



**T.C.  
BURSA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**İHA UYGULAMALARINA UYGUN ATMOSFERDE ÇALIŞAN BİR WANKEL  
MOTORUNUN PERFORMANSININ ANALİZİ VE İYİLEŞTİRİLMESİ**

**DOKTORA TEZİ**

Merve KÜÇÜK

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

**EKİM 2022**

T.C.  
BURSA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

İHA UYGULAMALARINA UYGUN ATMOSFERDE ÇALIŞAN BİR WANKEL  
MOTORUNUN PERFORMANSININ ANALİZİ VE İYİLEŞTİRİLMESİ

DOKTORA TEZİ

Merve KÜÇÜK  
(172080202)

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ali SÜRMEŒ

Eş Danışman: Doç. Dr. Ramazan ŞENER

EKİM 2022





BTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 172080202 numaralı Doktora Öğrencisi Merve KÜÇÜK, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "İHA UYGULAMALARINA UYGUN ATMOSFERDE ÇALIŞAN BİR WANKEL MOTORUNUN PERFORMANSININ ANALİZİ VE İYİLEŞTİRİLMESİ" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

**Tez Danışmanı :**      **Prof. Dr. Ali SÜRMEN** .....  
Bursa Teknik Üniversitesi

**Eş Danışman :**      **Doç.Dr. Ramazan ŞENER**  
Batman Üniversitesi

**Jüri Üyeleri :**      **Prof. Dr. Deniz UZUNSOY** .....  
Bursa Teknik Üniversitesi

**Doç. Dr. Osman TURAN** .....  
Bursa Teknik Üniversitesi

**Prof. Dr. A. Alper ÖZALP** .....  
Bursa Uludağ Üniversitesi

**Prof. Dr. İrfan KARAGÖZ** .....  
Bursa Uludağ Üniversitesi

**Teslim Tarihi**      : 14 Kasım 2022  
**Savunma Tarihi**    : 31 Ekim 2022



20.04.2016 tarihli Resmi Gazete’de yayımlanan Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin 9/2 ve 22/2 maddeleri gereğince; Bu Lisansüstü teze, Bursa Teknik Üniversitesi’nin abonesi olduğu intihal yazılım programı kullanılarak Lisansüstü Eğitim Enstitüsü’nün belirlemiş olduğu ölçütlere uygun rapor alınmıştır.

## İNTİHAL BEYANI

Bu tezde görsel, işitsel ve yazılı biçimde sunulan tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uyularak tarafımdan elde edildiğini, tez içinde yer alan ancak bu çalışmaya özgü olmayan tüm sonuç ve bilgileri tezde kaynak göstererek belgelediğimi, aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim.

Öğrencinin Adı Soyadı: Merve KÜÇÜK

İmzası :

X



*Eşime ve aileme,*

## ÖNSÖZ

Doktora eğitimim süresince birlikte çalışmaktan onur ve mutluluk duyduğum, çalışmamın her aşamasında desteğini esirgemeyen, bilgi birikimini, tecrübesini paylaşan kıymetli hocam, tez danışmanım sayın Prof. Dr. Ali SÜR MEN'e sonsuz teşekkürü bir borç bilirim. Tez çalışmamı daha kapsamlı hale getirmemde büyük payı olan, çalışmamın her aşamasında bana yol gösteren, önerdiği çalışmalarla ufku açan eş danışmanım Doç. Dr. Ramazan ŞENER'e tezime sunmuş olduğu tüm katkılarından dolayı teşekkürlerimi sunarım. Akademik çalışmalarım ile ilgili kritik olduğunu düşündüğüm konularda her zaman kendisine danıştığım, danışman hocamla birlikte beni hep en iyiye yönlendiren ve çözüme kavuşmamı sağlayan anabilim dalı başkanımız Dr. Öğretim Üyesi Erdem UZUNSOY'a şükranlarımı sunarım. Çalışmalarım süresince her konuda ilgi, alaka ve yardımlarını esirgemeyen, yaşadığım tüm zorlu ve sıkıntılı dönemlerde her zaman yanımda olan ve bana güç veren kıymetli arkadaşım Dr. Öğr. Üyesi Gülcan ÖZEL EROL'a teşekkürü bir borç bilirim. Hayatımın her döneminde yanımda olan, bir an olsun desteğini esirgemeyen canım arkadaşım Dr. Öğr. Üyesi Fatma DEMİRCİ'ye teşekkürlerimi sunarım. Bu proje çalışmasında birlikte çalıştığım, bilgi ve tecrübesine her zaman güvendiğim çalışma arkadaşım Bekir Tolga ALTIPARMAK'a tüm teknik desteklerinden dolayı teşekkür ederim.

Öğretim Üyesi Yetiştirme (ÖYP) ve Araştırma Görevlileri için Yurt Dışı Doktora Araştırma Bursları (YUDAB) programlarıyla akademik olarak ilerlememe büyük katkı sağlamış olan Yüksek Öğretim Kurumu (YÖK)'e teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca çalışmamızda referans motor olarak kullandığımız Wankel motoru hibe eden ve bize çalışmamızda kullandığımız verileri sağlayan Vestel Savunma Endüstrisi'ne, sundukları donanım desteğiyle çalışmalarımı hızlandıran Bursa Teknik Üniversitesi Yüksek Başarımlı Bilgisayar (HPC) Laboratuvarına, simülasyonlarda faydalandığımız GT-Suite yazılımını kullanmamıza imkan sağlayan TUSAŞ Motor Sanayi A.Ş. (TED)'ye, Converge yazılımının akademik lisansını sağlayan Convergent Science Company'e en içten teşekkürü bir borç bilirim.

Teşekkürlerin en büyüğü ise tabiki tüm öğrenim hayatım boyunca olduğu gibi doktora çalışmalarım sürecinde de beni sürekli destekleyen, varlıklarıyla bana güç veren, maddi ve manevi fedakarlıkları ile bugünlere gelmemde en büyük pay sahibi olan annem Şükriye ALTAY, babam Refik ALTAY'a aittir. Yine bu süreçte her zaman desteklerini hissettiğim kıymetli kardeşlerim Bahadır ve Buse ALTAY'a ve bana hep neşe veren minik yeğenlerime teşekkür ederim. Son olarak, en sıkıntılı dönemlerde dahi beni yüreklendiren, kazandırdığı farklı bakış açıları ile bu tez çalışmamın yalnızca manevi değil, teknik olarak da en büyük destekçilerinden olan kıymetli eşim Ahmet KÜÇÜK'e sonsuz teşekkür ederim.

Ekim 2022

Merve KÜÇÜK

## İÇİNDEKİLER

|   | <u>Sayfa</u> |
|---|--------------|
| ÖNSÖZ.....  | vii          |
| İÇİNDEKİLER.....  | viii         |
| KISALTMALAR.....  | xi           |
| SEMBOLLER.....  | xii          |
| ÇİZELGE LİSTESİ.....  | xiv          |
| ŞEKİL LİSTESİ.....  | xv           |
| ÖZET.....   | xix          |
| SUMMARY.....  | xxi          |
| <b>1. GİRİŞ.....</b>  | <b>1</b>     |
| 1.1 Wankel Motorlarının Yapısal Olarak İncelenmesi ve Çalışma Prensipleri.....                          | 1            |
| 1.2 Literatür Araştırması.....  | 5            |
| <b>2. TEZ ÇALIŞMASI HAKKINDA GENEL BİLGİLER.....</b>  | <b>13</b>    |
| 2.1 Özgün Değer.....  | 13           |
| 2.2 Amaç ve Kapsam.....   | 14           |
| 2.3 Yürütülen Çalışmaların Sistematiği.....   | 15           |
| <b>3. WANKEL MOTORUNUN ANALİTİK OLARAK İNCELENMESİ.....</b>   | <b>18</b>    |
| 3.1 Temel Geometrik Hesaplamalar.....   | 18           |
| 3.1.1 Rotor köşe segmanının dönme yönüne göre eğim açısının ( $\phi$ ) hesaplanması.....                | 18           |
| 3.1.2 Strok hacminin hesaplanması.....  | 19           |
| 3.1.3 Rotorun gövde içerisinde oluşturduğu minimum alanın hesaplanması.....                             | 19           |
| 3.1.4 Yanma odasının minimum sıkıştırma hacminin hesaplanması.....                                      | 21           |
| 3.1.5 Referans yanma odasının toplam yüzey alanının hesaplanması.....                                   | 22           |
| 3.2 Termodinamik Büyüklüklerin Hesaplanması (Termodinamik Özelliklerin Sıfır Boyutlu Modellenmesi)..... | 25           |
| 3.2.1 Kütle korunumu.....   | 27           |
| 3.2.2 Kimyasal bileşenlerin (species) korunumu.....   | 28           |
| 3.2.3 Yanmanın sıfır boyutlu olarak modellenmesi.....   | 30           |
| 3.2.4 İdeal gaz bağıntısının sıfır boyutlu termodinamik modelde kullanımı.....                          | 31           |
| 3.2.5 Enerjinin korunumu.....   | 32           |
| 3.2.6 Manifoldların modellenmesi.....   | 33           |
| 3.2.7 Isı transferinin modellenmesi.....  | 35           |
| <b>4. REFERANS WANKEL MOTORUNUN DEMONTAJI VE KATI MODEL OLUŞTURULMASI.....</b>                          | <b>39</b>    |
| 4.1 Başlıca Motor Elemanlarının Katı Modeli Oluşturulması.....  | 41           |
| 4.1.1 Rotor ve planet dişlinin modellenmesi.....  | 42           |
| 4.1.2 Eksantrik milin modellenmesi.....   | 42           |
| 4.1.3 Pinyon dişlinin modellenmesi.....   | 43           |
| 4.1.4 Trokoid gövdenin modellenmesi.....  | 43           |
| 4.2 Modellenen Elemanların Montajı.....   | 44           |

|  |            |
|--|------------|
| 4.2.1 Wankel motorunda yanma odası hacmi ve alanlarının temini .....   | 45         |
| <b>5. BİR BOYUTLU HAD ANALİZLERİ.....</b>  | <b>46</b>  |
| 5.1.1 Akış çözücüsü (Flow solver).....   | 46         |
| 5.1.2 Bir boyutlu modellemede ayırıklaştırma yöntemi.....  | 48         |
| 5.2 Bir Boyutlu Wankel Motor Modelinin Veri Girdileri .....  | 49         |
| 5.2.1 Wankel motoru ve pistonlu motorlar arasında geometrik ve dinamik benzerlik kurulması.....                                    | 49         |
| 5.2.2 Wankel motorları ve pistonlu motorlar arasında geometrik veri girdileri  | 51         |
| 5.2.3 Manifold ve emme-egzoz portlarının modelleme girdileri .....   | 52         |
| 5.2.3.1 Manifoldların modellenmesi .....   | 52         |
| 5.2.3.2 Emme ve egzoz portunun modellenmesi .....  | 54         |
| 5.2.4 Yanma odası modelleme girdileri .....  | 57         |
| 5.2.5 Enjeksiyon ve ateşleme sistemlerinin modelleme girdileri.....  | 59         |
| 5.2.6 Isı transferi modelleme girdileri.....   | 59         |
| 5.3 Tüm Veri Girdileri Sağlanarak Bir Boyutlu HAD Modeli Oluşturulması.....  | 61         |
| 5.4 Bir Boyutlu HAD Analizleri Sonuçlarının Değerlendirilmesi ve Üç Boyutlu HAD Modellerinde Sınır Koşulu Olarak Kullanılması..... | 63         |
| <b>6. ÜÇ BOYUTLU HAD MODELİ OLUŞTURULMASI .....</b>  | <b>67</b>  |
| 6.1 Akış Analizi Ön Hazırlık Aşaması .....   | 68         |
| 6.2 Üç Boyutlu HAD Model Oluşturulması ve Çözümü .....   | 68         |
| 6.3 Converge HAD Yazılımı Tanıtımı .....   | 70         |
| 6.4 Üç Boyutlu HAD Model Kurulum Adımları .....  | 72         |
| 6.4.1 Uygulama türünün belirlenmesi (“Application type” kısmı).....  | 73         |
| 6.4.2 Fiziksel ve termodinamik özelliklerin belirlenmesi (“Materials” kısmı)..   | 74         |
| 6.4.3 Simülasyon zamanı parametrelerinin belirlenmesi (“Simulation time parameters” kısmı) .....                                   | 74         |
| 6.4.4 Sınır koşullarının belirlenmesi (“Boundary conditions” kısmı) .....  | 75         |
| 6.4.5 Başlangıç koşullarının belirlenmesi (“Initial conditions and events” kısmı) .....  | 77         |
| 6.4.6 Fiziksel model oluşturulması (“Physical models” kısmı) .....   | 77         |
| 6.4.6.1 Türbülans modelleme (“Turbulence modelling” kısmı) .....   | 77         |
| 6.4.6.2 Yanma modelleme (“Combustion modelling” kısmı) .....   | 79         |
| 6.4.6.3 Emisyonların modellenmesi (“Emission modelling” kısmı) .....   | 82         |
| 6.4.6.4 Ateşlemenin modellenmesi (“Source /Sink modelling” kısmı) .....  | 84         |
| 6.4.7 Ağ yapısı oluşturulması (“Grid control” kısmı).....  | 85         |
| 6.4.7.1 Temel ağ (base grid) tekniği .....   | 85         |
| 6.4.7.2 Adaptif ağ artırma (AAA) tekniği.....  | 85         |
| 6.4.7.3 Sınır iyileştirme tekniği.....   | 87         |
| 6.4.8 Analiz sonuçlarının seçimi (“Output-post processing” kısmı) .....  | 88         |
| 6.5 Üç Boyutlu Analizlerde Gerçekleştirilen ‘ARAŞTIRMA’ Konularının Modellenmesindeki Farklılıklar .....                           | 89         |
| 6.6 Analizlerin Yürütülmesinde Kullanılan Donanım .....  | 93         |
| 6.7 Ağ Bağımsızlığı Çalışması (Mesh Independence Study).....   | 94         |
| 6.8 HAD Model Doğrulanması (Validasyonu) .....   | 95         |
| 6.9 Wankel Motor Performans Karakteristiklerinin Hesaplanması .....  | 96         |
| <b>7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....</b>   | <b>100</b> |
| 7.1 Üç Boyutlu Soğuk Akış HAD Analiz Sonuçları .....   | 100        |
| 7.1.1 Çevrim boyunca basınç değişimi .....   | 100        |
| 7.1.2 Çevrim boyunca türbülans etkileri .....  | 101        |
| 7.1.3 Çevrim boyunca performans etki eden süreçler .....   | 102        |

|  |            |
|--|------------|
| 7.1.3.1 Hem egzozun hem de emmenin eş zamanlı açık olduğu süreç .....      | 102        |
| 7.1.3.2 Emme portu kapanma süreci .....                                    | 103        |
| 7.1.3.3 Egzoz portu açılması ve egzoz süreci .....                         | 103        |
| 7.1.3.4 Emme ve egzoz işlemleri süreci .....                               | 104        |
| 7.1.3.5 Üst ölü noktaya yaklaşma süreci .....                              | 104        |
| 7.2 Yanma İçeren Üç Boyutlu HAD Analizleri Sonuçları .....                 | 105        |
| 7.2.1 PÇ 1 kapsamında yapılan çalışmalar ve simülasyon çıktıları .....     | 105        |
| 7.2.1.1 PÇ 1'den elde edilen sonuçların değerlendirilmesi .....            | 105        |
| 7.2.1.2 PÇ 1'den elde edilen çıkarımlar ve gelecek dönem çalışmaları ..... | 116        |
| 7.2.2 PÇ 2 kapsamında yapılan çalışmalar ve simülasyon çıktıları .....     | 118        |
| 7.2.2.1 PÇ 2'den elde edilen sonuçların değerlendirilmesi .....            | 118        |
| 7.2.2.2 PÇ 2'den elde edilen çıkarımlar ve gelecek dönem çalışmaları ..... | 127        |
| 7.2.3 PÇ 3 kapsamında yapılan çalışmalar simülasyon çıktıları .....        | 128        |
| 7.2.3.1 PÇ 3'ten elde edilen sonuçların değerlendirilmesi .....            | 129        |
| 7.2.3.2 PÇ 3'ten elde edilen çıkarımlar ve gelecek dönem çalışmaları ..... | 136        |
| 7.3 Değerlendirmeler ve Gelecek Hedefleri .....                            | 137        |
| <b>KAYNAKLAR.....</b>  | <b>139</b> |
| <b>EKLER.....</b>  | <b>147</b> |
| <b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>   | <b>156</b> |

## KISALTMALAR

|                              |   |
|------------------------------|---|
| <b>AAA</b>                   | : Adaptif Ağ Artırma  |
| <b>AF<sub>st;C8H18</sub></b> | : İzo- Oktan İçin Stokiyometik Hava Yakıt Oranı                                   |
| <b>AF<sub>st;H2</sub></b>    | : Hidrojen İçin Stokiyometik Hava Yakıt Oranı                                     |
| <b>AÖN</b>                   | : Alt Ölü Nokta   |
| <b>BDT</b>                   | : Bilgisayar Destekli Tasarım   |
| <b>CA10</b>                  | : Yakıt Kütlesinin Yanma Oranının %10'a Ulaştığı Durumdaki Eksantrik Mil Açısı    |
| <b>CA50</b>                  | : Yakıt Kütlesinin Yanma Oranının %50'e Ulaştığı Durumdaki Eksantrik Mil Açısı    |
| <b>CA90</b>                  | : Yakıtın Kütlesinin Yanma Oranının %90'a Ulaştığı Durumdaki Eksantrik Mili Açısı |
| <b>°EMA</b>                  | : Eksantrik Mili Açısı  |
| <b>HAD</b>                   | : Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği   |
| <b>HCCI</b>                  | : Homojen Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşleme   |
| <b>HDI</b>                   | : Direkt Hidrojen Enjeksiyonu   |
| <b>HPC</b>                   | : Yüksek Başarımli Bilgisayar   |
| <b>ISH</b>                   | : Isı Salım Hızı  |
| <b>İHA</b>                   | : İnsansız Hava Aracı   |
| <b>İYM</b>                   | : İçten Yanmalı Motor   |
| <b>°KMA</b>                  | : Krank Mili Açısı  |
| <b>RPM</b>                   | : Dakikadaki Dönüş Sayısı   |
| <b>ÜÖN</b>                   | : Üst Ölü Nokta   |
| <b>YISH</b>                  | : Yakıtın Isı Salım Hızı  |

## SEMBOLLER

|                 |   |
|-----------------|---|
| $A$             | : Kesit Alanı   |
| $A_{is}$        | : Isı Transfer Yüzey Alanı                                |
| $C_1, C_2$      | : Düzeltme Sabitleri                                      |
| $c_p$           | : Ortalama Piston Hızı                                    |
| $C_p$           | : Sabit Basınç Isı Kapasitesi                             |
| $C_v$           | : Sabit Hacim Isı Kapasitesi                              |
| $D$             | : Eşdeğer Çap   |
| $d_p$           | : $d_x$ Boyunca Etki Eden Basınç Farkı                    |
| $d_x$           | : Akış Yönünde Kütle Elemanın Uzunluğu                    |
| $d_x, d_y, d_z$ | : Temel Ağ Hücresinin $x, y, z$ Eksenindeki Boyutları     |
| $\dot{E}_c$     | : Kontrol Hacmi İç Enerjisi                               |
| $e$             | : İç Enerji + Birim Kütle Başına Kinetik Enerji           |
| $H$             | : Toplam Özgül Entalpi, $H = e + \frac{p}{\rho}$          |
| $h$             | : Isı Transfer Katsayısı                                  |
| $K_p$           | : Basınç Kaybı Katsayısı                                  |
| $k$             | : İletim Katsayısı  |
| $m$             | : Hacim Kütle   |
| $\dot{m}$       | : Hacme Sınırlardan Olan Kütle Akısı, $\dot{m} = \rho Au$ |
| $N$             | : Motor Hızı  |
| $p$             | : Basınç  |
| $Q_c$           | : Yakıt Enerjisi  |
| $Pr$            | : Prandtl Sayısı  |
| $R_c$           | : Yanma Odası Gaz Sabiti                                  |
| $Re$            | : Reynolds Sayısı   |
| $R_r$           | : Rotorun Radyusu   |
| $T$             | : Sıcaklık  |

|                     |   |
|---------------------|---|
| $T_{akış}$          | : Akışkan Sıcaklığı                                 |
| $T_{duvar}$         | : Duvar Sıcaklığı                                   |
| $u$                 | : Sınırlardaki Hız                                  |
| $\dot{x}_y$         | : Yakıt Kütle Oranı Zamana Bağlı Değişimi           |
| $\dot{x}_h$         | : Taze Hava Kütle Oranı Değişim Hızı                |
| $\bar{\vartheta}_r$ | : Ortalama Rotor Hızı                               |
| $V$                 | : Hacim   |
| $\nu$               | : Kinematik Viskozite                               |
| $\theta_m$          | : Yakıt Enerjisi Salım Hızının Maksimum Olduğu °EMA |
| $\theta_{atş}$      | : Ateşleme Başlangıcındaki °EMA                     |
| $\mu$               | : Dinamik Viskozite                                 |
| $\dot{\phi}$        | : Ekivalans Oranı Değişim Hızı                      |
| $\lambda$           | : Stokiyometrik Yakıt Hava Kütle Oranı              |
| $\tau$              | : Yanma Oranı Bozulma Sabiti                        |

## ÇİZELGE LİSTESİ

|   | <u>Sayfa</u> |
|---|--------------|
| <b>Çizelge 4.1</b> : Referans Wankel motor temel özellikleri.....   | <b>39</b>    |
| <b>Çizelge 5.1</b> : Referans Wankel motorunun hacimsel yer değiştirme parametreleri. .                                     | <b>51</b>    |
| <b>Çizelge 5.2</b> : Sanal pistonlu motorun geometrik verileri. ....  | <b>52</b>    |
| <b>Çizelge 5.3</b> : Emme portu açık kalan toplam kesit alanları. ....  | <b>56</b>    |
| <b>Çizelge 5.4</b> : Wankel motor yanma odalarında emme zamanı başlangıcı açık kalma süresi ve emme kapanma zamanları.....  | <b>56</b>    |
| <b>Çizelge 5.5</b> : Wankel motor yanma odalarında egzoz zamanı başlangıcı açık kalma süresi ve emme kapanma zamanları..... | <b>56</b>    |
| <b>Çizelge 5.6</b> : Converge HAD programına sınır koşulu olarak aktarılan 1B HAD analizi sonuç verileri. ....              | <b>66</b>    |
| <b>Çizelge 7.1</b> : Zengin, stokiyometrik ve fakir karışımlar için yakıt kütlesi yanma hızına bağlı parametreler.....      | <b>118</b>   |

## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

|  |    |
|--|----|
| Şekil 1.1 : Wankel motorunun yapısal elemanları. ....  | 2  |
| Şekil 1.2 : Klasik bir dört zamanlı Wankel motoru çevrimi; (a) emme zamanı, (b) sıkıştırma zamanı [11]. ....   | 4  |
| Şekil 1.3 : Klasik bir dört zamanlı Wankel motoru çevrimi; (a) yanma zamanı, (b) egzoz zamanı [11]. ....   | 5  |
| Şekil 1.4 : Döner motor denemeleri; (a) Rammelli pompası, (b) Pappenheim dişli tip pompa, (c) James Watt'ın buhar makinesi, (d) Murdock'ın döner motoru, (e) Oldham kompresörü, (f) Behrens'in döner motoru, (g) Cooley'in döner motoru, (h) Wallider ve Skook'un motoru. .... | 6  |
| Şekil 1.5 : NSU-Wankel DKM-45 motoru [12]. ....  | 6  |
| Şekil 2.1 : Tez araştırması ön hazırlık çalışmaları. ....  | 16 |
| Şekil 2.2 : Tez iş akış şeması. ....   | 17 |
| Şekil 3.1 : Wankel motor boyutlarının şematik gösterimi. ....  | 18 |
| Şekil 3.2 : Rotorun uç segmanının rotor hareketine bağlı davranışının şematik gösterimi. ....  | 19 |
| Şekil 3.3 : Hesaplamalarda kullanılan $A_s$ , $A_R$ ve $A_{min}$ yüzey alanlarının rotor üzerinde şematik gösterimi. ....  | 20 |
| Şekil 3.4 : Rotor oyuğunun şematik gösterimi. ....   | 21 |
| Şekil 3.5 : Rotor yüzey alanı hesabında kullanılan boyutsal değerlerin rotor üzerinde şematik gösterimi. ....  | 22 |
| Şekil 3.6 : Wankel gövde geometrisi hesaplarının gövde üzerinde şematik gösterimi. ....  | 23 |
| Şekil 3.7 : Wankel motorunun açık sistem olarak gösterimi. ....  | 26 |
| Şekil 3.8: Wankel motoru rotorunda bulunan sızdırmazlık elemanlarının şematik gösterimi. ....  | 26 |
| Şekil 3.9 : Sızıntı ve boşluk kaçaklarının şematik gösterimi modeli [20]. ....   | 28 |
| Şekil 3.10 : Yanma ısı salım hızı grafiği [61]. ....   | 30 |
| Şekil 3.11 : Manifoldların şematik gösterimi; (a) emme manifoldu, (b) egzoz manifoldu. ....  | 33 |
| Şekil 3.12 : Referans Wankel motoru soğutma sisteminin gösterimi. ....   | 35 |
| Şekil 4.1 : Referans motorun (a) montajlı halinin, (b) demonte halinin genel görünümü. ....  | 39 |
| Şekil 4.2 : Bujilerin yerleştirildiği yuvaların gövde üzerindeki görünümü. ....  | 40 |
| Şekil 4.3 : Wankel motor BDT modelleri; (a) Wankel motor montaj resmi, (b) pinyon dişli, (c) rotor (d) gövde, (e) eksantrik mili, (f) yan kapaklar. ....   | 41 |
| Şekil 4.4 : Rotor ve iç planet dişlinin katı modeli. ....  | 42 |
| Şekil 4.5 : Eksantrik mile ait ölçülerin katı model üzerinde gösterimi. ....   | 43 |
| Şekil 4.6 : Pinyon dişliye ait ölçülerin katı model üzerinde gösterimi. ....   | 43 |
| Şekil 4.7 : Gövdeye ait ölçülerin katı model üzerinde gösterimi. ....  | 44 |

|   |            |
|---|------------|
| <b>Şekil 4.8</b> : Referans Wankel motorun montaj resmi. ....   | <b>44</b>  |
| <b>Şekil 4.9</b> : Farklı krank mili açılarındaki yanma odası hacim ve yüzey değişimlerinin gösterimi. ....                                 | <b>45</b>  |
| <b>Şekil 5.1</b> : Ayrıklaştırma işleminin şematik gösterimi [65]. ....   | <b>49</b>  |
| <b>Şekil 5.2</b> : Klasik 4 zamanlı pistonlu motor çevrimi ile Wankel motor çevriminin karşılaştırması [14]. ....                           | <b>50</b>  |
| <b>Şekil 5.3</b> : 1B HAD modelde sanal pistonlu motorun geometrik girdileri. ....  | <b>52</b>  |
| <b>Şekil 5.4</b> : 1B HAD modelde manifoldun modellendiği kısım. ....   | <b>53</b>  |
| <b>Şekil 5.5</b> : 1B HAD modelde emme portu modelleme girdileri. ....  | <b>57</b>  |
| <b>Şekil 5.6</b> : 1B HAD modelde yanma modelleme girdileri. ....   | <b>58</b>  |
| <b>Şekil 5.7</b> : 1B HAD modelde yakıt püskürtme modelleme girdileri. ....   | <b>59</b>  |
| <b>Şekil 5.8</b> : 1B HAD modelde ısı transferi modeli girdileri. ....  | <b>60</b>  |
| <b>Şekil 5.9</b> : Tek rotorlu, 4 zamanlı referans Wankel motorunun 1B HAD modeli. ...  | <b>62</b>  |
| <b>Şekil 5.10</b> : 1B HAD analizlerinden elde edilen; a) silindir içi basınç, b) ISH değerlerinin deneysel verilerle karşılaştırması. .... | <b>63</b>  |
| <b>Şekil 5.11</b> : Yer koşullarında (0 ft) egzoz portunun (exhaust outlet); (a) sıcaklık, (b) basınç grafikleri. ....                      | <b>64</b>  |
| <b>Şekil 5.12</b> : 1B analiz sonuç verilerinin Converge programına aktarımının gösterimi. ....   | <b>65</b>  |
| <b>Şekil 6.1</b> : Converge’te HAD Model oluşturma aşamaları. ....  | <b>68</b>  |
| <b>Şekil 6.2</b> : Referans Wankel motora ait akış hacmi. ....  | <b>68</b>  |
| <b>Şekil 6.3</b> : Converge Studio yazılımında model oluşturma (Case setup) kısmı..   | <b>72</b>  |
| <b>Şekil 6.4</b> : 3B HAD model uygulama tipi girdisi. ....   | <b>73</b>  |
| <b>Şekil 6.5</b> : 3B HAD model fiziksel parametre girdileri. ....  | <b>73</b>  |
| <b>Şekil 6.6</b> : 3B HAD model simülasyon parametreleri. ....  | <b>75</b>  |
| <b>Şekil 6.7</b> : Wankel motoru akış hacminde oluşturulan bölgeler. ....   | <b>76</b>  |
| <b>Şekil 6.8</b> : 3B HAD model fiziksel model girdileri. ....  | <b>77</b>  |
| <b>Şekil 6.9</b> : 3B HAD model türbülans modelleme girdileri. ....   | <b>78</b>  |
| <b>Şekil 6.10</b> : 3B HAD analizlerinde kullanılan transport denklemleri. ....   | <b>78</b>  |
| <b>Şekil 6.11</b> : Converge yazılımında yer alan yanma modelleri [6]. ....   | <b>79</b>  |
| <b>Şekil 6.12</b> : Yanmada is oluşum aşamaları [85]. ....  | <b>83</b>  |
| <b>Şekil 6.13</b> : 3B HAD model emisyon modelleme girdileri. ....  | <b>84</b>  |
| <b>Şekil 6.14</b> : 3B HAD modelde kullanılan bujilerin özellikleri. ....   | <b>84</b>  |
| <b>Şekil 6.15</b> : Bölgesel ağ yapısının gösterilmesi; a) temel ağ boyutu, b) hız gradyanlarına göre artırılmış ağ boyutu. ....            | <b>87</b>  |
| <b>Şekil 6.16</b> : 0 °EMA ve 540 °EMA için rotor konumları ve oluşturulan ağ (mesh) yapısı. ....   | <b>88</b>  |
| <b>Şekil 6.17</b> : 3B HAD modelde simülasyon çıktılarının seçimi. ....   | <b>88</b>  |
| <b>Şekil 6.18</b> : Wankel 1B HAD modelinde irtifa etkilerinin tanımlanması. ....   | <b>90</b>  |
| <b>Şekil 6.19</b> : 3B HAD modeline karışım oranı değişim etkisinin yansıtılması. ....  | <b>91</b>  |
| <b>Şekil 6.20</b> : 1B HAD modeline karışım oranı değişim etkisinin yansıtılması. ....  | <b>91</b>  |
| <b>Şekil 6.21</b> : 3B HAD modeline hidrojen katkısının yansıtılması. ....  | <b>92</b>  |
| <b>Şekil 6.22</b> : Hidrojen ve izo-oktanın yakıtın toplam enerjisi içerisindeki enerji kesirleri. ....                                     | <b>93</b>  |
| <b>Şekil 6.23</b> : Ağ bağımsızlık testi sonuçları. ....  | <b>95</b>  |
| <b>Şekil 6.24</b> : 3B HAD modelin deneysel verilerle doğrulanması. ....  | <b>96</b>  |
| <b>Şekil 6.25</b> : İndike güç hesabı. ....   | <b>98</b>  |
| <b>Şekil 6.26</b> : Yakıt kütleli debi hesabı. ....   | <b>99</b>  |
| <b>Şekil 7.1</b> : Wankel motorunda çevrim boyunca basınç değişiminin Converge Studio’da görüntülenmesi. ....                               | <b>101</b> |

|  |            |
|--|------------|
| <b>Şekil 7.2</b> : Wankel motorunda çevrim boyunca türbülans etkilerinin Converge Studio'da görüntülenmesi. ....   | <b>102</b> |
| <b>Şekil 7.3</b> : Soğuk akış HAD modelinde 540 °EMA'daki hız dağılımı. ....   | <b>103</b> |
| <b>Şekil 7.4</b> : Soğuk akış HAD modelinde 540 °EMA'daki hız dağılımı ve vektör dağılımı. ....  | <b>103</b> |
| <b>Şekil 7.5</b> : Soğuk akış HAD modelinde 564 °EMA'daki hız dağılımı. ....   | <b>104</b> |
| <b>Şekil 7.6</b> : Soğuk akış HAD modelinde 602 °EMA'daki hız dağılımı. ....   | <b>104</b> |
| <b>Şekil 7.7</b> : Soğuk akış HAD modelinde 720 °EMA'daki hız dağılımı. ....   | <b>105</b> |
| <b>Şekil 7.8</b> : 6000 rpm'de farklı irtifalarda 2. yanma odasının; (a) basıncı, (b) yakıt kütlesi, (c) sıcaklığı, (d) ISH'nın karşılaştırılması. ....  | <b>106</b> |
| <b>Şekil 7.9</b> : Farklı irtifalarda CA10, CA50 ve CA90 zamanlarının kıyaslanması. ..   | <b>108</b> |
| <b>Şekil 7.10</b> : 6000 rpm hızda ve çeşitli irtifalarda yanma odasının ön ve alt görünüşünün orta kesit düzleminde sıcaklık dağılımı. ....   | <b>109</b> |
| <b>Şekil 7.11</b> : 3000 rpm hızda ve çeşitli irtifalarda yanma odasının ön ve alt görünüşünün orta kesit düzleminde sıcaklık dağılımı. ....   | <b>110</b> |
| <b>Şekil 7.12</b> : Farklı irtifalarda yanma odası içerisinde C <sub>8</sub> H <sub>18</sub> kütle kesrinin izo-yüzeyler şeklinde dağılımı. ....   | <b>111</b> |
| <b>Şekil 7.13</b> : Farklı irtifalarda yanma odası içerisinde OH kütle kesrinin izo yüzeyler şeklinde dağılımı. ....   | <b>112</b> |
| <b>Şekil 7.14</b> : Çeşitli irtifalar ve farklı motor devirleri için logaritmik P-V diyagramlarının karşılaştırılması. ....  | <b>113</b> |
| <b>Şekil 7.15</b> : Çeşitli irtifalarda 3000 rpm ve 6000 rpm motor devirleri için performans parametrelerinin; (a) indike tork, (b) indike güç, (c) IMEP, (d) Yakıt sarfiyatının karşılaştırılması. .... | <b>114</b> |
| <b>Şekil 7.16</b> : Çeşitli irtifalarda ve 6000 rpm'de bir çevrimdeki emisyonların kütlece karşılaştırılması; (a) HC, (b) OH, (c) CO, (d) CO <sub>2</sub> , (e) NO <sub>x</sub> , (f) is kütlesi. ....   | <b>115</b> |
| <b>Şekil 7.17</b> : Farklı karışım koşulları için; (a) silindir içi basınç, (b) silindir içi sıcaklık, (c) ISH'nın karşılaştırılması. ....   | <b>120</b> |
| <b>Şekil 7.18</b> : Farklı karışım koşulları için yanma odasının P-V diyagramı. ....   | <b>120</b> |
| <b>Şekil 7.19</b> : CA10, CA50 ve CA90 zamanlarında farklı karışım koşulları için C <sub>8</sub> H <sub>18</sub> kütle kesri dağılımı. ....  | <b>121</b> |
| <b>Şekil 7.20</b> : CA10, CA50 ve CA90 zamanlarında farklı karışım koşulları için sıcaklık dağılımları. ....   | <b>122</b> |
| <b>Şekil 7.21</b> : CA10, CA50 ve CA90 zamanlarında farklı karışım koşulları için yanma odasındaki OH kütle kesrinin izo-yüzeyleri. ....   | <b>123</b> |
| <b>Şekil 7.22</b> : Stokiyometrik karışım koşulu için; (a) silindir içi basınç, (b) silindir içi sıcaklık, (c) OH kütle kesrinin çevrimden çevrime değişimleri. ....                                     | <b>124</b> |
| <b>Şekil 7.23</b> : Yanma odasındaki; (a) HC kütlesi, (b) is kütlesi, (c) CO kütle kesrinin farklı durumlar için karşılaştırılması. ....   | <b>125</b> |
| <b>Şekil 7.24</b> : CA10, CA50 ve CA90 zamanlarında farklı karışım koşulları için yanma odasındaki CO kütle kesrinin izo yüzeyleri. ....   | <b>126</b> |
| <b>Şekil 7.25</b> : Farklı durumların CA10, CA50 ve CA90 zamanlarının karşılaştırılması. ....  | <b>129</b> |
| <b>Şekil 7.26</b> : Farklı durumların; (a) silindir içi basınç, (b) sıcaklık, (c) yanma odasındaki toplam yakıt kütlesi, (d) ISH parametrelerinin °EMA göre karşılaştırılması. ....                      | <b>130</b> |
| <b>Şekil 7.27</b> : CA10, CA50 ve CA90 zamanlarında farklı durumlar için sıcaklık dağılımı. ....   | <b>131</b> |
| <b>Şekil 7.28</b> : CA 10, CA50 ve CA90 zamanlarında farklı durumlar için yanma odasındaki OH kütle kesrinin izo yüzeyleri ile gösterimi. ....   | <b>132</b> |

|   |            |
|---|------------|
| <b>Şekil 7.29</b> : CA10, CA50 ve CA90 zamanlarında farklı durumlar için C <sub>8</sub> H <sub>18</sub> kütle kesrinin izo-yüzeylerinin gösterimi. .... | <b>133</b> |
| <b>Şekil 7.30</b> : CA 10, CA50 ve CA90 zamanlarında farklı durumlar için önden görünümün orta kesit düzlemindeki hız büyüklük dağılımı. ....           | <b>134</b> |
| <b>Şekil 7.31</b> : Farklı durumlar için P-V diyagramları. ....   | <b>134</b> |
| <b>Şekil 7.32</b> : Farklı durumların performans parametrelerinin kıyaslanması. ....  | <b>135</b> |
| <b>Şekil 7.33</b> : Yanma odasındaki; (a) OH kütlesi, (b) NO <sub>x</sub> kütlesi, (c) CO kütlesinin farklı durumlar için karşılaştırması. ....         | <b>136</b> |



# İHA UYGULAMALARINA UYGUN ATMOSFERDE ÇALIŞAN BİR WANKEL MOTORUNUN PERFORMANSININ ANALİZİ VE İYİLEŞTİRİLMESİ

## ÖZET

Oldukça yüksek güç üretimini küçük motor hacminden elde etmeye imkân sağlayan döner pistonlu motorlar (Wankel motorları), düşük titreşime sahip olmaları, hafiflikleri, kompakt yapıları, güç/ağırlık oranının yüksek olması, daha yüksek volumetrik verim ve vurutuya daha az bağımlılık gibi pek çok avantajlara sahiptir. Bu özelliklerinden dolayı denizcilik endüstrisinden hafif hava aracı endüstrisine kadar pek çok uygulama alanında tercih edilmektedirler. Bu motorların özellikle, güç/ağırlık ve güç/boyut oranı yüksek tahrik sistemlerinin kaçınılmaz olduğu İHA'larda kullanımı oldukça avantajlı ve yaygındır, yapılacak iyileştirmeler ile kullanım avantajları daha da artırılabilir.

Son dönemde ülkemizde yapılan yerli üretim çalışmaları kapsamında özellikle savunma sanayi tarafından İHA'larda kullanılmak üzere güç yoğunluğundan dolayı Wankel motoru üretimi arzu edilmektedir. Fakat bu konuda daha önce bir üretim girişimi, dolayısıyla bilgi birikimi ve üretim alt yapısı olmadığından şu ana dek yerli Wankel motoru üretimi gerçekleştirilmemiştir. Bu ihtiyacı giderme yolunda bir adım olmak üzere bu tez çalışmasının yapılmasına karar verilmiştir. Bu kapsamda, öncelikle TSK envanterinde İHA'larda kullanıma uygun olarak bulunan ve Vestel Savunma Sanayi'nden (LENTATEK) temin edilen Wankel motorunun üç boyutlu tarama teknolojisi ile ölçümleri alınarak bilgisayar destekli tasarım (BDT) modeli oluşturulmuştur. Ardından sırasıyla sıfır boyutlu, 1 boyutlu ve 3 boyutlu olarak Wankel motoru modellemesi gerçekleştirilmiştir. Bu aşamadaki hedef, 3B hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) simülasyonları sonucunda Wankel motorunun farklı irtifa koşullarında performansı, yanma karakteristikleri ve emisyonları konusunda bilgi sahibi olmaktır. Wankel motorunun yüzey/hacim oranı konvansiyonel pistonlu motorlara göre çok daha yüksektir. Dolayısıyla Wankel motorunun irtifa artışıyla birlikte ateşlememe sorunlarının olması kuvvetle muhtemeldir. Eğer Wankel motorunun yüksek irtifalardaki performansı, yanma karakteristikleri bilinebilirse ateşlememe sorununu bertaraf edilmesi konusunda tedbirler alınabilir. Gerçekleştirilen analizler ile bu tip muhtemel problemlerin görülebilmesi ve ona göre tedbir alınması mümkündür.

Ayrıca artan irtifa ile birlikte ortam havasının sıcaklığı, basıncı ve yoğunluğu düşeceği için yanma odası içerisine alınan karışım özellikleri de değişmektedir. Bu sebeple hava fazlalık katsayısının değişiminin Wankel motor performansı üzerindeki etkilerinin incelenmesinde de fayda vardır. Bu çalışmada ele alınan bir diğer konu da budur.

Wankel motorunda irtifa artışı ve hava yakıt oranı değişiminin referans Wankel motorunun performansı, yanma karakteristikleri ve emisyonları üzerine etkileri tespit edildikten sonra günümüzdeki Wankel motor performansını artırmaya yönelik en popüler metotlardan olan yakıtla hidrojen zenginleştirme stratejisi uygulanmıştır.

Gerçekleştirilen simülasyon sonuçları hidrojen zenginleştirme yaklaşımının Wankel motorların performansı üzerinde oldukça olumlu bir etkisi olduğunu göstermiştir. Benzinli 4 zamanlı referans Wankel motoruna %5 ve %10 oranlarında hidrojen katkısı yapıldığında, Wankel motorunun saf benzinle çalışma durumuna kıyasla ortalama efektif basıncında sırasıyla %8.18 ve %9.68, indike tork değerinde sırasıyla %6.15 ve %7.99 artış gözlemlenirken özgül yakıt sarfiyatı değerinde azalma olmuştur. Ayrıca uygulanan hidrojen zenginleştirme yöntemi sonucu hidrokarbon (HC) ve karbonmonoksit (CO) emisyonlarında da azalma olmuştur. Bununla birlikte hidrojen zenginleştirme stratejisi uygulanmış referans motorda saf benzinle çalışma durumuna göre daha sıcak çalışma şartları oluştuğu için Azotoksit (NO<sub>x</sub>) emisyonlarında ise artış gözlemlenmiştir.

Bu tez çalışmasında İHA'larda kullanılan bir Wankel motoru için elde edilen numerik bulguların, hem geometrik hem de yakıt içeriği itibarıyla Wankel motor konusunda üretim çalışmalarına katkı sağlaması beklenmektedir. Bunun yanı sıra, özellikle Wankel motorunun hidrojen katkısı ile prototip üretimi konusunda firmalarla görüşmeler gerçekleştirilmiş ve tez sonrası devam projesi olarak prototip üretimi konusunda adımlar atılmıştır.

**Anahtar kelimeler:** Bir boyutlu HAD modelleme, Döner pistonlu motor, Hidrojen zenginleştirme, Üç boyutlu HAD modelleme, İnsansız hava araçları, Wankel motor.

# **PERFORMANCE ANALYSIS AND IMPROVEMENT OF A WANKEL ENGINE OPERATING AT THE SUITABLE ATMOSPHERE FOR UAV'S APPLICATIONS**

## **SUMMARY**

Rotary piston engines (Wankel engines), which allow very high power generation from a small engine volume, have many advantages such as low vibration, light weight, compact structure, high power/weight ratio, higher volumetric efficiency and less dependence on knocking. Due to these characteristics, they are preferred in many application areas from the maritime industry to the light aircraft industry. The use of these engines is especially advantageous and common in UAVs where propulsion systems with high power/weight and power/size ratios are inevitable. With the further improvements to be made, the usage advantages can be increased even more.

Within the scope of the recent domestic production studies carried out in our country, Wankel engine production is desired due to its power density, especially by the defence industry to be used in UAVs. However, no attempt has been made in this issue yet, since there was no production experiment and knowledge in the past. It was decided to carry out this thesis as a step towards meeting this need. In this context, a computer-aided design (CAD) model of the Wankel engine suitable for the UAVs in the TAF inventory, procured from Vestel Defence Industry (LENTATEK), was created by taking measurements with three-dimensional scanning technology. Then, Wankel engine modeling was carried out as zero-dimensional, 1-dimensional and 3-dimensional, respectively. The goal at this stage is to have information about the performance, combustion characteristics and emissions of the Wankel engine at different altitude conditions as a result of 3D computational fluid dynamics (HAD) simulations. The surface/volume ratio of the Wankel engine is much higher than that of the conventional piston engines. Therefore, it is highly likely that the Wankel engine will have misfire problems with increasing altitude. If the performance and combustion characteristics of the Wankel engine at high altitudes are known, measures can be taken to eliminate the misfire problem. Thanks to the analyses made, it is possible to see such potential problems and take precautions accordingly.

In addition, since temperature, pressure and density of the ambient air decreases as the altitude increases, the mixture properties in the combustion chamber also change. For this reason, it is useful to examine the effects of excess air coefficient variations on Wankel engine performance. This is another issue addressed in this study.

After determining the effects of altitude increase and air-fuel ratio variations on Wankel engine performance, combustion characteristics and emissions, hydrogen enrichment strategy was applied to the fuel, which is one of the most popular methods to increase Wankel engine performance.

The simulation results showed that the hydrogen enrichment approach has a very positive effect on the performance of Wankel engines. When a certain amount of hydrogen was added to the gasoline 4-stroke reference Wankel engine, a significant increase was observed in performance characteristics such as average effective pressure, indicated power, and torque compared to the neat gasoline fuelled Wankel engine, while a decrease in the specific fuel consumption value was observed. In addition, there was a decrease in hydrocarbon (HC) and carbon monoxide (CO) emissions due to the hydrogen enrichment method applied. On the other hand, an increase in Nitrous Oxide (NO<sub>x</sub>) emissions was observed as warmer operating conditions occur in the reference engine in which the hydrogen enrichment strategy was applied according to the working condition with neat gasoline.

It is expected that the simulation findings obtained from this thesis study will contribute to the production studies on the Wankel engine in terms of both geometric and fuel content. In addition to this, negotiations were held with companies on the production of prototypes, especially with the hydrogen contribution of the Wankel engine, and steps were taken in the production of prototypes as a follow-up project after the thesis.

**Keywords:** Hydrogen enrichment, One dimensional CFD modelling, Rotary piston engine, Three dimensional CFD modelling, Unmanned aerial vehicles, Wankel engine.

## 1. GİRİŞ

Döner pistonlu motorlar kategorisinde yer alan Wankel motorları hafif ve kompakt yapıları, düşük titreşime sahip olmaları, güç ağırlık oranının yüksek olması, volümetrik verimlerinin yüksek olması vb. avantajları sayesinde otomotiv sanayiinden, denizcilik endüstrisine kadar birçok uygulama alanında tercih edilmektedir [1-6]. Döner pistonlu motor teknolojisi ilk üretildiğinde büyük yankı uyandırmış fakat segmanlardaki aşınma ve sızdırmazlık sorunları, ateşlememe problemleri, modelleme zorlukları nedeniyle klasik pistonlu motorlar kadar ticari olarak yaygınlaşamamıştır [7,8]. Aslında bu teknoloji uzun yıllardır bilinmesine rağmen gerçek popülaritesini son çeyrek yılda yakaladığını söylemek yanlış olmaz.

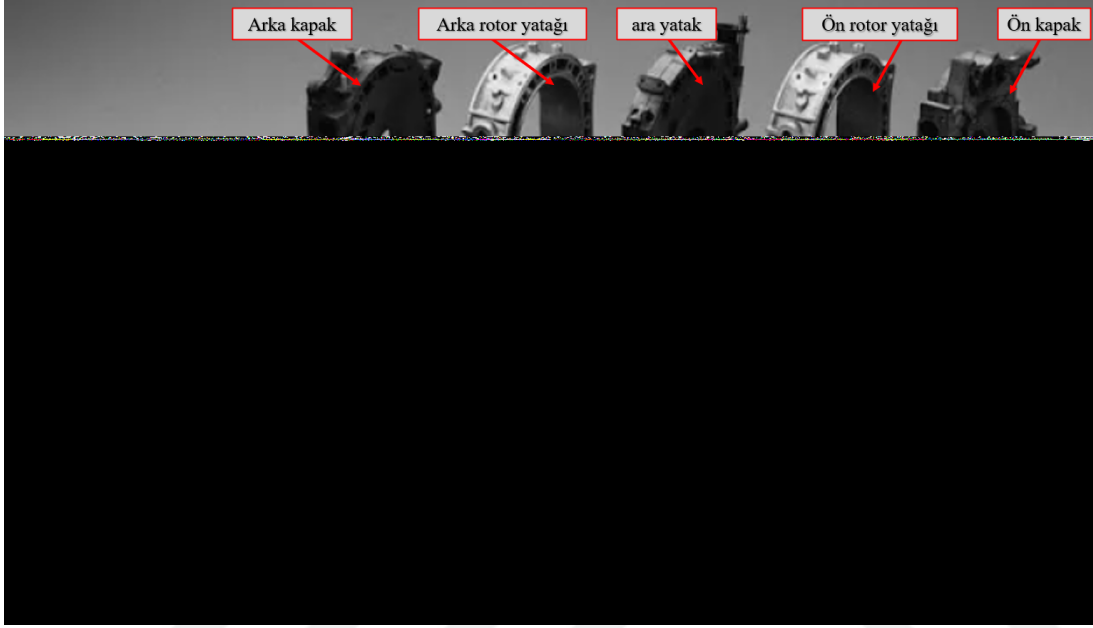
Son çeyrek yıl, tüm dünyada elektrikli araç kullanımına geçilmeye çalışılan fakat bunun için hibrit motor uygulamalarına ihtiyaç duyulan bir dönem olmuştur. Ayrıca bu dönem içerisinde dünya genelinde savunma sanayii uygulamalarında İHA kullanımı yaygınlaşmıştır. İşte bu iki teknolojik gelişme güç-ağırlık ve güç- boyut oranının çok yüksek olduğu Wankel motorlarının bu uygulamalarda güç kaynağı olarak tekrar gündem gelmesini sağlamıştır. Üstelik üretim ve modelleme konularındaki teknolojik gelişmeler de Wankel motorlarının yukarıda söz edilen dezavantajlarının bertaraf edilebilmesine imkân sağlamaktadır.

### 1.1 Wankel Motorlarının Yapısal Olarak İncelenmesi ve Çalışma Prensibi

Yapısal olarak incelenecek olursa, döner pistonlu motorlarda da dört zamanlı pistonlu motorların çalışma prensibi uygulanmaktadır [9]. Pistonlu motorların en önemli elemanlarından olan krank-biyel mekanizması Wankel motorlarında bulunmamaktadır. Güç aktarımı krank-biyel sistemi yerine eksantrik mil vasıtasıyla gerçekleştirilmektedir. Bunun yanı sıra, Wankel motorlarda pistonlu motorlardaki gibi bir supap sistemi yoktur. Wankel motorunda dolgu değişimi emme ve egzoz portları aracılığıyla sağlanmaktadır. Wankel motorunda söz konusu iki sistemin yer almaması Wankel motorunun pistonlu motorlara göre daha yüksek motor devirlerinde çalışabilmesini sağlar. Basitliği ve daha az sayıda parçadan oluşması da Wankel

motorlarının önde gelen avantajlarındandır. Wankel motorunda silindirin görevini rotor muhafazası (gövde), pistonun görevini de rotor üstlenmiştir. Ancak rotor ile muhafaza arasındaki dairesel hareket ilişkisi, piston ile silindir arasında gidip gelme hareket ilişkisi bulunduğundan karşılaştırma tam değildir [10].

Pistonlu motorlarda güç çıkış elemanları krank mili ve volandır. Döner motorlarda ise ana mil ve volandır (Şekil 1.1).



**Şekil 1.1** : Wankel motorunun yapısal elemanları.

Her iki motorda da volanlar yaklaşık olarak aynıdır. Her iki motorda benzer yakıt, soğutma, yağlama ve ateşleme sistemlerini kullanırlar. Döner motorlar hava ya da su soğutmalı olarak imal edilebilmektedirler. Büyük motorlarda daha çok su soğutmalı, küçük motorlar hava soğutmalıdır. Soğutma ihtiyacı, aynı güçteki dört zamanlı motor ve Wankel motoru için kabaca eşittir. Günümüz Wankel motorlarında rotor segmanlarının yağlanması garantiye almak için, tıpkı iki zamanlı motorlarda olduğu gibi benzin içerisine yağ eklenir ya da yağ gönderecek bir ölçme ünitesi kullanılır. Wankel motorlar da otomotiv motorlarında kullanılan malzemeleri kullanmakta, özel birtakım alaşımlara gereksinim duyulmamaktadır. Farklı elemanları için çok değişik alaşımlar denenmiş olmakla birlikte, alüminyum alaşımları, dökme demir ve değişik dereceli çelikler genellikle tercih edilmektedir. Gövde (rotor yatağı veya rotor muhafazası olarak da isimlendirilmektedir.) iki yan kapak arasına civatalanır ve aralarındaki çok kritik ayarlama ve merkezleme pimler tarafından sağlanır. Ana mil her iki yan kapaktan çıkmakta ve rulman veya sade yataklar içerisinde dönmektedir.

Çıkış uçlarına bir ya da iki volan takılmaktadır. Ancak bu volanlar pistonlu motorlarda olduğu gibi simetrik değildir. Ana mil eksantriği ve rotor kütlelerine karşı, karşı ağırlık kullanılmadığından dengeleme işini disk biçimli ağırlık dağılımı düzgün olmayan volan sağlamaktadır. Volan üzerinde yine pistonlu motorlarda olduğu gibi, marş motoru dişlisi ile birbirini kavrayan bir halka dişli bulunur. Wankel motorunun tasarımının kritik parçaları rotor muhafazası/yatağı (gövde), rotor ve segmanlardır. Takdir edileceği gibi, tasarım ve imalat açısından epitrokoid ya da peritrokoid biçimli gövde ile rotorun biçimleri problemler oluşturmaktadır [10, 11].

Motor ömrünü artırma çabaları açısından, hızlı segman ve muhafaza yüzeyi aşınması problemi, pistonlu motorlardakine oranla çok daha karmaşıktır. Yumuşak segmanlar kullanıldığında kısa ömürlü olmakta, sert segmanlar kullanıldığında ise muhafaza yüzeyini aşındırarak iz yapmaktadır. Bu problemin üstesinden gelmek üzere, rotor muhafazası yüzeylerinin sert kaplama yapılması, segman tasarımı ve malzemesinin geliştirilmesi gibi çalışmalar devam etmektedir.

Wankel motorlarında rotor haznesi içerisinde birçok olay aynı anda meydana gelmekte olduğundan olaylar zincirini pistonlu motorlarda olduğu gibi pistonun hareketine bağlı olarak izlemek güçtür. Bindirmeli çevrimler, rotorun ve ana milin karmaşık çift döner hareketi Wankel motorunun anlaşılmasını biraz güçleştirmektedir.

Wankel motorlarında rotor peritrokoid hazne (Peritrokoid hazne biçimi derinliği az iki silindirin kesişimine benzetilebilir) içerisinde hem kendi ekseni etrafında hem de 'e' yarıçaplı eksen etrafında döner. Böylece üçgen biçimli rotor köşelerinin (apex) her biri hazne yüzeyi ile her zaman temas ederek dönmesi sağlanır. Bu hareket, gezegen hareketi (planetary motion) olarak bilinir [9,10,13].

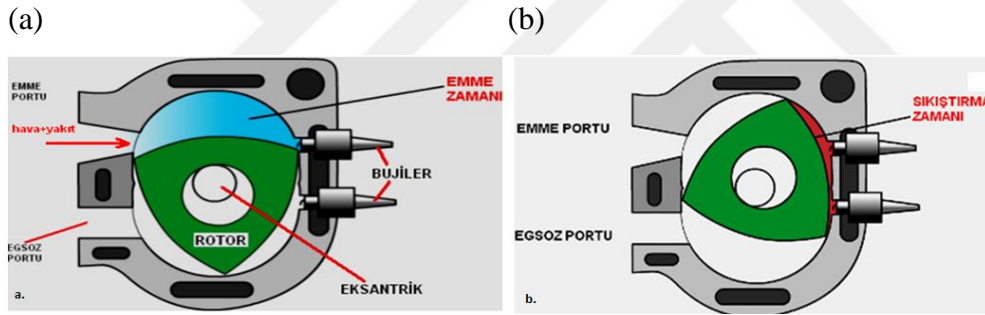
Rotor muhafaza içerisinde bir defa dönerken, her biri dört fazdan oluşan üç çevrim işlemine müsaade eder. Bu nedenle rotor yüzeylerinden her biri, emme, sıkıştırma, güç ve egzoz fazlarını (zamanlarını) sağlayan hareketli bir yanma odası yüzeyi görevini yaparlar. Herhangi bir odacık boşluğunun incelenmesiyle hacminin tıpkı pistonun silindir içerisinde aşağı yukarı hareketinde olduğu gibi değiştiği görülecektir. Üç odacığa aynı anda bakıldığında her birinde çevrimin farklı zamanlarının yer almakta olduğu görülebilir. Wankel motorlarında zamanlar (stroklar) [14,15];

- Emme Zamanı

Klasik pistonlu motorlarda olduğu gibi Wankel motorunda da taze dolgu yanma odası içerisine emme zamanında (strokunda) alınır. Bu işlem için pistonlu motorlardan farklı olarak emme supabı yerine Wankel motorlarında emme portu kullanılmaktadır. Şekil 1.2 (a)'da Wankel motorundaki emme işlemi şematik olarak gösterilmiştir. Wankel motorlarında emme sonu sıcaklığı genellikle 320 K-335 K, emme sonu basıncı 0,9-0,97 bar arasındadır.

- Sıkıştırma Zamanı

Sıkıştırma strokunda yanma odası içerisine alınan taze dolgu, rotorun dönme hareketiyle birlikte rotorun iki ucu tarafından silindir yanma odası içerisinde sıkıştırılmaya başlanır ve böylece karışım ateşlemeye hazır hâle gelmiş olur. Şekil 1.2 (b)'de Wankel motorunun sıkıştırma stroku şematik olarak gösterilmiştir. Maksimum odacık hacminin minimum odacık hacmine oranına sıkıştırma oranını verir. Wankel motorlarının sıkıştırma oranı, diğer dört zamanlı motorlardaki sıkıştırma oranı ile tam olarak karşılaştırılabilir. Sıkıştırmanın politropik üssü 1,36-1,39 arasındadır.



**Şekil 1.2** : Klasik bir dört zamanlı Wankel motoru çevrimi; (a) emme zamanı, (b) sıkıştırma zamanı [11].

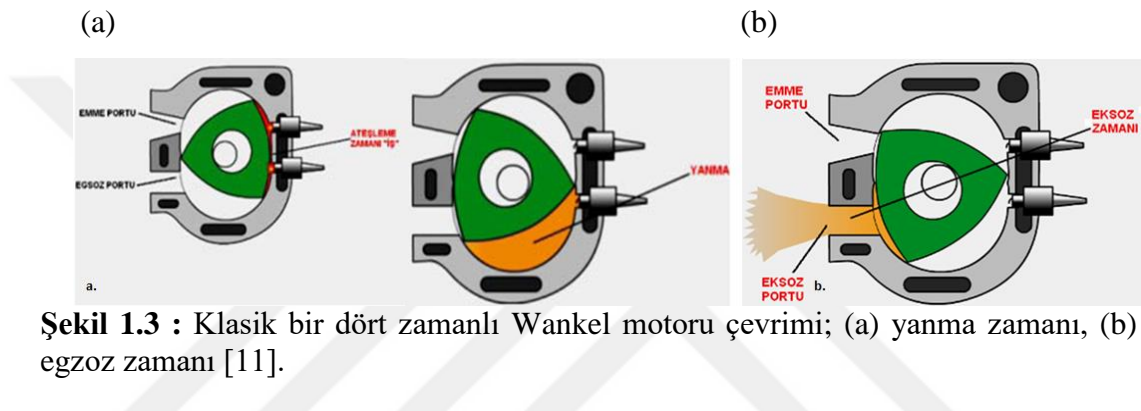
- Yanma (İş) Zamanı

Yanma strokunda, daha önce sıkıştırılan dolgu, bujiler tarafından ateşlenerek yanma başlatılmış olur. Yanmayla birlikte gazlar çok hızlı şekilde genişler ve yüksek basınç dalgası oluşur. Bu etkilerle rotor dönmeye başlar ve böylece güç üretimi sağlanmış olur. Şekil 1.3 (a)'da ateşleme zamanı ve motor içerisindeki yanma olayı görülmektedir. Wankel motorlarında pistonlu motorlarda olduğu gibi devir sayısı ile değişen ateşleme avansları sağlanır. Pistonlu motorlardan farklı olarak bujinin yeri çok önemli değildir. Genellikle rotorun üst ölü noktasının hafifçe önüne ya da arkasına yerleştirilir. Motor geometrisi yanma odası şeklinin ince uzun olmasını gerektirmektedir. Bu ise hacim/yüzey oranının azalmasına ve soğuma etkinliğinin

artmasına sebep olmaktadır. Yanmanın bu ısı şartlar altında tamamlanması oldukça zordur. Bu nedenle çoğu zaman iki buji kullanılır.

- Egzoz Zamanı

Egzoz storoğunda, yanma sonu gazları egzoz portundan atmosfere gönderilir. Egzoz zamanının büyük çoğunluğunda rotorun bir ucu egzoz gazlarının dışarı salınmasını sağlarken diğer ucu ise emme portunu kapalı tutar. Fakat, Wankel motorunda pistonlu motorlardan farklı olarak hem emme hem de egzoz portlarının açık olduğu °EMA aralığı da mevcuttur. Şekil 1.3 (b)'de egzoz zamanında motorun iç kısmı görülmektedir.

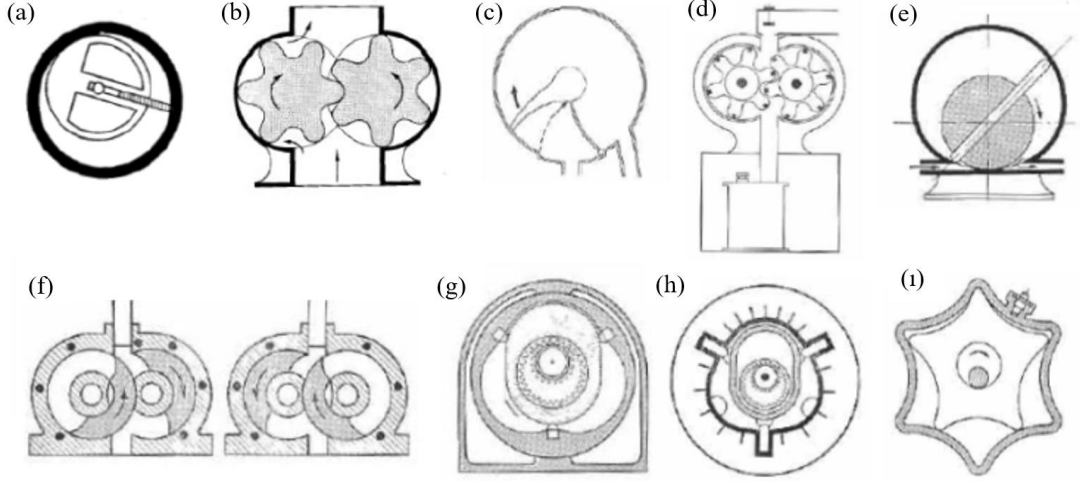


**Şekil 1.3 :** Klasik bir dört zamanlı Wankel motoru çevrimi; (a) yanma zamanı, (b) egzoz zamanı [11].

Görüldüğü gibi Wankel motorlarda döner piston (rotor), gövde içerisinde yaptığı bir dönme hareketi ile dört zamanı tamamlar. Rotor üzerinde 120°'lik açı farkına sahip üç ateşleme yüzeyi vardır. Yani rotor, bir devrini tamamladığında bu üç ateşleme yüzeyi (bu yüzeyler yanma odacıklarını oluşturmaktadır) da emme, sıkıştırma, ateşleme ve egzoz zamanlarını tamamlamış olur.

