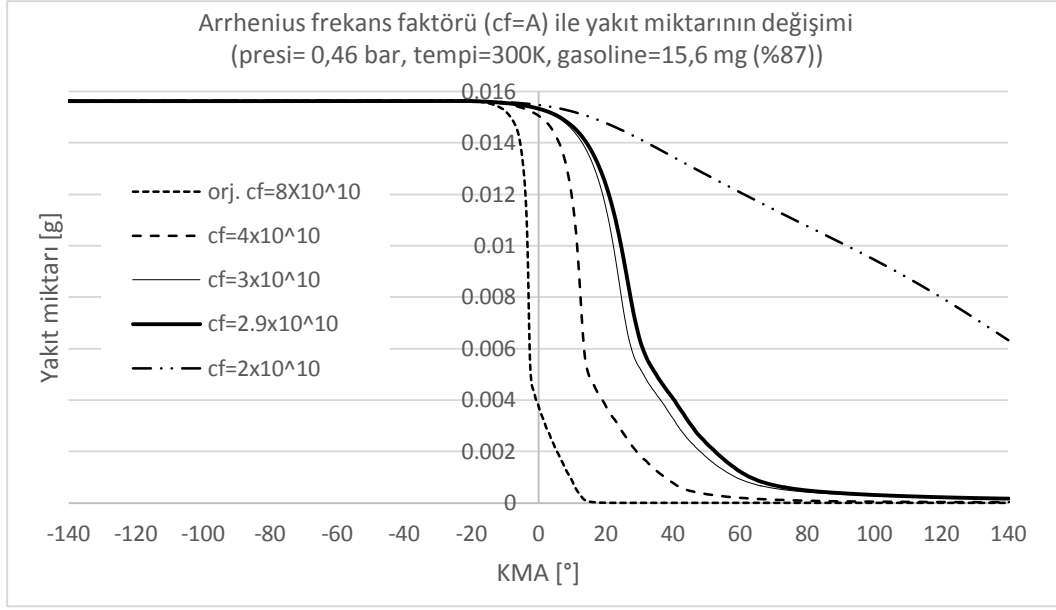
Şekil 6.8 : Frekans faktörünün basınca etkisi.



Şekil 6.9 : Frekans faktörünün maksimum noktasal sıcaklığa etkisi.



Şekil 6.10 : Frekans faktörünün ortalama sıcaklığa etkisi.



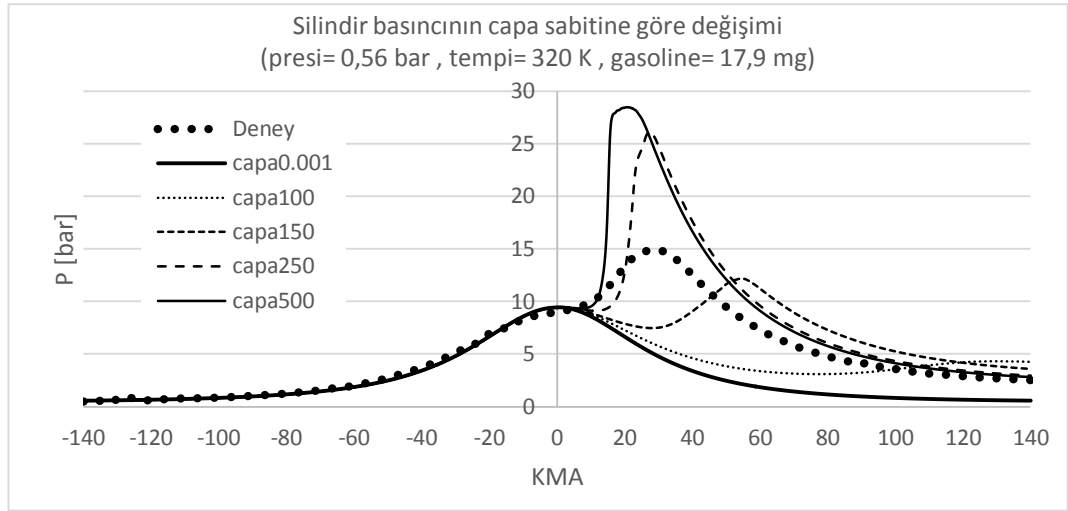
Şekil 6.11 : Frekans faktörünün yakıt miktarı değişimine etkisi.

6.2.4 “turbchem=1” (karışım kontrollü yanma) ve “capa” değerinin etkisi

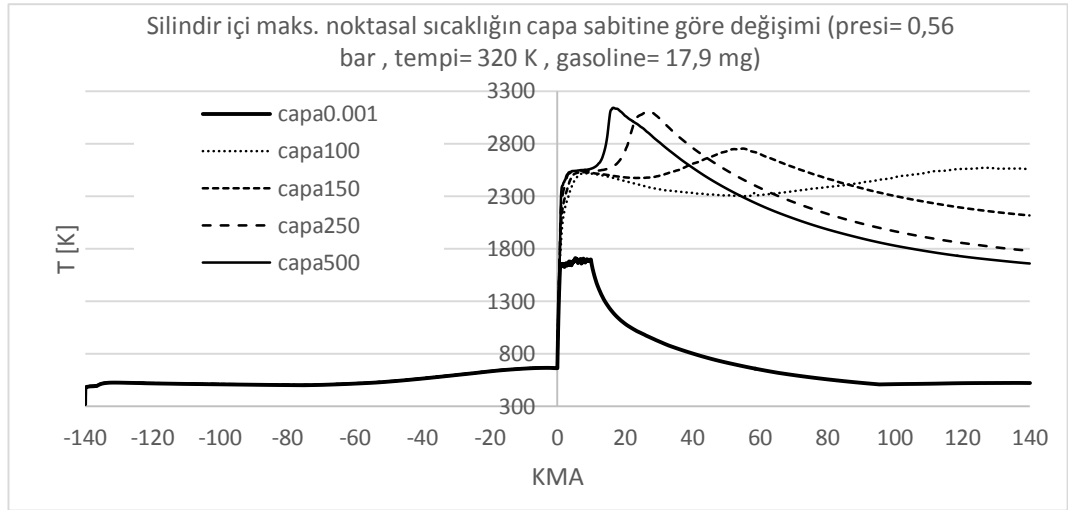
itape5 dosyasında bulunan “turbchem” parametresi 1 yapıp aktifleştirilerek yakıtın oksidasyonu için karışım kontrollü kimya “mixing-controlled chemistry” sağlanmış olur. Bu model Magnussen ve Hjertager tarafından geliştirilen “eddy-dissipation” modeline dayanmaktadır. Bu modelde türbülanslı alev hızı, k (türbülans kinetik enerjisi)’nın kareköküne bağımlı fakat ϵ (türbülans yitimi) değerine her hangi bir bağımlılığı yoktur. KIVA3V yazılımı içinde turbchem değeri türbülanslı reaksiyon hızını belirlemek için capa ve capb olmak üzere iki değişkene sahiptir. “capa” subroutine chem’ de bulunan türbülanslı yanma hızının belirlenmesinde kullanılan türbülans modeli sabitidir. Çalışma şartlarına göre (sıcaklık, ateşleme sırasındaki yoğunluk) vb. farklılık gösterir. Değeri en doğru şekilde deneysel karşılaştırmalarla belirlenebilir, değeri itape5 içinde değiştirilebilmektedir ve genellikle 0-100 arasında değişmektedir. capb değeri ise kod içinde (subroutine chem) içinde 0,5 olarak tanımlanmış itape5 içinde bulunmamaktadır.

Simülasyonlarda Giriş basıncı 0,56 bar giriş sıcaklığı 320 K ve yakıt miktarı 17,9 mg hız 1800 d/dk’dır. Ayrıca ateşleme 0 KMA’ da yapılmıştır.

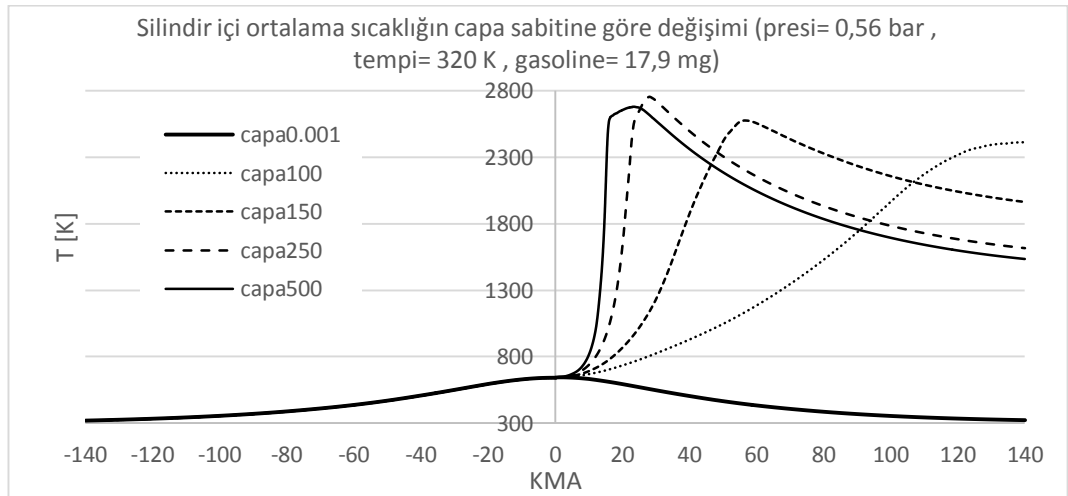
Bu tezde homojen yakıt-hava karışımli bir yanma süreci modellendiğinden karışım kontrollü yanma kullanılmamıştır. Bu yüzden sadece etkisinin görülmesi adına bu kısım eklenmiştir.



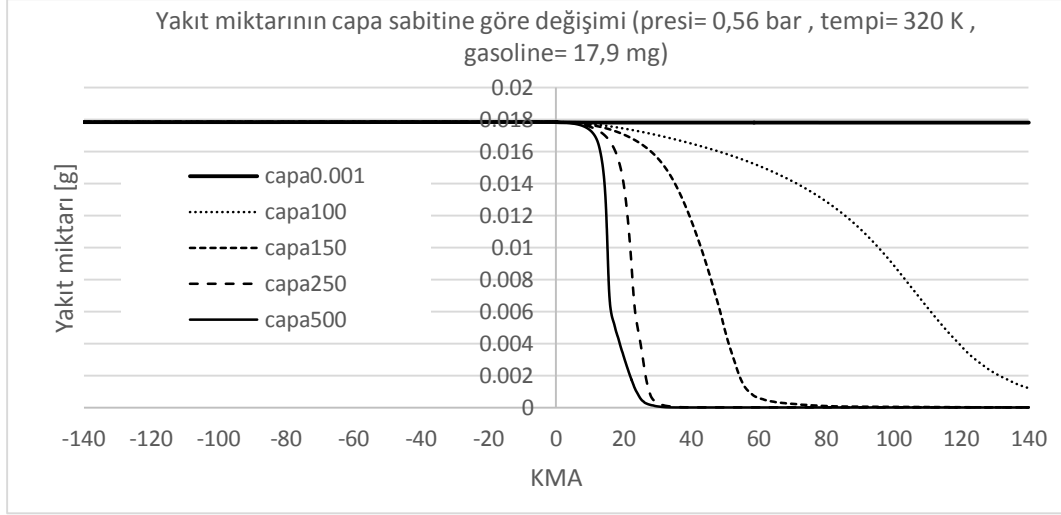
Şekil 6.12 : capa katsayısının basınca etkisi.



Şekil 6.13 : capa katsayısının maks. noktasal sıcaklığa etkisi.



Şekil 6.14 : capa katsayısının ortalama sıcaklığa etkisi.

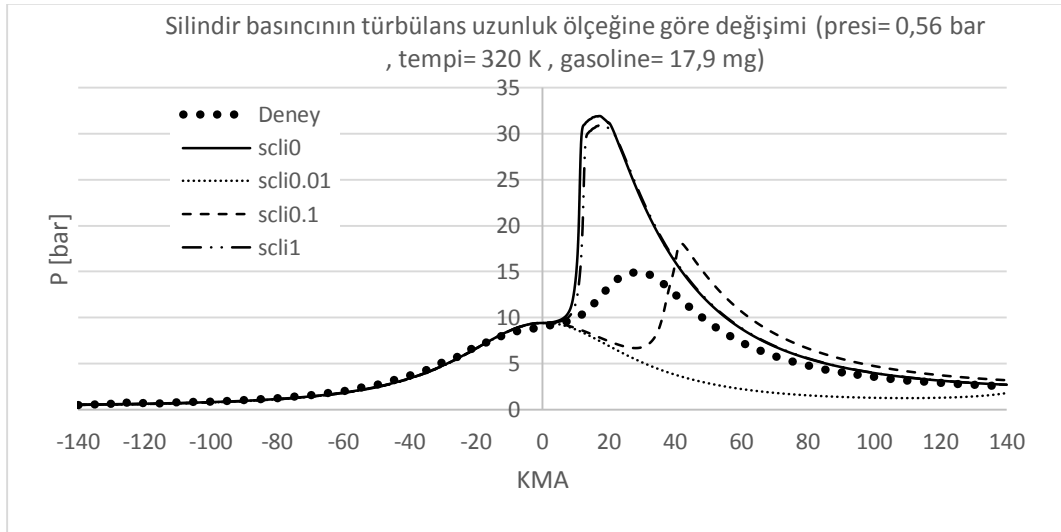


Şekil 6.15 : capa katsayısının yakıt miktarı değişimine etkisi.

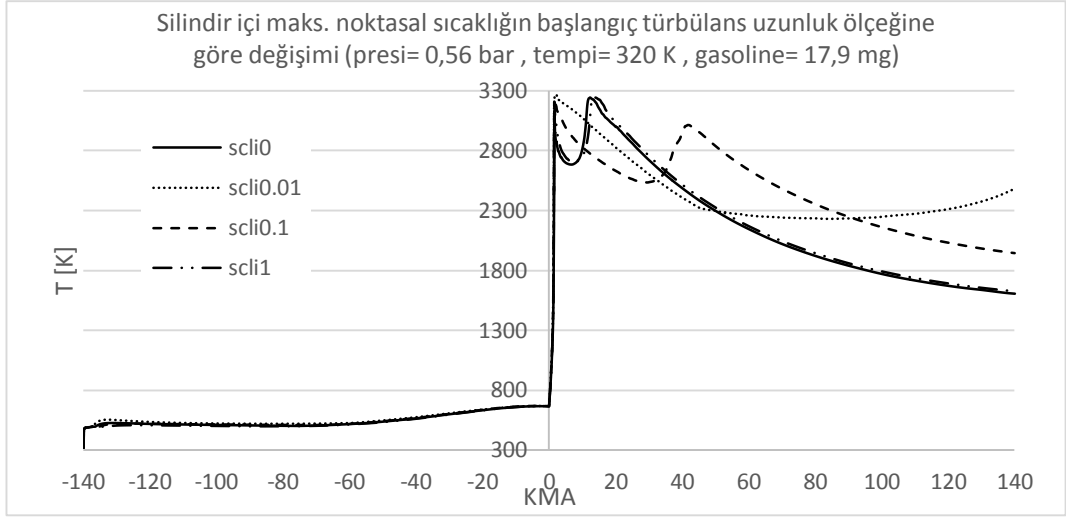
6.2.5 “scli”(Başlangıç türbülans uzunluk ölçeği) etkisi

itape5 dosyasında başlangıç türbülans uzunluk ölçeği olan “scli” değerleri değiştirilerek analizler yapılmıştır. scli değeri 0 olduğunda başlangıç uzunluk ölçeği en yakın katı duvar sınırına orantılı olarak hesaplanmaktadır. scli değeri 0’dan büyük olduğunda ise başlangıç uzunluk ölçeği eşdeğer olarak tanımlanmaktadır.

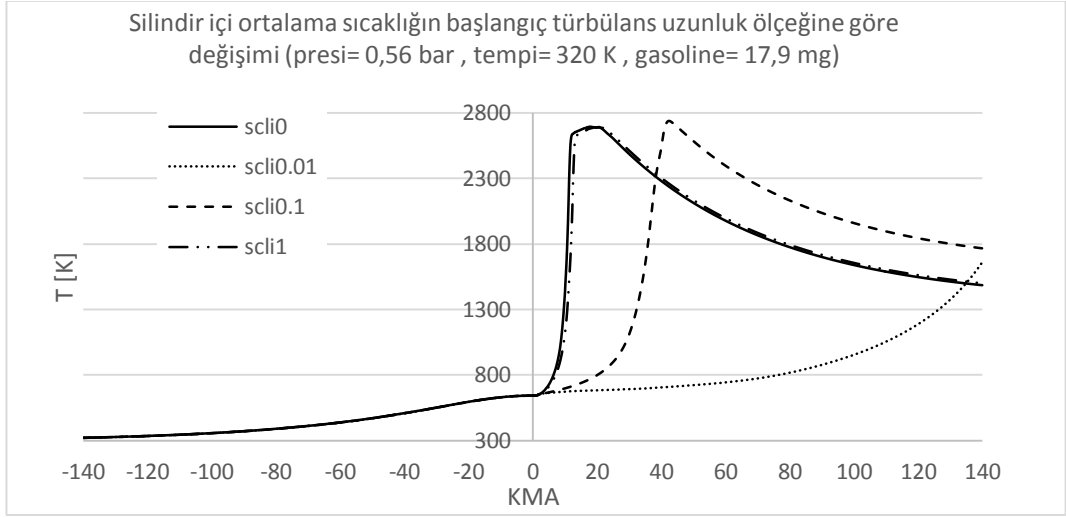
Simülasyonlarda giriş basıncı 0,56 bar, giriş sıcaklığı 320 K ve yakıt miktarı 17,9 mg hız 1800 d/dk’ dır. Ateşleme 0 KMA’ da yapılmıştır. scli değerini değiştirmenin simülasyon sonuçlarına etkisi çok büyük olmaktadır. Bu tez kapsamında yapılacak asıl koşullarda scli değeri 0 olarak alınmıştır.



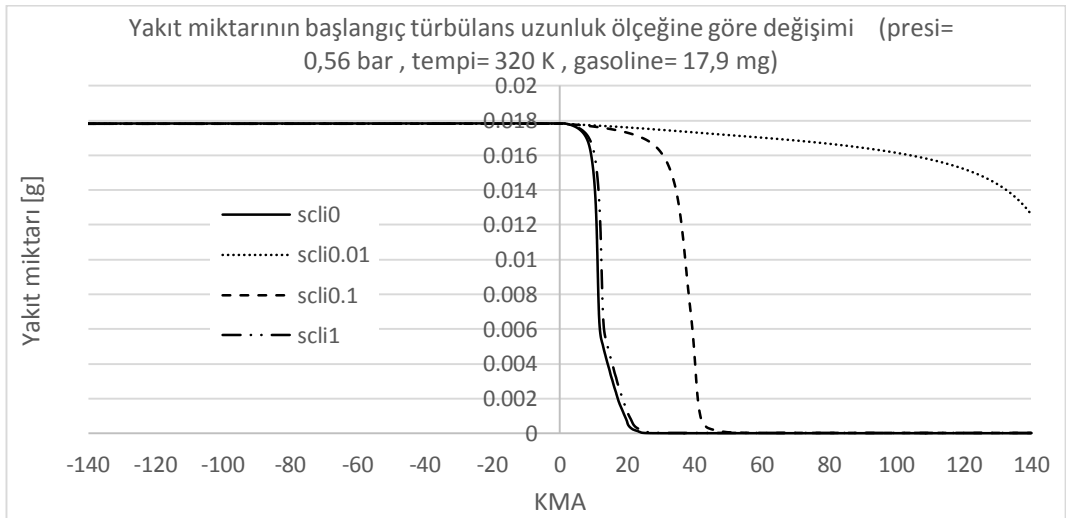
Şekil 6.16 : scli parametresinin basınca etkisi.



Şekil 6.17 : scli parametresinin maks. noktasal sıcaklığa etkisi.



Şekil 6.18 : scli parametresinin ortalama sıcaklığa etkisi.

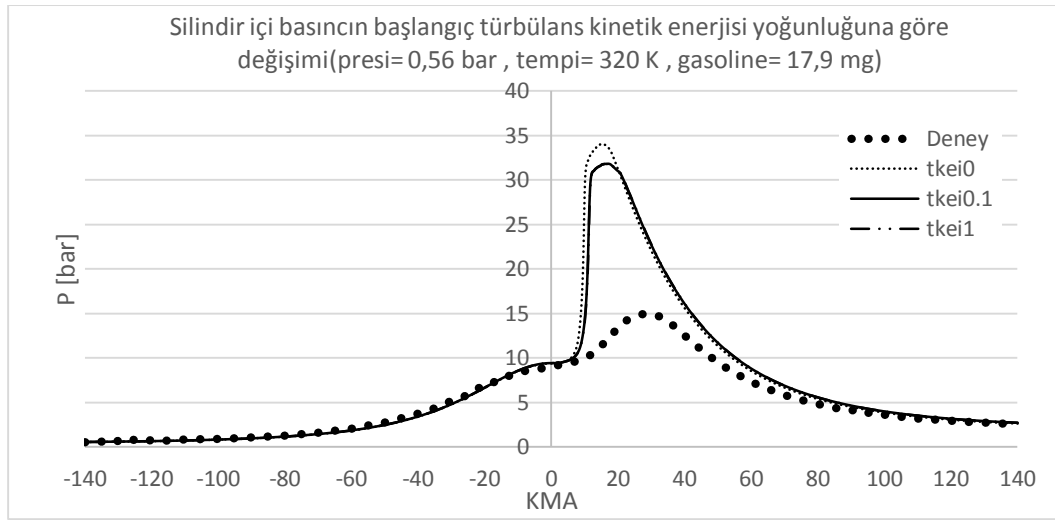


Şekil 6.19 : scli parametresinin yakıt miktarı değişimine etkisi.

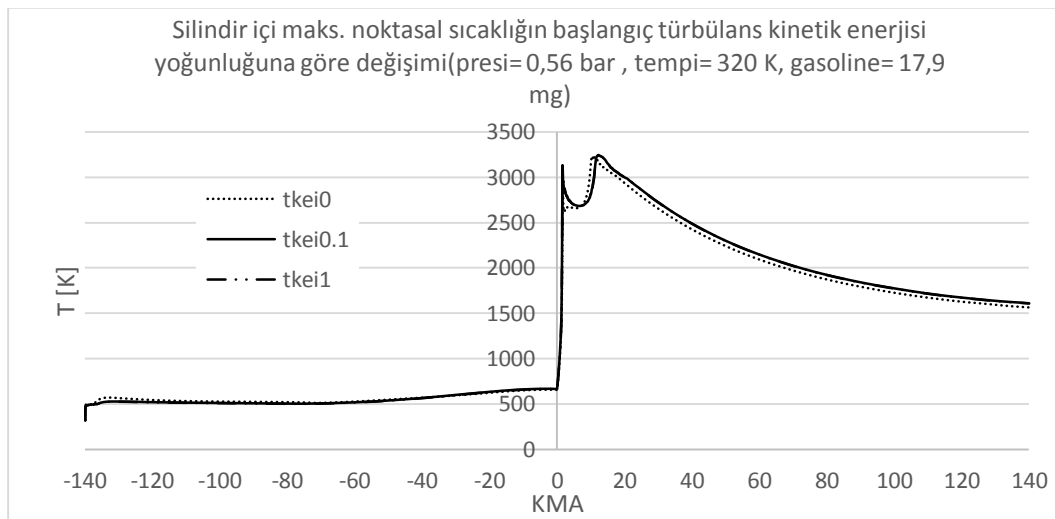
6.2.6 “tkei” (Başlangıç türbülans kinetik enerji yoğunluğu) etkisi

itape5 dosyasında bulunan başlangıç hücre kinetik enerji yoğunluğu olan “tkei” değeri değiştirilerek karşılaştırmalar yapılmıştır. İçten yanmalı bir motorda başlangıç türbülans kinetik enerjisi yoğunluğu bir çevrimdeki ortalama piston hızı baz alınarak türbülanslı kinetik enerjinin yoğunluğunu temsil eden bir kesirdir. Yapılacak asıl simülasyonlarda 0.1 değeri kullanılacaktır.

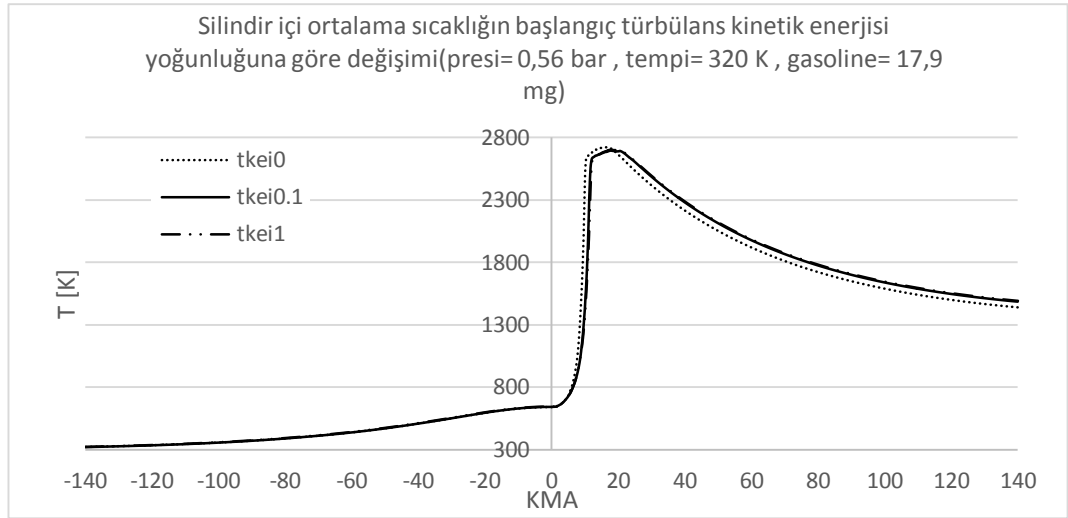
Simülasyonlarda Giriş basıncı 0,56 bar giriş sıcaklığı 320 K ve yakıt miktarı 17,9 mg’dır. Ayrıca ateşleme 0 KMA’ da yapılmıştır. tkei değerinin değişiminin silindir basıncı ve sıcaklıklarına çok büyük etkisi olmamaktadır.



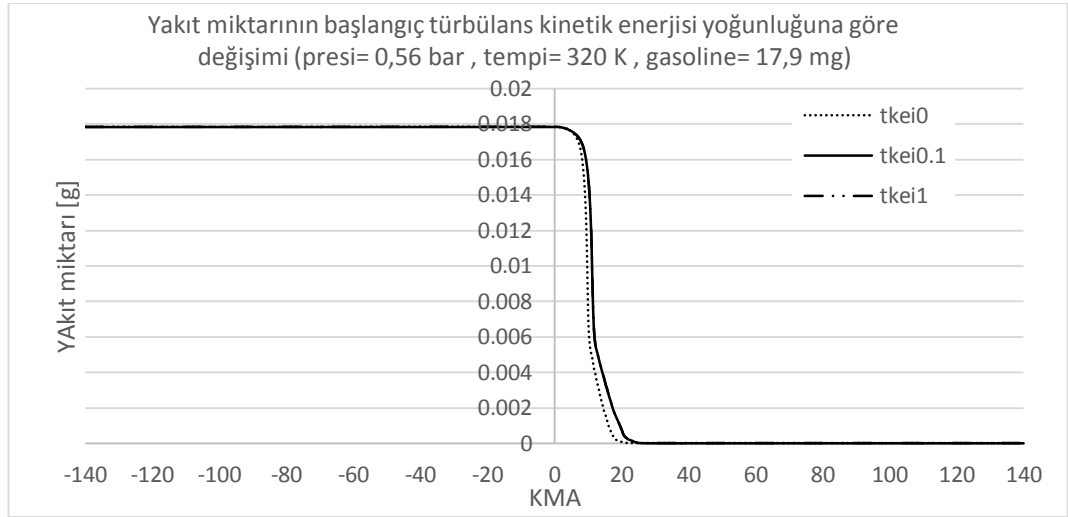
Şekil 6.20 : tkei faktörünün basınca etkisi.



Şekil 6.21 : tkei faktörünün maksimum noktasal sıcaklığa etkisi.



Şekil 6.22 : tkei faktörünün ortalama sıcaklığa etkisi.



Şekil 6.23 : tkei faktörünün yakıt miktarı değişimine etkisi.

6.3 Toplam Hücre “Mesh” Sayısının Etkisi

Sayısal modeller çalışılırken doğru modelin kurulması, sonucun doğruluğu açısından çok önemlidir. Bunun için en önemli koşullardan biri de yeterli hücre sayısının seçilmesidir. Hücre sayısının çok fazla seçilmesi çözüm süresini uzatmakta, çok az seçilmesi ise gerçeğe göre çok uzak sonuçlar vermektedir. Dolayısıyla bu optimizasyonu çok iyi yapmak önem teşkil etmektedir.

Nihai ağ yapısı oluşturulmadan önce uygun hücre sayısı ve sıklığının belirlenmesi amacıyla literatürdeki çalışmalar incelenmiş ve analizi yapılacak model için en uygun hücre sayısı belirlenmeye çalışılmıştır. Literatürde KIVA3V ile farklı zamanlarda

yapılmış, farklı yakıtlarla ve prensiplerle çalışan bir çok üç boyutlu motor modellemesi mevcuttur. Bu çalışmalar genellikle dizel motorlarda doğrudan püskürtme, atomizasyon ve buharlaşma; benzinli motorlarda ise püskürtmeli, GDI (Gasoline Direct Injection), HCCI(Homogeneous Charge Compression Ignition), RCCI(Reactivity Controlled Compression Ignition), PCI (Premixed Compression Ignition) ve iki farklı yakıtın birlikte kullanıldığı çift yakıtlı (dual-fuel) modeller üzerine yoğunlaşmıştır. Birebir aynı olmamakla birlikte bu tezde oluşturulacak modele benzer örnek alınabilecek birkaç çalışma derlenerek **Çizelge 6.3**'de verilmiştir.

Yapılan çalışmalardaki hücre sayıları ve sıklıkları incelendiğinde bu çalışmada oluşturulacak model için minimum 50000 ve üzeri hücre sayısı oluşturulması ve hücre büyüklüklerinin kabaca 2 mm'nin altında olmasının daha doğru olacağı kanaatine varılmıştır. Hücre sayısı değişimine bağlı olarak ICEMCFD blok yapısına göre düğüm noktası sayıları ve x-y-z eksenlerindeki en büyük hücre büyüklükleri **Ek C**'de **Çizelge C1** ve **Çizelge C2**'de verilmiştir.

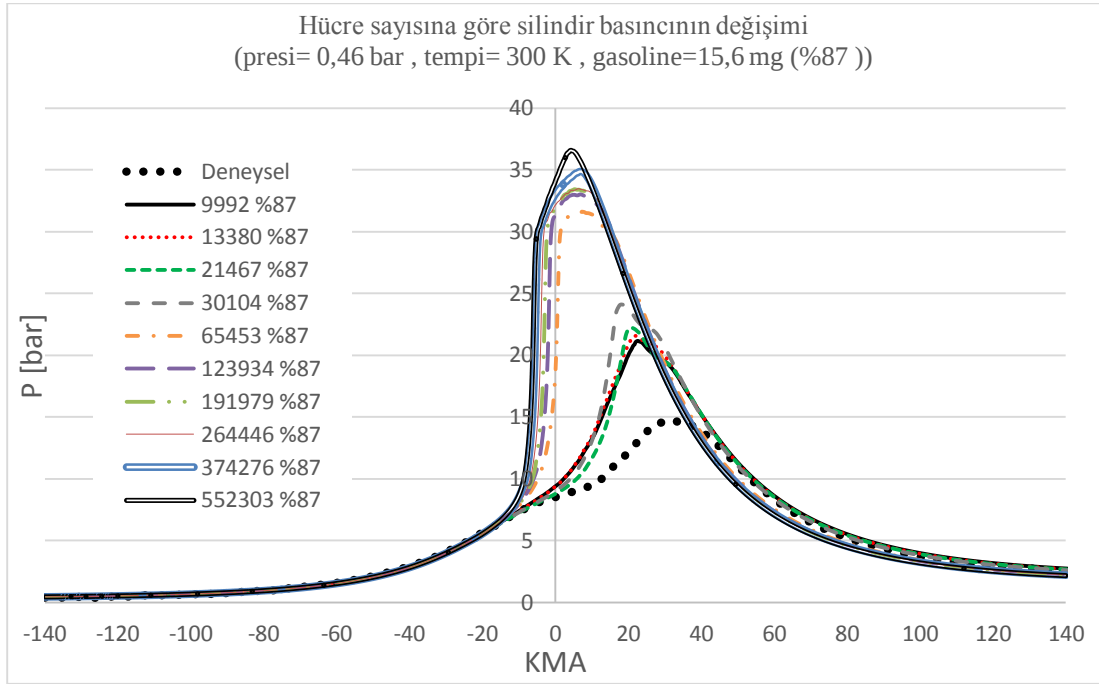
Literatür taramasına paralel olarak ICEM CFD programında oluşturulacak silindir modelinin hücre sayısı çok kabadan çok hassasa doğru değiştirilerek farklı itape17 dosyalarıyla analiz yapılmıştır. Bu karşılaştırmalarda giriş basıncı 0,46 bar, giriş sıcaklığı 300K, yakıt miktarı ise deneyde kullanılan yakıt miktarının %87' sine denk gelen 15,6 mg'dır. Reaksiyon hız sabiti değişkeni A (frekans faktörü, KIVA'da cf) orijinal KIVA örneğindeki gibi 8×10^{10} dur.

Her hücre sayısı için ağ yapısı oluşturulurken yaratılan bloklara göre x ,y, z yönlerindeki düğüm noktası sayıları ve maksimum hücre boyutları **Ek C** 'de gösterilmiştir.

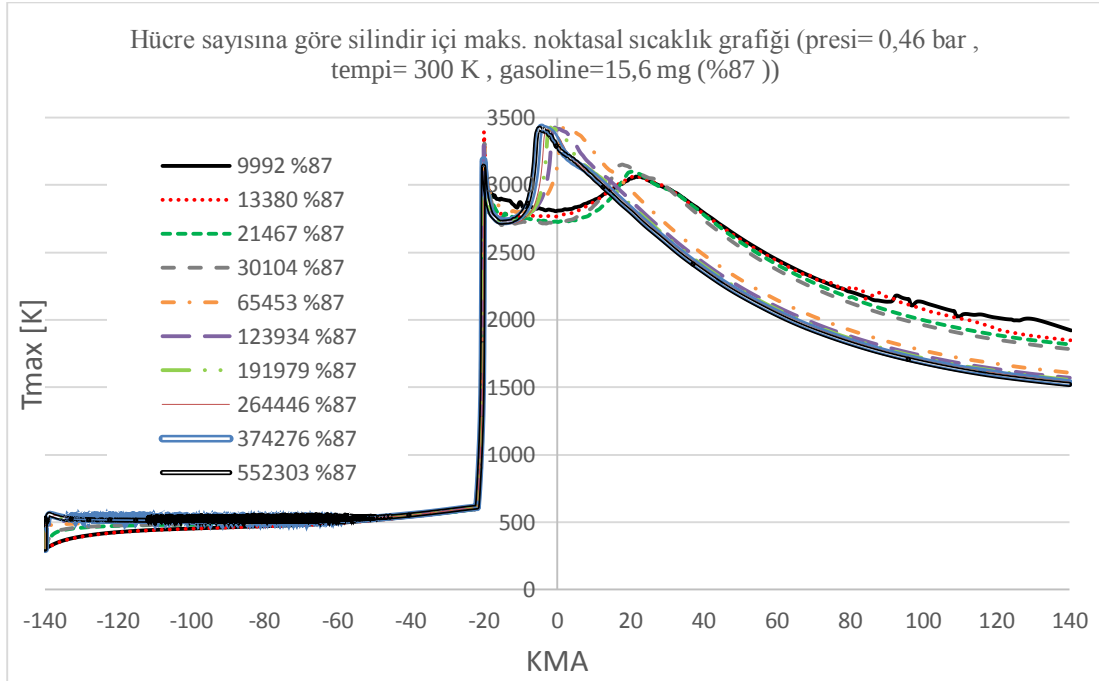
Grafikler incelendiğinde kabaca 50000 değerinin altındaki ve üstündeki hücre sayılarında, iki ayrı grup olduğu görülmüştür. Literatürdeki çalışmalar ve KIVA3V hücre sayısı karşılaştırmaları incelendiğinde gerek çözüm doğruluğu gerekse de çözüm zamanı göz önünde bulundurularak 2. tip silindirik oyuklu pistonun kullanıldığı ana simülasyonlar için 191979 hücre sayılı ağ yapısı seçilmiştir. 1. ve 3. tip diğer yanma odaları içinde 191979 hücre sayısına ve benzer hücre sıklıklarına sahip modeller ana simülasyonlarda kullanılmıştır.