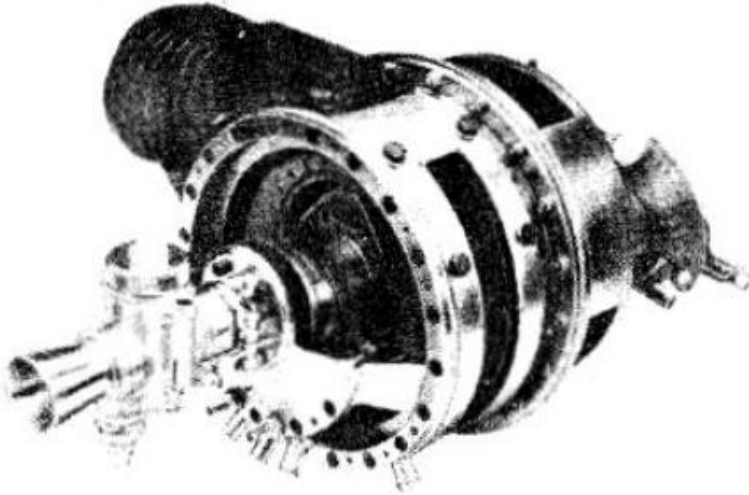
## 1.2 Literatür Araştırması

1500'lü yıllardan beri döner pistonlu motorların, klasik pistonlu motorlardan avantajlı olacağı konusunda bir fikir birliği mevcuttur. Basitliği bakımında pek çok döner motor tipi önerilmiştir. İlk başlarda döner piston mekanizmaları motorlarda aşırı doldurmayı sağlamak üzere pistonlu pompalar yerine kompresör ve üfleç (blower) olarak kullanılmıştır. Daha sonra emme ve sıkıştırma işlemi yapan pompalar, yanma işlemi eklenmek suretiyle içten yanmalı motorlara çevrilmiştir. Döner piston mekanizmasının icadından, Wankel motorunun geliştirilmesine kadar olan sürede pek çok deneme yapılmıştır. Çeşitli döner motor denemeleri Şekil 1.4'te gösterilmiştir [10].



**Şekil 1.4 :** Döner motor denemeleri; (a) Rammelli pompası, (b) Pappenheim dişli tip pompa, (c) James Watt'ın buhar makinesi, (d) Murdock'ın döner motoru, (e) Oldham kompresörü, (f) Behrens'in döner motoru, (g) Cooley'in döner motoru, (h) Wallider ve Skook'un motoru.

Geliştirilen bu motorlar arasında 1951 yılında Felix Wankel'in, Alman NSU motor fabrikasında geliştirip, kendi adıyla patentini aldığı Wankel motoru en dikkat çekici olanı ve günümüzde hala endüstriyel alanda en fazla kullanılanıdır [9,10]. Wankel'in ilk prototip motoru olan DKM-54, 1957 yılında üretilmiştir (Şekil 1.5). 250cc ve 1 rotorlu motorun dayanıklılık testleri yüz saatte tamamlanmış ve Felix Wankel motorunun başarılı olabileceğini dünyaya duyurmuştur [12,16]. Takip eden yıllarda Audi, Rolls-Royce, Mercedes, Mazda ve Alfa Romeo gibi öncu otomobil markaları Wankel motoru kullanmışlardır. Günümüzde ise Mazda, RX-8 modelinde hala Wankel-Renesis modelini kullanmaktadır [17, 18].



**Şekil 1.5 :** NSU-Wankel DKM-45 motoru [12].

Wankel motor modelleme çalışmalarının ilk yıllarında sistemin sıfır boyutlu modeli, yanma odalarından sadece bir tanesi referans alınarak modellenmiştir. Modellemeye dahil edilmeyen diğer iki yanma odası aynı çevrim süreçlerinden geçeceğinden, modellenen yanma odasının özellikleri diğerleri için de geçerli kabul edilmiştir [19-23].

Paulos ve Heywood [24], yanma odası geometrisinin alev yayılımı ve yanma süreci üzerindeki etkisini incelemek üzere kıvılcım ateşlemeli bir motorun tek boyutlu (1B) analizini gerçekleştirmiştir. Elde ettikleri sonuçlar, yanma odası geometrisi değiştirilerek silindir içi türbülansın, yanma hızının ve alev yayılımının artırılabilceğini göstermiştir.

Kutlar ve diğ. [25], silindir içi basınç, kütle ve motor torkunu araştırmak için 13B MSP Wankel motorunun tek bölgeci termodinamik hesaplama modelini oluşturmuşlardır. Modellerinde, motorun temel geometrik verilerinden hacim değişimleri hesaplanmıştır. Ayrıca ısı transferi ve yanma Wilmer'in ısı transfer katsayısı ve Wiebe fonksiyonu kullanılarak hesaplanmıştır. Deneysel verilerle doğrulanan termodinamik model sonuçları, Wiebe parametresinin, emme portu konumlarının ve yanma süresinin motor torku üzerindeki önemli rolü olduğunu göstermiştir.

Peden ve diğ. [26], Wankel motor performans analizi için 1B modelleme yaklaşımlarını incelemişlerdir. Ardından da, AVL Boost yazılımı yardımıyla hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) modeli oluşturarak Wankel motor performansını üç boyutlu olarak incelemişlerdir.

Motor performansını ve yakıt ekonomisini iyileştirmek için motor modellerine düşük basınçlı homojen karışımı direkt püskürtme yöntemiyle yanma odası içerisine uygulamışlardır. Deneysel verilerle doğrulanan simülasyon sonuçları, doğrudan enjeksiyon (DI) yönteminin güç çıkışını iyileştirdiğini göstermiştir.

Cihan ve diğ. [27], bir Wankel motorunda optimum ateşleme avansının ısı salım hızı (ISH), silindir içi basınç, özgül yakıt sarfiyatı gibi performans parametreleri üzerindeki etkilerini deneysel olarak araştırmışlardır. Cihan ve arkadaşlarına göre ateşleme avansı arttıkça motordan gelen silindir içi basınç da artmakta ve silindir içi basıncın pik değeri ÜÖN'ya yaklaşmaktadır. Bununla birlikte, ateşleme avansı azaldıkça yanma performansı düşmekte ve yanma ağırlık merkezi genişleme strokuna doğru kaymaktadır.

Okimoto ve diğ. [28], 13B Renesis Wankel motoru üzerinden deneysel çalışmalar yürütmüşlerdir. Çalışmalarında emme pencerelerinin motor performansına etkileri üzerinde araştırmalar yapmışlardır [32].

Ercan [29] ve Arabacı [30]'ya ait yüksek lisans çalışmalarında ve Okur [31] ve Akmandor [32]'un gerçekleştirdikleri çalışmalarda yeni bir döner motor konsepti olarak turbo döner pistonlu motorlar sunulmuştur. Gerçekleştirilen deneyler ile turbo döner pistonlu motor tasarımlarının avantaj dezavantajlarını değerlendirilmiştir. Bu çalışmaların neticesinde türbo döner pistonlu motorların kullanım avantajları ortaya konulmuştur.

Cihan'a ait doktora tezinde [33] ise, döner pistonlu Wankel motoru ve çevrim atlatma sistemi deneysel ve kuramsal olarak incelenmiştir. Çalışmada elde edilen matematiksel hesaplama sonuçları motorun deneysel verileri ile karşılaştırılarak çıkarımlar yapılmıştır. Söz konusu tez çalışmasında ayrıca, Wankel motorlar için tek boyutlu termodinamik model geliştirilmiştir.

Yine, Cihan ve arkadaşları tarafından [34] iki rotorlu Mazda RX tipi Wankel motoru tek rotorlu hale dönüştürülmüş ve soğutma ve yağlama elemanları, emme-egzoz manifoldları ve eksantrik şaft gibi bazı mekanik parçalar değiştirilmiştir. Böylece tek rotorlu Wankel motor elde edilmiştir. Dönüşümü yapılan motor üzerinde eksantrik şaftın farklı açılarında yakıt püskürtülmek suretiyle yakıt tüketimi egzoz emisyonları test edilmiştir.

Drogsz [35] Wankel döngüsel motorunun geometrisi ile ilgili temel tasarım parametrelerini incelemiştir. Bu motordaki soğutma ceplerinin büyütülerek motorun kendi kendine soğutma sağlayabileceği, yakıtın gaz veya sıvı olması durumunda farklı konstrüksiyonlar gerektirmesi gibi çıkarımlarda bulunmuştur.

Deneysel çalışmaların yanı sıra gelişen bilgisayar teknolojileriyle birlikte araştırmacılar, üç boyutlu HAD araçlarıyla (CFD tool) Wankel motorlarının performansının sayısal analizi konusuna yönelmişlerdir. sayısal incelenmesi konusuna yönelmiştir. Kullanılan simülasyon yöntemleriyle Wankel motorunun avantajlarından yararlanıp, dezavantajlarını da avantaja dönüştürmeye çalışarak performans karakteristikleri yanma davranışları ve emisyonlarını iyileştirmeyi hedefleyen pek çok çalışma mevcuttur.

Hwang ve diğ. [36], bir döner pistonlu motorda buji konumu, ateşleme avansı ve emme portunun konumu gibi parametrelerin yanma ve akış özellikleri üzerindeki etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Elde ettikleri simülasyon sonuçları, farklı ateşleme avansında iki buji kullanmanın daha iyi yanma performansı sağladığını ortaya koymuştur.

Khani ve Esmaelzade [37], geliştirdikleri döner pistonlu motorun 'motoring' çalışma modu için numerik incelemelerde bulunmuşlardır. Silindir içi ortalama basınç ve sıcaklık ile yanma odası duvarlarından olan ısı transferinin yüksek motor hızlarına çıkıldıkça arttığını gözlemlemişlerdir. Aynı sıkıştırma oranı için konvansiyonel Wankel motoru ile analiz sonuçlarını kıyaslayarak doğrulamıştır.

2011 yılında Wadumesthrige [38], direk enjeksiyonlu buji ateşlemeli bir döner pistonlu motor modeli üzerinde HAD analizleri yürütmüştür. Bu çalışma ile yakıt enjektörleri ve bujileri en yüksek güç çıkışını sağlayabilecek şekilde konumlandırmayı hedeflemiştir.

Panchal'a ait yüksek lisans tezinde değişken sıkıştırma oranlı döner pistonlu motor modeli üzerinde HAD çalışmaları yapılmıştır [39]. Bu çalışmada kullanılan model üzerinde sıkıştırma oranı, yakıt yükü ve yakıt enjeksiyon zamanı gibi parametrelerin yanma üzerindeki etkisi incelenmiştir.

Leboeuf ve diğ. [40], Wankel motorlarının segmanlarında oluşan sızdırmazlık sorunlarına yoğunlaşmıştır. Bu kapsamda oluşturdukları matematiksel modelin sayısal analizini gerçekleştirmiş ve sayısal verilerini deneysel çalışmalarla doğrulamışlardır. Çalışmalarında elde ettikleri bulgular geliştirdikleri sızdırmazlık metodu uygulanan bir Wankel motorunun aynı boyutsal özelliklere sahip bir Wankel motora göre çok daha iyi bir performans gösterdiğini ortaya koymuştur.

Boretti'ye ait bir çalışmada [41], buji ateşleme sistemi yerine insansız hava araçları için tasarlanan jet ateşleme sistemi kullanılmıştır. Wankel motorunun CFD modelinde yürütülen sayısal analizler ile bu sistemin uygulanabilirliğini göstermiştir. Wankel motor, üç silindirli iki zamanlı motor kabulü yapılarak modellenmiştir. Çalışmada pistonlu motor ve Wankel motor arasında geometrik benzerlik kuralları uygulanarak modelleme yapılmıştır. Öncelikle GT-Suite programında 1 boyutlu analizler gerçekleştirilmiş, bu analiz sonuçları STAR STAR-CCM + ve DARS programlarından yararlanılarak yürütülen HAD analizleri için başlangıç koşulu olarak kullanılmıştır.

Costa ve diğ. [42], döner pistonlu XMv3 motorunun simülasyonunu gerçekleştirmişlerdir. GT-Suite ve Converge yazılımlarının birlikte kullanımı ile ısı transferi kayıplarının hesaplanmasını, rotor ve gövdenin arasındaki ısı transferi hızını belirlemişlerdir.

Spreitzer ve diğ. tarafından Converge programı kullanılarak bir Wankel motor modeli geliştirilmiştir. Geliştirilen modelde yanma, emisyonlar ve silindir içi akışkan davranışları incelenmiştir [43]. Çalışmalarından elde ettikleri bulgular ile hem Wankel motorlarının uygulamadaki zorluklarını değerlendirmiş, hem de oluşabilecek muhtemel sorunlara çözüm öneriler sunmuşlardır.

Tartakovsky ve diğ. [6], çalışmalarında pistonlu motorların simülasyonu için geliştirilmiş çok sayıda yazılım olmasına rağmen Wankel motorlarının simülasyonu için herhangi bir yazılım olmadığına vurgu yapmıştır. Pistonlu motorlar ve Wankel motorlar arasında geometrik benzerlik kurallarından faydalanarak bir algoritma geliştirmişlerdir. Buna göre Wankel motoru sanal pistonlu bir motor şeklinde kabul edilerek simülasyonlar yürütülmüş ve bu sayede Wankel motorunda silindir içi akış davranışlarını incelemişlerdir [6]. Simülasyon çıktılarını deneysel verilerle doğrularak önerdikleri yaklaşımın uygun olduğunu göstermişlerdir.

Gkoutzamanis ve diğ. [44], SARM motoru adını verdikleri yeni bir döner pistonlu motor konsepti geliştirmişlerdir. İki boyutlu ve üç boyutlu HAD analizleri yürüterek elde ettikleri termodinamik verim ve güç çıkışı ile ilgili verileri pistonlu motorlarla kıyaslamışlardır.

Pisnoy ve Tartakovsky yanma ve gaz değişim (gas exchange) işleminin sayısal modellenmesi için yeni bir yöntem geliştirmişlerdir [45]. Çalışmalarında performans artırmaya yönelik olarak 2 yaklaşım üzerinde durmuşlardır. Bu yaklaşımlardan birincisi, rotor girintisinin arkasına bir yuva eklemek ve ikincisi, çalışma odasındaki öne monte edilen iki bujiye ek olarak arka tarafa üçüncü bir buji yerleştirmektir. Elde ettikleri sonuçlar, önerilen üç buji ayarının performansı önemli ölçüde artırdığını ve geliştirdikleri sayısal modelin çeşitli yanma sistemlerini incelemek için yararlı bir araç olduğunu kanıtlamıştır.

Kutlar ve Malkaz, performans özelliklerini araştırmak için iki zamanlı bir Wankel motor modeli kurmuşlardır [46]. Tek bölge (zone) simülasyon sonuçları, port geometrisinin motor performansını etkilediğini göstermiştir. Geç açılan ve erken

kapanan bir port geometrisi, düşük motor devirlerinde daha iyi performans göstermiştir. Motor devrinin artmasıyla birlikte gaz alışverişi için port açma süresi yetersiz kalmış bu yüzden motor performansında düşme gözlemlenmiştir.

Finkelberg ve diğ. [47], matematiksel bir model kullanarak buji ateşlemeli Wankel motorunun yanma süreci üzerine incelemeler yapmıştır. Wankel motorunun yanma karakteristikleri ve performansı üzerinde rotor oyuğu (recess) geometrisinin rolünü vurgulamışlardır. Ayrıca motor performansını iyileştirmek için yeni bir rotor oyuğu tasarımı sunmuşlardır. Çalışmada elde ettikleri bulgular, önerilen rotor oyuk geometrisinin CO<sub>2</sub> ve NO<sub>x</sub> emisyonlarını azalttığını kanıtlamıştır.

Boughou ve diğ. [48], Wankel yanma odası tasarımının döner motor performansı üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Yanma odası tasarımında yapılacak rotor oyuğu boyutlarının veya şekil faktörünün değiştirilmesi gibi herhangi bir değişikliğin en önemli performans iyileştirme yöntemlerinden biri olduğunu vurgulamışlardır.

Son çalışmalar, Wankel motorunun yapısal iyileştirme yöntemlerinin yanı sıra, yanma ve karışım oluşumunu iyileştiren stratejilerin de motor performansını artırıp, emisyonları düşüren oldukça etkili yöntemler olduğunu göstermiştir [48-53]. Bu kapsamda, özellikle Wankel motorunda doğrudan hidrojen enjeksiyonlu zenginleştirme veya homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşleme (HCCI) gibi yöntemlerle Wankel döner motorlarının yanma performansı ve emisyonlarını iyileştirmeye yönelik çalışmalar oldukça popüler hale gelmiştir.

Resor [54]'a ait yüksek lisans tezinde bir HCCI Wankel motoru üzerinde sayısal analiz çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Resor, çalışmasında, Wankel motor devrinin, yanma odasındaki sıcaklık ve basınç varyasyonlarının HCCI yanmasına etkilerini incelemiştir. Çalışma bulguları HCCI Wankel motorunun aynı özelliklere sahip bir Wankel motora göre yanma performansı ve emisyonlar açısından daha avantajlı olduğunu göstermiştir.

Wang ve diğ. [55], direkt hidrojen enjeksiyonlu (HDI) bir Wankel motoru modellemişlerdir. Simülasyon sonuçları, saf benzinli bir Wankel motora bu şekilde hidrojen zenginleştirme uygulaması yapıldığında Wankel motorundan elde edilen gücün ve termal verimin arttığını göstermiştir. Karışımdaki hidrojen kesri arttıkça HC ve CO emisyonları artmış, fakat NO<sub>x</sub> emisyonlarında azalma olmuştur.

Fan ve diğ. [56] numerik olarak Wankel motoruna bir hidrojen enjeksiyonu uygulaması gerçekleştirmişlerdir. Bunun yanı sıra, hidrojen direkt enjeksiyonu ve doğal gaz port enjeksiyonu yöntemlerini bir arada kullanıldığı yeni bir teknik ile karışım oluşturmuşlardır. Geliştirdikleri bu iki yönteme uygun avans açılarının belirlenmesi ve bu yöntemlerin performans üzerine etkilerinin inceledikleri araştırmalar yürütmüşlerdir.

Amrouche ve diğ. [57] buji ateşlemeli döner pistonlu motorlarda fakir karışımlı yanma limitlerini belirlemek için sayısal çalışmalar yürütmüşlerdir. Bu amaçla saf benzin yakıtlı motora hidrojen katkısı uygulamışlardır. Elde ettikleri bulgular, yüksek motor hızlarında hidrojen zenginleştirme yaklaşımının yanma performansını artırdığını, hidrojen katkılı Wankel motor performansı ve termal veriminin saf benzin yakıtı kullanılan Wankel motorundan çok daha iyi olduğunu göstermiştir.

Ülkemizde döner bir motorda hidrojen zenginleştirme uygulaması Taşkiran tarafından yapılmıştır [58]. Bu çalışmada, Klasik bir R13b-Renesis Wankel motoru numerik olarak hidrojen katkılı ve türbülanslı jet ateşleme konfigürasyonuna sahip olacak şekilde modifiye edilmiştir. Rotorun eksantrik hareketi ANSYS-Fluent yazılımında kullanıcı tanımlı fonksiyon (UDF) kullanılarak oluşturulmuştur. Hesaplamalarda yakıt olarak saf metan ve %3 ve %6 hidrojen enerjisi fraksiyonları ile karıştırılmış metan kullanılmıştır. Çalışma sonunda, hidrojen ilavesi ve türbülanslı jet ateşleme uygulamalarının motor performansı ve emisyonları iyileştirici etkisi olduğu ortaya konmuştur.

## 2. TEZ ÇALIŞMASI HAKKINDA GENEL BİLGİLER

### 2.1 Özgün Değer

Literatür kısmında bahsedildiği gibi son yıllarda Wankel motorları güç ağırlık avantajları itibariyle araştırmacıların ilgisini çekmeyi başarmıştır. Literatürde Wankel motorlarının performansını artırmak ve emisyonlarını iyileştirmeye yönelik dünya genelinde çok sayıda çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmalar genelde üç boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiğinden yararlanan sayısal çalışmalardır. Bununla birlikte, bu çalışmaların çoğunda sadece bir yanma odası simüle edilerek incelenmiştir. Aslında, Wankel motorunun özel geometrisi nedeniyle sıralı yanma odacıkları arasında bazı dinamik etkileşimler mevcuttur. Bu sebeple üç silindri bir pistonlu motora benzer kabul edilen Wankel motorunda yanma odacıklarını, gaz alışverişi bakımından pistonlu motorların silindirleri gibi birbirinden bağımsız olarak düşünmek mümkün değildir. Sadece bir yanma odasını modellemek modelin doğruluğu açısından eksiklik oluşturmaktadır [58]. Bununla birlikte, Wankel motorlarının simülasyonlarının hesaplama maliyeti (zaman ve hesaplama donanımı bakımından) oldukça yüksektir. Bu sebeple numerik araştırmalar genelde tek yanma odacığı üzerinden gerçekleştirilmiştir.

Ülkemizde ise Wankel motorları üzerine öncü deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Ayrıca deniz seviyesi şartlarında 1 boyutlu termodinamik model ve yalnızca bir yanma odacığının kullanıldığı bir 3B HAD model başarılı şekilde geliştirilmiştir. Fakat, üç yanma odacığının dahil edildiği tam bir Wankel motor 3B HAD simülasyonları yapılmamıştır.

Hem dünya genelindeki hem de ülkemizdeki çalışmalar incelendiğinde irtifa artışının bir Wankel motorunun performansına etkilerinin incelendiği 3B HAD çalışmasına da rastlanmamıştır. Halbuki, Wankel motorunun İHA'larda kullanımına uygun olarak tasarımı ve üretimi yapılabilmesi için, farklı irtifa koşullarında yanma davranışları, performans karakteristikleri ve emisyonları hakkında bilgi sahibi olunması gerekmektedir. Ayrıca, dünyada popüler uygulamalardan olan hidrojen zenginleştirme

ile yanma özellikleri ve emisyonları iyileştirilen bir Wankel motoru tasarımı ve üretimi İHA'ların güç kaynağı olarak kullanılmasında zaten çok avantajlı olan Wankel motorlarını daha da avantajlı hale getirecektir. Bu çalışmada, ülkemizin İHA'larda kullanıma uygun Wankel motoru tasarımı ve üretim ihtiyacına yönelik olarak irtifa artışının performans karakteristikleri ve emisyonlar üzerine etkileri incelenmiştir. Ardından da mevcut referans Wankel motora %5 ve %10 hidrojen zenginleştirme uygulanarak yanma, performans ve emisyonların iyileştirilmesi sağlanmıştır.

## **2.2 Amaç ve Kapsam**

Günümüz Türkiye'sinde Türk Havacılık ve Uzay Sanayii ve Savunma Sanayii'ndeki gelişmeler dikkat çekicidir. Bu gelişmelere paralel olarak yüzde yüz milli ve yerli bir Wankel motoru imal edilmesi bu projelerin en önemli hedeflerindedir.

Ülkemizde yapılan yerli üretim çalışmalarında Savunma Sanayii tarafından İHA'larda kullanılmak üzere güç yoğunluğunun yüksekliği nedeniyle Wankel motoru üretimi arzu edilmiştir. Ancak Wankel motorlarıyla ilgili teorik bilgi birikimi ve üretim alt yapısı olmadığından Wankel motoru üretimine talip bir firma bulunamamıştır. İHA'larda kullanıma uygun olabilecek güç sistemleri içerisinde güç yoğunluğu bakımından ikinci sırada yer alan iki zamanlı pistonlu motoru üretimine karar verilmiştir. Nitekim, İHA uygulamaları için TEI tarafından iki zamanlı benzinli havacılık motoru PG-50'nin yüzde yüz yerli olarak üretimi başarıyla tamamlanmıştır. Bununla birlikte, Wankel motorlarının karakteristik özellikleri sayesinde İHA uygulamalarında güç kaynağı olarak her zaman tercih sebebi olacağı açıktır. Wankel motorlarında doğrudan dairesel hareket ürettikleri için bu motorlardan alınan güç çıktısı aynı ağırlıktaki bir pistonlu motora göre çok daha yüksektir.

Bu tez çalışmasının ana amacı; ülkemizdeki İHA uygulamalarında kullanım ihtiyacına yönelik olarak, Wankel motor üretim çalışmalarına teorik bir zemin alt yapı oluşturmaktır. Yapısal iyileştirmeler ve yanma performansını artırmaya yönelik yeniliklerle Wankel motorunun zaten yüksek olan güç/ağırlık oranının, performans hedefinden sapma göstermeden artırılabilme potansiyelinin ortaya konması hedeflenmiştir.

### 2.3 Yürütülen Çalışmaların Sistematiği

Bu tez çalışmasında yukarıda bahsedilen amaç ve kapsam dahilinde araştırma çalışmaları sürdürülmüştür. Bu çalışmanın temel odağı 3B HAD simülasyonları ve temel bulguları da 3B HAD analizlerinden elde edilen sonuçlardır. Fakat, pistonlu motorlarda olduğu gibi Wankel motorunun HAD simülasyonlarının yürütülebilmesi için geliştirilmiş özel bir yazılım bulunmamaktadır. Bu nedenle, üç boyutlu simülasyonların yürütülebilmesi pek çok ön hazırlık aşaması gerekmektedir.

Gerçekleştirilen ön hazırlık çalışmaları aşağıdaki gibidir (Şekil 2.1);

1. Literatür taraması ve uygulanacak yöntem yazılımın belirlenmesi ve temini (Bölüm 2)

2. Kuramsal temellerin oluşturulması (Bölüm 3).

Bu aşamada '0' boyutlu model oluşturularak geometrik ve termodinamik özellikler matematiksel olarak incelenmiştir. İlk olarak Wankel motorunun geometrik özellikleri hesaplanmıştır. Burada sunulan geometrik hesaplama yöntemleri Bölüm 4'te Wankel motorunun bilgisayar destekli tasarım (BDT) modeli oluşturulurken kullanılmıştır. Geometrik hesaplardan sonra, termodinamik özellikler matematiksel olarak incelenmiştir. Bölüm 5 ve Bölüm 6'da HAD modelleri oluşturulurken, bu aşamada kullanılan hesaplama yöntemlerinden, kabullerden ve boyutsuz sayılardan faydalanılmıştır.

3. Referans Wankel motorunun demontajı ve 3B bilgisayar destekli tasarım modelinin oluşturulması (Bölüm 4)

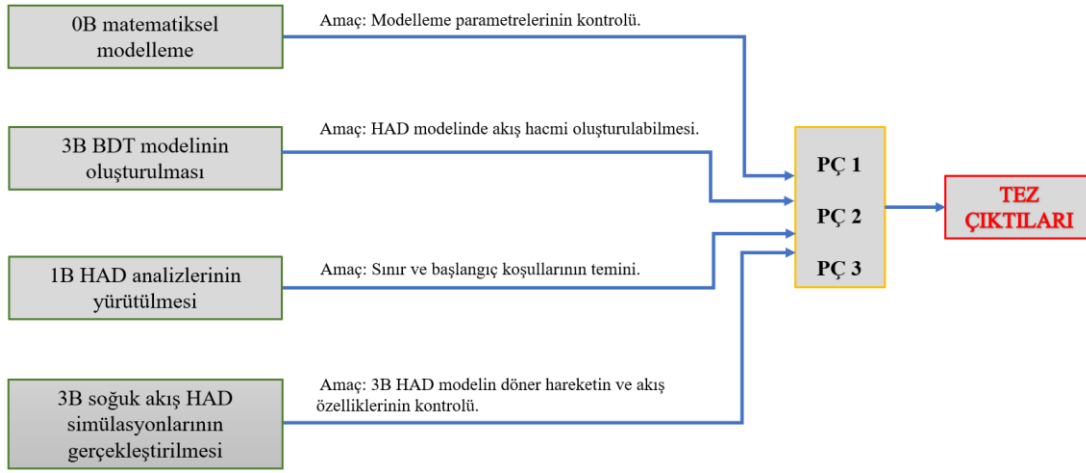
Bu aşamada referans motor demonte hale getirilip, yapısal bileşenlerinin geometrik özellikleri 3B ölçüm cihazlarıyla belirlenmiştir. Ölçülen boyutsal büyüklükler Bölüm 2.1'deki geometrik bağıntılarla kontrol edildikten sonra, referans Wankel motorun 3B BDT modeli oluşturulmuştur. Son olarak da 3B HAD analizlerinde kullanılmak üzere akış hacmi çıkarılmıştır.

4. Bir boyutlu HAD analizlerinin yürütülmesi (Bölüm 5)

Bu aşama, 3B HAD analizleri için sınır koşullarının üretildiği aşamadır. 3B HAD analizlerinin yakınsama süresi ve analiz sonuçlarının doğruluğu gibi parametreler bu bölümde elde edilen sınır koşullarının gerçekliğe yakınlığı ile ilişkilidir.

5. Üç boyutlu soğuk akış HAD simülasyonlarının gerçekleştirilmesi (Bölüm 6)

Wankel motorundaki döner hareketin sağlanması Wankel motorunun karmaşık geometrisi nedeniyle modelleme açısından oldukça zordur. Bu aşamada, yanma içeren 3B HAD analizlerine geçilmeden önce yanma odasındaki soğuk akışın doğru şekilde simüle edildiğinden emin olunmuştur. Ayrıca Wankel motorunda sıkıştırma ve genişleme stroklarının doğru şekilde gerçekleşip gerçekleşmediği ve yanma odacıkları arasında sızıntı olup olmadığı bu aşamada test edilmiştir. Motorun gaz akış davranışları bakımından sorunsuz çalıştığına emin olunmuştur.



**Şekil 2.1 : Tez araştırması ön hazırlık çalışmaları.**

Yukarıdaki Şekil 2.1’de şematize edilen şekilde ön hazırlık işlemleri tamamlandıktan sonra bu tezin ana çalışma kısmı olan 3B HAD simülasyonları aşamasına geçilmiştir (Bölüm 6).

3B HAD simülasyonları ile Wankel motor üzerinde üç konuda araştırma yapılmıştır. Bu araştırma konuları bu tez çalışmasının ana çalışmalarını temsil eder ve araştırma sonuçları da bu tezin temel bulgularıdır.

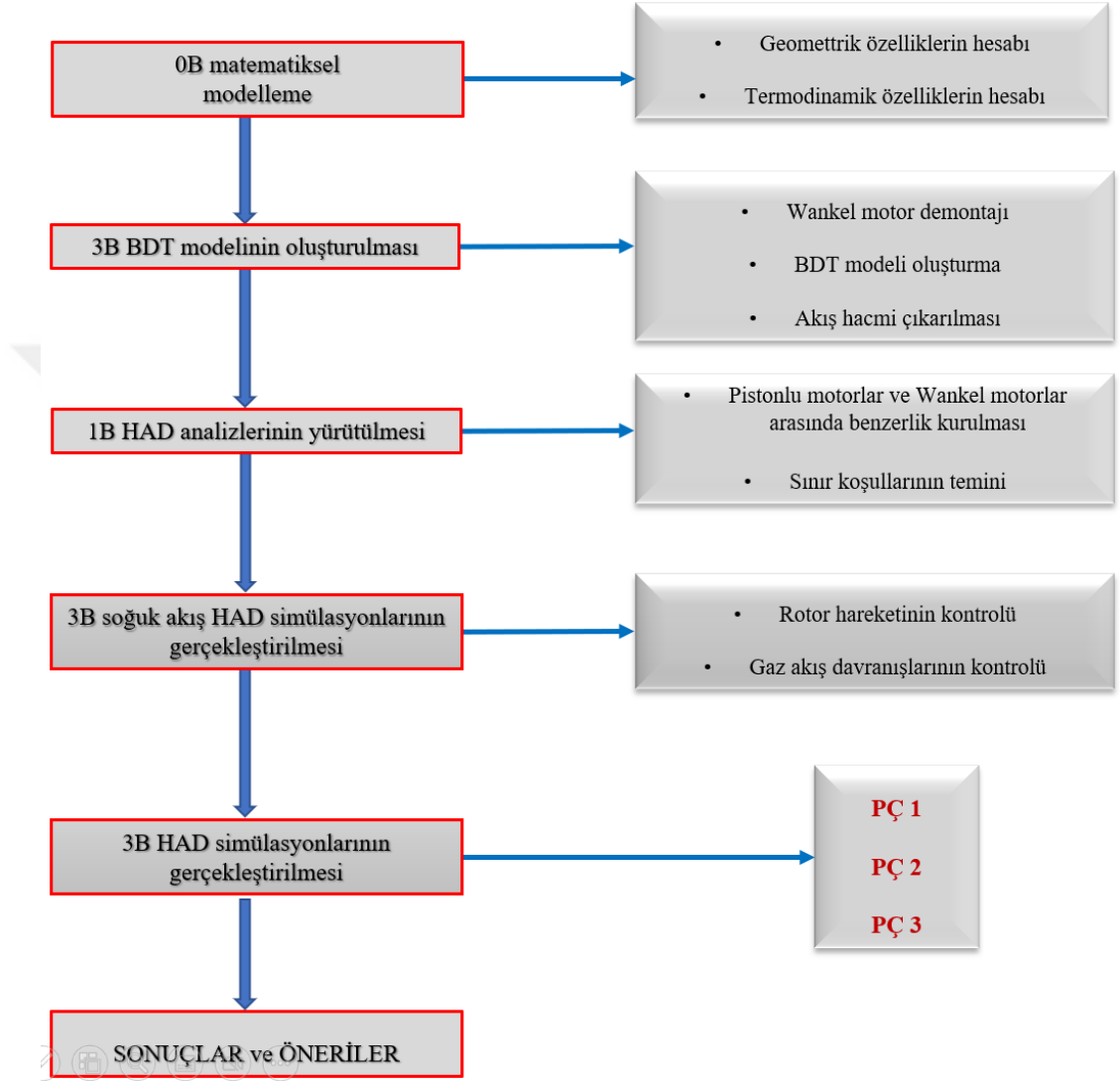
Bu tez kapsamında yürütülen ana araştırma konuları;

**Parametrik Çalışma 1 (PÇ 1)** : ‘6000 rpm ve 3000 rpm motor devirleri için irtifa artışının Wankel motoru performansı, yanma karakteristikleri ve emisyonları üzerine etkilerinin incelenmesi’ konusunda yapılan çalışmaları kapsamaktadır.

**Parametrik Çalışma 2 (PÇ 2)** : ‘Yakıt-hava ekivalans oranı değişiminin Wankel motoru performansı, yanma karakteristikleri ve emisyonları üzerine etkilerinin incelenmesi’ konusunda yapılmış olan çalışmaları kapsamaktadır.

**Parametrik Çalışma 3 (PÇ 3)** : ‘Yakıtta kütlece %5 ve %10 oranında hidrojen katkısının Wankel motoru performansı, yanma karakteristikleri ve emisyonları üzerine etkilerinin incelenmesi’ çalışmalarını kapsamaktadır.

Şekil 2.2’de tez boyunca yürütülen çalışmaların iş akış şeması sunulmuştur.



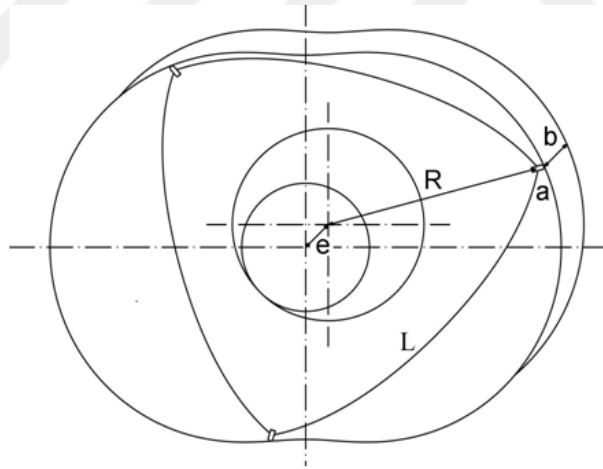
Şekil 2.2 : Tez iş akış şeması.

### 3. WANKEL MOTORUNUN ANALİTİK OLARAK İNCELENMESİ

#### 3.1 Temel Geometrik Hesaplamalar

Bu bölümde, Wankel motorlarının geometrisi matematiksel olarak ortaya konmuştur. Bu bölümde yer alan temel geometrik hesaplar için Ansdale ve Yamamoto' nun eserlerinden ve ayrıca 115M690 proje nolu, 'İki Zamanlı Wankel Motorların Deneysel ve Teorik Olarak İncelenmesi' konulu Tübitak Araştırma Projesi Gelişme Raporundan yararlanılmıştır [12,16,23, 25, 59].

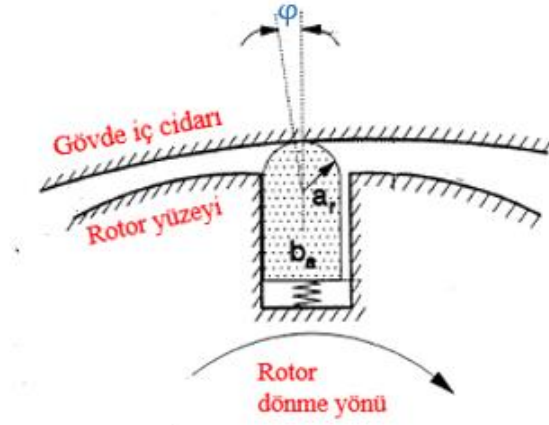
Hesaplamalarda kullanılan temel geometrik büyüklükler; rotorun köşesi ve rotorun ağırlık merkezi arasındaki mesafe ( $R$ ), rotorun köşesinin gövde ağırlık merkezine olan mesafesi ( $R'$ ), eksantriklik ( $e$ ), rotor köşeleri ve gövde arasındaki segman boşlukları ( $a$ ), sıkıştırma oranı ( $\epsilon$ )'dir (Şekil 3.1).



Şekil 3.1 : Wankel motor boyutlarının şematik gösterimi.

#### 3.1.1 Rotor köşe segmanının dönme yönüne göre eğim açısının ( $\phi$ ) hesaplanması

Rotorun dönme hareketi sırasında rotorun uç segmanı, rotorun dönme yönüne bağlı olarak belirli bir eğimle Şekil 3.2'den de görüleceği üzere sağa veya sola yaslanma eğilimi göstermektedir.



**Şekil 3.2 :** Rotorun uç segmanının rotor hareketine bağlı davranışının şematik gösterimi.

Yukarıdaki şekilde görülebileceği gibi rotorun ağırlık merkezinden uç segmanına doğru çizilen bir doğru düşey eksen olarak kabul edilirse, sağa veya sola yaslanmış vaziyetteki uç segmanın düşey eksen ile arasındaki eğim ‘ $\varphi$ ’ açısıyla ifade edilir. Bu eğim ve eğimin maksimum değerleri aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır;

$$\varphi = \arccos \left[ \frac{R + 3e \cos(2\alpha)}{\sqrt{(9e^2 + R^2 + 6Re \cos(2\alpha))}} \right] \quad (3.1)$$

$$\varphi_{max} = \arcsin (3e/R) \quad (3.2)$$

denklem 3.1’deki  $\alpha$  değeri rotorun uç segmanının, yatay eksenle arasındaki açıdır (Şekil 3.6).

### 3.1.2 Strok hacminin hesaplanması

Wankel motorlarda strok hacmi aşağıdaki denklem 3.3’teki gibi hesaplanabilir;

$$V_h = 3\sqrt{3} R' e b \quad (3.3)$$

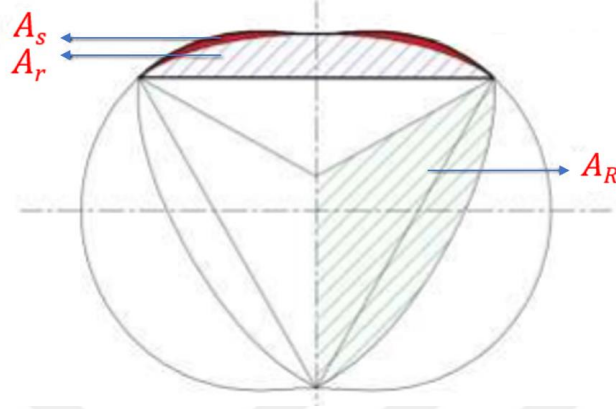
$$R' = R + a \quad (3.4)$$

Rotorun köşesinin gövde ağırlık merkezine olan mesafesi ( $R'$ ); Rotorun köşesi ve rotorun ağırlık merkezi arasındaki mesafe ( $R$ ) ve rotor köşeleri ve gövde arasındaki segman boşluğu mesafesi ( $a$ )’nin toplamı şeklinde elde edilir (Denklem 3.4).

### 3.1.3 Rotorun gövde içerisinde oluşturduğu minimum alanın hesaplanması

Wankel motorlarında çevrim boyunca rotor köşe segmanları tüm gövde yüzeyini taramaktadır. Böylece gövde ve rotorun kenar yüzeyleri arasında oluşan hacimler

yanma odacıklarının oluşturmaktadır. Rotor ÜÖN'dan geçerken yanma odası en küçük hacme sahip olur. Oluşan bu minimum hacmin yüzeyi Şekil 3.3'te şematik olarak gösterilmiştir. Şekilde gri ile taralı alanlar  $A_r$ 'yi, gri ile taralı alanlar  $A_R$ 'yi, kırmızı boyalı alanlar  $A_s$ 'yi temsil etmektedir.



**Şekil 3.3 :** Hesaplamalarda kullanılan  $A_s$ ,  $A_r$  ve  $A_R$  yüzey alanlarının rotor üzerinde şematik gösterimi.

Rotorun gövde içerisinde oluşturduğu minimum alan ( $A_{min}$ ) şeklinde isimlendirilmiştir ve aşağıdaki denklem 3.5 ve denklem 3.6 yardımıyla hesaplanabilir;

$$A_{min} = A_s + A_R \quad (3.5)$$

$$A_{min} = ((R')^2 + 3 * e^2) * \frac{\pi}{3} - \left( \frac{\sqrt{3} * (R')^2}{4} \right) - \left( \frac{3\sqrt{3}}{2} * (R') * e \right) \quad (3.6)$$

- $A_R$  ve  $A_r$  yüzey alanları hesaplanması;

Şekildeki  $A_R$  ve  $A_r$  yüzey alanları aşağıdaki gibi hesaplanabilir;

$$A_R = \frac{(\pi * ((R')^2 + 2 * e^2) - (6 * R' * e * \cos \emptyset) - \left( \frac{2 * (R')^2}{3} + 12 * e^2 \right) * \emptyset)}{3} \quad (3.7)$$

$$A_r = \left( A_R - \frac{\sqrt{3} * (R')^2}{4} \right) \quad (3.8)$$

Buradan ÜÖN'daki sıkıştırma alanını denklem 3.9'dan bulunabilir;

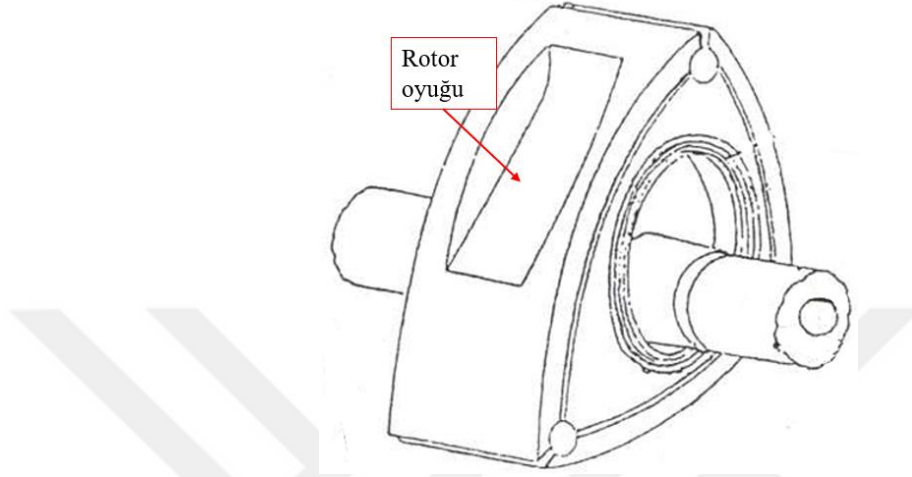
$$A_s = A_{min} - A_r \quad (3.9)$$

Hesaplanan sıkıştırma alanı ( $A_s$ ); rotor ÜÖN'da iken rotor dış cidarı ve gövde iç yüzeyi arasındaki alandır.  $A_s$  değerinin rotor genişliği ( $b$ ) ile çarpımından minimum sıkıştırma hacmi aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$V_s = A_s * b \quad (3.10)$$

Yanma odasının sıkıştırma hacmi hesaplanırken, yukarıdaki hesaplarda elde edilen minimum sıkıştırma hacim değerine rotor oyuğunun hacmi de eklenmelidir (Şekil 3.4). Rotor oyuğunun hacmi aşağıdaki denklem 3.11'den teorik olarak hesaplanabilir;

$$V_o = \frac{(V_h + V_s - \varepsilon * V_s)}{\varepsilon - 1} \quad (3.11)$$



Şekil 3.4 : Rotor oyuğunun şematik gösterimi.

### 3.1.4 Yanma odasının minimum sıkıştırma hacminin hesaplanması

Rotor ÜÖN konumunda iken yanma odasının hacmi minimumdur. Yanma odasının minimum sıkıştırma hacmi ( $V_p$ );

$$V_p = V_o + V_s \quad (3.12)$$

denkleminde elde edilir. Bu ifadede denklem 3.10 ve denklem 3.11 yerine konursa;

$$V_p = \frac{((1 - \varepsilon) * (V_o + V_s)) + V_h}{\varepsilon - 1} \quad (3.13)$$

$V_p$ 'nin nihai değerine ulaşılır.

- Sıkıştırma oranının hesaplanması;

Wankel motorunda rotor oyuğunun hacmi dikkate alınmadığında maksimum teorik sıkıştırma oranı elde edilmiş olur, fakat gerçekte durum böyle değildir. Sıkıştırma oranının hesaplanmasında rotor oyuğunun hacmi de hesaplanmaya dahil edilmelidir. Teorik ve gerçek sıkıştırma oranı bağıntıları aşağıdaki gibi elde edilmektedir;

Teorik sıkıştırma oranı,

$$\varepsilon = \frac{A_{süp} + (A_{min} - A_r)}{(A_{min} - A_r)} \quad (3.14)$$

burada  $A_{süp}$  alanı, rotorun gövdede taradığı alan yani rotorun hareketi sırasında gövde üzerinde süpürdüğü alandır..

Gerçek sıkıştırma oranı,

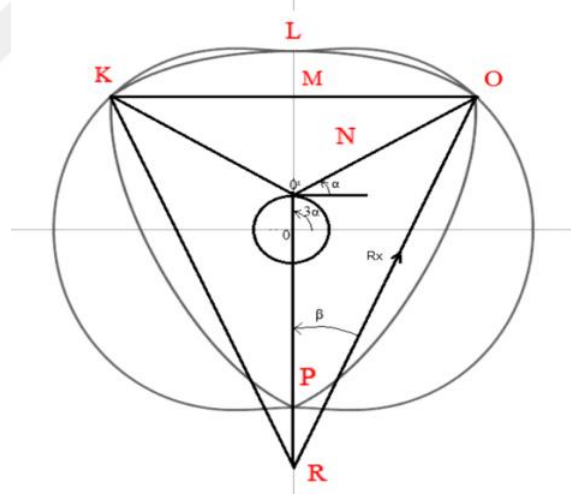
$$\varepsilon = \frac{V_o + V_{min} + V_p + V_h}{V_o + V_{min} + V_p} \quad (3.15)$$

### 3.1.5 Referans yanma odasının toplam yüzey alanının hesaplanması

Yanma odası toplam yüzey alanı hesaplanırken; yan kapak duvar yüzey alanları, rotor yüzey alanı ve gövde iç yüzeyinin alanı hesaplamaya dahil edilmelidir. Rotorun yüzey alanının hesaplanabilmesi için, rotor kenar uzunluğu bilinmelidir [33,60]. Parametrik olarak tanımlanan rotor geometrisi için rotor kenar uzunluğu, eğrilik yarıçapı kullanılarak bulunur [16].

- Rotorun yüzey alanının hesaplanması

Rotor yüzey alanı ( $A_{rotor}$ ) rotorun bir kenar uzunluğunun ( $L_{rk}$ ) rotor genişliği ile çarpımı ile elde edilir [33].



**Şekil 3.5 :** Rotor yüzey alanı hesabında kullanılan boyutsal değerlerin rotor üzerinde şematik gösterimi.

Rotorun bir kenar uzunluğu, rotorun eğrilik yarı çapından yola çıkılarak bulunabilir. Şekil 3.5'te görüldüğü gibi;  $3\alpha = \pi/2$  ve  $\alpha = \pi/6$ 'dır. Rotor eğrilik yarı çapı, Şekil 3.5'teki OMR üçgenine Pisagor teoremi uygulanarak elde edilebilir. Buradan hareketle, eşdeğer eğrilik çapı ( $R_x$ )'in nihai değeri aşağıdaki gibidir.

$$R_x = (R') - e + \frac{e (R') \left(1 + \cos\left(\frac{\pi}{3}\right)\right)}{(R') \left(1 - \cos\left(\frac{\pi}{3}\right)\right) - 2e} \quad (3.16)$$

Şekil 3.5'te yer alan  $\beta$  açısı;

$$\beta = \arctan \left[ \frac{\sqrt{3}(R')} {\left[ \frac{6e(R')}{(R')-4e} \right] + (R') + 2e} \right] \quad (3.17)$$

denkleminde hesaplanabilir.

Rotor kenar uzunluğu ( $L_{rk}$ ) eşdeğer eğrilik çapı ve  $\beta$  açısı ifadelerinin bir fonksiyonudur;

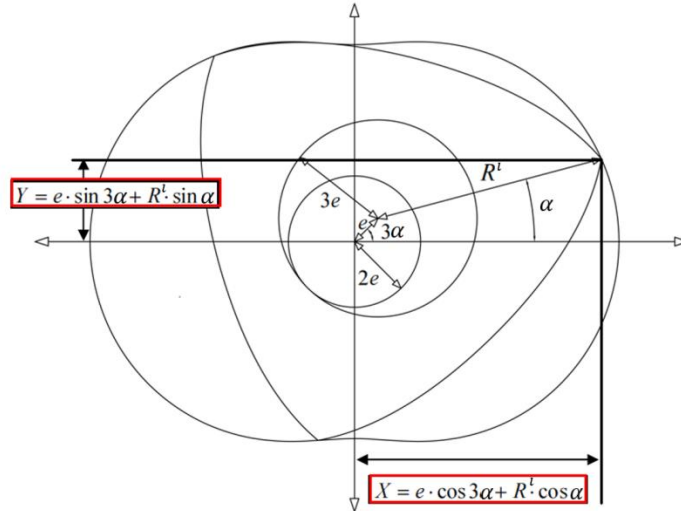
$$L_{rk} = 2 \beta R_x \quad (3.18)$$

Böylece denklem 3.18'den bulunan rotor kenar uzunluğu rotor genişliği ile çarpılıp rotor yüzey alanı tespit edilebilir;

$$A_{rotor} = L_{rk} b \quad (3.19)$$

- Ana gövde alanının hesaplanması:

Wankel motor her eksantrik mili açısında referans yanma odası gövde yüzey alanı değişmektedir. Wankel motorlarında döner hareket, iki çemberden, küçük olanın büyüğü içerisinde dişliler vasıtasıyla (kayma olmaksızın) yuvarlanması ile sağlanmaktadır. Şekil 3.6'dan da görülebileceği üzere bu çemberlerin çaplarının oranı 2/3'tür.



**Şekil 3.6 :** Wankel gövde geometrisi hesaplarının gövde üzerinde şematik gösterimi.

Trokoid gövde içerisinde rotorun tüm gövde cidarını taramasına müsaade eden bu hareket bahsi geçen dişliler arasındaki ilişkiye dayalı olan eksantriklikle yani rotorun merkezden kaçık olarak hareket etmesiyle sağlanır. Bu sebeple gövde alanı hesabı

yapılırken eksantrik mili açısına ( $\alpha$ ) bağlı olarak işlemler gerçekleştirilmelidir. Gövde için temel geometrik denklemler yazılırsa,

$$x = e \cos 3\alpha + R' \cos \alpha \quad (3.20)$$

$$y = e \sin 3\alpha + R' \sin \alpha \quad (3.21)$$

Denklem 3.21 ve Denklem 3.22'de her iki tarafın türevi alınır,

$$dx = (-3e \sin 3\alpha - R' \sin \alpha) d\alpha \quad (3.22)$$

$$dy = (3e \cos 3\alpha + R' \cos \alpha) d\alpha \quad (3.23)$$

Gövde parçasının uzunluğunu tanımlamak için Pisagor bağıntısından yararlanılırsa,

$$dx^2 = (9e^2 \sin^2 3\alpha + (R')^2 \sin^2 \alpha + 6eR' \sin \alpha \sin 3\alpha) d\alpha^2 \quad (3.24)$$

$$dy^2 = (9e^2 \cos^2 3\alpha + (R')^2 \cos^2 \alpha + 6eR' \cos \alpha \cos 3\alpha) d\alpha^2 \quad (3.25)$$

$$dx^2 + dy^2 = 9e^2 + (R')^2 + 6eR'(\sin \alpha \sin 3\alpha + \cos \alpha \cos 3\alpha) d\alpha^2 \quad (3.26)$$

$$dx^2 + dy^2 = (9e^2 + (R')^2 + 6eR' \cos 2\alpha) d\alpha^2 \quad (3.27)$$

Gövde parçasının uzunluğu yukarıdaki denklem 3.27'nin karekökünün integrali alınarak aşağıdaki gibi bulunur.

$$L(\alpha)_g = \int_a^b \left( \sqrt{9e^2 + (R')^2 + 6e(R') \cos 2\alpha} \right) d\alpha \quad (3.28)$$

Denklem 3.28, Simpson 3/8 metodu ile entegre edilirse,

$$h = \frac{(B-A)}{3} \quad (3.29)$$

$$\int_a^b L(\alpha)_g dx \approx \frac{3}{8} h \left[ f(A) + 3f\left(\frac{2A+B}{3}\right) + 3f\left(\frac{A+2B}{3}\right) + f(B) \right] \quad (3.30)$$

$$\int_a^b L(\alpha)_g dx \approx \frac{(B-A)}{8} \left[ f(A) + 3f\left(\frac{2A+B}{3}\right) + 3f\left(\frac{A+2B}{3}\right) + f(B) \right] \quad (3.31)$$

buradan eksantrik milinin  $\Delta\alpha$  adım uzunluğunda gövdenin alanı,

$$A_g = L(\alpha)_g * b \quad (3.32)$$

olarak bulunur.

- Yanma odası içerisinde yan kapakların alanının hesaplanması

Strok hacmi denklem 3.3'te hesaplanmıştı. Bu denklem yardımıyla, yan kapak yüzey alanları ( $A_k$ ) eksantrik mili açısına ( $\alpha$ ) bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir [33];

$$A(\alpha)_c = ((R')^2 + 2e^2) \frac{\pi}{3} - 2e R' \cos(\varphi_{max}) - \left( \frac{2(R')^2}{9} + 4e^2 \right) \varphi_{max} - \frac{\sqrt{3}}{4} (R')^2 \quad (3.33)$$

$$A(\alpha)_b = (3e^2 + (R')^2) \frac{\pi}{3} - \left( \frac{(R')^2}{2} \sin\left(\frac{2\pi}{3}\right) \right) + 3eR' \sin\left(\frac{\pi}{3}\right) \cos\left(2\left(\alpha + \frac{\pi}{3}\right)\right) \quad (3.34)$$

$$A(\alpha)_k = A_c(\alpha) - A_b(\alpha) \quad (3.35)$$

Yukarıdaki yüzey alanı hesapları tamamlandığında gövde iç cidarı yüzey alanı  $A_g$  (denklem 3.19), rotor yüzey alanı ( $A_r$ ) (denklem 3.32) ve yan kapakların yüzey alanı ( $A_k$ ) (denklem 3.35) toplamından toplam yanma odası yüzey alanı ( $A_T$ ) elde edilmiş olur.

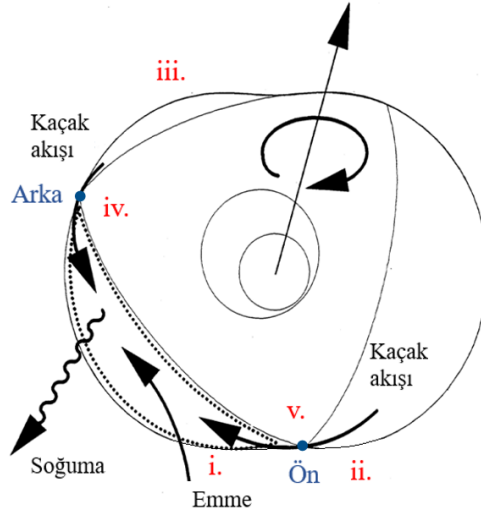
$$A_T = A_g + A_r + A_k \quad (3.36)$$

### 3.2 Termodinamik Büyüklüklerin Hesaplanması (Termodinamik Özelliklerin Sıfır Boyutlu Modellenmesi)

Wankel motorların termodinamik özellikleri incelenirken, açık bir termodinamik sistem için kütle, türlerin ve enerjinin korunumu denklemleri ideal gaz kanunu yardımıyla hesaplanmıştır. Tüm hesaplamalarda silindir içi gazların üniform basınç ve sıcaklık dağılımına sahip olduğu kabulü yapılmıştır.

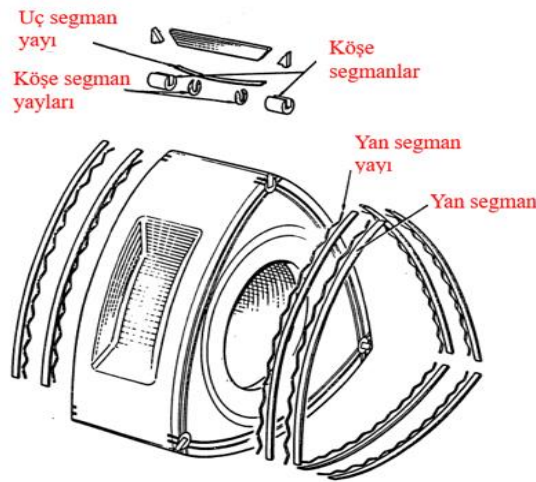
Wankel motoru üç yanma odacığından oluşmaktadır. Bununla birlikte, tüm yanma odacıklarının aynı çevrim süreçlerinden geçtiği ve benzer dinamik etkilere maruz kaldığı varsayılabilir. Bu sebeple üç yanma odacığı yerine yalnızca bir yanma odası için hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Hesaplama yöntemleri ve sonuçları diğer yanma odacıkları için de geçerli kabul edilmiştir. Hesaplamalar gerçekleştirilen yanma odacığı, referans yanma odası olarak isimlendirilmiştir.

Şekil 3.7'de Wankel motorunun açık sistem olarak şematik gösterimi mevcuttur. Şekilde kesikli çizgilerle referans yanma odacığını temsil eden kontrol hacmi gösterilmiştir. Şekilde 'Ön' ve 'Arka' şeklinde isimlendirilen kısımlar kontrol hacmindeki rotor kenarının rotorun dönüş yönüne göre sırasıyla önde ve arkada kalan kısımlarını temsil etmektedir.



**Şekil 3.7 :** Wankel motorunun açık sistem olarak gösterimi, i. Emme port, ii. Egzoz portu, iii. Odacıklar arası dolgu kaçağı yolu (leakage path), iv. Çatlak/boşluk akışı (crevice flow), v. yakıt enjektörü [23].

Bu bölümde gerçekleştirilen matematiksel hesaplamalar literatürde 4 zamanlı pistonlu motorların termodinamik özelliklerinin sıfır boyutlu olarak modellenmesi çalışmalarının 4 zamanlı Wankel motorlarına uyarlanmasını içermektedir. Esasen literatürde Wankel motorlarının sıfır boyutlu olarak incelendiği çalışmalarda izlenen yol da budur [20,21,23]. Ayrıca sıfır boyutlu bu modele, yalnızca yanma odasına alınan dolgu değil, aynı zamanda Şekil 3.8’de görülen segman boşluklarından ve yanma odaları arasında sızan gazlar da dahil edilmiştir.



**Şekil 3.8:** Wankel motoru rotorunda bulunan sızdırmazlık elemanlarının şematik gösterimi.

Wankel motorları, pistonlu motorlardan geometrik olarak tamamen farklı bir görünüme sahip olsalar krank/ eksantrik mili dönüş açısına göre yer değiştirme ve

sıkıştırma oranları her iki motorda da oldukça benzerdir. Bu iki motor arasındaki benzerlik özellikleri Bölüm 5.1’de detaylıca açıklanmıştır.

Termodinamik özelliklerin incelenmesinde yararlanılan korunum denklemleri ve ideal gaz bağıntısı aşağıdaki alt bölümlerde detaylı olarak ele alınmıştır.

### 3.2.1 Kütlenin korunumu

Wankel motorları pistonlu motorlar gibi açık termodinamik sistemlerdir. Şekil 3.7 ve Şekil 3.8’den de görülebileceği üzere yanma odası içerisinde bulunan akışkanlar aşağıdaki gibidir [20,33];

- Emme portundan içeri alınan taze dolgu,
- Özellikle emme ve egzoz portlarının birlikte açık kaldığı zamanda yanma odası içerisine giren yanmış egzoz gazlar,
- Yanma odacıkları uç segman ile ayrıldığı için zamanla segman aşınması nedeniyle yanma odacıkları arasındaki gaz sızıntıları (leakage flow),
- Kenar, köşe ve uç segmanların alt ve yan kısımlarında oluşan boşluklara kaçan gazlar (crevice flow).

Referans yanma odası içerisinde yer alan (kontrol hacmi içerisindeki) kütlenin korunumu denklem 3.37’deki gibi hesaplanabilir;

$$\frac{dm_k}{dt} = \dot{m}_k = \dot{m}_{em} - \dot{m}_{egz} + \dot{m}_{szn} + \dot{m}_{bşl} + \dot{m}_{gy} \quad (3.37)$$

Burada,  $\dot{m}_k$ ; kontrol hacmindeki kütlenin zamana bağlı değişimi,  $\dot{m}_{em}$ ; emme portu boyunca birim zamanda giren kütle,  $\dot{m}_{egz}$ ; egzoz portu boyunca birim zamanda dışarı atılan kütle,  $\dot{m}_{szn}$ ; yanma odacıkları arasında segmanlardan birim zamanda sızan gaz kütlesi ve  $\dot{m}_{bşl}$ ; birim zamanda boşluklara kaçan gaz kütlesi,  $\dot{m}_{gy}$ ; yanma odasına birim zamanda gaz olarak eklenen yakıt kütlesidir [23].



kalan segmanından olan akışları göstermektedir (Şekil 3.7).  $\dot{m}_{ykt,ynm}$  ise yakıtın yanma hızını ifade etmektedir..

Emme ve egzoz portları boyunca yakıt akışı ile yakıt debisi arasındaki ilişki akış yönüne bağlıdır. Bu ilişki aşağıdaki gibidir;

$$\dot{m}_{y,em} = \begin{cases} x_{y,emm} \dot{m}_{em} & \dot{m}_{em} \geq 0; \\ x_y \dot{m}_{em} & \dot{m}_{em} < 0. \end{cases} \quad (3.40)$$

$$\dot{m}_{y,exh} = \begin{cases} x_y \dot{m}_{egz} & \dot{m}_{egz} \geq 0; \\ x_{y,em} \dot{m}_{egz} & \dot{m}_{egz} < 0. \end{cases} \quad (3.41)$$

Boşluk ve sızıntı akışlarındaki yakıt akış hızı akış yönüne bağlıdır.

$\dot{m}_{ykt}^{\text{ön}} = \dot{m}_{ykt,b\text{şl}}^{\text{ön}} + \dot{m}_{ykt,szn}^{\text{ön}}$  ve  $\dot{m}_{ykt}^{\text{ark}} = \dot{m}_{ykt,b\text{şl}}^{\text{ark}} + \dot{m}_{ykt,szn}^{\text{ark}}$  eşittir. Kontrol hacmindeki rotor kenarının rotorun dönüş yönüne göre ön ve arka tarafında boşluk ve sızıntı akışları aşağıdaki gibidir;

$$\dot{m}_{y,b\text{şl}}^{\text{ön}} = \begin{cases} x_{y,b\text{şl}}^{\text{ön}} \dot{m}_y^{\text{ön}} & \dot{m}_y^{\text{ön}} \geq 0; \\ x_y \dot{m}_{ykt}^{\text{ön}} & \dot{m}_y^{\text{ön}} < 0. \end{cases} \quad (3.42)$$

$$\dot{m}_{y,b\text{şl}}^{\text{ark}} = \begin{cases} x_{y,b\text{şl}}^{\text{ark}} \dot{m}_y^{\text{ark}} & \dot{m}_y^{\text{ark}} \geq 0; \\ x_y \dot{m}_{ykt}^{\text{ark}} & \dot{m}_y^{\text{ark}} < 0. \end{cases} \quad (3.43)$$

Sıfır boyutlu bu modelde yanma odasındaki gaz kompozisyonunu; yakıt kütle kesri, yanmış ürünlerin kütle kesri ve taze hava kütle kesrinden oluşmaktadır. Yanma odası yakıt kütle kesrinin ( $x_y = m_y/m_k$ ) zamana bağlı değişimi aşağıdaki bağıntıdan elde edilebilir;

$$\dot{x}_y = \frac{\dot{m}_y}{m_{knt}} - x_y \frac{\dot{m}_k}{m_k} \quad (3.44)$$

Yanmış ürünlerin kütle kesri değişim hızı (Rate of change of burnt products mass fraction) ( $\dot{x}_{ynm}$ );

$$\dot{x}_{ynm} = \dot{x}_y \frac{\lambda+1}{\lambda} \quad (3.45)$$

Taze hava kütle kesri değişim hızı ( $\dot{x}_h$ )

$$\dot{x}_h = -\dot{x}_{ynm} \quad (3.46)$$

Ekivalans oranının değişim hızı ( $\dot{\phi}$ );

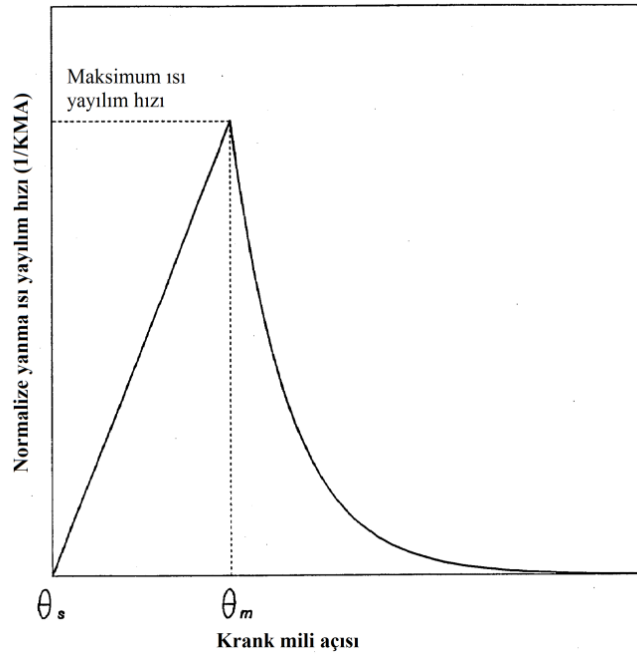
$$\dot{\phi} = \frac{1}{\lambda} \frac{\dot{x}_y}{(1-x_y)^2} \quad (3.47)$$

Korunum denklemlerinden enerjinin korunumu denklemine geçilmeden önce yanma ve ideal gaz denklemi bağıntısı konularına değinmekte fayda vardır.

### 3.2.3 Yanmanın sıfır boyutlu olarak modellenmesi

Literatürdeki Wankel motorlarında yanmanın sıfır boyutlu olarak modelleme çalışmalarında pistonlu motorlar üzerinden geliştirilen yanma modellerinin Wankel motorlara uyarılması yapılmıştır [19-23]. Bu tez çalışmasında da literatüre uygun olarak pistonlu motorlar üzerinden sıfır boyutlu yanma modellemesi gerçekleştirilmiştir.

Gatowski ve diğerleri çalışmalarında doğrudan püskürtmeli kademeli dolgulu motor için yanma olayının modellenmesinde silindir içi basınç verilerini baz alarak yanma ısı salım hızının (combustion heat release rate) (YISH) krank açısına bağlı grafiğini oluşturmuştur [61]. Çalışmalarında yanmanın iki aşamada gerçekleştiğini kuramsallaştırmışlardır. Buna göre yanmanın ilk aşamasında yanma ısı salım hızının YISH lineer olarak belirli bir değere kadar artış gösterir, ardından YISH'nın eksponansiyel olarak düşüş gösterdiği ikinci aşama başlar. Şekil 3.10'dan Gatowski ve diğerlerinin çalışmasında ortaya koydukları krank mili açısına göre YISH grafiği incelenebilir.



Şekil 3.10 : Yanma ısı salım hızı grafiği [61].

Yanmanın birinci aşamasında YISH denklem 3.48'deki gibi hesaplanmaktadır;

$$\frac{dQ_c}{d\theta} = \left(\frac{dQ_c}{d\theta}\right)_{max} \left(\frac{\theta - \theta_{atş}}{\theta_m - \theta_{atş}}\right) \quad (3.48)$$

İkinci aşamadaki YISH denklemi;

$$\frac{dQ_c}{d\theta} = \left(\frac{dQ_c}{d\theta}\right)_{max} e^{-\frac{\theta - \theta_m}{\tau}} \quad (3.49)$$

Yukarıdaki denklemlerde  $Q_c$ ; yakıt enerjisi,  $\theta_{atş}$ ; ateşleme başlangıcındaki °EMA,  $\theta_m$ ; maksimum yakıt enerjisi salım hızının maksimum olduğu °EMA,  $\left(\frac{dQ_c}{d\theta}\right)_{max}$ ; maksimum ISH,  $\tau$ ; yanma hızı bozulma sabiti (combustion rate decay constant)'dir. Denklem (3.48)'den elde edilen ISH'nın  $\theta_{atş}$  ve  $\theta_m$  aralığındaki integrali ile Denklem (3.49)'den elde edilen ISH'nın  $\theta_m$ 'den  $\infty$ 'a kadar integrali toplanarak bozulma sabiti ( $\tau$ ) elde edilir. Yakıt tamamen yanması mümkün değildir, bu sebeple toplam yakıt enerjisini ifade ederken,  $m_y * AID$ , bir verim ifadesi ( $X_c$ ) kullanılmaktadır.

$$\tau = \frac{X_c (m_{y,çevrim} * AID)}{\left(\frac{dQ_c}{d\theta}\right)_{max}} - \frac{1}{2} (\theta_m - \theta_{atş}) \quad (3.50)$$

Burada;  $m_{y,çevrim}$ ; çevrim boyunca yanma odasına alınan toplam yakıt kütleini, AID; yakıtın alt ısı değerini (LHV) göstermektedir. Geliştirilen modelde yakıt, yanma başlangıcından önce yani buharlaşıp yanmadan önce yanma odası temel gazlarından biri olarak kabul edilmediğinden bahsedilmiştir. Buna göre yakıtın birim zamanda yanma hızı ( $\dot{m}_{y,ynm}$ );

$$\dot{m}_{y,ynm} = \frac{m_{y,çevrim} * \left(\frac{dQ_c}{d\theta}\right)}{m_y * AID} \quad (3.51)$$

### 3.2.4 İdeal gaz bağıntısının sıfır boyutlu termodinamik modelde kullanımı

Termodinamik özellikler hesaplanırken, ideal gaz denkleminin açık termodinamik sistem olarak alınan yanma odası içerisindeki basıncın zamana bağlı değişimini tespit etmek hususunda yararlanılmıştır. Buna göre ideal gaz denkleminin diferansiyeli (zamana göre);

$$\dot{P}_k = P_k \left( \frac{\dot{R}_k}{R_k} + \frac{\dot{m}_k}{m_k} + \frac{\dot{T}_k}{T_k} - \frac{\dot{V}_k}{V_k} \right) \quad (3.52)$$

Burada  $\dot{R}_k$ ; gaz sabitinin türevidir (zamana göre). Yoğunluk değişim hızı (rate);

$$\dot{\rho}_k = \left(\frac{\partial \rho_k}{\partial T_k}\right)_{P_k, \phi} \dot{T}_k + \left(\frac{\partial \rho_k}{\partial P_k}\right)_{T_k, \phi} \dot{P}_k + \left(\frac{\partial \rho_k}{\partial \phi}\right)_{P_k, T_k} \dot{\phi} \quad (3.53)$$

Denklemden,  $\dot{\phi}$  ; ekivalans oranıdır. Denklemden  $\left(\frac{\partial \rho_k}{\partial T_k}\right)$  ve  $\left(\frac{\partial \rho_k}{\partial P_k}\right)$  kısmi türevlerindeki indisler çıkarılarak sadeleştirme yapılmıştır. Böylece denklem 3.54 elde edilmiştir;

$$\dot{\rho}_k = -\frac{P_k}{R_k T_k^2} \dot{T}_k + \frac{1}{R_k T_k} \dot{P}_k + \left(\frac{\partial \rho_k}{\partial \phi}\right) \dot{\phi} \quad (3.54)$$

Gaz sabitinin değişim hızı;

$$\dot{R}_k = \frac{1}{\rho_k T_k} \dot{P}_k - \frac{P_k}{\rho_k^2 T_k} \dot{\rho}_k - \frac{P_k}{\rho_k T_k^2} \dot{T}_k \quad (3.55)$$

Denklem (3.54)'te hesaplanan  $\dot{\rho}_k$  değeri, yukarıdaki gaz sabitinin değişim hızı denkleminde yerine konursa;

$$\dot{R}_k = \frac{P}{\rho^2 T_k} \left(\frac{\partial \rho_k}{\partial \phi}\right) \dot{\phi} \quad (3.56)$$

Denklem (3.56)'ten elde edilen  $\dot{R}_k$  değeri, denklem (3.52)'de ifade edilmiş olan ideal gaz bağıntısının zamana göre diferansiyelinde yerine konursa basıncın zamana göre değişim denkleminin oluşturulmuş olur.

$$\dot{P}_k = \frac{P_k}{\rho_k} \left(\frac{\partial \rho_k}{\partial \phi}\right) \dot{\phi} + \frac{P_k}{m_k} \dot{m}_k + \frac{P_k}{T_k} \dot{T}_k - \frac{P_k}{V_k} \dot{V}_k \quad (3.57)$$

### 3.2.5 Enerjinin korunumu

Oluşturulan modelde açık kontrol hacmi olan referans yanma odası sınırlarından emme sırasında giriş yapan gazlar, egzoz işleminde dışarı salınan yanmış gazlar, yanma odacıkları arasındaki sızıntılar, segman boşluklarındaki kaçak akışlar vasıtasıyla enerji geçişi gerçekleşmektedir.

Temodinamiğin 1. Kanunu referans yanma odasına uygulandığında,

$$\dot{E}_k = \sum_{j=1}^{n_s} \dot{m}_j i_j - \dot{Q}_{it} - \dot{q} \quad (3.58)$$

Burada,  $\dot{E}_k$ ; kontrol hacminin iç enerjisi,  $n_s$ ; kütlelerin kontrol hacim sınırlarını geçebileceği yol sayısı,  $i_j$ ; j geçiş yönünde taşınan entalpi,  $\dot{Q}_{it}$ , kontrol hacminden ısı kaybı,  $\dot{q}$  ; motor indike gücüdür (P.dV işine bağlı olan). Denklem (3.58)'de eşitliğin solu ( $\dot{E}_k$ ) genişletilirse;

$$\frac{d}{dt} (m_k i_k - P_k V_k) = \sum_{j=1}^{n_s} \dot{m}_j i_j - \dot{Q}_{it} - \dot{q} \quad (3.59)$$

$$\dot{m}_k i_k - m_k \dot{i}_k - \dot{P}_k V_k - P_k \dot{V}_k = \sum_{j=1}^{n_s} \dot{m}_j i_j - \dot{Q}_{it} - P_k \dot{V}_k \quad (3.60)$$

$$m_k \dot{i}_k = \sum_{j=1}^{n_s} \dot{m}_j i_j - \dot{Q}_{it} - P_k \dot{V}_k - \dot{m}_k i_k \quad (3.61)$$

denklemleri elde edilir. Yukarıdaki denklemlerde  $P_k$  ve  $V_k$  ifadeleri kontrol hacmindeki basınç ve hacmi temsil etmektedir. Bu hesaplamalarda kontrol hacmindeki kinetik enerji ve potansiyel enerji değerleri ihmal edilmiştir.

Kısmi türevler cinsinden entalpinin türev ifadesi;

$$\dot{i}_k = c_p \dot{T}_k + c_t \dot{P}_k + c_\phi \dot{\phi} \quad (3.62)$$

şeklindedir. Böylece denklem (3.62)'de elde edilen ' $\dot{i}_k$ ' değeri, denklem (3.60)' da yerine konursa, referans yanma odası içerisindeki sıcaklık değişiminin zamana bağlı ifadesi elde edilmiş olur.

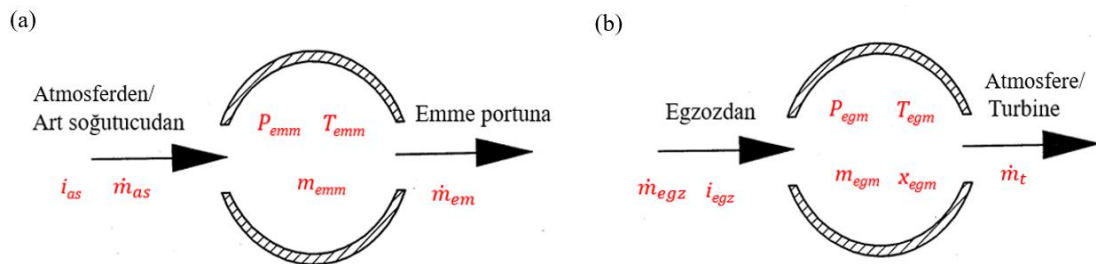
$$\dot{T}_k = \frac{\sum_{j=1}^{n_s} \dot{m}_j i_{j-k} - \dot{Q}_{t,t-P_k} \dot{V}_k - \dot{m}_k i_{k-k} + \left[ \frac{\gamma}{\rho_k} \frac{\partial \rho_k}{\partial \phi} \dot{\phi} - m_k c_\phi \right] \dot{\phi} + \frac{\gamma}{m_k} \dot{m}_k - \frac{\gamma}{V_k} \dot{V}_k}{m_k c_p - \frac{\gamma}{T_k}} \quad (3.63)$$

Denklem 3.63'teki 'k' alt indisleri kontrol hacmini ifade etmektedir.  $\gamma$  değeri,  $\gamma = P_k (V_k - m_k c_t)$  eşitliğinden hesaplanmaktadır.

Özetlemek gerekirse; bu bölümde kütle, türlerin ve enerjini korunumu için temel denklemler sıfır boyutlu olarak elde edilmiştir. Yanmanın sıfır boyutlu modellenmesi ve ideal gaz bağıntısının incelenmesi yine bu bölümde gerçekleştirilen çalışmalardır.

### 3.2.6 Manifolpların modellenmesi

Emme ve egzoz manifoldları, bu çalışmada sıfır boyutlu model oluşturulurken termodinamik özelliklerin uniform dağılım gösterdiği, sabit hacme sahip kontrol hacimleri şeklinde kabul edilmiştir.



**Şekil 3.11** : Manifolpların şematik gösterimi; (a) Emme manifoldu, (b) Egzoz manifoldu.

- Emme manifoldunun modellenmesi;

Emme manifoldu kompozisyonundaki değişimler ihmal edilebilir düzeyde olduğu için modellemeye dahil edilmemiştir. Emme manifoldunun şematik gösterimine Şekil 3.11

(a)'da yer verilmiştir. İdeal gaz denklemleri yardımıyla korunum denklemleri emme manifoldu modeline uygulandığında birim zamandaki manifold içerisinde geçen akışkan kütlesi, basınç ve sıcaklığı matematiksel olarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir;

$$\dot{m}_{emm} = \dot{m}_{as} - \dot{m}_{em} \quad (3.64)$$

$$\dot{T}_{emm} = \left( \frac{T_{em} \dot{m}}{P_{emm} V_{emm}} \right) \left[ \frac{\dot{m}_{as}(i_{as} - i_{emm}) + R_{emm} T_{emm} \dot{m}_{emm} + \dot{Q}_{emm}}{\frac{c_{p,emm}}{R_{emm}} - 1} \right] \quad (3.65)$$

$$\dot{P}_{emm} = P_{emm} \left( \frac{\dot{m}_{emm}}{m_{emm}} + \frac{\dot{T}_{emm}}{T_{emm}} \right) \quad (3.66)$$

Bu denklemlerde  $\dot{Q}_{emm}$ ; manifold duvarları boyunca manifolddan dış ortama şeklinde gerçekleşen ısı transferidir. Dış ortamdan emme manifoldu duvarlarına olan ısı geçişi ihmal edilmiştir. Alt indislerden; *emm*; emme manifoldunu, *as*; atmosferden veya art soğutucudan emme manifolduna gaz akışını, *em*; emme portunu simgelemektedir.

- Egzoz manifoldunun modellenmesi;

Egzoz manifoldu da, Şekil 3.11 (b)'de görüldüğü üzere emme manifolduna benzer şekilde modellenmektedir. Fakat egzoz manifold kompozisyonu zamana bağlı olarak büyük farklılık gösterdiğinden dolayı emme manifoldu modellemesinden farklı olarak burada hesaplamaya bir de manifold kompozisyonlarının kısmi türevleri (zamana bağlı) de dahil edilmiştir. Buna göre kütle korunumu denklemi;

$$\dot{m}_{egm} = \dot{m}_{egz} - \dot{m}_t \quad (3.67)$$

$\dot{m}_t$ ; egzoz manifoldundan atmosfere veya türbine sızan akışkan (manifold efflux to the atmosphere) kütlesidir. Egzoz manifoldunda taze hava kütle kesri değişim hızı;

$$\dot{x}_{h,egz} = \frac{\dot{m}_{egz}}{m_{egm}} (x_{h,egz} - x_{h,egm}) \quad (3.68)$$

burada alt indislerden; *egm*; egzoz manifoldunu, *egz*; egzoz portunu, *h*; taze havayı simgelemektedir.

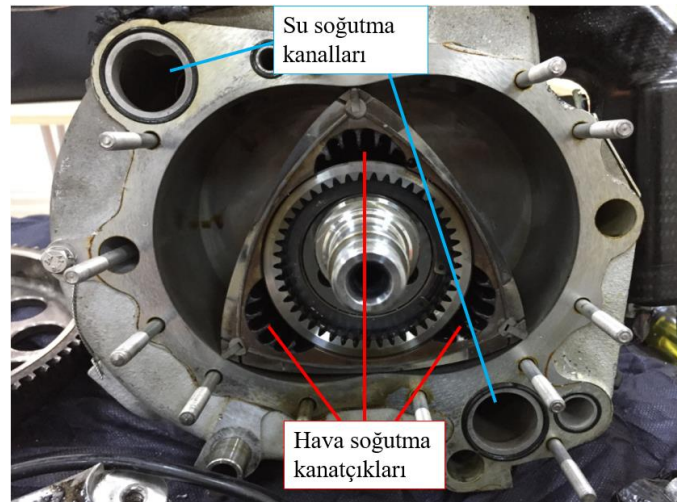
$$\dot{T}_{egm} = \frac{\dot{m}_{egz}(i_{egz} - i_{emm}) - m_{emm}(e_{h,egm} - e_{ynm,egm})\dot{x}_{h,egm} + R_{egm} T_{egm}(\dot{m}_{egz} - \dot{m}_t) + \dot{Q}_{egm}}{m_{egm}(c_{p,egm} - R_{egm})} \quad (3.69)$$

burada, '*ynm*' alt indisi; yanmış gaz özelliklerini '*e*' ise özgül iç enerjiyi temsil etmektedir. Yukarıdaki denklemler düzenlendiğinde egzoz manifoldunda zamana bağlı basınç değişiminin matematiksel ifadesi aşağıdaki gibidir;

$$\dot{P}_{egm} = P_{egm} \left[ \frac{\dot{m}_{egm}}{m_{egm}} + \frac{\dot{T}_{egm}}{T_{egm}} + \frac{\dot{x}_{h,egm} (R_{h,egm} - R_{ynm,egm})}{R_{egm}} \right] \quad (3.70)$$

### 3.2.7 Isı transferinin modellenmesi

Isı transferinin motor malzeme yapısı ve motor performansına etkileri tüm içten yanmalı motorlarda en önemli araştırmaya konularındadır ve özellikle yanma ve genişleme stroklarında silindir içi gazların çok yüksek sıcaklıklara ulaşması sonucu yanma odasından dış ortama ısı transferi artar. Wankel motorlarında ise performans malzeme deformasyonları açısından ısı transferi etkileri daha kritik bir önem taşımaktadır. Çünkü Wankel motorlarının yüzey-hacim oranı çok daha yüksektir ve yanma her zaman sadece bujinin olduğu kısımda gerçekleştiğinden yanma gerçekleşen yanma odacığında çok yüksek sıcaklık değerlerine (anlık olarak 2200 K civarı) ulaşılmasına karşın, diğer iki yanma odacığı emme veya egzoz strokunda olacağı için sıcaklıkları çok daha düşüktür. Yanma odacıkları arasındaki bu çok yüksek sıcaklık farklılıkları ısı transferinin termal verim üzerine etkisini artırır. Ayrıca döner hareketin de etkisiyle silindir içi gazlar Wankel motor gövdesinin (housing) iç cidar yüzeylerinden çok hızlı şekilde geçmektedir, bu da ısı transferini artıran diğer bir unsurdur. Bu çalışmada kullanılan referans Wankel motorunun rotoru hava ve sıvı soğutmalı, gövdesi ise sıvı soğutmalı olacak şekilde tasarlanmıştır. Isı transferinin matematiksel olarak modellenirken bu durum dikkate alınmıştır. Söz konusu soğutma sistemleri Şekil 3.12’de mevcut referans motor resmi üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 3.12 : Referans Wankel motoru soğutma sisteminin gösterimi.

Bu çalışmada, Woschni tarafından içten yanmalı motorları için geliştirilmiş ısı transferi modeli kullanılmıştır [62]. Bölüm 5’teki bir boyutlu HAD analizlerinde de

kullanılan ısı transferi modeli budur. Buna göre yanma odasındaki anlık ısı transferi katsayısı hesaplanırken, ısı transferi düz bir levha üzerinden ısı transferi şeklinde ele alınıp Nusselt sayısı yardımıyla hesaplamalar yapılmıştır;

$$Nu = C Re^a Pr^b = \frac{hL}{k} \quad (3.71)$$

Nusselts sayısı ( $Nu$ ); Reynolds sayısı ( $Re$ ) ve Prandtl sayısı ( $Pr$ )'nın korelasyonundan oluşmaktadır. Burada,  $h$ ; taşınım ile ısı transferi katsayısı,  $L$ ; karakteristik levha uzunluğu,  $k$ ; akışkanın ısı iletim katsayısıdır.

Reynolds sayısı ( $Re$ );

$$Re = \frac{\vartheta L}{\nu} \quad (3.72)$$

Prandtl sayısı ( $Pr$ );

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (3.73)$$

şeklinde hesaplanmaktadır. Ayrıca denklem 3.71'deki  $C$ ,  $a$ ,  $b$  katsayıları düzeltme sabitleridir. Wankel motorlar üzerinde yapılan deneysel çalışmalarda, Wankel motoru ısı transferi hesaplarında  $C=0.037$ ,  $a=0.8$ ,  $b=0.3$  değerlerinin kullanılması tavsiye edilmektedir [20,23].  $C,a,b$  düzeltme sabiti değerleri denklem 3.71'e uygulanırsa;

$$Nu = 0.037 Re^{0.8} Pr^{0.3} \quad (3.74)$$

olarak yalnızca  $Re$  ve  $Pr$  sayılarına bağlı Nusselt sayısı elde edilmiş olur. Bununla birlikte literatürde Wankel motoru ısı transferinin hesabında  $Nu$  sayısının  $Re$  sayısının bir fonksiyonu olarak da kullanımı söz konusudur.

$$Nu = 0.035 Re^{0.8} \quad (3.75)$$

$Nu$  sayısı;  $Re$  sayısı cinsinden denklem 3.75'teki gibi yazılabilir. İçten yanmalı motorlarda yanma odasının taşınım ile ısı transferi katsayısı yukarıdaki denklemlerde ifade edildiği şekilde  $Nu$  sayısı cinsinden elde edilebileceği gibi piston hızı, silindir içi basınç ve sıcaklık parametrelerine bağlı olarak da ifade edilebilir [61]. Pistonlu motorlarda emme ve sıkıştırma stoklarında taşınım ile ısı transfer katsayısı ( $h$ );

$$h = 110 \left[ d^{-0.2} p^{0.8} T^{-0.53} (C_1 c_p + C_2 W_y)^{0.8} \right] \quad (3.76)$$

denkleminde hesaplanmaktadır. Burada  $c_p$ ; ortalama piston hızıdır ve emme ve sıkıştırma zamanlarındaki gaz hızını eşdeğerdir. Yanma olayının etkisiyle oluşan türbülanslar piston üzerinde ek hız oluşturur. Bu ek hızlar  $W_y$  ile temsil edilmiştir.  $C_1$  ve  $C_2$  ise düzeltme sabitleridir.

Pistonlu motorlarda gerçekleşen ısı transferi motor parametrelerine (basınç, sıcaklık, piston hızı vs) bağlı olarak yukarıdaki gibi ifade edilmiştir. Fakat bu denklemleri doğrudan Wankel motorlarının ısı transferi hesaplarında kullanmak pek mümkün değildir. Bu model ısı transferi hesabında kullanılan Woschni modelinde ısı transferi bir çevrim boyunca yanma süresince ve yanmanın olmadığı zamanlarda olmak üzere iki aşamalı olarak incelenmiştir [61,62].

Yukarıdaki denklemlerde de ifade edildiği gibi silindir içi gaz hızı ısı transferini etkileyen en önemli parametrelerdendir. Bu nedenle öncelikle her iki aşamada da (yanma olduğu ve olmadığı süreçler) gaz hızı incelenmelidir;

- Yanmanın gerçekleşmediği aşamada gaz hızı;

Yanma olmadığı durumda yani emme ve sıkıştırma zamanlarında, gaz hızı ortalama rotor hızıyla orantılıdır. Ortalama rotor hızı ( $\bar{\vartheta}_r$ ); =

$$\bar{\vartheta}_r = \frac{\pi N R_r}{90} \quad (3.77)$$

Burada,  $R_r$ ; rotorun yarıçapı,  $N$ ; motor devri (dev/dk)'dır. Bu aşamadaki yanmanın olmadığı süreçlerdeki karakteristik hız ( $\vartheta_{yanmasız}$ );

$$\vartheta_{yanmasız} = C_1 \bar{\vartheta}_r \quad (3.78)$$

Burada  $c_1$ ; düzeltme katsayısıdır.

Wankel motorlarının ısı transferinin matematiksel olarak incelendiği çalışmalarda emme ve sıkıştırma zamanlarında ısı transferi deneysel verilerle desteklenerek yukarıdaki Denklem 3.78 genişletilmiştir. Böylece ısı taşınım katsayısı (emme ve sıkıştırma stroklarındaki) ampirik olarak aşağıdaki gibi ortaya konmuştur;

$$h = C_1 131 [R_r^{0.8} p^{0.8} T^{-0.53} (2.28 \bar{\vartheta}_r)^{0.8}] \quad (3.79)$$

- Yanma gerçekleştiği aşamadaki gaz hızı;

Bir çevrimde yanma stroku gerçekleşirken yanan gazlar ani genişleme eğilimindedir. Yanma sonucu genişleyen gazların hızına kıyasla rotorun hızı düşük kalmaktadır. Dolayısıyla bu aşamada gazların hızını ifade etmek için yalnızca rotorun ortalama hızını kullanmak yetersiz kalır, yanma gazlarının ani genişleme etkisini temsil eden ek bir hız ifadesine ihtiyaç vardır. Söz konusu ek hız değeri aşağıdaki gibi hesaplanabilir;

$$\vartheta_{ek} = C_2 \left( \frac{V_{yanma}}{V_1} \right) \left( \frac{T_1}{P_1} \right) (P_{yanma} - P_{yanmasız}) \quad (3.80)$$

Denklem 3.80'deki alt indislerden *yanma* indisi yanma odası şartlarını, *1* indisi ise emme portunun kapalı olduğu durumdaki şartları ifade etmektedir.  $P_{yanmasız}$  izantropik sıkıştırma ve genişleme stroklarındaki basınç değeridir.

Yanma boyunca toplam gaz hızı;

$$\vartheta_{yanma} = \bar{\vartheta}_{yanmasız} + \vartheta_{ek} \quad (3.81)$$

şeklinde hesaplanabilir. Deneysel verilerle desteklenmiş düzeltme sabitleri eklendiğinde ve denklem açıldığında aşağıdaki denklem 3.82 elde edilir;

$$\vartheta_{yanma} = C_1 \bar{\vartheta}_{yanmasız} + C_2 \left( \frac{V_{yanma}}{V_1} \right) \left( \frac{T_1}{P_1} \right) (P_{yanma} - P_{yanmasız}) \quad (3.82)$$

Bu denklemde gerçekleştirilen ara işlemler sonucu yanma ve genişleme zamanlarındaki ısı transferinin matematiksel olarak ifadesi aşağıdaki gibidir. Yanma ve genişleme zamanlarında bu ısı transferi denklemi (denklem 3.82) deneysel verilerle desteklenerek ara işlemler gerçekleştirilmiş ve genişletilmiştir. Böylece ısı taşınım katsayısı (yanma ve genişleme stroklarındaki) ampirik olarak aşağıdaki gibi ortaya konmuştur;

$$h = C_1 131 \left[ R_r^{0.8} p^{0.8} T^{-0.53} (2.28 \bar{\vartheta}_{rotor} + C_2 \vartheta_{yanma})^{0.8} \right] \quad (3.83)$$

Burada;  $C_1$  ve  $C_2$  düzeltme sabitleridir.

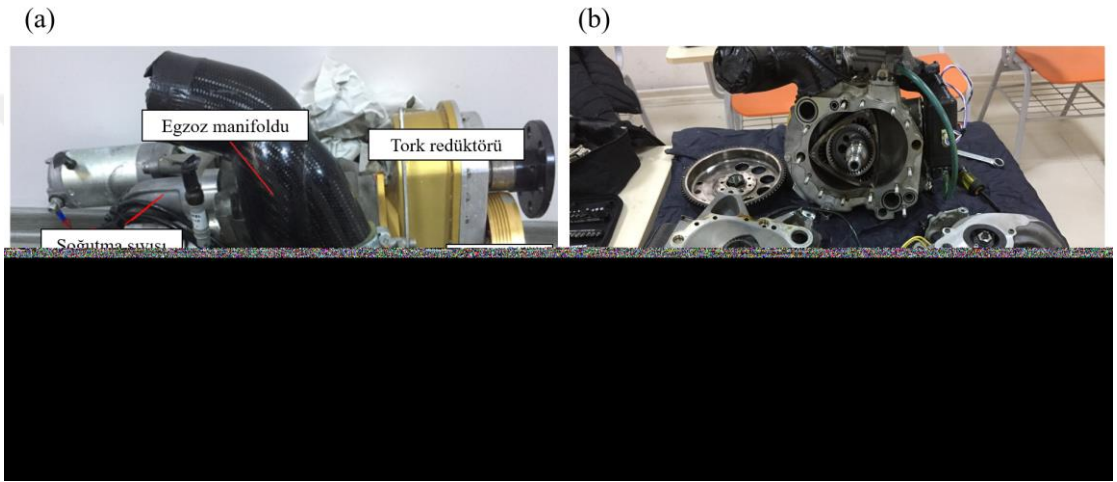
Yukarıdaki denklemlerde gaz hızı üzerinden Wankel motorlarında ısı taşınım katsayısına ulaşılmıştır. Wankel motoru yanma odasından ısı transfer hızı ( $\delta Q_{it}$ );

$$\delta Q_{it} = h A_y (T - T_{cidar}) \quad (3.84)$$

şeklinde hesaplanabilir. Bu denklemde  $A_y$ ; ısı transferinin gerçekleştiği yüzey alanıdır.  $T_{cidar}$ ; gövdenin iç cidar sıcaklığıdır. Isı transferinin gerçekleştiği yüzey alanları ( $A_y$ ) hesaplamaları; Bölüm 3.1.5'teki yüzey hacim alanı hesaplamalarından elde edilmektedir.

#### 4. REFERANS WANKEL MOTORUNUN DEMONTAJI VE KATI MODEL OLUŞTURULMASI

Vestel Savunma Sanayi (LENTATEK) firmasından temin edilen referans Wankel motoru, Şekil 4.1 (a)'da görüldüğü gibi firmadan montajlı vaziyette teslim alınmıştır ve Şekil 4.1 (b)'deki gibi demonte hale getirilmiştir.

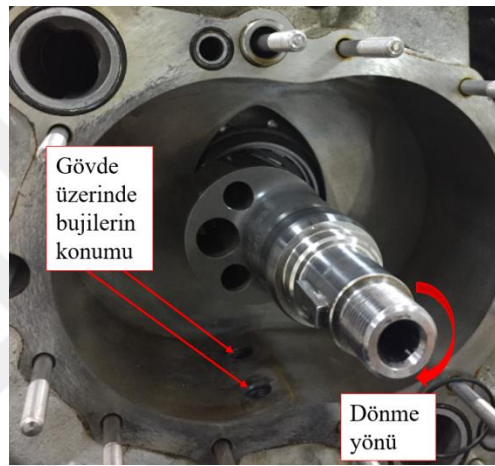


Şekil 4.1 : Referans motorun (a) montajlı halinin, (b) demonte halinin genel görünümü.

Çizelge 4.1 : Referans Wankel motor temel özellikleri.

| Motor tipi            | Tek rotorlu, 4-zamanlı Wankel motoru |
|-----------------------|--------------------------------------|
| $R$ [mm]              | 71.89                                |
| $a$ [mm]              | 1.05                                 |
| $R'$ [mm]             | 72.94                                |
| $e$ [mm]              | 11.5                                 |
| Derinlik [mm]         | 7.44                                 |
| $k$ -faktörü          | 6.34                                 |
| Buji radyusu [mm]     | 1                                    |
| Yataklama sistemi     | Bilyeli yatak                        |
| Rotor soğutma elemanı | Hava ve yağ                          |
| Gövde soğutma elemanı | Su                                   |

Çizelgedeki,  $R$ ; rotorun köşesi ve rotorun ağırlık merkezi arasındaki mesafe,  $R'$ ; Rotorun köşesinin gövde ağırlık merkezine olan mesafesi,  $e$ ; eksantriklik,  $a$ ; rotor köşeleri ve gövde arasındaki segman boşlukları,  $\varepsilon$ ; sıkıştırma oranını ifade etmektedir. Bu kısaltmalardan önceki Bölüm 3.1’de de bahsedilmiştir ve oradan hatırlanacağı üzere  $R' = R + a$  ile hesaplanmaktadır.  $k$ -faktör= $(R')/e$  ise şeklinde elde edilmektedir [43]. Gövde üzerinde 10 mm çapında, 2 adet buji motorun düşey ekseninden dönme yönüne göre 10 mm ileride ve birbirine paralel olacak şekilde yerleştirilmiştir. Şekil 4.2’de bujilerin yerleştirildiği yuvaların gövde üzerindeki konumu görülmektedir.



**Şekil 4.2 :** Bujilerin yerleştirildiği yuvaların gövde üzerindeki görünümü.

Temel geometrik özellikleri Çizelge 4.1’deki gibi ölçülmüş olan referans motor Spreitzer ve diğ.’nin deneysel çalışmalarında kullandıkları test motoru ile aynı boyutlara sahiptir. Bu nedenle simülasyon sonuçlarının deneysel validasyonunda Spreitzer ve diğ.’nin çalışmasına başvurulmuştur [43].

Motor komponentlerinin 3 boyutlu ölçüm cihazlarıyla ölçümü tamamlandıktan sonra katı model oluşturma aşamasına geçilmiştir. Bu çalışmanın temel amacı; referans Wankel motoruna ait performans, yanma ve emisyonların üç boyutlu olarak incelenmesi olduğundan dolayı yalnızca modellemede kullanılacak Bölüm 2.1’de de tanıtımı yapılmış olan ana motor parçalarının katı modeli oluşturulmuştur. Motora ait hava pompası, kayış kasnak mekanizması veya marş motoru gibi yanma odası içerisinde yer almayan komponentlerin modellenmesi yapılmamıştır. 3B hesaplamalı akışkanlar dinamiği hesaplamalarının gerçekleştirildiği akış hacmi, bu bölümde oluşturulan katı modellerden elde edileceği için katı model oluşturulurken gözetilen modelleme hassasiyeti kritik önem taşımaktadır. Modelleme; 3°’lik eksantrik mil

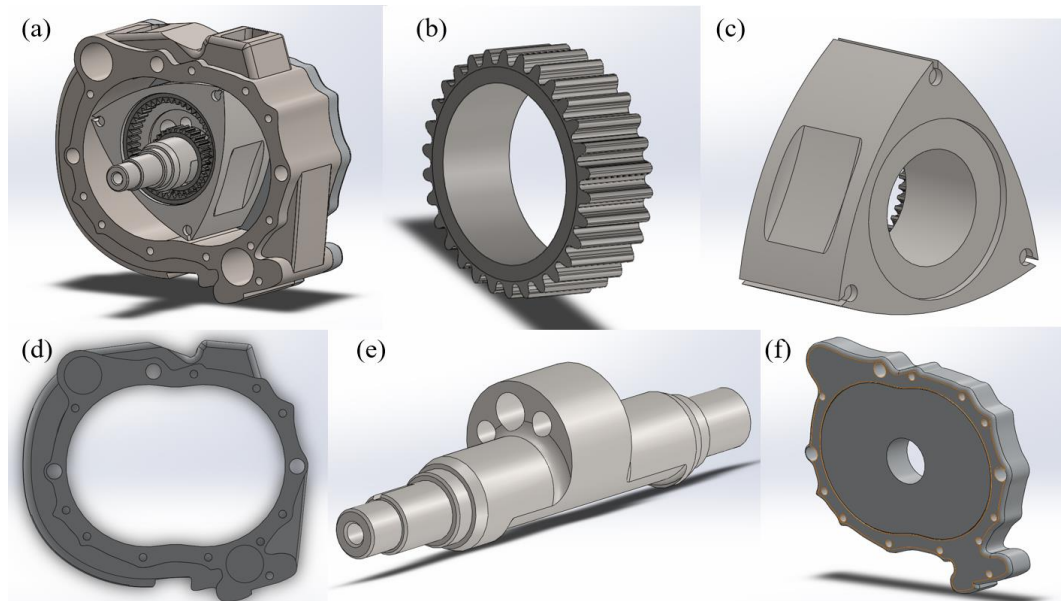
dönüş hassasiyeti yani 1°'lik rotor dönüş hassasiyetinde SolidWorks (v.2015 SP5.0) bilgisayar destekli tasarım (BDT/ CAD) programında gerçekleştirilmiştir [64].

#### 4.1 Başlıca Motor Elemanlarının Katı Modeli Oluşturulması

SolidWorks programında modellenen motor elemanları aşağıdaki gibidir;

- Rotor ve planet dişli
- Pinyon dişli
- Yan kapaklar
- Gövde
- Eksantrik mili

Katı modeller oluşturulurken tüm modellenen elemanlarda ölçüm yapıldıktan sonra elde edilen veriler Bölüm 3.1'de yer alan geometrik eşitliklerde yerlerine konularak hesaplamalar yapılmıştır. Böylece elde edile ölçüm verilerinin matematiksel bağıntılarla kontrolü sağlanarak olması muhtemel ölçüm hatalarının önüne geçilmiştir. Ayrıca bağlantı elemanları (civatalar), sızdırmazlık elemanları (segmanlar), yataklamayı sağlayan elemanlar (rulmanlar) modeli karmaşık hale getireceğinden dolayı modellemede ihmal edilmişlerdir. Şekil 4.3'te bu çalışmada modellenen referans Wankel motoru komponentlerinin BDT modelleri ve montaj resmi sunulmuştur.

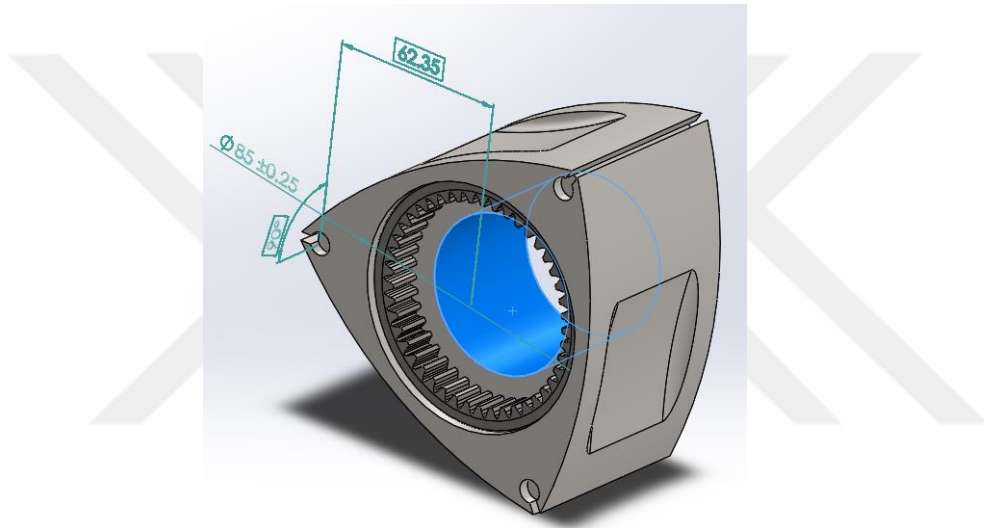


**Şekil 4.3 :** Wankel motor BDT modelleri; (a) Wankel motor montaj resmi, (b) pinyon dişli, (c) rotor (d) gövde, (e) eksantrik mili, (f) yan kapaklar.

Motor alt elemanlarının katı modellenmesinde önemli husular tek tek incelenecek olursa ;

#### 4.1.1 Rotor ve planet dişlinin modellenmesi

Bölüm 3.1'den de hatırlanacağı üzere rotor ve eksantrik mili arasında boyutsal olarak sıkı bir ilişki vardır. Bir çevrim boyunca rotor 1 tam tur döndüğünde (360 derece), eksantrik mil 3 tam tur (1080 derece) dönmektedir. Rotor ve eksantrik mil birbirine rotor göbeğine yerleşmiş olarak bulunan iç planet dişli vasıtasıyla bağlanır. Katı model oluşturulurken önce rotor ve iç planet dişli ayrı ayrı oluşturulmuş ardından iç planet dişli rotor içerisine oturtularak sabitlenmiştir.



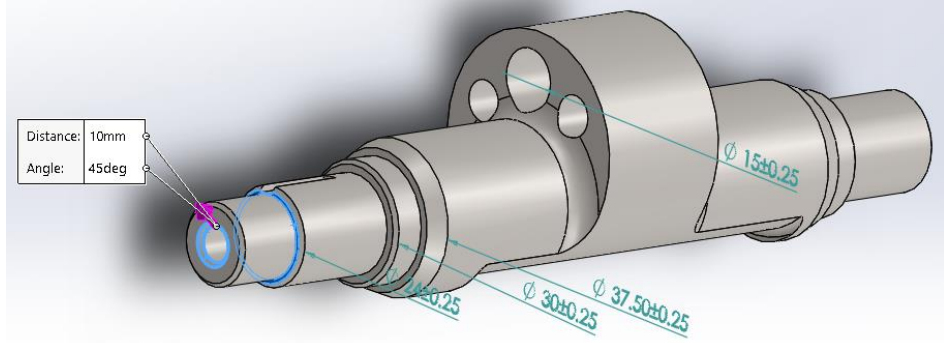
Şekil 4.4 : Rotorun ve planet dişlinin katı modeli.

Wankel motorlarında döner hareketin, çaplarının oranı  $2/3$  olan iki çemberden küçük olanın büyüğü içerisinde dişliler vasıtasıyla yuvarlanması ile sağlandığından Bölüm 3.1'de bahsedilmişti. Orada bahsi geçen bu çemberler, planet ve pinyon dişlidir. Bu dişliler bilgisayar destekli tasarım sırasında da pinyon ve önce bir çember olarak tasarlanmıştır (Şekil 4.4) ve daha sonra dişli formuna dönüştürülmüştür. Söz konusu çemberlerin çapı bu elemanların modül çapıdır. Planet dişli diş sayısı modül çapıyla orantılı olarak 45 adettir.

#### 4.1.2 Eksantrik milin modellenmesi

Rotorun dönme hareketi eksantrik mildeki merkezden kaçıklık sayesinde elde edilir. Eksantriklik değeri ( $e$ ), neredeyse tüm geometrik hesaplamalarda kullanılmaktadır (Bölüm 3.1). Bu sebeple, eksantrik mili ölçümleri diğer komponentlerin ölçümünden daha büyük bir titizlikle gerçekleştirilmiştir. Yapılan ölçümlerin hassasiyeti % 0,05

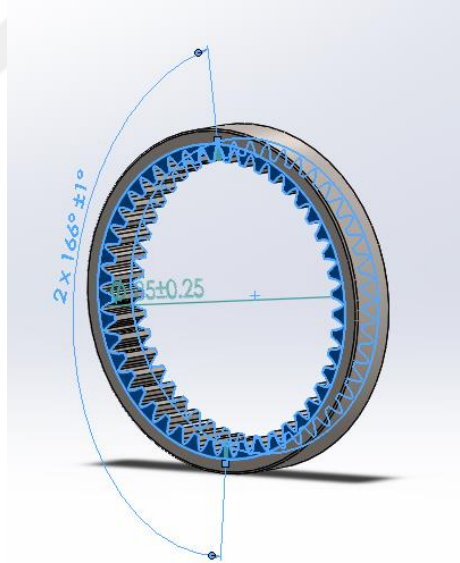
tolerans aralığında tutularak 'e' değeri 11.5 mm olarak ölçülmüştür. Eksantrik mile ait bazı ölçüler Şekil 4.5'ten incelenebilmektedir.



Şekil 4.5 : Eksantrik mile ait ölçülerin katı model üzerinde gösterimi.

#### 4.1.3 Pinyon dişlinin modellenmesi

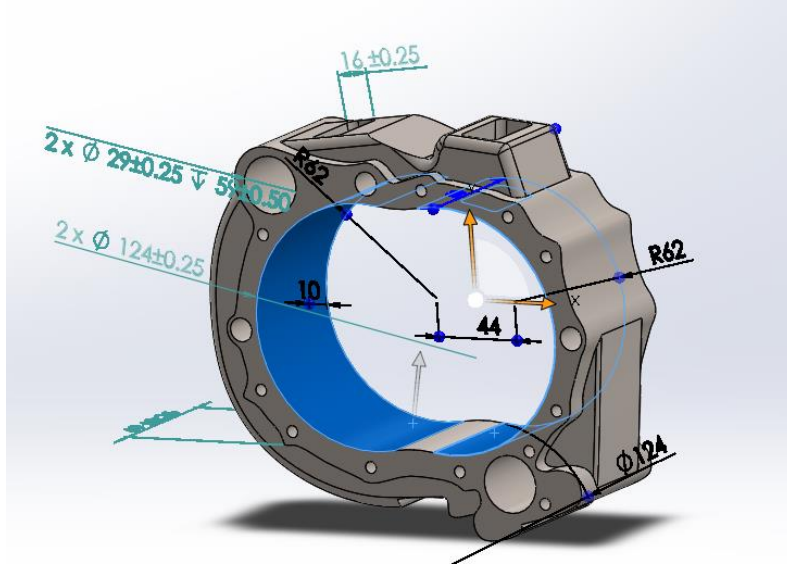
Pinyon dişli çapı eksantrikliğin (e)'nin 4 katına eşittir ve Wankel motorunun temel yapıları arasında en küçük çapa sahip elemandır. Şekil 4.6'daki gibi modellenen pinyon dişli diş sayısı da modül çapıyla orantılı olarak 30 adettir.



Şekil 4.6 : Pinyon dişliye ait ölçülerin katı model üzerinde gösterimi.

#### 4.1.4 Trokoid gövdenin modellenmesi

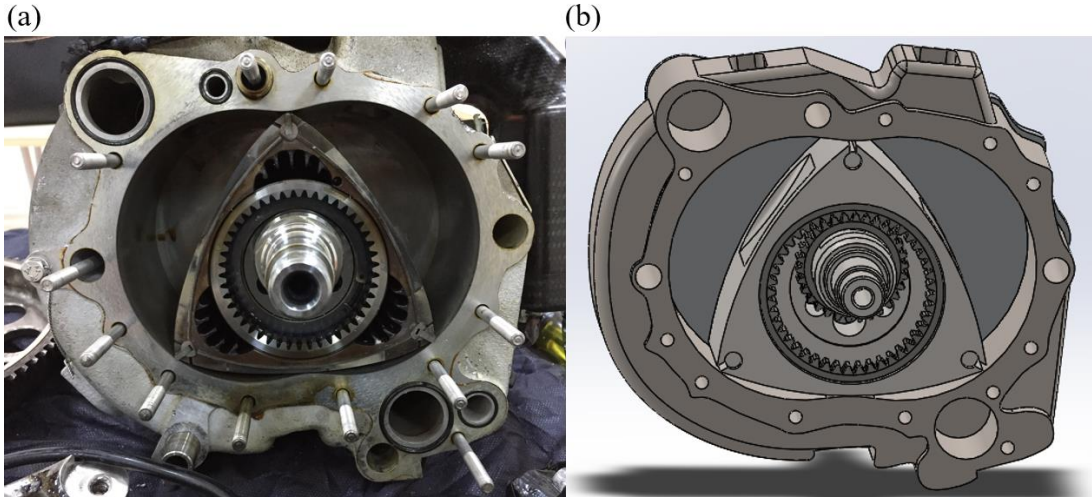
Katı model oluşturma aşamasında en son modellenen parça gövde olmuştur (Şekil 4.7). Gövde üzerinde gerçekte var olan buji yuvaları ve soğutma kanalları modellemeyi sadeleştirmek amacıyla modele dahil edilmemiştir. Bununla birlikte akış hacminin bir parçası olan emme ve egzoz port açıklıkları hassas şekilde ölçülmüş ve modele dahil edilmiştir.



Şekil 4.7 : Gövdeye ait ölçülerin katı model üzerinde gösterimi.

#### 4.2 Modellenen Elemanların Montajı

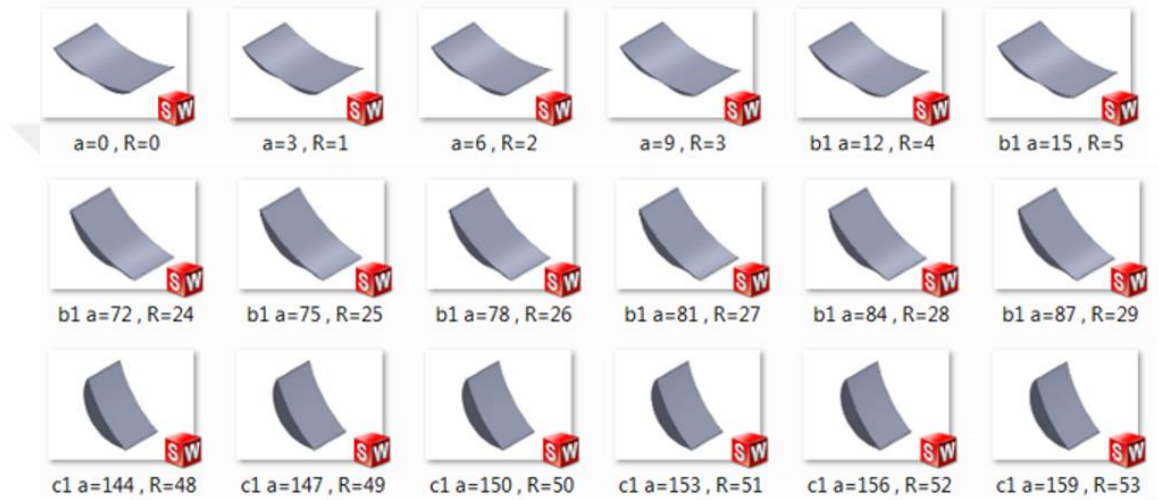
İncelenen Wankel motor elemanları için referans model üzerinden ölçü alındıktan sonra, Bölüm 3.1’de değinilen hesaplama yöntemleri kullanılarak ölçümler arasında geometrik bağlantılar kurulmuştur. Ölçülen değerler ve teorik hesaplar tutarlı olduğu için parçalar montaj aşamasına geldiğinde sorunsuz olarak birleştirilmiştir. Tasarım aşamasında ölçüm ve hesaplamaların eş zamanlı yürütülmesi, bu tip karmaşık geometriye sahip sistemlerin modellenmesinde kesinlikle izlenmesi gereken bir yoldur. Referans motorun bilgisayar ortamındaki montaj resmi Şekil 4.8’deki gibidir.



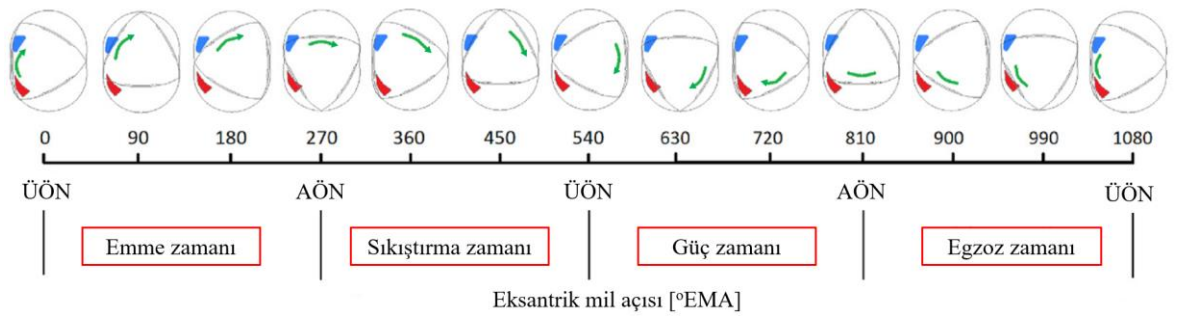
Şekil 4.8 : Referans Wankel motora (a) görseli, (b) montaj resmi.

#### 4.2.1 Wankel motorunda yanma odası hacmi ve alanlarının temini

SolidWorks'te rotorun gövde içerisindeki hareketinin simülasyonu  $0^\circ$ -  $219^\circ$  veya  $858^\circ$ - $1080^\circ$  EMA açıları için gerçekleştirilmiştir. Bu simülasyon ile belirtilen eksantrik mili açıları aralığında SolidWorks programının montaj ilişkileri kısmından rotorun her  $1^\circ$  dönüşü için yanma odası yüzey alanı ve yanma odası hacmi Şekil 4.9'daki gibi hesaplanabilmektedir. Bir Wankel motorunun bir çevrim boyunca emme, sıkıştırma, güç ve egzoz zamanlarında yanma odası hacim değişimlerinin şematik gösterimi Şekil 4.10'da sunulmuştur.



Şekil 4.9 : Farklı eksantrik mili açılarındaki yanma odası hacim ve yüzey değişimlerinin gösterimi.



Şekil 4.10 : Bir çevrim boyunca yanma odasındaki zaman değişimlerinin gösterimi.

## **5. BİR BOYUTLU HAD ANALİZLERİ**

Mevcut motor için Gamma Technologies tarafından geliştirilen GT-Suite yazılımında bir boyutlu (1B) model oluşturularak analizler yürütülmüştür. Bu 1B parametrik analiz verileri, 3B HAD sınır koşullarının belirlenmesinde kullanıldığında hesaplama zamanından tasarruf elde edilmesi mümkün olmaktadır. Bu nedendir ki, döner pistonlu motor performans karakteristiklerinin araştırıldığı birçok çalışmada özellikle deneysel veri bulunmayan durumlarda 3B HAD analizlerine sınır koşulu verileri sağlamak amacıyla parametrik analiz sonuçlarına başvurulmaktadır. 1 boyutlu parametrik analiz sonuçlarının 3 boyutlu HAD analizlerinde sınır ve başlangıç koşulu olarak kullanıldığı bu yöntem, yalnızca Wankel motoru üzerine yapılan çalışmaların değil deneysel veri elde etmenin oldukça güç olduğu diğer pek çok mühendislik çalışmasında sıklıkla tercih edilmektedir [6,20,40].

Wankel motorunun yapısal özellikleri ve bu özelliklerin programda doğru şekilde modellenmesi, simülasyon girdilerinin fiziksel verilere yakınlığı açısından kritik önem taşımaktadır.

### **5.1 Bir Boyutlu Wankel motoru modelleme teorisi**

Bu çalışmada bir boyutlu HAD simülasyonları sanki daimi durum (quasi-steady state) kabulüyle GT-Suite yazılımı kullanarak gerçekleştirilmiştir. Aslında, GT-Suite esasen pistonlu motorların 1 boyutlu simülasyonunun gerçekleştirilmesi için geliştirilmiştir. Bu çalışmada bir döner pistonlu motor olan referans Wankel motorunun GT-Suite modeli, her bir yanma odacığı için pistonlu motorlar ile benzerlik kurularak oluşturulmuştur.

#### **5.1.1 Akış çözücüsü (Flow solver)**

Bir boyutlu modellerde kesit alanında bulunan diğer tüm hız bileşenlerinin akışkanın eksenel yöndeki hızına kıyasla ihmal edilebilecek kadar küçük olduğu kabul edilir. Buna istinaden üç boyutlu HAD modellerinde kullanılan Navier-Stokes denklemleri (süreklilik, momentumun ve enerjinin korunum denklemleri) bir boyuta indirgenerek

model oluşturulur. Analizlerden elde edilen sonuçlar akış yönü çevresinde ortalaması alınan sonuçlar şeklindedir [63].

Bu denklemler aşağıdaki gibidir:

Kütlenin korunumu:

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{\text{sınır}} \dot{m} \quad (5.1)$$

Enerjinin korunumu (Açık çözücü (explicit solver)):

$$\frac{d(me)}{dt} = -\rho \frac{dV}{dt} + \sum_{\text{sınır}} (\dot{m}H) - hA_{\text{ıs}}(T_{\text{akışkan}} - T_{\text{duvar}}) \quad (5.2)$$

Enerjinin korunumu (Örtük çözücü (implicit solver)):

$$\frac{d(pHV)}{dt} = V \frac{dV}{dt} + \sum_{\text{sınır}} (\dot{m}H) - hA_{\text{ıs}}(T_{\text{akışkan}} - T_{\text{duvar}}) \quad (5.3)$$

Momentumun korunması:

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \frac{dpA + \sum_{\text{sınır}} (\dot{m}H) - 4C_f \frac{\rho u |u| dx A}{2D} - K_p \left(\frac{1}{2} \rho u |u|\right) A}{dx} \quad (5.4)$$

burada,  $\dot{m}$  ; hacme sınırlardan olan kütle akısı ( $\dot{m} = \rho Au$ ),  $m$  ; hacim kütlesi,  $V$ ; hacim,  $p$ ; basınç,  $\rho$  ; yoğunluk,  $A$ ; kesit alanı,  $A_{\text{ıs}}$ ; ısı transfer yüzey alanı,  $e$ ; iç enerji,  $H$ ; toplam özgül entalpi ( $H = e + \frac{p}{\rho}$ ),  $h$  ; ısı transfer katsayısı,  $T_{\text{akış}}$ ; akışkan sıcaklığı,  $T_{\text{duvar}}$  ; duvar sıcaklığı,  $u$ ; sınırlardaki hız,  $K_p$ ; basınç kaybı katsayısı,  $D$ ; eşdeğer çap,  $d_x$  ; akış yönünde kütle elemanının uzunluğu (ayrıklaştırma uzunluğu),  $d_p$ ;  $d_x$  boyunca etki eden basınç farkıdır.

Yukarıdaki denklemlerde zaman entegrasyon yaklaşımları iki türe ayrılır. Hesaplama süresince bu denklemlerin çözümü anlık olarak açık veya kapalı çözüm yöntemleri kullanılarak sağlanır.

Açık (Explicit) çözüm yönteminde  $t_1$  zaman adımındaki çözüm için  $t_0$  zaman adımı çözümü baz alınır. Çözüm işlemi, bu iki zaman arasındaki fark en az olana kadar veya kullanıcı tarafından tayin edilen yakınsama kriterinin altında olana dek devam eder. Bu yöntem, motor hava akışları, akustik ve yakıt enjeksiyon sistemleri gibi dalga dinamiğinin (Wave dynamics) önemli olduğu durumlarda tercih edilir. Ayrıca bu yöntem, genellikle basınç titreşimlerinin tahminlerinde iyi sonuç almaya yöneliktir. Bu çalışmada, 1 boyutlu modelleme yapılırken açık metot seçilmiştir.

Kapalı (İmplicit) yöntemi, soğutma sistemleri, iklimlendirme ve yağlama gibi Mach sayısının 0,3'ten küçük olduğu ve dalga dinamiğinin önemli bir parametre olmadığı durumlarda kullanılır.

Navier- Stokes denklemlerinin çözümünün tutarlı olması Courant koşuluna bağlanmıştır. Ayırıklaştırma yapılan her bir elemanda zaman adımı kullanarak hesaplama yapılır ve tespit edilen en küçük zaman adımı tüm sistemde kullanılır. Courant kararlılık koşulu;

$$0,8. Courant \geq \frac{\Delta t}{\Delta x} (|u| + c) \quad (5.5)$$

burada,  $\Delta t$  çözüm yapılan zaman adımı,  $\Delta x$  ayırıklaştırılan uzunluk,  $c$  ses hızı ve  $u$  akışkanın hızıdır. Çözümün kararlılığını koruduğu kritik zaman adımının aşılmaması için denklem 5.5'in sağ tarafının 1'den küçük olması beklenir.