Çizelge 6.3 : Literatürde KIVA3V ile yapılmış çalışmalardaki hücre sayıları ve diğer büyüklükler.

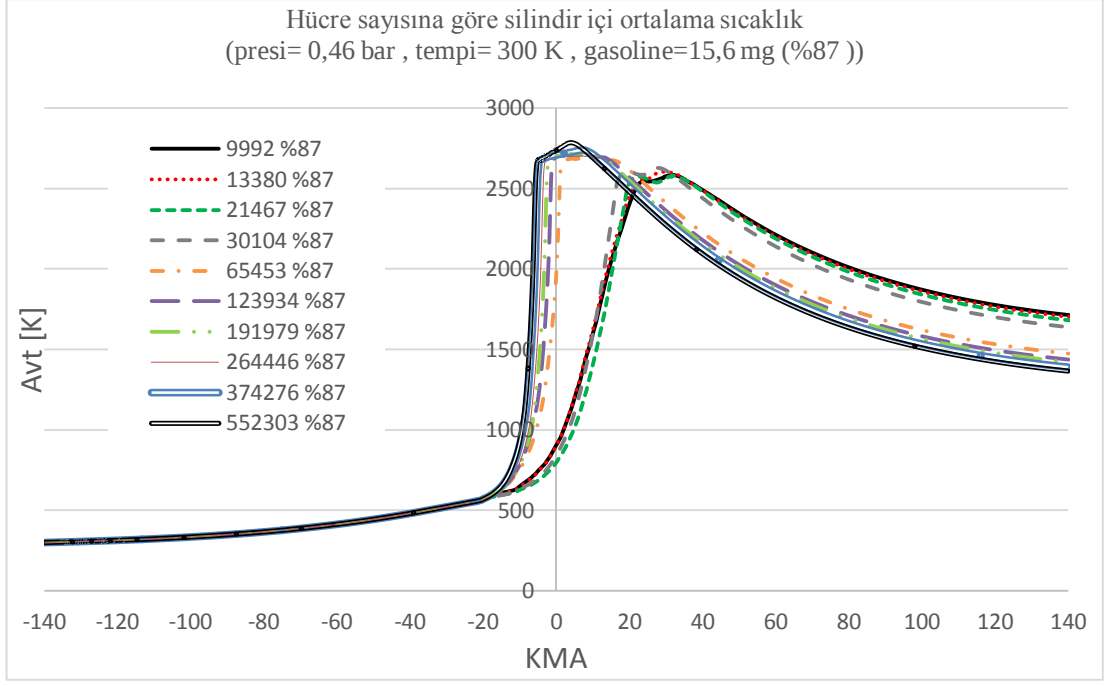
KIVA ile yapılan çalışmalar	Model konusu	Çap [mm]	Strok [mm]	Strok Hacmi [cm ³]	Koşu devri [d/dk]	Sektör açısı [°] / Hücre sayısı	Karşılaştırmaya amaçlı 360° hücre sayısı	Ort. hücre büyüklüğü [mm]	Püskürtme bilgileri [KMA]	ca _{lign} [KMA] (Ateşleme zamanı)	Swirl rati o	Sıcaklıklar [K]	Mix. Fraction	Artık gaz oranı	Kinetik reaksiyon ve türler	Bilgisayar ve süre
Andreassi ve diğ., 2003	Geleneksel Benzinli - Sayısal ve deneysel doğrulama	70.8	78.86	311	(%50, %85yük) 2000 3000 4000	360/100000	100000	-	-	-20, -30, -40 (Devre ve yüke göre değişken.)	-	-	-	-	-	-
Laget ve diğ., 2005	DISI ve PFI- Benzinli motor geliştirilmesi	-	-	450	2000 (2 bar OEB) 2000 (tam yük)	360	-	1.5	-	-36 (2bar OEB) -3 (tam yük)	-	-	-	%14 (2bar OEB) %5 (tam yük DISI) %3.5 (tam yük PFI)	416tür 1992 reaksiyon	6 saat 3 işlemci IBM Power4+, 1.7 GHz
Hessel ve diğ., 2006	HCCI - YO alanı ve türbülansın gaz sıcaklık dağılımına etkisi	120.75	140	1603	1200	90/12618	50472	-	-	-	2	tempi=410 Liner=422 Head=437 Piston=478	O2=0,2404 N2=0,7573 CO2=0,0013 H2O= 0,0010	-	-	4 saat 20 dakika 1.8 GHz işlemci 1 Gb RAM
Hessel ve diğ., 2008	HCCI - Pathline analizi	92	95.2	633	1200	360/124772, 140928	124772, 140928 (valfli)	-	-	-	-	tempi=460 Liner=494 Head=444 Piston=500	-	-	29 tür, 52 reaksiyon	Üç gün 720° simülasyon otape9=35GB sekiz çekirdek Intel Core2 Duo E6600
Yang ve diğ., 2008	GDI - Alev ilerlemesi tahmini	92.5	86.7	583	1500 (düşük yük) 2000 (yüksek yük)	360/190000	190000 Manifoldlar dahil	-	Püskürtme sonları -286.3964 -201.37	-37 -11	-	-	-	%25 %2	25 tür, 51 reaksiyon	-
Musu ve diğ., 2011	Heavy duty HCPC (Homogenous Charge Progressive Combustion)	137.2	165.1	2444	1737	60/6700	40200	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Wang ve diğ., 2013	MPCI (multiple premixed comp. ign.), PPCI (partially premixed comp.ign.) - düşük oktanlı benzin, LTC	83.1	92	500	1600	Kaba 51.4 /2376 Hassas 51.4 /18233	Kaba 16632 Hassas 127631	Kaba 4 Hassas 1.4	Püsk. baş. 1. Püsk. = -80 2. püsk.= 5(MPCI), -10(PPCI)	-	1.7	tempi=308	-	-	47 tür, 142 reaksiyon	5.26 saat 36.13 saat
Cracknell ve diğ., 2014	GCI (gasoline compression ignition) - Homojen ve LTC Modelleme	75	86.3	390	1500	45/50000	400000	-	Püsk. baş. -21	-	-	-	-	-	-	-
Huang ve diğ., 2014	DI benzinli - Kademeli türbülanslı yanma (OpenFOAM kullanılmıştır.)	83	90	487	1500	360/62756	62756	1 - 2	Püsk. baş. -32	-20	-	tempi=450 Liner=480 Head=450 Piston=500	-	-	120 tür 677 reaksiyon 304 tür 2234 reaksiyon	7 - 8 saat AMD Opteron 6220 CPU 16 çekirdek ve 32/64 GB RAM
Bharath ve diğ., 2015	RCCI (Reactivity Controlled Comp. Ign.) - Düşük yükte subap tahriği, silindir deaktivasyonu ve püskürtme stratejisi	82	90.4	477	1500	51.4/9738	68166	2.1	Püsk. baş. -227.4 (benzin) -40 (dizel)	-	-	tempi=390	-	%49.9 (1 bar OEB) %0 (4 bar OEB)	48 tür, 142 reaksiyon	-



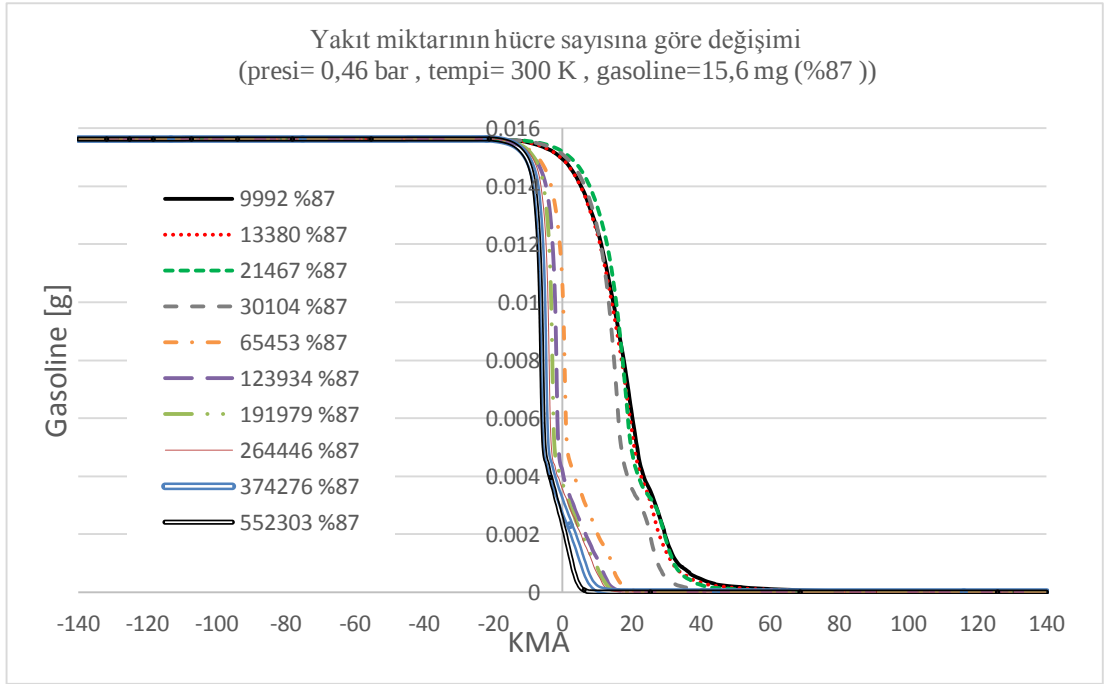
Şekil 6.24 : Hücre sayısının basınca etkisi.



Şekil 6.25 : Hücre sayısının maks. noktasal sıcaklığa etkisi.



Şekil 6.26 : Hücre sayısının ortalama sıcaklığa etkisi.



Şekil 6.27 : Hücre sayısının yakıt miktarı değişimine etkisi.

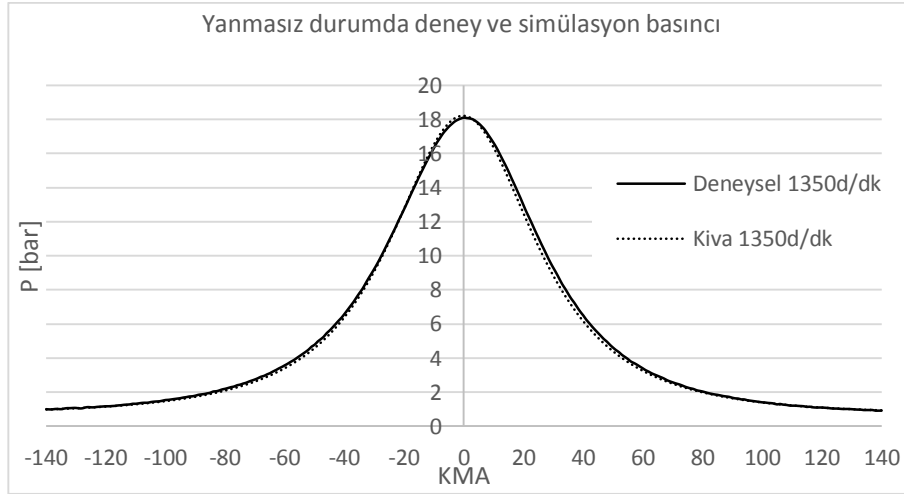
6.4 Hesap Sonuçlarının Deneysel Sonuçlarla Karşılaştırılması

10,5 sıkıştırma oranına sahip modellerin analizi yapılmadan önce, analiz yöntemi daha önce deneyleri yapılmış olan aynı motorun silindirik oyuklu, heron tipi pistonu sahip 9,1 sıkıştırma oranlı modelinin deneysel verileri kullanılarak hesaplama sonuçlarıyla

doğrulanmaya çalışılmıştır. Deneysel verilerden, 3 bar ortalama efektif basınçta 1200 d/dk, 1500 d/dk, 1800 d/dk 'daki sonuçlar alınarak, sayısal analiz sonuçlarının deneysel verilere yaklaşması sağlanmıştır. Buradan elde edilen simülasyon verileri ve giriş şartları 10,5 sıkıştırma oranına sahip üç farklı yanma odasının analizinde rehber olarak kullanılmıştır.

6.4.1 Yanmasız durumdaki karşılaştırma

Öncelikli olarak deneysel verilerden gaz keleşinin tam açık pozisyonundaki yanmasız verisi ile hesaplama sonuçları karşılaştırılmıştır. Yanmalı durumdaki giriş şartlarının aksine yanmasız durumda gaz keleşini tam açık olduğundan analiz giriş şartı 1 bar 350K olarak alınmıştır. Deney sonuçlarından 1350 d/dk' daki sonuçlar kullanılmıştır.



Şekil 6.28 : 9.1 sıkıştırma oranlı motorun yanmasız durumda basınç değışimi.

6.4.2 Yakıt miktarı hesabı

Yanmalı durumdaki karşılaştırmalara geçmeden önce, deneysel verilerdeki yakıt miktarının KIVA'da nasıl ayarlandığı ve son kısımda da yapılan birim dönüşümü verilmiştir.

KIVA analiz giriş ve çalışma şartları itape5 dosyası içinde tanımlanmaktadır. Temel fiziksel ve sayısal akış ilkeleri, yanma fiziğı ve kimyası, kullanılacak yakıt türü, motorun geometrik özellikleri, enjektör ve buji parametreleri, analiz zaman adımı ve aralığı gibi özellikler detaylı olarak belirlenebilmektedir. Yapılacak analizlerde başlangıç şartlarındaki hava-yakıt oranını doğru belirlemek çok önemlidir. Gaz ilişkisi ideal gaz kanununa göre belirlenmektedir. R sabiti değışmemektedir.

Sayısal akış ve yanma yazılımlarında yakıt ve havanın karışması çok önemli bir süreçtir. KIVA yazılımında yakıt miktarı iki farklı şekilde belirlenebilmektedir. Birinci yöntem doğrudan püskürtmeli motorlar için kullanılan yöntem olup yakıtın istenilen zamanda enjektör ile silindir içine gönderilmesi amacıyla, itape5 dosyası içinde gönderilecek yakıt miktarı, hangi zamanda ve ne kadar süre ile gönderileceği, enjektör delik sayısı ve geometrisi, enjektörün konumu, püskürtme kanunu, yakıtın damlacık boyutları (parsel sayısı) gibi özelliklerin doğru tanımlanması gerekmektedir. Yakıtın girişi için enjektör kullanıldığında hava-yakıt oranı kontrolü şu şekilde belirlenebilir;

- Analiz giriş basıncı ve sıcaklığı ve püskürtülecek yakıt miktarı analiz başında tanımlanır.
- KIVA3V kodu çalıştırılarak ideal gaz kanununa göre silindir içine alınan hava miktarı kod çıktı dosyası olan otape12 dosyası üzerinde görülebilir. Eğer alınan hava miktarı istenen hava-yakıt oranını sağlıyorsa giriş şartları doğru varsayılabilir. Eğer istenen hava-yakıt oranı sağlanmıyorsa basınç, sıcaklık ve yakıt miktarları değiştirilerek istenen oran sağlanmalıdır.

Bu yöntem ile yapılan analizlerde yakıtın püskürtülmesi ile beraber, buharlaşma, atomizasyon, parçalanma, çarpışma, dağılma gibi önemli çözüm parçaları da devreye girmekte ve analiz süresini uzatmaktadır. İkinci yöntem ise ön karışımli motorlar için kullanılan yöntem olup burada püskürtme işlemi yoktur ve yakıt ile havanın önceden homojen olarak karıştığı kabul edilmektedir. Bu çalışmada homojen karışımli geleneksel benzinli motor üzerine çalışılmıştır. Emme supabı kapanmasından egzoz supabı açılmasına kadar süren analiz başında silindir içinde homojen bir hava-yakıt karışımı olması istenmektedir. Bu yüzden itape5 dosyasında yakıt püskürtmesi ile ilgili kısımları devre dışı bırakmak gerekmektedir.

Silindir hacmi daha önce modellendiği için itape5 üzerinde bir değişiklik yapmak mümkün değildir. Dolayısıyla simülasyon için silindire giren yakıt ve hava kütlesi belirlenmesi için elde değişebilir parametreler olarak basınç, sıcaklık ve kütle terimleri kalmaktadır.

Püskürtme kısımları devre dışı bırakıldığında yakıtın silindir içinde var olması giriş durumundaki “er” (equivalence ratio) değeri değiştirilerek sağlanmıştır. Bu çalışmada stokiyometrik bir hava-yakıt oranı istendiğinden er değeri 1’dir. Bu safhada analiz başında silindir içinde yakıtın da bulunması gerektiğinden “mfrac” (mass fraction, kütle oranları) değerlerine dikkat edilmelidir. itape5 dosyasında standart olarak yazılan

“mfrac” değerleri başlangıçta yakıtın bulunmadığı taze hava giriş koşullarındaki değerlerdir. er değeri başlangıçta 0’ dan farklı bir değer alınırsa bu analizin yakıt-hava karışımı ile başlayacağı anlamına gelmektedir. Homojen karışimli subapsız simülasyonda başlangıçta silindir içinde homojen yakıt hava karışımı istendiğinden “mfrac” değerleri istenilen karışım oranlarına göre elle hesaplanıp itape5’ e girilmelidir, eğer elle değerler girilmez ise KIVA3V yazılımı çalıştırıldığı zaman kod başlangıçta “mfrac” değerlerini kendi içindeki global kimyasal bilgilere göre er=1 olacak şekilde güncellemekte ve otape12 ‘ye yazdırmakta, silindir içinde istenen er değerindeki “mfrac” değerleri ile analize başlamaktadır.

Benzin (gasoline) yakıtı için “mfrac” değerlerini KIVA3V yazılımının otomatik olarak güncellediği ve silindir içinde artık gaz olduğu varsayılarak elle hesaplanarak itape5 dosyasına girilmiş değerler **Çizelge 6.4**’de gösterilmiştir.

Bundan sonraki simülasyonlarda silindir içinde yaklaşık %10’ luk bir artık gaz varsayılarak kütle oranları için elle hesaplanan değerler kullanılmıştır.

Çizelge 6.4 : 9,1 sıkıştırma oranı için stokiyometrik karışımda KIVA3V yazılımının hesapladığı ve elle hesaplanan “mfrac” değerleri.

er = 1 (equivalence ratio)	Simülasyon başlangıcı			
	Artık gaz olmadan %100 taze hava kabulü itape5'e girilmiş ve otape12'de kod otomatik güncellemiştir		Artık gaz varsayılarak elle hesaplanmış ve itape5'e girilmiş, kod otape12'de aynı değerleri kullanmıştır.	
	itape5	otape12	itape5	otape12
mfrac yakıt	0.0000	0.0598	0.0541	0.0541
mfrac O2	0.2201	0.2069	0.1872	0.1872
mfrac N2	0.7650	0.7193	0.7193	0.7193
mfrac CO2	0.0099	0.0093	0.0271	0.0271
mfrac H2O	0.0050	0.0047	0.0123	0.0123

Deneyisel verilerde tüketilen yakıt debisi kg/saat birimindedir. KIVA3V yazılımında ise yakıt miktarı g/çevrim olarak tanımlanmaktadır. Bu yüzden birim dönüşümü yapmak gerekmektedir.

Tek devir için açıklamak gerekirse 1800 d/dk’da deneyisel ölçümlere göre 0,965 kg/saat yakıt tüketilmiştir.

$\frac{0,965 \text{ kg}}{1 \text{ saat}} \times \frac{1000 \text{ g}}{1 \text{ kg}} \times \frac{1 \text{ saat}}{60 \text{ dk}} = \frac{16,083 \text{ g}}{\text{dk}}$ olmaktadır. Motor 1800 devri 1 dakikada yaparsa, dört zamanlı olduğundan 1 çevrim için gereken 2 devri 0,00111 dakikada yapar. Dakikada 16,083 gram yakıt tüketirse, 1 çevrimde 0,0179 gram yakıt tüketir. KIVA3V simülasyonlarında kullanılan yakıt miktarı ve ek olarak ateşleme avansları **Çizelge 6.5**'de verilmiştir.

Çizelge 6.5 : 9,1 sıkıştırma oranı için deney verileri ve KIVA3V'de kullanılan veriler.

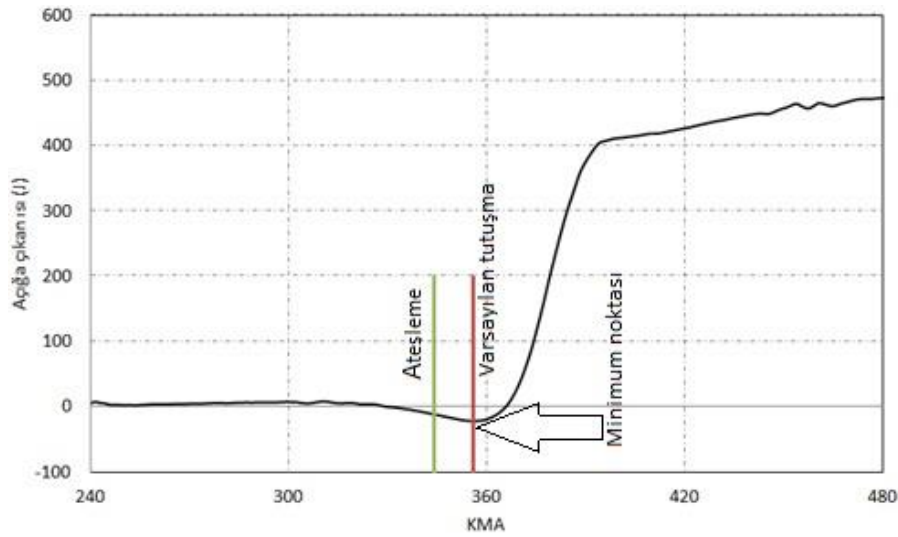
Yük P _{me} (bar)	Devir (d/dk)		Yakıt (g/çevrim)		Ateşleme avansı ÜÖN'dan önce (KMA)	
	Deneysel	KIVA3V	Deneysel	KIVA3V	Deneysel	KIVA3V
1	1200	-	0,0134	-	24	-
2	1200	-	0,0149	-	21	-
3	1200	1200	0,0187	0,0138	16	8
1	1350	-	0,0115	-	32	-
2	1350	-	0,0143	-	22	-
3	1350	-	0,0184	-	18	-
1	1500	-	0,0116	-	33	-
2	1500	-	0,0143	-	24	-
3	1500	1500	0,0181	0,0138	20	14
1	1650	-	0,0118	-	34	-
2	1650	-	0,0144	-	25	-
3	1650	-	0,0184	-	21	-
1	1800	-	0,0119	-	34	-
2	1800	-	0,0148	-	37	-
3	1800	1800	0,0179	0,0138	22	14

6.4.3 Ateşleme avansının ve reaksiyon hızının ayarlanması

Simülasyonların deneysel veriye göre kalibrasyonu yapılırken; deneysel verilerdeki AA (ateşleme avans) değerleri kullanıldığında tutuşma gecikmesi, TG, sürelerinin (buji ateşleme zamanı ile yakıtın yanmaya başlayıp enerjinin açığa çıkmaya başladığı zaman arasında geçen süre) birbirine uymadığı görülmüştür. Bunun durum simülasyonlardaki TG süresinin sürelerinin gerçek deneysel duruma göre çok daha kısa olmasından kaynaklanmaktadır. **Çizelge 6.6**'da deney ve simülasyonlardaki TG

süreleri ve bunlara bağlı olarak simülasyonlar için düzeltilmiş ateşleme avansları gösterilmiştir.

Deney verilerinde TG, bujinin ateşlendiği KMA ile ısı açığa çıkış eğrisinin negatifte seyrederken, tutuşmanın başlayıp enerjinin açığa çıkmasıyla, yön değiştirip pozitifte döndüğü KMA noktası (varsayılan tutuşma) arasındaki süre olarak kabul edilmiştir (Doğru, 2013). **Şekil 6.29**'da nasıl hesaplandığı gösterilmiştir. Bu koşullarda hıza ve yüke göre değişken olmakla birlikte, belirgin bir tutuşma başlamaktadır. Tutuşma gecikmesinin bu kadar uzun sürmesinin en önemli nedeni deneylerin kısmi yüklerde yapılmış olmasıdır. Yük miktarı arttıkça tutuşma gecikme sürelerinin azalacağı ve neredeyse 0 KMA mertebelerine düştüğü diğer deneysel verilerde görülmüştür.



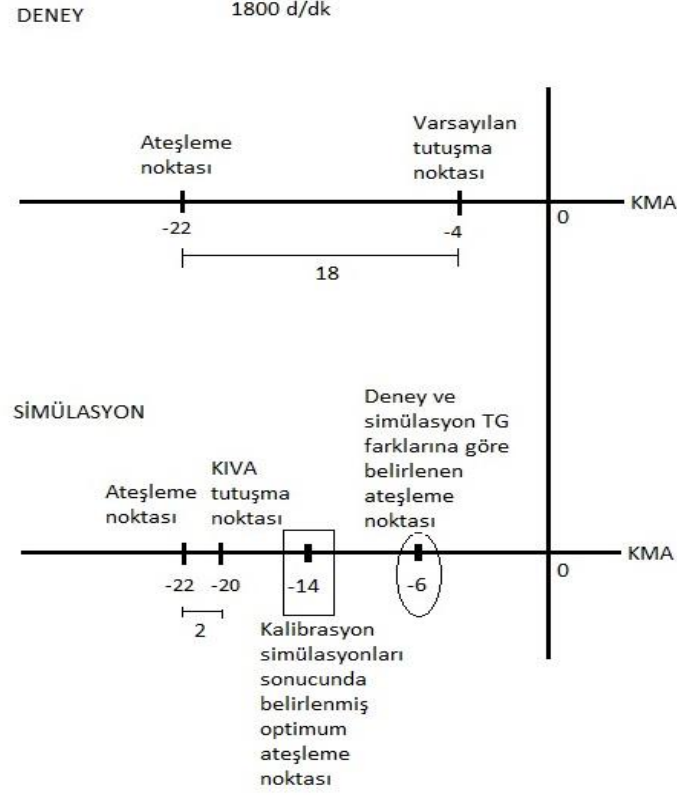
Şekil 6.29 : Deney verisine göre tutuşma gecikmesi (Doğru,2013).

KIVA3V simülasyonlarında ise TG süreleri, simülasyon verilerinden KMA' ya bağlı olarak HR, RoHR ve yakıt miktarının değişim verilerine bakılarak sağlamalı olarak hesaplanmaya çalışılmıştır. HR verilerinde enerjinin normal gidişatından daha fazla artmaya başladığı, RoHR verilerinde hızın ciddi oranda artmaya başladığı ve yakıt miktarının değişimi verilerinden de yakıtın azalmaya başladığı noktalar alınarak TG süreleri belirlenmiştir. **Çizelge 6.6**' da hıza ve cf katsayısına göre simülasyon TG süreleri gösterilmiştir.

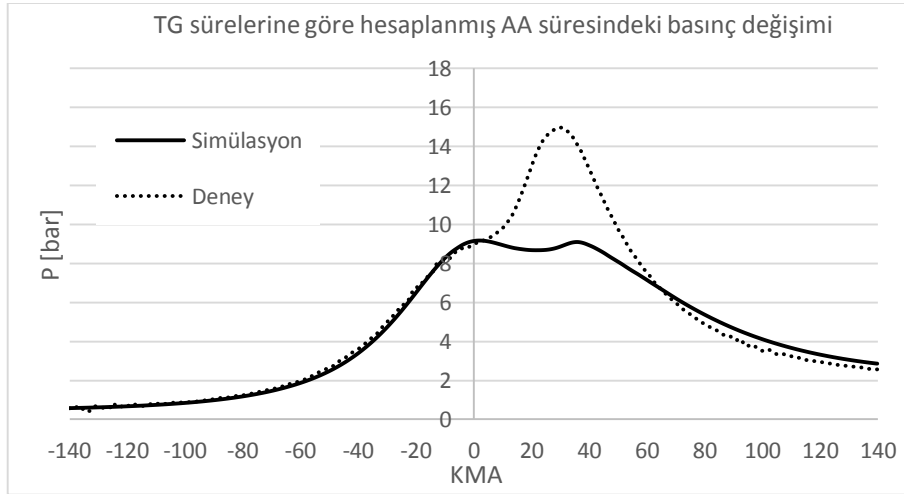
Teorik olarak **Şekil 6.30**'de gösterildiği üzere deney ve simülasyonlar arasındaki farka bakılarak simülasyonlar için kullanılacak düzeltilmiş AA belirlenmiştir.

1800 d/dk hız koşullarında; deneylerde ateşleme -22 KMA'da yapılmakta ve varsayılan tutuşma gecikmesi ısı açığa çıkış eğrisine göre 18 KMA olarak

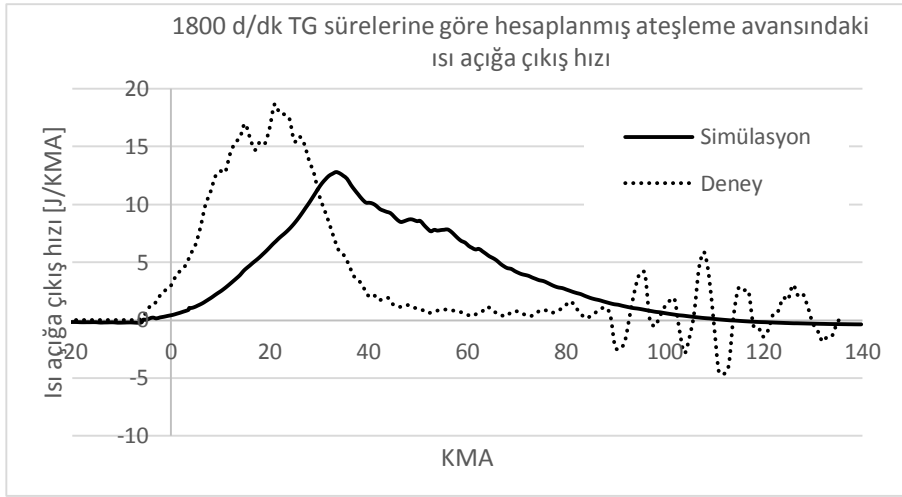
belirlenmiştir. Fakat aynı hızdaki simülasyonda ısı açığa çıkış eğrisine göre 2 KMA'lık bir TG görülmüştür. Aradaki 16 KMA'lık farka bakıldığında, simülasyonlar için ateşleme noktasının -22 KMA yerine -6 KMA olarak düzeltilmesi gerekmektedir (Şekil 6.30). AA değeri -6 KMA alınarak yapılan simülasyon sonuçlarının deney verileri ile karşılaştırması Şekil 6.31, Şekil 6.32 ve Şekil 6.33'de görülmektedir.



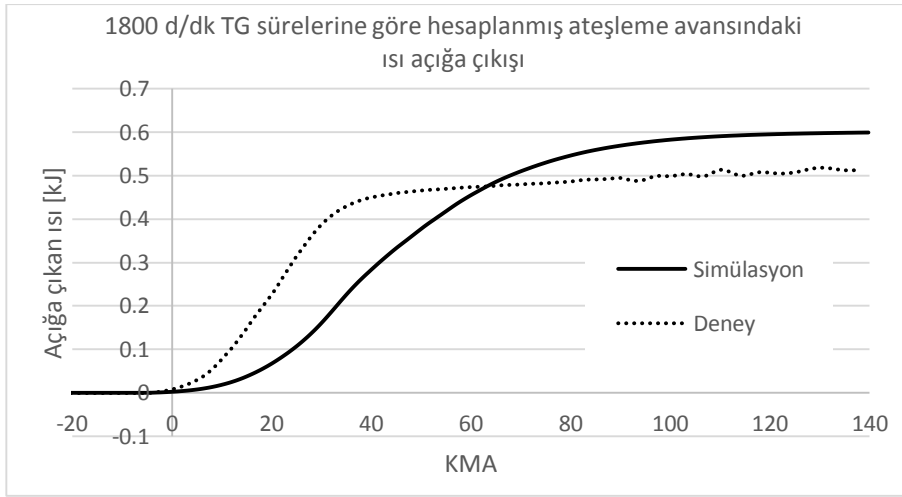
Şekil 6.30 : Deney ve simülasyon TG'lerine göre AA avansının belirlenmesi.



Şekil 6.31 : 1800 d/dk hızındaki düzeltilmiş AA sonuçları ile silindir içi basınç değerlerinin karşılaştırılması.



Şekil 6.32 : 1800 d/dk hızdaki düzeltilmiş AA sonuçları ile ısı açığa çıkış hızı (RoHR) değerlerinin karşılaştırılması.

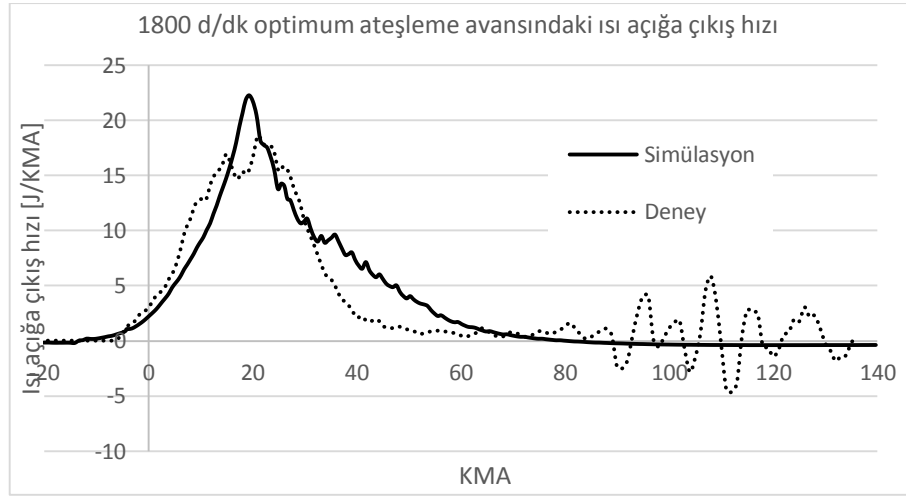


Şekil 6.33 : 1800 d/dk hızdaki düzeltilmiş AA sonuçları ile ısı açığa çıkış hızı (RoHR) değerlerinin karşılaştırılması.