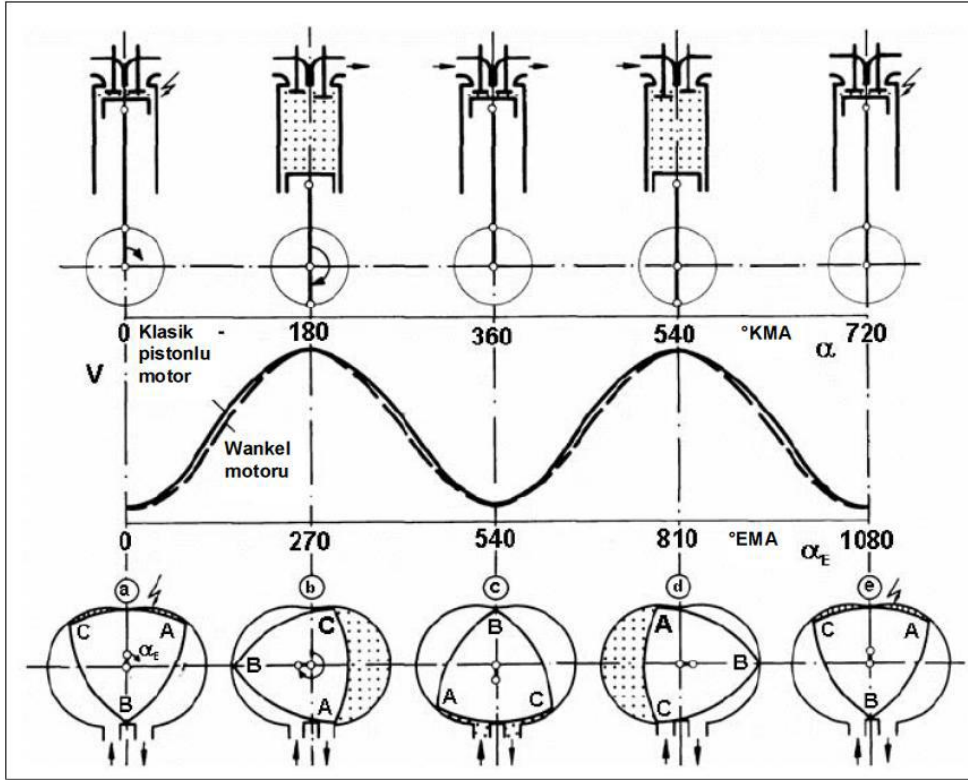
### 5.1.2 Bir boyutlu modellemede ayırıklaştırma yöntemi

1B modellemede ayırıklaştırma yöntemi sistemi doğru şekilde modellemek için sıklıkla tercih edilir. Büyük boyutlu sistemlerde sistemin sınırlarındaki özellikler birbirinden çok farklı olabilmektedir. Bu yöntemde, büyük boyutlu sistemlerin alt sistemlere ayrılması ve her bir alt elemanda korunum denklemlerinin uygulanmasıyla doğruluğu daha yüksek sonuçlar almak mümkündür.

Bu tez çalışmasında da ayırıklaştırma yöntemi kullanılmıştır ve bu yöneme göre geliştirilen modelde manifold birden fazla bölüme ayrılmıştır. Kullanılan ayırıklaştırma yöntemi kademeli ızgara (staggered grid) şeklinde adlandırılır ve Şekil 5.1'deki gibi şematize edilebilir. Bu yaklaşımda, basınç, sıcaklık, yoğunluk, entalpi, iç enerji gibi skaler değişkenlerin her birinin hacim üzerinde üniform olduğu tahmin edilmektedir. Kütle akış hızı, hız vb. gibi vektör değişkenleri her hücre sınırı için hesaplanır. Daha büyük ayırıklaştırma, daha az doğru sonuçlarla sonuçlanır, ancak hesaplama süresi önemli ölçüde daha hızlıdır. Daha küçük ayırıklaştırma, daha yüksek doğrulukla sonuçlanır, ancak ayırıklaştırma daha ince yapıldıkça hesaplama süresi de katlanarak artar. Bu tez çalışmasında gerçekleştirilen ayırıklaştırma işleminde -GT-Suite kullanım klavuzunda tavsiye edildiği üzere- emme manifoldundaki ayırıklaştırma uzunluğu (discretization length)=  $0.4 * emme manifoldu \text{ çapı}$ , egzoz manifoldundaki ayırıklaştırma uzunluğu (discretization length)=  $0.55 * egzoz manifoldu \text{ çapı}$  bağıntılarıyla hesaplanmıştır.



tüm gövde yüzeyini tarayarak bir tam turunu tamamlaması süresinde), krank mili  $1080^\circ$  yani 3 tam tur hareket gerçekleştirmiş olur. Klasik 4 zamanlı pistonlu motorlarda ise bir çevrim süresince krank mili  $720^\circ$  yani 2 tam tur hareket eder. Aynı silindir iç hacmine sahip 4 zamanlı Wankel ve pistonlu motorlarda emme, sıkıştırma, genişleme ve egzoz stroklarındaki (farklı krank mili açılarında gerçekleşmiş olsalar da) hacim değişimleri Şekil 5.2’de görüleceği üzere oldukça benzerdir.



**Şekil 5.2** : Klasik 4 zamanlı pistonlu motor çevrimi ile Wankel motor çevriminin karşılaştırması [14].

4 zamanlı Wankel motorlar ve pistonlu motorlar arasında benzerlik kurulurken aşağıdaki benzerlik kriterlerinden yararlanılmıştır.

- Yer değiştirme eşitliği (Displacement equality),
- Sıkıştırma oranı eşitliği (Compression ratio equality),
- Krank mili açısına bağlı olarak yanma odası hacim değişimi davranışının özdeşliği,
- Krank mili açısına bağlı olarak yüzey hacim oranı değişimi davranışının özdeşliği,
- Krank mili açısına bağlı olarak emme ve egzoz çıkışlarının deşarj davranışının özdeşliği.

Yukarıda bahsedilen ve geometrik benzerlik olarak nitelendirilebilen bu benzerlik kriterlerine ek olarak, aşağıdaki hususlar da dikkate alınmalıdır;

- Isı transferinin şaft dönüş açısına bağlı anlık değerleri yanma olan ve yanma olmayan bölgeler için ayrı ayrı hesaplanmalıdır.
- Emme ve egzoz portlarının deşarj katsayılarının benzerliği sağlanmalıdır.
- Yanma karakteristiklerindeki benzerlikler de dikkate alınmalıdır.

Bu çalışmada 1B HAD analizleri, sadece 3B HAD analizlerine sınır şartları sağlayan bir ön işlem aşamasını oluşturmaktadır. Bu sebeple yanma süreci karakterlerinin benzerliği gibi çok kompleks bir incelemenin deneysel verilere sahip olunmayan şartlarda gerçekleştirilmesi mümkün değildir. Fakat bu çalışmada geometrik benzerlik, ısı transferi katsayısında benzerlik ve emme egzoz portlarındaki deşarj katsayılarının benzerlik durumu incelemesi yapılmıştır.

### 5.2.2 Referans Wankel motorunun 1B HAD analizi için geometrik veri girdileri

Yukarıda listelenen benzerlik kriterlerini geliştirilen sanal pistonlu motor karşılaması için öncelikle Wankel motoru ve pistonlu motorların geometrik özelliklerini karakterize eden denklemler belirlenmiş ve bu denklemler arasında benzerlik kurulmuştur [6,12].

Geometrik benzerlikte kullanılan denklemler EK A' da sunulmuştur. Referans Wankel motorunun bazı parametrelerine ait hesaplamalar sonucu elde edilen yer değiştirmeye ilişkili değerlere aşağıdaki Çizelge 5.1'de yer verilmiştir.

**Çizelge 5.1 :** Referans Wankel motorunun hacimsel yer değiştirme parametreleri.

|   |           |
|---|-----------|
| Yanma odacığının en büyük hacmi (maksimum emme hacmi) | 319.84 cc |
| Yanma odacığının en küçük hacmi (sıkıştırma hacmi)    | 31.85 cc  |
| Hacim değişim miktarı                                 | 287.99 cc |
| Sıkıştırma oranı                                      | 9.6       |

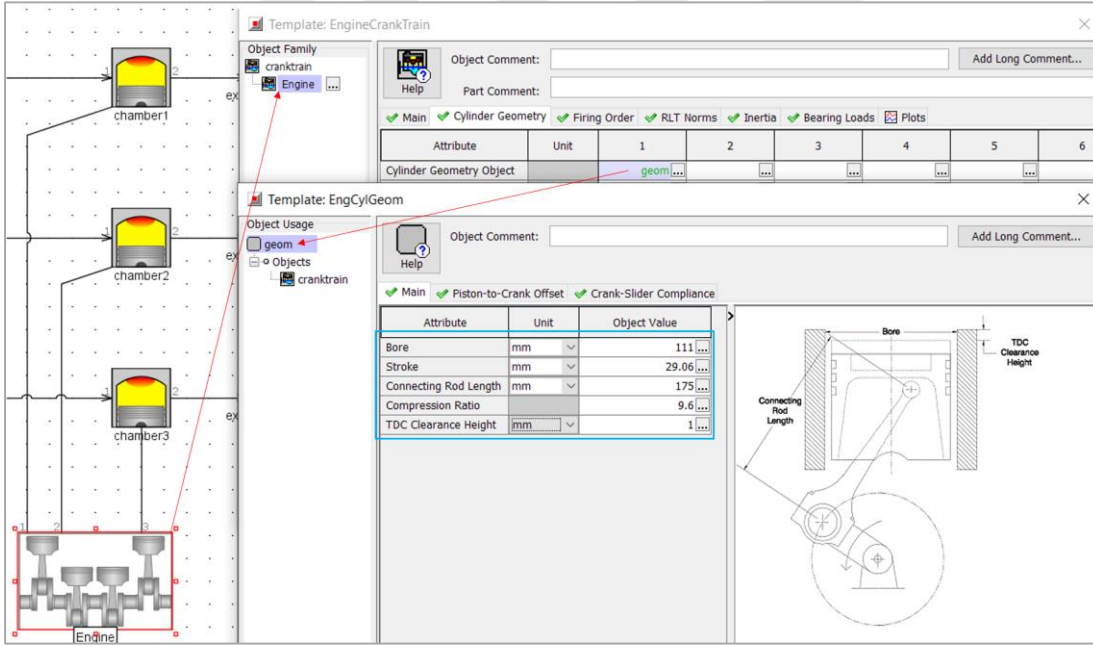
Wankel ve pistonlu motorlar için bu denklemlerin birleştirilmiş çözümü, modellenen Wankel motoruna geometrik olarak benzeyen bir sanal pistonlu motorun geometrik parametrelerinin (silindir çapı, strok ve biyel uzunluğu) bulunmasını sağlamaktadır.

Buna göre hesaplanan sanal pistonlu motorun geometrik verileri aşağıdaki Çizelge 5.2'de belirtildiği gibidir:

**Çizelge 5.2 : Sanal pistonlu motorun geometrik verileri.**

|                       |          |
|-----------------------|----------|
| Silindir çapı         | 111 mm   |
| Strok                 | 29.06 mm |
| Sıkıştırma oranı      | 9.6      |
| ÜÖN boşluk yüksekliği | 1 mm     |

Çizelge 5.2 ve Şekil 5.3’ te yer alan sanal pistonla ait geometrik özelliklere sahip bir pistonlu motorun üretimi oldukça zordur, hatta mümkün değildir. Ancak burada, referans Wankel motorunun performans özelliklerini elde edebileceğimiz *aynı yüzey hacim değişimlerine sahip bir pistonlu motor olsaydı geometrik büyüklükleri ne olmalıydı?* şeklinde bir yaklaşımla hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın bu aşamasında da yalnızca 1B sayısal çözümler sağlanmıştır ve GT-Suite programında oluşturulan sanal pistonlu motorun üretim ve uygulamaya uygunluğu göz ardı edilerek hesaplamalar tamamlanmıştır.



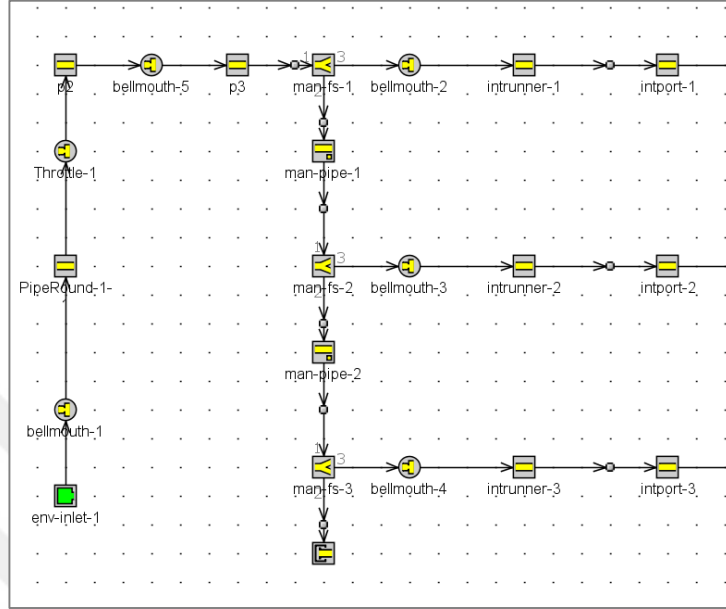
**Şekil 5.3 : 1B HAD modelde sanal pistonlu motorun geometrik girdileri.**

### 5.2.3 Manifold ve emme-egzoz portlarının modelleme girdileri

#### 5.2.3.1 Manifoldların modellenmesi

Mevcut Wankel motoru doğal emişli 4 zamanlı bir döner motordur. Değişen irtifalarda ortam şartları sıcaklık basınç verileri vs. LENTATEK’ten temin edilen veriler GT-Suite arayüzündeki ‘env- inlet’ nesnesine (object) girilmiştir [63]. Ayrıca Wankel

motoru geometrisi üç yanma odacığına sahiptir. Bu özelliği itibariyle 3 silindri bir pistonlu motor gibi değerlendirilebilir. Wankel GT-Suite modelinde manifoldun modellendiği kısım Şekil 5.4'teki gibidir. Manifoldların modellenmesinde mevcut Wankel motoru üzerinden ölçülen değerler model üzerinde tanımlanmıştır.



Şekil 5.4 : 1B HAD modelde manifoldun modellendiği kısım.

Geometrik girdilerin yanı sıra boru içerisinde akışkan özelliklerini ve dolayısıyla da korunum denklemlerini etkileyen önemli parametrelere GT-Suite modelinde yer verilmiştir. Bu parametrelerden aşağıda kısaca bahsedilmiştir.

- Basınç Düşüşleri

Basınç kayıpları basınç kaybı katsayısı, sürtünme kaybı katsayısı ve ısı transferi katsayısı hesaba katılarak simülasyona yansıtılabilir. Basınç düşüşü kapsamında hesaplanan katsayılar momentumun korunumu denklemlerinde kullanılır. GT-Suite'te basınç düşüşleri aşağıdaki 3 parametrede yapılacak değişikliklerle simülasyona dahil edilmektedir.

Basınç kaybı katsayısı

GT-Suite'te basınç kaybı katsayısı için 'varsayılan' seçeneği kullanıldığında, yazılım tarafından koniler ve kıvrımlar içindeki kayıpların dahili edildiği bir hesaplama yapılıır. Bu, duvar sürtünmesi etkileri ayrı olarak incelendiği hesapları içermez. Bununla birlikte kullanıcı basınç kaybı katsayısını aşağıdaki denklem 5.6'dan hesaplayarak modele girebilir.

$$C_p = \frac{P_{top,1} - P_{top,2}}{\frac{1}{2} \rho \cdot u_1^2} \quad (5.6)$$

Yukarıdaki basınç kaybı katsayısı formülündeki 1 ve 2 alt indisleri basınç düşüş katsayısı hesaplandığı anın öncesi ve sonrasındaki şartları belirtmektedir.

#### Sürtünme kayıpları

GT-Suite'te duvarlar boyunca sürtünmeden kaynaklanan borulardaki akış kayıpları, bir 'Fanning' sürtünme faktörü kullanılarak Reynolds sayısının ve duvar yüzey pürüzlülüğünün bir fonksiyonu olarak otomatik olarak belirlenir. Duvar yüzey pürüzlülüğü ve Reynold sayısının, sürtünme katsayısı ile ilişkisi Moody diyagramı yardımıyla hesaplanır. Moody diyagramından elde edilen sürtünme faktörü, örtük Colebrook denklemi ile matematiksel olarak belirlenir; daha hızlı bir çözüm sağlanabilmesi için Colebrook denkleminin açık bir yaklaşımı kullanılır [65,67];

GT-Suite'te sürtünme kayıpları hesaplama hızı ve simülasyon doğruluğu (simulation accuracy) arasında dengeyi sağlamak için kullanıcılara üç seçenek sunar. Modellemede otomatik seçim yapılarak programın en uygun yöntemi otomatik olarak seçmesi sağlanmıştır [65].

#### Isı Transferi katsayısı

Boru duvarları ve boru içerisindeki akışkan arasındaki ısı transfer katsayısı hesaplanmasında genellikle Colburn analogisi kullanılır. Akışkanın hızı, termal iletkenlik, viskozite, özgül ısı, yoğunluk ve duvar yüzeyi pürüzlülüğü gibi termodinamik özellikler kullanılarak her bir zaman adımında bir ısı transfer katsayısı aşağıdaki denklem 6.7'deki gibi belirlenir [68].

$$h_g = \left(\frac{1}{2}\right) C_f \rho U_{eff} C_p \text{Pr}^{\left(\frac{-2}{3}\right)} \quad (5.7)$$

Burada  $C_f$ ; pürüzsüz boruda Fanning sürtünme katsayısı,  $\rho$ ; yoğunluk,  $U_{eff}$ ; Dış sınır katmanındaki efektif hız,  $C_p$ ; spesifik ısı, Pr; Prandtl sayısıdır.

GT-Suite'te, düz boruların ısı transfer katsayısı Colburn analogisi, Dittus-Boelter, Gnielinski veya Sieder-Tate kullanılarak hesaplanabilir. Bu modelleme çalışmasındaki ısı transfer katsayısı hesabında Colburn analogisi tercih edilmiştir [63,65].

#### **5.2.3.2 Emme ve egzoz portunun modellenmesi**

Wankel motoru geometrisi itibariyle üç yanma odacığına sahiptir. Bu özelliğinden dolayı 3 silindirli bir pistonlu motor gibi değerlendirilebileceği daha önce belirtilmişti. Wankel motorları belirli zamanlarda açılıp kapanan supap sistemlerine sahip değildir, bunun yerine sürekli açık halde bulunan emme egzoz portlarına sahiptir. Portlardaki açılıp kapanma işlemleri rotorun dönme hareketi ile sağlanır.

Sürekli açık durumdaki emme portu hizasında bulunan yanma odacığının emme stroku aynı şekilde egzoz portu hizasında bulunan yanma odacığının ise egzoz stroku gerçekleşmektedir. GT-Suite arayüzündeki pistonlu motorlar için geliştirilmiş olan supap zamanları, supap açılma miktarları, emme portunun açık kalma süreleri ve emme portu kesit alanı kısımlarına yine sanal pistonlu motor girdileri yapılmıştır. Mevcut Wankel motorlarda portlar dikdörtgen geometriye sahip olduğu için denklem 5.8' deki hidrolik çap hesabı yapılarak GT-Suite'e girilecek supap referans çapı belirlenmiştir. Hidrolik çap değerleri, emme manifoldu için 31.63 mm ve egzoz manifoldu için 28.23 mm olarak belirlenmiştir.

Dikdörtgen kesitli kanalın hidrolik çapı denklem 5.8 den hesaplanabilir;

$$D_h = \left( \frac{2ab}{a+b} \right) \quad (5.8)$$

- Emme ve egzoz portlarının alan hesabı

SolidWorks'te oluşturulan 3 boyutlu model üzerinde rotor döndürülerek emme ve egzoz portları açılma ve kapanma başlangıç zamanları, açık kalan toplam kesit alanları ve portların açık kalma süreleri incelenmiştir.

Emme portu 98 °EMA'da tam açıkken, 2. yanma odasında emme stroku devam etmektedir ve bundan sonraki rotor hareketlerinde port kapanmaya başlamıştır. Emme pencerelerinin açık kalan maksimum kesit alanı;  $A_{em}=786.27 \text{ mm}^2$  dir (98 °EMA'da). 134 °EMA'a gelindiğinde port tamamen kapalı konuma gelmiştir. Egzoz portu ise 205 °EMA' da tamamen kapalıyken 232 °EMA'da tam açık hale gelmiştir. Egzoz pencerelerinin açık kalan maksimum kesit alanı;  $A_{eg}=626.27 \text{ mm}^2$ .

Aşağıdaki Çizelge 5.3'te eksantrik mili açısına bağlı olarak emme ve egzoz portlarının açık kalan toplam kesit alanları gösterilmiştir. Çizelgede yer alan değerler GT-Suite programında modelleme girdisi olarak kullanılmıştır.

**Çizelge 5.3 :** Portların açık kalan toplam kesit alanları; (a) emme portu, (b) egzoz portu.

| (a) EMA° | Port açıklığı<br>(mm <sup>2</sup> ) | (b) EMA° | Port açıklığı<br>(mm <sup>2</sup> ) |
|----------|-------------------------------------|----------|-------------------------------------|
| 98       | 786.27                              | 205      | 0                                   |
| 101      | 736.34                              | 208      | 15.92                               |
| 104      | 690.54                              | 211      | 68.91                               |
| 107      | 642.74                              | 214      | 124.36                              |
| 110      | 593.85                              | 217      | 180.31                              |
| 113      | 544.13                              | 220      | 274.6                               |
| 116      | 493.62                              | 223      | 370.13                              |
| 119      | 401.12                              | 226      | 466.73                              |
| 122      | 309.42                              | 229      | 563.24                              |
| 125      | 218.65                              | 232      | 626.27                              |
| 128      | 128.95                              | 235      | 654.09                              |
| 131      | 77.88                               | 237      | 693.87                              |
| 134      | 0                                   |          |                                     |

SolidWorks programında tespit edilen Wankel motorunun emme ve egzoz portlarının açık kalma süreleri sırasıyla Çizelge 5.4 ve Çizelge 5.5’ teki gibidir. Wankel motor ve pistonlu motorlar arasında 2/3 oranında bir zaman farkı olduğu için sanal pistonlu motorun emme ve egzoz zamanları da bu durum dikkate alınarak hesaplanmış ve ilgili tablolara işlenmiştir. Sanal pistonlu motora ait bu değerler girdi olarak kullanılmıştır.

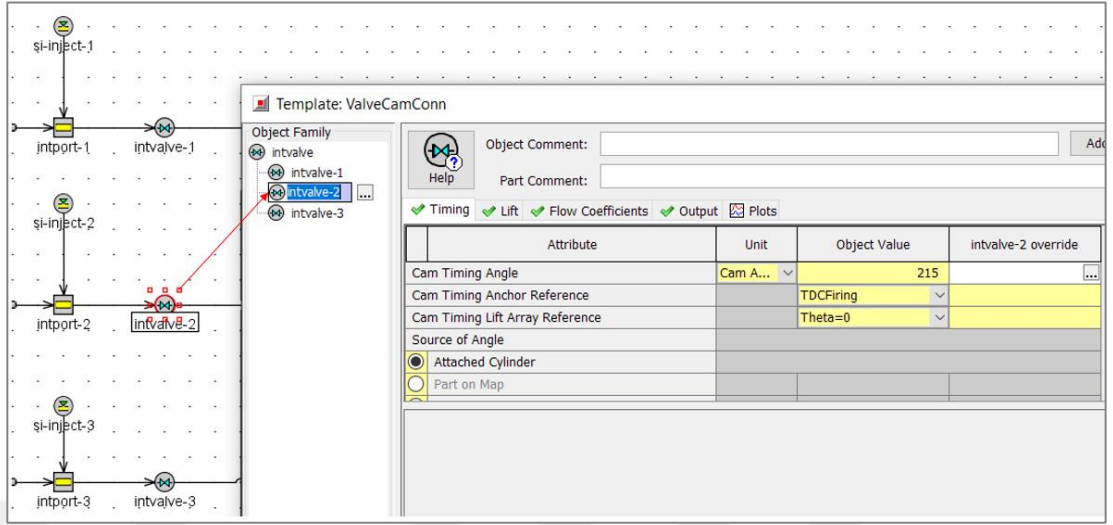
**Çizelge 5.4 :** Wankel motor yanma odalarında emme zamanı başlangıcı açık kalma süresi ve emme kapanma zamanları.

|                   | 1. Yanma Odası      |                          | 2. Yanma Odası      |                          | 3. Yanma Odası      |                          |
|-------------------|---------------------|--------------------------|---------------------|--------------------------|---------------------|--------------------------|
|                   | Wankel m.<br>(°EMA) | Sanal                    | Wankel m.<br>(°EMA) | Sanal                    | Wankel m.<br>(°EMA) | Sanal                    |
|                   |                     | pistonlu<br>m.<br>(°KMA) |                     | pistonlu<br>m.<br>(°KMA) |                     | pistonlu<br>m.<br>(°KMA) |
| Emme başlangıcı   | 458                 | 305                      | 98                  | 65                       | 818                 | 545                      |
| Açık kalma süresi | 397                 | 265                      | 397                 | 265                      | 397                 | 265                      |
| Emme sonu         | 855                 | 570                      | 495                 | 330                      | 135                 | 90                       |

**Çizelge 5.5 :** Wankel motor yanma odalarında egzoz zamanı başlangıcı açık kalma süresi ve emme kapanma zamanları.

|                   | 1. Yanma Odası      |                       | 2. Yanma Odası      |                       | 3. Yanma Odası      |                       |
|-------------------|---------------------|-----------------------|---------------------|-----------------------|---------------------|-----------------------|
|                   | Wankel m.<br>(°EMA) | Sanal                 | Wankel m.<br>(°EMA) | Sanal                 | Wankel m.<br>(°EMA) | Sanal                 |
|                   |                     | pistonlu m.<br>(°KMA) |                     | pistonlu m.<br>(°KMA) |                     | pistonlu m.<br>(°KMA) |
| Egzoz başlangıcı  | 207                 | 138                   | -158                | -102                  | 567                 | 378                   |
| Açık kalma süresi | 389                 | 259                   | 389                 | 259                   | 389                 | 259                   |
| Egzoz sonu        | 596                 | 397                   | 236                 | 157                   | 956                 | 637                   |

Emme 'dwell' zamanı (kam açısı) 215 KMA, Egzoz 'dwell' zamanı 334 °KMA'dır (Şekil 5.5).



Şekil 5.5 : 1B HAD modelde emme portu modelleme girdileri.

#### 5.2.4 Yanma odası modelleme girdileri

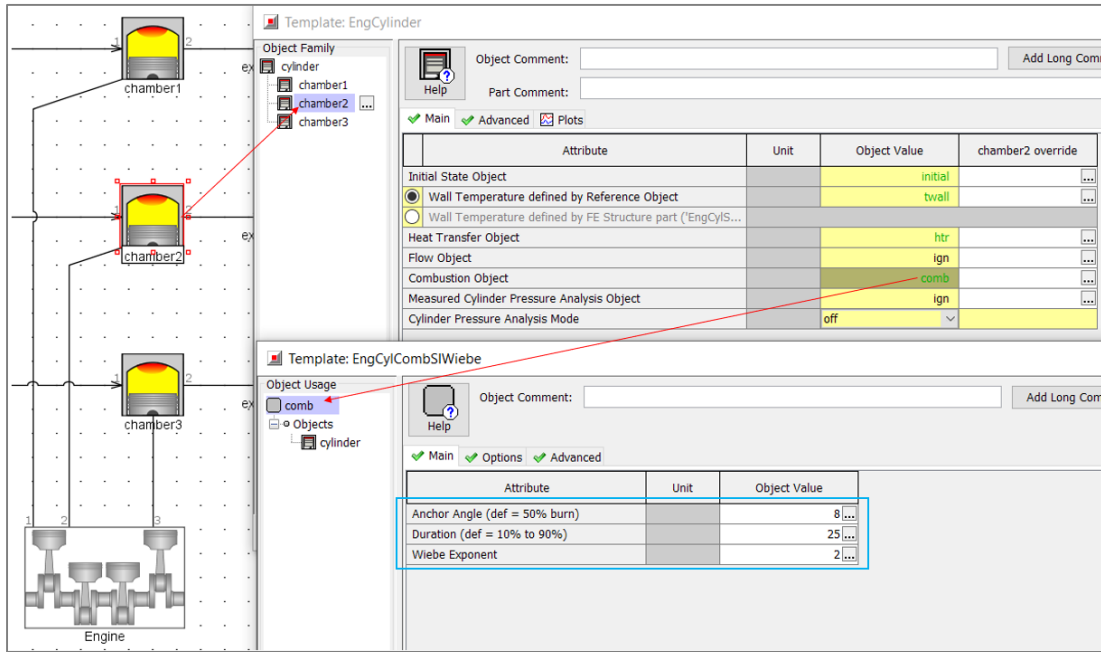
Bu tez çalışmasında port enjeksiyonlu tabii emişli ve 4 zamanlı benzinli bir Wankel motorunun yanma ve performans analizleri gerçekleştirilmiştir.

Yanma kavramı başlı başına karmaşık bir konudur. Bir boyutlu motor modelleme çalışmalarında dahi, silindir içi yanma olayının hesaplama maliyeti yüksektir. Bu tez kapsamında yanma modellenmesinde Wiebe fonksiyonundan yararlanılmıştır. Wiebe fonksiyonundan bahsederken CA10, CA50, CA90 gibi başlıca bazı tanımlamaları bilmekte fayda vardır. CA50 yakıt kütesinin yanma oranı %50 ulaştığı durumdaki eksantrik mil açısıdır. CA10 ve CA90 yakıt kütesi yanma oranı sırasıyla yüzde 10 ve yüzde 90'a eşit olduğu krank mili açısını temsil eder. Bu iki parametre yanma odasındaki yanmanın başlangıcı ve bitişi olarak kabul edilmiştir. Bu çalışmada CA10 ile CA90 zamanları arasındaki süre ise, yanma süresi (combustion duration) olarak adlandırılmıştır [66]. Wiebe fonksiyonu tanımlanırken CA50, yanma süresi, Wiebe eğrisinin eğimini gösteren exponent değeri parametreleri kullanılmaktadır. Buna göre Wiebe fonksiyonu:

$$W_y = 1 - \exp\left(-YS_m \cdot \left(\frac{\theta}{YS_k}\right)^{(W_{exp} + 1)}\right) \quad (5.9)$$

Yukarıdaki denklem 5.9’da  $W_y$ ; yanan kütle oranı,  $YS_m$ ; yanma modeli tarafından belirlenen yanma süresi,  $YS_k$ ; kullanıcı tarafından belirlenen yanma süresi ve  $W_{exp}$ ; Wiebe eğrisi eğimidir (kullanıcı tarafından girilir).

Bu tez çalışmasında GT-Suite’te yer alan ‘EngCylCombSIWiebe - SI Wiebe’ yanma modülü kullanılmıştır. Bu modülde, Wiebe işlevi kullanan kıvılcım ateşlemeli motorlar için yanma oranı uygulanır. Şekil 5.6’da GT-Suite arayüzündeki yanma modelleme girdileri gösterilmiştir. Tüm yanma simülasyonlarında kullanılan yanma parametreleri aynı olduğu varsayılmış ve hava yakıt ekivalans katsayısı 1 alınmıştır. İncelenen tüm durumlar 3B simülasyonlara sınır koşulu olarak kullanılacağından diğer tüm parametreler de sabit tutulmuştur.

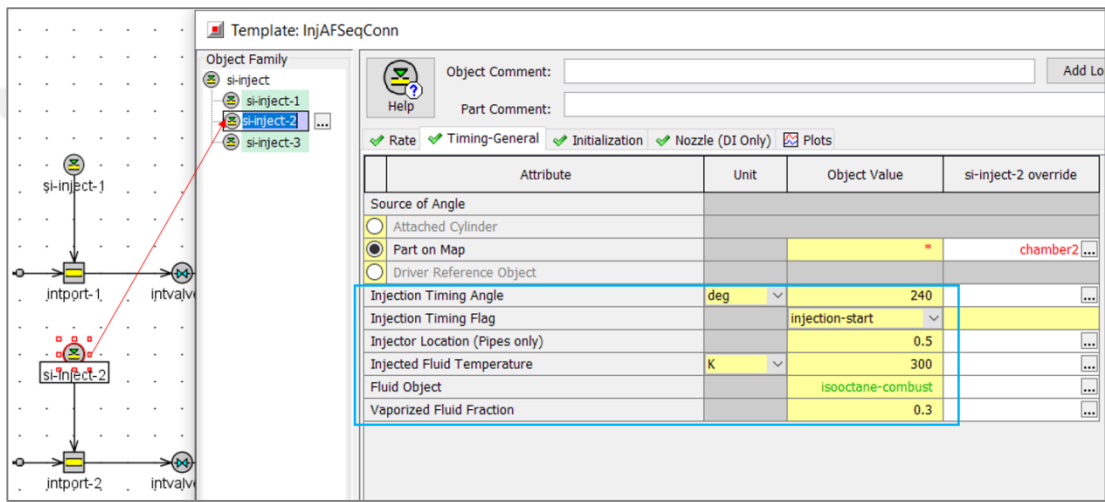


Şekil 5.6 : 1B HAD modelde yanma modelleme girdileri.

Şekil 5.6’da yer alan ve ‘Anchor Angle’ olarak adlandırılan CA50 değerinin değişimi Wiebe eğrisini sağa veya sola kaymasına neden olur. Buji ateşlemeli motorlarda bu açı için tipik değerler 5 ila 12 (ÜÖN’den sonra) derecedir ve bu simülasyonda bu değer 8 derece olarak belirlenmiştir. ‘Duration’ şeklinde tanımlanan yanma süresini değişimi yanma eğrisinin uzunluğunu etkiler. Söz konusu parametre için kullanılan tipik değerler 25 ila 35 derecedir ve bu simülasyonda 25 derece olarak ayarlanmıştır. ‘Wiebe exponent’ diye adlandırılan yanma eğrisi eğimini değiştirmek ise yanmanın hızına etki eder. Simülasyonda yanma eğrisi değeri, buji ateşlemeli motorları için tipik değer olan 2 olarak ayarlanmıştır.

### 5.2.5 Enjeksiyon ve ateşleme sistemlerinin modelleme girdileri

Enjeksiyon sistemi modellemede emme manifolduna püskürtme yapılır, böylece ön karışımlyan yanma için gerekli şartlar sağlanmış olur. GT-Suite arayüzüne yakıt olarak izo-oktan tanımlanmıştır (Şekil 5.7). Wankel motorunun yanma odacıkları arasında 360 °EMA’lık faz farkı vardır. Yani yakıt püskürtme veya ateşleme işlemleri her bir yanma odacığı için 360 °EMA da bir gerçekleştirilmelidir. Bu durum 1 boyutlu sanal pistonlu motor modeline uyarlandığında 360 °EMA’lık faz farkı 240 °KMA şeklinde dönüştürülür. Programda ‘Injection Timing Angle’ kısmına 240 °KMA girilmiş böylece modelde her 240 °KMA’da bir püskürtme başlatılması sağlanmıştır.



Şekil 5.7 : 1B HAD modelde yakıt püskürtme modelleme girdileri.

### 5.2.6 Isı transferi modelleme girdileri

İçten yanmalı motorlarda ısı transferi silindir içi gazlarından yanma odası duvar yüzeylerine doğru gerçekleşir. Isı duvar yüzeylerinin iç kısımlarına kadar ilerleyerek motor soğutma suyuna doğru yayılır. Silindir içi gazlar ve yanma odası duvarları arasındaki ısı transferi aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır;

$$Q = h \cdot A \cdot (T_{akışkan} - T_{duvar}) \quad (5.10)$$

Denklemden A; ısı transferi gerçekleşen toplam yüzey alanlarını, h; ısı transferi katsayısını  $T_{akışkan}$  ve  $T_{duvar}$ ; ise akışkan ve duvar yüzeyi sıcaklık değerlerini göstermektedir.

Bu çalışmada ısı transferi katsayısının belirlenmesinde Woschni korelasyonu kullanılmıştır. Buna göre ısı transfer katsayısı [62];

$$h = 130 \cdot D^{-0.2} \cdot P_s^{0.8} \cdot T_s^{-0.53} \cdot \left( C_1 \cdot U_{piston} \left[ 1 + 2 \left( \frac{v_{\text{ÜÖN}}}{V_s} \right)^2 \cdot IMEP^{-0.2} \right] \right)^{0.8} \quad (5.11)$$

denklemlerle hesaplanmaktadır. Burada  $D$ ; silindir çapını,  $P_s$  ve  $T_s$ ; sırasıyla silindir içi basınç ve sıcaklığı,  $U_{piston}$ ; piston hızının ortalama değerini, ÜÖN piston ÜÖN'da bulunduğu andaki silindir hacmini, IMEP indike ortalama efektif basıncını sembolize etmektedir.  $C_1$  değeri ise aşağıdaki bağıntı ile hesaplanmaktadır;

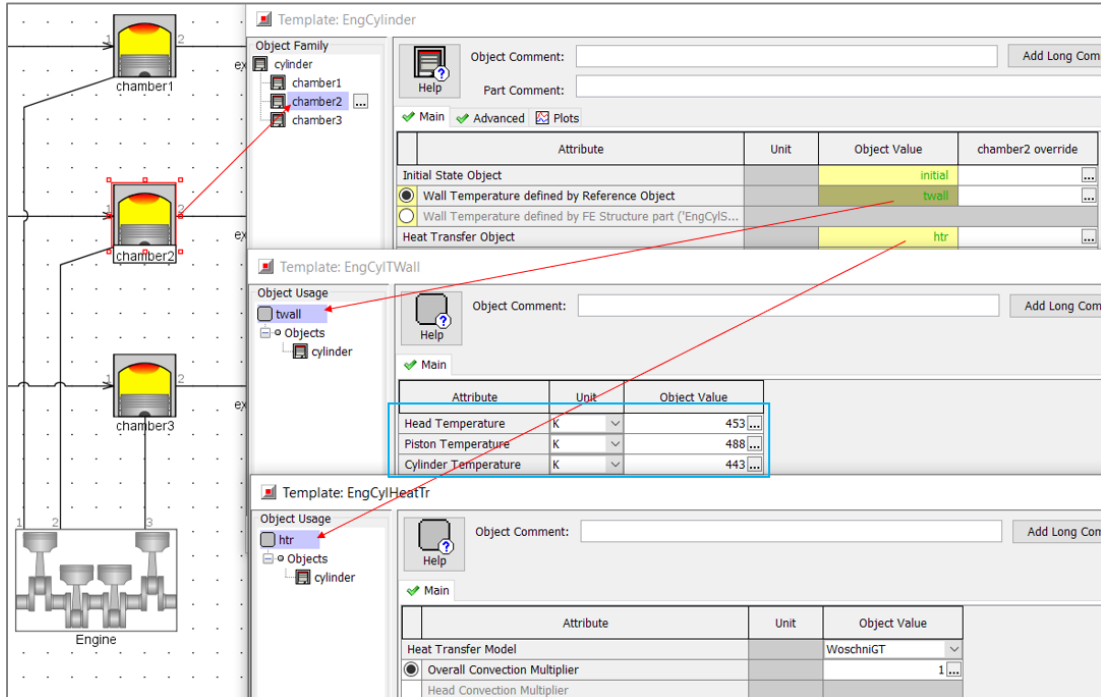
$$c_1 = 2.28 + 0.308 \frac{c_u}{U_{piston}} \quad (5.12)$$

Bu çalışmada ısı transferi modellenmesi kapsamında; Spreitzer ve diğ.'ne ait çalışmadan ve 115M690 proje no'lu, 'İki Zamanlı Wankel Motorların Deneysel ve Teorik Olarak İncelenmesi' konulu Tübitak Araştırma Projesi Gelişme Raporunda yer alan yüzey sıcaklıkları sınır koşulu olarak kullanılmıştır [43, 59].

GT-Suite programında ısı transferi modülü olarak 'WoschniGT' seçilmiştir (Şekil 5.8). Woschni ısı taşınım katsayısı [69-72];

$$h_c(\text{Woschni}) = \frac{K_1 p^{0.8} w^{0.8}}{B^{0.2} T K_2} \quad (5.13)$$

Burada,  $B$ ; silindir iç çapını,  $P$  ve  $T$ ; sırasıyla silindir içi basınç ve sıcaklığı,  $w$ ; ortalama silindir içi akışkan hızını sembolize eder.  $K_1$  ve  $K_2$ ; ise düzeltme sabitleridir.

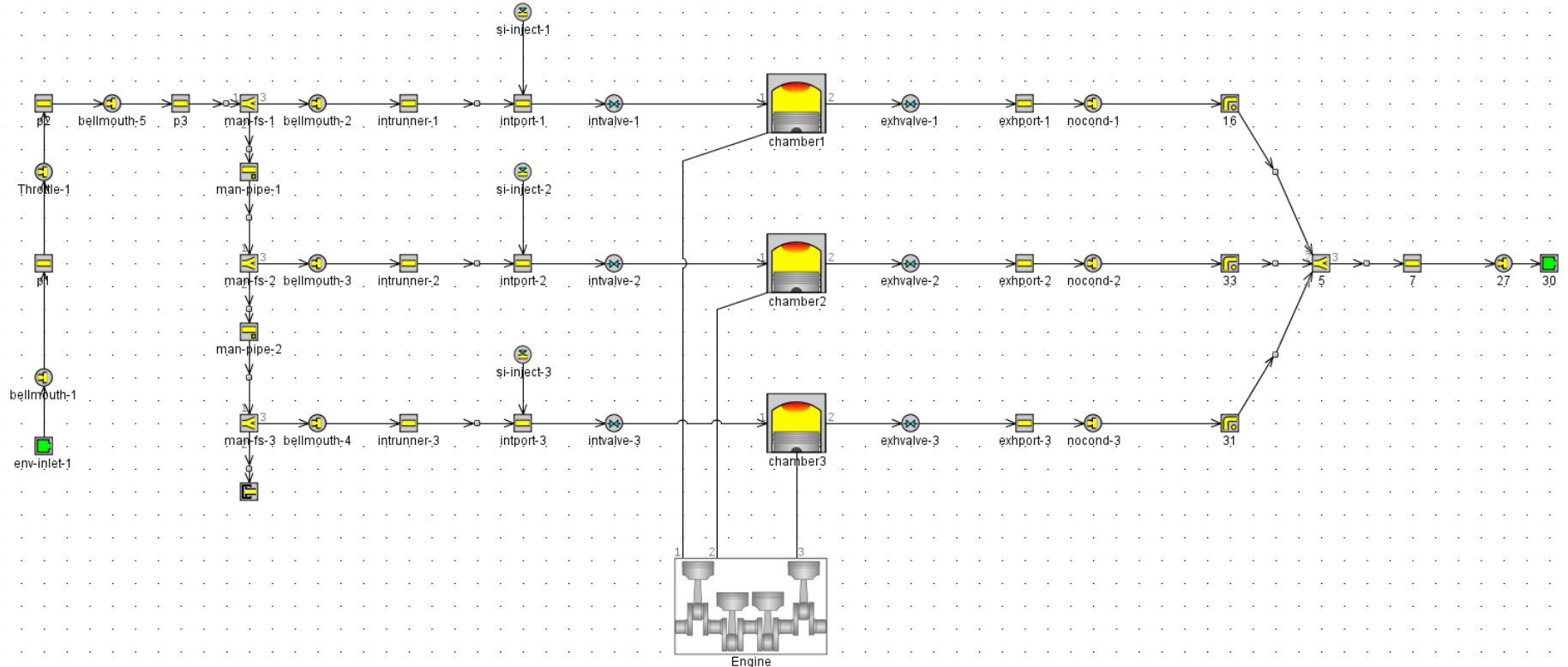


Şekil 5.8 : 1B HAD modelde ısı transferi modeli girdileri.

### 5.3 Tüm Veri Girdileri Sağlanarak Bir Boyutlu HAD Modeli Oluşturulması

Bölüm 5.2'nin alt başlıklarında Wankel motor modellemede kullanılan alt modeller açıklanmıştır. Bu alt modeller yardımıyla oluşturulan tek rotorlu, 4 zamanlı Wankel motorunu sembolize eden sanal pistonlu motora ait GT-Suite modeli Şekil 5.9'daki gibidir. Bu bölümde yer verilen modelleme girdi değerlerinin kullanım aralıkları GT-Suite kullanıcı kitapında bulunmaktadır. Belirtilen aralıklardaki en uygun değeri tespit etmek için Bölüm 5.4'te grafiklerdeki deneysel verilere uygun sonuç elde edilene kadar pek çok kez deneme analizleri yapılmıştır. Bu nedenle sonuçların validasyon süreci çok zaman alan bir süreç olmuştur.

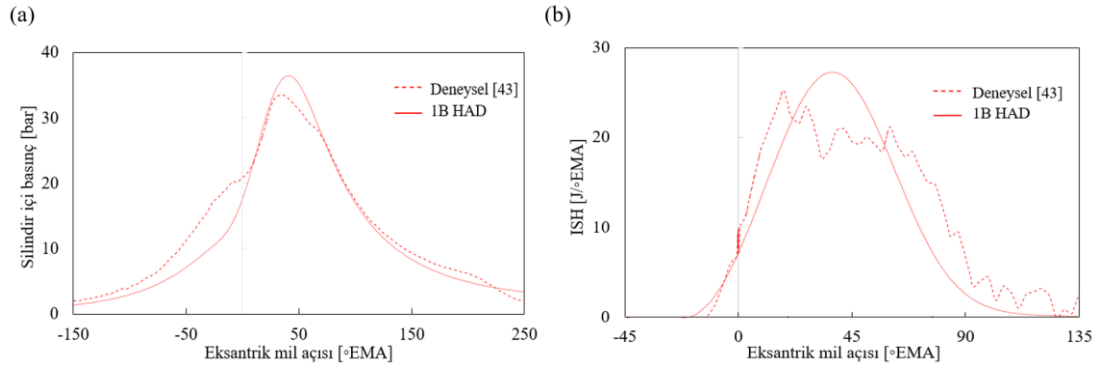




Şekil 5.9 : Tek rotorlu, 4 zamanlı referans Wankel motorunun 1B HAD modeli.

## 5.4 Bir Boyutlu HAD Analizleri Sonuçlarının Değerlendirilmesi ve Üç Boyutlu HAD Modellerinde Sınır Koşulu Olarak Kullanılması

Bir boyutlu HAD analizleri sonuçları üç boyutlu HAD modellerinde sınır koşulu olarak kullanılmadan önce, elde edilen sonuçlar deneysel veriler ile doğrulanmıştır (valide edilmiştir). Mevcut Wankel motor modeli benzerlik kuralları yardımıyla sanal pistonlu bir motora çevrilmiş olmasına rağmen deneysel verilere yakın ve tatmin edici sonuçlar alınabilmektedir. Şekil 5.10'da referans çalışmada elde edilen silindir içi basınç ve ısı salım hızı sonuçları ve bu parametrelerin 1B HAD analizlerinden elde edilen grafikleri yer almaktadır. Şekil 5.10'dan da incelenebileceği üzere, sonuçların bu şekilde kabul edilebilir sınırlar dahilinde olması, özellikle yanma ve ısı transferinin modelleme parametrelerinde programın müsaade ettiği değerler aralığındaki varyasyonlarla gerçekleştirilen çok sayıda deneme sonucudur. Sınır koşullarının deneysel verilere yakın olarak temin edilmesi hesaplama maliyeti oldukça yüksek olan 3B analizlerin daha hızlı şekilde yakınsamasını ve gerçeğe uygun ve daha doğru sonuçlar elde edilmesini sağlar. Bu sebeple tez çalışmasının bu aşaması üzerinde titizlikle durulmuştur.



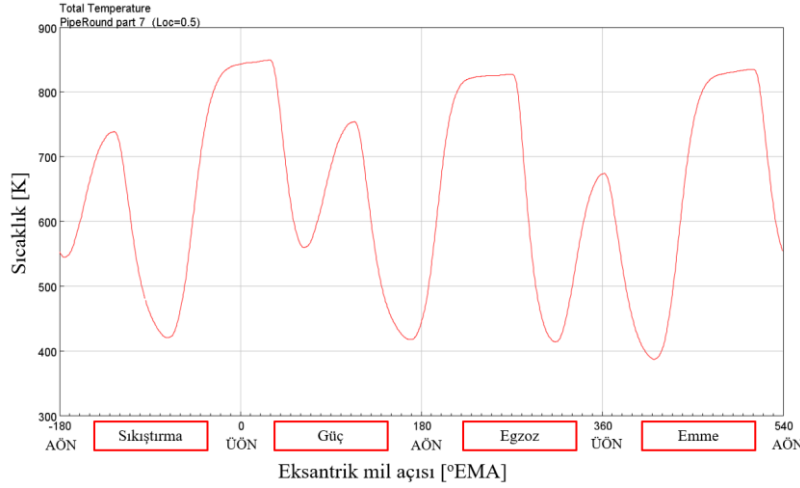
**Şekil 5.10 :** 1B HAD analizlerinden elde edilen; a) silindir içi basınç, b) ISH değerlerinin deneysel verilerle karşılaştırması

GT-Suite modeli analiz edildiğinde GT-Post'ta analiz çıktıları görselleştirilmektedir. Hem zamana bağlı hem de kararlı durum için elde edilen sonuçlar içerisinde emme egzoz manifoldu yüzey sıcaklıkları gibi parametreler için 6000 rpm hızındaki kararlı durumda ortalama değerler (ortalama sıcaklık basınç vs.) alınmıştır. Bununla birlikte, kritik akış hızları veya çok yüksek sıcaklık ve basınç farklılıklarının vs. görülebileceği emme ve egzoz portları için ise zamana bağlı analiz çıktıları 'Excel' uzantılı bir dosya olarak alınıp, 'indata' formatında '.in' uzantılı olarak Converge programına aktarılır.

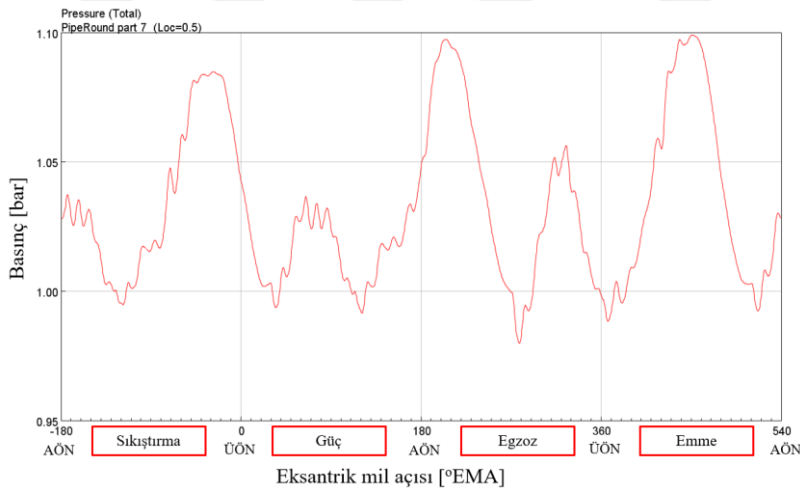
Converge Studio arayüzünde sınır koşulları kısmında program içerisine veri aktarımı yapılması işlemi ile GT SUITE sonuç verileri Converge HAD programına sınır koşulu olarak bağlanmış olur (GT SUITE- GONVERGE Coupling).

GT-Post'tan 'Excel' formatında dışa aktarılan basınç ve sıcaklık değerlerinin GT-Post'ta görüntülenen grafikleri Şekil 5.11'deki gibidir.

(a)



(b)

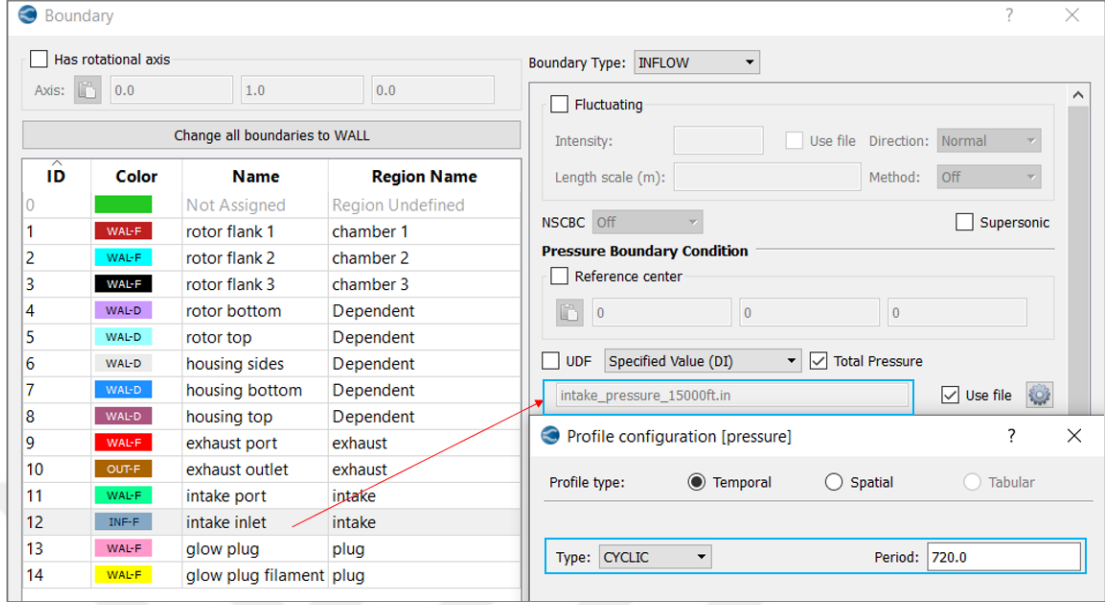


**Şekil 5.11** : Yer koşullarında (0 ft) egzoz portunun (exhaust outlet); (a) sıcaklık, (b) basınç grafikleri.

0 ft, 6000 ft, 10000 ft, 15000 ft irtifalarda emme ve egzoz portunun her bir °KMA'daki basınç ve sıcaklık verileri Converge programına Şekil 5.12 'teki gibi aktarılmıştır.

Bir çevrimdeki emme ve egzoz portu basıncı ve sıcaklığı 1B analiz sonucunda 720 °KMA olarak elde edilmiştir. Fakat Converge programında bir çevrim, (Wankel motoruna uygun olarak) 1080 °KMA da tamamlanacak şekilde tanımlanmıştır. Bu yüzden veriler Converge yazılımına aktarılırken Şekil 5.12'de görüldüğü üzere

aktarılan sınır koşulu verisinin çevrim periyodu 720 olarak girilmelidir, Converge programı periyot değişimini otomatik olarak yapmaktadır.



**Şekil 5.12 :** 1B analiz sonuç verilerinin Converge programına aktarımının gösterimi. (Bu görsel 15000 ft irtifa için emme portu basıncının zamana bağlı GT-Suite sonucunun Converge programına aktarımını göstermektedir.)

İrtifa etkilerinin incelendiği modellerde GT-Posttan elde edilen ve Converge yazılımına sınır koşulu olarak aktarılmış olan değerler Çizelge 5.6'da gösterilmektedir. Diğer incelemelerde yüzey sıcaklıkları, Çizelge 5.6'deki deniz seviyesi şartlarında oluşturulan durum ile aynı kabul edilmiştir. Bununla birlikte 1B HAD modelleri oluşturulurken deniz seviyesi şartları için oluşturulan model baz model olarak alınmış, deneysel verilerle doğrulandıktan sonra 3B HAD analizi incelemeleri için model üzerinde değişiklikler yapılmıştır. 3B HAD incelemeleri için doğrulanan baz model üzerinden yapılan modelleme değişikliklerine Bölüm 6.5'te yer verilmiştir.

**Çizelge 5.6 :** Converge HAD programına sınır koşulu olarak aktarılan 1B HAD analizi sonuç verileri.

| Farklı irtifalar için sınır koşulları | Rotor kenarları, altı ve üstü sıcaklığı [K] | Gövde kenarları T sıcaklığı [K] | Gövde alt ve üstü T sıcaklığı [K] | Egzoz portu sıcaklığı [K] | Emme portu sıcaklığı [K] | Giriş (Intake inlet) basıncı [Pa]<br>Giriş (intake inlet) sıcaklığı [K] | Çıkış (Exhaust outlet) basıncı [Pa]<br>Çıkış (Exhaust outlet) sıcaklığı [K] |
|---------------------------------------|---|---------------------------------|-----------------------------------|---------------------------|--------------------------|---|---|
| 0 ft irtifa                           | 488   | 443                             | 453                               | 550                       | 330                      | inport2_pressure.in<br>inport2_temperature.in                           | export2_pressure.in<br>export2_temperature.in                               |
| 6.000 ft irtifa                       | 480   | 430                             | 433                               | 535                       | 265                      | intake_pressure_6000ft.in<br>intake_temperature_6000ft.in               | exhaust_pressure_6000ft.in<br>exhaust_temperature_6000ft.in                 |
| 10.000 ft irtifa                      | 470   | 420                             | 423                               | 515                       | 248                      | intake_pressure_10000ft.in<br>intake_temperature_10000ft.in             | exhaust_pressure_10000ft.in<br>exhaust_temperature_10000ft.in               |
| 10.000 ft irtifa                      | 460   | 410                             | 415                               | 500                       | 229                      | intake_pressure_15000ft.in<br>intake_temperature_15000ft.in             | exhaust_pressure_15000ft.in<br>exhaust_temperature_15000ft.in               |

## 6. ÜÇ BOYUTLU HAD MODELİ OLUŞTURULMASI

Wankel HAD analizinin adımları üç bölümde incelenebilir.

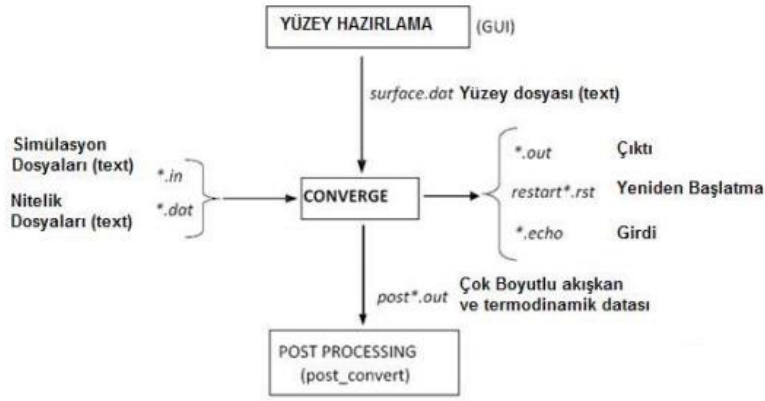
Bunlar ön hazırlık, HAD model kurulumu ve çözümü ve son işlemdir (Şekil 6.1).

Ön hazırlık (yüzey hazırlama) bölümü; Bu bölüm aşağıdaki süreçleri kapsamaktadır;

- BDT programından (bu çalışmada SolidWorks kullanılmıştır.) Wankel elemanlarının Stereolithography (STL) formatında katı modeli temin edilmesini,
- Katı yüzey geometrisinin Converge GUI veya SpaceClaim gibi alternatif yazılımlar kullanılarak hazırlanmasını (yüzey temizleme ve sadeleştirme işlemleri),
- Akış hacmi çıkarılmasını (Flow volume extraction) kapsamaktadır.

HAD model kurulumu ve çözümü; Bu bölüm Converge yazılımında 3B HAD modelin oluşturulması ve sayısal hesaplamaların yürütülmesini kapsamaktadır. Converge seri (tek işlemci) olarak çalıştırılabildiği gibi paralel (birden fazla işlemci) olarak da çalıştırılabilir.

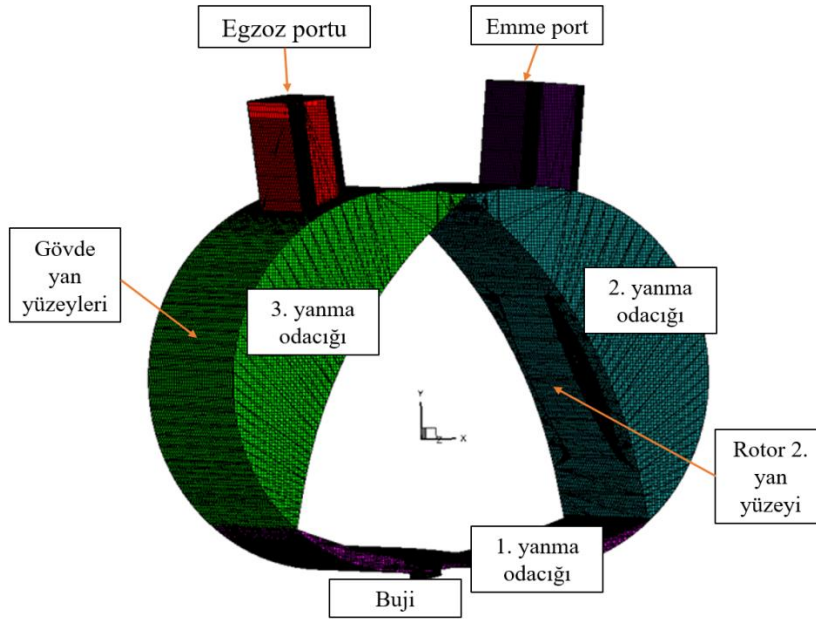
Son işleme; olarak Converge programında, hesaplama sonuçlarını (output) direkt olarak görselleştirmek mümkün değildir. Bu aşamada, Converge programından elde edilen '.h5' uzantılı hesaplama çıktılarının Ensight, GMV, Techplot gibi görselleştirme araçları kullanılarak 3B sonuç görselleri oluşturulabilir (Bu çalışmada Techplot kullanılmıştır.). Bunun yanı sıra, grafik oluşturmak için sonuç verileri Converge programından Excel formatında çıktı alınabilir.



Şekil 6.1 : Converge’te HAD model oluşturma aşamaları.

### 6.1 Akış Analizi Ön Hazırlık Aşaması

HAD analizlere başlanmadan önce SolidWorks programında oluşturulan katı modelin akış hacmi çıkarılmalıdır. Bunun için Spaceclaim yazılımı yardımıyla geometri yanma odası içerisindeki HAD analizi etkilemeyecek kısımlarından temizlenip sadeleştirilerek Şekil 6.2’de yer alan akış hacmi çıkarılmıştır.



Şekil 6.2 : Referans Wankel motora ait akış hacmi.

### 6.2 Üç Boyutlu HAD Model Oluşturulması ve Çözümü

Wankel motorundaki akış simülasyonu diğer pistonlu motorların simülasyonundan oldukça farklıdır. Wankel motorlar, doğrusal hareket yerine döner harekete sahip olması, her üç yanma odacığındaki geometrinin eksantirik milin devrine bağlı olarak

değişmesi bu duruma bağlı dramatik olarak değişen akış hacmi Wankel motorunun simülasyonunu daha karmaşık hale getiren sebeplerdendir. Wankel motorda kapsamlı bir HAD simülasyonu için pistonlu motorlardaki gibi tek silindir için performans parametrelerini incelemek yeterli olmaz. Çünkü yanma odacıkları sıcaklık ve gaz alışverişleri bakımından dinamik bir etkileşim içerisindedir, dolayısıyla her üç yanma odacığının aynı anda değerlendirilmesi gerekmektedir.

HAD analizleri, sonlu hacimler gibi sayısal yöntemler kullanılarak gerçekleştirilir. Bu hesaplamaların yapılabilmesi için; akışa uygun şekilde geometrinin hücre denilen küçük elemanlara bölünerek çözüm ağı yapısı (mesh) oluşturulur. Hücreler üzerinden farklı ayırıklaştırma yöntemleri kullanılarak gerçekleştirilen çözümlerde, hücre yapısı ve kalitesi çözümü direkt olarak etkilemektedir.

Özellik zamana bağlı (transient) durumlarda çözüm gerçekleştirilmesi gereken Wankel motoru gibi pozitif deplasmanlı döner makinalarda, birbiri içerisine giren geometrilerin çözümü ancak uygun kalitede ve ekonomik hücre sayıları ile mümkündür. Bununla birlikte pistonlu motorların performansının HAD ile sayısal olarak incelenebilmesi için ANSYS FORTE, STAR CCM, AVL gibi pek çok paket program bulunmasına rağmen, Wankel motor HAD analizi için özel olarak geliştirilmiş bir modül veya program mevcut değildir [73-75].