Şekil 6.31, Şekil 6.32 ve Şekil 6.33'den görüldüğü gibi düzeltilmiş AA değeri kullanılarak yapılan kalibrasyon koşullarında, simülasyonlarda deneylere göre daha geç yanmanın gerçekleştiği dolayısıyla deney verileri ile simülasyonların tam olarak örtüşmediği tespit edilmiştir.

Deney verilerine göre hesaplanmış varsayılan TG süreleri esas alınarak belirlenen düzeltilmiş AA değerleri ile yapılan simülasyonların deney verileri ile örtüşmemesinin nedeninin, **Şekil 6.29**'de gösterilen deneysel verilere göre belirlenmiş varsayılan TG sürelerinin hatalı hesaplanmasından kaynaklanabileceği düşünülmektedir. Çünkü **Şekil 6.29**'da da görüldüğü üzere üst ölü noktaya yaklaşırken artan ısı kayıplarının enerji açığa çıkışından daha büyük olması durumunda grafikteki azalma süreceği için

tutuşma başlangıcı grafik üzerinde kesin olarak görülemeyecektir. Bu durumda tutuşmanın başladığı noktanın daha erken olduğu kanaatine varılabilmektedir. Buna göre deney verilerinde tutuşma noktasının kesin olarak belirlenebilmesi mümkün olmadığından deneysel TG sürelerine göre belirlenen düzeltilmiş AA değerleri de hatalı olmaktadır. Buna çözüm olarak, kalibrasyon simülasyonlarında 1800 d/dk hız için, basınç ve ısı açığa çıkı hızı eğrileri karşılaştırılarak optimum AA değeri -14 KMA olarak belirlenmiştir (**Şekil 6.34**). Sonuç olarak deneydeki teorik AA değeri -22 KMA ile simülasyonlardaki teorik AA değeri -14 arasında yaklaşık 8 KMA (0,74 ms) bir farkın olduğu tespit edilmiş ve simülasyonlar bu değer esas alınarak yapılan AA düzeltmelerine (**Şekil 6.30**) göre gerçekleştirilmiştir (**Çizelge 6.6**).



Şekil 6.34 : 1800 d/dk hızdaki optimum AA sonuçları ile ısı açığa çıkış hızı (RoHR) değerlerinin karşılaştırılması.

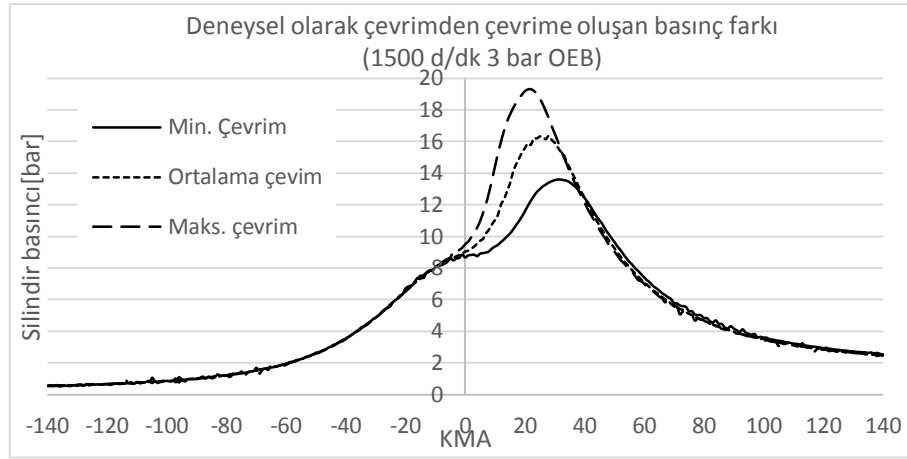
Sonuçların doğruluğu açısından reaksiyon hızını da ayarlamak gerekmektedir. Reaksiyon hızı Arrhenius reaksiyon hız katsayısının değişkenlerinden olan frekans faktörü “A”, KIVA3V’de “cf” değiştirilerek yapılmıştır. “cf” nin ayarlanması için ısı açığa çıkma “HR”, ısı açığa çıkma hızı “RoHR” ve basınç eğrilerine bakılarak yapılmıştır. Isının yoğun olarak çıktığı süredeki deneysel ve simülasyon eğrilerinin eğimlerinin aynı olması amaçlanmıştır. Bu sırada basınç-KMA eğrilerinin örtüşmesi göz önünde bulundurulmuştur. Simülasyon devri arttıkça “cf” değerini bir miktar arttırmak gerekmiştir. Güncel değerler **Çizelge 6.6**’da görülmektedir.

Optimum ateşleme avansları ise, itape5’de ateşleme noktasını deneyselden yavaş yavaş uzaklaştırarak, ÜÖN’ye yaklaştırarak simülasyon P, HR, RoHR eğrileri, deneydeki eğrilerle çakışana kadar farklı koşullar yapılmıştır. Özellikle HR ve RoHR eğrilerinin tamamen çakıştığı ateşleme noktaları optimum olarak belirlenmiştir.

Çizelge 6.6 : Deney ve simülasyon tutuşma gecikmeleri ve simülasyonlar için optimum ateşleme avansı ve cf değerleri.

2.tip 9,1 sıkıştırma oranlı piston, 3 bar OEB deney							
	Deney			KIVA3V			cf
	1200 d/dk	1500 d/dk	1800 d/dk	1200 d/dk	1500 d/dk	1800 d/dk	
TG (Tutuşma gecikmesi)	12 KMA 1,67 ms	13 KMA 1,44 ms	18 KMA 1,67 ms	1 KMA 1 KMA 1 KMA 1 KMA	1,5 KMA 1,5 KMA 1,5 KMA 1,5 KMA	2 KMA 2 KMA 2 KMA 2 KMA	2,8x10 ¹⁰ 3,0x10 ¹⁰ 3,2x10 ¹⁰ Ort.
AA (Ateşleme avansı) ÜÖN'dan önce	16 KMA	20 KMA	22 KMA	16 KMA	20 KMA	22 KMA	
Teorik olarak belirlenen AA	-	-	-	5 KMA	8,5 KMA	6 KMA	
Simülasyonlar için optimum cf	-	-	-	2,4x10 ¹⁰	2,5x10 ¹⁰	2,8x10 ¹⁰	
Simülasyonlar için optimum ateşleme avansı ÜÖN'dan önce	-	-	-	8 KMA	14 KMA	14 KMA	
Teorik AA değerleri arasındaki fark				8 KMA (1,11 ms)	6 KMA (0,67 ms)	8 KMA (0,74 ms)	

1200-1500-1800 d/dk'daki optimum değerler belirlenirken deneysel olarak toplanan 200 çevrimden ortalamaya en yakın olanları alınmıştır. Çevrimden çevrime oluşan farklar (**Şekil 6.35**) dolayısıyla deneysel verilerde aynı yük ve devirdeki iki farklı çevrimde giriş basınçları, maksimum basınçlar, maksimum basıncın oluştuğu KMA'lar vb. değişebilmektedir. Dolayısıyla deneysel verilerden alınan ortalamaya yakın bir çevrimin verileri üzerinden simülasyonlar için optimum ateşleme noktaları ve cf değerleri ayarlanmıştır.



Şekil 6.35 :1500 d/dk'da deney verilerinde gözükten çevrimsel basınç farkı.

6.4.4 Yanmalı durumdaki karşılaştırma

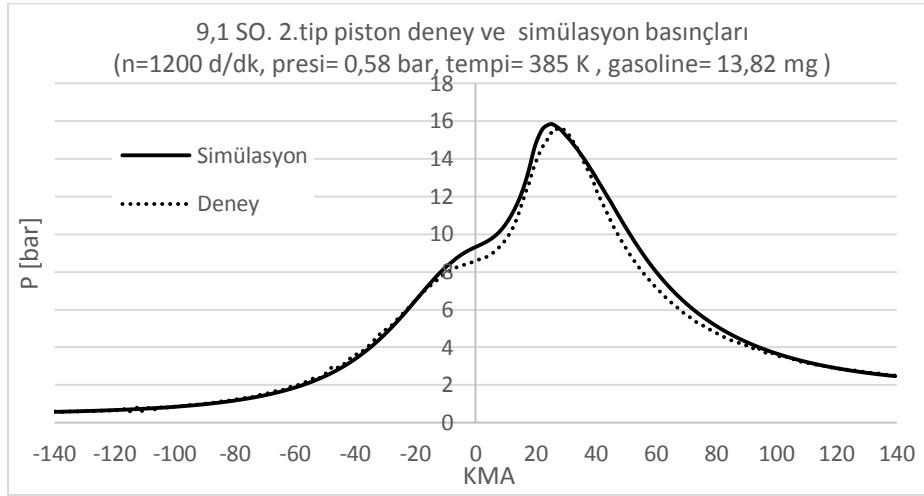
9,1 sıkıştırma oranına sahip heron tipi silindir oyuklu pistona sahip motorun, yük miktarı daha fazla olduğu için 3 bar OEB'taki deneysel verileri baz alınmış ve karşılaştırmalar yapılmıştır. Simülasyonlar için giriş şartları **Çizelge 6.7**'de verilmiştir.

Çizelge 6.7 : 9,1 sıkıştırma oranında KIVA3V simülasyonları için başlangıç koşulları.

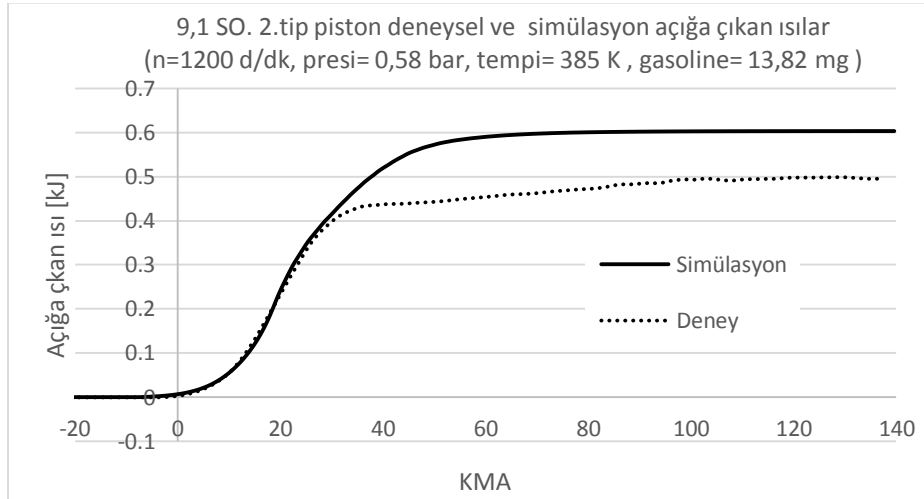
Simülasyon başlangıç koşulları	1200 d/dk	1500 d/dk	1800 d/dk
"presi" Giriş basıncı [bar]	0,58	0,58	0,58
"tempi" Giriş sıcaklığı [T]	385	385	385
"gasoline" yakıt miktarı [mg]	13,82	13,82	13,82
"calign" ateşleme noktası [KMA]	-8	-14	-14
"scli" türbülans uzunluk ölçeği	0	0	0
"tkei" türbülans kinetik enerji yoğunluğu	0,1	0,1	0,1
"cf" frekans faktörü	$2,4 \times 10^{10}$	$2,5 \times 10^{10}$	$2,8 \times 10^{10}$
"mfrac" karışım kütle oranları			
yakıt,	0,0541	0,0541	0,0541
O ₂ ,	0,1872	0,1872	0,1872
N ₂ ,	0,7193	0,7193	0,7193
CO ₂ ,	0,0271	0,0271	0,0271
H ₂ O	0,0123	0,0123	0,0123

Giriş basıncı deneysel verilerle aynı olacak şekilde alınmış, giriş sıcaklıkları ise deneysel verilerde manifold sıcaklıkları bulunduğundan bu sıcaklıklara göre mantıksal bir yaklaşım yapılarak ve yakıt miktarlarını sağlayacak şekilde ayarlanmıştır. Arrhenius frekans faktörü ($cf = A$) reaksiyon hızını deneysel verilere yaklaştırmak için bu koşullarda motor hızına göre değişken olarak ayarlanmıştır. Silindir içi karışım kütle oranları için %10'luk artık gaza göre hesaplanan değerler kullanılmıştır.

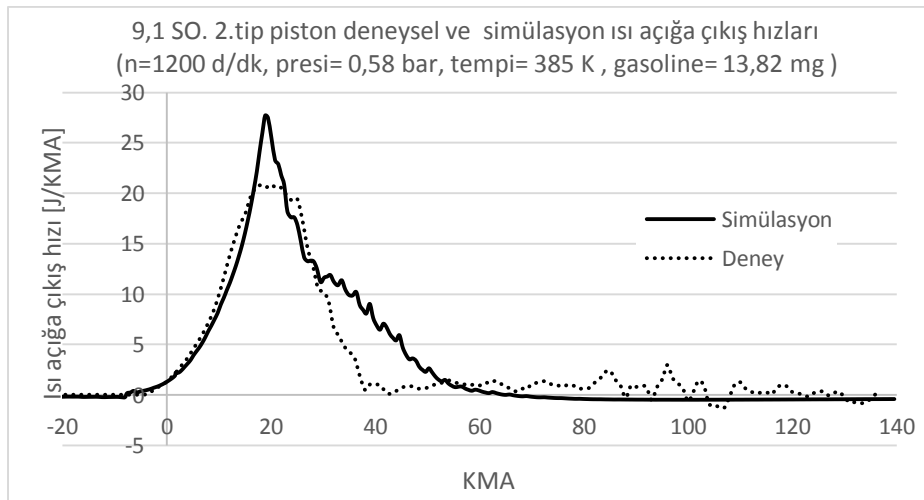
- **1200 d/dk sonuçları;**



Şekil 6.36: 9,1 sıkıştırma oranlı motorun 1200 d/dk'daki basınç değişimi.

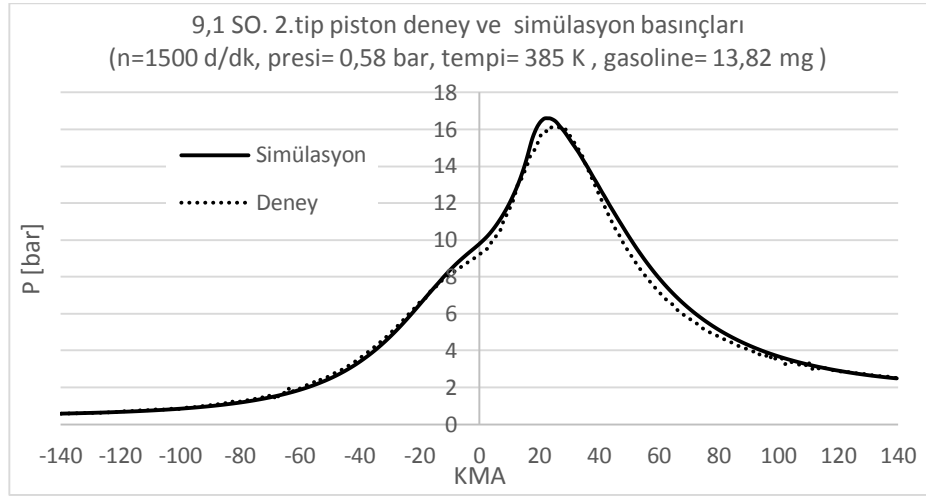


Şekil 6.37: 9,1 sıkıştırma oranlı motorun 1200 d/dk'daki açığa çıkan ısı miktarı.

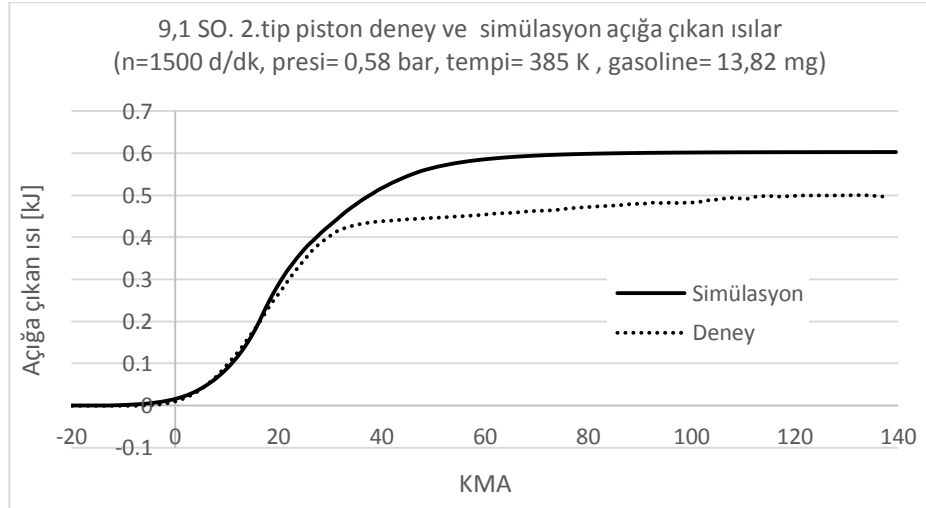


Şekil 6.38 : 9,1 sıkıştırma oranlı motorun 1200 d/dk'daki ısı açığa çıkış hızları.

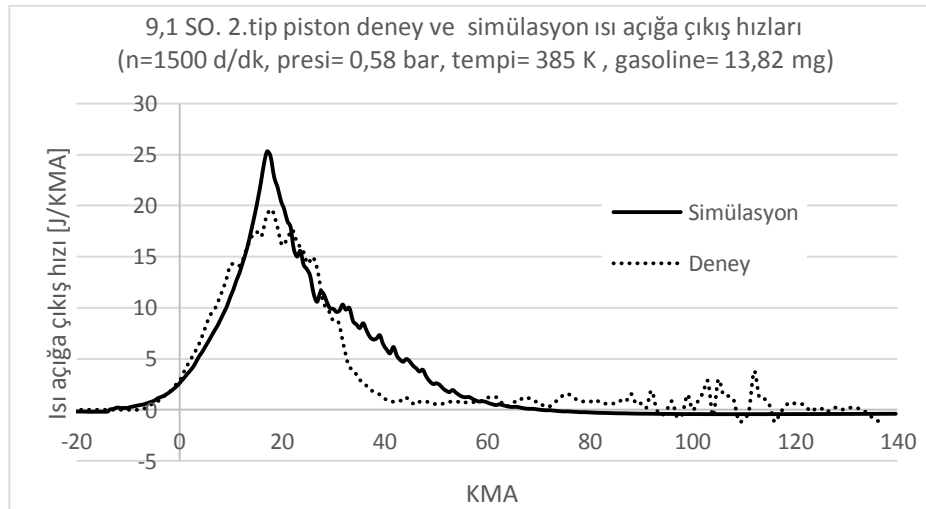
- **1500 d/dk sonuçları;**



Şekil 6.39 : 9,1 sıkıştırma oranlı motorun 1500 d/dk'daki basınç değişimi.

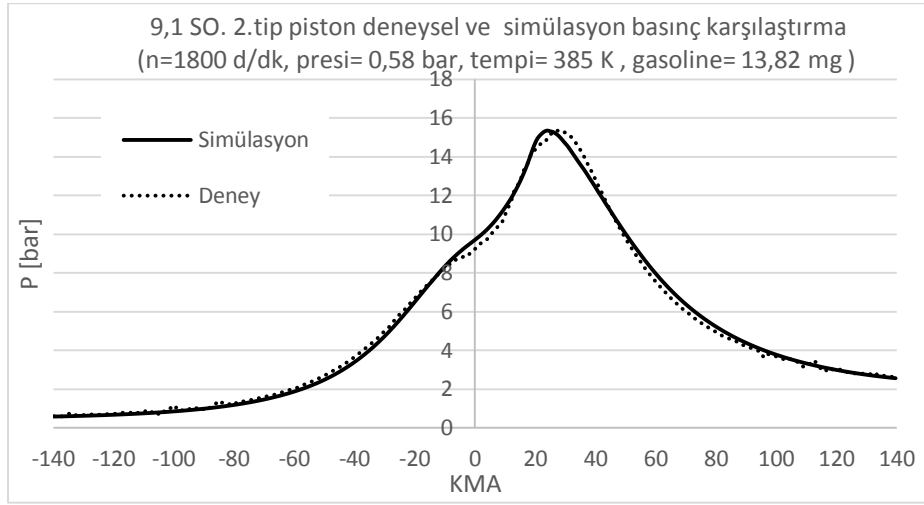


Şekil 6.40 : 9,1 sıkıştırma oranlı motorun 1500 d/dk'daki açığa çıkan ısı miktarı.

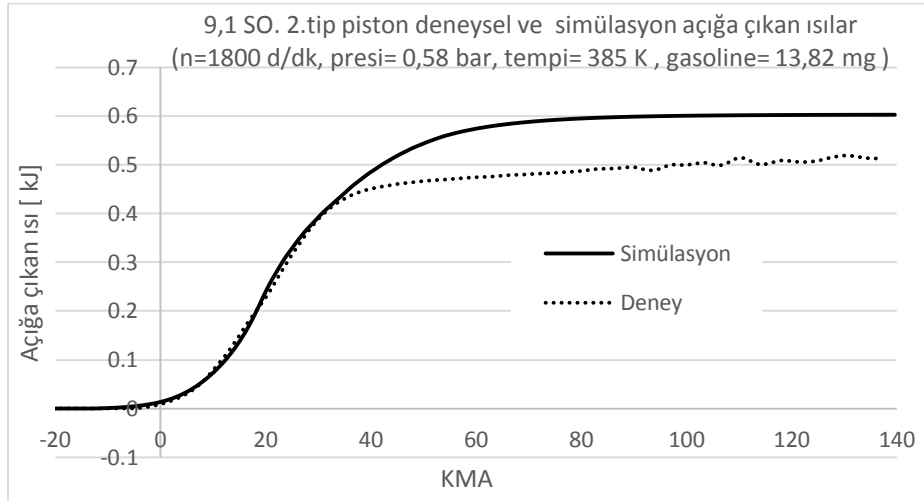


Şekil 6.41 : 9,1 sıkıştırma oranlı motorun 1500 d/dk'daki ısı açığa çıkış hızları.

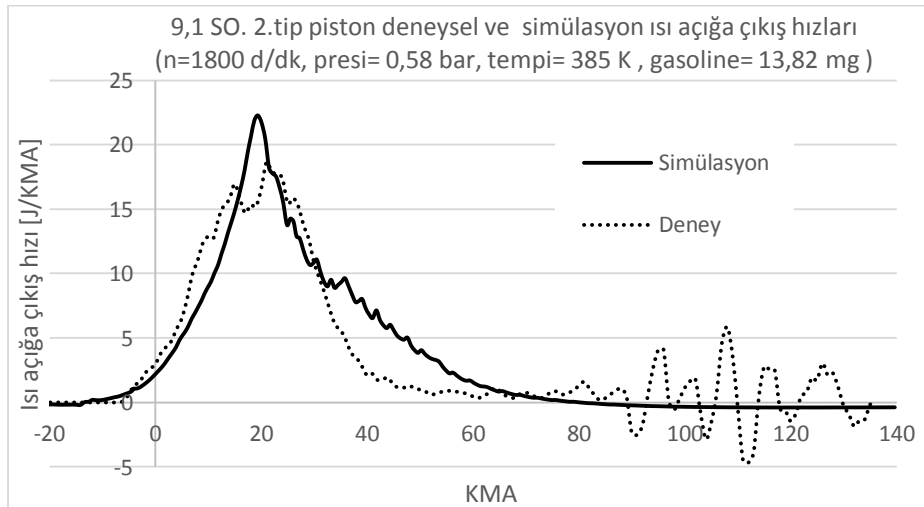
- **1800 d/dk sonuçları;**



Şekil 6.42 : 9,1 sıkıştırma oranlı motorun 1800 d/dk'daki basınç değişimi.

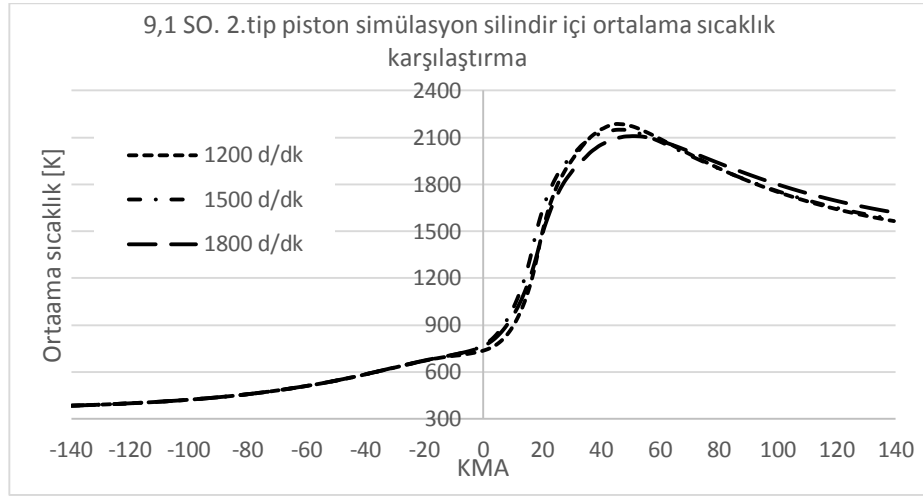


Şekil 6.43 : 9,1 sıkıştırma oranlı motorun 1800 d/dk'daki açığa çıkan ısı miktarı.

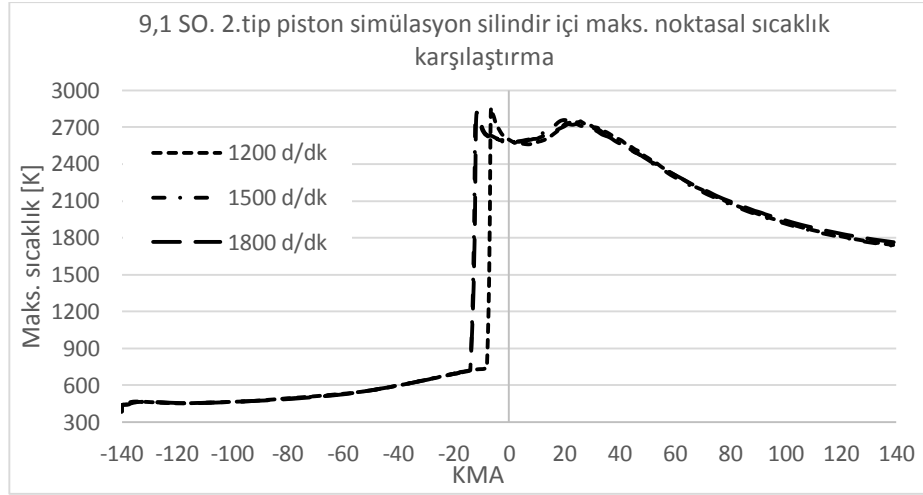


Şekil 6.44 : 9,1 sıkıştırma oranlı motorun 1800 d/dk'daki ısı açığa çıkış hızları.

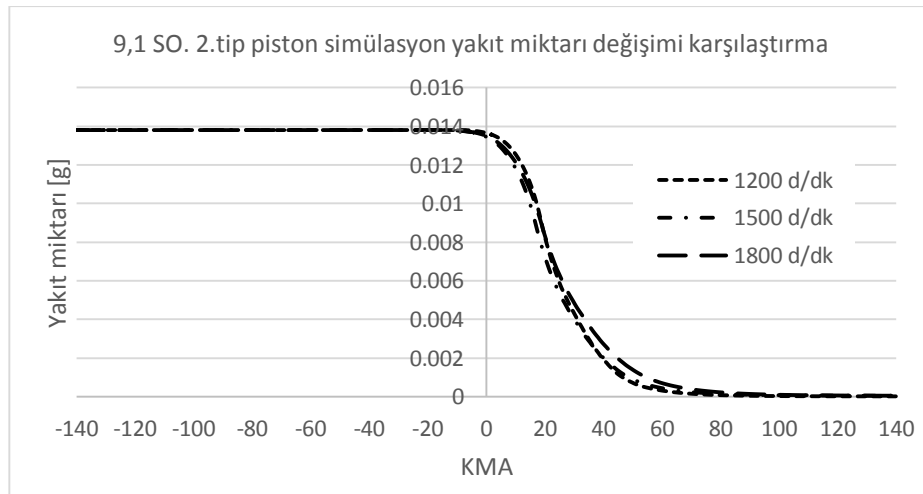
- 1200-1500-1800 d/dk sıcaklık ve yakıt miktarı karşılaştırmaları



Şekil 6.45 : 9,1 sıkıştırma oranlı motorda KIVA3V silindir içi ortalama sıcaklık.



Şekil 6.46 : 9,1 sıkıştırma oranlı motorda KIVA3V silindir içi maksimum noktasal sıcaklık.



Şekil 6.47: 9,1 sıkıştırma oranlı motorda KIVA3V yakıt değişimi.

6.5 Yeni 10.5 Sıkıştırma Oranlı Yanma Odalarının Hesaplama Sonuçları

10,5 sıkıştırma oranındaki simülasyonlar için daha önce yapılmış deneysel veri bulunmadığından, 2. tip silindirik oyuklu, 9,1 sıkıştırma oranlı motorun verileri göz önünde bulundurularak, aynı giriş şartlarında ve KIVA3V parametre değerleriyle gerçekleştirilmiştir. Daha önce sıkıştırma oranları kontrol edilmiş üç tip motorun, 1200-1500-1800 d/dk hızlarda olmak üzere toplamda dokuz adet analiz sonucu verilmiştir. HFK'sı 1 olacak şekilde emme subapı kapanmasındaki giriş şartları; 9,1 sıkıştırma oranlı motorun deneysel ve hesaplama verileri göz önünde bulundurularak, 10,5 sıkıştırma oranlı geometriler için **Çizelge 6.8**' de gösterilmiştir.

Çizelge 6.8 : 10.5 sıkıştırma oranlı simülasyon başlangıç şartları.

	D/dk	Giriş Basıncı (bar)	Giriş Sıcaklığı (K)	Yakıt miktarı (g/çevrim)	Ateşleme avansı (KMA) ÜÖN'dan önce
Düz piston	1200	0,58	385	0,0136	8
	1500	0,58	385	0,0136	14
	1800	0,58	385	0,0136	14
Heron - Silindirik oyuklu	1200	0,58	385	0,0136	8
	1500	0,58	385	0,0136	14
	1800	0,58	385	0,0136	14
W oyuklu, Kanallı	1200	0,58	385	0,0136	8
	1500	0,58	385	0,0136	14
	1800	0,58	385	0,0136	14

10,5 sıkıştırma oranlı yeni yanma odalarının simülasyonu yapılırken, **2. tip** silindirik oyuklu yanma odasının sonuçları mantıklı gözüktüğünden 9,1 sıkıştırma oranlı simülasyonlarındaki “cf” değerleri aynen kullanılmıştır. Fakat diğer iki yanma odasının simülasyonlarında aynı katsayılar kullanıldığında yanma ile ilgili bazı sorunlar gözlenmiştir

1.tip disk yanma odasında geometri basit olduğundan tek blok kullanılarak ağ yapısı oluşturulmuş idi. Hücre sayısı 2. tip yanma odasına çok yakın olmasına rağmen 2. tip yanma odasında kullanılan “cf” katsayılarıyla yakıtın istenilen zamanda yanmadığı ve çok yavaş yandığı görülmüştür. Dolayısıyla “cf” katsayılarının değerini arttırarak yakıtın 2. tip yanma odasındaki gibi istenilen zaman diliminde ve hızda yanması sağlanmaya çalışılmıştır.

3. tip W tipi oyuklu, kanallı yanma odasında ise geometri çok daha karışık olduğundan ağ yapısı oluşturulurken 2. tipe göre daha fazla blok kullanılmak zorunda kalınmıştır. Yine hücre sayısı 2. tip yanma odasına çok yakın olmasına rağmen yakıtın çok hızlı yandığı görülmüştür. Dolayısıyla 3. tip yanma odasında kullanılan ilk “cf” değeri azaltılarak yakıtın 2. tip yanma odasındaki gibi istenilen zaman diliminde yanması sağlanmıştır. Simülasyon durumuna göre değiştirilen “cf” değerleri **Çizelge 6.9**’ da verilmiştir.

Çizelge 6.9 : Simülasyonlarda kullanılan frekans faktörleri “cf”.

Simülasyonlar için frekans faktörü "cf" değerleri											
9,1 sıkıştırma oranı			10,5 sıkıştırma oranı								
1. tip disk piston			1. tip disk piston			2.tip silindirik oyuklu piston			3.tip W oyuklu, kanallı piston		
1200 d/dk	1500 d/dk	1800 d/dk	1200 d/dk	1500 d/dk	1800 d/dk	1200 d/dk	1500 d/dk	1800 d/dk	1200 d/dk	1500 d/dk	1800 d/dk
2,4 $\times 10^{10}$	2,5 $\times 10^{10}$	2,8 $\times 10^{10}$	5,2 $\times 10^{10}$	5,5 $\times 10^{10}$	6,5 $\times 10^{10}$	2,4 $\times 10^{10}$	2,5 $\times 10^{10}$	2,8 $\times 10^{10}$	1,2 $\times 10^{10}$	0,8 $\times 10^{10}$	0,9 $\times 10^{10}$

10,5 sıkıştırma oranına sahip 3 farklı yanma odasının simülasyon sonucu oluşturulan karşılaştırmalı grafikleri aşağıda verilmiştir. Sırasıyla, silindir basınçları, silindir ortalama sıcaklıkları ve maksimum sıcaklıklar, ısı açığa çıkış hızları, P.dV işleri, yakıt miktarı değişimleri ve oluşan CO₂ ve NO miktarları verilmiştir.

Simülasyon sonucu oluşturulan 3 boyutlu silindir sıcaklıkları, türbülans kinetik enerjileri ve yakıtın kütle oranlarının değişimi ve yatayda, dikeyde alınan kesitlerdeki hız vektörleri **Ek D**’ de verilmiştir.

6.5.1 Üç boyutlu grafikler

10,5 sıkıştırma oranında üç farklı yanma odası için 1200 d/dk’ da **Ek D1**, **Ek D2** ve **Ek D3**’ te izometrik görünüşte ve silindir ortası x ve y kesitlerinde simülasyon başından sonuna kadar belirli KMA’ larda sırasıyla sıcaklık değişimleri, türbülans kinetik enerjileri ve yakıtın kütle oranı değişimlerinin grafikleri verilmiştir. -8 KMA’da ateşleme gerçekleşmekte ve -7 KMA’da yakıtın tutuşmaya başladığı görülmektedir.

Ek D2 türbülans kinetik enerjisi “tke” grafikleri incelendiğinde başlangıç “swirl” değerinin etkisiyle (simülasyon başlangıcındaki swirl etkisi **Ek D5**’ te silindir tepesi x-y kesitindeki hız vektörleri ile görülmektedir) “tke” üç YO için benzer değişmekte fakat ÜÖN’ye doğru 3. YO’da gerek kanal geometrisi, gerekse de oyukun yapısı nedeniyle daha yüksek bir “tke” oluşmaktadır. ÜÖN’den sonra ise alev cephesi nedeni ile “tke”nin düz pistonda silindir çeperlerine doğru ilerlediği, oyuklu pistonlarda ise oyuk içinde sönümlendiği görülmektedir.