Wankel motoru modellemesinin gerçekleştirilmesinde başlıca zorluklar aşağıdaki gibi özetlenebilir;

1. Pistonlu motorlara göre çok daha farklı geometride olması doğrusal hareket yerine döner hareketin olması,
2. Her üç yanma odacığındaki geometrinin eksantirik milin devrine bağlı olarak değişmesi ve değişken bir geometri olması, tabiri caizse yürüyen bir geometri olması,
3. Rotor haznesinin içerisinde dikkate alınması gereken ve dramatik olarak değişen boyut farklılıkları,
4. Basınç alanını direkt olarak etkisi olan, dairesel (yani kanat ucu) ve eksenel boşluklar bulunması,
5. Sadece soğuk akışın değil aynı zamanda termal performans analizlerinde yapılması hedeflenmesi. Kaviteasyon, yüksek akış hızlarının oluşması gibi kompleks akış fenomenlerini içermesidir.

Bu zorluklar, ancak uygun şekilde hazırlanmış mesh yapıları ile aşılabilmektedir. Bunun için;

- Akış karakteristiğini yakalayabilecek çözünürlükte hücre yoğunluğunun sağlanması (Yanma odasında, gerçekleşen akış fenomenlerinin çözümü için skweness değeri düşük ortagonallığı yüksek hücrelerin oluşturulması),
- Optimum hücre tipinin, yani ideal olan düzenli yapıda hücrenin kullanılması (Özellikle rotor ucu boşluklarının uygun şekilde boyutlandırılması ve kontrolü),
- Yüksek kalitede mesh oluşturulması,
- Hızlı ve olabildiğince ekonomik bir mesh oluşturma işleminin gerçekleştirilmesi gerekmektedir.

Kullanılacak yazılıma karar verme aşamasında yapılan çok boyutlu değerlendirmeler sonucu Bölüm 6.3'te bahsedilen üstünlüklerinden dolayı Converge programının kullanılması uygun bulunmuştur.

### **6.3 Converge HAD Yazılımı Tanıtımı**

Converge yazılımı; hareketli veya hareketsiz karmaşık yapıları geometri ve akış hacminden geçen sıkıştırılabilir veya sıkıştırılamaz akışkanların simüle edilmesinde kullanılan bir 3B HAD hesaplama aracıdır [76]. Converge programı, kimyasal reaksiyonların modellenmesinden, laminar veya türbülanslı akışkanların, çift fazlı akışkanların, akışkan ve yüzey ilişkilerinin modellenmesine kadar pek çok mühendislik uygulamalarının modelleme çalışmalarında tercih edilmektedir.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği modelleri oluşturulurken genellikle karmaşık geometri modellerde kullanıcı tarafından oluşturulan sınır uyumlu ağ yapısı kullanılmaktadır. Bu geleneksel sınır ağ oluşturma yönteminin iki zorluğu mevcuttur. Birincisi, kritik olmayan bölgelerde otomatik olarak basit ortogonal ağ yapısı oluşturulmasını engellemektedir. İkincisi, karmaşık geometri için geleneksel sınır uyumlu ağ yapısı kullanmak zor ve zaman alıcı olmaktadır. Özellikle, içten yanmalı motorlardaki gibi karmaşık yapıları geometri ve hareketli sınırlara sahip sistemlerin simülasyonlarında ağ yapısı oluşturma zorluğu ve zamana bağlı gerçekleştirilen simülasyonların hesaplama maliyetininin çok yüksek olması geleneksel ağ oluşturma

yöntemlerinin bu sistemlerin modellenmesinde yetersiz kalmasına neden olmaktadır. Converge programı, geometrinin önemini ortadan kaldıran yenilikçi bir ağ yapısı oluşturma yaklaşımı sağlamaktadır. Bu yaklaşımda, kullanılan ağ yapısı oluşturulurken model geometrisi yerine, hesaplama verimi göz önünde bulundurularak otomatik olarak seçilmektedir. Böylece çok karmaşık sistemlerdeki ağ oluşturma zorlukları minimize edilmiş olur. BDT programından STL formatında alınıp Converge programına aktarılan akış hacmi geometrisi, sadece ortogonal ağ yapısı eşleşmesi (mapping) için kullanılır. Ağ yapısı hesaplama başlamadan önce oluşturulmak yerine, hesaplama devam eden süre boyunca Converge programında hesaplama işlemiyle eş zamanlı olarak oluşturulmaktadır. Analiz devam ederken ağ oluşturulması, simülasyon boyunca ağ yapılarının değiştirilmesine imkan sağlamaktadır. Ağ yapısında simülasyon esnasında gerçekleştirilebilen değişiklikler; hücreler kullanıcı tarafından modelleme sırasında kritik olarak kabul edilen fiziksel parametreler (hız, sıcaklık ve basınç vs.) doğrultusunda ve belirlenen ölçeklerde hücre boyutlarında lokal büyütme (coarsening), küçültme (refining), veya uyarlanabilir küçültme (adaptively refining) şeklinde gerçekleştirilmektedir.

Bu yöntemin en önemli avantajı ise simülasyon sırasında kullanıcının herhangi bir girdisi olmadan hareket eden yüzey sınırlarında otomatik olarak ağ yapısı oluşturulabilmesidir. Bunun mümkün olabilmesi için, Converge yazılımı 'cut-cell Cartesian gridding method' kullanmaktadır. Bu yöntemde, geometri yüzeyi kartezyen bloklarla kapatılmıştır. Ağ yapıları kesişen geometri yüzeyi ile kesilmektedir. Böylece simülasyon için karmaşık yüzeylerdeki kesişimler daha kolay ayırt edilebilmektedir.

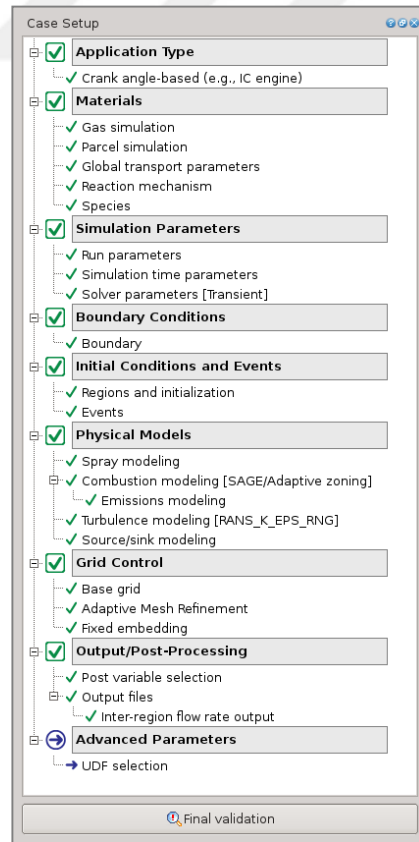
Özetle, Converge gerçek anlamda otonom ağ oluşturma, güvenilir bir termo-kimyasal denklem çözme ve karmaşık hareketli geometrilere kolayca uyum sağlama becerisine sahip bir programdır. Hesaplama zamanında ağı otomatik olarak oluşturur, simülasyon boyunca ağı dinamik olarak uyarlar ve hem doğruluğu hem de hesaplama verimliliğini en üst düzeye çıkarmak için Adaptive Mesh Refinement'ı çalıştırır. Otomatik ağ oluşturma özelliğinden dolayı Wankel motor modelleme ile ilgili sayısal çalışmalarda kullanılmıştır. Converge programında yapılan analizde; HAD modelin Coverge Studio'da hazırlanıp, hesaplama bittikten sonra da bir görselleştirme aracında 3B simülasyon sonuçlarının incelenmesi mümkündür.

Söz konusu tez çalışmasında, HAD model oluşturulurken Converge HAD yazılımının 3.0.19 versiyonu tercih edilmiştir [76]. Öncelikle soğuk akış şartları için analizler

gerçekleştirilerek simülasyon boyunca (1080 °EMA boyunca) rotor hareketinin sorunsuz olarak sağlandığı, eksantrik mili dönüşüne göre hız, basınç gibi parametrelere bağlı fiziksel olayların türbülans hareketleri vakum etkisi vs gibi fiziksel kavramlar gözlemlenmiştir. Böylece, rotorun dönme ve akış yönünün doğruluğu kontrol edilmiştir. Ardından, oluşturulan HAD modele yanma ve emisyon modelleri de eklenerek yanma içeren HAD modellerinin analizi gerçekleştirilmiştir. Buradan elde edilen sonuçlar deneysel veriler [43] ile doğrulandıktan sonra motor üzerinde farklı parametrelerde değişiklikler yapılarak araştırmalara devam edilmiştir. Bu bakımdan soğuk akış analizleri, yanmanın dahil edildiği termal analizler için bir ön hazırlık çalışması niteliğindedir.

#### 6.4 Üç Boyutlu HAD Model Kurulum Adımları

Wankel motoru HAD modeli Converge Studio’da ‘Case setup’ kısmında sırayla gerekli veriler programda tanımlanarak oluşturulmuştur. Şekil 6.3’te Converge Studio arayüzünde model oluşturma kısımları incelenebilir. Bu görsel aslında HAD analiz oluşturma iş akışını göstermektedir.

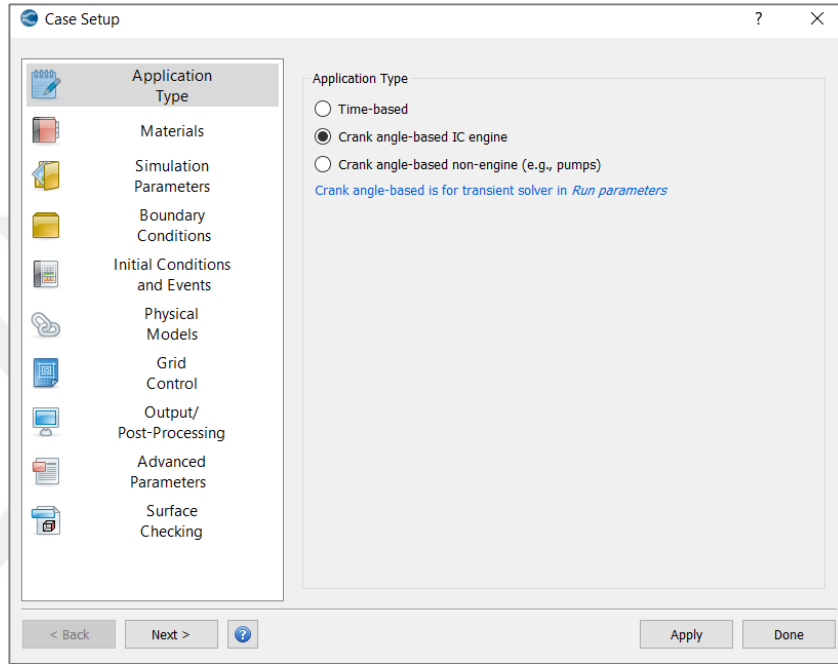


Şekil 6.3 : Converge Studio yazılımında model oluşturma (Case setup) kısmı.

HAD model kurulumunda aşağıdaki adımlar takip edilmiştir.

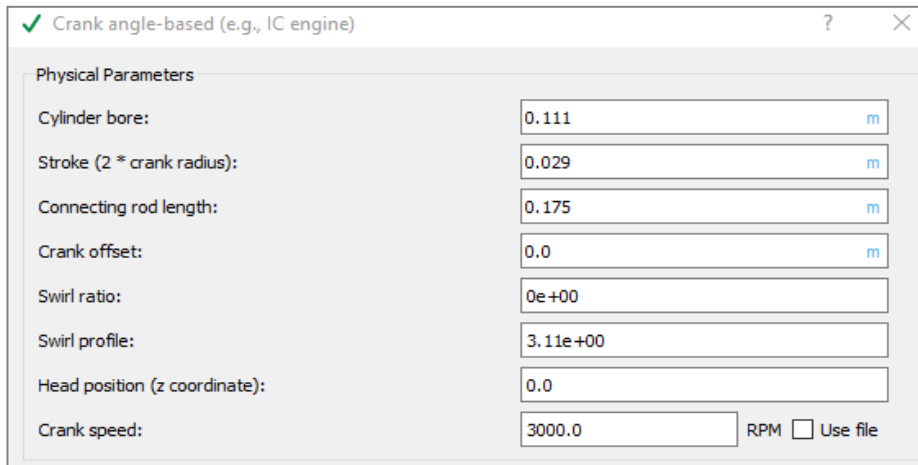
#### 6.4.1 Uygulama türünün belirlenmesi (“Application type” kısmı)

Converge yazılımında kullanıcı analizin çözümünün zamana bağılı veya krank mili açısına bağılı olarak seçebilmektedir. Bu çalışmadaki Wankel motor analizi krank mili açısına bağılı olarak çözdürülmüştür. O yüzden modellemeye başlarken çözümün uygulama türü Şekil 6.4’teki gibi programa girilmiştir.



Şekil 6.4 : 3B HAD model uygulama tipi girdisi.

Bu kısımda ayrıca modelin geometrisine ait fiziksel parametreleri de girilmelidir. Burada, Wankel motor geometrisi pistonlu motorlara benzetilerek silindir çapı strok gibi parametreleri buna bağılı olarak Şekil 6.5’teki gibi oluşturulmuştur.



Şekil 6.5 : 3B HAD model fiziksel parametre girdileri.

Converge’de Wankel motor için özel geliştirilmiş bir program olmadığından fiziksel parametreler kısmında yer alan silindir çapı, biyel kolu uzunluğu gibi pistonlu motorlara ait büyüklükler Wankel motor modelleme için de girilmelidir. Bu değerler Bölüm 5’te uygulanan benzerlik yöntemiyle temin edilmiş ve Şekil 6.5’teki gibi programa girilmiştir.

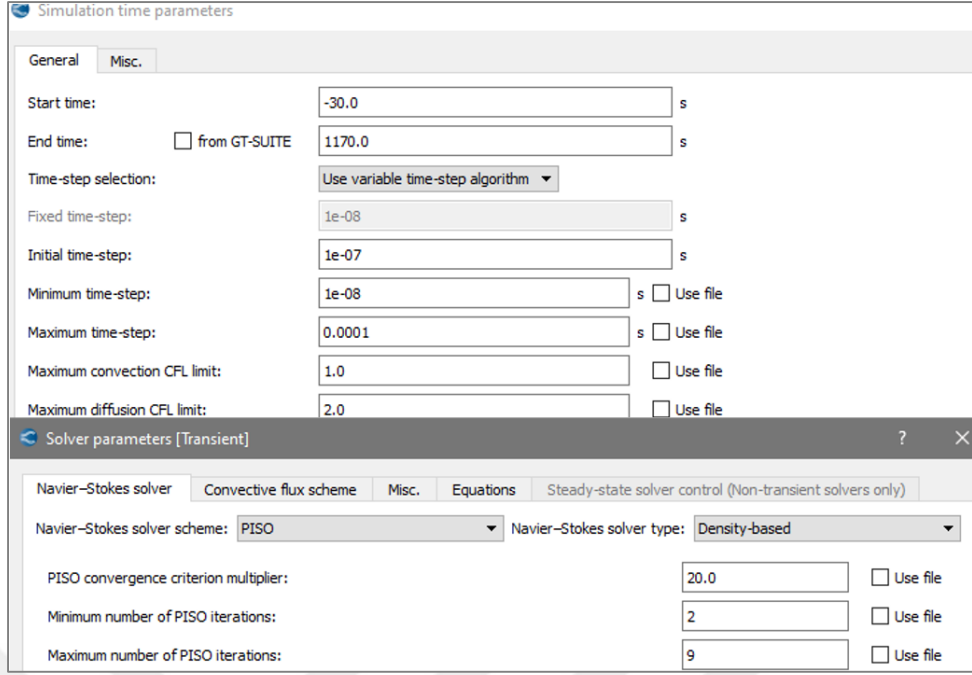
#### **6.4.2 Fiziksel ve termodinamik özelliklerin belirlenmesi (“Materials” kısmı)**

Bu aşamada analizde kullanılan katı, sıvı, gaz özellikleri, reaksiyon mekanizması, türler, transport verileri gibi parametreler tanımlanır. Wankel motoru HAD simülasyonundaki ürünlerin termodinamik özelliklerini hesaplamada NASA formatlı ‘*therm.dat*’ dosyası kullanılmıştır. Gaza ait ‘*therm.dat*’ tarafından hesaplanamayan viskozite iletkenlik gibi özellikler için ‘*gas.dat*’ dosyası kullanılmıştır. Simülasyon için ürünlerin ve reaksiyonların yer aldığı dosya ise ‘*mech.dat*’ dosyasıdır. Global transport parametresi olarak türbülanslı Prandtl sayısı 0.9, türbülanslı Schmidt sayısı 0.78 olarak girilmiştir. Bu değerler, Converge kullanım klavuzunda içten yanmalı motor simülasyonları için tavsiye edilen değerlerdir.

Söz konusu ‘*therm.dat*’ ve ‘*mech.dat*’ dosyaları Converge’ün kendi kütüphanesinden çekilmiştir ve sırasıyla EK B ve EK C’de sunulmuştur [63].

#### **6.4.3 Simülasyon zamanı parametrelerinin belirlenmesi (“Simulation time parameters” kısmı)**

Bu çalışmada HAD modellerinin krank mili açısına bağlı olarak çözülmesi tercih edildiğinden bahsedilmişti. -30 ve 1170 °EMA aralığındaki akış simülasyon sonuçları elde edilmek istenmektedir. Bu kısımdaki girdiler Şekil 6.6’da incelenebilir.

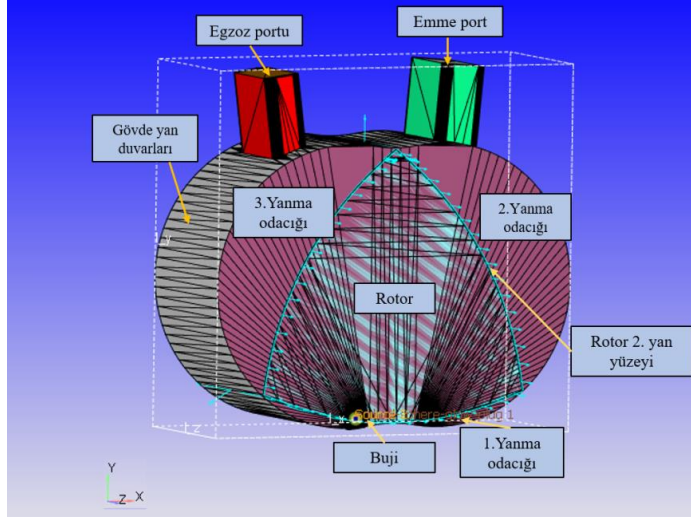


**Şekil 6.6** : 3B HAD model simülasyon parametreleri.

#### 6.4.4 Sınır koşullarının belirlenmesi (“Boundary conditions” kısmı)

Converge HAD yazılımında sınır koşulları girilmeden önce akış alanı bölgelere ayrılır. Bu şekilde benzer özelliklere sahip alanlar gruplandırılması başlangıç işlemini kolaylaştırır ve her bir bölgeye birbirinden bağımsız başlangıç datası verilebilir. Ayrıca analizde bölgeler birbirinden ayrılarak sadece istenen bölge de analiz gerçekleştirilebilir. Oluşturulan bölgeler ve bu bölgelerin gerekli fiziksel parametreleri *boundary.in* dosyası içerisine yazılır.

Wankel motor modelinde akış hacmi Şekil 6.7’deki gibi bölgelere ayrılır. Çalışmanın bu aşamasında yanma modeli de Wankel HAD modeline eklendiği için sınır koşulları doğal olarak soğuk akış modelinden farklı olacaktır.



**Şekil 6.7 :** Wankel motoru akış hacminde oluşturulan bölgeler.

Mevcut motorumuza ait elimizde bulunan deneysel veriler LENTATEK firmasından elde edebildiklerimizle sınırlıdır. Bundan dolayı literatürde sınırlı deneysel verilere sahip çalışmalarda daha önce de belirtildiği gibi sıkça başvurulan bir yol olan, 1 boyutlu parametrik analiz sonuçlarını, 3 boyutlu HAD analiz sonuçlarına sınır koşulu olarak tanımlama yoluna gidilmiştir. GT-Suite yazılımında 1B sanki daimi hal (quasi-steady state) kabulüyle parametrik analizler gerçekleştirilmiştir (Bölüm 5). Elde edilen sonuçlardan motorun performans karakteristiklerini yorumlamak mümkündür. Ancak bu aşamadaki asıl amaç, GT-Suite analiz sonuçlarının devam eden 3B HAD simülasyonları için sınır koşulu olarak kullanımınıdır. Bu parametrik analiz çalışmasından, 3B HAD analizleri için, emme ve egzoz portlarındaki kütle akış hızları belirli motor komponentlerinin fiziksel özellikleri gibi veriler çekilerek 3B HAD analizleri için sınır koşulları saptanıp, hesaplama zamanından tasarruf elde edilmiş olur. Bölüm 5.4'te GT-Suite'ten elde edilen bir boyutlu HAD analizleri sonuçları ve bu sonuçların HAD analizlerinde sınır koşulu olarak kullanımı detaylı olarak anlatılmıştır. İlgili bölümde GT-Suite sonuçlarının Converge programına aktarım yöntemi (GT-Suite ve Converge coupling) de açıklanmıştır. Converge HAD modelinde kullanılacak başlıca sınır koşulları yine Bölüm 5.4'te yer alan Çizelge 5.6'de sunulmuştur.

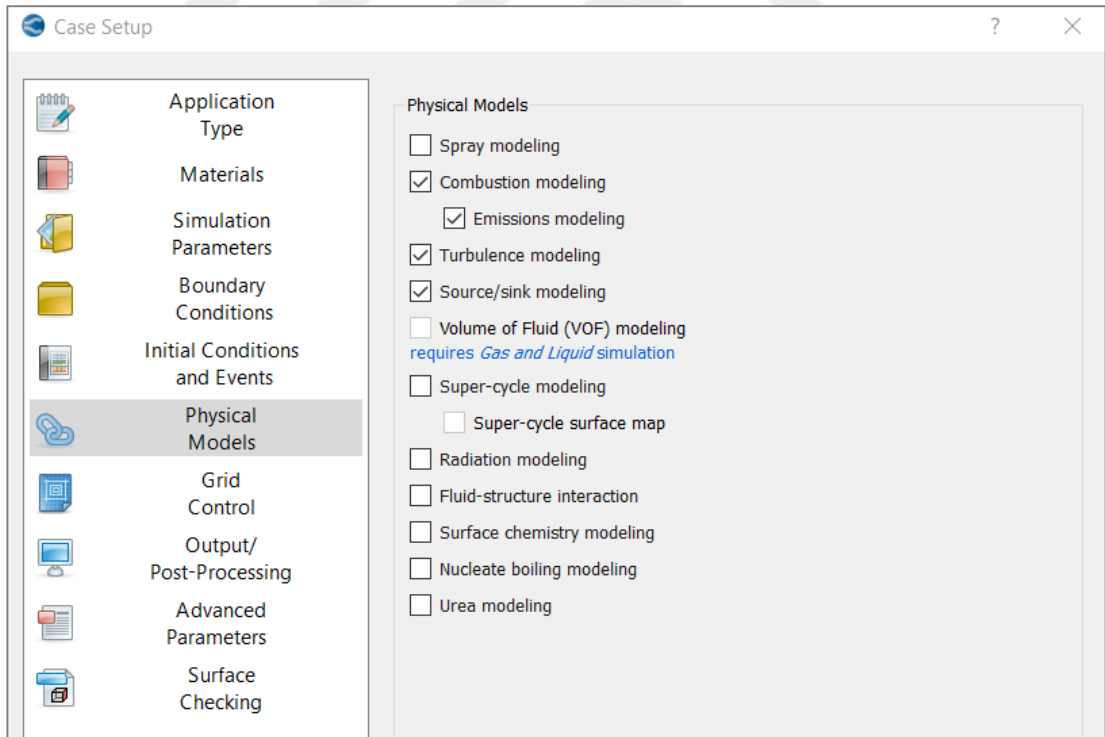
Ayrıca rotorun dönme hareketi “in.data” formatında EK D’de bir kısmına yer verildiği şekilde hazırlanmış ve Converge programına aktarılmıştır.

#### 6.4.5 Başlangıç koşullarının belirlenmesi (“Initial conditions and events” kısmı)

Converge HAD yazılımında analizi yapılacak akış alanı daha önceden belirtildiği üzere bölgelere ayrılmaktadır. Model oluşturmanın bu aşamasında bölgelere ayırmanın yanı sıra, bu bölgelerin aralarındaki etkileşim (bölgelerin bağlanması ayrılması gibi) belirlenir. Bu girdiler ‘*events.in*’ dosyasına kaydedilir.

#### 6.4.6 Fiziksel model oluşturulması (“Physical models” kısmı)

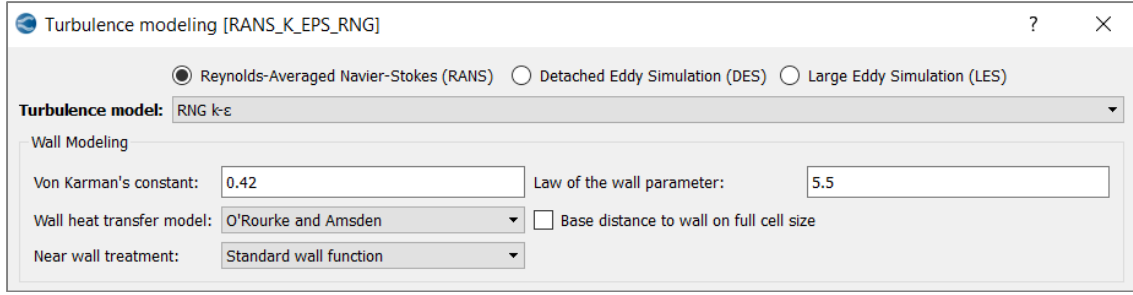
Tam zamanlı Wankel motor çevrimi (1080 °KMA) için yapılan ve yanma içeren HAD modelinde Converge koduna uygulanmış birçok alt model vardır. Şekil 6.8’de görüldüğü gibi Converge HAD yazılımı fiziksel modelleri içerisinde yanma içeren Wankel motor modeli için türbulans modellemesi (Turbulence modelling), yanma modellemesi (combustion modelling) ve buji/ateşleme modellemesi (Source /Sink modelling) seçilmiştir. Yanma içeren modeller için en kritik nokta yanma modeli oluşturulma aşamasıdır. Silindir içi soğuk akışın incelendiği analizlerde ise bu kısım aktif değildir ve yanma ve buji ateşleme modeli kullanılmamıştır.



Şekil 6.8 : 3B HAD model fiziksel model girdileri.

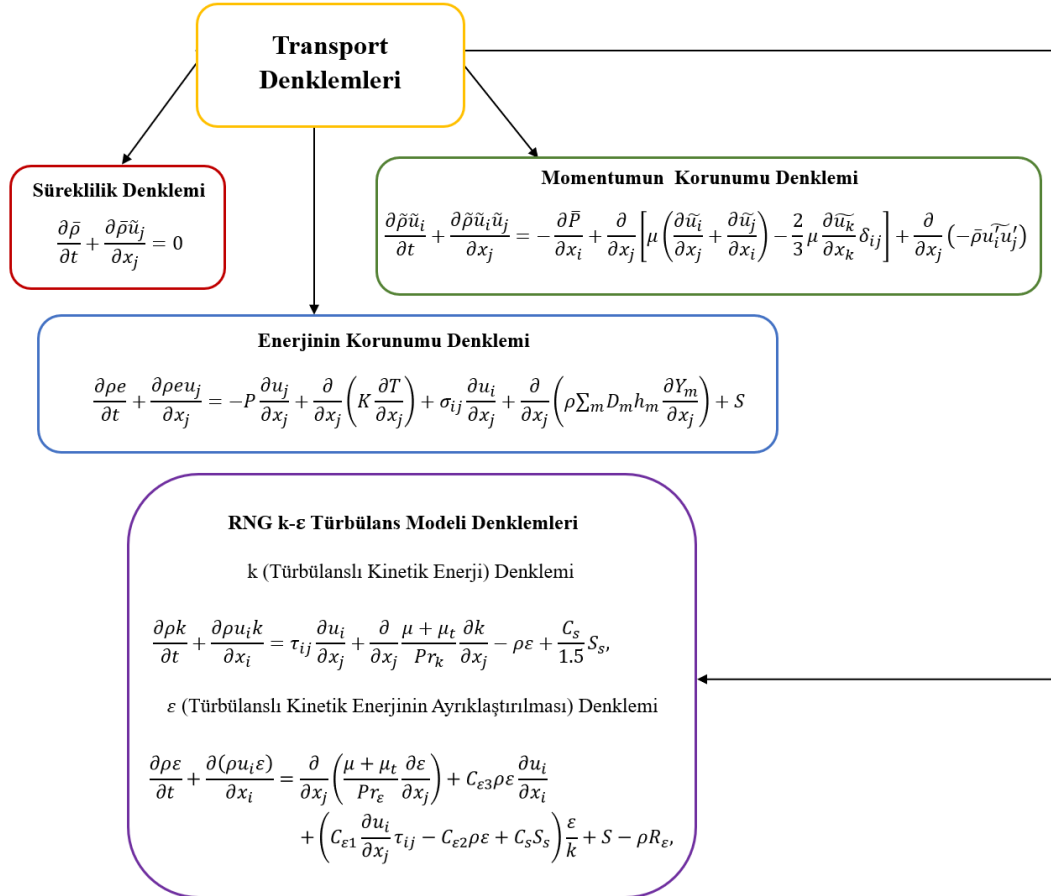
#### 6.4.6.1 Türbulans modelleme (“Turbulence modelling” kısmı)

Çözüm için kullanılan türbulans modelleme aşamasında çözüm için kullanılan modellere Şekil 6.9’da yer verilmiştir.



**Şekil 6.9 :** 3B HAD model türbülans modelleme girdileri.

RNG k-ε modeli, akış alanının konumu hakkında doğru bilgi elde etmek için türbülans viskozitesini k ve ε değerleriyle hesaplayabilir [77]. Deney ve simülasyon sonuçlarına göre, RNG k-ε modeli döner motorlara iyi bir şekilde uygulanabilmektedir ve bu model, hem dönme akışı (rotational flow)'nın konumu, hem de hız açısından deneysel verilerle iyi bir uyum içindedir [77-79].

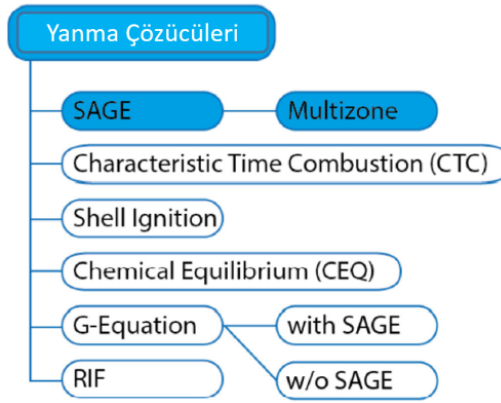


**Şekil 6.10 :** 3B HAD analizlerinde kullanılan transport denklemleri.

Şekil 6.10, simülasyonda kullanılan kütle, momentum ve enerji transport (aktarım) ve türbülans modeli RNG k-ε denklemlerini göstermektedir [76]. Korunum denklemleri Bölüm 3.2'de açıklanmıştır ayrıca burada Şekil 6.10'dan da incelenebilir.

#### 6.4.6.2 Yanma modelleme (“Combustion modelling” kısmı)

Converge, yanma modelleme için Şekil 6.11’de şematik olarak gösterilen bir dizi CHEMKIN formatlı girdi dosyası aracılığıyla ayrıntılı kimyasal kinetik modelleyen çözücüler içermektedir [80]. Sabit hacimli veya sabit basınçlı yanmayı modellemek için SAGE kullanılabilir. SAGE, her bir temel reaksiyon için reaksiyon oranlarını hesaplarken, HAD çözücüsü transport denklemlerini çözer. Doğru bir mekanizma verildiğinde, SAGE birçok yanma rejimini modellemek için kullanılabilir (ateşleme, önceden karıştırılmış, karıştırma kontrollü).



Şekil 6.11 : Converge yazılımında yer alan yanma modelleri [6].

Bu çalışmada, genel bir yanma modeli olan SAGE, yanma işlemi sırasındaki kimyasal reaksiyon denklemlerini detaylı olarak çözen bir model olduğu için seçilmiştir. Kullanılan SAGE modeli, Senecal ve arkadaşlarının çalışmasına dayanmaktadır [80] ve tahmine dayalı bir yanma modeliyle çalışır. Kimyasal reaksiyon denklemleri, sıvının her bir ayırık hücrelerinde (discretized cell of the fluid) çözülür. Bu nedenle program paketine entegre edilmiş Converge CVODES çözücüsü kullanılmaktadır [81]. Başka bir deyişle, adi diferansiyel denklemlerini (ODE'ler) çözmek için SAGE, SUNDIALS (Doğrusal Olmayan ve Diferansiyel/Cebirsel Denklem Çözücüler Takımı) paketinin bir parçası olan CVODE çözücüsünü kullanır [82]. Kimyasal reaksiyon denklemleri CHEMKIN formatında tanımlanmıştır.

Bir kimyasal reaksiyon mekanizması, genel bir kimyasal reaksiyonu tanımlayan bir dizi temel reaksiyondur. Farklı yakıtların yanması, mekanizma değiştirilerek modellenebilir (örneğin, izooktan, benzin, n-heptan, doğal gaz vb. için mekanizmalar vardır). Yürütülen bu HAD simülasyonu için tek bileşenli yakıt iso-oktan ( $C_8H_{18}$ ) seçilmiştir. Bu yakıt, 69 ayrı reaksiyon denkleminde oluşur ve benzin'i temsil eden

simülasyonlarda sıklıkla kullanılır. Reaksiyon mekanizması Jia [83]'ya ait çalışmada yayınlanmış ve doğrulanmıştır.

SAGE ile ateşlemeyi doğrudan göstermek mümkündür. Bunun için sanal bir buji, bulunduğu hücreye, etkilenen hücrelerde kimyasal reaksiyonları tetiklediği kadar enerji verir. SAGE yaklaşımında, türler varyansının küçük olması için her zaman alev cephesinin etrafındaki yeterince küçük hücre boyutlarına kadar çözmeye çalışır. Bu durum yüksek bir Reynolds sayısı ile iyi ölçeklenemez, ancak bu durumda zaten Reynolds sayısı tipik olarak daha küçüktür (yaklaşık 5.000 ila 50.000). Diğer durumlar için ise, türbülanslı dalgalanmaları da hesaba katan bir yanma modeli daha iyi olabilir. Reaksiyon denklemlerinin detaylı süreci ve simülasyon ortamına entegre edilen süreç için [75] ve [84] referanslarına başvurulmuştur.

SAGE modelinde kullanılan çok aşamalı bir kimyasal reaksiyon mekanizması şu şekilde yazılabilir [84];

$$\sum_{m=1}^M v'_{m,i} \chi_m \Leftrightarrow \sum_{m=1}^M v''_{m,i} \chi_m \quad \text{için}; \quad i = 1, 2, \dots, I \quad (6.1)$$

burada;  $v'_{m,i}$  ve  $v''_{m,i}$ ; reaktan ve ürünler için stokiyometrik katsayıları ifade eder. Türler (species) için  $m$ , reaksiyon için  $i$  ve reaksiyon sayısı için  $I$  kullanılmıştır.  $\chi_m$  ise  $m$  türü için kimyasal sembolü ifade eder. ' $m$ ' türü için net üretim oranı;

$$\dot{\omega} = \sum_{i=1}^M v_{m,i} q_i \quad \text{için}; \quad m = 1, 2, \dots, M \quad (6.2)$$

Burada  $M$  türlerin toplam sayısıdır.

$$v_{m,i} = v''_{m,i} - v'_{m,i} \quad (6.3)$$

$i$ 'inci reaksiyon için ilerleme hızı parametresi  $q_i$ ;

$$q_i = k_{i,f} \prod_{m=1}^M [X_m]^{v'_{m,i}} - k_{i,r} \prod_{m=1}^M [X_m]^{v''_{m,i}} \quad (6.4)$$

Burada  $X_m$ ;  $m$  türleri için molar konsantrasyon,  $k_{i,f}$  ve  $k_{i,r}$  ise  $i$  reaksiyonu için ileri ve geri reaksiyon hızı katsayılarıdır. SAGE'de ileri hız katsayısı Arrhenius formunda aşağıdaki gibi açıklanmıştır.

$$k_{i,f} = A_i T^{\beta_i} \exp(-E_i/RT) \quad (6.5)$$

$A_i$ ; ön-eksponansiyel (pre-exponential) faktörü,  $\beta_i$ ; sıcaklık eksponansiyeli,  $E_i$ ; aktivasyon enerjisi (cal/mol),  $R$  ise ideal gaz sabitidir. Ayrıca geri reaksiyon hızı sabiti  $K_{i,c}$  denge sabitinden hesaplanabilir:

$$k_{i,r} = k_{i,f} / K_{i,c} \quad (6.6)$$

Denge sabiti  $K_{i,c}$   $r$  termodinamik özelliklerden aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$K_{i,p} = \exp\left(\frac{\Delta S_i^0}{R} - \frac{\Delta H_i^0}{RT}\right) \quad (6.7)$$

$\Delta$ ;  $i$ 'inci reaksiyonda reaktantlardan ürünlere geçişteki değişimi ifade eder.

$$\frac{\Delta S_i^0}{R} = \sum_{m=1}^M \nu_{m,i} \frac{S_m^0}{R} \quad (6.8)$$

ve,

$$\frac{\Delta H_i^0}{RT} = \sum_{m=1}^M \nu_{m,i} \frac{H_m^0}{RT}, \quad (6.9)$$

ifadelerindeki  $S$  ve  $H$ ; sırasıyla entropi ve entalpiyi gösterir.

SAGE farklı türler için üçüncü cisim reaksiyonlarına izin vermektedir. SAGE ayrıca Lindemann, Troe, SRI veya PLOG formundaki basınca bağlı reaksiyonların çözümüne de izin verir [76].

Yukarıdaki bilgilerle, belirli bir hesaplama hücresi için kütle ve enerji korunumu için temel denklemler çözülebilir.

Kütlenin korunumu denklemi;

$$\frac{d[X_m]}{dt} = \dot{\omega}_m \quad (6.10)$$

Enerjinin korunumu denklemleri;

Sabit hacim için;

$$\frac{dT}{dt} = \frac{V \frac{dP}{dt} - \sum_m (\bar{h}_m \dot{\omega}_m)}{\sum_m ([X_m] \bar{c}_{p,m})} \quad (6.11)$$

Sabit basınç için;

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\sum_m (\bar{h}_m \dot{\omega}_m)}{\sum_m ([X_m] \bar{c}_{p,m})} \quad (6.12)$$

$\dot{\omega}_m$ ; denklem 6.10'dan elde edilebilir.

Yukarıdaki denklemler, her hesaplama zaman adımında çözülür ve türler uygun şekilde güncellenir. Denklem 6.11 ve 6.12'den elde edilen sıcaklığın, SAGE hız denklemleri sistemini çözerken yalnızca hız katsayılarını güncellemek için

kullanıldığını ve Converge hücre sıcaklığını güncellemek için kullanılmadığını bilmek gerekir.

Hücre sıcaklığı, ayrıntılı kimyasal hesaplamalar hesaplanan tür konsantrasyonları kullanılarak yakınsadıktan sonra güncellenir.

Ayrıntılı kimya hesaplamalarını hızlandırmak için, minimum hücre sıcaklığının ( $T_{cut}$ ) ve minimum mol kesrinin ( $HC_{min}$ ) altına düşen hücrelerde reaksiyon mekanizması çözülmez. Minimum mol fraksiyonu  $CO$ ,  $H_2$  ve hidrokarbon türlerinin toplam mol fraksiyonudur. Mekanizmalar ve termodinamik veriler, sırasıyla reaksiyon mekanizması (*mec.dat*) ve termodinamik veri (*therm.dat*) dosyaları ile tanımlanır. SAGE parametreleri, *combust.in* dosyasının 'SAGE MODEL' ayarları bloğunda bulunur. Bu çalışmada kullanılan *mech.dat* ve *therm.dat* dosyaları sırasıyla EK B ve EK C'de sunulmuştur.

#### 6.4.6.3 Emisyonların modellenmesi ("Emission modelling" kısmı)

- Hidrokarbon (HC) emisyonlarının modellenmesi

$CO$ ,  $CO_2$  ve yanmamış HC türleri Converge HAD emisyon modelleme kısmında herhangi bir emisyon modeline gerek kalmadan yanma içerisinde reaksiyon mekanizması sayesinde çözülürler [76].

- Azot oksit emisyonlarının modellenmesi

Azot oksit ( $NO_x$ ) emisyonları, reaksiyonun sıcaklığına bağlıdır [43]. Sıcaklık belirli bir değere (bu çalışmada 2200 K'e yükseldiğinde) yükselirse  $NO_x$  oluşumu meydana gelir. Bu çalışmada kullanılan  $NO_x$  oluşumunu hesaplamak için genişletilmiş Zeldovich modeli kullanılmıştır [43,85-87].  $NO_x$  oluşum denklemleri aşağıdaki gibidir;



$$k_{R1,f} = 7,6 \cdot 10^{13} e^{\left(\frac{-3800}{T}\right)} \quad (6.16)$$

$$k_{R1,r} = 1,6 \cdot 10^{13} \quad (6.17)$$

$$k_{R2,f} = 6,4 \cdot 10^9 T e^{\left(\frac{-3150}{T}\right)} \quad (6.18)$$

$$k_{R2,r} = 1,5 \cdot 10^9 T e^{\left(\frac{-19500}{T}\right)} \quad (6.19)$$

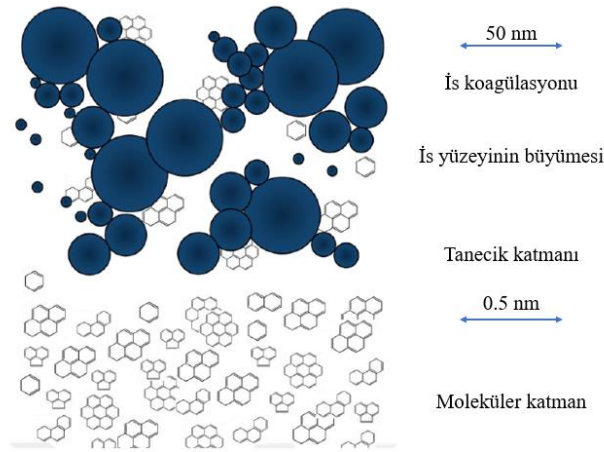
$$k_{R3,f} = 4,1 \cdot 10^{13} \quad (6.20)$$

$$k_{R3,r} = 2,0 \cdot 10^{14} e^{\left(\frac{-23650}{T}\right)} \quad (6.21)$$

Converge yazılımında NO<sub>x</sub> emisyon modeli yukarıdaki gibi oluşturulmuştur.

- İs emisyonunun modellenmesi

İs, başlangıçta gaz fazı hidrokarbon moleküllerinden küçük katı parçacıkların oluşumudur ve kurum yüzeyinin büyümesi için gaz fazında iki yönlü bağlantıların sağlanması gereklidir. İs koagülasyonu, daha büyük is parçacıklarının oluşumuna yol açan küçük is parçacıkları arasındaki çarpışmaların fiziksel bir sürecidir. İs koagülasyonu, başlangıçtaki gaz fazındaki türlerin bir araya gelip büyük is parçacıkları oluşturduğunu gösterir. Şekil 6.12, yanmada is oluşumunu göstermektedir.

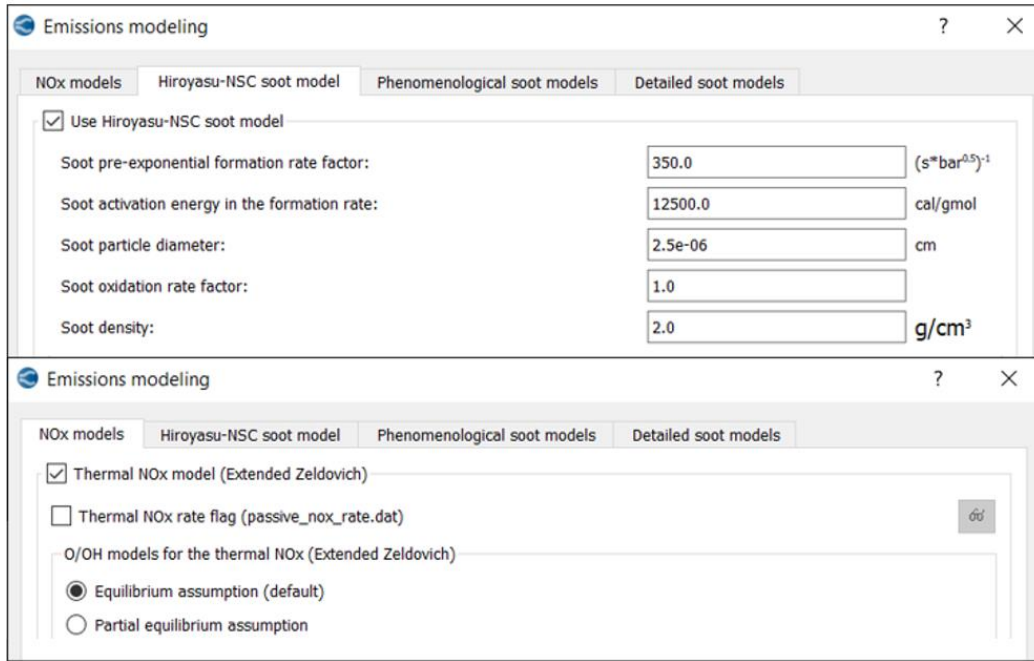


**Şekil 6.12 :** Yanmada is oluşum aşamaları [85].

Bu çalışmada is oluşumunu simüle etmek için Hiroyasu-NSC ampirik is modeli kullanılmıştır [86,88]. İs oksidasyon oranı;

$$\dot{M}_{SO} = A_{SO} \frac{6M_s}{\rho_s D_s} R_{total} MW_C \quad (6.22)$$

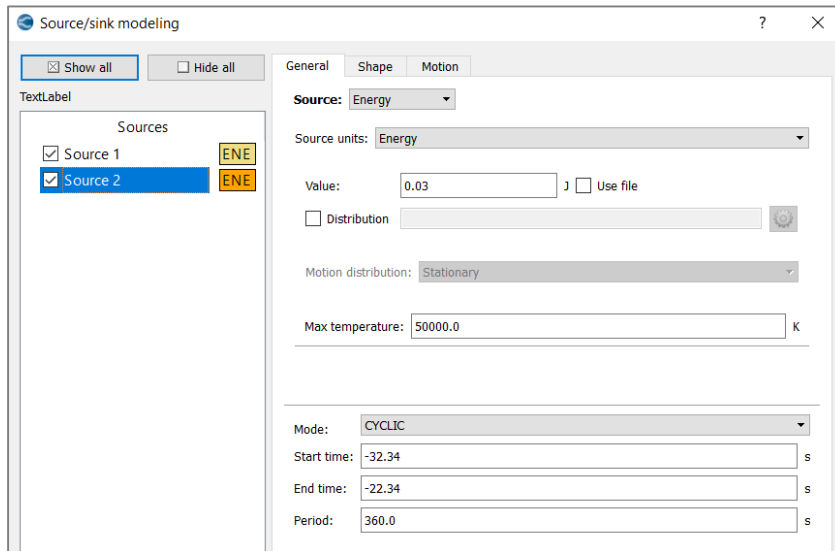
burada,  $A_{SO}$ ; ölçeklendirme faktörü,  $M_s$ ; toplam is tanecik kütlesi (g),  $MW_C$ ; Karbonun kütleli ağırlığı (g/mol),  $D_s$  nominal is tanecik çapı (cm),  $R_{total}$ ; toplam reaksiyon hızı ve  $\rho_s$ ; is yoğunluğudur (g/cm<sup>3</sup>). Converge yazılımında is emisyon modeli Şekil 6.13'teki gibi oluşturulmuştur.



Şekil 6.13 : 3B HAD model emisyon modelleme girdileri.

#### 6.4.6.4 Ateşlemenin modellenmesi (“Source /Sink modelling” kısmı)

Üzerinde çalışılan Wankel motor modelinde 2 adet buji tanımlanmıştır. Yapılan denemeler sonucu 0 irtifa için ateşleme avansının -22.34 ila -32.43 °EMA aralığında verilmesi gerektiğine karar verilmiştir. Kullanılan bujilerin çapı 0.001 m’dir ve ‘cyclic’ çevrimsel modda 0.03 J enerji ile çalışmaktadırlar (Şekil 6.14).



Şekil 6.14 : 3B HAD modelde kullanılan bujilerin özellikleri.

#### **6.4.7 Ağ (mesh) yapısı oluşturulması (“Grid control” kısmı)**

HAD model için ağ yapısı oluşturma aşamasında, Converge yazılımının ağ oluşturma kabiliyeti Wankel motorunun HAD simülasyonuna en uygun olacak şekilde kullanılmıştır. Wankel motorun HAD modelinde ağ oluşturulurken kullanılan teknikler aşağıda sıralanmıştır.

##### **6.4.7.1 Temel ağ (base grid) tekniği**

Temel ağ boyutlarına karar verilirken sırasıyla 4 mm, 3 mm, 2 mm ve 1 mm boyutları kullanılarak analiz çalıştırılmıştır. Elde edilen sonuçlarla ağ bağımsızlık testi yapılmış, deneysel verilere uygunluk ve hesaplama maliyeti açısından avantaj ve dezavantajlar değerlendirilerek karara varılmıştır. Buna istinaden programa  $d_x, d_y, d_z$  için 0,002 m boyutu temel ağ boyutu olarak girilmiştir. Ağ bağımsızlık testi ve deneysel verilerle ağ modeli doğrulaması (mesh validation) çalışmaları sırasıyla Bölüm 7.6 ve Bölüm 7.7’de sunulmuştur. Yazılımın geliştiricileri P. K. Senecal, E. Pomraning, K. J. Richards gibi araştırmacılar ve bu konuda çalışan diğer araştırmacılarca bu değer genellikle 2 ve 5 mm aralığında olabileceğini belirtmiş ve 2 veya 2.5 mm olmasını tavsiye etmişlerdir [89-91]. Bu modelde seçilen ağ yapısı bu tavsiyeye uymaktadır.

##### **6.4.7.2 Adaptif ağ artırma (AAA) tekniği**

Adaptif ağ artırma tekniğinde (Adaptive mesh refinement-AMR) mesh yapısını oluştururken simülasyonda için kritik değişkenlikler gösterebilecek sıcaklık, hız, basınç, yoğunluk vs. parametreler göre gerektiğinde mesh yapısı otomatik olarak daha hassas hale getirilerek iyileştirilir. Wankel motorunun HAD simülasyonunda daha önce pek çok kez vurgu yapılan ağ yapısı oluşturmadaki zorluklar AAA yöntemiyle bertaraf edilmiştir. HAD simülasyonları için böylesine kritik önem arzeden AAA yöntemi daha detaylı incelenilmesinde fayda vardır.

- Adaptif Ağ Artırma (Adaptive Mesh Refinement) Tekniği:

Adaptif Ağ Artırma (AAA) yöntemi, bölgesel olarak ağ yapısının iyileştirilmesini sağlamaktadır. Bu yöntemde, simülasyonlar devam ederken modelleme aşamasında kullanıcı tarafından belirlenen bir hata kriterini aşan bölgeler yine kullanıcı tarafından belirlenmiş olan ağ artırma hiyerarşisine bağlı kalınarak yeniden ayrıklaştırılır. Bu ayrıklaştırma yönteminin verimliliği, sıkıştırılmaz Navier-Stokes denklemlerinin çözümü için birleştirilerek ve ağ seviyelerindeki zaman adımlarını da adaptif hale

getirilerek artırılmıştır. Her bir zaman adımının bitiminde farklı çözünürlükteki ağ seviyelerinin senkronizasyonu sağlanmaktadır. Öte yandan bu algoritma sıkıştırılmaz akışların simülasyonunda çok önemli olan kütle korunum kriterini yaklaşık olarak hesaplamaktadır. Bu sebeple, süreklilik denklemini sağlayabilmek adına algoritma daha da kompleks hale gelmektedir. Vanella et al. [93] aşamalı ağ yapısını kullanarak AAA metodunu katı-sıvı etkileşimi problemlerine uygulamıştır.

Converge programında eğitim dökümanlarında AAA tekniğiyle ilgili pek çok önemli bilgi bulunmaktadır. AAA tekniği program tarafından otomatik olarak uygulanmaktadır fakat bölgesel olarak ağ artırma miktarının yani ağ küçültemenin nasıl olması gerektiği kullanıcı kontrolüne bırakılmıştır. Programa ait dökümanlarda Maksimum Ağ Artırma (AAA) seviyesi aşağıdaki denklem 6.23 yardımıyla tayin edilmesi gerektiği bilgisi kullanıcıya verilmiştir.

Denklemden de görüldüğü üzere maksimum AAA seviyesi; başlangıçta girilen temel ağ boyutu (base grid size-dx\_base) ve ağ ölçeklendirme sayısına (grid scale number veya max embedding level diye de adlandırılmaktadır) bağlı olarak değişmektedir.

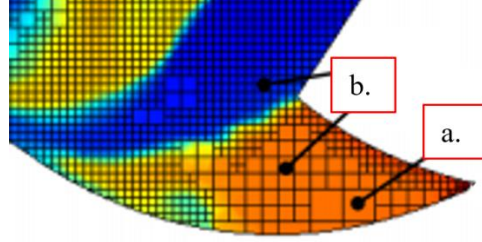
Ölçeklendirilmiş ağ (scaled grid) boyutu aşağıdaki formül yardımıyla hesaplanabilir;

$$\text{Ölçeklendirilmiş ağ boyutu} = \frac{d_{x_{\text{temel}}}}{2^{\text{ağ ölçeği}}} \quad (6.23)$$

Kullanıcı tarafından kritik olduğu düşünülen parametre ve AAA seviyesi denklem 6.23'e göre hesaplanarak programa girilir.

Bu çalışmaya konu olan analizlerde Wankel motorunun soğuk akış simülasyonları ve yanma içeren simülasyonlar yapılmıştır. Bu sebeple soğuk akış analizleri için kritik parametre olarak hız seçilmiştir, yanma içeren analizlerde kritik parametre olarak hız ve sıcaklık seçilmiştir. Her iki analiz tründe de 'Max Embedding Level= 3' olarak girilmiştir.

Buna göre hız değişiminin kritik olduğu bölgelerde, ağ yapısı denklem 6.23'ten hesaplanarak, hız gradyenine göre ölçeklendirilmiş değer olan  $2,5 \cdot 10^{-3}$  m (ölçeklendirilmiş ağ boyutu= $0,002 / 2^3$ ) şeklindedir. Diğer bölgelerde ise ağ boyutu temel ağ yapısı büyüklüğündedir (0,002 m). Şekil 6.15'te bölgesel olarak oluşturulan ağ yapısı görülmektedir.

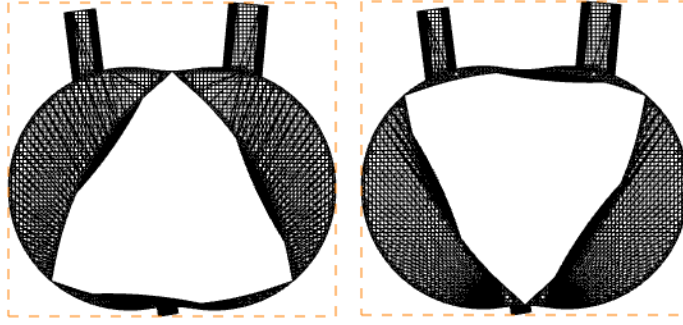


**Şekil 6.15** : Bölgesel ağ yapısının gösterilmesi; a) temel ağ boyutu, b) hız gradyanlarına göre artırılmış ağ boyutu.

#### 6.4.7.3 Sınır iyileştirme tekniği

Sınır iyileştirme tekniği (fixed embedding) de tıpkı AAA gibi ağ yapısını daha hassas hale getirmek için kullanılmaktadır. Hareketli yüzeyler için sınırlarda oluşturulan küçük ağ yapıları da yüzeye beraber otomatik olarak hareket etmektedir. Ağ boyutları 'embed\_scale' özelliği ile ayarlanabilmektedir. AAA'den farkı AAA akış içerisinde değişen hız sıcaklık basınç gradyanlarına göre ağ yapısını hasas veya kaba hale getirirken, "Fixed Embedding" tekniğinde ağ yapısı belirlenen duvar yüzeylerinde belirlenen ölçekte sabit bir şekilde küçültülür. Eğer istenilen lokal ağ yapı iyileştirmesinin her zaman etkin olması isteniyorsa bu özellik programa 'PERMANENT' olarak girilmelidir. Eğer simülasyonun belirli bir zaman .adımında başlayıp belirlenen başka bir zaman adımında bitirilmesi isteniyorsa 'SEQUENTIAL' olarak programa girilmelidir. Belirlenen zaman aralığının her bir çevrimde tekrarlanması isteniyorsa 'CYCLIC' olarak seçilmelidir. Bizim motor modelimizin rotor flankları, buji ve gövde yüzeyleri fixed embedding uygulanacak yüzeyler olarak seçilmiştir PERMANENT mode seçilerek bu iyileştirmelerin her zaman olması sağlanmıştır.

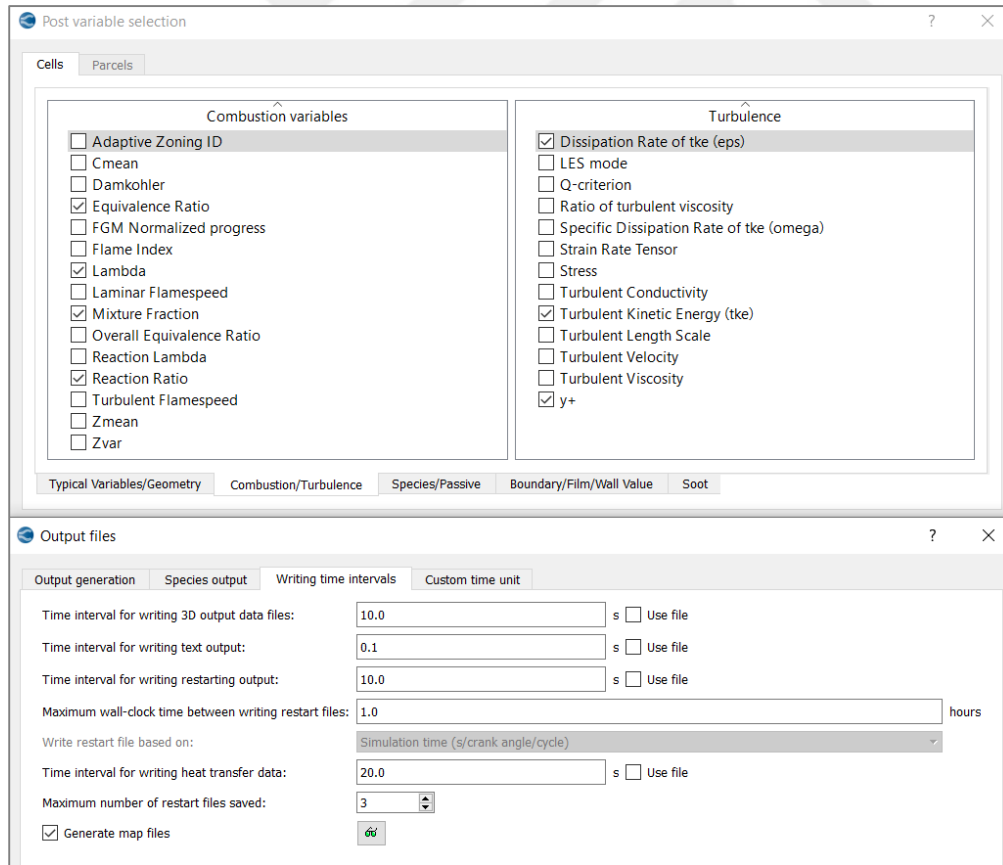
Yukarıdaki teknikler kullanılarak Wankel motoru için ağ(mesh) modeli tamamlanmıştır. Şekil 6.16'dan Wankel motorun 0 ve 540 °KMA rotor konumlarındaki ağ (mesh) yapısı incelenebilir.



**Şekil 6.16 :** 0 °EMA ve 540 °EMA için rotor konumları ve oluşturulan ağ (mesh) yapısı.

#### 6.4.8 Analiz sonuçlarının seçimi (“Output-post processing” kısmı)

Önceki adımlarda model oluşturulmuştur. Bu aşamada analiz sonucunda incelenmek istenen parametreler, sonuç yazdırılma sıklığı vs. gibi analiz çıktılarının seçimi yapılır. Burada pek çok parametre simülasyon sonuç verisi olarak alınabilir (Şekil 6.17), ancak sonuç dosya boyutunun çok yüksek olması bilgisayar kapasitesi açısından zorlayıcı olabilir. Bu sebeple seçim en uygun şekilde yapılmalıdır..



**Şekil 6.17 :** 3B HAD modelde simülasyon çıktılarının seçimi.

## 6.5 Üç Boyutlu Analizlerde Gerçekleştirilen 'Parametrik Çalışma' Konularının Modellenmesindeki Farklılıklar

Oluşturulan tüm üç boyutlu HAD modellerinde Bölüm 6.4'te yer alan modelleme adımları takip edilerek modelleme gerçekleştirilmiştir. Tüm 3B HAD modellerinde kullanılan alt modeller ve yöntemler birbirine oldukça benzerdir. Fakat incelenecek parametreye bağlı olarak 3B HAD modellerinin birbirlerinden farkları şöyle özetlenebilir:

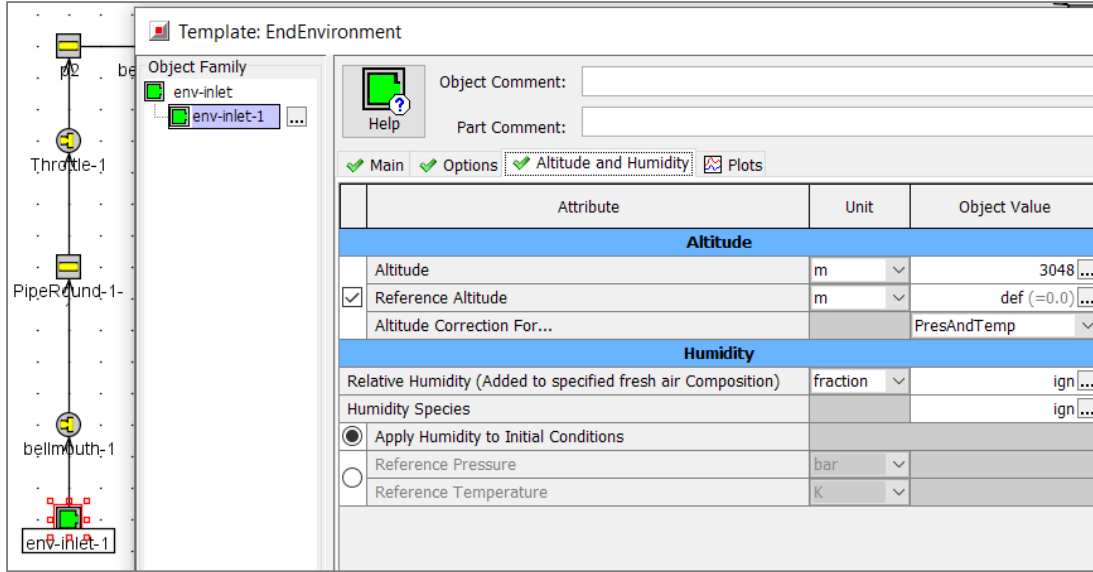
- Soğuk akış HAD modelinin modelleme farklılıkları;

Wankel motorunun soğuk akış HAD modeli oluşturulurken 0 ft irtifadaki yanma içeren durum ile benzer şekilde modelleme yapılmıştır. Fakat burada oluşturulan modelde yanma, emisyon ve ateşleme alt modellerine yer verilmemiştir. Ayrıca Ağ yapısı oluşturma aşamasındaki AAA yönteminde kritik parametre olarak yanma içeren modellerde sıcaklık ve hız kullanılırken, burada ağ oluşturmada kritik parametre olarak yalnızca hız seçilmiştir.

- PÇ 1'de oluşturulan HAD modelinin modelleme farklılıkları;

Wankel motor performansı ve emisyonları üzerinde irtifa artışının etkisinin incelendiği PÇ 1 çalışmasında 0 ft irtifa için oluşturulan model yanma içeren tüm modeller için baz model kabul edilmiştir. Bu çalışmada irtifa etkileri GT Suite programında gerçekleştirilen 1B HAD analizinde elde edilmiş ve 3B HAD analizlerindeki sınır koşulu olarak Converge programına aktarılmıştır.

İrtifa artışının GT-Suite modeline yansıtılması 'env- inlet' nesnesinin 'Altitude and Humidity' kısmına irtifa girişi yapılarak mümkündür. Şekil 6.18'de 10000 ft (3048 m) irtifanın çevresel etkilerinin 1B motor modeline uygulanışı örneği sunulmuştur.



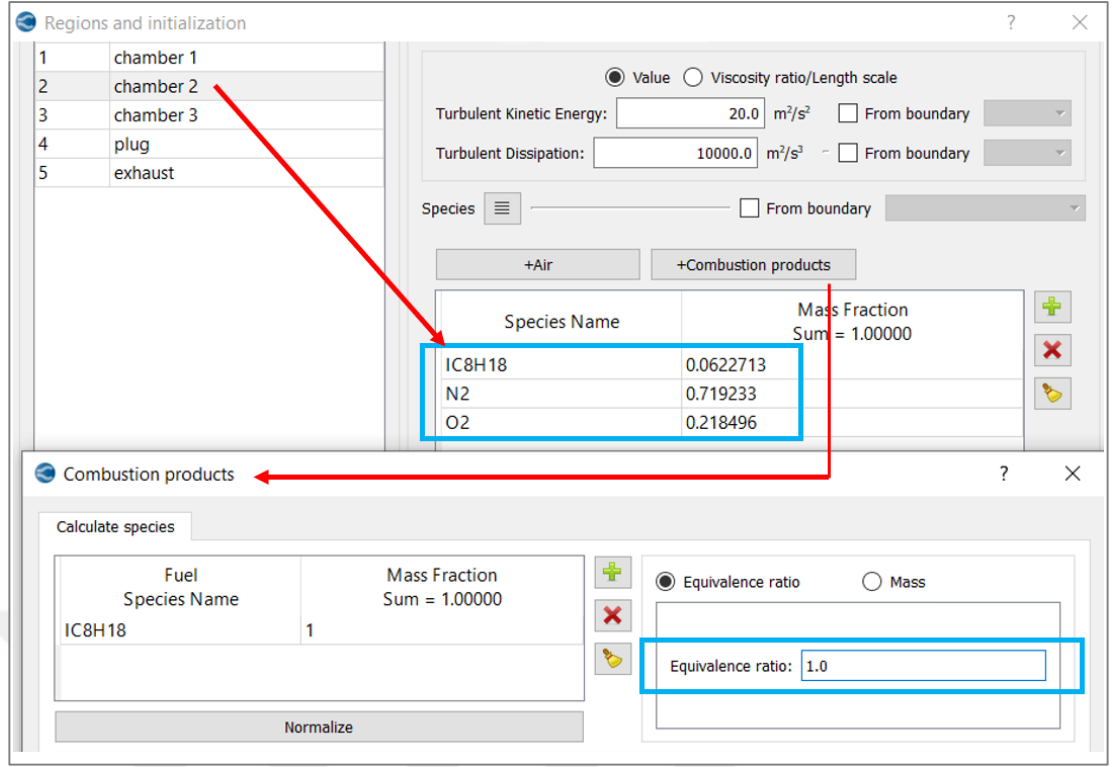
**Şekil 6.18 :** Wankel 1B HAD modelinde irtifa etkilerinin tanımlanması.

'PÇ 1' kapsamında ayrıca motor devrinin performans üzerine etkileri incelendiğinden GT-Suite programında 6000 rpm motor devri için irtifa artışını içeren modeller oluşturulduktan sonra bir de motor devri 3000 rpm olarak ayarlanarak analizler yürütülmüştür.

GT-Suite'te PÇ 1 için yukarıdaki gibi geliştirilen 1B HAD simülasyonu sonuçları Çizelge 5.8'de yer almaktadır. Çizelge 5.8'deki bu veriler HAD modele sınır koşulu olarak kullanılmıştır. Diğer modelleme aşamalarında bir farklılık bulunmamaktadır.

- PÇ 2'de oluşturulan HAD modelinin modelleme farklılıkları;

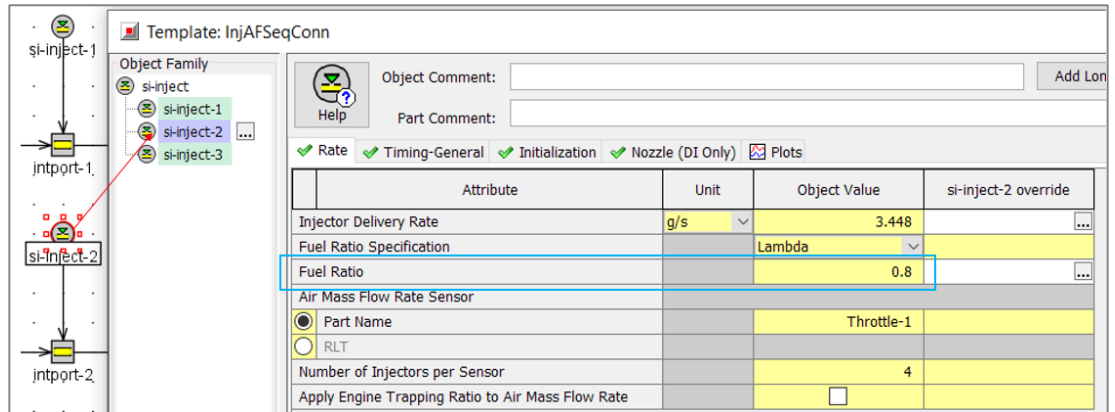
6000 rpm motor devri şartlarında mevcut Wankel motorunda yakıt-hava ekivalans oranı değişiminin etkisinin incelendiği PÇ 2'de oluşturulan  $\phi=1$  modeli PÇ 1'deki 0 ft irtifa durumu modeli ile aynıdır. Phi değişimi etkisi Converge programında modelleme aşamasındaki 'Initial conditions and events' bölümünün 'Region and initialization' kısmında, phi'nin 0.8, 1 ve 1.2 olduğu durumlar için hesaplanan yakıt ve hava kütle kesirleri ve ekivalans oranı programa girilmiştir. Şekil 6.19'da stokiyometrik oran için Converge programına girilen değerler örnek olarak sunulmuştur.



Şekil 6.19 : 3B HAD modeline karışım oranı değişim etkisinin yansıtılması.

Ayrıca 'PÇ 2' çalışmalarındaki ekivalans oranındaki bu etkiler GT-Suite programında da 'lambda' değerinde düzenlemeler yapılarak elde edilmiştir.

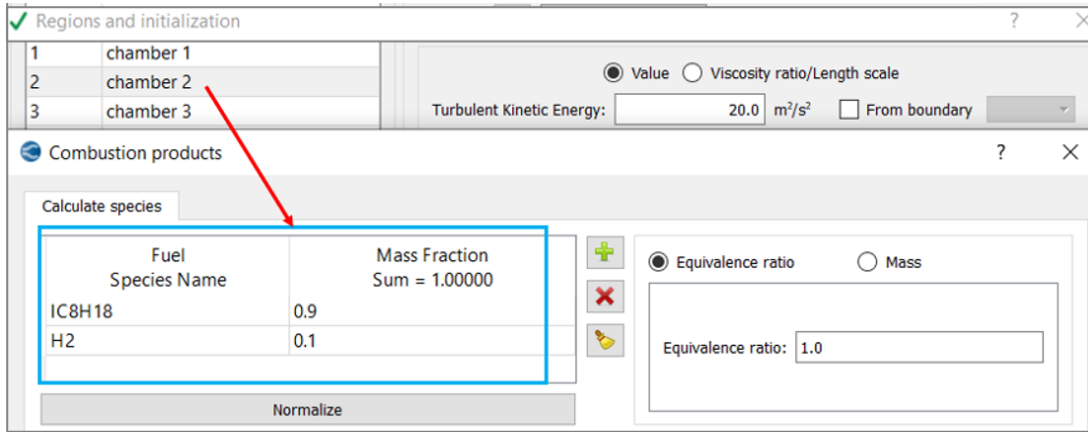
Örneğin;  $\phi=1.2$  olan durum için GT-Suite'te yakıt püskürtme modelleme aşamasında lambda değerinde Şekil 6.20'de gösterildiği gibi değişiklik yapılmıştır. PÇ 2 'de alınan ekivalans oranları 0.8, 1 ve 1.2 şeklindedir. Bu değerler girilerek modelleme gerçekleştirilmiştir.



Şekil 6.20 : 1B HAD modeline karışım oranı değişim etkisinin yansıtılması.

- PÇ 3'te oluşturulan HAD modelinin modelleme farklılıkları;

6000 rpm motor devri şartlarında mevcut Wankel motorunda yakıtta kütlece hidrojen zenginleştirme stratejilerinin Wankel motor performansı ve emisyonları üzerinde etkisinin incelendiği PÇ 3'te hidrojen katkısıyla karışım içeriğinde oluşan farklılık modellemeye yansıtılmıştır. Burada DURUM A, 0 ft irtifa koşullarındaki modelin aynısıdır ve sadece benzin içermektedir. Fakat DURUM B VE DURUM C sırasıyla %5 ve %10 hidrojen katkısı içermektedir. Bu durumda, Converge programında modelleme yapılırken 'Region and initialization' kısmına C<sub>8</sub>H<sub>18</sub>'in yanısıra H<sub>2</sub>'de belirlenen karışım oranında tanımlanmıştır.



Şekil 6.21 : 3B HAD modeline hidrojen katkısının yansıtılması.

Şekil 6.21'de %10 oranında hidrojen katkısı yapılan DURUM C'nin yakıt modelleme girdileri örnek olarak sunulmuştur.

Burada Converge programında kullanılacak izo-oktan ve hidrojen miktarları belirlenirken hava fazlalık katsayısı  $\lambda$ 'dan yararlanılmıştır. Aşağıdaki denklem 6.24 ve 6.25'ten elde edilen karışımdaki izo-oktan ve hidrojen kütle kesirleri Converge modelinin 'region and initialization' kısmında tanımlanmıştır.

Hidrojen katkısı durumunda  $\lambda$  değeri aşağıdaki gibi hesaplanabilir [56, 94,95];

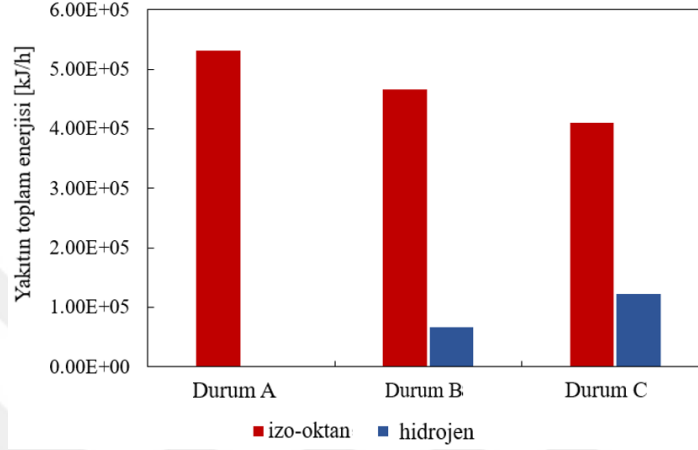
$$\lambda = \dot{m}_{hava} / (\dot{m}_{C_8H_{18}} \cdot AF_{st,C_8H_{18}} + \dot{m}_{H_2} \cdot AF_{st,H_2}) \quad (6.24)$$

denklemdaki;  $\dot{m}_{C_8H_{18}}$ ,  $\dot{m}_{H_2}$  ve  $\dot{m}_{hava}$ ; söz konusu gazların kütle debisidir (kg/h).  $AF_{st,C_8H_{18}}$  ve  $AF_{st,H_2}$ ; sırasıyla izo-oktan ve hidrojen için stokiyometrik hava-yakıt oranıdır ( $AF_{st,C_8H_{18}} = 14.7$  and  $AF_{st,H_2} = 34.3$ ).

Yakıt hava karışımından elde edilen toplam enerjiye karışımdaki yakıtların katkı oranı, enerji kesri (energy fraction) ile ifade edilir ve aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$H_2 \% = \left[ \frac{\dot{m}_{H_2} \cdot LVH_{H_2}}{(\dot{m}_{C_8H_{18}} \cdot LVH_{C_8H_{18}}) + (\dot{m}_{H_2} \cdot LVH_{H_2})} \right] \cdot 100 \quad (6.25)$$

Burada;  $AID_{C_8H_{18}}$  and  $AID_{H_2}$ ; izo-oktan ve hidrojenin alt ısıl değerlerini temsil etmektedir. ( $AID_{C_8H_{18}} = 44.651$  MJ/kg ve  $AID_{H_2} = 120.1$  MJ/kg). PÇ 3'te oluşturulan modellerde kullanılan hidrojen ve izo-oktanın yakıtın toplam enerjisi içerisindeki enerji kesirleri Şekil 6.22 'de sunulmuştur.



**Şekil 6.22** : Hidrojen ve izo-oktanın yakıtın toplam enerjisi içerisindeki enerji kesirleri.

Hidrojen katkısının modelleme üzerindeki farklılıkları GT-Suite'teki modellemede de mevcuttur. GT-Suite'te yapılan modelleme sonuçları Converge programına 'boundry conditions' kısmında sınır koşulu girdisi olarak yansıtılmıştır GT-Suite yazılımında hidrojen katkısının modele yansıtılabilmesi için 'DualFuel' yanma modeli kullanılmıştır. Ön karışimli dolguyu ateşlemek için bir pilot enjeksiyonun kullanıldığı bu model çift yakıtlı motorlar için yanma oranını tahmin etmek için sıklıkla tercih edilmektedir. Bu model, 'DIPuse' ve 'SITurb'ün iki farklı yanma modelini birleştirir. Burada; DIPulse, doğrudan enjekte edilmiş ve önceden karıştırılmış yakıtın yanmasını modellenmesinde ve 'SITurb', ise ön karışimli dolgu için ortaya çıkan alev yayılmasını modellenmesinde kullanılır. DualFuel yanma modeli seçildiğinde iki model de aralarındaki etkileşimle paralel olarak devreye girmektedir [96,97].

## 6.6 Analizlerin Yürütülmesinde Kullanılan Donanım

Bu çalışmada kullanılan 3B HAD analizlerinde ağ oluştururken kullanılan AAA yönteminden dolayı ağ sayısı simülasyon boyunca belirlenen kritik değişkene göre 600.000 ve 1.000.000 ağ aralığındadır. Kullanılan yüksek ağ sayısı, yanma kavramının

çözümü, hareketli çözüm sınırları gibi etkiler çözüm süresini hem çok uzatmakta hem de çözüm için yüksek performanslı bilgisayar kapasitesi gerektirmektedir. Analizlerde ve diğer hesaplamalarda kullanılan makineler ve özellikleri aşağıdaki gibidir;

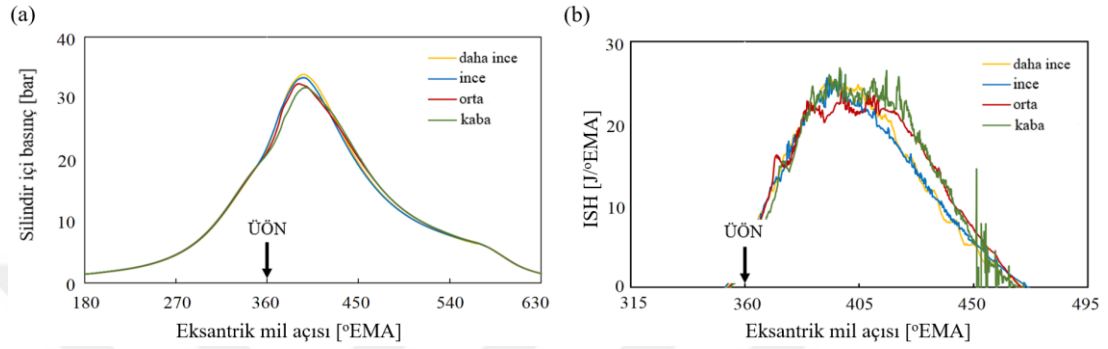
- Bursa Teknik Üniversitesi, Yüksek Başarımli Hesaplama Laboratuvarı'nda yer alan HPC cluster; [*NovaFusion ComputeNode (NovaEngine Extreme R3090) (2 x Intel® Xeon® Gold 5220R, 2.20 GHz, 24 Core / 48 Thread Processor) ]*]
- Sunucu (server) bilgisayar [*Intel (R) Xeon (R) CPU E5- 2620v3 processor (2\*6 CPUs, 48 GB RAM, 2.4 GHz)*],
- İş istasyonu (Work station) [*Intel (R) Xeon (R) processor (1\*12 CPUs, 8 GB RAM, 2.4 GHz)*]
- Diz üstü bilgisayar [*(11th Gen Intel(R) Core(TM) i7-1185G7, 16 GB RAM, 3.00 GHz)*] gerçekleştirilmiştir.

## **6.7 Ağ Bağımsızlığı Çalışması (Mesh Independence Study)**

Bu çalışma kapsamında, HAD analizlerinde bazı parametrelerde değişiklik yapılarak farklı çalışma durumları oluşturulmuş ve bu parametrelerin mevcut Wankel motor performansı, yanma karakteristikleri ve emisyonlar üzerine etkileri incelenmiştir. Referans Wankel motorunda incelemeler gerçekleştirilmeden önce oluşturulan HAD modeli üzerinde ağ bağımsızlığı testi gerçekleştirilmiştir. Ardından uygun görülen ağ yapısı referans motorun deneysel verileriyle doğrulanmıştır. Ancak bu aşamalardan sonra, belirlenen parametrelerde değişiklik yapılarak bu değişikliklerin Wankel motorunun performans karakteristikleri ve emisyonlarına etkilerinin incelenmesi mümkün olabilmektedir.

Buna istinaden, baz alınan çalışma şartlarındaki (0 ft yükseklikte 6000 rpm motor devrinde) motor modeli üzerinde *daha ince, ince, orta ve kaba* olarak adlandırılan dört ağ yapısı oluşturularak bir ağ bağımsızlık testi yapılmıştır. Bu ağ yapıları, sırasıyla 1 mm, 2 mm, 3 mm ve 4 mm'lik bir temel ağ boyutu ile inşa edilmiştir. Bu temel ağ yapılarının her birine ek olarak Bölüm 7.4.10.2 ve Bölüm 7.4.10.3'de detaylıca açıklanan uyarlanabilir ağ iyileştirme (Adaptif mesh refinement) ve sınır iyileştirme (Fixed embedding) teknikleri uygulanmıştır. Ağ boyutu dışında dört farklı ağın tüm çalışma koşulları aynıdır.

Farklı ağ yapılarının silindir içi basınçları ve ısı salım hızları Şekil 6.23’ te karşılaştırılmıştır. Simülasyonlar deneysel verilerle kıyaslandığında kaba ve orta ağ yapılarını kullanan simülasyonlar yüksek basınçlarda tutarsız sonuçlara sahiptir, ancak ince ve daha ince ağ yapıları kullanılan simülasyonlar tatmin edici sonuçlara sahiptir. Hesaplama maliyeti ve simülasyon doğruluğu göz önüne alındığında, simülasyon için ‘ince’ ağ yapısı seçilmiştir.

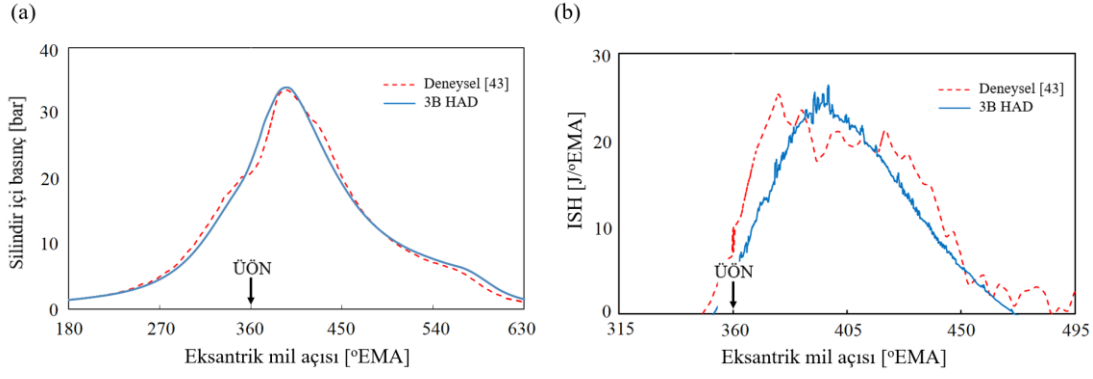


Şekil 6.23 : Ağ bağımsızlık testi sonuçları.

## 6.8 HAD Model Doğrulanması (Validasyonu)

Bu çalışmada, ince ağ yapısı kullanılarak elde edilen silindir içi basınç ve ISH sonuçları Spreitzer ve diğ.’nin deneysel çalışma sonuçlarıyla kıyaslanmıştır [43].

Şekil 6.24 (a)’da da görüleceği üzere simülasyonlardan elde edilen silindir içi basınç değerleri deneysel verilerle kıyaslandığında %5’ten daha az sapma göstermiştir. ISH değerleri deneysel verilerle kıyaslandığında sapma miktarı daha fazladır (Şekil 7.24 (b)). Fakat ISH’in deneysel ölçüm teknikleri düşünüldüğünde, bu sapma kabul edilebilir durumdadır ve literatürdeki çalışmalarda da benzer sonuçlar söz konusudur. Bu nedenlerle, ince ağ yapısı kullanılarak oluşturulan HAD modeli iyi kalibre edilmiş olarak kabul edilmiştir. Referans Wankel motor üzerindeki değişikliklerin motor karakteristiklerine ve emisyonlara etkileri doğrulanmış modele dayalı olarak simüle edilmiştir.



**Şekil 6.24 . 3B HAD modelin deneysel verilerle doğrulanması.**

Gerçekleştirilen araştırma çalışmalarının tamamında referans Wankel motorunun 3 yanma odasını da içeren tam bir motor HAD modeli simüle edilmiştir. Her üç yanma odası simülasyonları incelendiğinde elde edilen sonuçların oldukça benzer olduğu tespit edilmiştir. Bu sebeple bu tez çalışmasında tekrara düşmemek adına, yalnızca 2. yanma odasının sayısal hesaplama sonuçları değerlendirmeye alınmıştır. 2. yanma odası için üst ölü nokta 360°EMA'dır.

## 6.9 Wankel Motor Performans Karakteristiklerinin Hesaplanması

Bu çalışmanın sonuçlar bölümünde mevcut Wankel motorunun indike iş, indike güç, özgül yakıt sarfiyatı gibi motor performans parametreleri değerlendirilmiştir. Bu değerler Converge yazılımından direkt olarak sonuç verisi şeklinde alınamamaktadır. Sonuç grafiklerinin elde edilmesi için bir ara işlem gerekmektedir.

Bu kapsamda sonuç grafiklerinin elde edilmesi için aşağıdaki adımlar izlenmiştir;

1. Converge programından, basınç, hacim, silindir içi toplam yakıt miktarı gibi analiz sonuçları '.txt' uzantılı dosya olarak çıkarılmıştır. Ardından bu dosyalar excel programına aktarılmıştır.
2. Excel programında performans karakteristiklerinin formülleri kullanılarak makrolar yazılmıştır ve ilk adımda elde edilen veriler burada işlenerek performans karakteristikleri hesapları gerçekleştirilmiş olur.
3. Hesaplama sonuçları kullanılarak grafikler üretilmiştir.

Sonuçlar kısmında değerlendirilen performans parametreleri tanımları ve performans hesaplarında kullanılan denklemler aşağıdaki gibidir [9, 98];

İndike ve efektif büyüklükler;

Motor deneylerinde güç, tork ve özgül yakıt sarfiyatı gibi karakteristikleri ve ortalama silindir içi basınç ve verimler silindir içine göre tanımlandığında; indike (iç büyüklükler), motor miline göre tanımlanırsa; efektif (etkin) büyüklükler şeklinde adlandırılır.

Bu simülasyon çalışmasında 3B HAD programından elde edilen sonuçlar silindir içi değerleri olduğu için elde edilen performans değerleri indike değerlerdir.

İndike güç ( $P_i$ ); yanma odası içerisine alınan yakıtın yanması sonucu meydana gelen ısı enerjisinin mekanik enerjiye dönüşümü motor silindirleri içerisinde gerçekleşir. Motor silindirleri içerisinden veya piston üzerinden alınan güç, indike güçtür. İndike güç hesabı için P-V diyagramı (indikatör diyagramı) kullanılmaktadır.

P-V diyagramınının kesişim alanı indike işi verir. İndike iş ( $W_i$ ), Converge basınç ve hacim sonuç verilerininin Excel'e aktarımı ve her bir °EMA'daki P-V değerinin toplamı ile elde edilmiştir (Şekil 6.25). Bu işlem aşağıdaki denklemde görüldüğü gibi 0-1080 °EMA aralığında integral işlemidir;

$$W_i = \int_0^{1080} P dv \quad [Nm/ \text{çevrim}] \quad (6.26)$$

İndike işe motorun 1 sn'deki çevrim sayısı aşağıdaki denklem 6.27'deki gibi uygulanırsa, birimler cinsinden indike güç ( $P_i$ );

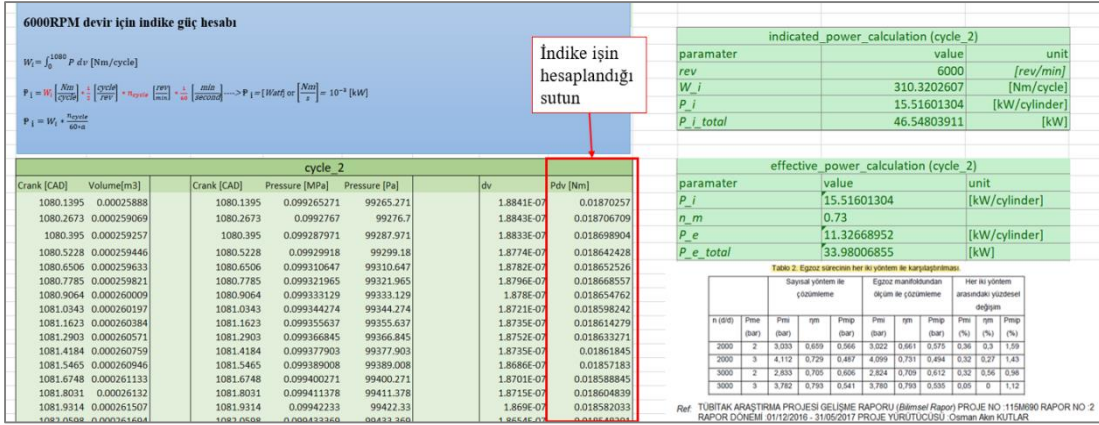
$$P_i = W_i \left[ \frac{Nm}{\text{çevrim}} \right] * \frac{1}{2} \left[ \frac{\text{çevrim}}{dev} \right] * n_{\text{çevrim}} \left[ \frac{dev}{dk} \right] * \frac{1}{60} \left[ \frac{dk}{s} \right] \quad (6.27)$$

$$P_i = [Watt] \text{ veya } \left[ \frac{Nm}{s} \right] = 10^{-3} [kW] \quad (6.28)$$

4 zamanlı motorlar için indike güç;

$$P_i = W_i \frac{n_{\text{çevrim}}}{60a} \quad (6.29)$$

şeklinde hesaplanır.



Şekil 6.25 : İndike güç hesabı.

İndike özgül yakıt sarfıyatı ( $b_i$ ): Birim motor gücü için sarfedilen kütleli yakıt miktarını ifade eder.

Motorun kütleli yakıt debisi;

$$\dot{m}_y = \dot{V}_y \rho_y = \frac{\Delta V_y \rho_y}{\Delta t} = \frac{m_y}{\Delta t} \left[ \frac{g}{s} \right] \quad (6.30)$$

Burada  $\dot{V}_y$  yakıtın hacimsel debisidir. Burada, Converge programından çevrimde yanma odasındaki toplam basınç değeri okunur ve Excel'de oluşturulan makro yardımıyla aşağıdaki denkleme göütlesel yakıt debisi elde edilmiştir;

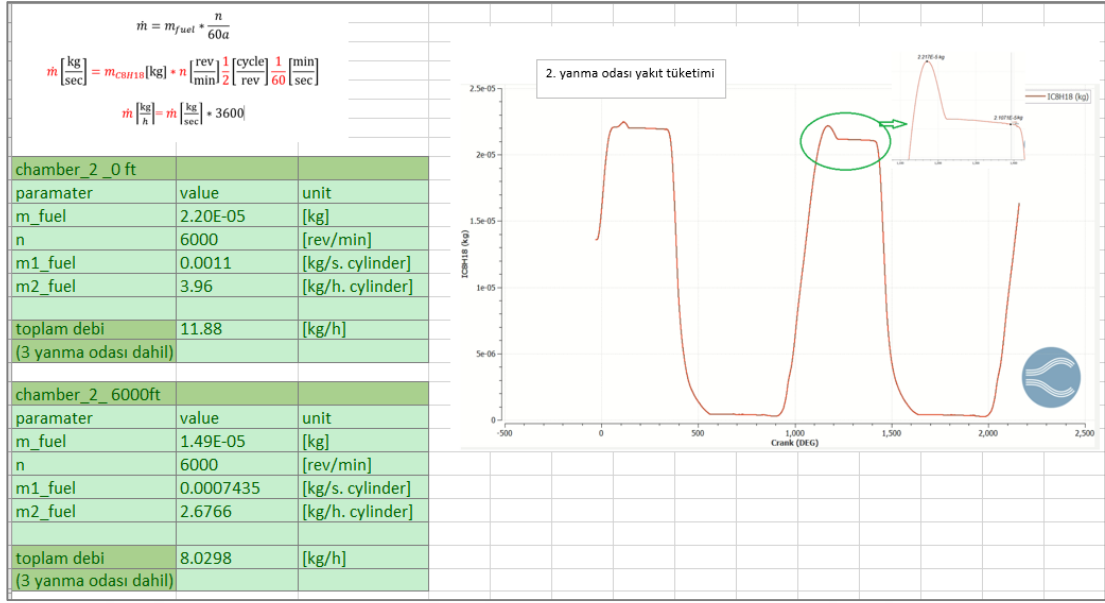
$$\dot{m} = m_{yakıt} \frac{n}{60a} \left[ \frac{kg}{s} \right] \quad (7.31)$$

Birimler dönüşümü yapıldığında  $\left[ \frac{kg}{h} \right]$  cinsinden yakıt debisi;

$$\dot{m} \left[ \frac{kg}{s} \right] = m_{C8H18} \left[ \frac{kg}{\text{çevrim}} \right] * n \left[ \frac{dev}{dk} \right] * \frac{1}{2} \left[ \frac{\text{çevrim}}{dev} \right] * \frac{1}{60} \left[ \frac{dk}{s} \right] \quad (6.32)$$

$$\dot{m} \left[ \frac{kg}{h} \right] = \dot{m} \left[ \frac{kg}{s} \right] * 3600 \quad (6.33)$$

Denklem 6.33'ten elde edilen yakıt debisinin hesaplandığı Excel görüntüsü Şekil 6.26'de sunulmuştur.



**Şekil 6.26 :** Yakıt kütleli debi hesabı.

Motorun indike gücü  $P_i$  [kW] ise 1 [kW] indike güç başına 1 saatteki [h] indike özgül yakıt sarfiyatı;

$$b_i = \frac{3600 \dot{m}_y}{P_i} = \frac{3600 \Delta V_y \rho_y}{P_i \Delta t} \quad (6.34)$$

denklemden hesaplanabilir.

Ortalama indike basınç ( $p_{mi}$ ): Motorun gerçek çevrimdekine eşdeğer bir güç vermesi için bir strok boyunca pistona etkimesi gereken sabit basınçtır. Bu değer doğrudan Converge programından okunabilmektedir.

$$W_i = V_h p_{mi} \quad (6.35)$$

## 7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

### 7.1 Üç Boyutlu Soğuk Akış HAD Analiz Sonuçları

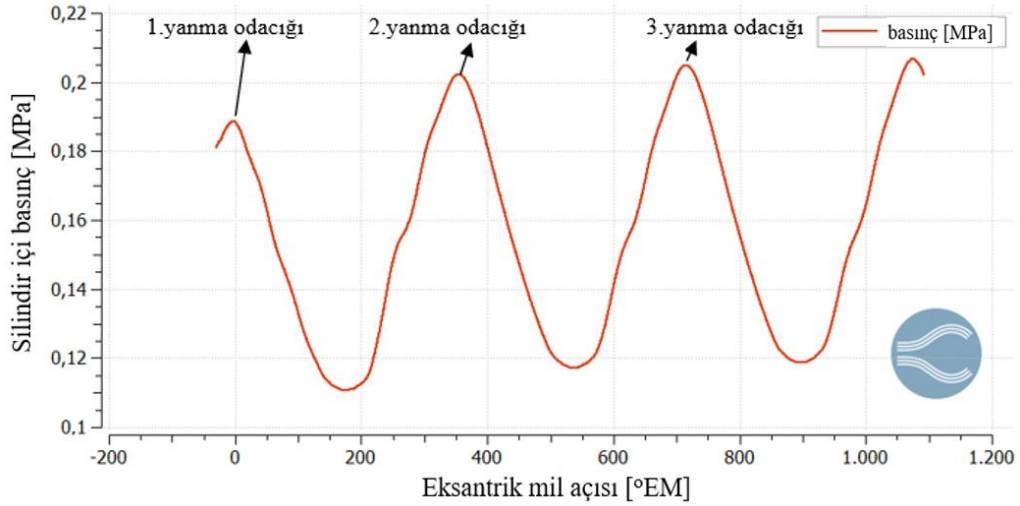
Daha önce de bahsedildiği üzere Wankel motoru HAD modellemede en büyük zorluklardan biri döner hareketin simüle edilmesidir. Gerçekleştirilen soğuk akış analizi ile döner hareketin simülasyonu elde edildikten sonra yanma içeren analizlere geçerek adım adım ilerlemek modellemeyi kolaylaştıran önemli bir yoldur. Buradan yola çıkılarak, bu çalışmada -30 ve 1070 °EMA boyunca soğuk akış simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Rotorun döner hareketi sorunsuz şekilde sağlandığından (Yanma odaları arası basınç kaybı olmadan, emme portundan dolgu girişi ve egzoz portundan yanma ürünleri çıkışı sağlanabildiğinden vs.) emin olunduktan sonra yanma içeren HAD analizleri safhasına geçilmiştir. Kısaca, bu bölümdeki soğuk akış simülasyonlarının ana odağı, döner pistonlu Wankel motorundaki silindir içi gazların akış davranışlarını belirlemek ve rotor hareketini test etmektir. Bu bölümde özellikle bazı kritik rotor açılarında, basınç dağılımı, hız dağılım ve türbülanslı kinetik enerji dağılımı sonuçlarına yer verilmiştir. Bu sonuçlar referans motorun ön görünüşünün orta kesit düzleminde iz düşümü şeklindedir.

Aşağıda bazı kritik rotor açılarındaki analiz sonuçları yer almaktadır.

#### 7.1.1 Çevrim boyunca basınç değişimi

Çevrim boyunca, 1., 2. ve 3. yanma odacıklarında sırasıyla en küçük hacmin sağlandığı 0 (1080), 360, 720 °EMA'larda basınç maksimum değere ulaşmıştır.

Şekil 7.1'de görüleceği üzere analiz sonucunda 3000 rpm devir için yaklaşık 0.21 MPa (2.1 bar) maximum basınç değeri elde edilmiştir. Bu değer literatürde yer alan çalışmalarla uyumludur [41,43,99].

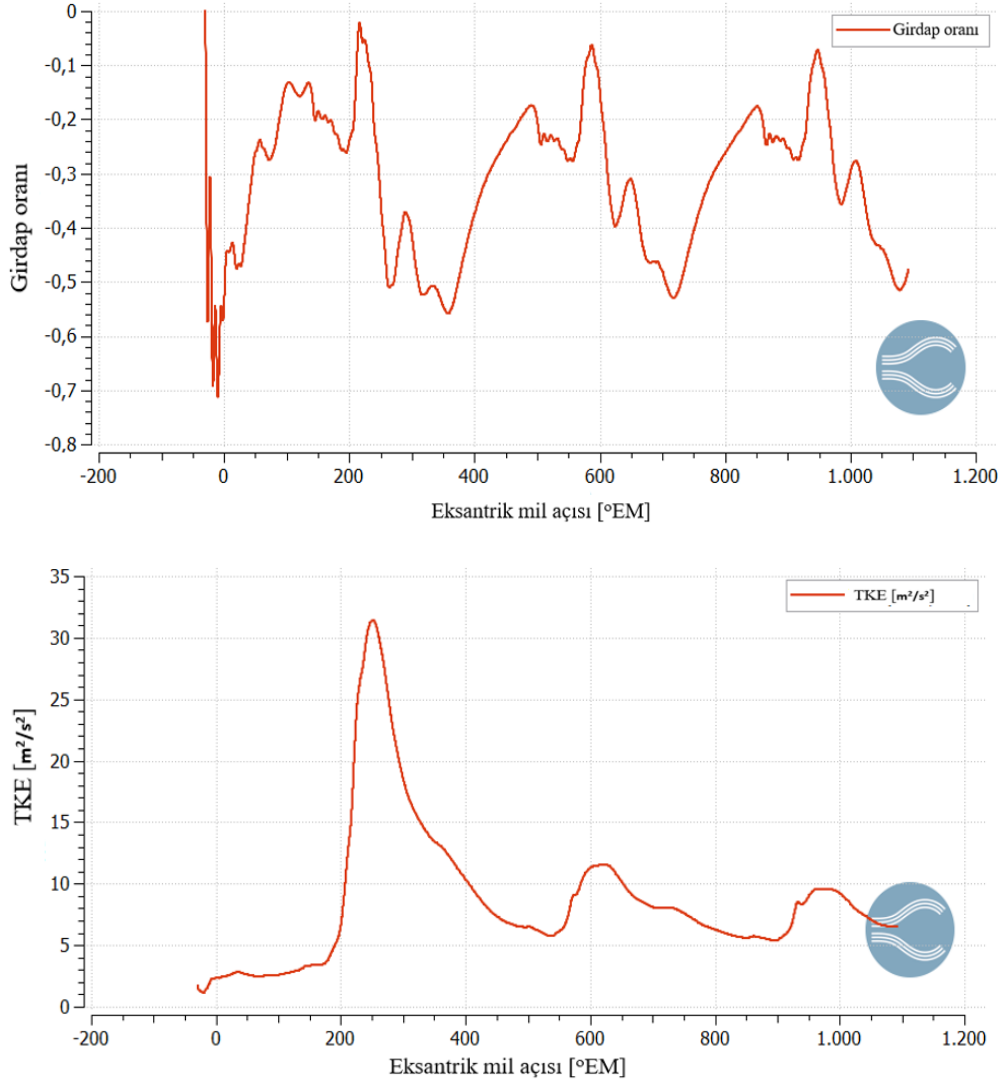


**Şekil 7.1 :** Wankel motorunda çevrim boyunca basınç değişiminin Converge Studio’da görüntülenmesi.

Şekil 7.1’de görüldüğü üzere 360 °EMA da 2. yanma odacı için maksimum basınca ulaşılmıştır, 540 °EMA’da 2. yanma odacığı için egzoz gazları egzoz portuna taşınmaya başlamıştır 3. Yanma odacığı içinse hem emme hem egzoz portlarının aynı anda açık olduğu rotor pozisyonudur. 454 °EMA’da emme portu açılmasıyla birlikte 3. yanma odacığında emme stroku başlamıştır.

### 7.1.2 Çevrim boyunca türbülans etkileri

360 °EMA’da 2. yanma odacığında yanma işlemi gerçekleşirken 1. Yanma odacığında egzoz, 3. Yanma odacığında ise emme işlemi gerçekleşmektedir. 454 °EMA’da 2. yanma odacığında genişleme işlemi devam etmektedir. 1. Yanma odacığında egzoz, 3. yanma odacığında ise emme gerçekleşmektedir. Şekil 7.2’de 1080 °EMA boyunca tüm yanma odacıklarındaki girdab oranı ve türbülanslı kinetik enerji grafikleri sunulmuştur. Burada, Converge programı grafik görüntüleme kısmından direk olarak alınan grafikler kullanılmıştır. Sonuç verilerinin Converge programından .txt uzantılı alınarak excel programında açılıp işlenmesi de mümkündür. Sonraki bölümlerdeki sonuçlarda bu yol izlenmiştir.

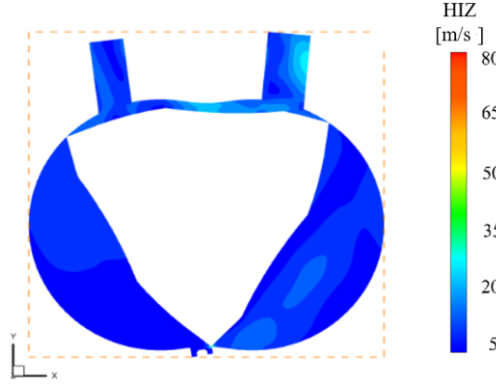


**Şekil 7.2 :** Wankel motorunda çevrim boyunca türbülans etkilerinin Converge Studio’da görüntülenmesi.

### 7.1.3 Çevrim boyunca performansa etki eden süreçler

#### 7.1.3.1 Hem egzozun hem de emmenin eş zamanlı açık olduğu süreç

Şekil 7.3’teki 540 EMA’ daki hız dağılımını egzoz işleminin sona ermeye başlamasını ve emme işleminin başlangıcını karakterize eder. Bundan sonraki krank açılarında yavaş yavaş egzoz hızı düşer ve emme hızı artar.

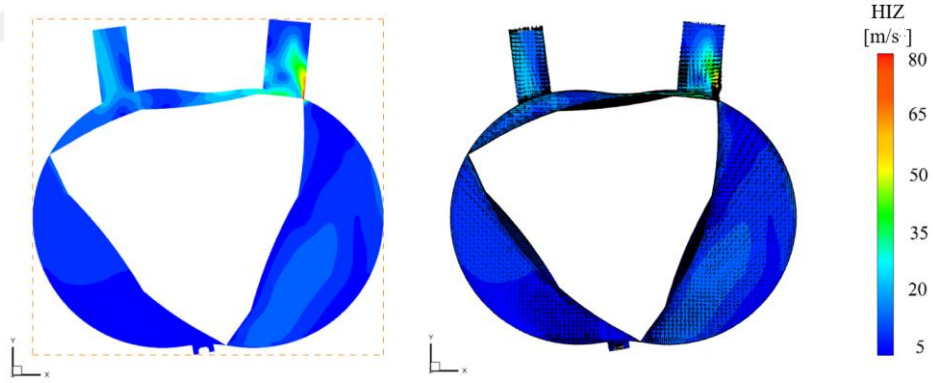


**Şekil 7.3 :** Soğuk akış HAD modelinde 540 °EMA'daki hız dağılımı.

Raju ve diğ.'nin HAD simülasyonu çalışmaları ve Yamamoto tarafından yazılan döner motor teknik kitabı emme ve egzoz karakteristikleri hakkında benzer sonuçları göstermektedir [12,100].

### 7.1.3.2 Emme portu kapanma süreci

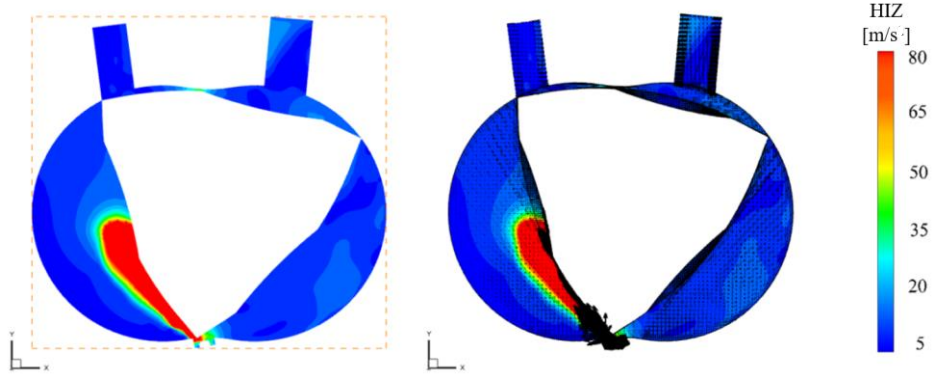
Özellikle yanma odacığı geometrisi ve düz şeklindeki emme portu modeli nedeniyle, emme işleminde gelişen girdaplar görülebilir. Türbülans, emme işleminin sonlarına yaklaşıldığında (500 °EMA civarı) ise maksimum değere ulaşır (bknz. Şekil 7.4).



**Şekil 7.4 :** Soğuk akış HAD modelinde 500 °EMA'daki hız dağılımı.

### 7.1.3.3 Egzoz portu açılması ve egzoz süreci

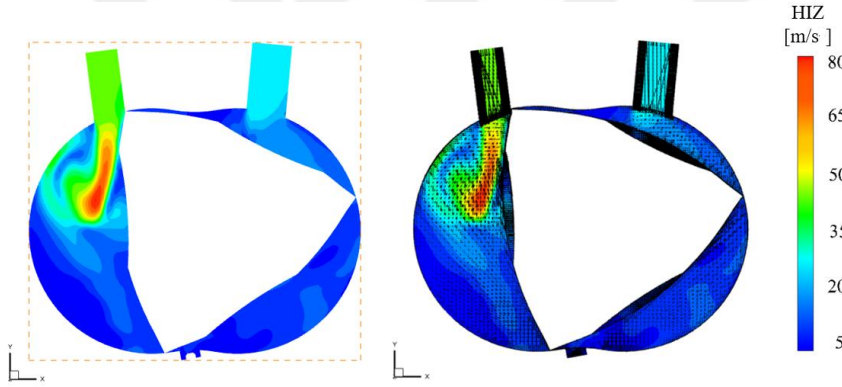
Egzoz portu açılmaya başlaması Şekil 7.5'teki 564 °EMA sıcaklık dağılımlarında açıkça görülmektedir. Şekil 7.5'te, 564 °EMA emme havası hızı, egzoz hızına kıyasla daha düşüktür. Hız vektörlerine bakıldığında yanmış gazların rotor yüzeyini süpürerek ilerlediği bu yüzden rotora yakın daha yüksek hızlara ulaşıldığı görülmektedir. Pistonlu motorların aksine, egzoz işlemi fazla çaba harcamadan gerçekleşmesini sağlayan faktörlerden biri de budur.



Şekil 7.5 : Soğuk akış HAD modelinde 564 °EMA'daki hız dağılımı.

#### 7.1.3.4 Emme ve egzoz işlemleri süreci

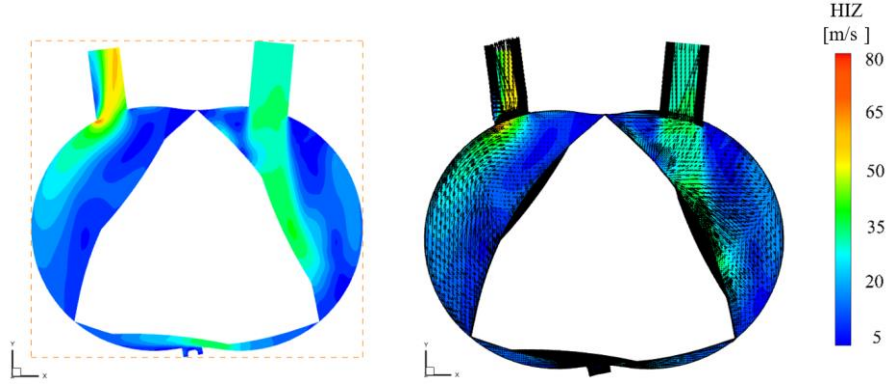
Emme manifoldundan hava akışı ve egzozdan yanmış gazların çıkışı olan kısmı kapsar. 602 °EMA'da Şekil 7.6'daki görsellerden görüleceği gibi sıkıştırma ve ani genişleşme sürecinden dolayı egzoz gazı hızı, emmeye kıyasla çok daha yüksektir.



Şekil 7.6 : Soğuk akış HAD modelinde 602 °EMA'daki hız dağılımı.

#### 7.1.3.5 Üst ölü noktaya yaklaşma süreci

720 °EMA'da ise egzoz tarafında egzoz etkisi zayıflamış ve emme portu tarafında ise emme hızı artmıştır (Şekil 7.7). Patlama olduğunda, arka taraftan rotor dönüş yönüne doğru güçlü bir akış oluşur. Bu aşamadan sonra lokal olarak türbülans azalır ve akış vektörleri yavaşça rotor hareketinin yönüne doğru oluşmaya başlar.



**Şekil 7.7 :** Soğuk akış HAD modelinde 720 °EMA'daki hız dağılımı.

## 7.2 Yanma İçeren Üç Boyutlu HAD Analizleri Sonuçları

Bu bölüme kadarki tüm çalışmalar aslında mevcut Wankel motorunun 3B HAD simülasyonlarının gerçekleştirilebilmesi için ön çalışmalar niteliğindedir. Bu bölümde elde edilen sonuçların bu tez çalışmasının ana sonuç verileri olduğunu söylemek mümkündür.

Referans Wankel motor üzerinde yapılan çalışmaların sonuçları aşağıdaki gibidir;

### 7.2.1 PÇ 1 kapsamında yapılan çalışmalar ve simülasyon çıktıları

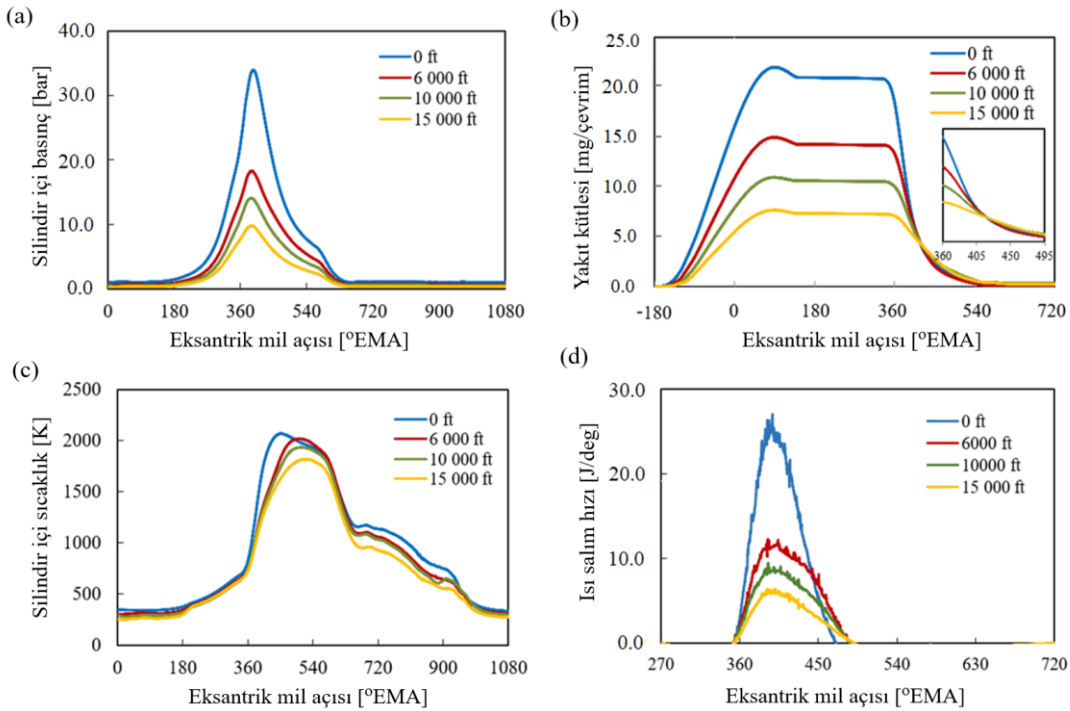
Çalışmanın bu kısmında, IHA'larda kullanılan bir Wankel motoru üzerinde tüm motor simülasyonu gerçekleştirilerek irtifa artışında motor performansı, yanma karakteristikleri ve emisyonları üzerindeki etkisine ilişkin temel bilgiler sunulmuştur.

#### 7.2.1.1 PÇ 1'den elde edilen sonuçların değerlendirilmesi

Silindir içi basınç, çevrim boyunca 2. yanma odasındaki toplam yakıt kütlesi, silindir içi sıcaklık ve ISH parametrelerinin eksantrik mil açısına göre eğrileri Şekil 7.8'de sunulmuştur. Şekil 7.8 (a)'daki silindir içi basınç verilerine göre, yükseklik arttıkça yanma odası basıncı azalır. Bunun nedeni, daha yüksek irtifalarda hava yoğunluğu ve sıcaklığının daha düşük olmasıdır. İrtifa arttıkça yanma odası ile dış ortam arasındaki basınç ve yoğunluk farkı artar, bu durum özellikle Wankel motorundaki egzoz ve emme portunun birlikte açık olduğu süreç boyunca yanma odası içindeki gazın dış ortama kaçma kabiliyetini artırır. Öte yandan, motorun statik sıkıştırma oranı aynı kalsa bile, sıkıştırma sırasında oluşan basınç yüksek irtifalarda daha düşüktür. Bu durum temel olarak düşük atmosfer basıncından kaynaklanır. Ek olarak, deniz seviyesi (0 ft) durumunda yanma süresi daha kısadır ve yüksek irtifa durumlarına göre basınç

pikleri çok daha yüksektir ve basınç piklerine çok daha hızlı ulaşılır. Yükseklik arttıkça pik basınç değerleri azalır. Deniz seviyesi ile karşılaştırıldığında, çevrim sırasında çalışma odasındaki 6000 ft, 10000 ft ve 15000 ft irtifalardaki pik basınç değerleri sırasıyla %46.12, %58.60 ve %71.29 azalır. Yüksek irtifalarda daha düşük hava yoğunluğu dolayısıyla, yanma odasında birim hacimde daha düşük oksijen konsantrasyonu oluşur. Bu aşamadaki simülasyonlarda, ekivalans oranı 1 (stokiyometrik karışıma karşılık gelen) olarak ayarlandığından dolayı oksijen kaynağı yükseklikle birlikte azaldıkça, çalışma odasındaki yakıt kütlesi de azalmaktadır (Şekil 7.8 (b)). Ateşleme başladıktan sonra deniz seviyesinde yakıt kütlesi çok hızlı şekilde düşer ve yakıt kütlesi yanma hızı Şekil 7.8 (b)'de gösterildiği gibi yüksek irtifalarda daha yavaştır.

Yanma performansı üzerindeki diğer önemli parametre ise irtifa arttıkça azalan ortam sıcaklığıdır. Şekil 7.8 (c)'de görüldüğü gibi, tüm yüksek irtifa durumlarının emme ve sıkıştırma strokları (yanma odası için sırasıyla -180/450 [°EMA] ve 450/360 [°EMA] süreleri arasında) sırasında ortalama silindir içi sıcaklık oldukça yakındır. Ancak ortalama silindir içi sıcaklık deniz seviyesi durumunda en yüksektir ve bu sıcaklığın pik değeri yüksek irtifa durumlarından daha erken elde edilir.



**Şekil 7.8** : 6000 rpm'de farklı irtifalarda 2. yanma odasının; (a) basıncı, (b) yakıt kütlesi, (c) sıcaklığı, (d) ISH'nın karşılaştırılması.

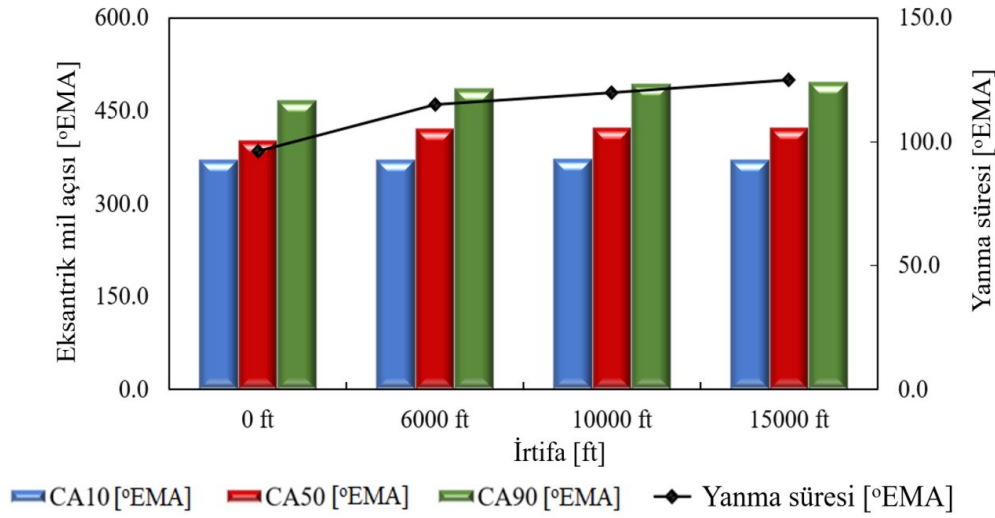
Yakıt kütlesi yanma hızı dayalı parametreler Şekil 7.9'da incelenmiştir. CA10 ve CA90, yakıt kütlesi yanma oranı sırasıyla %10 ve %90'a eşit olduğu eksantrik mil açısını temsil eder. Bu iki parametre yanma odasındaki yanmanın başlangıcı ve bitişi olarak kabul edilmiştir. Bu çalışmada literatüre uygun olarak CA10 ile CA90 arasındaki süre ise, yanma süresi olarak adlandırılmıştır. Benzer şekilde CA50, yakıt kütlesinin yanma oranı %50 ulaştığı durumdaki eksantrik mil açısıdır.

Yüksek irtifalara çıkıldıkça, atmosferik basınçtaki azalma nedeniyle motorun emme kütle akışı, yani emme strokunda oluşan vakum etkisi azalır. Bu nedenle, yanma odasındaki dolgu için daha uzun bir sıkıştırma zamanına gereksinim duyulur ve irtifa artışıyla birlikte tutuşma gecikmesi süresi de uzar [101].

Mevcut simülasyonlar için yüksek irtifa koşullarında ateşleme zamanı ayarları kütle yanma hızına göre yapılmaktadır ve simülasyonların ateşleme avans açıları irtifa ile arttırılmıştır. Deniz seviyesi durumunda gerçekleştirilen analizlerde ateşleme avans açısı  $-31^{\circ}$ EMA'dır. Yüksek irtifa şartlarında mevcut motorun ateşleme avansına yönelik bir veri bulunmamaktadır. Yüksek irtifa durumlarının ateşleme avans açıları üzerine, deniz seviyesi simülasyonunda CA10 değerine karşılık gelen  $^{\circ}$ EMA elde edilene kadar denemeler yapılmıştır.

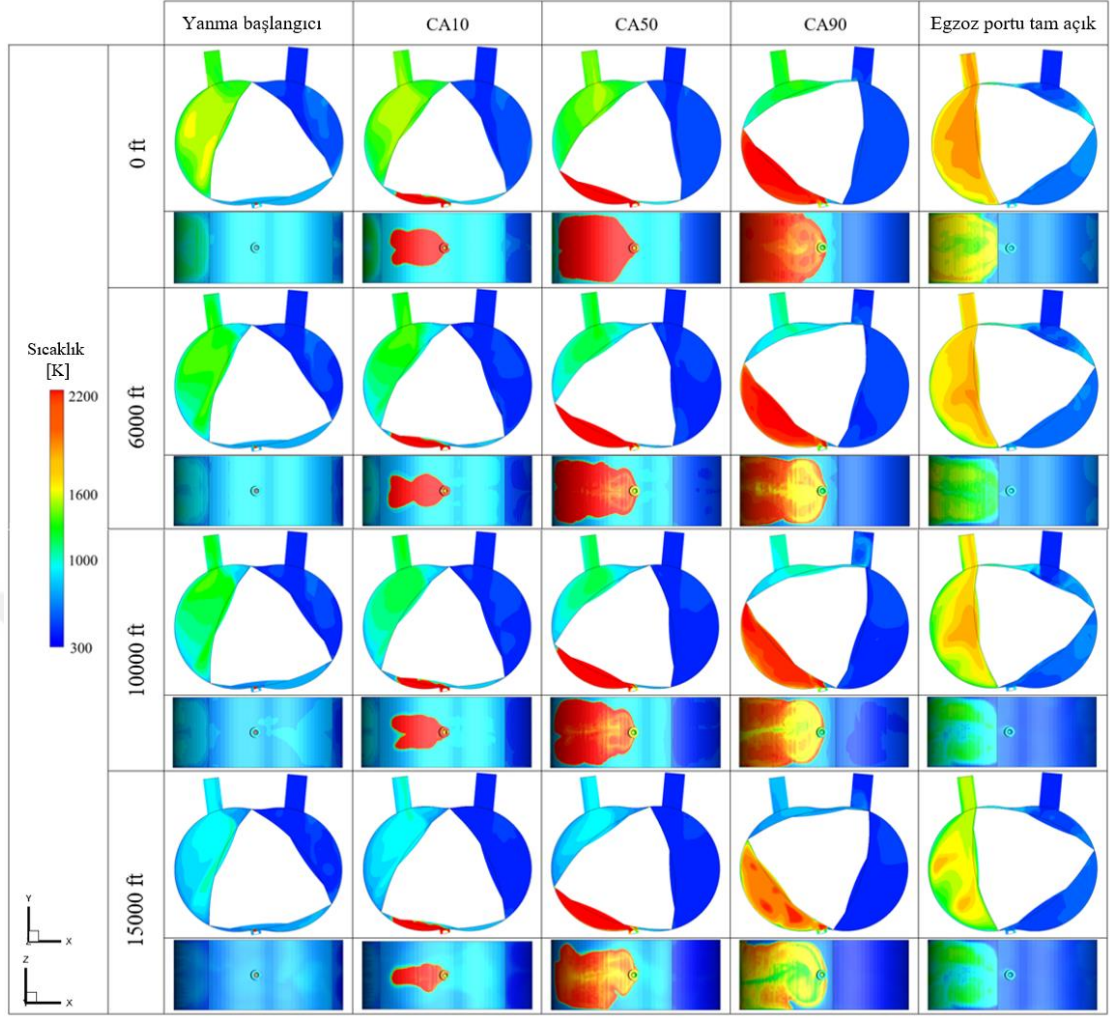
Yüksek irtifa durumlarındaki ateşleme avans açıları, CA10 değeri, deniz seviyesi simülasyonundaki CA10 açısıyla aynı olacak şekilde optimize edilmiştir. Böylece tüm simülasyonlar için yanma başlangıcı (CA10) aynı tutulabilmiştir, deneysel veri olmadığında avans açısının bir referans durumun CA10 değerini baz alınarak belirlendiği bu yöntem literatürde de sıkça tercih edilmektedir [101]. Bunun için gerçekleştirilen çok sayıda test simülasyonundan sonra ateşleme avans açıları 6000 ft, 10000 ft, 15000 ft durumları için sırasıyla  $-32$ ,  $-33$ ,  $-34^{\circ}$ EMA olarak belirlenmiştir. Şekil 7.9'da gösterildiği gibi, tüm irtifalarda CA10 değerleri çok küçük farklılıklar dışında neredeyse aynıdır. Ancak CA50 ve CA90 değerleri irtifa artışı ile artar, bu da tüm yanma işleminin ağırlık merkezinin yüksek irtifalarda kaydığı (yanma süresinin

uzadığı) anlamına gelmektedir.