Ek D1’de verilen sıcaklık ve **Ek D3**’te verilen yakıtın kütle değişimleri grafikleri yanmanın durumu hakkında fikir sahibi olmamızı sağlamaktadır. 1. ve 2. yanma odalarında yanma daha simetrik bir şekilde gerçekleşirken, 3. tip kanallı W oyuklu yanma odasında ise gerek kanalın yapısı gerekse de ağ yapısı kalitesinin daha düşük olması sebebiyle yanma daha asimetrik gelişmektedir. Burada kanalın etkisi ile oluşan türbülanslı hava hareketi tutuşma ve devamındaki alev cephesini YO’nun bir kenarında tutmakta ve alevin simetrik yayılımını engellemektedir. Bu durumun kanalın etkisi ile olduğu tespit edilmiştir, şöyleki (bu çalışmada verilmeyen) kanalsız olarak yapılan 3. yanma odası simülasyon sonuçlarının 2. yanma odası ile benzerlik gösterdiği görülmüştür.

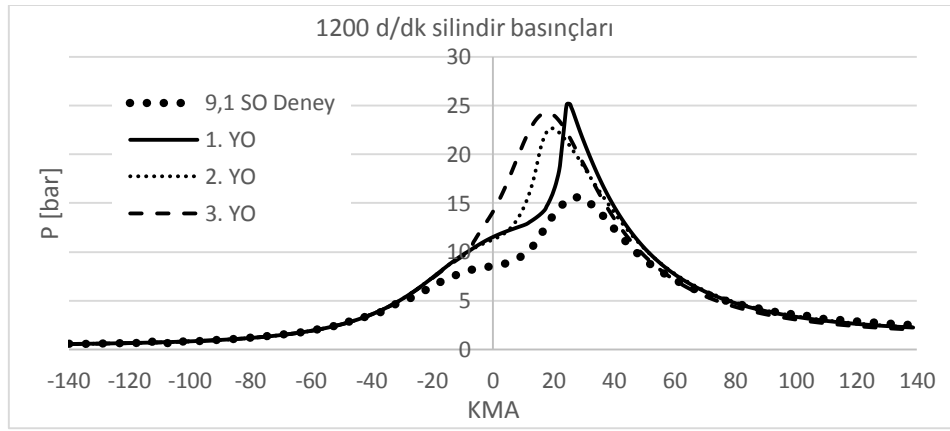
Ek D4’ te silindir ortası y-z kesitindeki ve **Ek D6**’ da silindir tepesi x-y kesitindeki hız vektörleri sıcaklık konturlarıyla birlikte verilmiştir. Hız vektörleri incelenirken başlangıç “swirl” oranının etkisinin göz önünde bulundurulması önemlidir. Yanma ile birlikte alev cephesinde hızın arttığı gözlemlenmektedir. Üç yanma odası için hız vektörleri incelendiğinde daha önce de bahsedildiği gibi 3. yanma odasında daha yoğun bir hava hareketi gözlemlenmektedir.

6.5.2 İki boyutlu grafikler

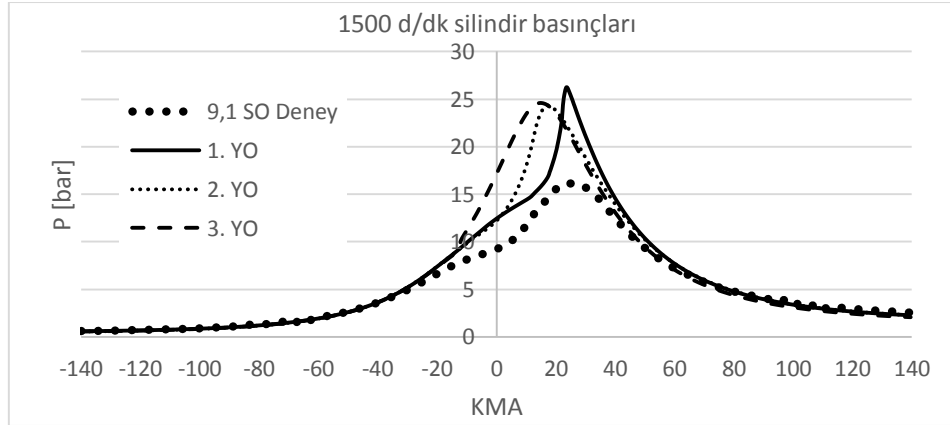
- Silindir basınçları;

Sıkıştırma ve genişleme sırasında basınç değişimleri tüm hızlarda benzer gözükmemektedir (**Şekil 6.48-50**). Fakat yanma sırasında 2. Yanma odası baz alınır, 1. Yanma odasında basıncın daha hızlı arttığı görülmektedir. Bu durumun **Çizelge 6.9**’da gözüktüğü gibi cf katsayısının arttırılmak zorunda kalınmasından kaynaklandığı kanaatine varılmıştır. Cf katsayısı ağ yapısına ve hücre sıklığına bağlıdır ve her modelde denenerek değeri ayarlanmalıdır, (Amsden,1993). 3. Yanma odasındaki erken basınç artışının nedeninin **Ek D**’ de 1200 d/dk için verilen 3 boyutlu grafiklerde

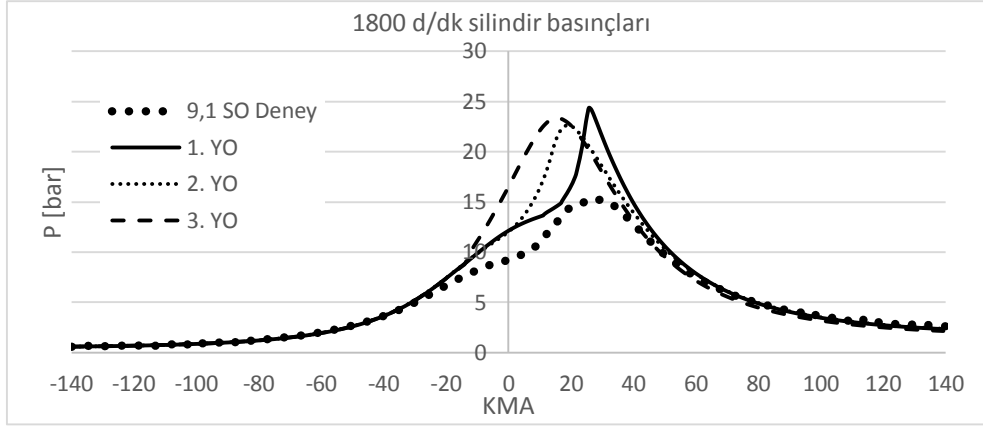
-8 KMA’ da bujinin kıvılcım çakmasından sonra -7 KMA’ da görüldüğü gibi ilk tutuşmanın sıradışı bir şekilde gerçekleşmesinden kaynaklandığı tahmin edilmektedir. Çünkü 3. yanma odası geometrisinin ağ yapısı kalitesi kanal nedeni ile daha düşüktür. Bu basınç grafiklerinde 9,1 sıkıştırma oranlı 2. tip YO eğrisi de referans olması için verilmiştir. 3. tip YO’de bütün motor hızlarında tutuşma anının refrans basıncına benzemediği görülmektedir. Bu çalışmada doğrulama yapabilecek deney verileri mevcut olmadığından, 3. YO simülasyonlarının doğru olup olmadığı, yani kanallı W tipli yanma odasının tutuşmanın erken olmasına sebep olup olmadığı, ileride yapılacak deneylerden sonra kesin olarak belirlenebilecektir.



Şekil 6.48 : 10,5 SO’ lu YO’ların 1200 d/dk’daki basınç değişimi.



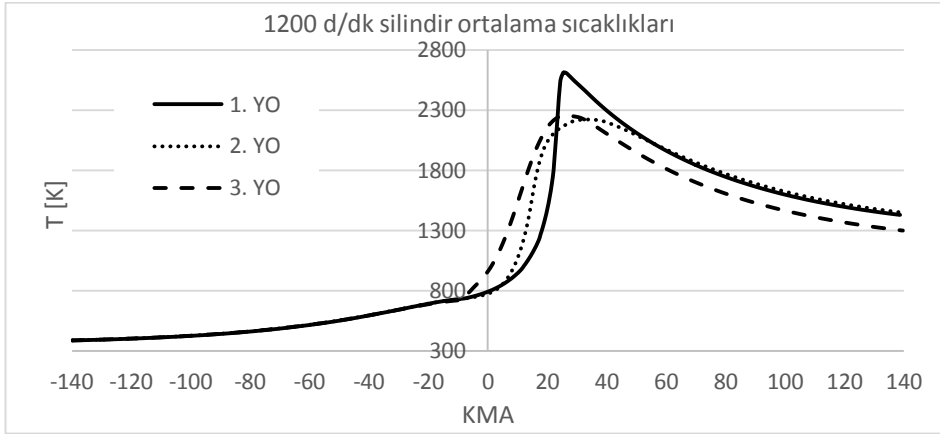
Şekil 6.49 : 10,5 SO’ lu YO’ların 1500 d/dk’daki basınç değişimi.



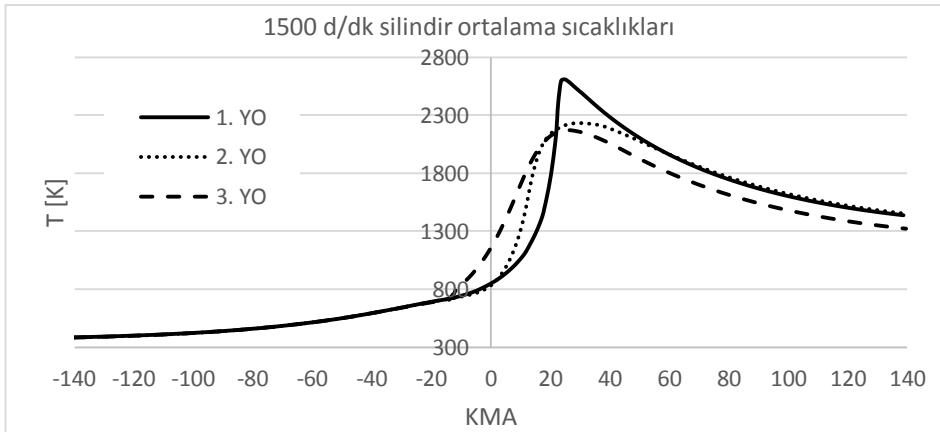
Şekil 6.50 : 10,5 SO' lu YO'ların 1800 d/dk'daki basınç değişimi.

- Silindir sıcaklıkları

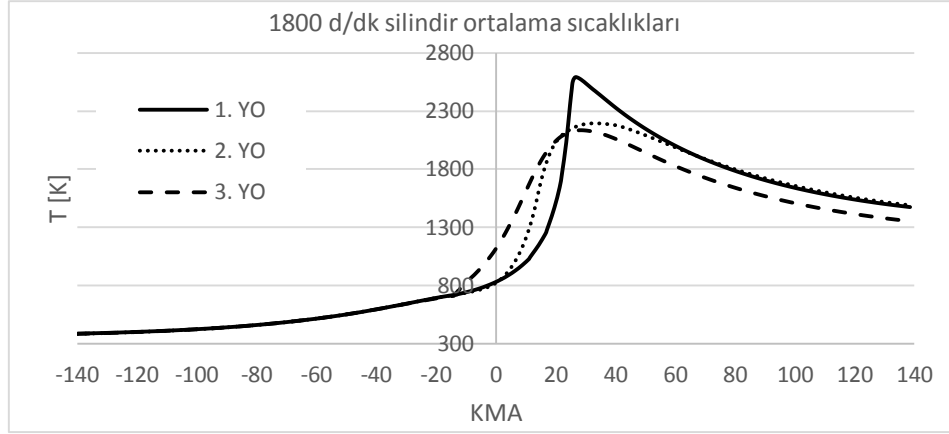
Ortalama sıcaklığın 1. tip YO'de diğerlerine göre daha fazla olduğu görülmektedir (Şekil 6.51-53). Bu durum silindir içi basınç değerleri ile uyum olup (Şekil 6.48-50), 1200 d/dk'da maksimum noktasal sıcaklık değerleri Şekil 6.54'de görülmektedir.



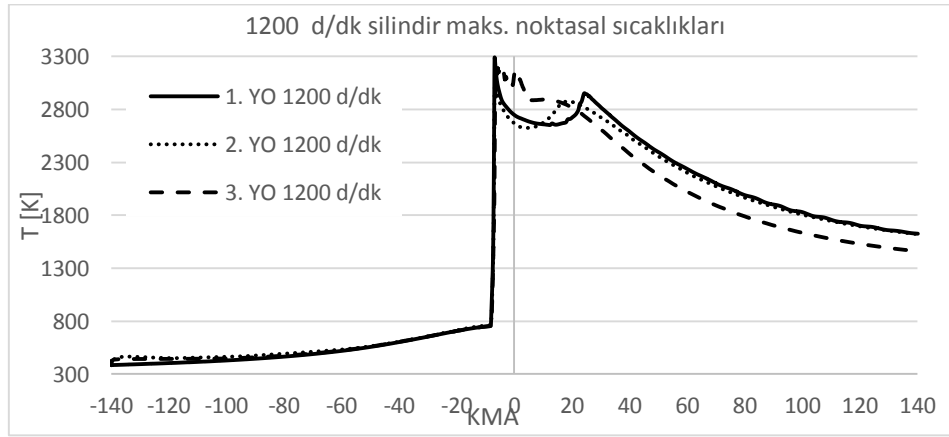
Şekil 6.51 : 10,5 SO' lu YO'ların 1200 d/dk'daki ortalama sıcaklıkları.



Şekil 6.52 : 10,5 SO' lu YO'ların 1500 d/dk'daki ortalama sıcaklıkları.



Şekil 6.53 : 10,5 SO' lu YO'ların 1800 d/dk'daki ortalama sıcaklıkları.



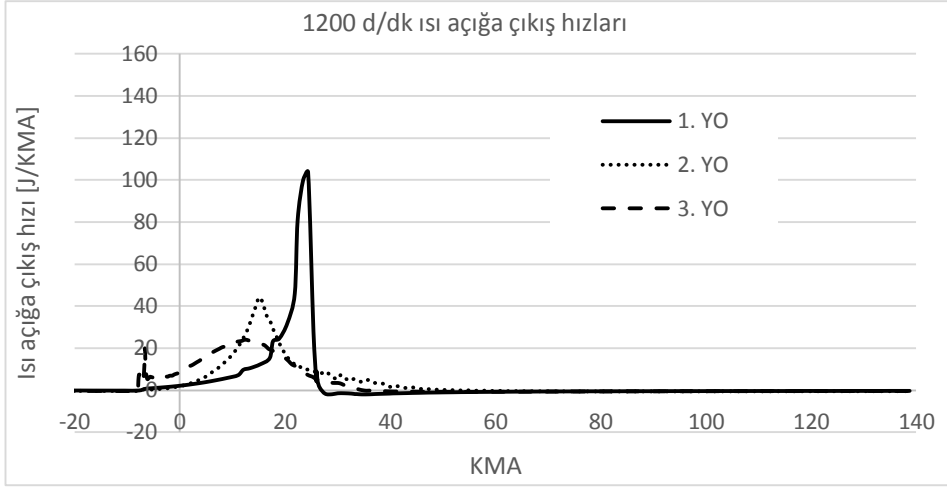
Şekil 6.54 : 10,5 SO' lu YO'ların 1200 d/dk'daki maksimum sıcaklıkları.

Maksimum sıcaklık değerleri yanmanın başlangıcından 20 KMA ÜÖNS anına kadar 3. tip YO'de diğerlerine göre daha yüksek seyretmiş ve bu KMA değerinden sonra diğerlerine göre daha düşük olmuştur. Bu durum özellikle yüksek sıcaklıkta NO oluşumu ve takiben düşük sıcaklıkta NO seviyesinin donmasına neden olacağından 3. tip YO'de yüksek NO emisyonları öngörülebilir.

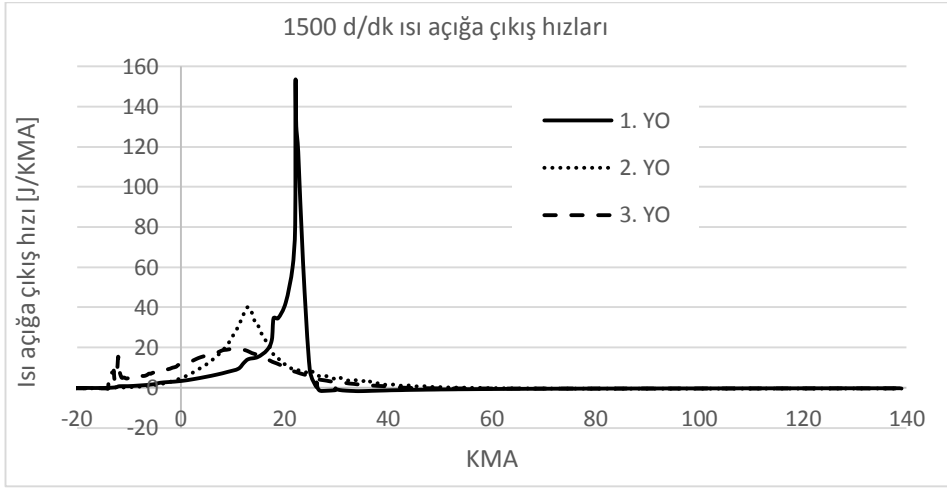
- Isı açığa çıkış hızları

Isı açığa çıkış hızları incelendiğinde 1. yanma odasında ısının diğer yanma odalarına göre daha hızlı artmasını nedeni olarak cf katsayısının diğer iki yanma odasına göre daha yüksek olması gösterilebilir. 3. yanma odasında ise daha erken basınç artışının nedeni şekil 6.55-57 görüldüğü üzere ateşleme ile ani ısı çıkışıdır. Bu durum tüm hızlarda geçerlidir (Şekil 6.55-57).

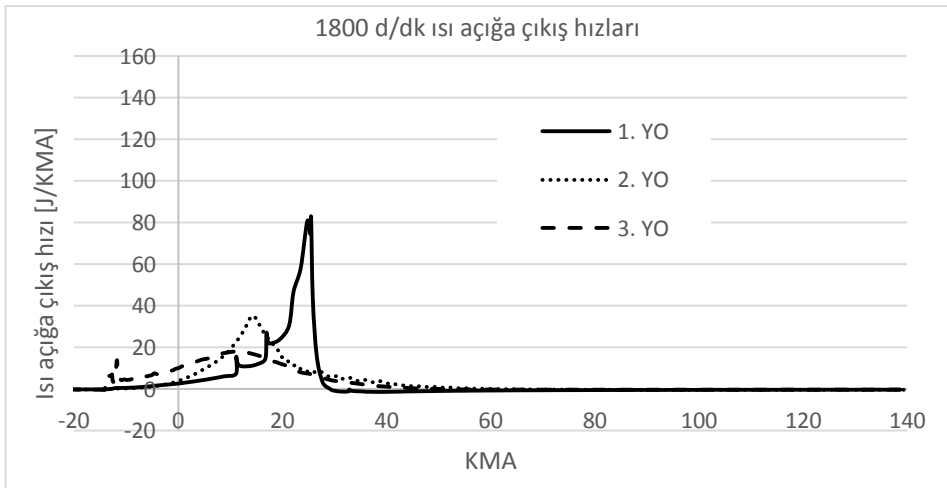
Isı açığa çıkış miktarlarına göre 3. tip YO'de diğerlerine nazaran daha çok gürültü oluşacağı tahmin edilmektedir.



Şekil 6.55 : 10,5 SO' lu YO'ların 1200 d/dk'daki ısı açığa çıkış hızları.



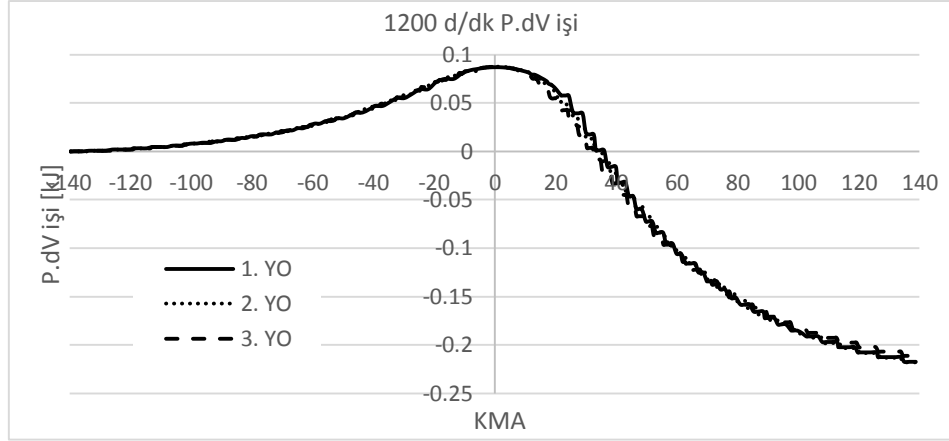
Şekil 6.56 : 10,5 SO' lu YO'ların 1500 d/dk'daki ısı açığa çıkış hızları.



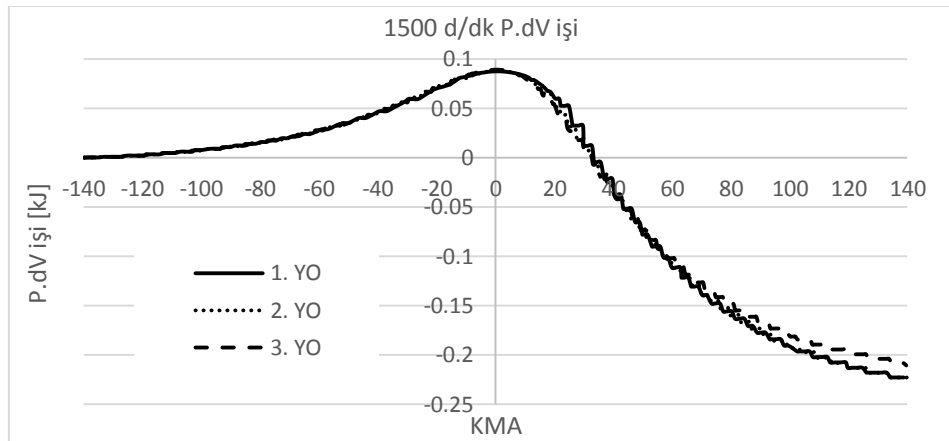
Şekil 6.57 : 10,5 SO' lu YO'ların 1800 d/dk'daki ısı açığa çıkış hızları.

- **P.dV işi**

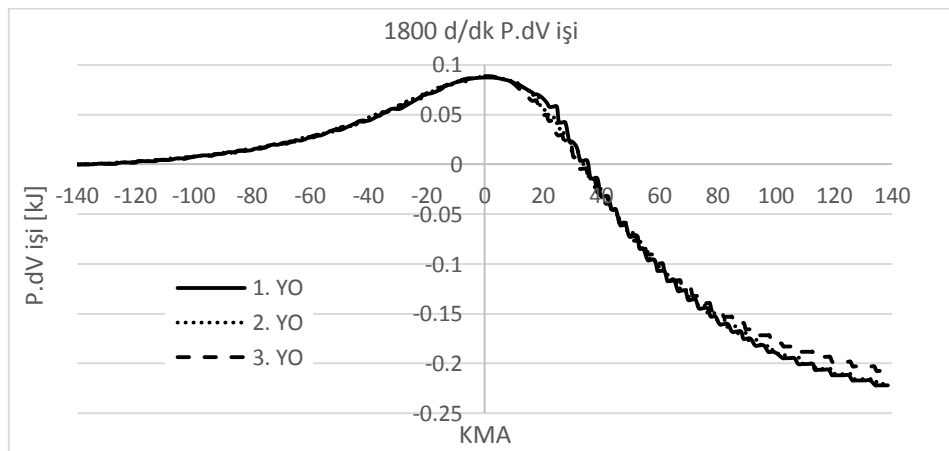
P.dV işleri (Şekil 6.58-60) üç yanma odası için de benzer şekildedir. Simülasyon sonuna kadar yanan yakıt miktarlarının aynı olması buna sebep olarak gösterilebilir.



Şekil 6.58 : 10,5 SO₂ lu YO'ların 1200 d/dk'daki P.dV işi.



Şekil 6.59 : 10,5 SO₂ lu YO'ların 1500 d/dk'daki P.dV işi.

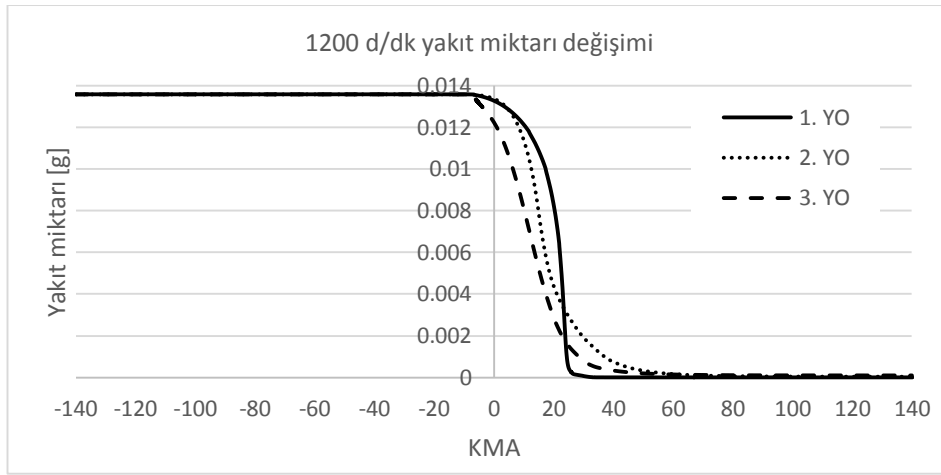


Şekil 6.60 : 10,5 SO₂ lu YO'ların 1800 d/dk'daki P.dV işi.

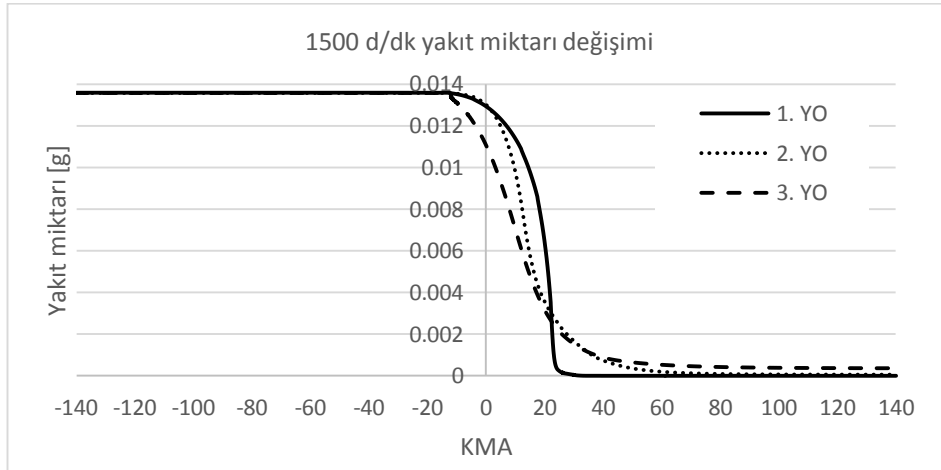
- Yakıt miktarı değişimi

Basınç ve sıcaklık grafiklerinden de anlaşıldığı üzere yanan yakıt miktarları (**Şekil 6.61-63**) 3. yanma odasında daha erken başlamakta ve cf katsayıları yakın olduğundan 2. yanma odası ile benzerlik göstermektedir. 1. yanma odasında ise yakıt başlarda daha az yanmakta fakat cf katsayısının yüksek olmasından dolayı daha erken sürede tamamı ile yanmaktadır.

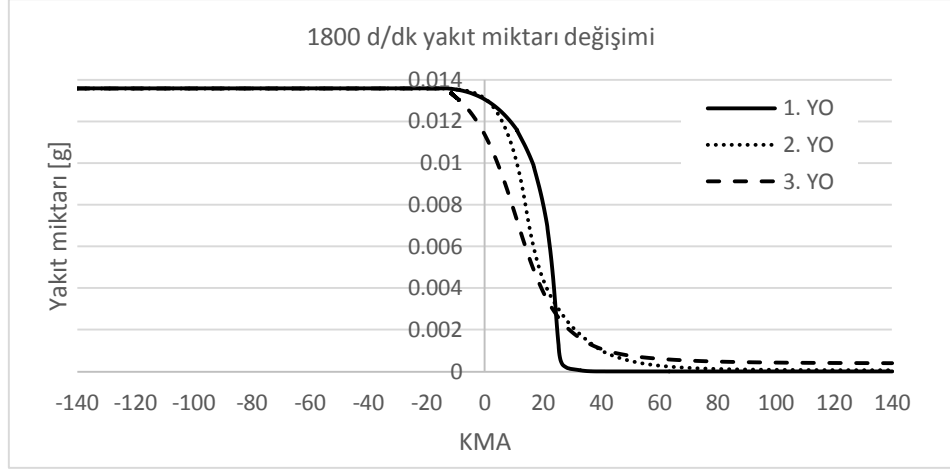
Bütün hızlarda en uygun yanmanın 1. tip YO'de gerçekleştiği söylenebilir çünkü hem yanma başlangıcındaki basınç artışı daha az hem de yanma daha erken sürede gerçekleşmektedir. Bu hem gürültü hem de yanma verimliliği için avantajlı yaratabilir.



Şekil 6.61 : 10,5 SO' lu YO'ların 1200 d/dk'daki yakıt miktarı değişimi.



Şekil 6.62 : 10,5 SO' lu YO'ların 1500 d/dk'daki yakıt miktarı değişimi.

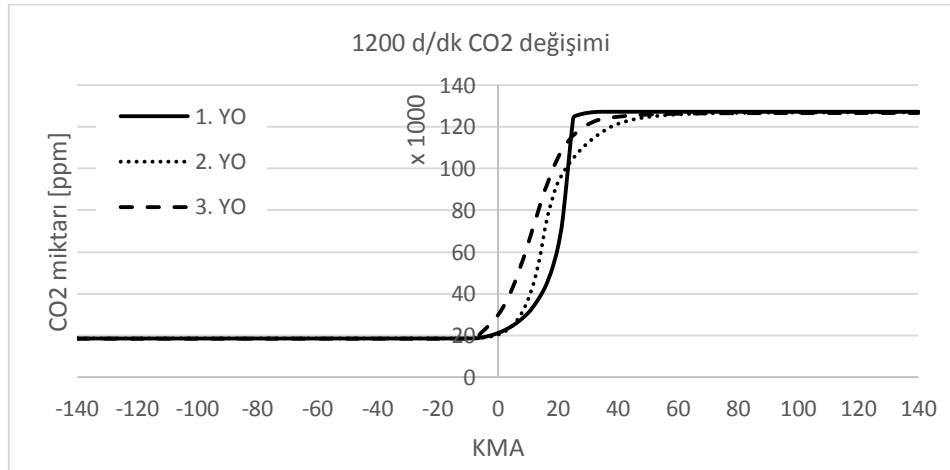


Şekil 6.63 : 10,5 SO' lu YO'ların 1800 d/dk'daki yakıt miktarı değişimi.

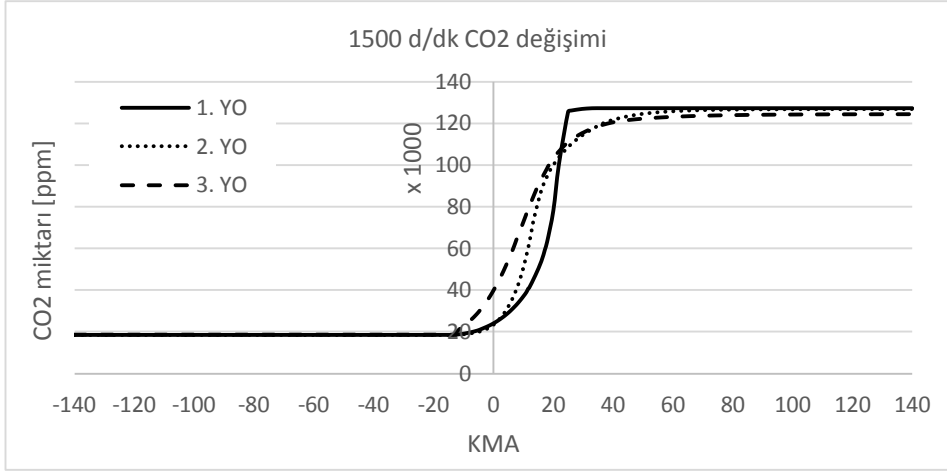
- Oluşan CO₂ ve NO miktarları

CO₂ miktarları yanan yakıt miktarı ile doğru orantılı olarak değişmektedir (**Şekil 6.64-66**). NO miktarları ise yanma odasına göre farklılık göstermiştir (**Şekil 6.67**). Şekil 6.67' de üç ayrı bölge gözükmemektedir. Buna neden olarak farklı yanma hızları ve aynı KMA değerlerinde sıcaklıkların farklı olması gösterilebilir.

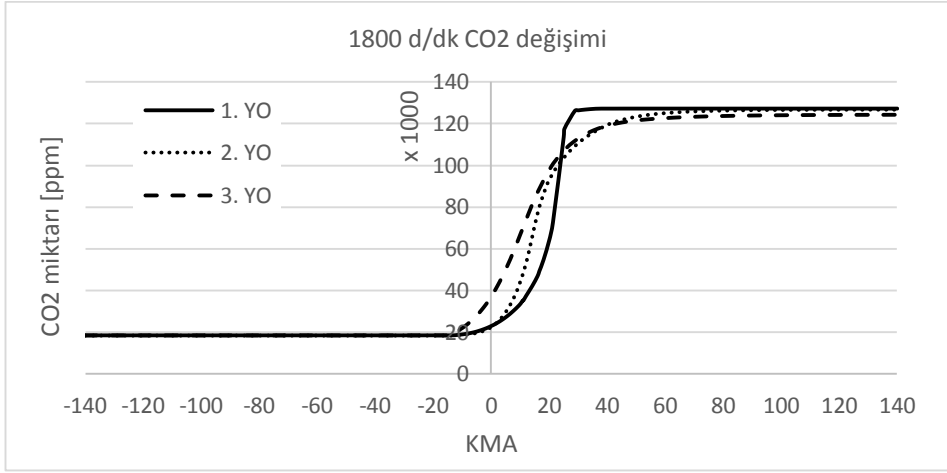
NO emisyonları beklenildiği gibi en fazla 3. tip YO'de görülmüştür ve bu da maksimum sıcaklık değerleri ile uyumludur. En düşük NO emisyonları ise 1. tip YO'de görülmüştür.



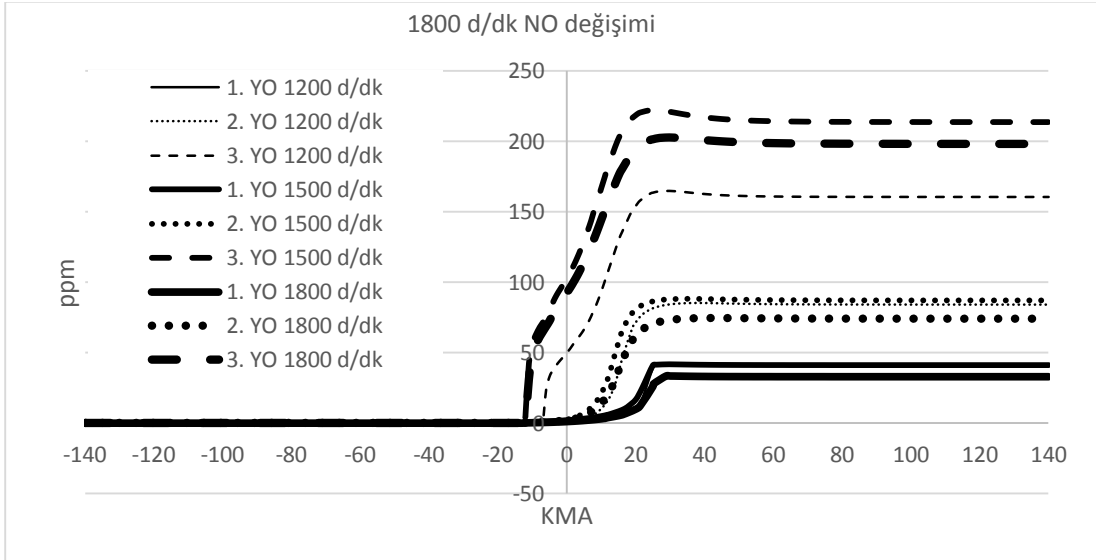
Şekil 6.64 : 10,5 SO' lu YO'ların 1200 d/dk'daki CO₂ emisyonu.