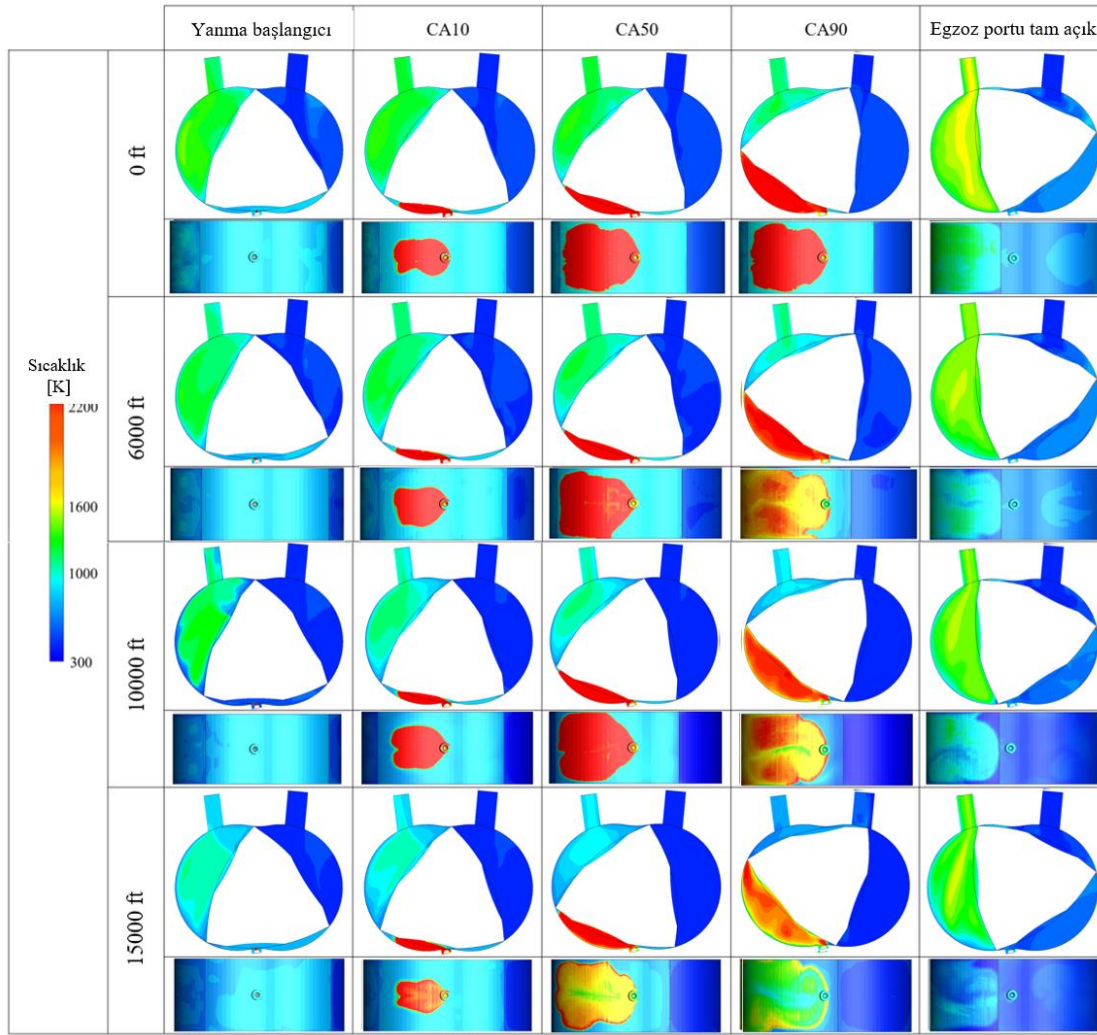
Şekil 7.9 : Farklı irtifalarda CA10, CA50 ve CA90 zamanlarının kıyaslanması.

Ayrıca, yüksek irtifalarda ateşleme avansının artırılması ile yanma başlangıcının aynı tutulması sağlanmıştır, buna rağmen (Şekil 7.9’da da görüleceği üzere) irtifa artışıyla birlikte yanma bitişinin gecikmesi söz konusu olmuştur. Bu durum, yanma odasındaki yanma süresinin uzadığını yani yüksek irtifalarda daha yavaş yanmaya neden olduğunu göstermektedir [101]. Bununla birlikte Şekil 7.9’da 6000 ft ile 15000 ft arasında yanma süresinde çok az bir değişiklik olduğu görölmektedir. Bunun nedeni, diğer tüm motor parametrelerinin değişmeden kalması koşuluyla, yakıtın yüksek irtifalarda daha uçucu hale gelmesidir [102].



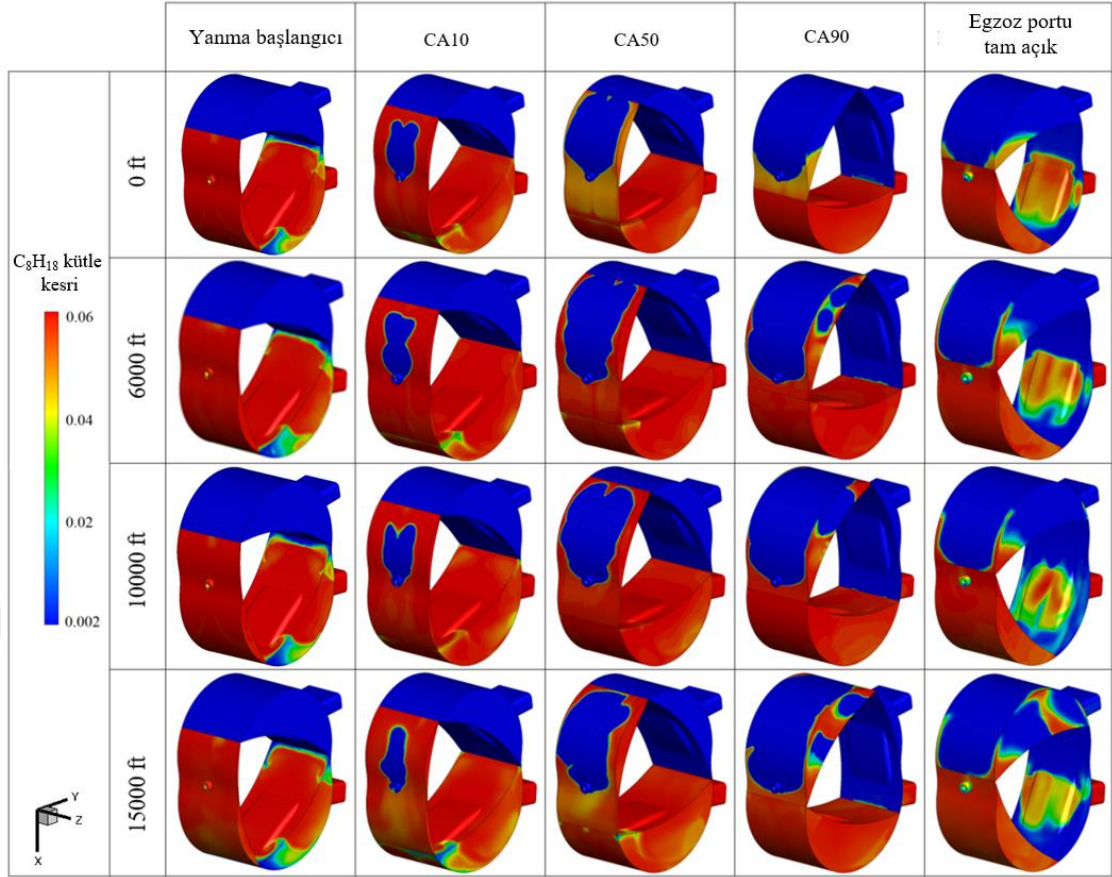
**Şekil 7.10 :** 6000 rpm hızda ve çeşitli irtifalarda yanma odasının ön ve alt görünüşünün orta kesit düzleminde sıcaklık dağılımı.

Yanma ve silindir içi akışlar açısından kritik olan eksantrik mil açılarında farklı irtifa durumlarının sıcaklık dağılımı 6000 ve 3000 rpm hızları için sırasıyla Şekil 7.10 ve Şekil 7.11’de sunulmuştur. Ortam hava yoğunluğunun, sıcaklığının ve basıncın yükseklikle azalması motorda daha soğuk çalışma koşullarına neden olur ve bu da silindir içi sıcaklığın düşmesine yol açar. Ayrıca, buji rotorun dönüş yönüne doğru açılı olarak yerleştirilmiştir ve rotorun dönüş yönü nedeniyle yığın/ana akış (bulk flow) rotorun dönme yönüne göre ön kenarına (leading edge) doğru yönelir. Dolayısıyla alev yayılımı Şekil 7.10 ve Şekil 7.11’de de görülebileceği gibi rotorun dönme yönündeki ön kenarına doğrudur. Ayrıca Şekil 7.10 ve Şekil 7.11’deki sıcaklık dağılımları karşılaştırıldığında, motor devrinin 6000 rpm’den 3000 rpm’e düşürülmesinin daha soğuk çalışma şartlarına neden olduğu görülmüştür.



**Şekil 7.11** : 3000 rpm hızda ve çeşitli irtifalarda yanma odasının ön ve alt görünüşünün orta kesit düzleminde sıcaklık dağılımı.

Yürütülen simülasyonlarda yanma odasındaki  $C_8H_{18}$  kütle kesri dağılımı Şekil 7.12'deki görsellerde sunulmuştur. Şekil 7.10 ve Şekil 7.12 bir arada incelendiğinde yüksek  $C_8H_{18}$  kütle kesrine sahip bölgelerin sıcaklığının, alevin çekirdeğinin sıcaklığından daha düşük değerlere sahip olduğu görülür. Ayrıca Şekil 7.12'den CA10, CA50 ve CA90 zamanlarındaki görsellerden yüksek irtifalarda yakıt yanma süresinin uzadığı anlaşılmaktadır.

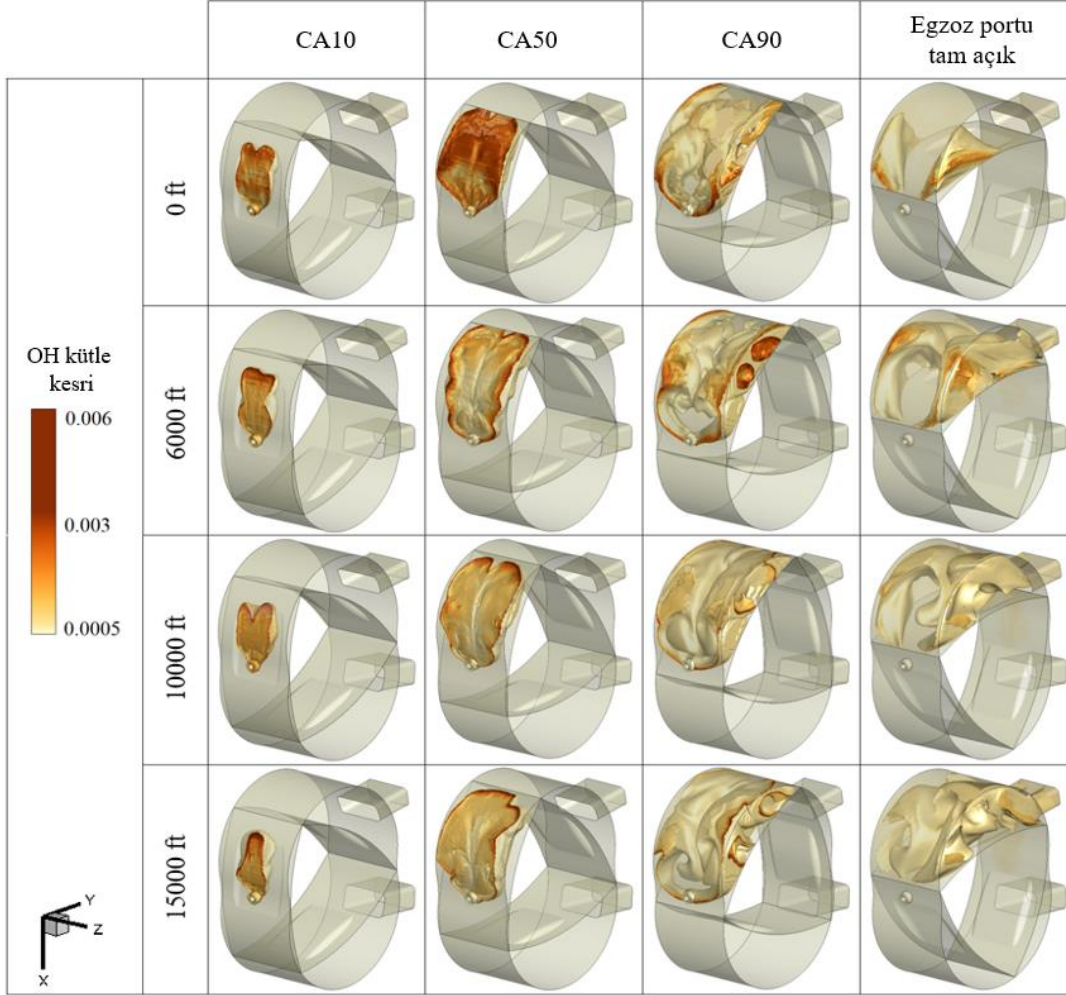


**Şekil 7.12** : Farklı irtifalarda yanma odası içerisinde  $C_8H_{18}$  kütle kesrinin izo-yüzeyler şeklinde dağılımı.

Tüm durumlar için karışım stokiometrik oranda ayarlandığından dolayı ateşleme başlangıcında kütle kesri dağılımı aynıdır. Fakat CA10, CA50 ve CA90 zamanlarında yakıt kütle kesri dağılımı incelendiğinde, 0 ft'deki daha hızlı yanma nedeniyle yakıtın hızla tüketildiği ve artan irtifalarda yanma odası içerisinde yakıt kütle kesrinin arttığı yani daha yavaş yanma süreçlerinin gerçekleştiği gözlemlenmektedir. Öte yandan, CA90 zamanında daha yüksek irtifalarda hala yüksek  $C_8H_{18}$  konsantrasyonuna sahip bazı bölgeler vardır. Ayrıca yüksek irtifalarda ortam basıncı, sıcaklığı ve yoğunluğunun azalması, daha soğuk çalışma koşullarına ve çalışma odasında yetersiz oksijen içeriğine neden olmaktadır. Dolayısıyla yüksek irtifalarda silindir içi karışımın kalitesi kötüleşmektedir, öyle ki egzoz portu tamamen açıkken bile yüksek yakıt kütle oranı bölgeleri görülmektedir.

Simülasyonların OH kütle kesri izo-yüzeyleri Şekil 7.13'te verilmiştir. Yüksek sıcaklık koşullarında, tersinir reaksiyonlar denge durumunda OH türleri üretir. Bir yanma alevindeki birçok temel reaksiyonda meydana gelen OH radikali, tipik bir ara yanma türüdür. OH radikal dağılımının incelenmesi, çok çeşitli yanma proseslerinin kimyasal

yapılarını belirlemek için çok faydalıdır ve İYM’larda yanmanın reaksiyon mekanizmasını ve alev cephesi yayılımını araştırmak için etkili ve yaygın olarak tercih edilen bir yoldur [43, 101,103, 104].

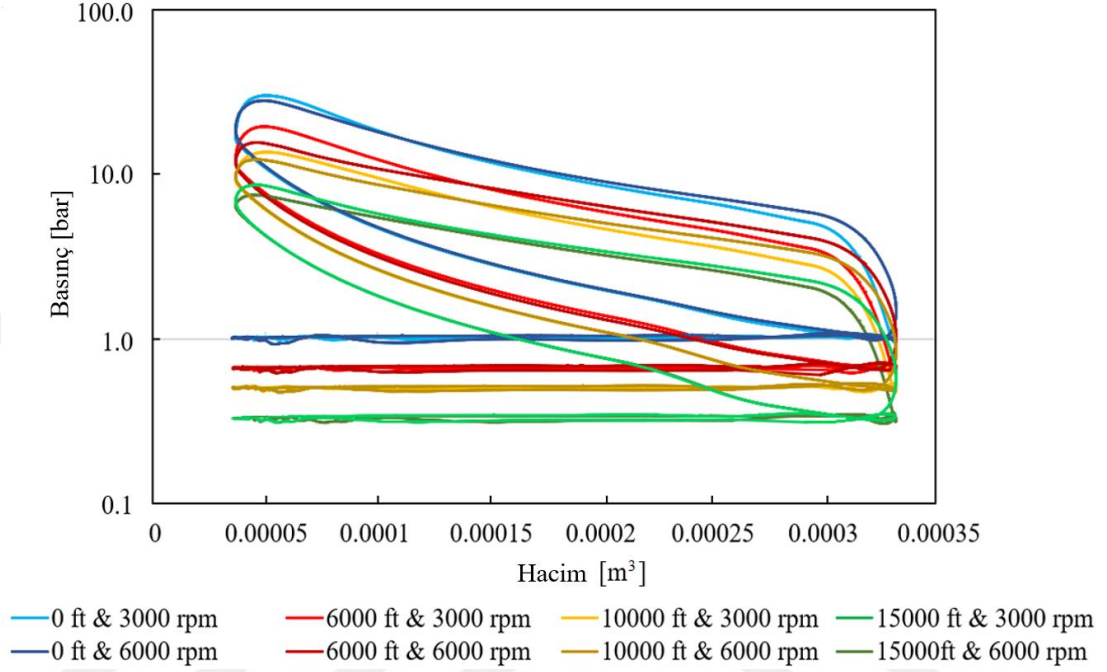


**Şekil 7.13 :** Farklı irtifalarda yanma odası içerisinde OH kütle kesrinin izo yüzeyler şeklinde dağılımı.

Yukarıda açıklanan nedenlerden dolayı Şekil 7.13'te gösterilen OH kütle kesri izo yüzeyleri, çeşitli yüksekliklerde yanmanın özelliklerini ortaya koymaktadır. Egzoz portu tamamen açıldığında ise, deniz seviyesindeki yanma odasında daha az OH türü bulunur ve irtifa arttıkça uzun yanma süresi nedeniyle OH miktarı artar. Yakıt yanma ile tüketildiğinde OH üretilir ve buna göre Şekil 7.13'te Şekil 7.12'ye göre şekilsel olarak tam tersi bir görünüm oluşur.

İndike iş P-V eğrilerinin alanından hesaplanabilir ve motor gücünün önemli bir göstergesidir. Simüle edilen durumların indike işi Şekil 7.14'teki gibi birbirleriyle karşılaştırılmıştır. 3000 dev/dk hıza sahip durumlarda indike iş, 6000 dev/dk hıza göre

nispeten daha yüksektir. Pistonlu motorlardaki kadar olmasa da Wankel motorlarında irtifa arttıkça sıkıştırma ve genişleme momenti azalmaktadır. Bu nedenle, irtifa arttıkça negatif çalışma alanı biraz azalır. Dahası, irtifa kazandıkça IMEP ve yanma kalitesi azaldığından, indike iş de azalır. İrtifa artışının motor performansı üzerindeki etkilerini detaylı olarak Şekil 7.14'te görmek mümkündür.

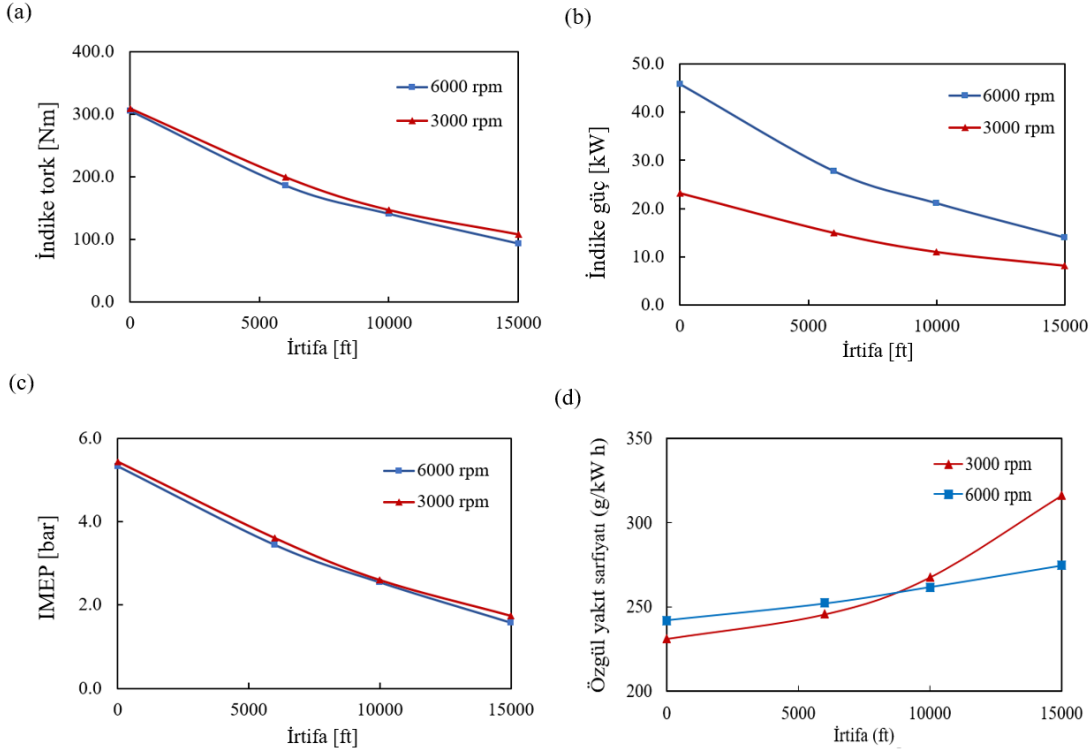


**Şekil 7.14** : Çeşitli irtifalar ve farklı motor devirleri için logaritmik P-V diyagramlarının karşılaştırılması.

Sunulan simülasyonların performans parametreleri Şekil 7.14'te karşılaştırılmıştır. Şekil 7.14'te indike tork ve IMEP değerlerinin 3000 d/dk hız durumlarındaki, 6000 d/dk hız durumlarındakilere göre biraz daha yüksek olduğu görülmektedir. Oysa indike güç ve yakıt tüketim değerleri 3000 d/dk hıza sahip durumlarda 6000 d/dk hıza sahip durumlara göre oldukça yüksektir. Her iki motor devrine ait durumlarda yüksek irtifanın performans parametreleri üzerindeki etkileri incelendiğinde, Şekil 7.14'ten tüm performans parametrelerinin irtifa arttıkça azalma eğiliminde olduğu görülmektedir.

Genel olarak, yüksek irtifalarda çalışan bir Wankel motorunun performansını etkileyen üç ana zorluk vardır. Bunlar; düşük ortam hava basıncı, daha soğuk çalışma koşulları ve karışımdaki yetersiz oksijen içeriğidir. Sonuç olarak, brüt IMEP (gross IMEP) ve dolayısıyla indike tork ve indike güç irtifa artışı ile azalır (bknz. Şekil 7.15 (a), Şekil 7.15 (b), Şekil 7.15(c)). 6000 d/dk hız için indike güç bulguları 0 ft irtifadaki

simülasyon sonuçlarıyla karşılaştırıldığında, 6000 ft, 10000 ft ve 15000 ft irtifalarda sırasıyla %39.11, %53.79 ve %69.22 azalmaktadır (Şekil 7.15 (b)). Benzer şekilde, 3000 d/dk hıza sahip durumlarda, 6000 ft, 10000 ft ve 15000 ft irtifalarda indike güç bulguları sırasıyla %35.51, %52.47 ve %65.05 oranında azalmıştır. Bunlara ek olarak, irtifa artışı ile özgül yakıt tüketimi parametresinde de benzer bir düşüş eğilimi gözlemlenebilir (Şekil 7.15 (d)).

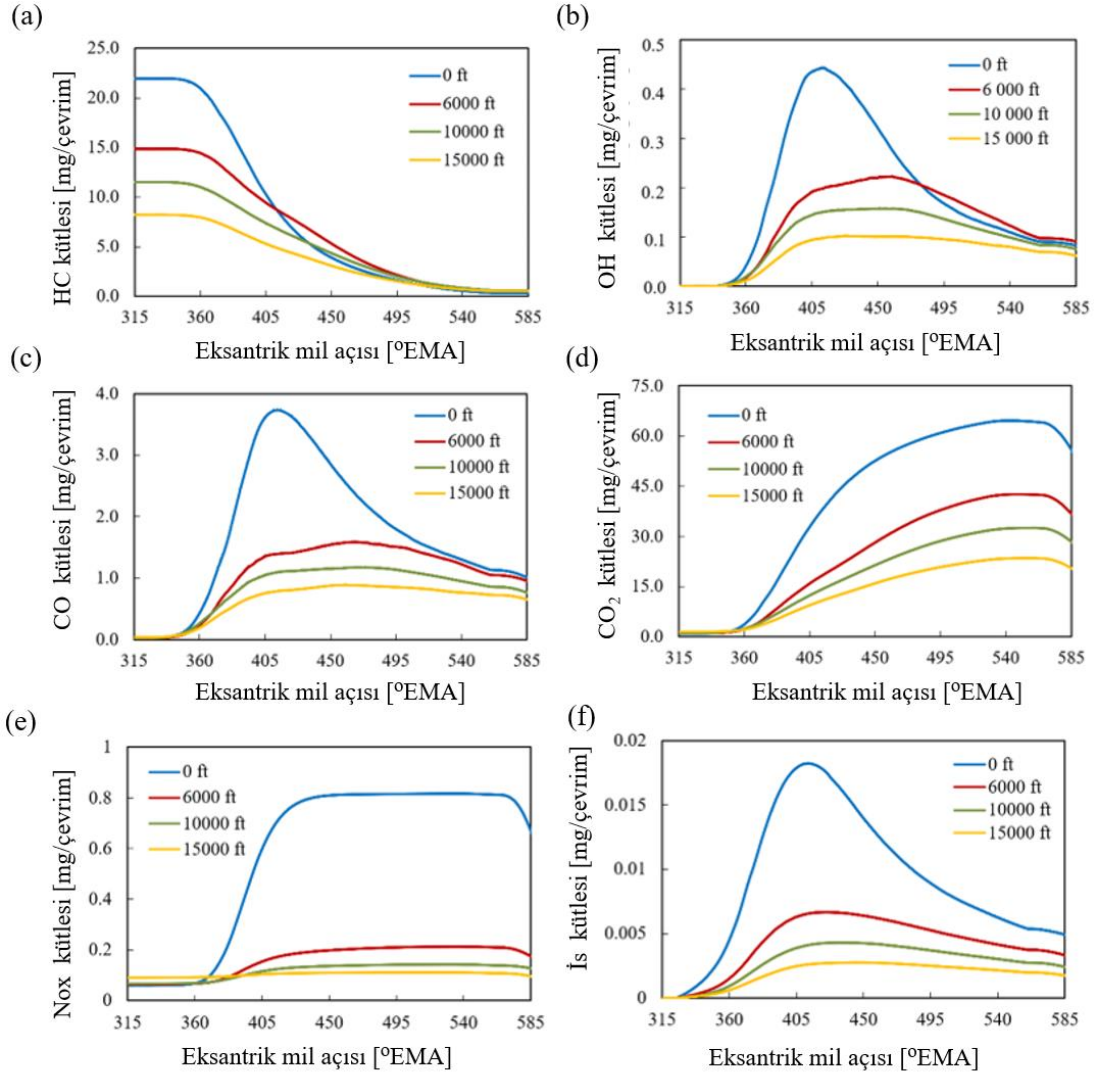


**Şekil 7.15 :** Çeşitli irtifalarda 3000 rpm ve 6000 rpm motor devirleri için performans parametrelerinin; (a) indike tork, (b) indike güç, (c) İMEP, (d) yakıt sarfiyatının karşılaştırılması.

Daha önce de bahsedildiği gibi yüksek irtifalarda hava yoğunluğu azalmaktadır ve tüm simülasyonların karışımları stokiyometrik olacak şekilde ayarlanmıştır, yani yüksek irtifalardaki silindir içine alınan yakıt miktarları deniz seviyesi koşullarına göre daha azdır [102]. Sonuç olarak, bir çevrim için üç odacığın toplam yakıt tüketimi 6000 ft, 10000 ft ve 15000 ft irtifalarda 6000 rpm için sırasıyla %25.38, %41.77 ve %58.52 ve 3000 rpm hız için %31.54, %44.82, %62.68 azalmaktadır.

İrtifa arttıkça yanma kötüleşir ve emisyonlar artar. Ancak Şekil 7.16'dan emisyonların irtifa arttıkça deniz seviyesi değerlerine göre arttığı görülmektedir. OH kütlesi, alev cephesi yayılımının ve yanma sürecinin güçlü bir göstergesi olduğu için Şekil 7.16 (b)'den deniz seviyesi koşullarında yanma kalitesinin en iyi olduğu ve irtifa artışı ile

kötüleştigi anlaşılmaktadır. Bu nedenle, CO, HC ve is emisyonlarının yüksek rakımlarda daha yüksek olması ve soğuk çalışma koşulları nedeniyle de NO<sub>x</sub> emisyonlarının yüksek irtifalarda daha düşük olması beklenmektedir.



**Şekil 7.16 :** Çeşitli irtifalarda ve 6000 rpm'de bir çevrimdeki emisyonların kütlece karşılaştırılması; (a) HC, (b) OH, (c) CO, (d) CO<sub>2</sub>, (e) NO<sub>x</sub>, (f) is kütlesi.

Şekil 7.16 incelendiğinde emisyon sonuçları bu bilgilerle tutarsız gibi görünmektedir. Fakat, aslında yakıt-hava karışımı stokiyometrik olacak şekilde ayarlandığı için Şekil 7.16 (b)'de görüldüğü gibi daha yüksek irtifalarda oksijen eksikliği nedeniyle çalışma odasındaki toplam yakıt kütlesi azalır. Örneğin, bir çevrim için toplam yakıt tüketimi, deniz seviyesine kıyasla 15000 ft'de %58.52 oranında azalır. Deniz seviyesinde daha iyi bir yanma elde edilmesine rağmen, CO, is ve HC emisyon kütlesi, deniz seviyesinde yanma odasına giren fazla miktarda yakıt nedeniyle yüksek irtifalara göre daha yüksektir.

Wankel motorunun, özellikle yanma odasının ön ve arka kenarlarındaki dar boşluklar nedeniyle bazı geometrik kısıtlamaları ve sızdırmazlık sorunları mevcuttur [79, 105]. Bu nedenle Wankel motorunun yanma odasında eksik yanma ve dar alan etkisinin meydana gelme olasılığı çok yüksektir. Şekil 7.16 (a), deniz seviyesi koşullarında HC emisyonlarının kütlesinin en fazla olduğunu, HC emisyonlarının ise 15000 ft'de en az olduğunu göstermektedir.

Yanma sonucu ortaya çıkan OH, alev yayılımı ve yanma özelliklerinin çok güçlü bir göstergesi olduğundan, Şekil 7.16 (b), deniz seviyesinde hızlı bir alev yayılımı olduğunu ve irtifa arttıkça yanma süresinin uzadığını ortaya koymaktadır.

Yanma sürecinde yüksek irtifalarda, tam yanma için yeterli oksijen olmadığından CO molekülleri oksidasyon reaksiyonları ile CO<sub>2</sub>'ye dönüştürülemez.  $CO + OH \rightleftharpoons CO_2 + H$  reaksiyonu yoluyla CO tüketilir [79,106]. OH radikalleri H tarafından uzaklaştırılır ve H<sub>2</sub>O'ya bağlanır, bu da daha yüksek CO içeriğine yol açar. Gerçekten de, daha düşük CO emisyonları, tam yanmaya daha çok yaklaştığını gösterir. 15000 ft'deki CO ve CO<sub>2</sub> kütlesi, en kötü yanma kalitesine rağmen, Şekil 7.16 (c) ve Şekil 7.16 (d)'de görüldüğü gibi daha düşük irtifalara kıyasla en düşüktür. Çünkü daha önce de belirtildiği gibi silindire giren toplam yakıt kütlesi en az 15000 ft'dedir.

Ortalama silindir içi sıcaklığın çevrim boyunca değişimi Şekil 7.8 (a)'da gösterilmiştir. NO<sub>x</sub> oluşumu yanma odasındaki sıcaklık ile yüksek oranda ilişkilidir. Daha yüksek irtifalarda silindir içi sıcaklıkların pik noktasına ulaşma zamanı ertelenmesine yol açar ve Şekil 7.16 (e)'de de görüldüğü gibi NO<sub>x</sub> emisyonlarının azalmasına katkıda bulunabilir.

Şekil 7.16 (f), çeşitli irtifalarda çevrim sırasında üretilen is kütlesini göstermektedir. İs üretimi, silindir içi sıcaklığa ve yanma işlemindeki oksijen miktarına bağlıdır. Bu sebeple, en yüksek is oluşum hızı ve is kütlesi deniz seviyesi şartlarında görülmektedir. Bunun tam tersi olarak 15000 ft'deki is kütlesi, esas olarak yüksek irtifalarda yetersiz oksijen içeriği ve soğuk çalışma şartları nedeniyle en düşüktür.

### **7.2.1.2 PÇ 1'den elde edilen çıkarımlar ve gelecek dönem çalışmaları**

Bu çalışmada, farklı irtifalarda farklı motor hızlarında (3000 dev/dk ve 6000 dev/dk) çalışan bir Wankel motorunun performansı, yanması ve emisyonları incelenmiştir. Bu kapsamda ilk olarak Converge HAD yazılımı kullanılarak üç odacıklı tam bir Wankel motor modeli simüle edilmiş ve deneysel verilerle valide edilmiş, ardından yüksek

irtifa koşullarında (6000 ft, 10000 ft ve 15000 ft) HAD simülasyonları gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışmanın ana bulguları aşağıda listelenmiştir:

1. Yanma odasındaki yanma süresi (combustion duration) yüksek irtifalarda uzamaktadır.
2. Yüksek irtifalarda daha düşük hava yoğunluğu ve sıcaklık nedeniyle yanma odası basıncı düşer. Ayrıca, yanma odasında daha kısa yanma süresi ve hızlı alev yayılımı nedeniyle, deniz seviyesi koşullarında silindir içi basınç pikleri daha belirgin bir şekilde yükselir.
3. Yüksek irtifalarda daha düşük hava yoğunluğu nedeniyle silindir içi birim hacimde oksijen miktarı azaldıkça, stokiyometrik oran gereği toplam yakıt kütlesi de azalır.
4. Deniz seviyesi durumunun ortalama silindir içi sıcaklığı en yüksek olanıdır ve pik sıcaklık değeri, yüksek irtifa durumlarından daha erken elde edilir. Öte yandan, tüm yükseklik durumlarının emme ve sıkıştırma stroklarındaki ortalama silindir içi sıcaklık değerleri birbirlerine oldukça yakındır.
5. Yükseklik arttıkça ortam hava sıcaklığı, basıncı ve yoğunluğundaki azalma, silindir içi basıncın düşmesine, yetersiz taze dolguya ve Wankel motoru için daha soğuk çalışma koşullarına neden olur. Böylece yanma kötüleşir, ISH değeri düşer, motor performansı düşer ve emisyonlar bozulur. Sonuç olarak, brüt IMEP (gross IMEP) ve dolayısıyla irtifadaki artışa bağlı olarak indike tork ve indike güç azalır.
6. Deniz seviyesinde daha iyi bir yanma elde edilse bile, CO, is ve HC emisyon kütlesi, yanma odasına giren fazla miktarda yakıt nedeniyle deniz seviyesinde yüksek irtifalara göre daha yüksektir. NO<sub>x</sub> emisyonları, deniz seviyesinde en fazla miktarda oluşur ve yüksek irtifalarda azalmaktadır.
7. Yüksek irtifa etkisinin farklı motor devirlerinde (3000 d/dk ve 6000 d/dk) performans parametreleri üzerine etkisinin araştırılmasında, irtifa arttıkça tüm performans parametrelerinin azalma eğiliminde olduğu gözlenmiştir.

Bu tez çalışmasının 6000 rpm ve 3000 rpm motor devirleri için irtifa artışının etkisinin incelendiği bu kısımda elde edilen sonuçlar kısaca yukarıdaki gibi sıralanmıştır.

Bu araştırmanın temel motivasyonu, irtifa ile değişen çalışma koşulları dikkate alınarak İHA uygulamalarında özel olarak kullanılan Wankel motor tasarımlarına katkıda bulunmaktır. Yüksek irtifalarda çalışan Wankel motorunda daha iyi yanma kalitesi, performans ve emisyon sağlamak için bazı geometrik tasarım geliştirmeleri ve yanma teknolojisi yenilikleri uygulanabilir.

## 7.2.2 PÇ 2. kapsamında yapılan çalışmalar ve simülasyon çıktıları

Yakıt hava ekivalans oranı, buji ile ateşlemeli bir pistonlu motor performans kontrolü ve egzoz emisyonları için önemli bir gösterge ve çok önemli bir ölçüdür. Çalışmanın bu kısmında yakıt hava eşdeğerlik oranının performans üzerindeki etkisini araştırmak için bir Wankel motorunun zengin ( $\phi=1.2$ ), stokiyometrik ( $\phi=1.0$ ) ve fakir ( $\phi=0.8$ ) karışımlardan oluşan üç durum simüle edilmiştir.

### 7.2.2.1 PÇ 2'den elde edilen sonuçların değerlendirilmesi

Yanan kütlelerinin tükenme hızına bağlı parametreler Çizelge 7.1'de incelenmiştir. Burada, stokiyometrik karışimli durum ( $\phi=1$ ) referans olarak kabul edildiğinde, yanma başlangıcının (CA10) zengin karışım durumunda 1.67 °EMA kadar erken gerçekleştiği ve fakir karışım durumunda 9.16 °EMA kadar geciktiği görülmektedir. Benzer şekilde, yanma sonu (CA90) zengin karışımında 9.77 °EMA kadar erken ve fakir karışımında 23.92 °EMA daha geç gerçekleşmektedir. Bu nedenle, tutuşma zamanlaması zengin karışımında daha önce, fakir karışım durumunda ise daha geç gerçekleşmektedir ve bu durum literatürle oldukça uyumludur [107, 108]. Zengin karışım durumunda yanma süresi 7.74 °EMA kadar kısaldı. Fakir karışımında CA50 ve CA90 artar, yani tüm yanma sürecinin ağırlık merkezi ötelenir ve bu durumda yanma süresi uzar.

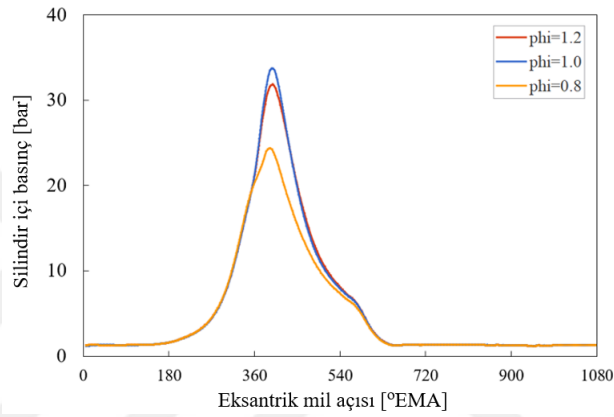
**Çizelge 7.1 :** Zengin, stokiyometrik ve fakir karışımlar için yakıt kütlesi yanma hızına bağlı parametreler.

| Yakıt kütlesi yanma hızı parametreleri | Phi= 1.2 | Phi= 1.0 | Phi= 0.8 |
|--|----------|----------|----------|
| CA10 (°EMA)                            | 365.56   | 367.23   | 376.39   |
| CA50 (°EMA)                            | 396.19   | 400.33   | 423.56   |
| CA90 (°EMA)                            | 460.59   | 470.36   | 494.28   |
| Yanma süresi (°EMA)                    | 95.03    | 102.77   | 117.89   |
| Brüt indike iş (Nm)                    | 298.92   | 308.99   | 207.65   |

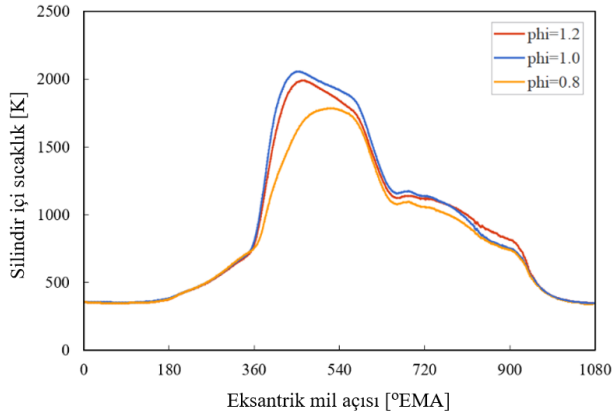
Çizelge 7.1'den ayrıca indike işin zengin karışım ve fakir karışımında stokiyometrik karışım durumuna göre sırasıyla %3,36 ve %32,79 oranında azaldığı görülmektedir.

Çünkü, stokiyometrik olmayan karışımlarla çalışmak, daha kötü bir yanma etkisine yol açmaktadır. Zengin, stokiyometrik ve fakir karışım koşullarında elde edilen silindir içi sıcaklık, basınç ve ISH değerleri Şekil 7.17'de gösterildiği gibidir. En yüksek silindir içi basınç ve silindir içi sıcaklık, stokiyometrik karışım koşulundan elde edilir. Zengin karışım kullanıldığında elde edilen ISH, stokiyometrik karışımdakinden biraz daha yüksektir. Ekivalans oranı 1.2 iken, Wankel motorunda silindir içerisindeki hava miktarı yakıtın tam yanması için gereken hava miktarından daha azdır. Bu nedenle yanma kötüleşir.

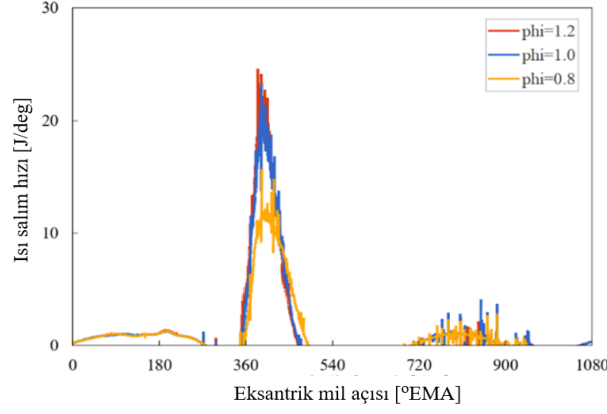
(a)



(b)



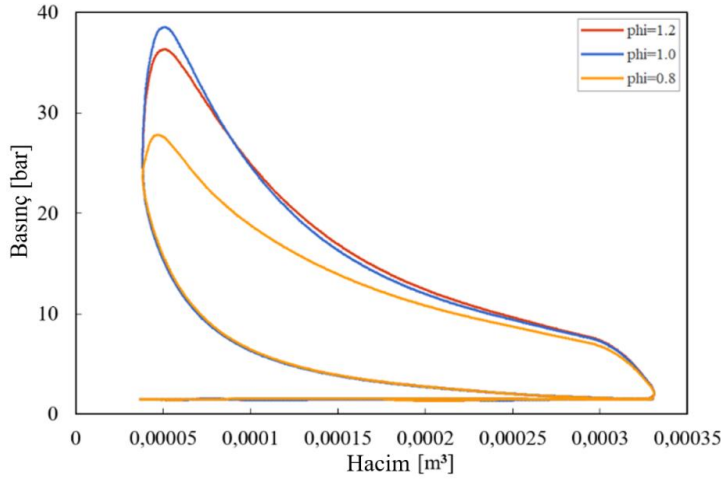
(c)



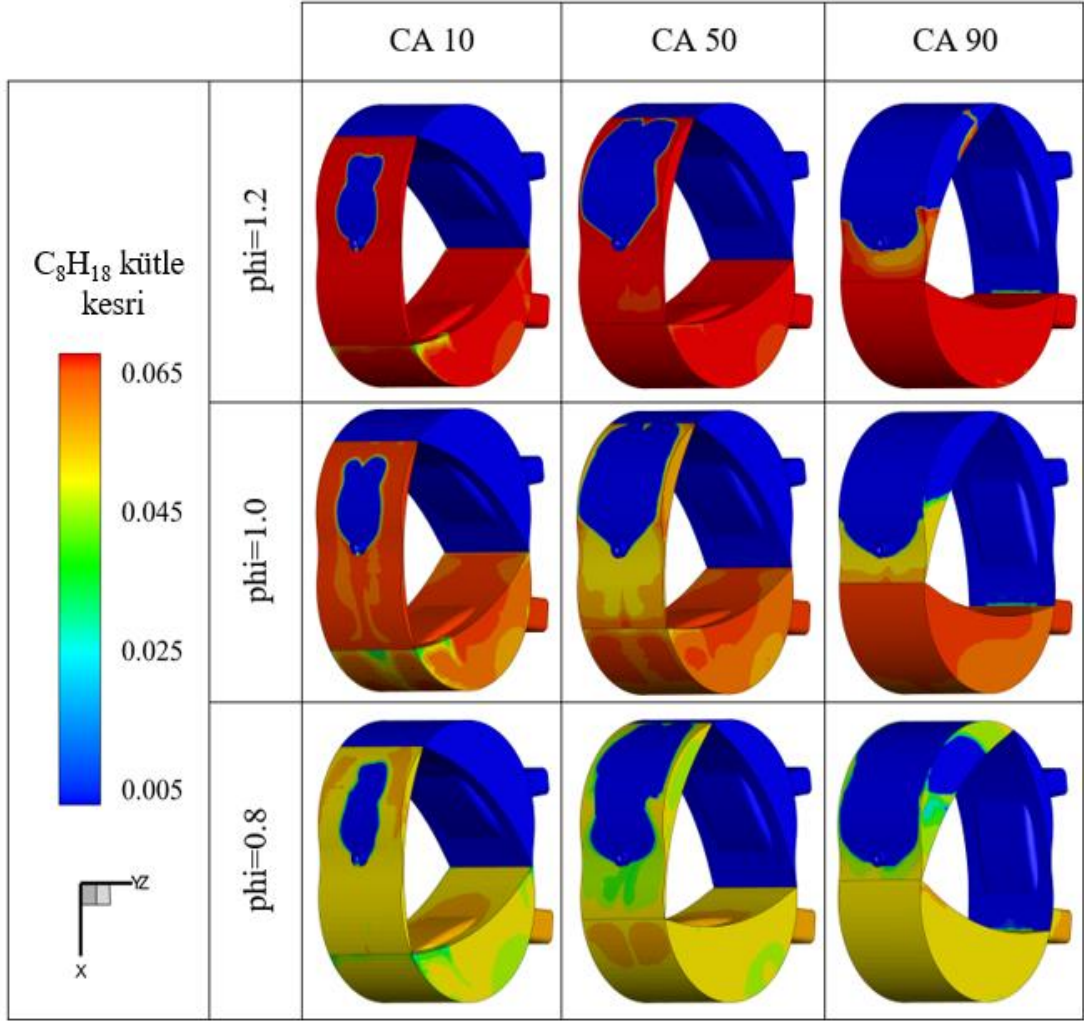
**Şekil 7.17 :** Farklı karışım koşulları için; (a) silindir içi basınç, (b) silindir içi sıcaklık, (c) ISH 'nın karşılaştırılması.

Şekil 7.17’de görüldüğü üzere, ekivalans oranı 0,8 iken Wankel motorunda tam yanma gerçekleşmesi için yakıt yetersiz kalmaktadır ve bu nedenle en düşük silindir içi basınç, sıcaklık, ısı salım hızı fakir karışım ile çalışma durumunda elde edilir.

İndike brüt iş (indicated gross work), P-V diyagramının kesişim alanından hesaplanabildiğinden ve motor gücünün güçlü bir göstergesi olduğundan, simüle edilen durumların indike işi, Şekil 7.18’de verildiği gibi birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Stokiyometrik karışımla çalışmada elde edilen indike iş zengin karışımla elde edilen işten az bir farkla fazladır. Öte yandan, fakir karışım durumunda elde edilen indike iş diğerlerinden oldukça düşüktür.

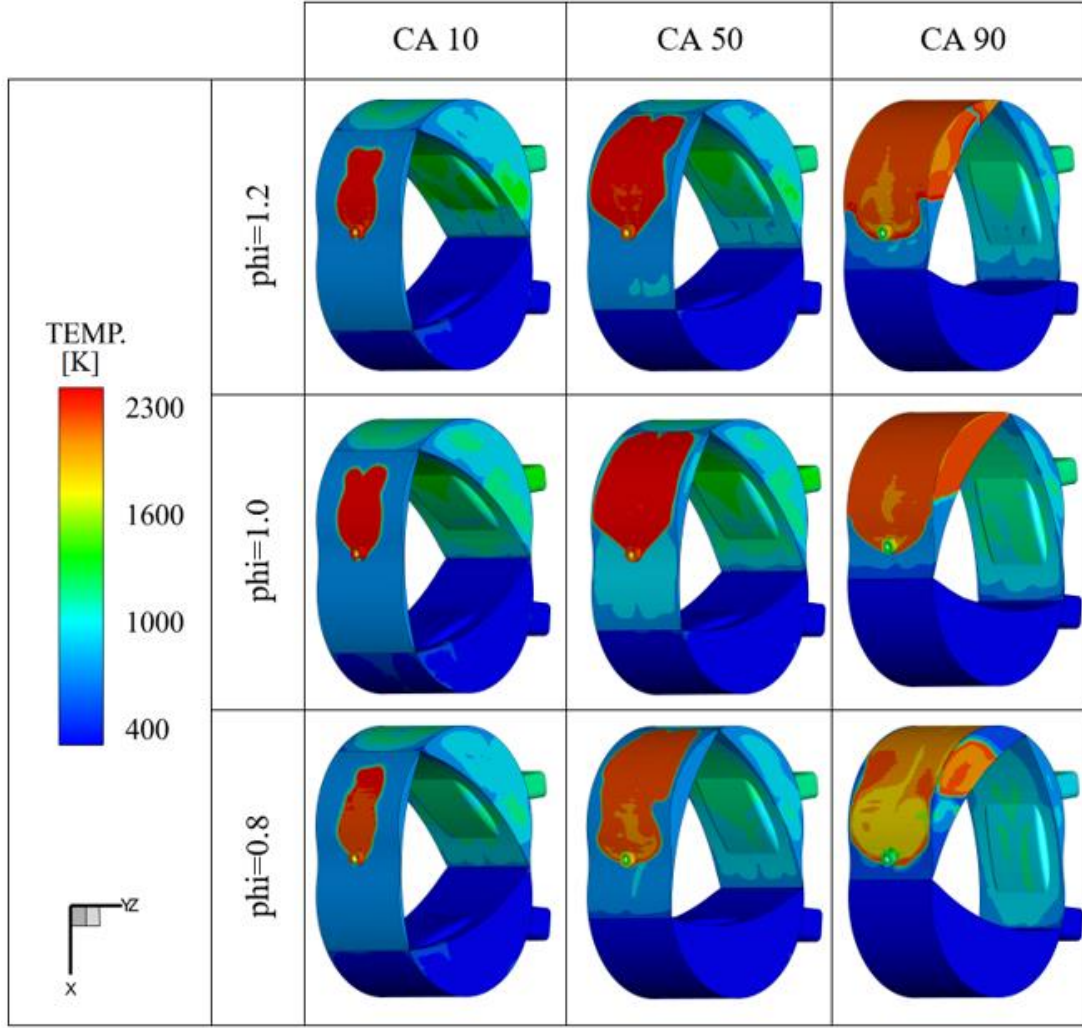


**Şekil 7.18 :** Farklı karışım koşulları için yanma odasının P-V diyagramı.



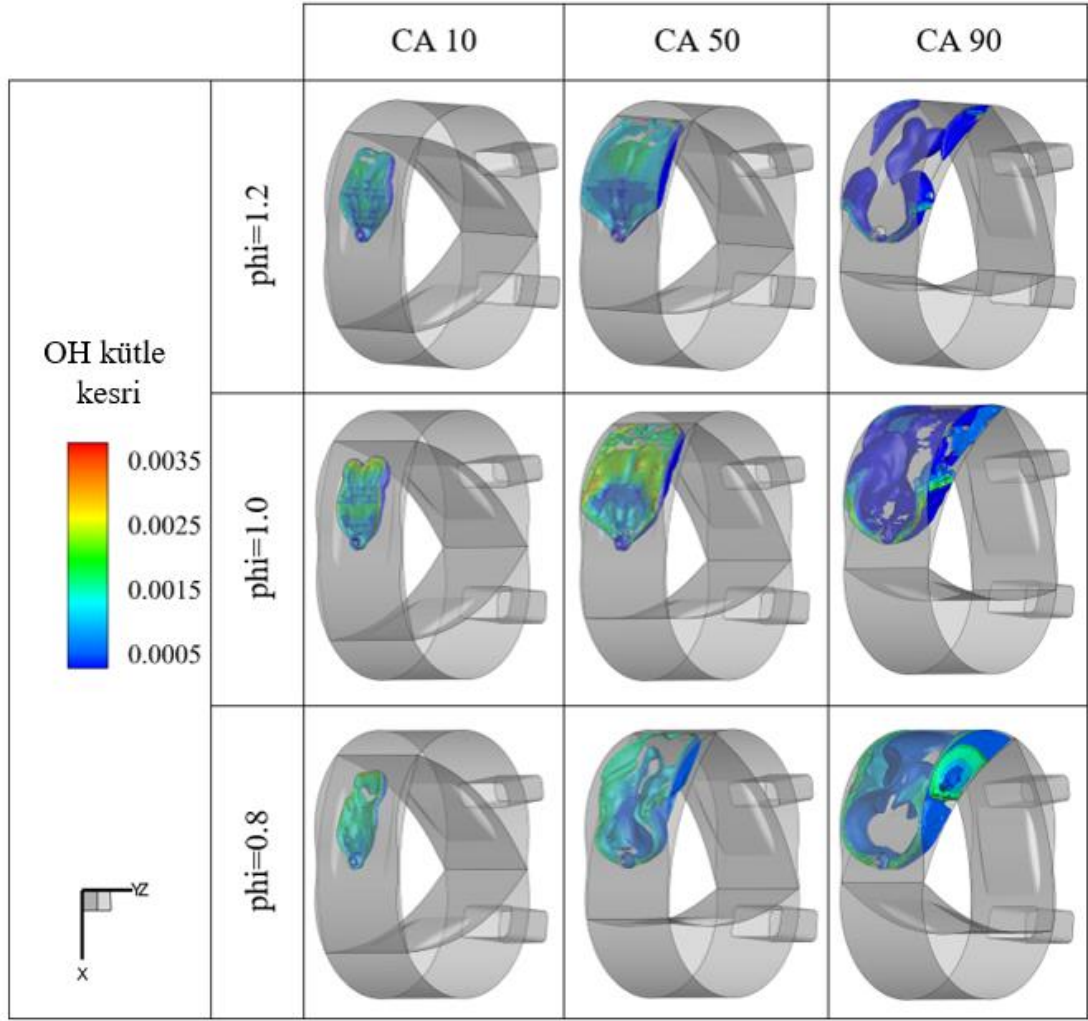
**Şekil 7.19** : CA 10, CA50 ve CA90 zamanlarında farklı karışım koşulları için  $C_8H_{18}$  kütle kesri dağılımı.

Şekil 7.19’da görüldüğü gibi, ekivalans oranı 0.8 olduğunda  $C_8H_{18}$  kütle kesri en düşüktür. Ekivalans oranı arttıkça, yanma odası içindeki  $C_8H_{18}$ ’in kütle oranı artar. Buda, yakıt hava ekivalans oranı ( $\phi = \frac{1}{\lambda}$ ) tanımı gereği zaten beklenen bir durumdur.



**Şekil 7.20 :** CA10, CA50 ve CA90 zamanlarında farklı karışım koşulları için sıcaklık dağılımları.

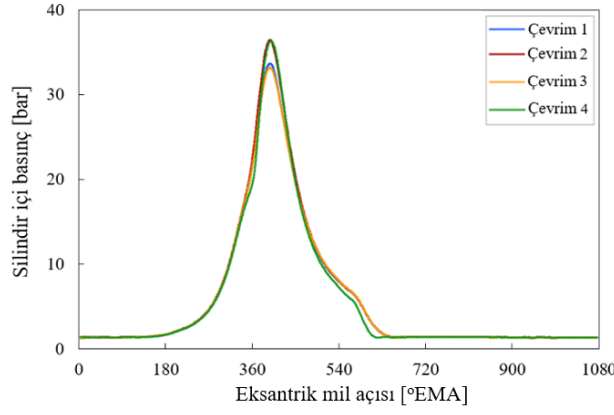
Fakir karışım koşulunda çalışan Wankel motorunun en düşük sıcaklığa sahip olduğu Şekil 7.20'den görülebilir. Ayrıca, Wankel motor stokiyometrik karışım ile çalışırken silindir içi sıcaklık değerleri Şekil 7.17 (b)'deki sıcaklık eğrileri ile uyumlu olarak zengin karışımın sıcaklığından biraz daha yüksektir.



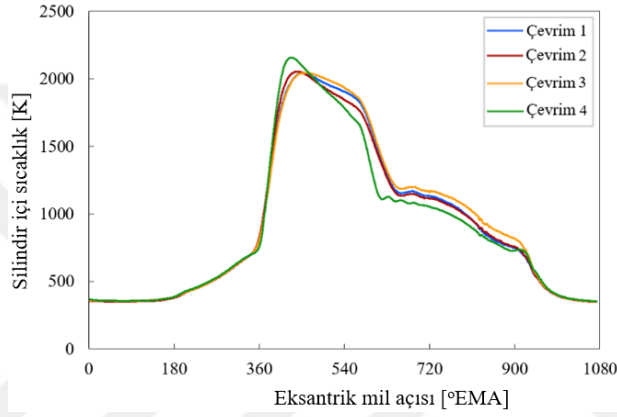
**Şekil 7.21** : CA10, CA50 ve CA90 zamanlarında farklı karışım koşulları için yanma odasındaki OH kütle kesrinin izo-yüzeyleri.

Farklı karışım koşullarında yanmanın reaksiyon mekanizması, alev cephesi yayılımının özelliklerini ortaya koyan OH radikali davranışları [42, 101, 103], Şekil 7.21'deki OH kütle kesri izo-yüzeyleri ile ortaya konmuştur. CA10 ve CA50 zamanlarına ait görseller incelendiğinde stokiyometrik karışım koşulunda OH kütle kesrinin en yüksek olduğu, fakir karışımla çalışma durumunda açığa çıkan OH kütle kesrinin ise en düşük olduğu görülmektedir. CA90 zamanına ait görseller incelendiğinde zengin karışımda yanma odasında daha az OH türü bulunduğu ve ekivalans değeri düştükçe yanma odasında daha çok OH radikali bulunduğu görülür. Bunun nedeni, zengin ve stokiyometrik karışım koşullarında alevin daha hızlı yayılması ve karışım fakirleştikçe yanma süresinin uzamasıdır.

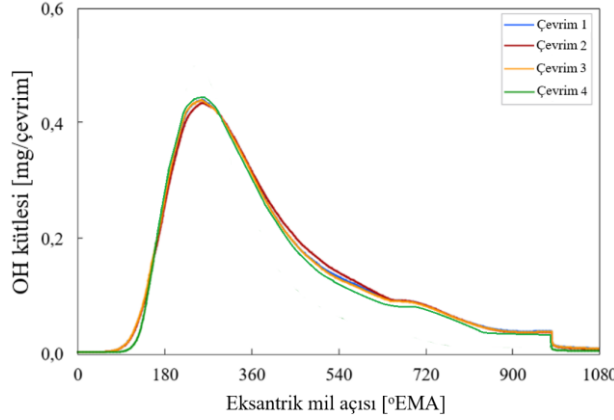
(a)



(b)



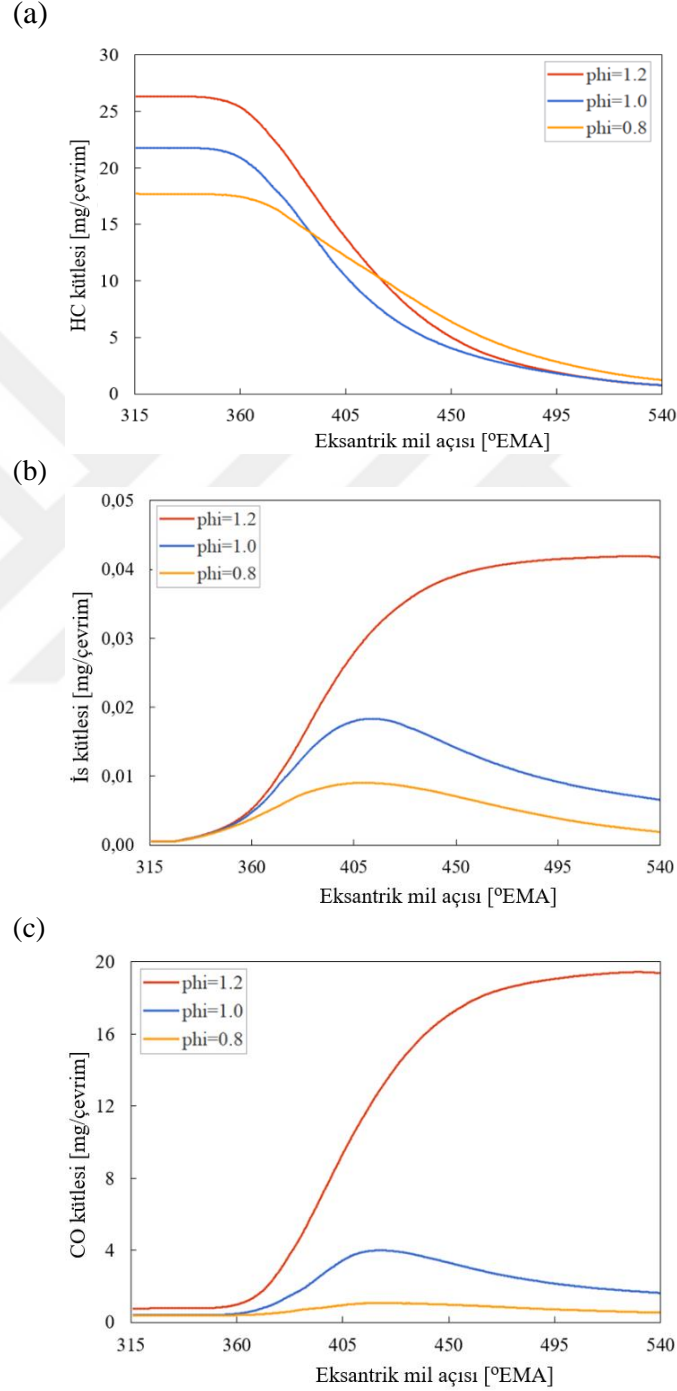
(c)



**Şekil 7.22 :** Stokiyometrik karışım koşulu için; (a) silindir içi basınç, (b) silindir içi sıcaklık, (c) OH kütlelerinin çevrimden çevrime değişimleri.