Şekil 6.65 : 10,5 SO' lu YO'ların 1500 d/dk'daki CO₂ emisyonu.



Şekil 6.66 : 10,5 SO' lu YO'ların 1800 d/dk'daki CO₂ emisyonu.



Şekil 6.67 : 10,5 SO' lu YO'ların 1200-1500-1800 d/dk'daki NO emisyonu.

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

İlk yapılan 9,1 sıkıştırma oranına sahip 2. tip silindirik oyuklu pistonun hesap sonuçları, deneysel basınç ve ısı açığa çıkışı verileri ile kıyaslanmıştır. Yapılan kalibrasyonlar sonucu hesap yönteminin deneysel veriyi temsil edebileceği görülmüştür.

Kalibrasyon işlemleri sırasında akış ve yanma parametrelerinin değerlerinin belirlenmesinde literatürde KIVA3V ile yapılmış değerler göz önünde bulundurulmuştur.

Parametrelerin etkisi incelenirken, iki önemli sorunla karşılaşmıştır. KIVA3V yazılımının çözüm sonucunun hücre sayısına ve ağ yapısına yüksek derecede bağımlılığı teyid edilmiştir. Hücre sayısını kabadan hassasa doğru değiştirmekle çözüm sonucunun çok fazla değiştiği de gözlenmiştir. Dolayısıyla bu çalışmada kullanılan boyutlardaki bir model için, gerek tecrübe edilerek, gerekse de literatürdeki çalışmalara bakıldığında ve de günümüzde bilgisayarların işlem hızı da göz önünde bulundurularak minimum 50000 sayılarındaki hücre sayısı ve 2 mm'nin altındaki hücre büyüklüklerinin KIVA3V çalışmalarında kullanılması gerektiği anlaşılmıştır.

Bir diğer karşılaşılan sorun ise yanma reaksiyonun çok hızlı gelişmesidir. KIVA3V içinde standart olarak verilen Arrhenius reaksiyon hız denklemindeki frekans faktörü “A” değerinin yakıtın çok hızlı bir şekilde yanmasına sebep olmasıdır. Dolayısıyla yapılan her simülasyon için bu değer denenerek ayarlanmak zorunda kalmıştır.

Kalibrasyon simülasyonları sonucu elde edilen değerler 10,5 sıkıştırma oranlı simülasyonlarda aynen kullanılmak istenmiştir. Yaklaşık 200 000 hücre sayısı civarındaki 3 farklı yanma odasının simülasyonlarında daha önce elde edilen değerler kullanıldığında 1. ve 3. yanma odalarında, yani daha önce deneysel verileri bulunmayan yanma odalarında, 2. yanma odasına nazaran çok farklı sonuçların çıktığı görülmüştür. Aynı reaksiyon hızlarında 1. yanma odasının simülasyonlarında yakıtın neredeyse yanmadığı ve çok yavaş yandığı, 3. yanma odasında ise yakıtın çok erken

tutuştugu ve anı basınç artışına sebep olduğu görölmüştür. Bu davranış 6.2.3 numaralı bölümde de (Amsden, 1993) belirtildiğı üzere cf katsayısının ağ yapısına ve hücre sıklığına bağımlılığı ile açıklanabilir. Bu sonuca göre üç yanma odasının maksimum basınçlarına ve oluştukları zamana bakılarak, 1. yanma odası için reaksiyon hızı arttırılmış, 3. yanma odası için ise reaksiyon hızı azaltılmıştır. Fakat iki boyutlu grafiklere bakılarak kesin bir sonuca varmak mümkün olmayıp, **Ek D**'de verilen üç boyutlu grafiklere bakıldığında 1. ve 2. yanma odalarında yanma homojen ve düzgün bir şekilde seyrederken 3. yanma odasında yakıtın ilk tutuşmasının biraz hızlı ve farklı bir şekilde geliştiğı görölmüştür. Bunun nedeninin piston başındaki kanal nedeni ile türbülans enerjisinin daha fazla ve ağ yapısı kalitesinin diğer yanma odalarına oranla daha düşük olması, dolayısıyla sayısal çözümün gerçeğı yansıtmamasının olabileceğı düşünülmektedir. Bunun için 3. piston için daha farklı ağ yapılarında KIVA simülasyonları yapılmalı veya ağ yapısına bağımlılığı azaltılmış daha güncel farklı sayısal çözüm yazılımları ve programları denenmelidir. Bu farklılığın kesin nedeni yapılacak deney sonuçları ile birlikte belirlenebilir.

9.1 sıkıştırma oranındaki karşılaştırmalarda üst ölü nokta civarında simülasyon basınç eğrisinin deneysel basınç eğrisinin bir miktar üstünde kaldığı görölmektedir. Deney motorunda üst ölü nokta civarında segman kaçakları olabileceğı için bu fazlalığın normal olduğu söylenebilir.

Simülasyonlarda çevrim başına kullanılan yakıt miktarı deneysel yakıt miktarının %80'i civarlarında kalmaktadır. KIVA3V simülasyonlarında tek adımlı yanma reaksiyonu sonucunda yakıtın neredeyse %100'ünün teorik olarak yandığı bilinmektedir. Deneylerde ise yanma veriminin hangi mertebelerde olduğu kesin olarak bilinmemektedir. Yakıt miktarının azaltılmasının birinci sebebi budur. Diğer sebep ise deneylerde silindir içindeki artık gaz miktarının net olarak bilinmemesidir. Bu nedenle literatürde ortalama efektif basınç ve manifold basıncı, sıkıştırma oranı gibi parametrelere bağılı olarak artık gaz miktarı incelenmiş ve yaklaşık %10 mertebelerinde artık gaz olması gerektiğine kanaat getirilerek simülasyonlar bu değer ile gerçekleştirilmiştir.

Üç yanma odası geometrik olarak **Ek D**' de verilen üç boyutlu grafikler detaylı olarak incelenirse, oyuklu geometrilerde hava hareketleri, türbülans kinetik enerjileri silindir merkezinde oyuk içine doğru yoğunlaşmaktadır. Düz pistonda ise yoğunluk silindir çeperlerine doğru olmaktadır. Bu nedenle üst ölü noktadan sonra ısı oyuklu

geometrilerde daha erken açığa çıkmakta düz pistonlu yanma odasında ise ısıнын yoğun olarak çıkmaya başladığı zaman biraz daha gecikmektedir. Fakat düz pistonda cf katsayısının daha yüksek olmasından dolayı yanmanın ana evresinde ısı açığa çıkış hızı çok daha büyük olmakta, bu da basıncın daha hızlı artmasına neden olmaktadır. Gerçekte böyle bir durumun piston, silindir ve krank milinde daha fazla mekanik zorlanmaya neden olabileceği düşünülmektedir.

Oyuklu pistonlarda alev yanmanın başlarında daha çok oyuk içine ilerlerken, silindir çeperlerine daha geç ulaştığı görülmüştür (**Ek D**). Düz pistonda alev yolu ve süresi kısaldığından, alev silindir çeperlerine daha erken ulaşmıştır. Bu durum benzinli motorlar için HC ve özgül yakıt tüketimi açısından düz geometrilere yakın pistonların daha avantajlı olacağını göstermektedir..

Üçüncü pistonda kanal konularak amaçlanan döngü hareketi net olarak görülememiştir (**Ek D**). Bu duruma bu yanma odası için ağ yapısı kalitesinin düşük olması bir neden olarak gözükebilir. Bu nedenle 3. yanma odası için oluşan sonuçlar hakkında kesin bir şey söylemek pek mümkün gözükmemektedir.

KAYNAKLAR

- Andreassi, L., Cordiner, S., Mulone, V. ve Rocco, V.** (2003). *An Analysis of 3D Simulation of SI Combustion with an Improved Version of the KIVA-3V Code: Numerical Formulation and Experimental Validation*, SAE Paper, 2003-01-0012.
- Amsden, A.A.** (1993). *KIVA-3: A KIVA Program with Block-Structured Mesh for Complex Geometries*, LA-12503-MS, Los Alamos National Laboratory.
- Amsden, A.A., O'Rourke, P.J., Butler, T.D.** (1989). *KIVA-2: A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays*, LA-11560-MS, Los Alamos National Laboratory.
- Anderson, J.D.** (1989). *Computational Fluid Dynamics*, McGraw-Hill Book Company, New York
- Baumgarten, C.** (2006). *Mixture Formation in Internal Combustion Engines*, Springer, Berlin.
- Baydır, Ş. A.** (2012). *Homojen Şarjlı Sıkıştırma Ateşlemeli Bir Motorda Yanma Analizi*, Doktora Tezi, Gazi Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Bella, G., Rotondi, R., Defranco, G., Nigro, N.** (2003). Code Coupling to Enhance CFD Analysis of I.C. Engines, *Mecánica Computacional*.
- Bharath, A., Yang, Y., Reitz, R., and Rutland, C.** (2015). *Comparison of Variable Valve Actuation, Cylinder Deactivation and Injection Strategies for Low-Load RCCI Operation of a Light Duty Engine*, SAE Paper 2015-01-0843.
- Bianchi, G.M., Richards, K., Reitz, R.D.** (1999). *Effects of Initial Conditions in Multidimensional Combustion Simulations of HSDI Diesel Engines*, SAE Paper, 1999-01-1180
- Cracknell, R., Ariztegui, J., Dubois, T., Hamje, H. ve diğ.,** (2014). *Modelling a Gasoline Compression Ignition (GCI) Engine Concept*, SAE Paper 2014-01-1305.
- Çalık, A.T.** (2007). *CFD Modeling of Emission Formation and Reduction in Heavy Duty Diesel Engines*, Doktora tezi, İTÜ FBE, İstanbul, Türkiye.
- Das, S., Chmiel, D.M., York, N.** (2001). *Computational and Experimental Study of In-cylinder Flow in a Direct Injection Gasoline (DIG) Engine*, *Proceedings of the 11th International Multidimensional Engine Modeling User's Group Meeting*, Detroit.

- Doğru, B.** (2013). *Buji Ateşlemeli Motorda Çevrim Atlatma Yönteminin Kısmi Yüklerde Modellenmesi*, Doktora tezi, İTÜ FBE, İstanbul, Türkiye
- Han, Z., Uludogan, A., Hampson, G.J., Reitz, R.D.** (1996). *Mechanism of Soot and NO_x Emission Reduction Using Multiple-injection in a Diesel Engine*, SAE Paper, 960633.
- Hessel, R.P., Aceves, S.M. ve Flowers, D.L.** (2006). *A Comparison of the Effect of Combustion Chamber Surface Area and In-Cylinder Turbulence on the Evolution of Gas Temperature Distribution from IVC to SOC, A Numerical and Fundamental Study*, SAE Paper, 2006-01-0869.
- Hessel, R. P., Foster, D.E., Aceves, S.M., Davidson, M.L., Loza, F.E., Flowers, D.L., Pitz, J., Dec, J.E., Sjöberg, M., Babajimopoulos, A.** (2008). *Modeling Iso-octane HCCI Using CFD with Multi-Zone Detailed Chemistry; Comparison to Detailed Speciation Data Over a Range of Lean Equivalence Ratios*, SAE paper, 2008-01-0047.
- Huang, C., Lipatnikov, A., Johansen, L., and Hemdal, S.,** (2014). *A Study of Two Basic Issues Relevant to RANS Simulations of Stratified Turbulent Combustion in a Spray-Guided Direct-Injection Spark-Ignition Engine*, SAE Paper, 2014-01-2572.
- Kong, S., Rutland, C.J., Reitz, R.D.** (2000). *Implementation of a Spray and Combustion Model Library in Engine CFD codes, Proceedings of the 10th International Multidimensional Engine Modeling User's Group Meeting*, Detroit.
- Kutlar, O.A** (1998). *Dört Zamanlı Otto (Rochas) Çevrimli Motorlarda Kısmi Yükte Yakıt Tüketimini Azaltmak İçin Yeni Bir Yöntem*, Doktora tezi, İTÜ FBE., İstanbul, Türkiye.
- Laget, O., Kleemann A., Jay S., Reveille B., Henriot S.** (2005). *Gasoline Engine Development using CFD*, SAE paper, 2005-01-3814.
- Mehdiyev, R., Ozcan, E., Arslan, H., Ogun, K., Babaoglu, O. and Teker, H.,** (2011). *The Twin Swirl "MR-Process" Combustion Mechanism and Conversion of Diesel Engines to Operate with Gaseous Fuel*, SAE paper, 2011-24- 0066.
- Musu, E., Rossi R., Gentili R., Reitz R.D.** (2011). *Heavy Duty HCPC*, SAE paper, 2011-01-1824.
- Nordin, N.,** (2001). *Complex Chemistry Modeling of Diesel Spray Combustion*, Doktora tezi, Chalmers University of Technology, Göteborg.
- Sterno, N., Greeves, G., Tullis, S., Jiang, X., Zhao, H., Town, C., Africa, S.** (2007). *Improvements of the KIVA Dense Spray Modeling for HSDI Diesel Engines Fuels & Emissions Conference*, SAE Paper, 2007-01-0001.
- Tao, F.** (2003). *Numerical Modeling of Soot and NO_x Formation in Non-Stationary Diesel Flames with Complex Chemistry*, Doktora tezi, Chalmers University of Technology, Göteborg.
- Taşkıran, Ö.O.** (2004). *Gemi dizel Motorlarında Karışım Oluşumunun Çok Boyutlu Matematiksel Modeli*, YL tezi, İTÜ FBE., İstanbul, Türkiye.

- Uludogan, A., Foster, D.E., Reitz, R.D.** (1996a). *Modeling the Effect of Engine Speed on the Combustion Process and Emissions in a DI Diesel Engine*, SAE Paper, 962056.
- Uludogan, A., Xin, J., Reitz, R.D.** (1996b). *Exploring the Use of Multiple Injectors and Split Injection to Reduce DI Diesel Engine Emissions*, SAE Paper, 962058.
- Urip, E., Yang, S.L., Arici, O.** (2005) Conjugate Heat Transfer for Internal Combustion Engine Application using KIVA code, *Proceedings of the 15th International Multidimensional Engine Modeling User's Group Meeting*, Detroit, 1-6.
- Versteeg, H.K. and Malalasekera, W.** (1995). *An Introduction To Computational Fluid Dynamics*, Longman, Edinburg.
- Wang B., Yang H., Shuai S., Wang Z., He X., Xu H., Wang J.** (2013). *Numerical Resolution of Multiple Premixed Compression Ignition (MPCI) Mode and Partially Premixed Compression Ignition (PPCI) Mode for Low Octane Gasoline*, SAE Paper, 2013-01-2631
- Warnatz, J., Maas, U. and Dibble, R.W.** (1996). *Combustion*, Springer Verlag, Berlin.

EKLER

Ek A: Fiziksel anlamların daha iyi anlaşılması için matematiksel hatırlatma

Ek B : Literatürde ve simülasyonlarda parametre değerleri.

EK C: 9,1 sıkıştırma oranlı 2. tip silindirik oyuklu pistonlu silindirin hücre sayısına göre düğüm noktası sayıları ve en büyük hücre büyüklükleri.

Ek D : Üç boyutlu grafikler.

Ek D1 : 1.-2.-3. YO Maksimum silindir içi sıcaklıklar, 1200 d/dk (izometrik görünüş).

Ek D2 : 1.-2.-3. YO türbülans kinetik enerjileri, 1200 d/dk(izometrik görünüş).

Ek D3 : 1.-2.-3. YO yakıtın kütleli oranı, 1200 d/dk (izometrik görünüş).

Ek D4 : 1.-2.-3. YO silindir ortası y-z kesiti, hız vektörleri ve sıcaklık konturları, 1200 d/dk

Ek D5 : -140 KMA simülasyon başlangıcı “swirl” etkisi.

Ek D6 : 1.-2.-3. YO silindir üstü x-y kesiti, hız vektörleri ve sıcaklık konturları, 1200 d/dk.

Ek A

Tam diferansiyel :

Kartezyen koordinatlarda hız vektörü $\mathbf{u} = u \mathbf{i} + v \mathbf{j} + w \mathbf{k}$ şeklinde tanımlıdır. $u=u(x,y,z,t)$; $v=v(x,y,z,t)$; $w=w(x,y,z,t)$; $\rho=\rho(x,y,z,t)$; olmak üzere zamana ve konuma bağlıdır.

$t = t_1$ anında $\phi_1 = \phi(x_1, y_1, z_1, t_1)$ ve $t = t_2$ anında $\phi_2 = \phi(x_2, y_2, z_2, t_2)$ ise ϕ_2 'yi bulmak için 1 noktasında Taylor serisi açılımından 1 eşitliği elde edilir.

$$\phi_2 = \phi_1 + \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_1 (x_2 - x_1) + \left(\frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_1 (y_2 - y_1) + \left(\frac{\partial \phi}{\partial z} \right)_1 (z_2 - z_1) + \left(\frac{\partial \phi}{\partial t} \right)_1 (t_2 - t_1) + Y.M.T \quad (1)$$

Y.M.T : Yüksek Mertebeden Terimler

Yüksek mertebeden terimler ihmal edilerek (1) denklemini $(t_2 - t_1)$ 'e böldükten sonra, $t_2 \rightarrow t_1$ limiti alınarak;

$$\frac{D\phi}{Dt} = u \frac{\partial \phi}{\partial x} + v \frac{\partial \phi}{\partial y} + w \frac{\partial \phi}{\partial z} + \frac{\partial \phi}{\partial t} \quad (2)$$

tam diferansiyeli elde edilir.

Vektör operatörü ∇ kartezyen koordinatlarda $\nabla = \mathbf{i} \frac{\partial}{\partial x} + \mathbf{j} \frac{\partial}{\partial y} + \mathbf{k} \frac{\partial}{\partial z}$ şeklinde tanımlıdır. Dolayısıyla tam diferansiyel ifadesi vektörel olarak $\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla)$

şeklinde yazılabilir. $\frac{\partial}{\partial t}$ terimi lokal diferansiyel anlamındadır. Fiziki anlamı ise sabit noktadaki zamana göre değişimdir. $\mathbf{u} \cdot \nabla$ hareket diferansiyeli ise, akışkan elemanı bir noktadan diğerine hareket ettiğinde akışkan özelliklerinde olan değişimin ifadesidir. Sıkça karşılaşılabilecek olan bir diğer ifade ise hız vektörünün diverjansı olan, $\nabla \cdot \mathbf{u}$ ifadesidir. Bu ifade vektör alanına uygulanan bir skaler çarpımdır. Fiziki olarak hız vektörünün diverjansı; akışkan elemanının, hacmindeki zamana göre değişimi ifade etmektedir.

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \quad (3)$$

Ek B

Çizelge B1 : Literatürde ve simülasyonlarda parametre değerleri.

itape5'de etkisine bakılan parametreler	Orijinal KIVA tanımı	STADARD KIVA	Bu çalışmada kullanılan	ERC WISCONSIN R. HASSEL	CHALMERS V. GOLOVITCHEV (CH4)
cadign	duration of ignition spark, in crank angle degrees	9,6	9,6 5 15 20	10	9,6
cf(1)	forward pre-exponential factor, afr, for reaction 1	8×10^{10}	8×10^{11} $1-8 \times 10^{11}$	8×10^{10}	itape5'de yok
ef(1)	forward activation temp., e+, for reaction 1	15780	15780	15780	itape5'de yok
zf(1)	forward temp. exponent, zetafr, for reaction 1	0	0	0	itape5'de yok
cb(1)	backward pre-exponential factor, abr, for reaction 1	0	0	0	itape5'de yok
eb(1)	backward activation temp., e+, for reaction 1	0	0	0	itape5'de yok
zb(1)	backward temp. exponent, zetaabr, for reaction 1	0	0	0	itape5'de yok
am(1)	stoichiometric coeff. of species isp on the left side of kinetic reaction 1	4-49	4-49	4-49	itape5'de yok
bm(1)	stoichiometric coeff. of species isp on the right side of kinetic reaction 1	32-34	32-34	32-34	itape5'de yok
ae(1)	exponent of species isp concentration in the forward rate	0,25-1,5	0,25-1,5	0,25-1,5	itape5'de yok

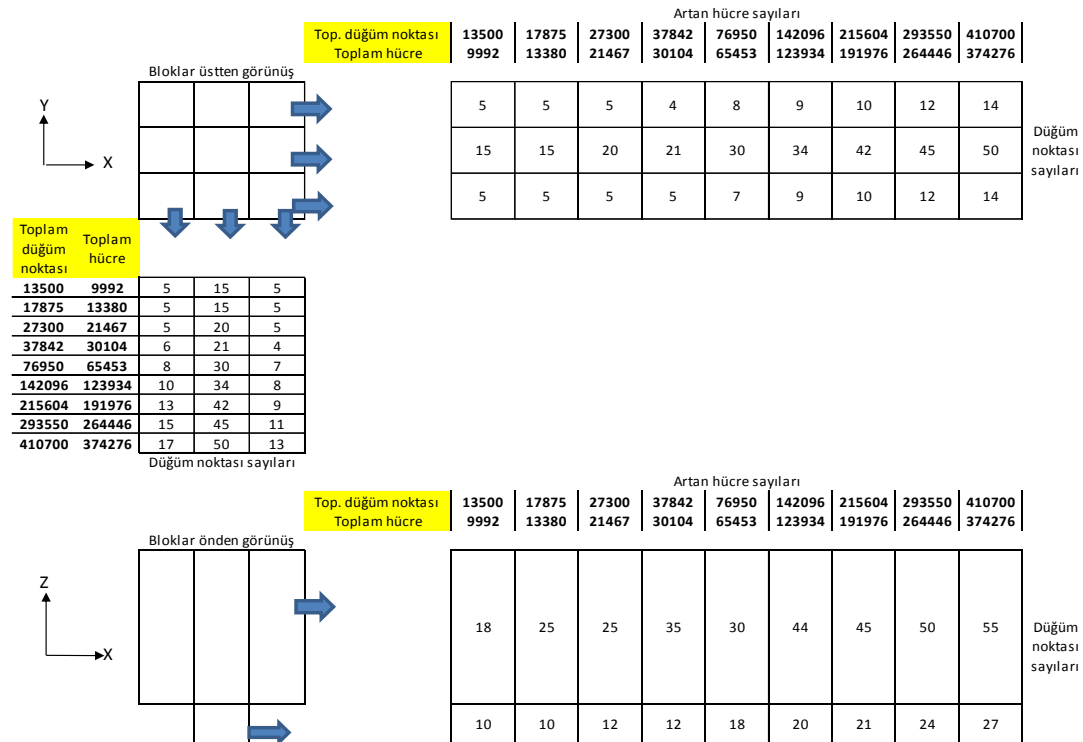
Çizelge B1 (devam) : Literatürde ve simülasyonlarda parametre değerleri.

	of kinetic reaction 1				
be(1)	exponent of species concentration in the backward rate of kinetic reaction 1	0-0	0-0	0-0	itape5'de yok
cf(2)	"	1,5587 x10 ¹⁴	1,5587 x10 ¹⁴	1,5587 x10 ¹⁴	itape5'de yok
ef(2)	"	67627	67627	67627	itape5'de yok
zf(2)	"	0	0	0	itape5'de yok
cb(2)	"	7,5x10 ¹²	7,5x10 ¹²	7,5x10 ¹²	itape5'de yok
eb(2)	"	0	0	0	itape5'de yok
zb(2)	"	0	0	0	itape5'de yok
am(2)	"	1-2	1-2	1-2	itape5'de yok
bm(2)	"	2-2	2-2	2-2	itape5'de yok
ae(2)	"	0,5-1,0	0,5-1,0	0,5-1,0	itape5'de yok
be(2)	"	1-1	1-1	1-1	itape5'de yok
cf(3)	"	2,2484 x10 ¹⁰	2,2484 x10 ¹⁰	2,2484 x10 ¹⁰	itape5'de yok
ef(3)	"	59418	59418	59418	itape5'de yok
zf(3)	"	1	1	1	itape5'de yok
cb(3)	"	1,6 x10 ⁹	1,6 x10 ⁹	1,6 x10 ⁹	itape5'de yok
eb(3)	"	19678	19678	19678	itape5'de yok
zb(3)	"	1	1	1	itape5'de yok
am(3)	"	2-1	2-1	2-1	itape5'de yok
bm(3)	"	2-2	2-2	2-2	itape5'de yok
ae(3)	"	1,0-0,5	1,0-0,5	1,0-0,5	itape5'de yok
be(3)	"	1-1	1-1	1-1	itape5'de yok
cf(4)	"	2,123 x10 ¹⁴	2,123 x10 ¹⁴	2,123 x10 ¹⁴	itape5'de yok
ef(4)	"	57020	57020	57020	itape5'de yok
zf(4)	"	0	0	0	itape5'de yok
cb(4)	"	0	0	0	itape5'de yok
eb(4)	"	0	0	0	itape5'de yok
zb(4)	"	0	0	0	itape5'de yok
am(4)	"	1-2	1-2	1-2	itape5'de yok
bm(4)	"	2-2	2-2	2-2	itape5'de yok
ae(4)	"	0,5-1,0	0,5-1,0	0,5-1,0	itape5'de yok
be(4)	"	1,0-1,0	1,0-1,0	1,0-1,0	itape5'de yok
trbchem	=0.0 normally, =1.0 turns on mixing-controlled chemistry for the fuel oxidation reaction in subroutine chem	0	0 1 (1 olursa capa ayrılmalı Capa: 0,001 100 150 250 500)	0	0

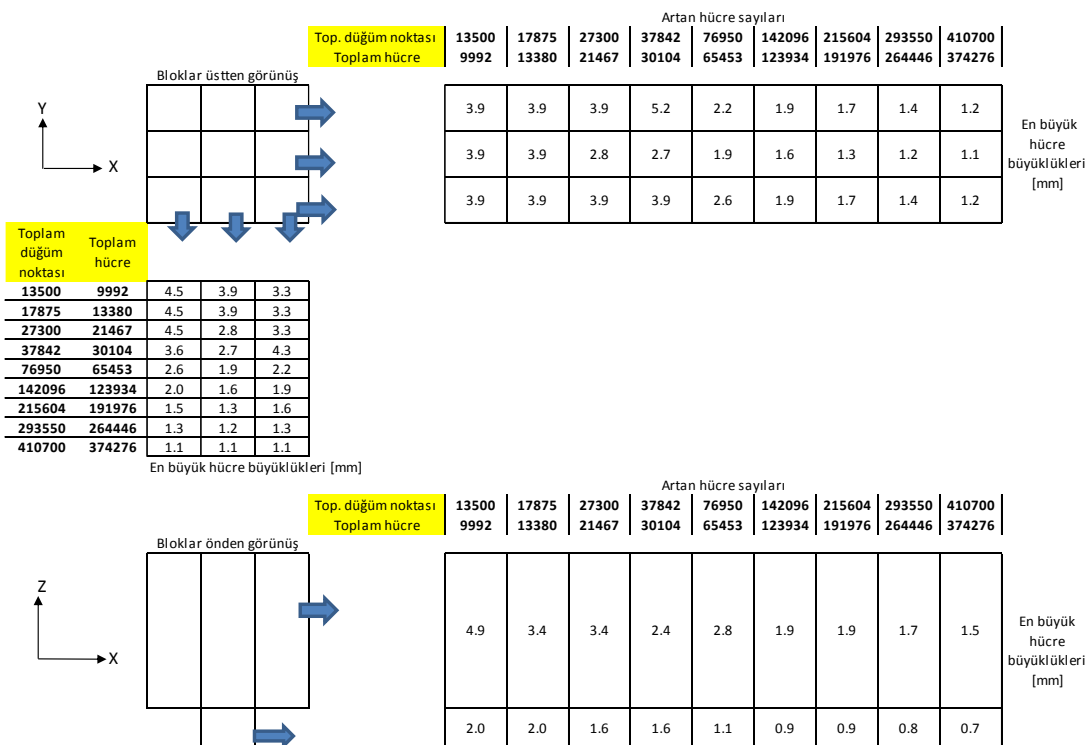
Çizelge B1 (devam) : Literatürde ve simülasyonlarda parametre değerleri.

capa	turbulence model constant used in determining turbulent reaction rate in subroutine chem	18	18 0,001 100 150 250 500	18	18
tkei	initial cell turbulence kinetic energy density in region	0,1	0,1	0,1	0,1 (itape5_ch4) 1000 (itape5_cfd)
scli	initial turbulence length scale for region n(cm)	0	0 0,01 0,1 1	0	1
swirl	initial swirl ratio	3	4	1,9	3
sgsl	sgs length scale, typically 4 to 5 dz. If sgsl=0.0, the model reduces to k-epsilon	0	0 4	0	1,0 (itape5_ch4) 0,1 (itape5_cfd)

Çizelge C1 : 9.1 SO 2. Tip pistonlu YO için değişen hücre sayısına göre düğüm noktası sayıları.

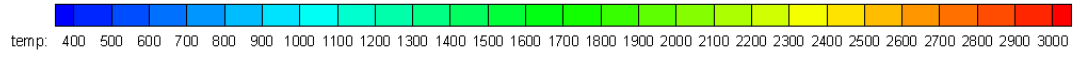


Çizelge C2 : 9.1 SO 2. Tip pistonlu YO için değişen hücre sayısına göre en büyük hücre büyüklükleri.

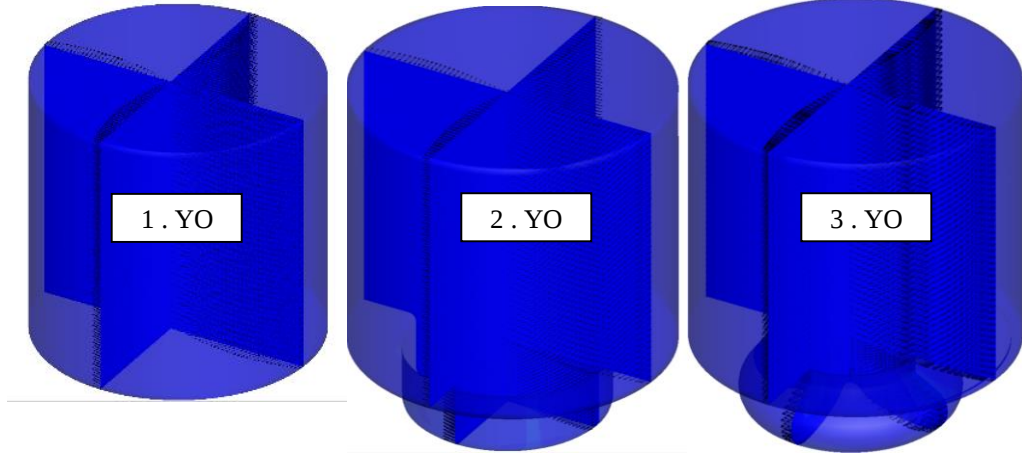


Ek D

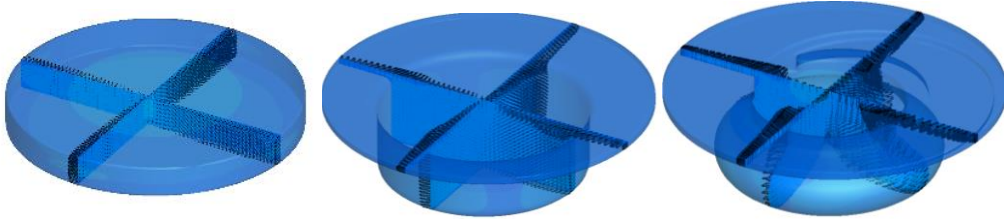
Ek D1 :1.-2.-3. YO Maksimum silindir içi sıcaklıklar, 1200 d/dk (izometrik görünüş).



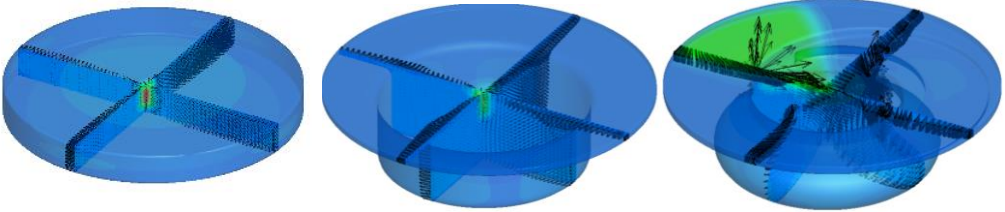
-140 KMA



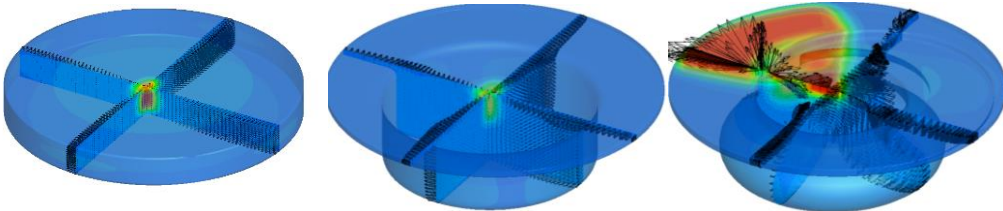
-8 KMA



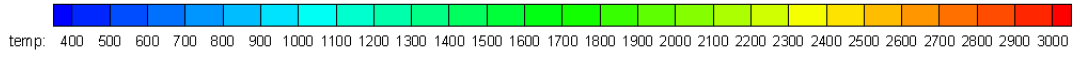
-7 KMA



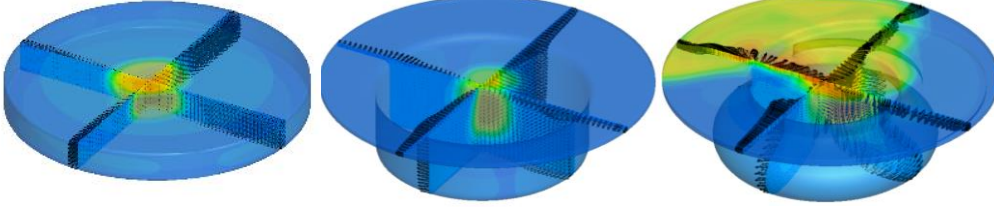
-6 KMA



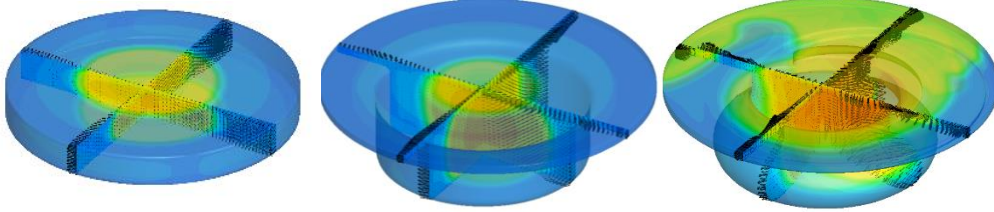
Şekil D1 : 1.-2.-3. YO Maks. silindir içi sıcaklıklar, 1200 d/dk.(izometrik görünüş).



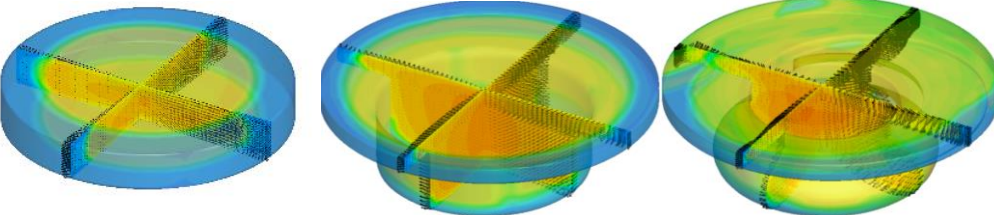
0 KMA



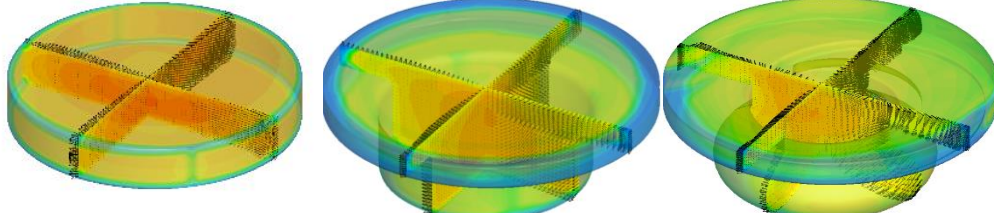
10 KMA



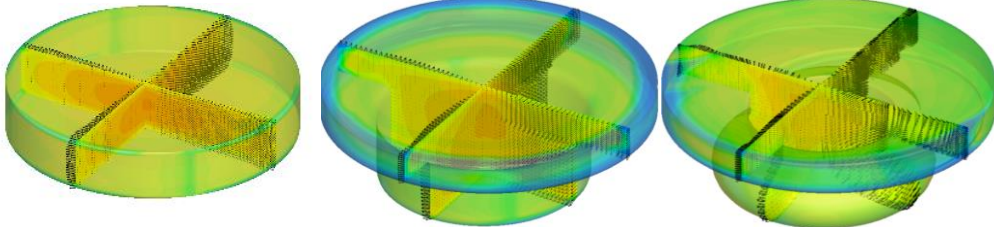
20 KMA



25 KMA

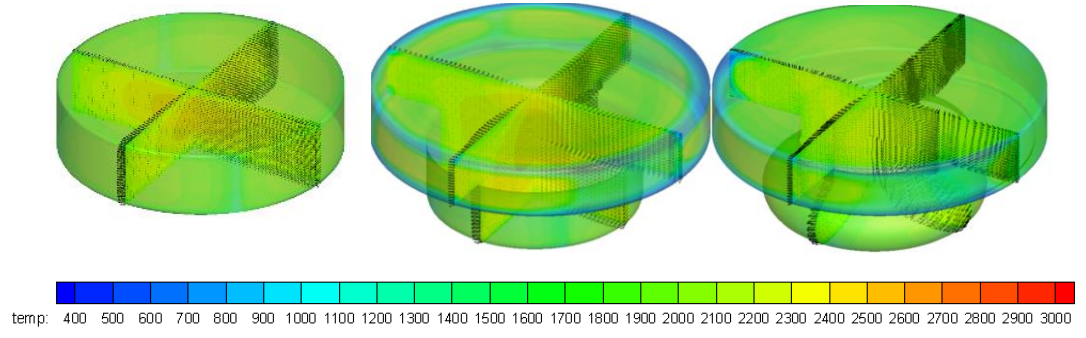


30 KMA

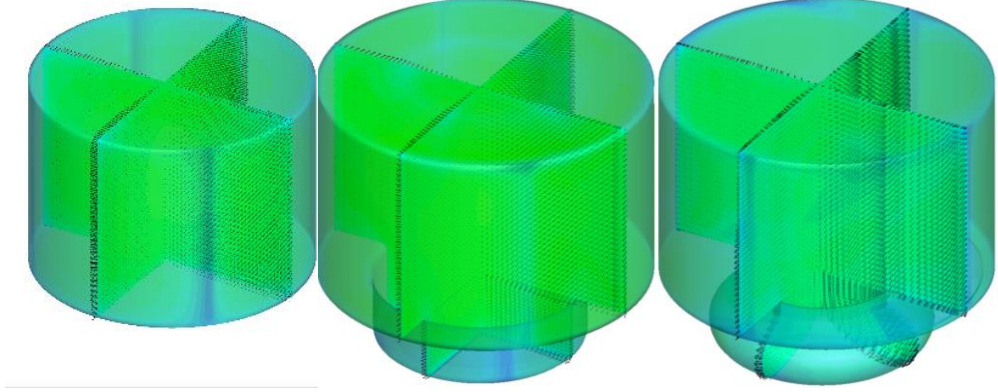


40 KMA

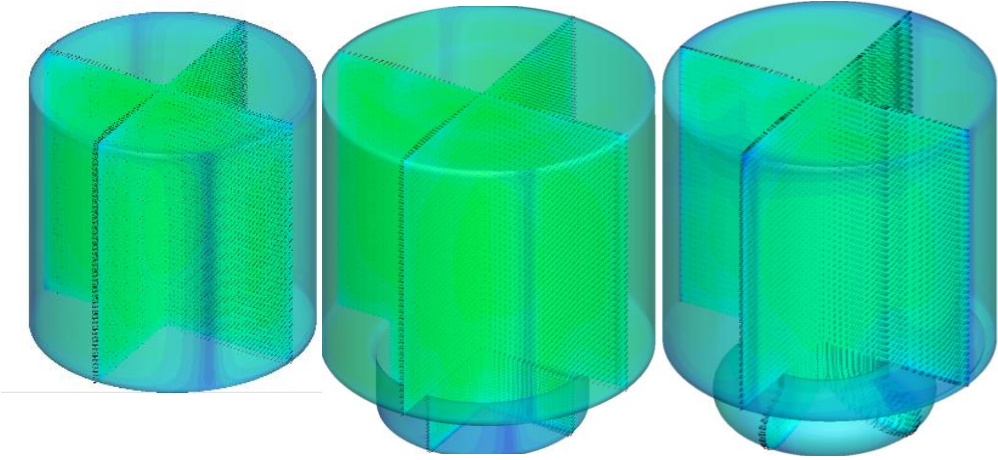
Şekil D1 (devam) : 1.-2.-3. YO Maks. silindir içi sıcaklıklar, 1200 d/dk (izometrik görünüş).



100 KMA



140 KMA

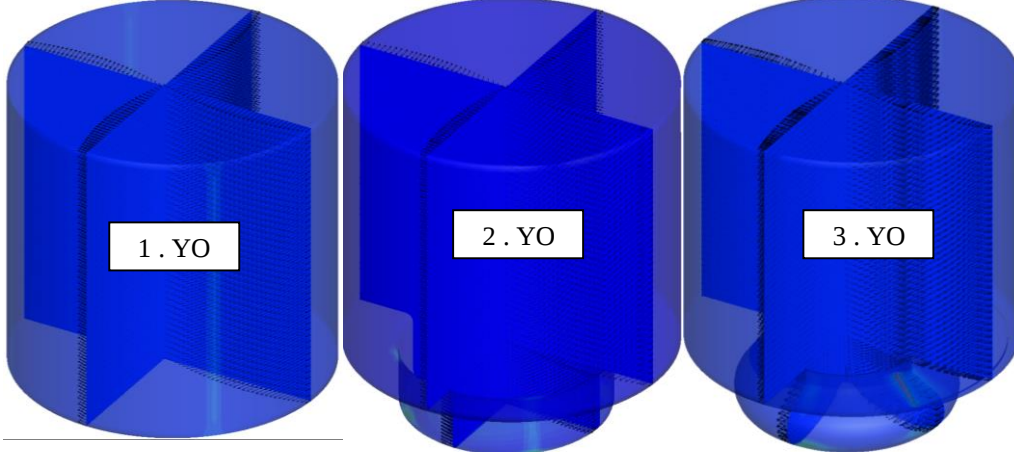


Şekil D1 (devam) : 1.-2.-3. YO Maks. silindir içi sıcaklıklar, 1200 d/dk (izometrik görünüş).

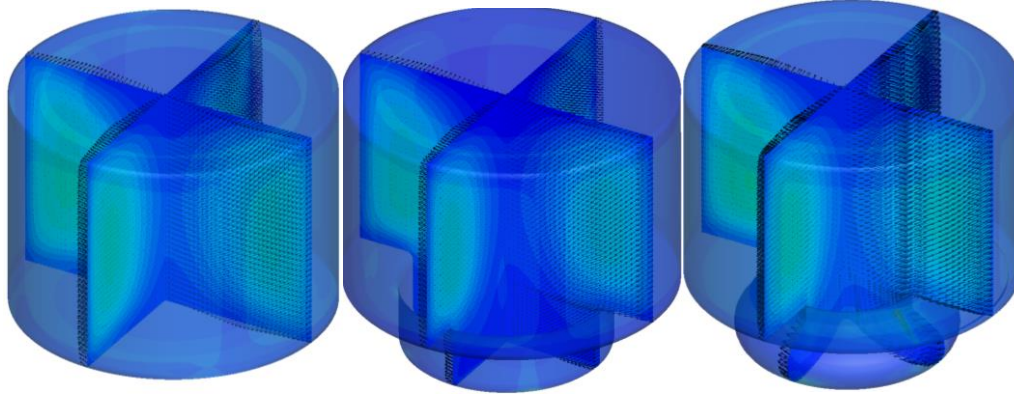
Ek D2 : 1.-2.-3. YO türbülans kinetik enerjileri, 1200 d/dk(izometrik görünüş).

tkc: 20000 60000 100000 140000 180000 220000 260000 300000 340000 380000 420000 460000 500000

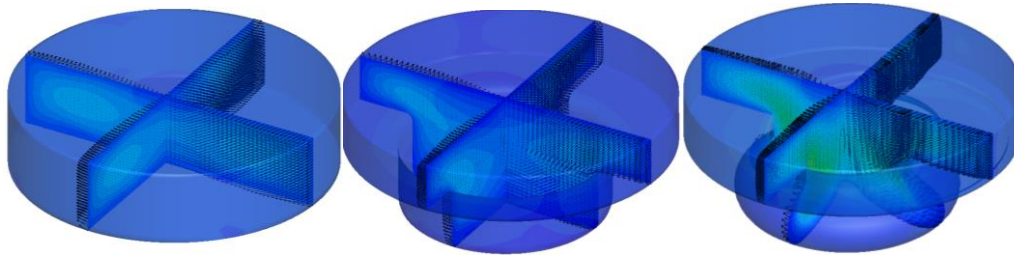
-140 KMA



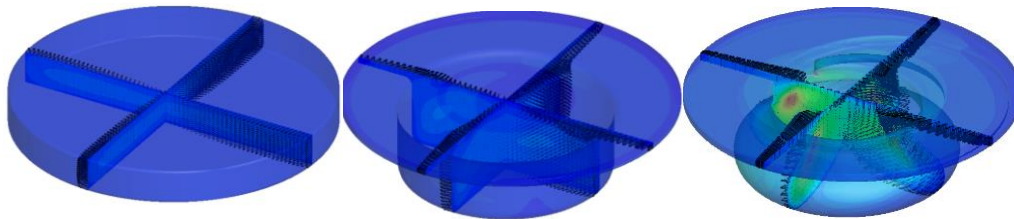
-100 KMA



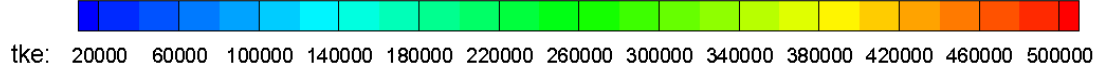
-40 KMA



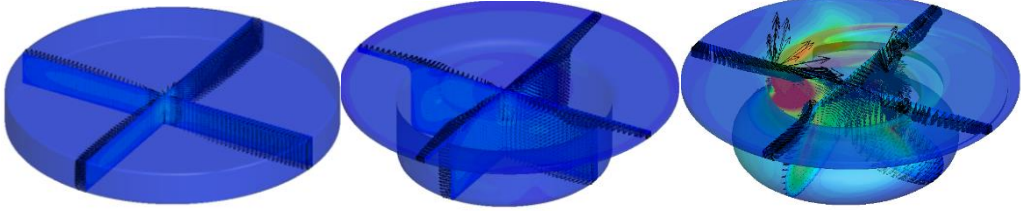
-8 KMA



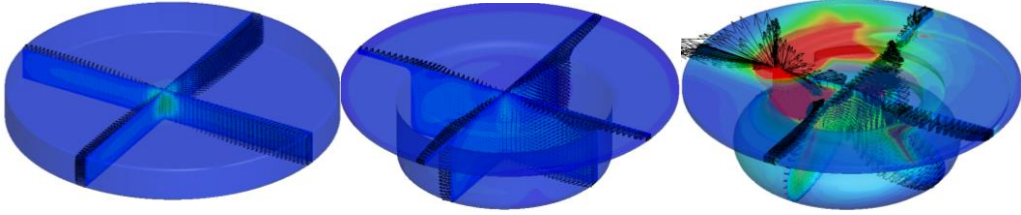
Şekil D2 : 1.-2.-3. YO türbülans kinetik enerjileri, 1200 d/dk (izometrik görünüş).



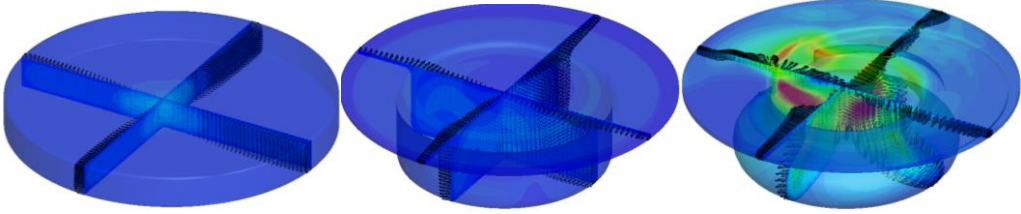
-7 KMA



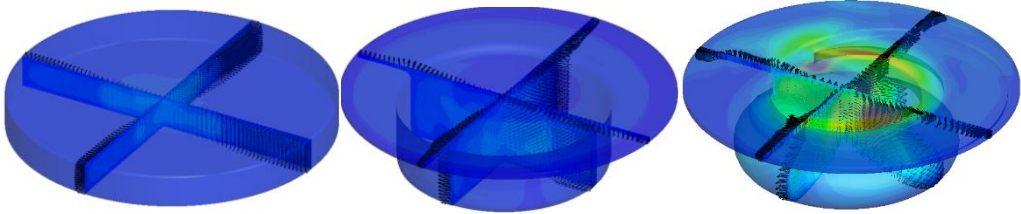
-6 KMA



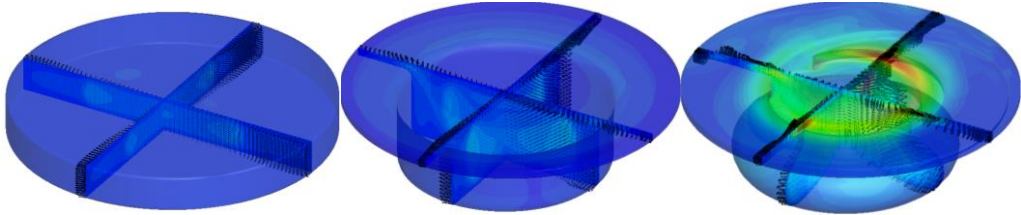
0 KMA



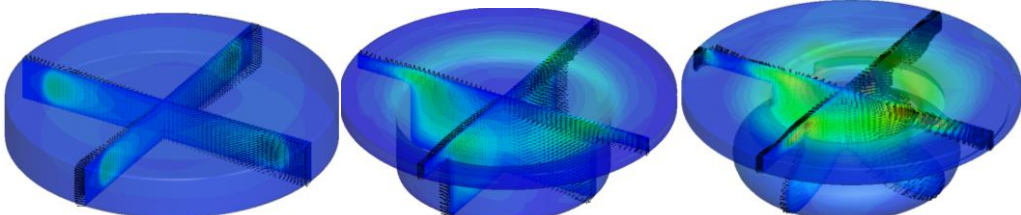
5 KMA



10 KMA



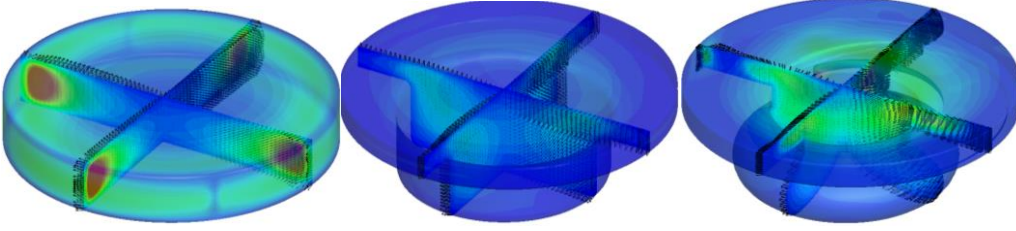
20 KMA



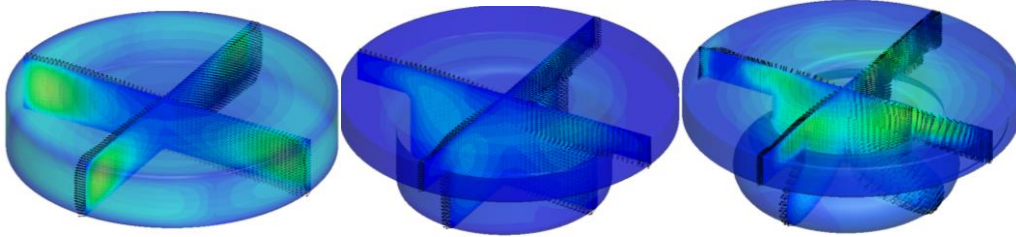
Şekil D2 (devam) : 1.-2.-3. YO türbülans kinetik enerjileri, 1200 d/dk (izometrik görünüş).

tke: 20000 60000 100000 140000 180000 220000 260000 300000 340000 380000 420000 460000 500000

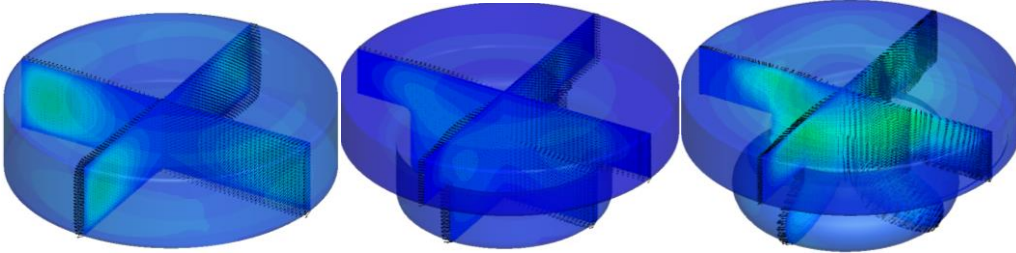
25 KMA



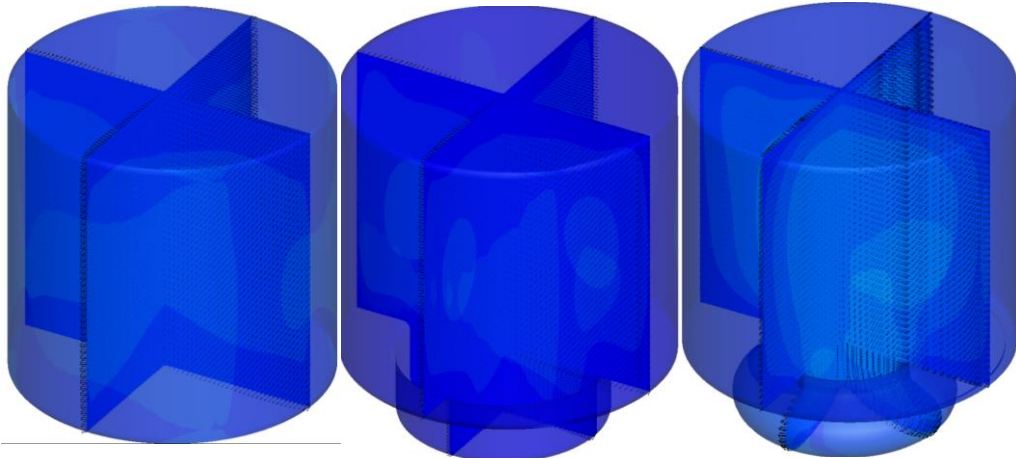
30 KMA



40 KMA

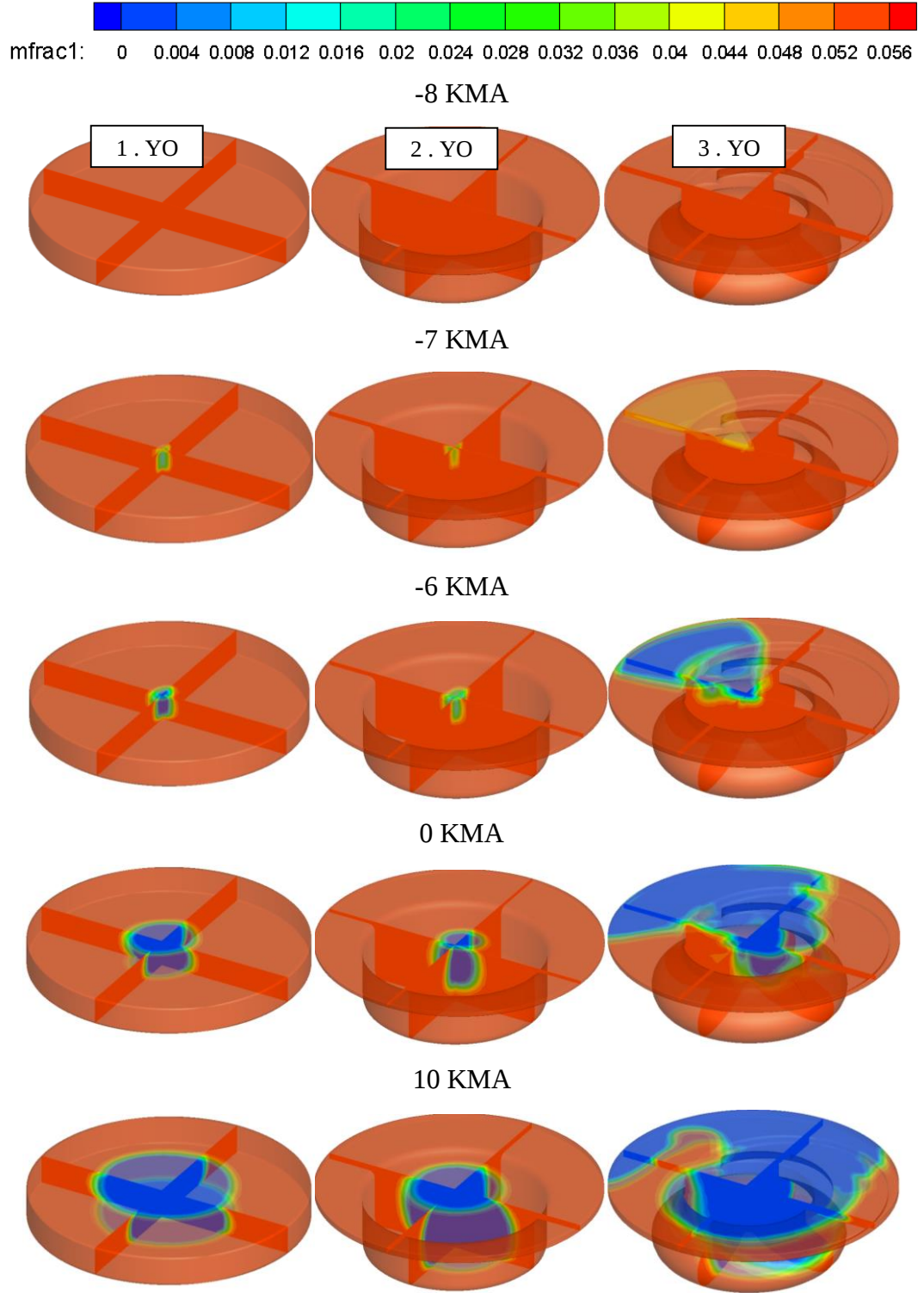


140 KMA



Şekil D2 (devam) : 1.-2.-3. YO türbülans kinetik enerjileri, 1200 d/dk (izometrik görünüş).

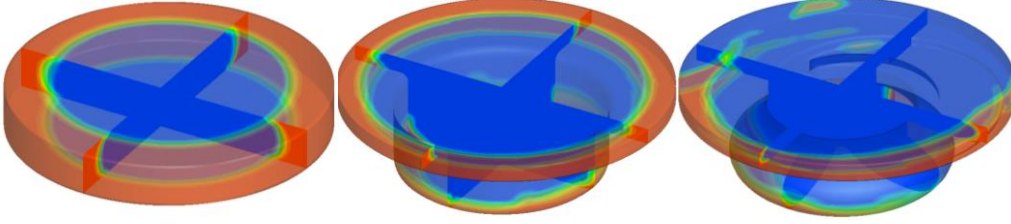
Ek D3 : 1.-2.-3. YO yakıtın kütlelesel oranı, 1200 d/dk (izometrik görünüş).



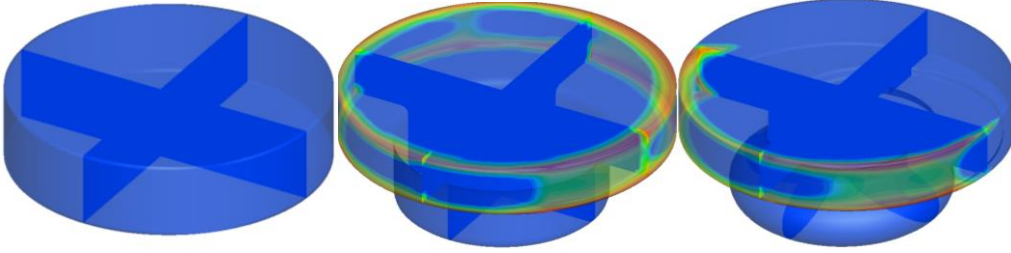
Şekil D3 : 1.-2.-3. YO yakıtın kütlelesel oranı, 1200 d/dk (izometrik görünüş).

mfrac1: 0 0.004 0.008 0.012 0.016 0.02 0.024 0.028 0.032 0.036 0.04 0.044 0.048 0.052 0.056

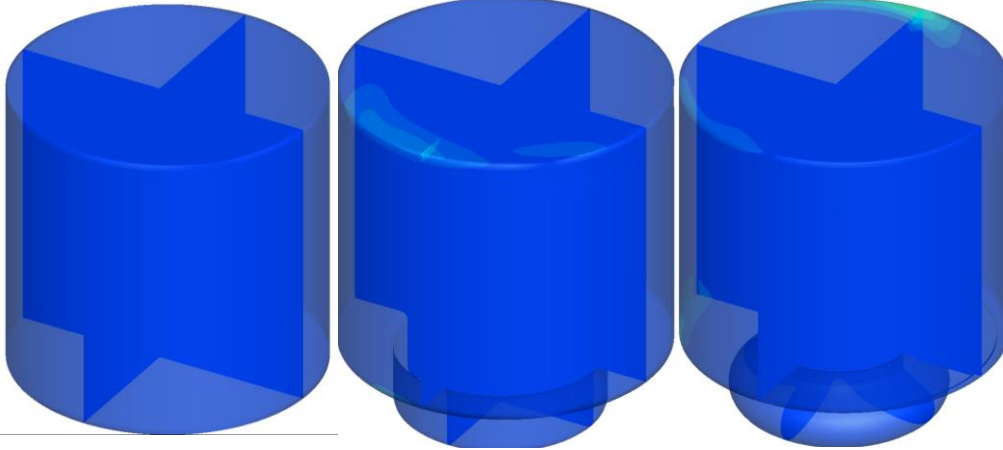
20 KMA



40 KMA



140 KMA

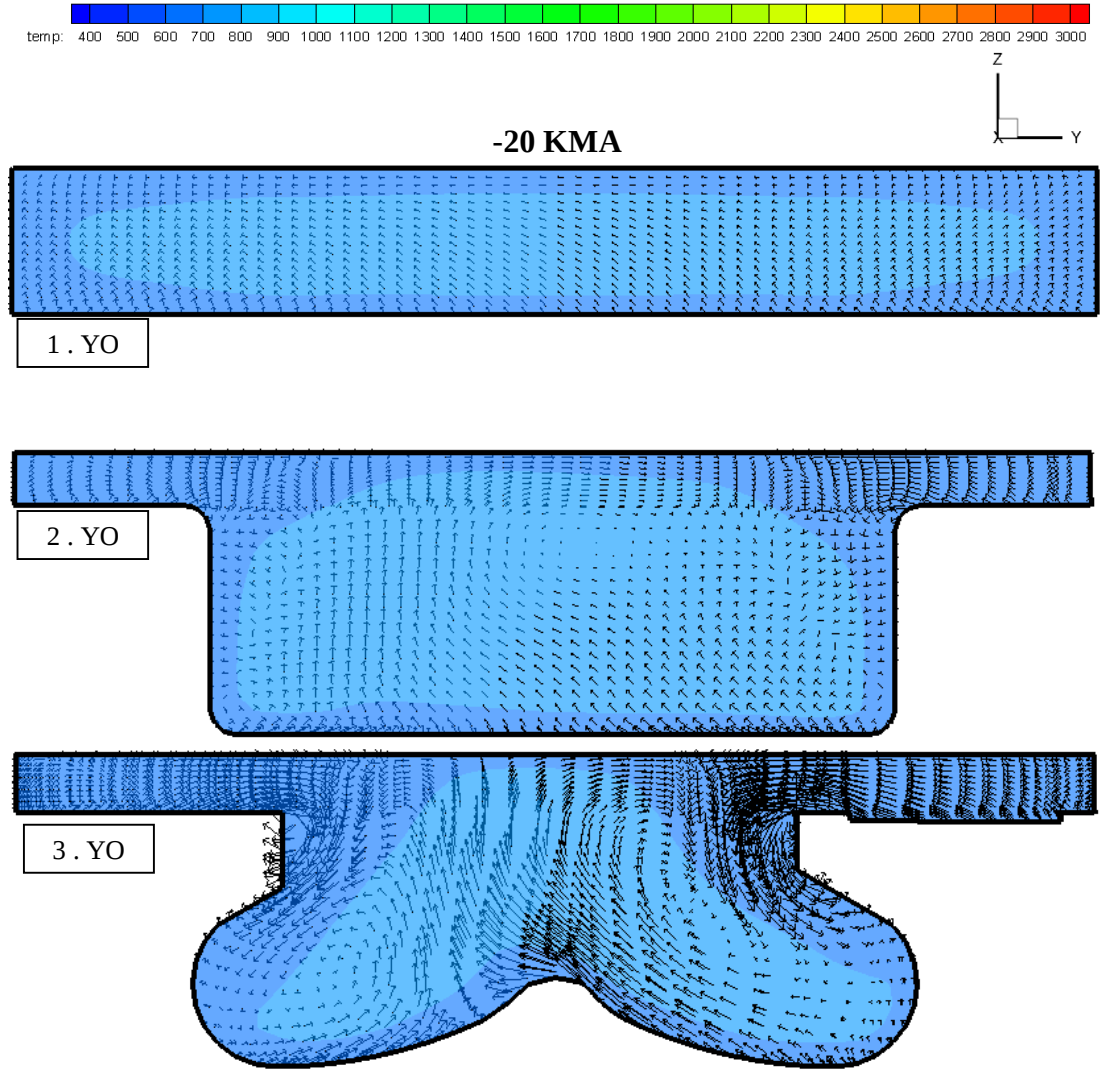


Şekil D3 (devam) : 1.-2.-3. YO yakıtın kütle oranı, 1200 d/dk (izometrik görünüş).

Ek D4 : 1.-2.-3. YO silindir ortası y-z kesiti, hız vektörleri ve sıcaklık konturları, 1200 d/dk.

(-20 KMA, -8 KMA, -7 KMA, -4 KMA, 0 KMA, 4 KMA, 10 KMA, 20 KMA, 30 KMA için sonuçlar verilmiştir.)

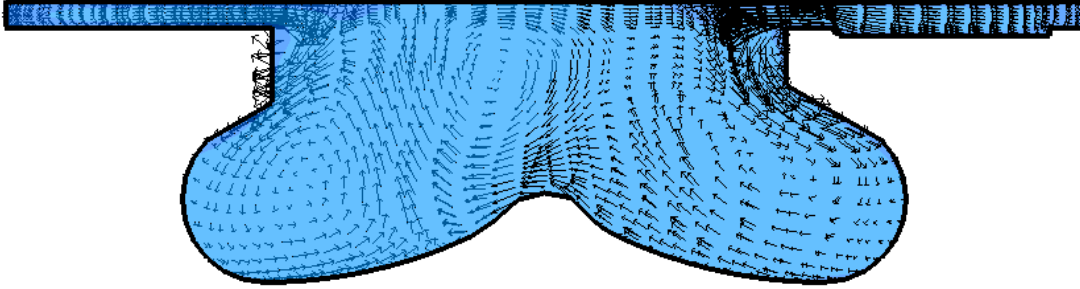
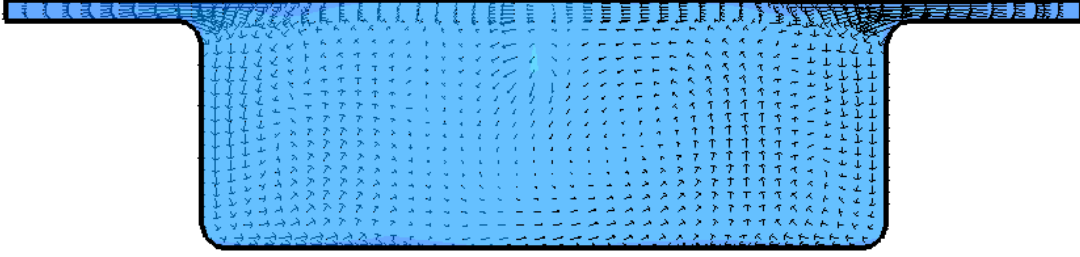
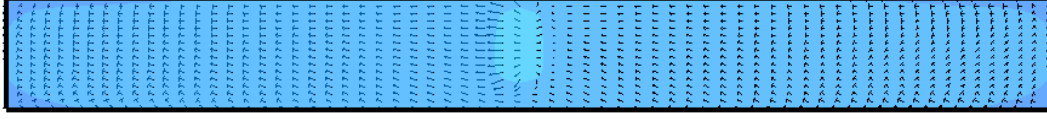
(Sırasıyla şekillerin üstlerinde belirtilen KMA' larda, 1., 2., 3. Yanma odaları gözükmemektedir.)



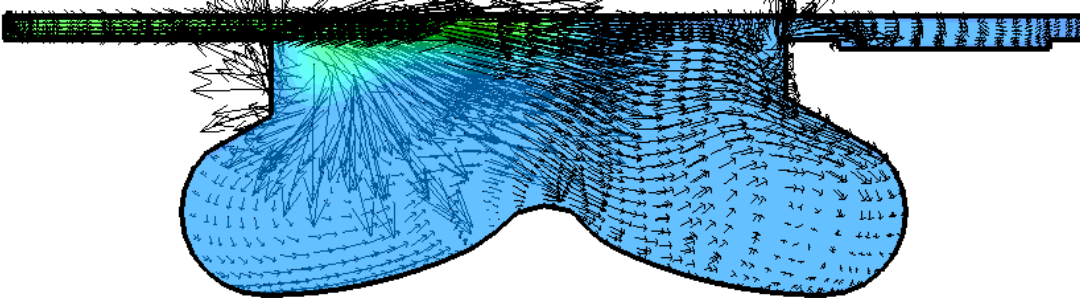
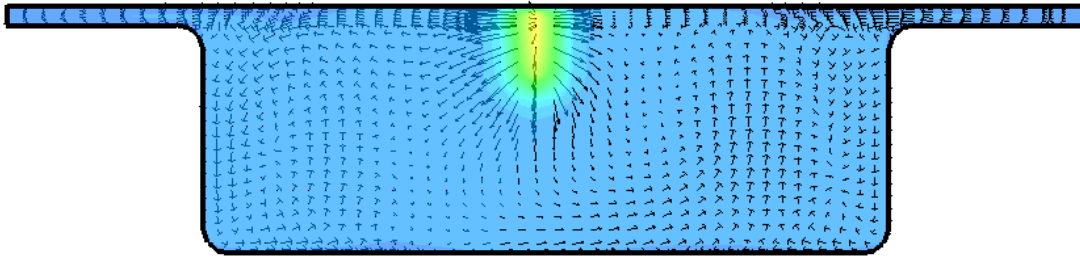
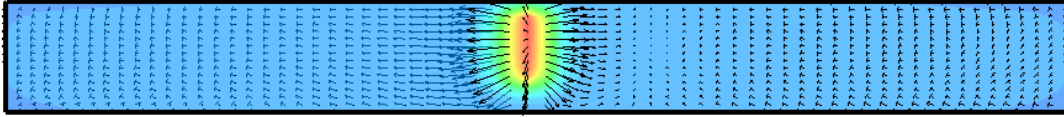
Şekil D4 : Farklı KMA' larda, 1.-2.-3. YO, silindir ortası y-z kesiti, hız vektörleri ve sıcaklık konturları, 1200 d/dk.

temp: 400 500 600 700 800 900 1000 1100 1200 1300 1400 1500 1600 1700 1800 1900 2000 2100 2200 2300 2400 2500 2600 2700 2800 2900 3000

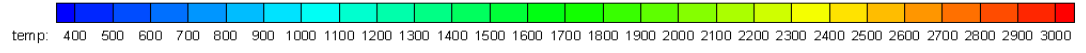
-8 KMA



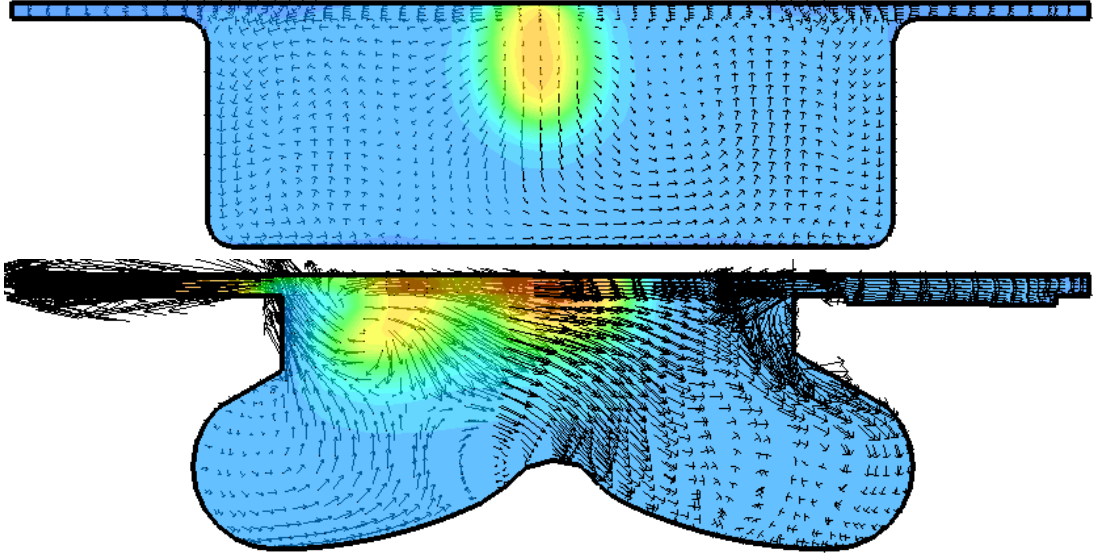
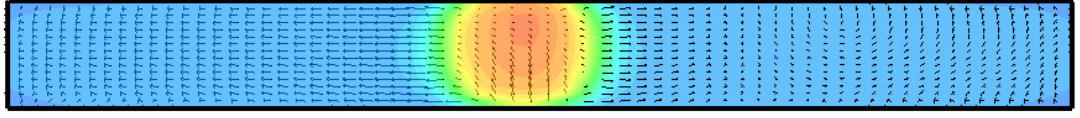
-7 KMA



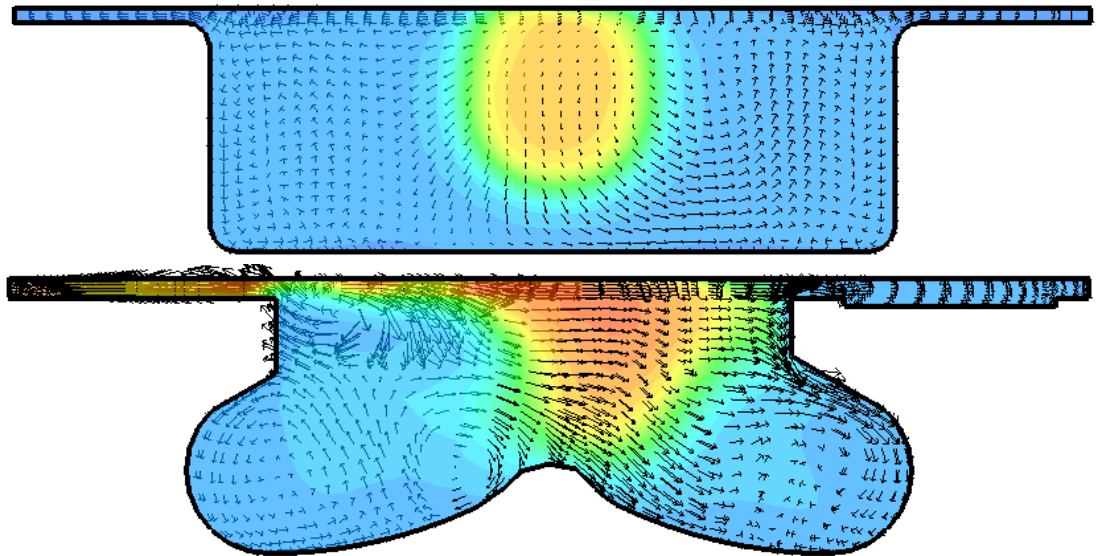
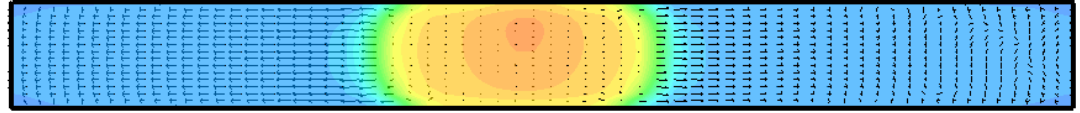
Şekil D4 (devam) : Farklı KMA' larda, 1.-2.-3. YO, silindir ortası y-z kesiti, hız vektörleri ve sıcaklık konturları, 1200 d/dk.



-4 KMA



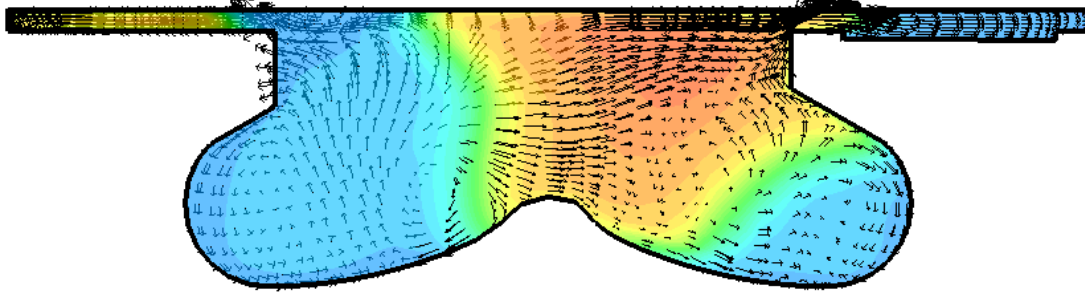
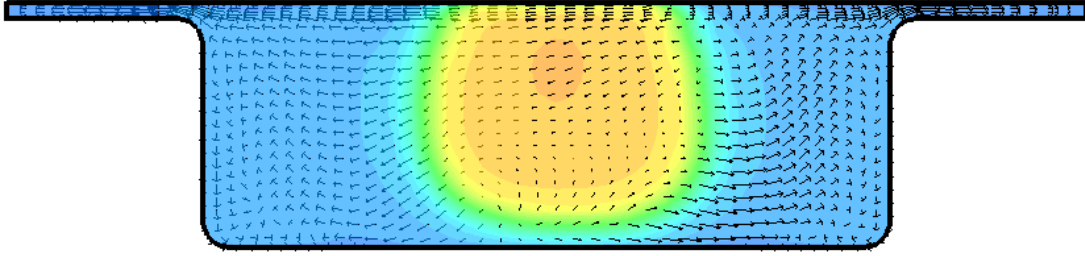
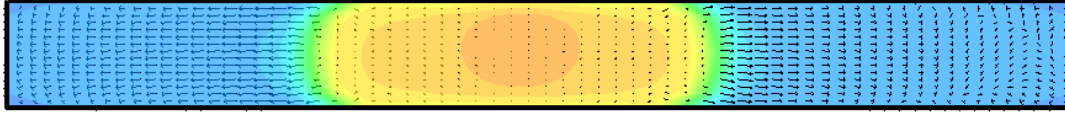
0 KMA



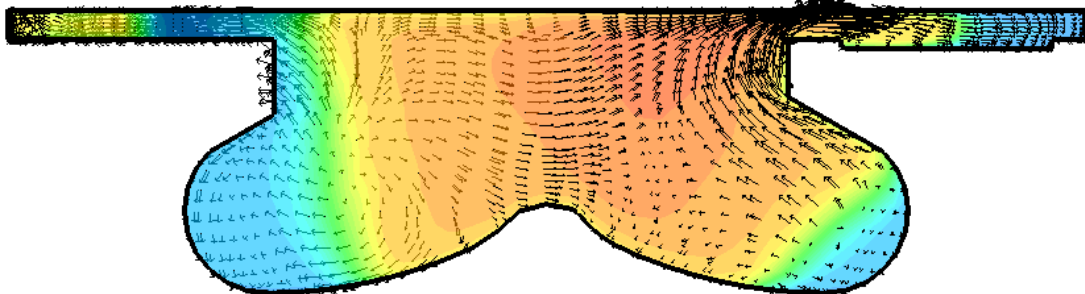
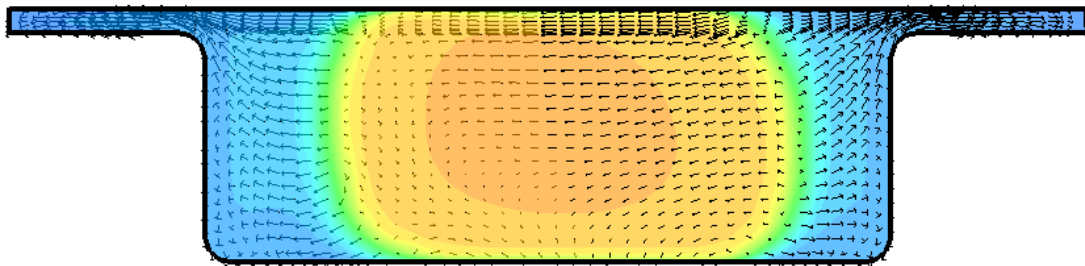
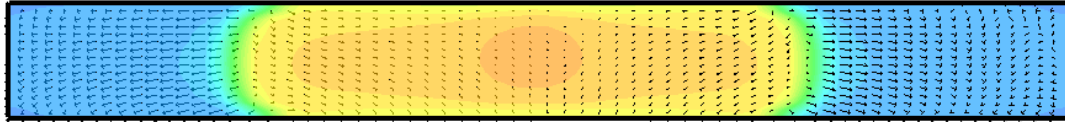
Şekil D4 (devam) : Farklı KMA' larda, 1.-2.-3. YO, silindir ortası y-z kesiti, hız vektörleri ve sıcaklık konturları, 1200 d/dk.



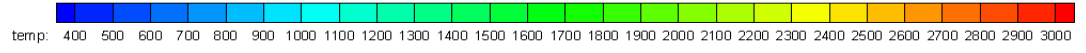
4 KMA



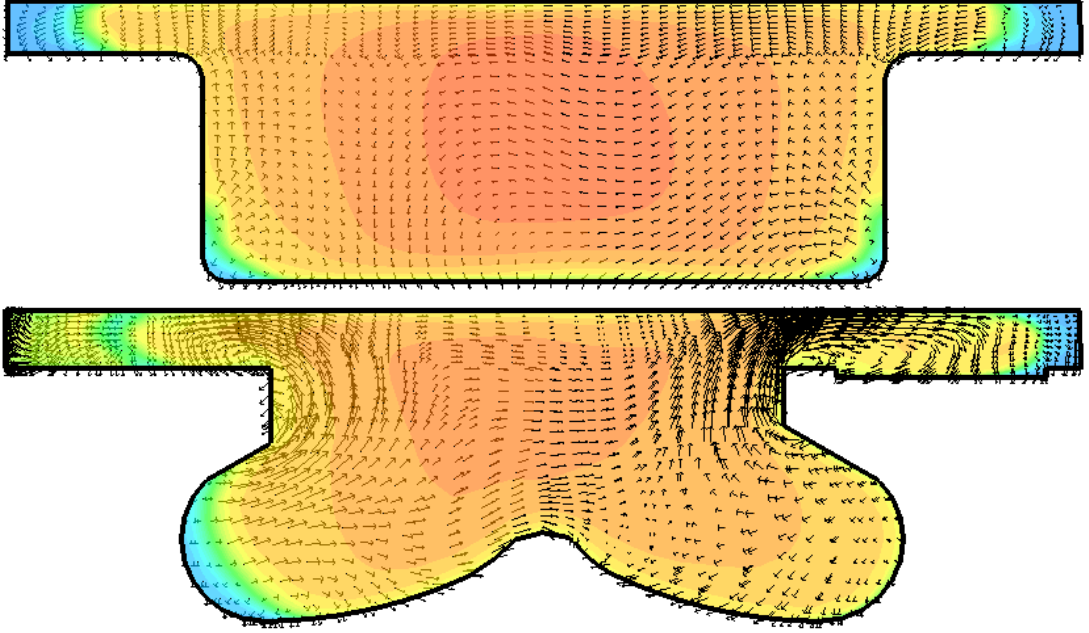
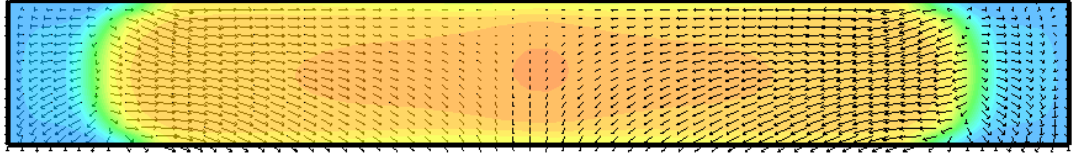
10 KMA



Şekil D4 (devam) : Farklı KMA' larda, 1.-2.-3. YO, silindir ortası y-z kesiti, hız vektörleri ve sıcaklık konturları, 1200 d/dk.



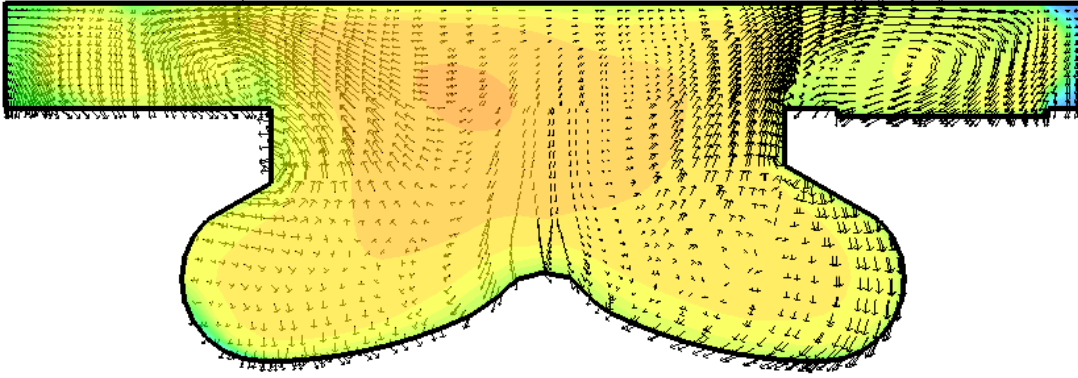
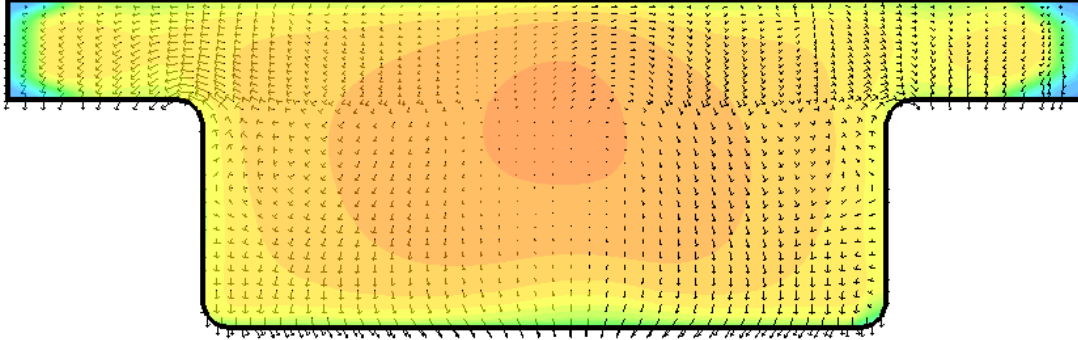
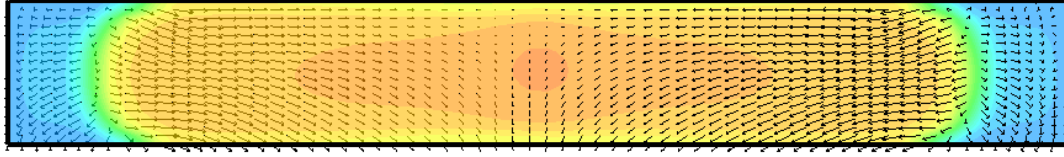
20 KMA



Şekil D4 (devam) : Farklı KMA' larda, 1.-2.-3. YO, silindir ortası y-z kesiti, hız vektörleri ve sıcaklık konturları, 1200 d/dk.

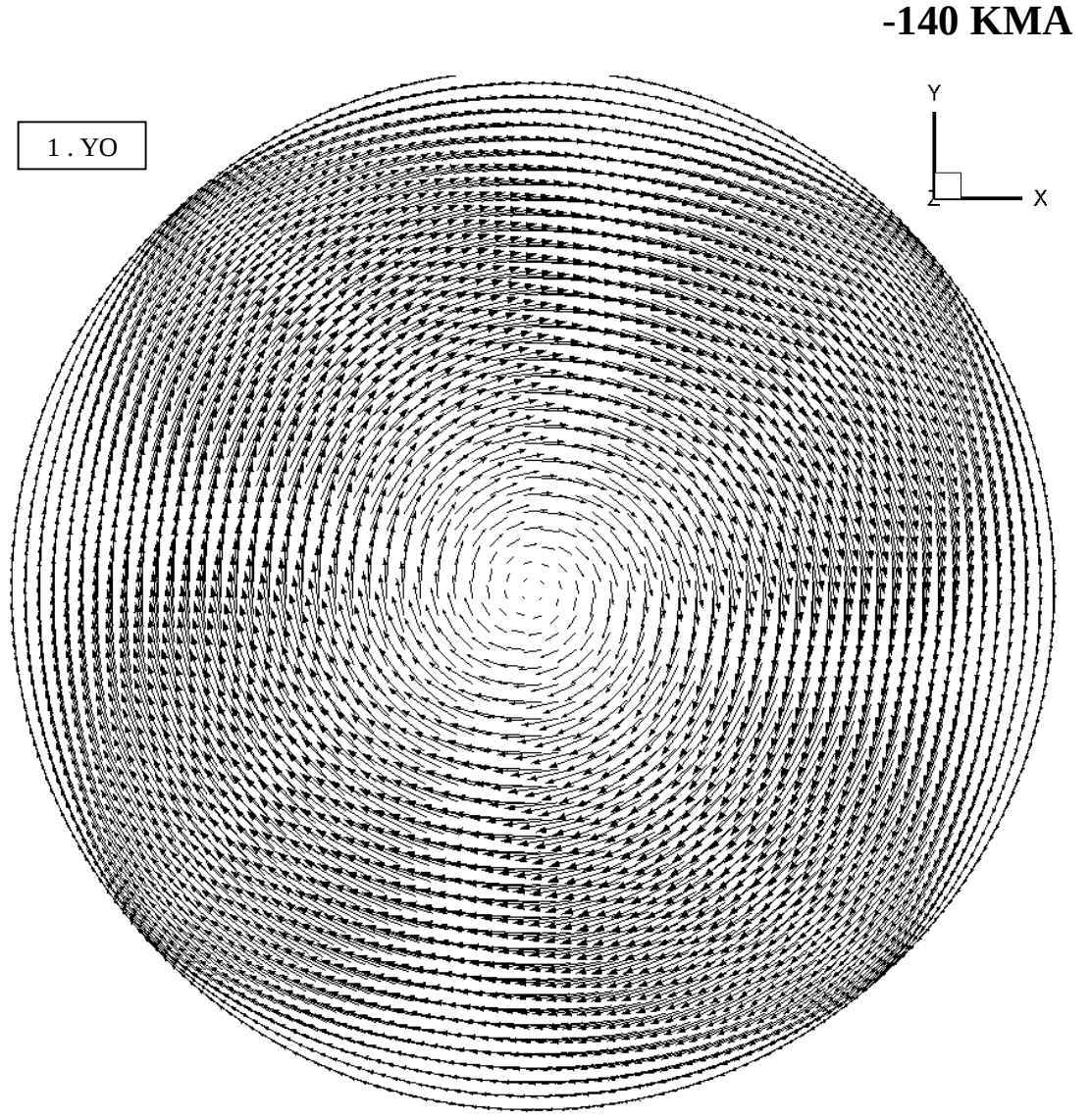
temp: 400 500 600 700 800 900 1000 1100 1200 1300 1400 1500 1600 1700 1800 1900 2000 2100 2200 2300 2400 2500 2600 2700 2800 2900 3000

30 KMA



Şekil D4 (devam) : Farklı KMA' larda, 1.-2.-3. YO, silindir ortası y-z kesiti, hız vektörleri ve sıcaklık konturları, 1200 d/dk.

Ek D5 : -140 KMA simülasyon başlangıcı “swirl” etkisi.

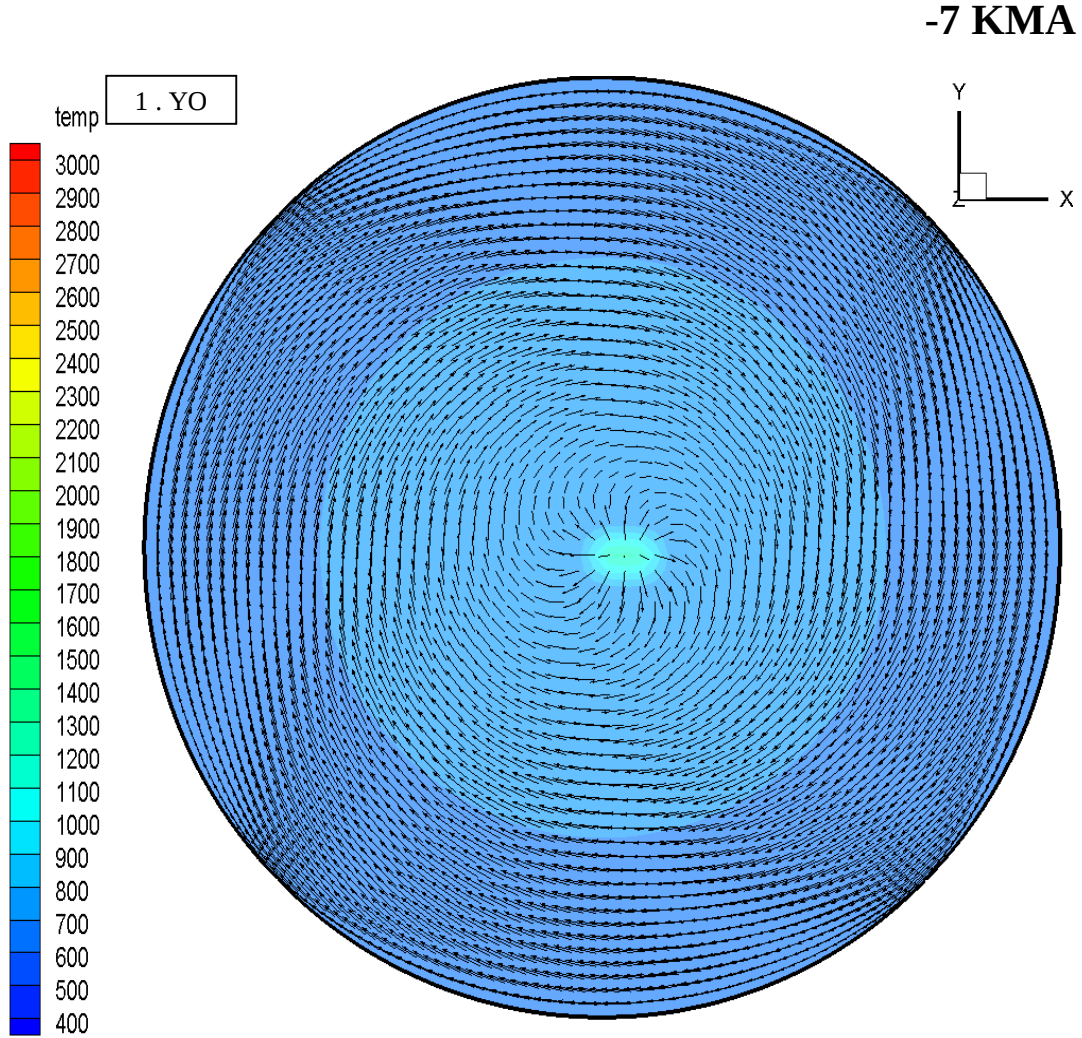


Şekil D5 : -140 KMA simülasyon başlangıcı “swirl” etkisi. (1. YO, silindir üstü x-y kesiti, hız vektörleri, 1200 d/dk,)

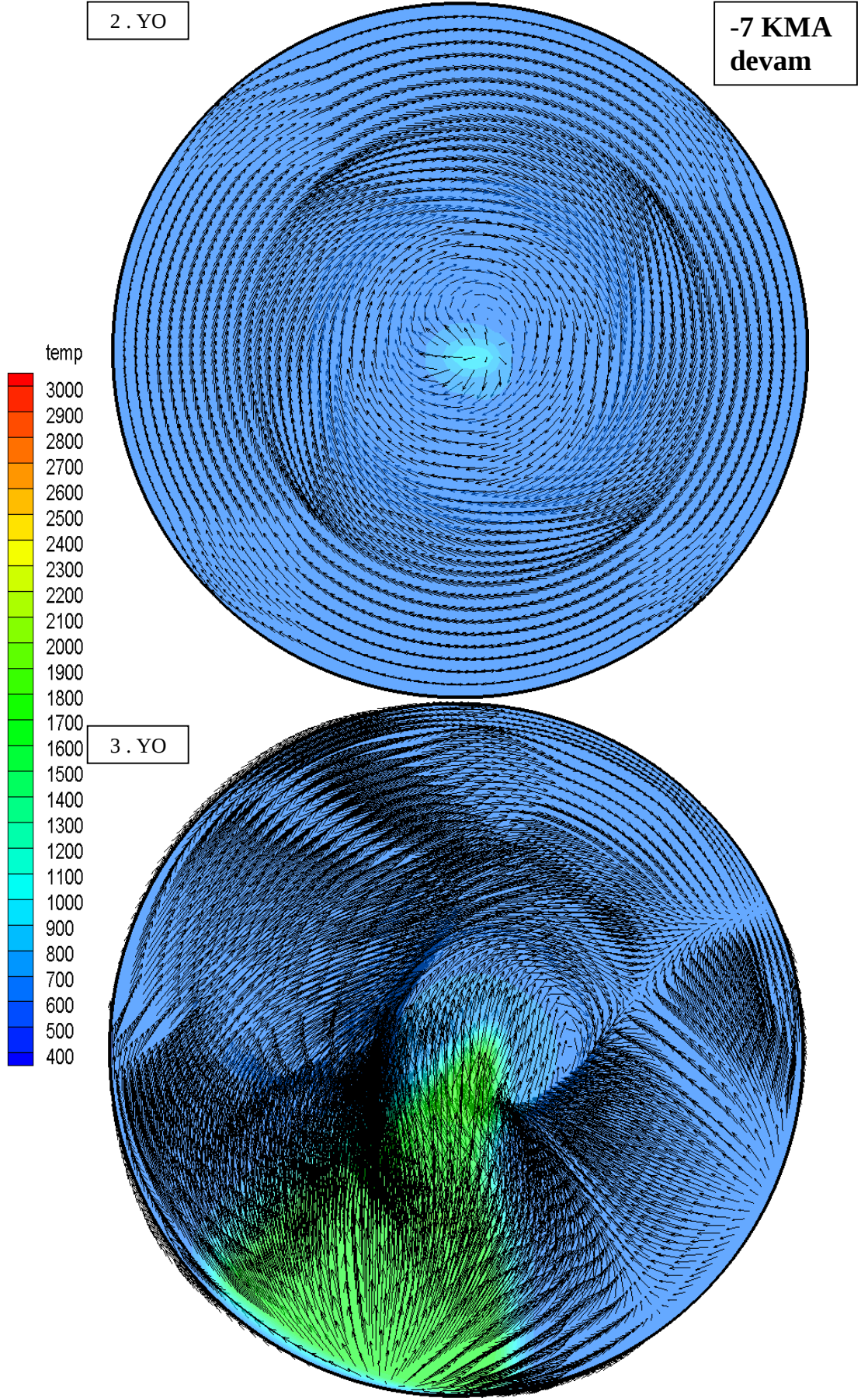
Ek D6 : 1.-2.-3. YO silindir üstü x-y kesiti, hız vektörleri ve sıcaklık konturları, 1200 d/dk.

(-7 KMA, -4 KMA, 0 KMA, 4 KMA, 10 KMA, 20 KMA için sonuçlar verilmiştir.)

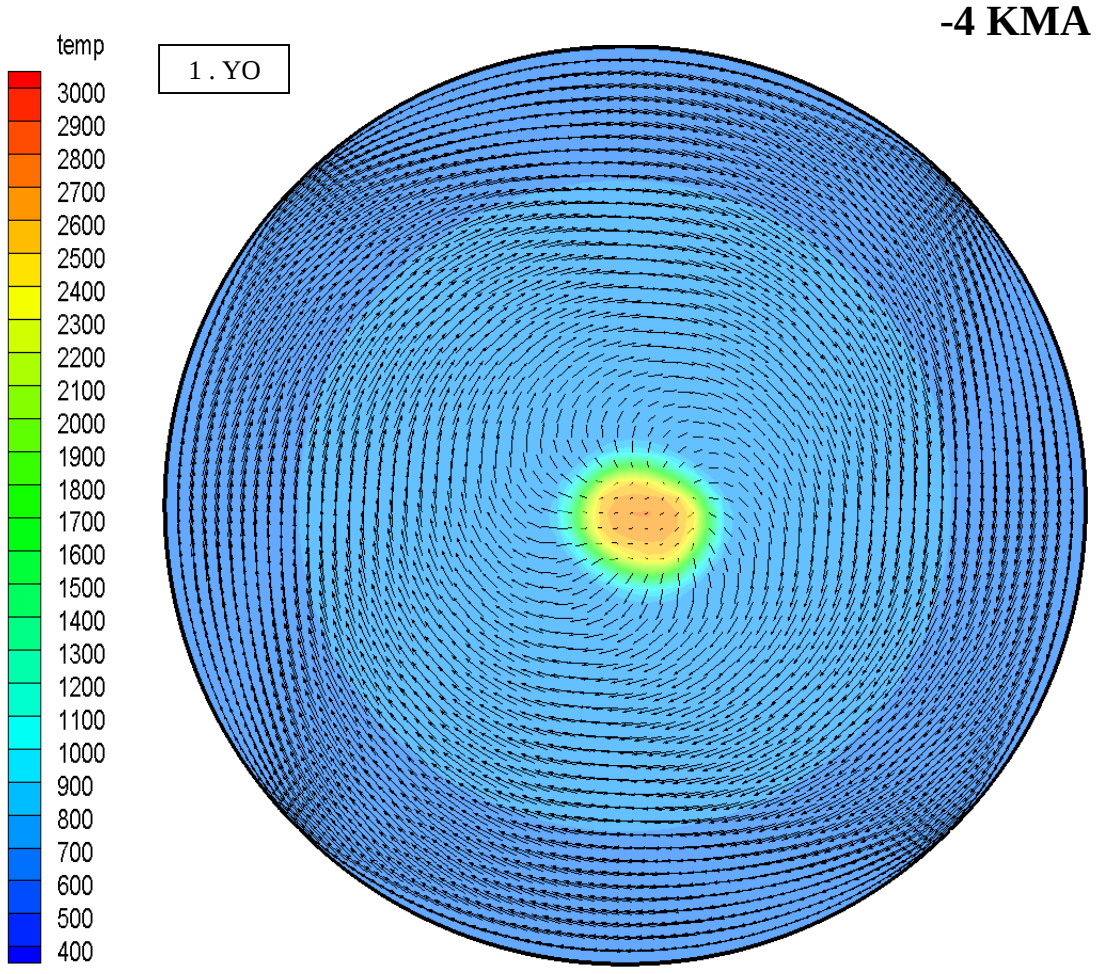
(Sırasıyla şekillerin üstlerinde belirtilen KMA larında 1., 2., 3. Yanma odaları gözükmemektedir.)



Şekil D6 : Farklı KMA'larda 1.-2.-3. YO, silindir üstü x-y kesiti, hız vektörleri ve sıcaklık konturları, 1200 d/dk



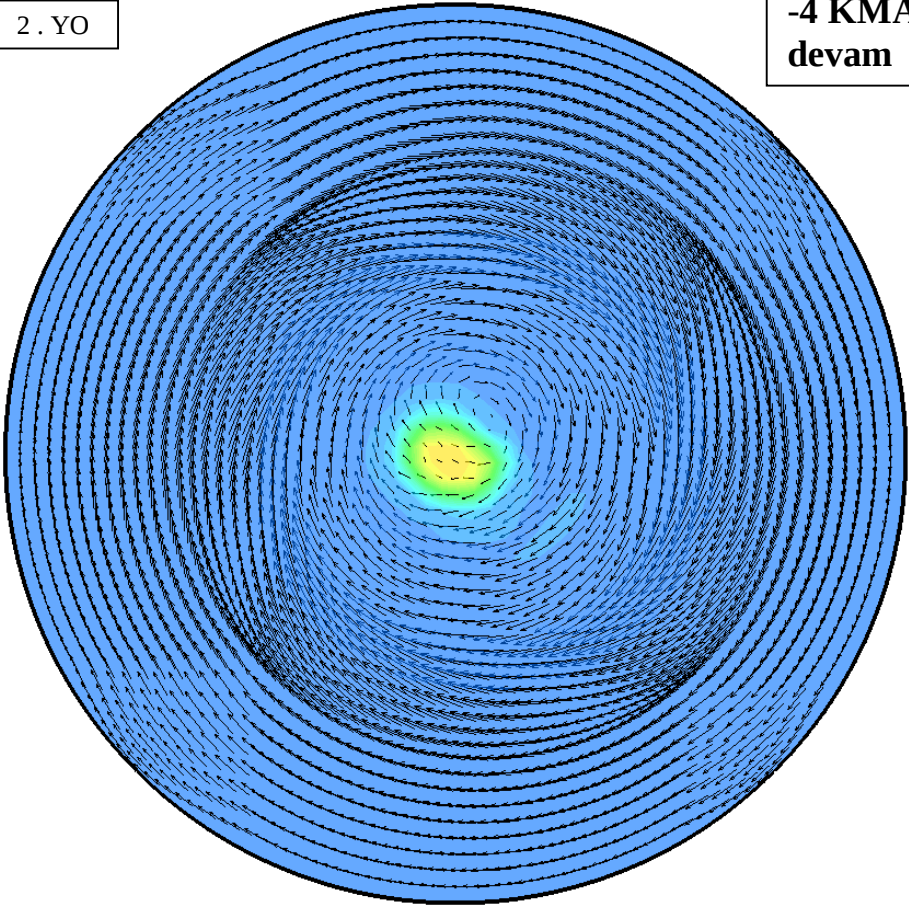
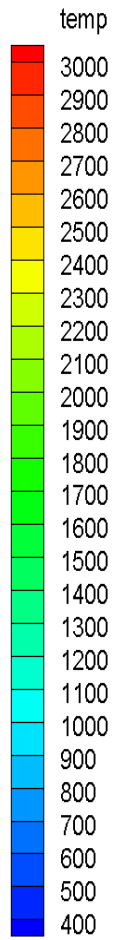
Şekil D6 (devam) : Farklı KMA’larda 1.-2.-3. YO, silindir üstü x-y kesiti, hız vektörleri ve sıcaklık konturları, 1200 d/dk.



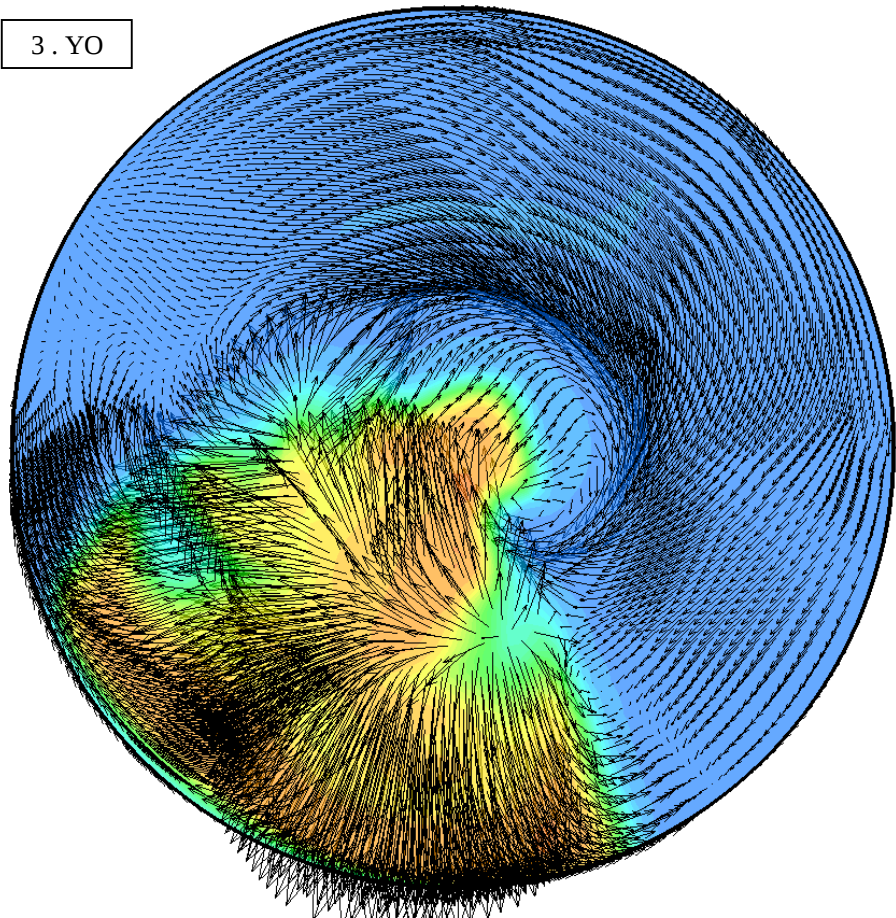
Şekil D6 (devam) : Farklı KMA’larda 1.-2.-3. YO, silindir üstü x-y kesiti, hız vektörleri ve sıcaklık konturları, 1200 d/dk.

2. YO

-4 KMA
devam

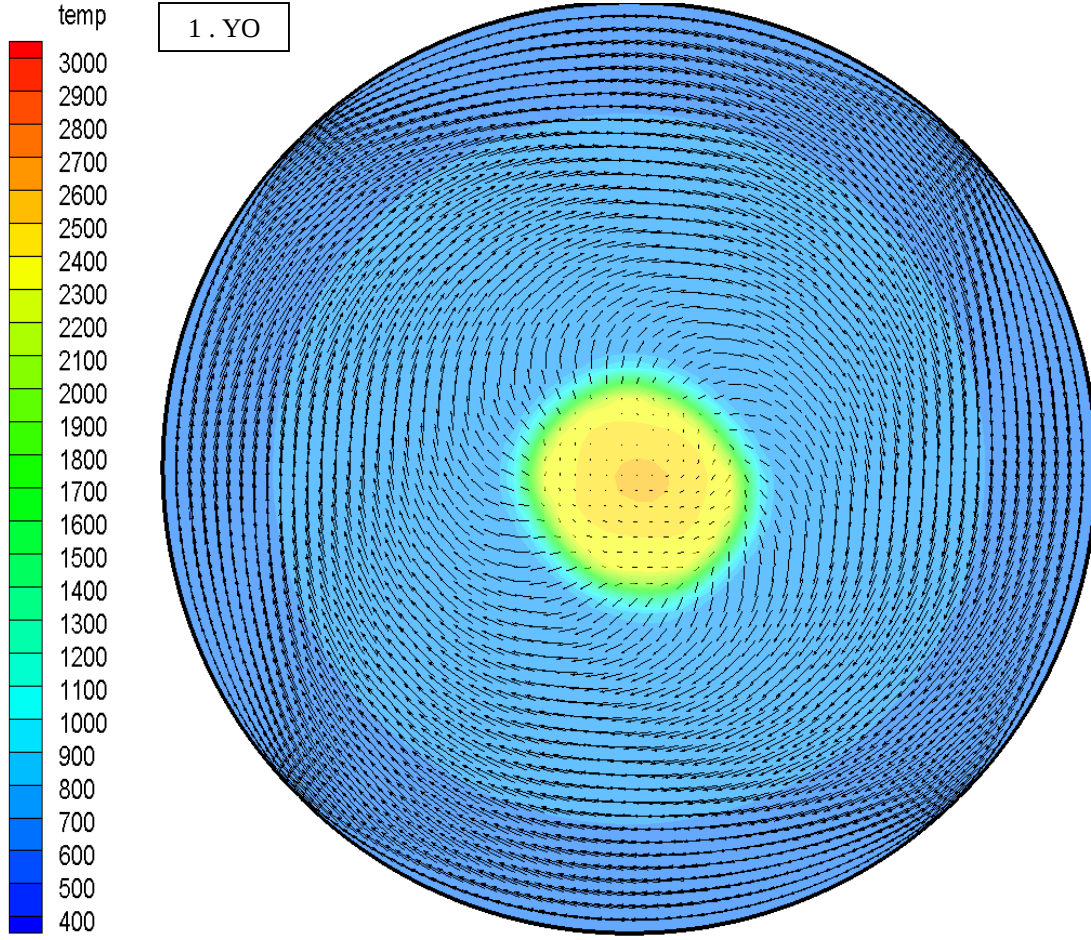


3. YO

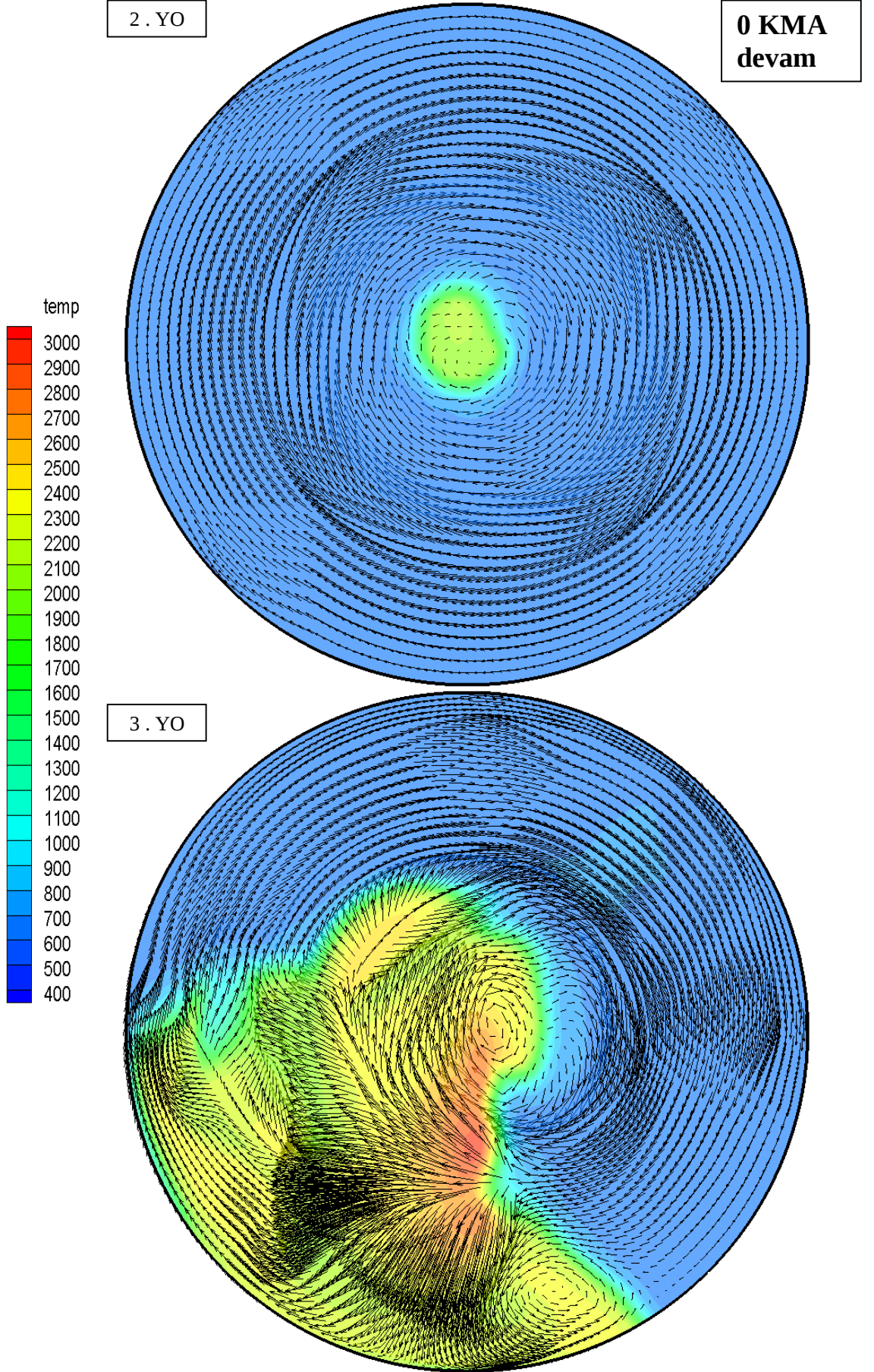


Şekil D6 (devam) : Farklı KMA'larda 1.-2.-3. YO, silindir üstü x-y kesiti, hız vektörleri ve sıcaklık konturları, 1200 d/dk.

0 KMA

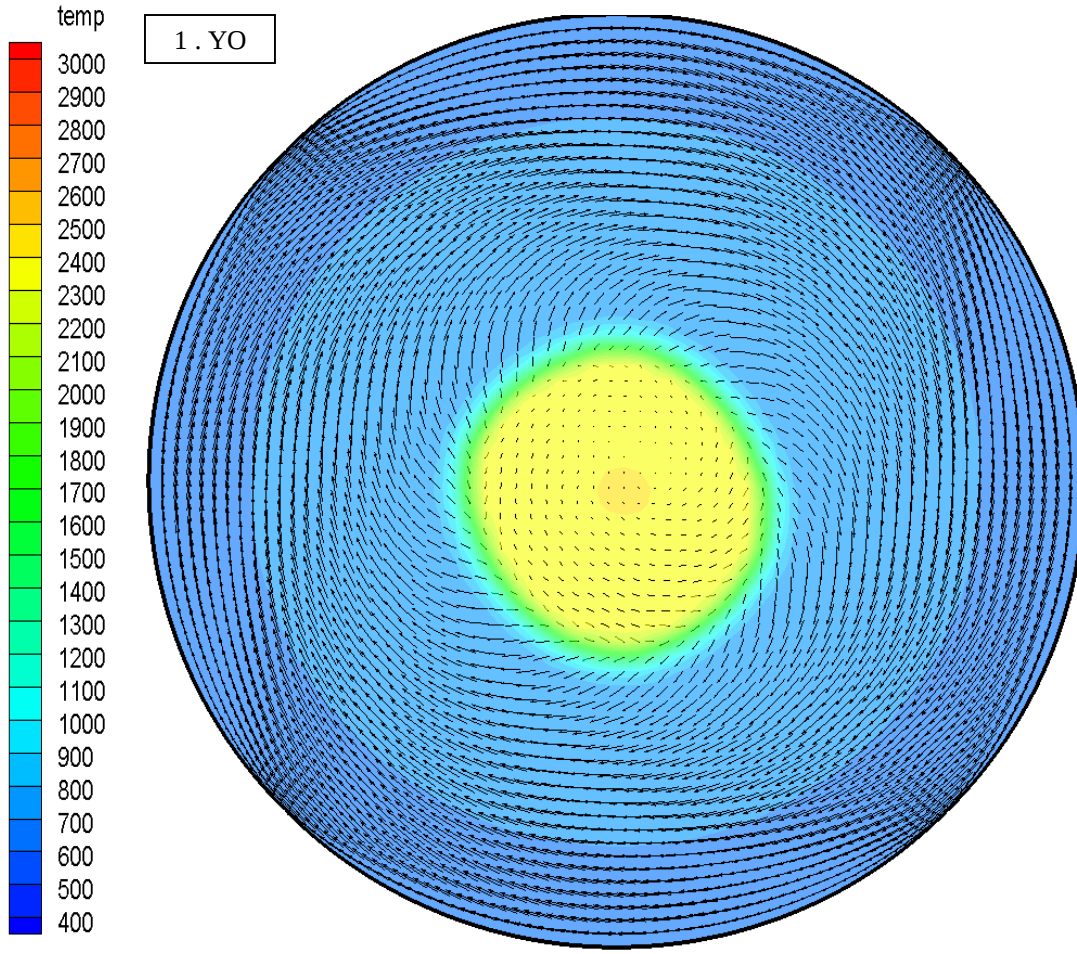


Şekil D6 (devam) : Farklı KMA’larda 1.-2.-3. YO, silindir üstü x-y kesiti, hız vektörleri ve sıcaklık konturları, 1200 d/dk.

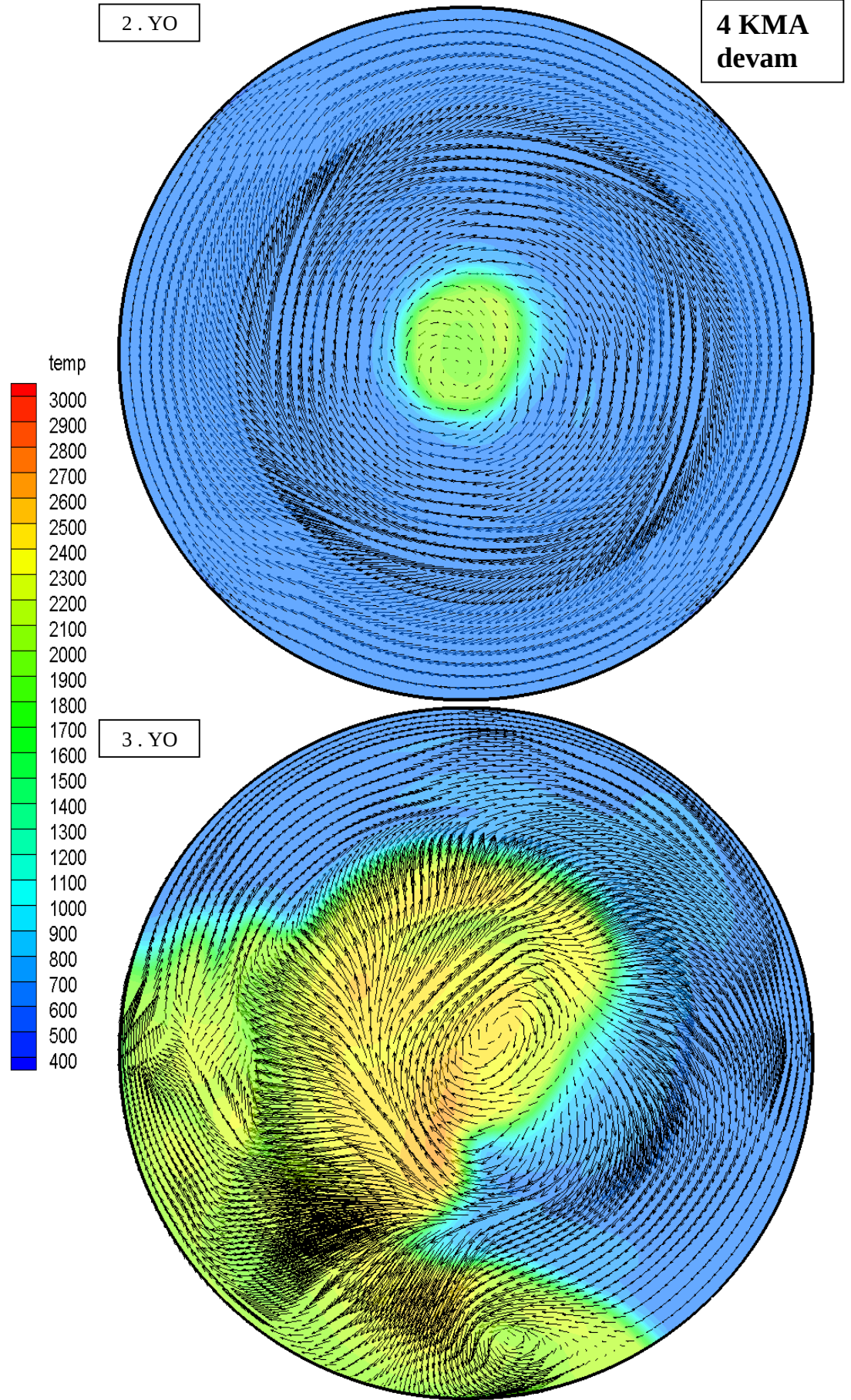


Şekil D6 (devam) : Farklı KMA’larda 1.-2.-3. YO, silindir üstü x-y kesiti, hız vektörleri ve sıcaklık konturları, 1200 d/dk.

4 KMA

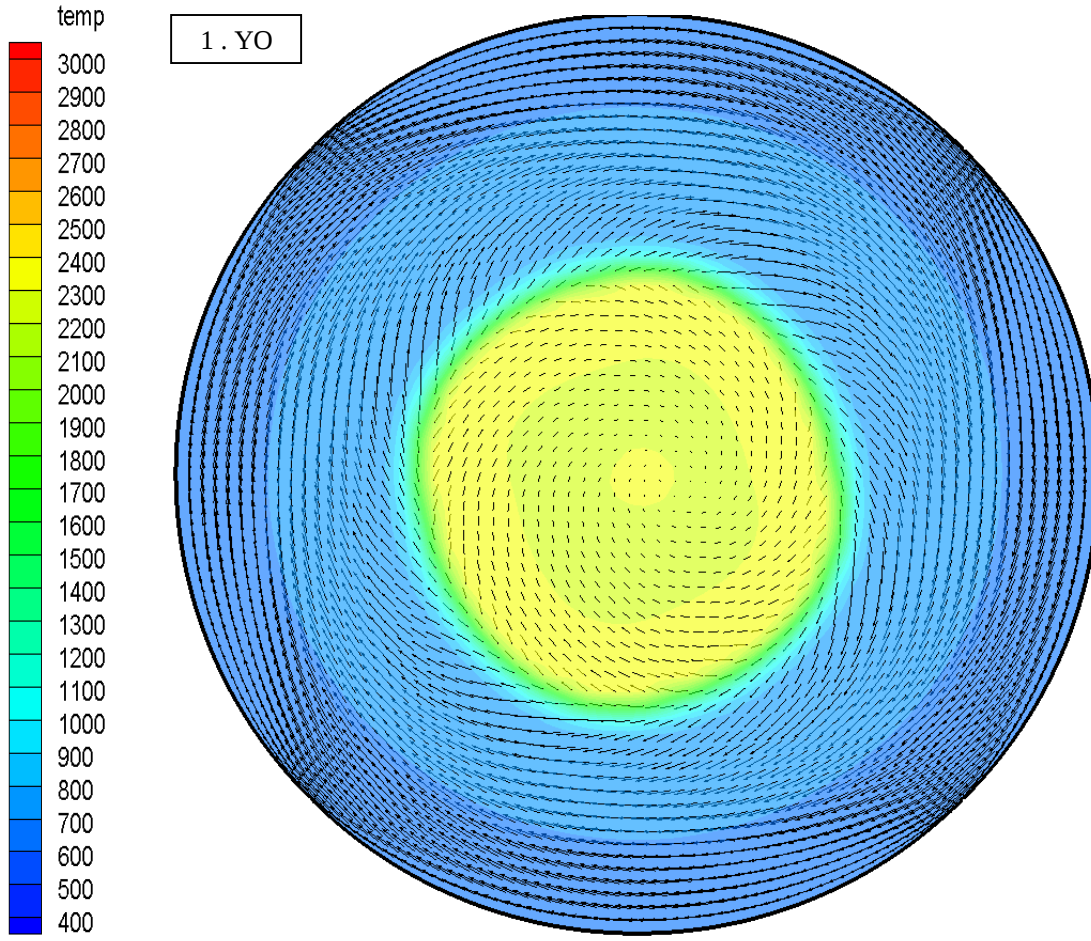


Şekil D6 (devam) : Farklı KMA’larda 1.-2.-3. YO, silindir üstü x-y kesiti, hız vektörleri ve sıcaklık konturları, 1200 d/dk.

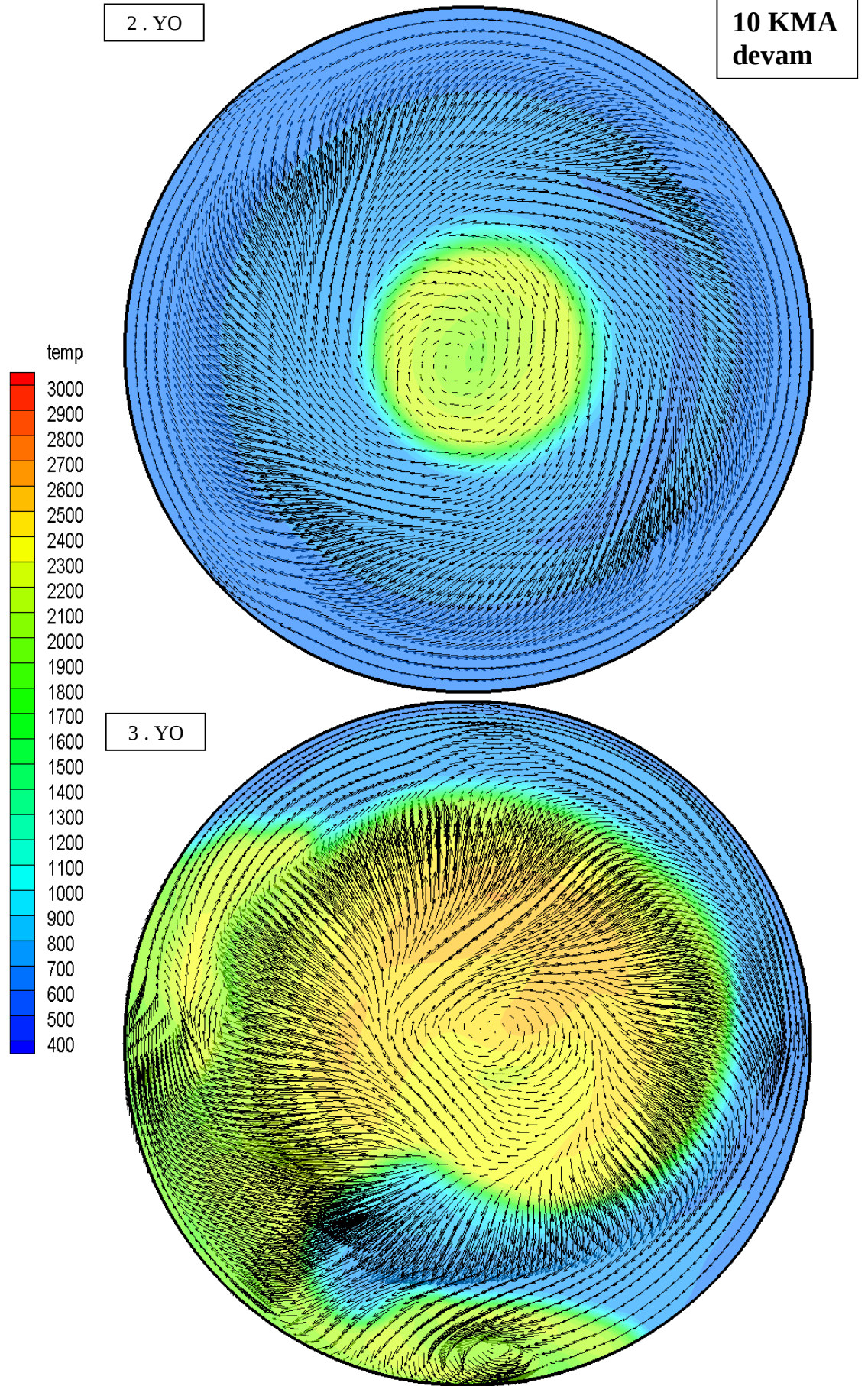


Şekil D6 (devam) : Farklı KMA’larda 1.-2.-3. YO, silindir üstü x-y kesiti, hız vektörleri ve sıcaklık konturları, 1200 d/dk.

10 KMA

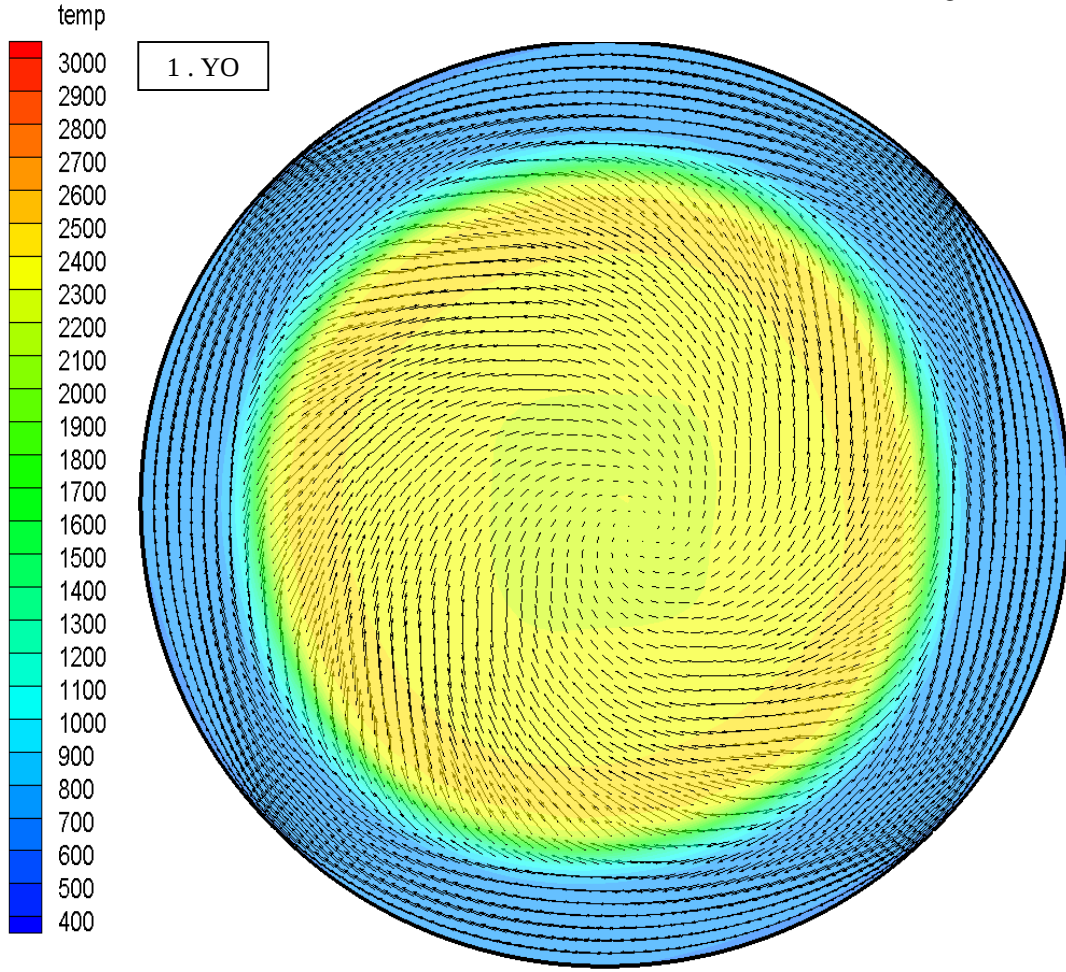


Şekil D6 (devam) : Farklı KMA’larda 1.-2.-3. YO, silindir üstü x-y kesiti, hız vektörleri ve sıcaklık konturları, 1200 d/dk.

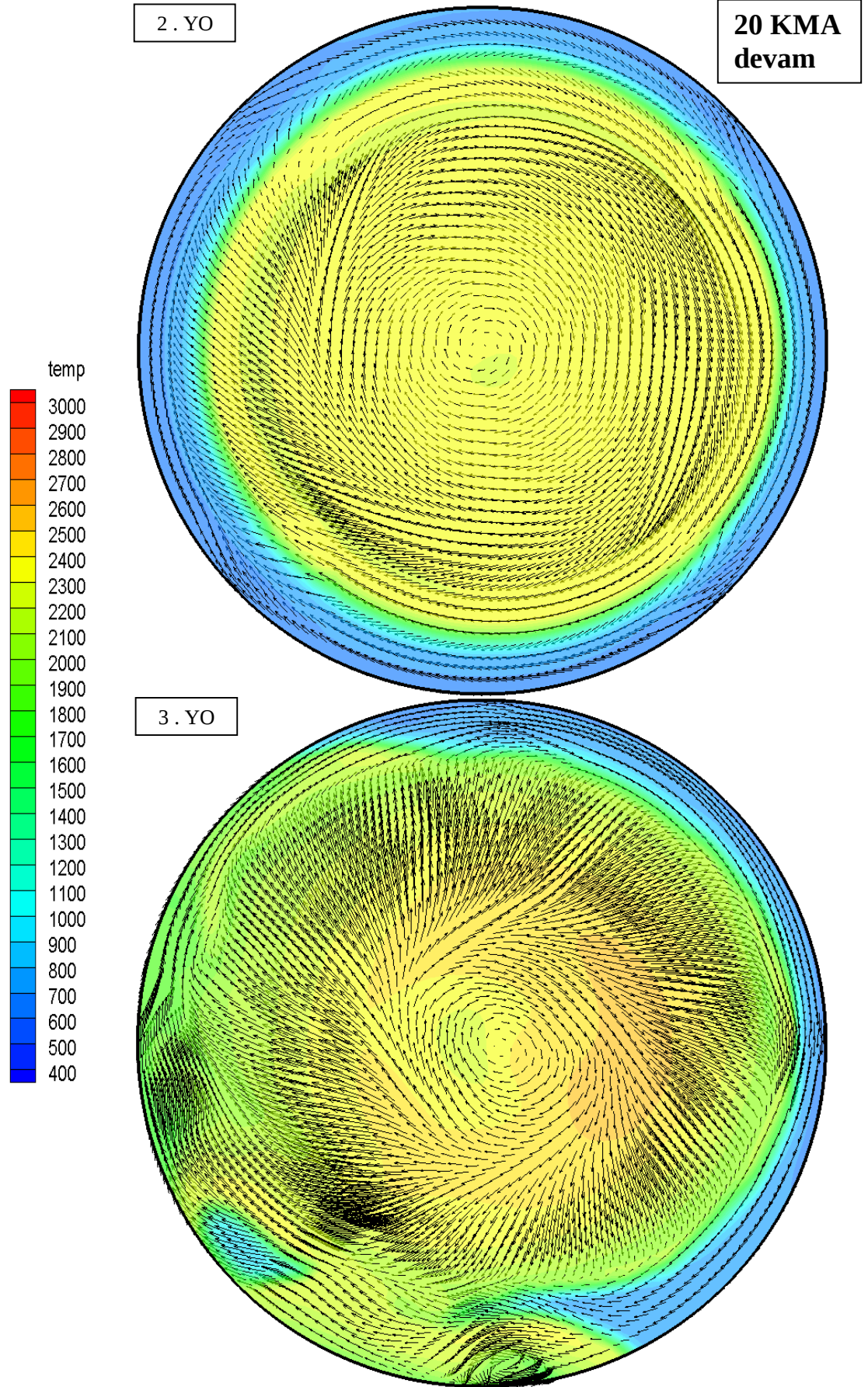


Şekil D6 (devam) : Farklı KMA’larda 1.-2.-3. YO, silindir üstü x-y kesiti, hız vektörleri ve sıcaklık konturları, 1200 d/dk.

20 KMA



Şekil D6 (devam) : Farklı KMA’larda 1.-2.-3. YO, silindir üstü x-y kesiti, hız vektörleri ve sıcaklık konturları, 1200 d/dk.



Şekil D6 (devam) : Farklı KMA’larda 1.-2.-3. YO, silindir üstü x-y kesiti, hız vektörleri ve sıcaklık konturları, 1200 d/dk.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad :Öncel ÖNCÜOĞLU
Doğum Yeri ve Tarihi :Elazığ- 13/07/1986
E-Posta :ooncuoglu@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2011, Ege Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği
- **Lise** : 2005, İzmir Karşıyaka Anadolu Lisesi