Stokiyometrik karışıma sahip Wankel motorunun bazı parametrelerinin çevrimden çevrime değişimleri Şekil 7.22'de gösterilmektedir. Çevrimden çevrime değişimler gözlenebilmesi için referans Wankel motor 4320 °EMA süresince (4 çevrim boyunca) simüle edilmiştir. Motorun çalışması sırasında çevrimsel değişimler büyükse, ilk olarak yanma olayında sorun olduğu düşünülür; mesela yanma meydana gelmeyebilir. Bu da teklemlere, artan hidrokarbon emisyonlarına neden olabilir. Fakir karışımla

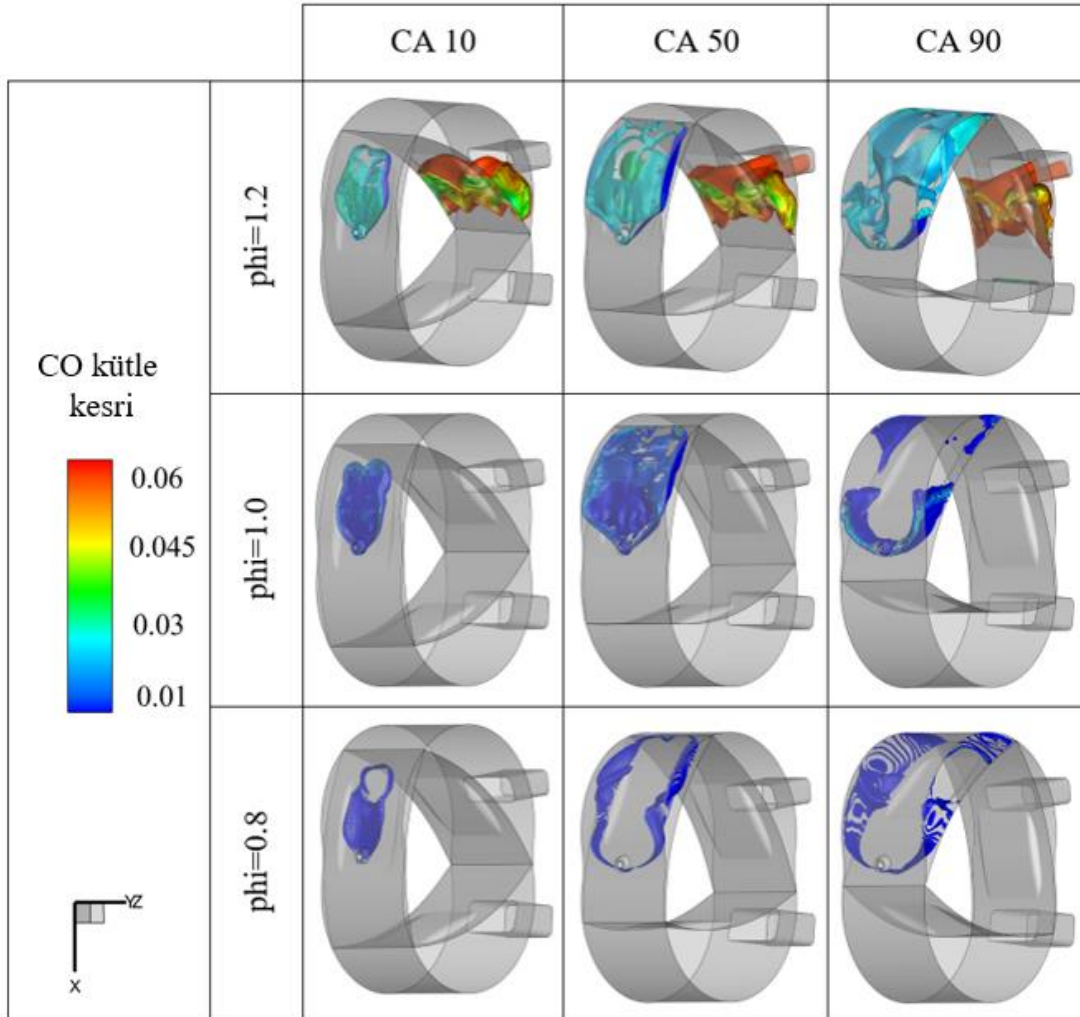
çalışma limitlerinin belirlenmesi ve kontrolünde, çevrimden çevrime değişimlerin incelenmesi önemli bir yer tutar. Şekil 7.22’de yer alan parametrelerin çevrimden çevrime değişimleri oldukça azdır. Bu da modellenen Wankel motorunda ateşleme avansı, bujinin konumu gibi pek çok parametrenin uygunluğunu ve gerçekleştirilen analizin doğruluğunu göstermektedir.



**Şekil 7.23** : Yanma odasındaki; (a) HC kütlesi, (b) is kütlesi, (c) CO kütlesinin farklı durumlar için karşılaştırması.

Emisyonlara gelince, zengin karışım koşullarındaki HC emisyonlarının kütlesi Şekil 7.23 (a)'da görüldüğü gibi en fazladır, çünkü zengin karışım yanma odasına giren en yüksek miktarda yakıtı sahiptir. Şekil 7.23 (b)'den ise ekivalans değeri arttıkça is emisyonunun arttığı anlaşılmaktadır.

Ekivalans oranı ile egzozdan salınan CO arasındaki ilişki Şekil 8.23 (c) ve Şekil 7.24'te gösterilmiştir.



**Şekil 7.24 :** CA10, CA50 ve CA90 zamanlarında farklı karışım koşulları için yanma odasındaki CO kütle kesrinin izo yüzeyleri.

Şekil 7.24'teki sonuçlar, ekivalans değeri arttıkça CO emisyonunun arttığını ortaya koymaktadır. Karbon monoksit (CO), yakıtın eksik yanmasından üretilir. Oksijen yakıtın daha iyi yanmasına yardımcı olur ve CO emisyonunu azaltır. Yakıtın tam yanması sırasında sadece karbondioksit (CO<sub>2</sub>) üretilir. Teorik olarak, stokiyometrik veya zayıf karışımlarda CO üretilmemelidir. Ancak pratikte Şekil 7.24'te görüldüğü gibi çok az miktar da olsa CO üretilir.

### 7.2.2.2 PÇ 2'den elde edilen çıkarımlar ve gelecek dönem çalışmaları

Literatürdeki güncel çalışmalarda araştırmacıların Wankel motorunun fakir karışım şartlarında çalışma imkanları ve limitleri üzerine odaklandığı görülmüştür [57,58,94]. Özellikle Wankel motorlarının İHA uygulamalarında kullanılması hedeflendiğinde fakir karışımla çalışma performansının iyileştirilmesi daha da önem kazanmaktadır. PÇ 1'den elde edilen bulgular da göz önünde bulundurulursa irtifa artışıyla özellikle ortam hava yoğunluğundaki düşmeler nedeniyle karışım oluşumu hava yakıt oranı gibi parametrelerde büyük değişimler oluşur. Eğer karışımdaki yakıt hava oranının Wankel motorunda yanma ve performans üzerine etkileri bilinirse İHA'lar için Wankel motor tasarım önerileri sunmak mümkün olabilecektir. Bu sebeplerle çalışmanın bu aşamasında yakıt hava ekivalans oranının Wankel motorunun performans karakteristikleri, yanma özellikleri ve emisyonlar üzerindeki etkisi araştırılmıştır.

Bu çalışmanın ana bulguları aşağıdaki gibi sıralanabilir;

1. Zengin karışımlarda yanma süresi kısalmış ve tutuşma zamanı daha erken gerçekleşir (advanced). Bunun tam tersi olarak, fakir karışım koşullarında yanma süresi uzar ve tutuşma zamanlaması gecikir.
2. İndike iş, stokiyometrik karışımlarda daha yüksektir. Zengin karışımlar, yakıtın tam yanması için gereken hava miktarından daha az havaya sahiptir, bu nedenle yanma kötüleşir. Fakir karışımlar ise tam yanma için yetersiz yakıtla sahiptir. Bu nedenlerden dolayı, stokiyometrik koşullarda silindir içi basınç ve ortalama silindir içi sıcaklık ve indike brüt iş (indicated gross work), diğer karışım koşullarınınkinden daha yüksektir.
3. Karışımın fakirleşmesi, yakıt-hava karışımındaki daha düşük karbon içeriği nedeniyle HC, CO ve is üretimini azaltır.

Bu araştırmanın arkasındaki temel motivasyon, Wankel motor tasarımlarına yakıt-hava eşdeğerlik oranının etkisi açısından katkıda bulunmaktır. Bu aşamadaki analiz sonuçları 0 ft irtifa içindir ve fakir karışımda emisyonlarda iyileşme sağlanmakla birlikte performans parametrelerindeki düşüş ortadadır. İrtifa artışıyla zaten soğuk çalışma şartlarına maruz kalan Wankel motorunda bir de silindir içindeki yakıt bakımından fakirleştirme yapılırsa yanma ve ateşlememe sorunları oluşacağı açıktır. Fakat mevcut benzinli Wankel motorunda Hidrojen zenginleştirme stratejisi

uygulanırsa daha az benzin kullanılarak daha yüksek performans elde edilebilir. Bu düşünceyle yola çıkarak 3. Araştırma konusuna yönelinmiştir.

### **7.2.3 PÇ 3 kapsamında yapılan çalışmalar ve simülasyon çıktıları**

Pistonlu motorlarda kullanılan yakıtta hidrojen takviyesi yapılarak yanmamış hidrokarbon emisyonları azaltılması ve ısıl verim iyileştirilmesi konuları oldukça popülerdir. Wankel motorlarına son yıllarda artan ilgiyle birlikte, Wankel motorlarda kullanılan yakıtta hidrojen katkısı yapılarak performans iyileştirme çalışmaları da yeni yeni popüler hale gelmektedir. Ayrıca, PÇ 2 yakıt-hava karışımındaki benzin kütle kesrini azaltmanın performans üzerinde ciddi bir negatif etkisi olduğunu göstermiştir. Fakat hidrojen zenginleştirme stratejisi kullanılarak yakıt-hava karışımındaki benzin miktarının düşürülmesine rağmen performans artışı sağlanması mümkün olabilir.

Öte yandan, literatürde Wankel motorunun her üç yanma odasının dahil edildiği tam motor HAD modelini kullanarak gerçekleştirilen Wankel motoruna Hidrojen zenginleştirme çalışmaları çok sınırlıdır. Üç yanma odacığının da modellendiği tam bir motor HAD modeli kullanmak, hidrojen zenginleştirme stratejisinin tüm motordaki yanma özellikleri üzerindeki etkilerini daha doğru bir şekilde göstermeye yardımcı olur.

Yukarıdaki nedenlerden yola çıkılarak çalışmanın son aşamasında hidrojen zenginleştirmenin Wankel motorunun yanma karakteristikleri, silindir içi akış özellikleri ve emisyonlar üzerindeki etkilerinin incelenmesine odaklanılmıştır. Bu amaçla üç odacıklı tam bir motor modeli oluşturulmuş ve HAD analizleri yapılmıştır. 6000 rpm sabit motor devrinde ve tam yük durumunda çalışan Wankel test motoru modeline hidrojen takviyesi stratejisi uygulanmıştır. Bu yaklaşıma dayalı olarak, yakıt hava karışımında hidrojen kütle kesri %0'dan kademeli olarak %5'e ve %10'a yükseltilmiştir.

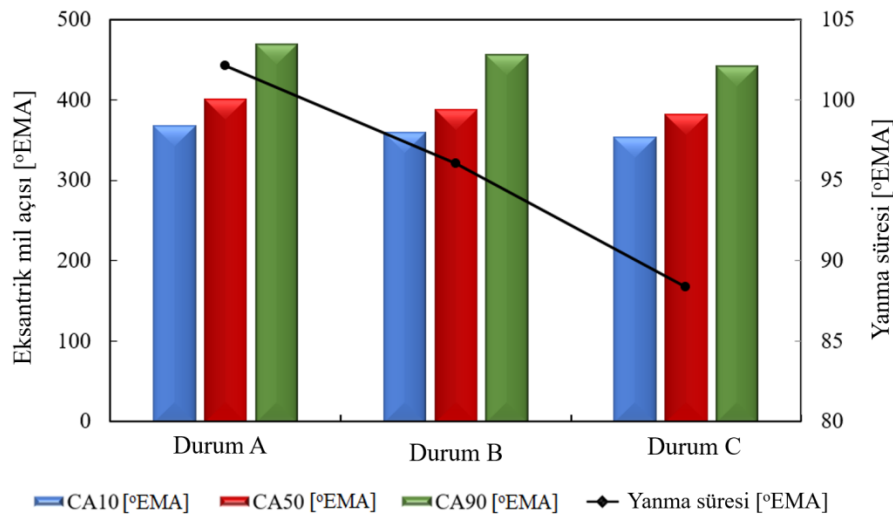
Saf benzin yakıtlı Wankel motor durumu 'DURUM A' olarak adlandırılmış, hidrojen katkısı yapılan analiz sonuçları baz veri olarak alınan 'DURUM A' sonuçları ile kıyaslanmıştır. Yakıt-hava karışımına kütlece %5 hidrojen ilavesi ile 'DURUM B'; kütlece %10 hidrojen ilavesi ile 'DURUM C' oluşturulmuştur.

Çalışmanın diğer aşamalarında olduğu gibi bu aşamada da simülasyonlar, üç yanma odacığını kapsayan tam bir motor modeli üzerinden gerçekleştirilmiştir fakat tekrara düşmemek için burada sadece 2. yanma odasının sonuçlarına yer verilmiştir.

Simülasyonlarda tüm durumlar için ateşleme avansları aynı tutulmuştur (31 °EMA). Çalışmanın sonunda Wankel motoruna hidrojen ilavesinin motor performansı ve emisyonlar açısından avantajları ve zorlukları simülasyon sonuçlarına göre değerlendirilmiştir.

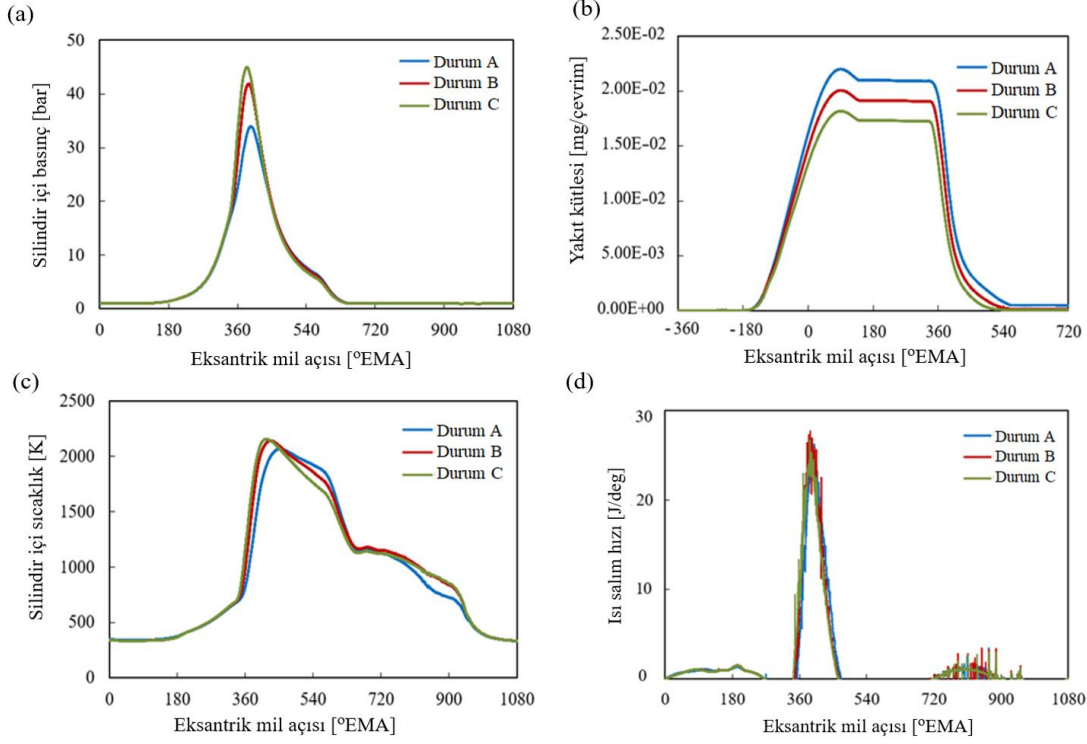
### 7.2.3.1 PÇ 3'ten elde edilen sonuçların değerlendirilmesi

Şekil 7.25'te oluşturulan durumların CA10, CA50 ve CA90 zamanları belirtilmiştir. Buna göre, çevrim sırasında DURUM A'nın CA10'u 367.04 °EMA'dır ve yakıtın %10'u nun yandığını gösteren bu değere, DURUM B ve DURUM C' de sırasıyla 7.93 °EMA ve 13.78 °EMA daha erken ulaşılır. Çevrim sırasında DURUM A'nın CA90'ı 469.18 °EMA'dır ve yakıtın %90'nının yandığını temsil eden bu değere DURUM B ve DURUM C'de sırasıyla 13.98 °EMA ve 27.56 °EMA daha erken ulaşılır. Şekil 7.25 hidrojen karışımı durumlarda karışımdaki hidrojen kütle kesri ile orantılı olarak tutuşmanın daha erken gerçekleştiğini ve yanma süresinin kısaldığını göstermektedir. Hidrojen katkısına sahip DURUM B ve DURUM C'deki yanma süresi, DURUM A'ya kıyasla sırasıyla 6.06 °EMA ve 13.77 °EMA kısalmıştır [52].



**Şekil 7.25 :** Farklı durumların CA10, CA50 ve CA90 zamanlarının karşılaştırılması.

Silindir içi basınç, sıcaklık, yanma odasındaki toplam yakıt kütlesi ve ISH, Şekil Şekil 7.26' da eksantrik mil açısına göre oluşturulan grafiklerle sunulmuştur.

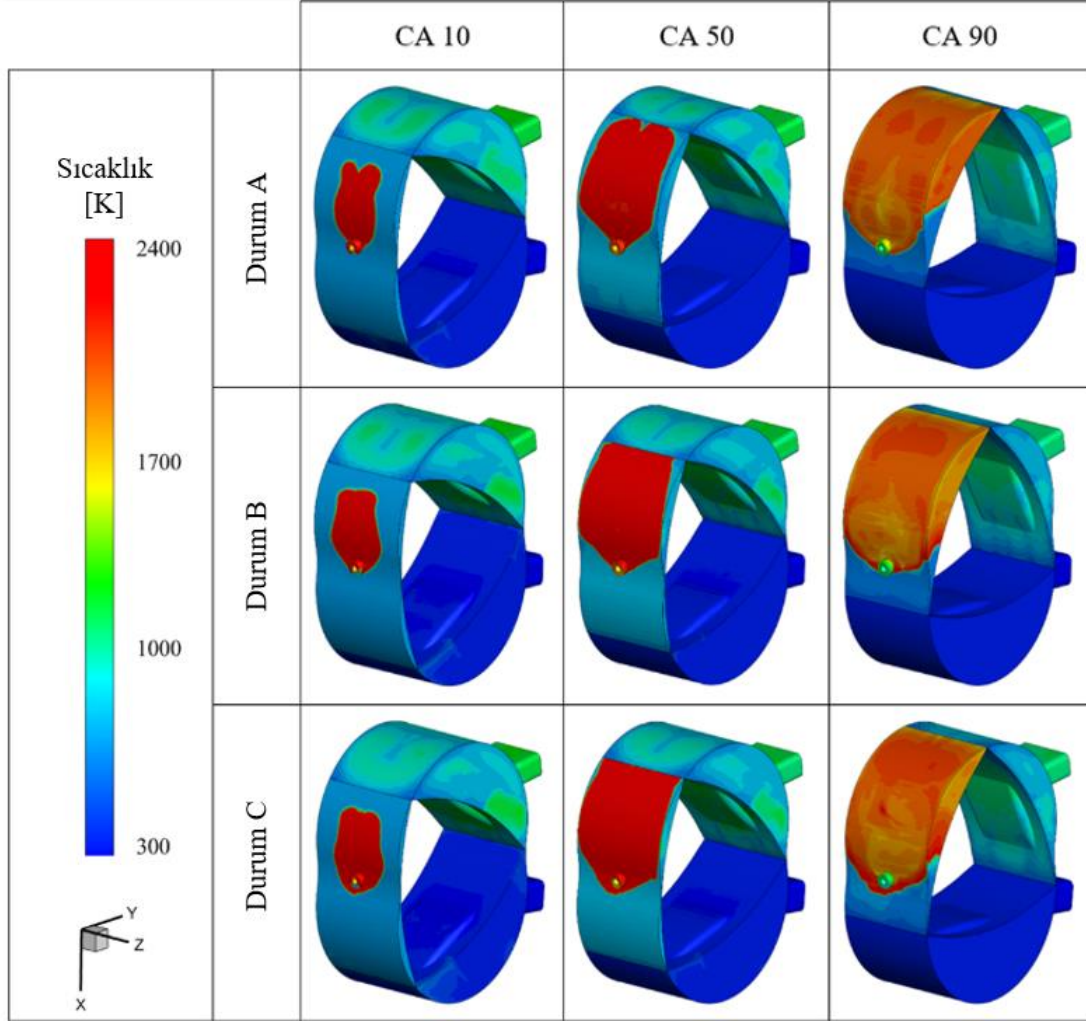


**Şekil 7.26 :** Farklı durumların; (a) silindir içi basınç, (b) yanma odasındaki toplam yakıt kütleşi, (c) sıcaklık, (d) ISH parametrelerinin °EMA göre karşılaştırılması.

Şekil 7.26 (a), yanma odasının maksimum basıncının, DURUM A'ya kıyasla, hidrojen karışımı DURUM B ve C için sırasıyla %10.81 ve %18.91 arttığını göstermektedir. Şekil 7.26 (b), yanma odasındaki toplam  $C_8H_{18}$  kütleşi gösterir. Ateşleme başladıktan sonra  $C_8H_{18}$  'in kütleşi keskin bir şekilde azalır. Yakıttaki hidrojen kütle oranı arttıkça, karışımın yanma hızı arttığı için yanma başlamasıyla birlikte  $C_8H_{18}$  kütle kesri eğrisi hidrojen katkılı karışımlarda daha hızlı bir azalış eğilimi gösterir. Şekil 7.26 (c)'de, karışımındaki hidrojen kütle kesri artışıyla yanmadaki tutuşma gecikme süresi daha kısa olduğu için ilk sıcaklığın daha hızlı arttığı diğer bir ifadeyle daha hızlı pik sıcaklığa ulaşıldığı görülür. Sıcaklık daha sonra da nispeten hızlı bir düşüş göstermiştir. Sonuçlar ISH açısından değerlendirildiğinde, hidrojen kütle oranı artmasına rağmen, her üç duruma ait simülasyon sonuçları arasında önemli bir fark yoktur (Şekil 7.26 (d)).

3B simülasyonlarda yanma odasının sıcaklık dağılımı Şekil 7.27'de gösterilmiştir. Alev yayılımının rotorun ön kenarına doğru olduğu ve özellikle DURUM A'da yanma devam ediyor olsa dahi (CA50) alevin henüz ulaşamadığı soğuk bölgelerin varlığı görülmektedir (örneğin gövde yan duvarlarına yakın bölgeler). Çünkü Wankel motorunun geometrik yapısı pistonlu motorlardan oldukça farklıdır ve yanma odasının

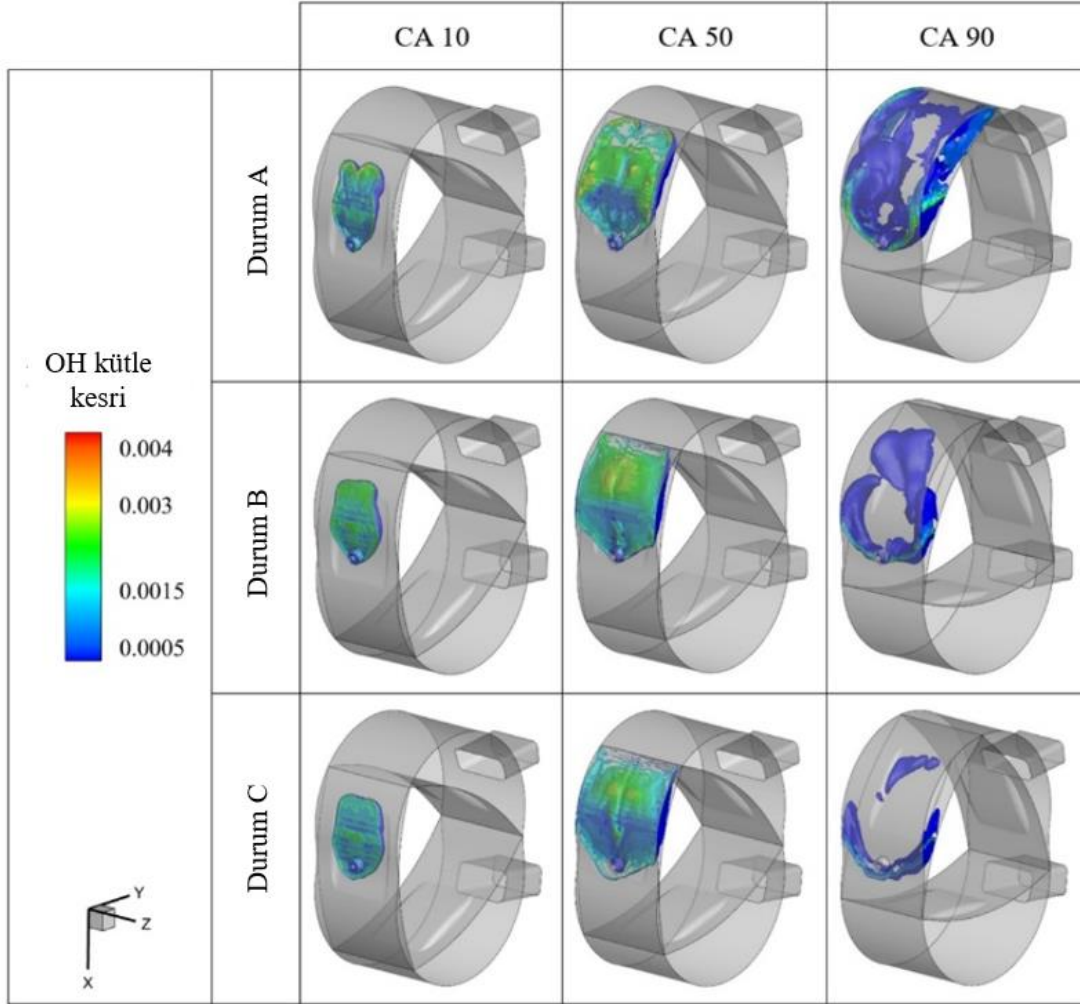
ön ve arka köşelerinde çok dar boşluklar bulunmaktadır. Bununla birlikte hidrojenin yapısı gereği alev yayılımı daha yüksektir yakıtta hidrojen katkısı yapıldığında alev gövdenin yan duvarlarına doğru genişleyebilir. Wankel motorunun geometrik kısıtları göz önünde tutulduğunda Wankel motorunda yakıtta hidrojen katkısı yapmak oldukça avantajlı olduğu söylenebilir.



**Şekil 7.27** : CA 10, CA50 ve CA90 zamanlarında farklı durumlar için sıcaklık dağılımı.

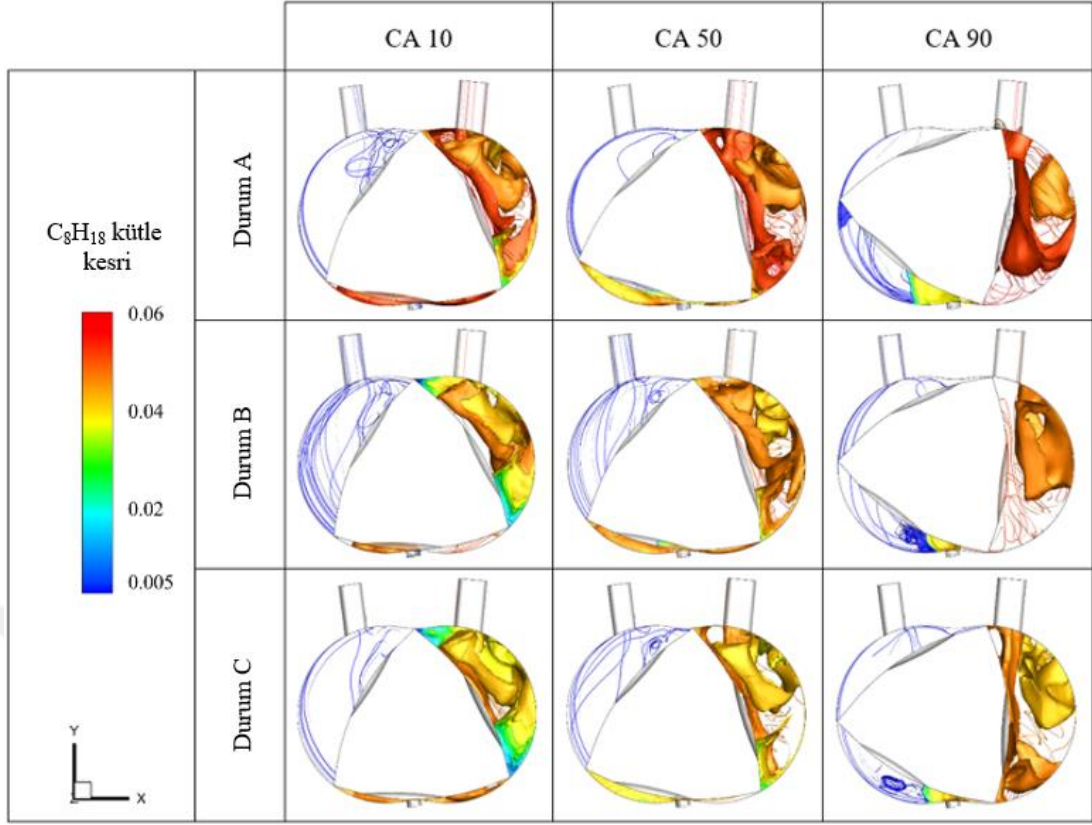
OH kütle kesri izo-yüzeyleri Şekil 7.28’de sunulmuştur. Önceki kısımlarda değinildiği üzere OH, alev önü yayılımını tespit ve takip için sıklıkla kullanılan önemli bir ara radikaldir. Saf benzin kullanılan dolgu (DURUM A) ve kütlece %5 ve %10 hidrojen ilaveli benzin dolguları (DURUM B ve DURUM C) ile gerçekleştirilen analizlerin sonucunda OH kütle kesri dağılımı Şekil 7.28’de verilmiştir. Şekil 7.28 ve Şekil 7.26 (c)’den DURUM B ve DURUM C’de alevin, DURUM A’dakinden daha hızlı yayıldığı anlaşılmaktadır. Bunun başlıca nedeni, hidrojenin daha yüksek alev hızı ve daha düşük

söndürme mesafesi karakteristiğine sahip olmasıdır. Daha yüksek alev hızı yanmayı hızlandırır ve düşük söndürme mesafesi ise alevin daha dar boşluklara yayılmasını sağlar. Şekil 7.28 ile benzer bir eğilim, hidrojen karışımlı durumlarda yan duvarlara doğru alev genişlemesi ile Şekil 7.27'de de gözlemlenmiştir.



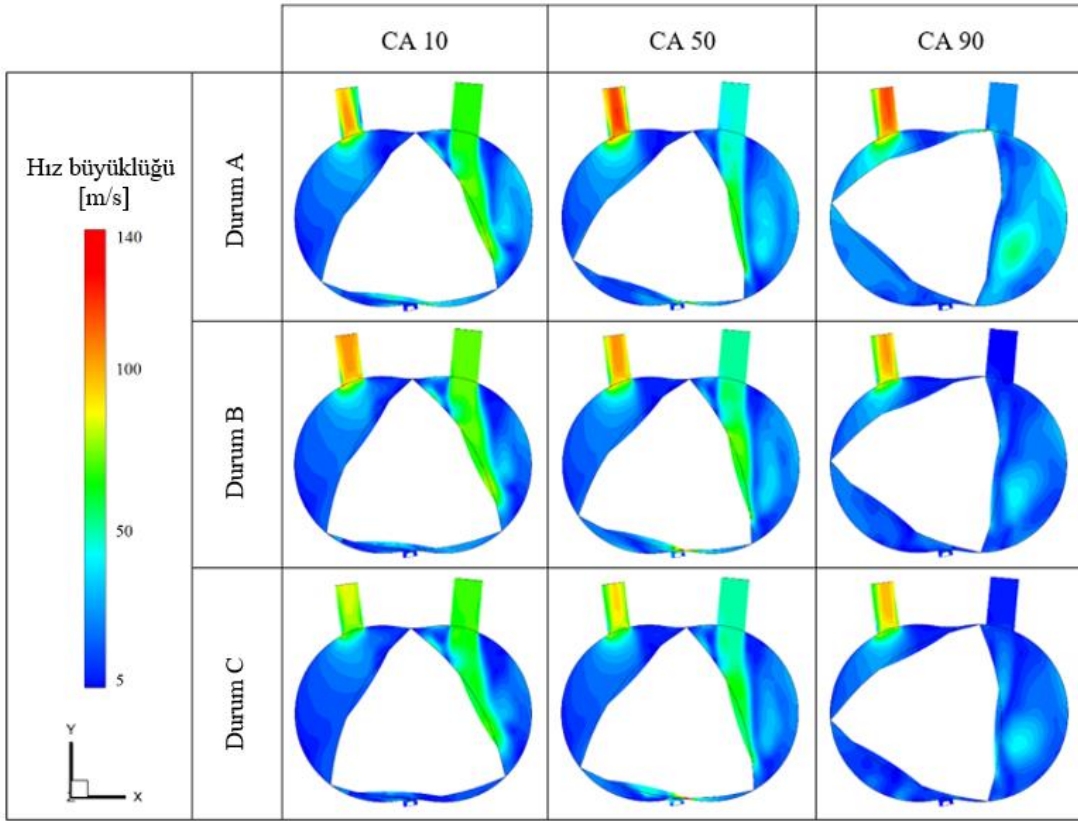
**Şekil 7.28** : CA 10, CA50 ve CA90 zamanlarında farklı durumlar için yanma odasındaki OH kütle kesrinin izo yüzeyleri ile gösterimi.

Sunulan simülasyonlar için,  $C_8H_{18}$  kütle kesri izo-yüzeyleri ve yanma odasındaki akış çizgileri Şekil 7.29'da gösterilmektedir. Yanma odasındaki toplam  $C_8H_{18}$ 'in kütle kesri beklendiği gibi DURUM A'da en yüksektir. Çünkü DURUM A'da dolgu saf benzin içermektedir. Bununla birlikte hidrojen katkısıyla birlikte DURUM B ve C'de dolgu benzin ve hidrojen olarak çift yakıtlıdır. Dolayısıyla karışımdaki hidrojen oranı arttıkça  $C_8H_{18}$  kütle oranı azalmaktadır. Ayrıca hidrojen ilavesiyle kısalan yanma süresi nedeniyle,  $C_8H_{18}$ , DURUM B ve C'de DURUM A'dan daha hızlı tükenir.

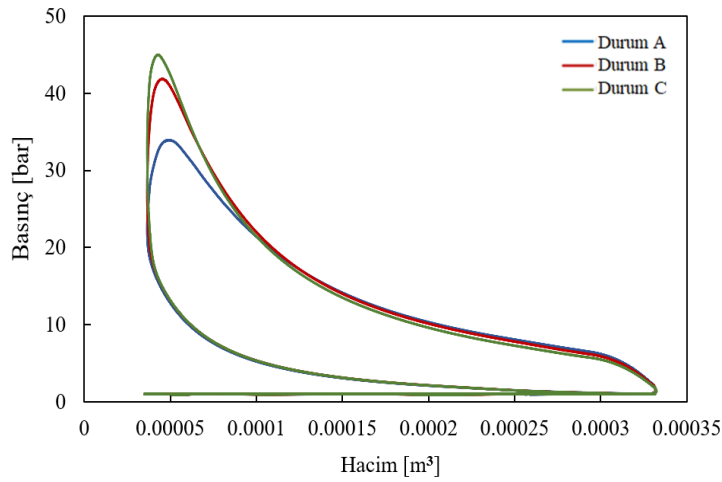


**Şekil 7.29** : CA10, CA50 ve CA90 zamanlarında farklı durumlar için  $C_8H_{18}$  kütle kesrinin izo-yüzeylerinin gösterimi

Motorun simetri ekseninden kesit alındığında orta düzlemindeki hız büyüklük dağılımı Şekil 7.30'da gösterilmektedir. Ana akış, Şekil 7.30'da görüldüğü gibi tüm durumlarda rotorun dönüş yönü nedeniyle rotorun ön kenarına (dönme yönündeki kenarına) doğru hareket eder. Ayrıca Wankel referans motorunda buji, ön kenara doğru bir açıyla yerleştirilmiştir. Bu nedenlerle alev, Şekil 7.28'de görüldüğü gibi rotorun ön kenarına doğru yayılır. Emme işlemindeki dolgu girişi ile ana akış hızı artar. Yanma odasındaki maksimum akış hızı sıkıştırma strokunda görülür ve genişleme stroku sırasında yanma odası hacmi genişledikçe azalır. Hidrojen takviyesi durumlarında emisyonlar daha düşük olduğundan,  $H_2$ 'nin kütle oranı arttıkça egzoz portundaki akış hızı azalır.

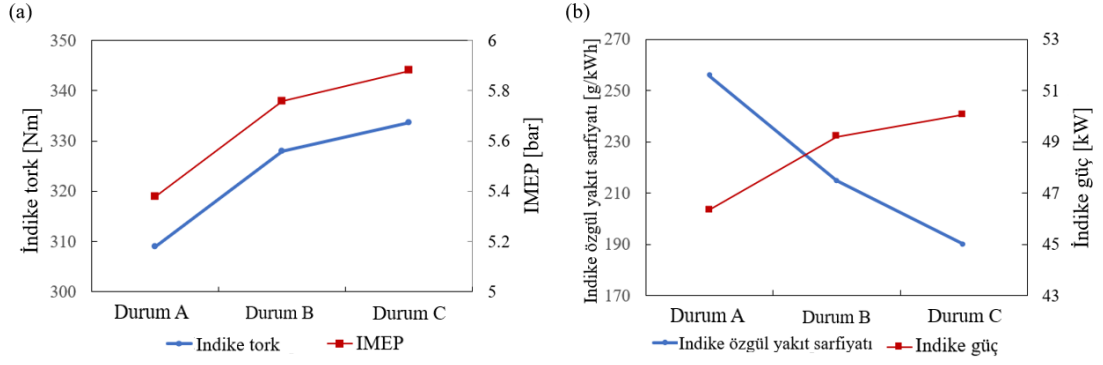


**Şekil 7.30** : CA 10, CA50 ve CA90 zamanlarında farklı durumlar için önden görünümün orta kesit düzlemindeki hız büyüklük dağılımı.



**Şekil 7.31** : Farklı durumlar için P-V diyagramları.

Şekil 7.31 'de incelenen durumların P-V diyagramları üzerinden bu durumlardan elde edilen indike işler kıyaslanmıştır. Şekil 7.31'den DURUM C'de en yüksek indike işin elde edildiği açıkça görülmektedir. DURUM B ve DURUM C'de indike iş, saf benzin kullanılan DURUM A'ya göre %5,49 ve %7,22 oranında artmıştır.

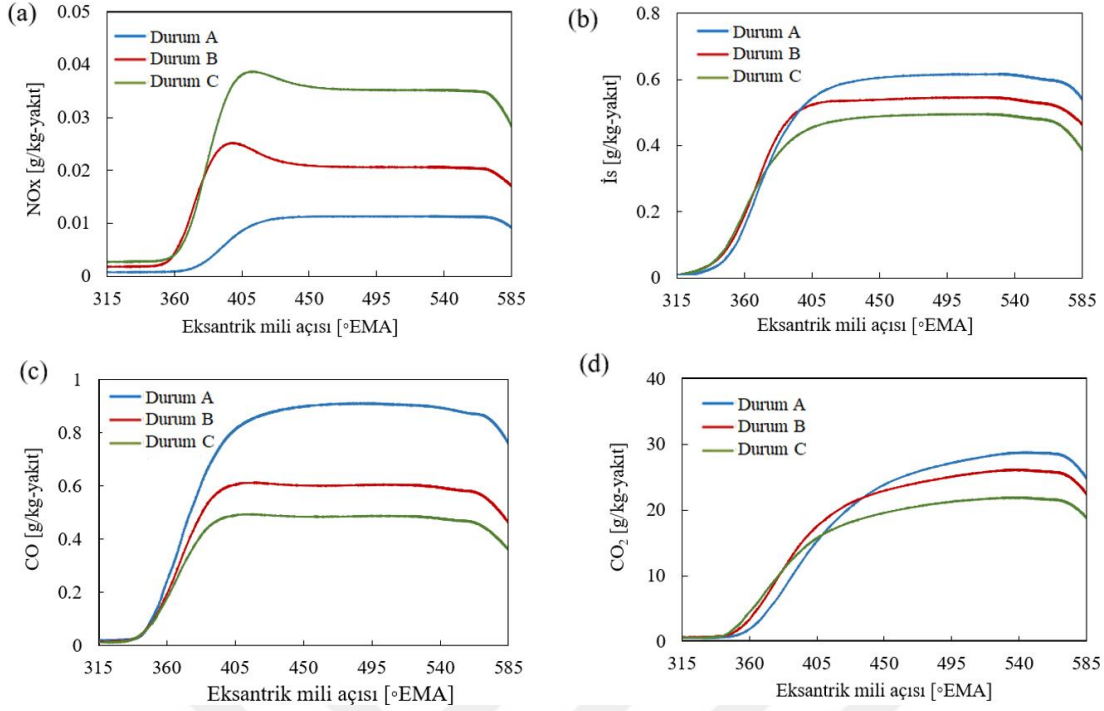


**Şekil 7.32 :** Farklı durumların performans parametrelerinin kıyaslanması.

Sunulan simülasyonların performans parametreleri Şekil 7.32'de karşılaştırılmıştır. Brüt İMEP, dolayısıyla indike tork ve indike güç, hava-yakıt karışımına eklenen hidrojen miktarıyla orantılı olarak artar (Şekil 7.32 (a), (b)). Saf benzin yakıtlı içeren DURUM A'nın simülasyon sonuçlarıyla karşılaştırıldığında, İMEP değeri DURUM B ve DURUM C'de sırasıyla % 8,18 ve %9,68 artmıştır. DURUM B ve DURUM C'nin indike tork değerleri, DURUM A'ya göre sırasıyla % 6,15 ve %7,99 artırılmıştır. Şekil 7.32 (b)'den, eklenen hidrojen miktarıyla orantılı olarak hidrojen karışımlı durumlarda toplam yakıt tüketiminin azalmasına rağmen motorun indike gücünün arttığı görülmektedir.

Tüm bu simülasyonlar için ateşleme avansı aynı alınmış sadece dolgu içeriğinde parametre değişikliği yapılmıştır. Ateşleme avansı, hidrojen katkılı yakıt karışımlarının tutuşma gecikme sürelerine göre optimize edildiğinde daha yüksek indike iş üretimi mümkün olabilecektir [46, 56].

Eksantrik mil açısına göre yanma sonucu üretilen OH, CO ve NO<sub>x</sub> kütlesi eğrileri Şekil 7.33'teki gibidir. OH genellikle alev cephesi yayılımını belirlemek için kullanıldığından, Şekil 7.33 (a)'dan alev cephesi yayılımının hidrojen katkısıyla birlikte hızlandığı ve yanma hızının arttığı anlaşılmaktadır. Hidrojenin karışımdaki kütle oranı artışına bağlı olarak silindir içi basınç da daha hızlı bir şekilde yükselir ve Şekil 7.26 (a)'da gösterildiği gibi daha yüksek bir pik değere ulaşır. Karışımdaki hidrojenin kütle oranı arttıkça yanma odasındaki ortalama sıcaklık da artar (Şekil 7.26 (b)). Hidrojen katkısı ile elde edilen daha sıcak motor çalışma koşulları Şekil 7.33 (b)'de gösterildiği gibi NO üretiminin artışına neden olur. Öte yandan, Şekil 7.33(c)'de gösterildiği gibi karışıma hidrojen katkısı yapıldığında, silindir içindeki toplam yakıt-hava karışımının daha düşük karbon içeriği ve artan yanma performansı nedeniyle yanma sonucu açığa çıkan CO kütlesi azalır.



**Şekil 7.33 :** Yanma odasındaki; (a) NO<sub>x</sub> kütle kesri, (b) is kütle kesri, (c) CO kütle kesri (d) CO<sub>2</sub> kütle kesri farklı durumlar için karşılaştırması.

### 7.2.3.2 PÇ 3'ten elde edilen çıkarımlar ve gelecek dönem çalışmaları

Çalışmamızın bu aşamasında saf benzin içeren yakıt-hava karışımına sahip bir Wankel motorunda hidrojen zenginleştirme stratejisinin etkinliği araştırılmıştır. 6000 rpm ve tam yük koşulları altında simülasyonlar tam bir motor modeli üzerinde gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma, hidrojen zenginleştirme stratejisinin motor performansını artırma ve emisyonları azaltma potansiyelini göstermektedir.

Bu çalışmanın ana bulguları aşağıda listelenmiştir;

1. H<sub>2</sub> katkısı kullanılan Wankel motor durumlarında karışımdaki hidrojen kütle oranı ile orantılı olarak yanma odasındaki yanma süresi kısalmış ve yakıt yanma hızı artmıştır.
2. Hidrojen zenginleştirme işlemi, esas olarak toplam yakıt-hava karışımının daha düşük karbon içeriği ve bu şartlar altındaki daha kısa yanma süresi nedeniyle yanma sonucu CO üretiminin azalmasını sağlar. Öte yandan, daha yüksek motor çalışma sıcaklıkları, hidrojen karışımli Wankel motor durumlarında NO üretiminin daha fazla olmasına yol açar.
3. Hidrojen ilavesi, pik silindir basıncını sırasıyla %5 (DURUM B) ve %10 (DURUM C) hidrojen kütle kesrini de sırasıyla %10.81 ve %18.91 arttırır.

Sonuç olarak, DURUM B ve DURUM C'den elde edilen indike iş de sırasıyla %5,49 ve %7,22 oranında artar.

4. Hidrojen ilavesi, alevin daha dar boşluklara yayılmasını imkan sağlar. Wankel motorunun geometrik kısıtlamaları açısından değerlendirildiğinde de hidrojen zenginleştirilmesi Wankel motorlarında çok avantajlıdır.

Gelecekteki çalışmalarda, Wankel motorundaki hidrojen zenginleştirme stratejisinin faydaları, buji ateşleme avansının ve buji konumlarının optimize edilmesiyle daha da geliştirilecektir. Ayrıca, karışım oluşumunu ve yanma sürecini iyileştirmek için tam motor HAD modeline doğrudan hidrojen enjeksiyon tekniği uygulanması da gelecek hedeflerinden bir diğeridir.

### **7.3 Değerlendirmeler ve Gelecek Hedefleri**

Bu tez çalışmasında İHA'larda kullanılan Wankel motorunun irtifa ile değişen çalışma koşulları dikkate alınarak performans karakteristikleri, yanma davranışları ve emisyonları incelenmiştir. Ayrıca yakıtta hidrojen zenginleştirme uygulanarak Wankel motorunun İHA'larda uygulama avantajlarının daha da artırılabilceği gösterilmiştir. Bu çalışma kapsamında üç temel konu üzerinde durulmuştur ve her bir konuda elde edilen bulgular ve gelecek hedefleri ayrı ayrı değerlendirilmiştir. Burada genel olarak ifade etmek gerekirse, İHA'larda kullanılmak üzere tasarlanan bir Wankel motorunda yüksek irtifalarda çalışma durumunda görülen birtakım zorluklar motorda gerçekleştirilecek yapısal modifikasyonlar ve karışım oluşumunda, içeriğinde ve ateşleme zamanında yapılacak iyileştirmelerle elimine edilebilir. Bu amaçla, Wankel motorunda yapısal olarak rotor oyuğu geometrisi, rotor muhafazası geometrisi yeniden oluşturulabilir. Bunun yanı sıra bujilerin konumu adedi ve ateşleme stratejisi modifiye edilebilir. Karışım oluşumu ve içeriğindeki modifikasyonlar ise Wankel motorunun en güncel konularındandır. Yakıtta hidrojen ve oksijen katkısının direkt veya ön karışımli olarak yanma odası içerisine alınması, doğalgaz, hidrojen etanol gibi alternatif yakıtların kullanımı çalışmaları bu konular arasında en popüler olanlarıdır.

Bu çalışmada da yakıtta hidrojen katkısı yapıldığında mevcut motordaki muhtemel performans artışı ve emisyonlardaki iyileşmeler ortaya konmuştur.

Çalışmanın doktora sonrası aşamasında ise, bu tez çalışmasındaki hidrojen zenginleştirme stratejisi kullanılarak, hidrojen katkılı, kompozit gövdeli 4 zamanlı bir

Wankel motor prototipi üretimi hedeflenmektedir. Bu çalışmada, hidrojen katkısı ile performans artışı sağlanacağı öngörülen referans Wankel motor modelinin sonuçları ve üretilen prototipten elde edilen test sonuçları kıyaslanacak ve varsa performans hedeflerindeki sapmaların tespiti sağlanacaktır. Prototip üretimi konusunda başta TEI olmak üzere firmalarla görüşme sağlanmış projelendirme için ön çalışmalar gerçekleştirilmiştir.



## KAYNAKLAR

- [1] Cihan, Ö., Doğan, H. E., Kutlar, A., Demirci, A. & Javadzadehkalkhoran, M. (2020). Evaluation of heat release and combustion analysis in spark ignition Wankel and reciprocating engine, *Fuel*, 261, 116479. 10.1016/j.fuel.2019.116479.
- [2] Ji, C., Wang, H., Shi, C., Wang, S. & Yang, J. (2021). Multi-objective optimization of operating parameters for a gasoline Wankel rotary engine by hydrogen enrichment. *Energy Conversion and Management*, 229, 113732.
- [3] Meng, H., Ji, C., Wang, S., Wang, D. ve Yang, J. (2020). Optimizing the idle performance of an n-butanol fueled Wankel rotary engine by hydrogen addition, *Fuel*, 288, 119614. 10.1016/j.fuel.2020.119614.
- [4] Pillai, K. M., Mithran, A. J., Grips, V. K. W., Kumar K., Sinha, U. K., Varadarajan, M. N., Isaac, J. J. & Murthy, Y. V. S. (2008). Design and development of an indigenous 55 hp Wankel engine, *Proceedings of the International Conference on Aerospace Science and Technology*. Bangalore, India: Haziran 26-28.
- [5] Kweon, C. M. (2011). *A Review of Heavy-Fueled Rotary Engine Combustion Technologies (Rapor No. ARL-TR-5546)*. Maryland : Army Research Laboratory Aberdeen Proving Ground Raporu. Erişim: 11 Ekim 2022. <https://apps.dtic.mil/sti/pdfs/ADA545309.pdf>
- [6] Tartakovsky, L., Baibikov, V., Gutman, M., Veinblat, M. & Reif, J. (2012). Simulation of Wankel engine performance using commercial software for piston engines, *SAE*, 2012-32-0098.
- [7] Yang, J., Ji, C., Wang, S., Su, T. & Wang, D. (2017). Numerical investigation of the effects of hydrogen enrichment on combustion and emissions formation processes in a gasoline rotary engine. *Energy Conversion and Management*, 151, 136–146.
- [8] Su, T., Ji, C., Wang, S., Shi, L., Yang, J. & Cong, X. (2017). Effect of spark timing on performance of a hydrogen-gasoline rotary engine. *Energy Conversion and Management*, 148, 120–127.
- [9] Öz, İ. H., Borat, O. & Sürmen, A. (2013). *İçten Yanmalı Motorlar*. 1.Baskı, İstanbul: Birsen Yayın evi.
- [10] Çetinkaya, S. (1989). *Wankel Motorları*, Ders Notu, Gazi Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Ankara
- [11] Wankel motorun çalışma prensibi. Teknolojik Blog. Erişim: 11 Ekim 2022.<https://www.teknolojik-blog.com/index.php/Wankel-motorun-calisma-prensibi/>
- [12] Yamamoto, K. (1981). *Rotary Engine*, 1.Baskı, Toyo Kogyo: Mazda.

- [13] **Lung, J., Yang L. J. & Wang T. H.** (2012). Design of a Small Wankel Engine, *7th IEEE International Conference on Nano/Micro Engineered and Molecular Systems (NEMS)*. Kyoto, Japonya: Mart 5-8.
- [14] **Pischinger, S.** (2005). *Internal Combustion Engines*, Ders Notu, Sayı 1, Rheinisch – Westfälische Technische Hochschule, Aachen.
- [15] **Ramesh, M. & Harinarayana, K.** (2017). New Trends In IC Engine, *International Journal of Modern Engineering Research (IJMER)*, Open Access, ISSN: 2249-6645.
- [16] **Ansdale, R. F.** (1968). *The Wankel RC Engine*, Londra: Iliffe Books Ltd.
- [17] **Özmen, M. İ.** (2015). *Tek Rotorlu Wankel Motorunun Ateşleme ve Püskürtme Ünitelerinin (Kontrol Ünitesinin) Tasarımı, İmalatı ve Bilgisayar Arayüzüyle Kontrolü*. (Yüksek Lisans Tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [18] **Fujimoto, Y.** (1987). Present and Prospective Technologies of Rotary Engine. *Society of Automotive Engineers Paper*, 870446.
- [19] **Danieli, G. A., Keck, J. C. & Heywood, J. B.** (1978). Experimental and theoretical analysis of Wankel engine performance. *SAE Technical Paper*, 780416.
- [20] **Norman, T. J.** (1983). *A performance model of a spark ignition Wankel engine*. (Yüksek Lisans Tezi). Massachusetts Institute of Technology, ABD.
- [21] **Roberts, J. M., Norman, T. J., Ekcihan, J. A. & Heywood, J. B.** (1986). Computers Models for Evaluating the Premixed and DISC Wankel Engine Performance, *SAE Technical Paper*, 860613.
- [22] **Danieli, G. A., Ferguson, C. R., Heywood, J. B. & Keck, J.C.** (1974). Predicting the emissions and performance characteristics of a Wankel engine. *SAE Technical Paper*, 740186.
- [23] **Bartrand, T. A & Willis, E. A.** (1993). *Rotary Engine Performance Computer Program (RCEMAP and RCEMAPPC): User's Guide*. (Rapor No: 19940010719), Ohio: *Levis Research Center*.
- [24] **Paulos, S. G. & Heywood, J. B.** (1983). The effect of chamber geometry of a spark-ignition engine combustion. *SAE Technical Paper*, 830334.
- [25] **Kutlar, O. A. & Cihan, Ö.** (2021). Investigation of parameters affecting rotary engine by means of a one zone thermodynamic model. *Journal of Energy Resources Technology*, 144 (4), 042304.
- [26] **Peden, M., Turner, M., Turner, J. W. G & Bailey, N.** (2018). Comparison of 1-D modelling approaches for Wankel engine performance simulation and initial study of the direct injection limitations. *SAE Technical Paper*, 2018-01-1452.
- [27] **Cihan, Ö., Kutlar, O. A., Demirci, A. & Doğan, H. E.** (2020). Effects of ignition advance on combustion, fuel consumption and emission at 13B Wankel engine. *Konya Journal of Engineering Sciences*, 8 (2), 291–229.
- [28] **Okimoto, H., Ohzeki, H. & Kawachi, M.** (1983). Improvement of rotary engine performance by new induction system, *SAE paper*, 831010, 1-11.

- [29] **Ercan, T.** (2005). *Thermodynamic and structural Design and Analysis of a Novel Turbo Rotary Engine*. (Yüksek Lisans Tezi). Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [30] **Arabacı, E.** (2009). *Turbo Döngüsel Bir Motorun Performansının Arttırılması* (Yüksek Lisans Tezi) Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
- [31] **Okur, M. & Akmandor, S.** (2017). Türbo-döngüsel motor tasarımı, imalatı ve performans değerleri. *Sürdürülebilir Havacılık Araştırmaları Dergisi*, 2 (1), 19-25.
- [32] **Okur, M., İcingür, Y. & Akmandor, S.** (2009). Turbo Döngüsel Bir Motorda Farklı Buji Konumlarının Performansa Etkisi, 5. *Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu (IATS'09)*. Karabük: Mayıs 13- 15.
- [33] **Cihan, Ö.** (2018). *Döner Pistonlu Wankel motoru ve çevrim atlatma sisteminin deneysel ve kuramsal olarak incelenmesi*. (Doktora Tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [34] **Cihan, Ö., Javadzadehkalkhoran, M., Doğan, H. E., Demirci, A. & Kutlar, A. O.** (2017). Conversion of two rotor Wankel rotary engine to single rotor experimental engine and preliminary results, *International Journal of Advances on Automotive and Technology Promech Corp. Press*, 1 (4), 198-206.
- [35] **Drogosz, P.** (2010). Geometry of the Wankel rotary Engine, *Journal of KONES Powertrain and Transport*, 17 (3), 69-74.
- [36] **Hwang, P.W., Chen, X. C. & Cheng, H. C.** (2016). Influences of ignition timing, spark plug and intake port locations on the combustion performance of a simulated rotary engine. *Journal of Mechanics*, 32(5), 579– 591.
- [37] **Khania, M. & Esmaeelzadeb, G.** (2017). Three-dimensional simulation of a novel rotary-piston engine in the motoring mode, *Propulsion and Power Research*, 6 (3), 195-205.
- [38] **Wadumesthrige, A., A., B.** (2011). *Computational investigation of optimal heavy fuel direct injection spark ignition in rotary engine* (Yüksek lisans tezi) Wright State Üniversitesi, Makine ve Malzeme Mühendisliği Bölümü, Ohio.
- [39] **Panchal P., K.** (2017). *Cfd analysis of novel variable compression ratio rotary engine* (Yüksek lisans tezi) Queen's University Kingston, Makine ve Malzeme Mühendisliği Bölümü, Ontario, Kanada.
- [40] **Leboeuf, M., Dufault, J.F., Nickerson, M. & Becker, K.** (2018). Performance of a low-blowby sealing system for a high efficiency rotary engine, *SAE Technical Paper*, 2018-01-0372. .
- [41] **Boretti, A.** (2015). Modeling unmanned aerial vehicle jet ignition Wankel engines with CAE/CFD, *Advances in Aircraft and Spacecraft Science*, 2 (4), 445-467.
- [42] **Costa, T., Nickerson, M., Littera, D. & Martins, J.** (2016). Measurement and prediction of heat transfer losses on the XMv3 rotary engine, *SAE Int. J. Engines*, 9 (4). doi:10.4271/2016-32-0033.

- [43] Spreitzer, J., Zahradnik, F. & Geringer, B. (2015). Implementation of a rotary engine (Wankel engine) in a CFD simulation tool with special emphasis on combustion and flow phenomena, *SAE Technical Paper*, 2015-01-0382.
- [44] Gkoutzamanis V., Mertzis D., Nikolaidis S. & Savvakis S. (2015). Cfd Comparison for the SARM rotary engine with a conventional reciprocating otto cycle engine. *6 th BETA CAE International Conference*, Thessaloniki, Yunanistan: Haziran 10-12.
- [45] Pisnoy, S. & Tartakovsky, L. (2021) Numerical investigation of the combined influence of three-plug arrangement and slot positioning on Wankel engine performance. *Energies* , 14, 1130.
- [46] Kutlar, O.A. & Malkaz, F. (2019). Two-stroke Wankel type rotary engine: A new approach for higher power density. *Energies*, 12, 4096.
- [47] Finkelberg, L., Kostuchenkov, A., Zelentsov, A. & Minin, V. (2019). Improvement of combustion process of spark-ignited aviation Wankel engine. *Energies*, 12, 2292.
- [48] Boughou, S. & Mohiuddin, A.K.M. (2020). Combustion chamber design effect on the rotary engine performance-A review. *International Journal of Automotive Engineering*, 11 (4), 200–212.
- [49] Fan, B., Pan, J., Yang, W., Chen, W. & Bani, S. (2017). The influence of injection strategy on mixture formation and combustion process in a direct injection natural gas rotary engine. *Applied Energy*, 187, 663-674.
- [50] Ji, C., Chang, J., Wang, S., Yang, J., Wang, D., Cheng, S., Zedong, M. & Zhang, B. (2018). Numerical study of hydrogen direct injection strategy on mixture formation and combustion process in a partially premixed gasoline Wankel rotary engine. *Energy Conversion and Management*, 176, 184-193.
- [51] Fan, B. W., Pan, J. F., Pan, Z. H., Tang, A. K., Zhu, Y. J. & Xue, H. (2015). Effects of pocket shape and ignition slot locations on the combustion processes of a rotary engine fueled with natural gas. *Applied Thermal Engineering*, 89, 11-27.
- [52] Yang, J., Ji, C., Wang, S., Wang, D., Ma, Z. & Ma, L. (2018). A comparative study of mixture formation and combustion processes in a gasoline Wankel rotary engine with hydrogen port and direct injection enrichment. *Energy Conversion and Management*, 168, 21-31.
- [53] Ohkubo, M., Tashima, S., Shimizu, R., Fuse, S. & Ebino, H. (2004). Developed technologies of the new rotary engine (Renesis). *SAE Int*, 2004-03-08.
- [54] Resor, M. I. (2014). *Computational investigation of rotary engine homogeneous charge compression ignition feasibility*. (Yüksek lisans tezi). Wright State Üniversitesi, Ohio.
- [55] Wang, H., Ji, C., Shi, C., Wang, S., Yang, J. & Ge, Y. (2021). Investigation of the gas injection rate shape on combustion, knock and emissions

- behavior of a rotary engine with hydrogen direct-injection enrichment. *International Journal of Hydrogen Energy*, 46 (27), 14790–14804.
- [56] **Fan, B., Pan, J., Liu, Y., Zhu, Y., Pan, Z., Chen, W. & Otchere, P.** (2018). Effect of hydrogen injection strategies on mixture formation and combustion process in a hydrogen direct injection plus natural gas port injection rotary engine. *Energy Conversion and Management*, 160, 150–164.
- [57] **Amrouche, F., Erickson, P. A., Varnhagen, S. & Park, J. W.** (2018). An experimental analysis of hydrogen enrichment on combustion characteristics of a gasoline Wankel engine at full load and lean burn regime. *International Journal of Hydrogen Energy*, 43 (41), 19250–19259.
- [58] **Taskiran, O.O.** (2021). Improving burning speed by using hydrogen enrichment and turbulent jet ignition system in a rotary engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 46 (57), 29649–29662.
- [59] **Kutlar, O.A.** (2016). *Tübitak Araştırma Projesi Gelişme Raporu* (Rapor No. 115M690). İstanbul : İstanbul Teknik Üniversitesi.
- [60] **Kutlar, O.A., Arslan, H. & Çalık, A. T.** (2007). Skip cycle system for spark ignition engines: an experimental investigation of a new type working strategy, *Energy Conversion and Management*, 48, 370-379.
- [61] **Gatowski, J.A., Balles, E.N., Chun, K.M. Nelson, F.E. Ekchian, J.A. & Heywood, J.B.** (1984). Heat Release Analysis of Engine Pressure Data. *SAE Paper*, 841359.
- [62] **Woschni, G.** (1967). A Universally Applicable Equation for Instantaneous Heat Transfer coefficient in Internal Combustion Engine, *SAE Paper*, 670931.
- [63] **Gamma Technologies** (Version 2016a) [Bilgisayar yazılımı]. *GT-Suite Engine Performance Application Manual*. Westmont, USA.
- [64] **Altıparmak, B.T.** (2021) *Yeni nesil kompozit dış gövdeli bir Wankel motorunun ısı ve mekanik performans analizi*. (Yüksek lisans tezi). Bursa Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.
- [65] **Vaidya, K.** (2021) *Coolant filling simulation model in 1D with GT-Suite*. (Yüksek lisans tezi). KTH Royal Institute of Technology, Enerji Teknolojisi Bölümü, İsveç.
- [66] **Yamamoto, K.** (1971), *Rotary Engine*, Tokyo, Japan: Sankaido.
- [67] **Cruz, D. A., Coelho, P. M. & Alves, M. A.** ( 2012). A simplified method for calculating heat transfer coefficients and friction factors in laminar pipe flow of non-newtonian fluids. *Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme*, 134 (9).
- [68] **Yılmaz, M.** (2009). *Effect of CDC concept on the design parameters of a heavy duty ppci engine by use of multidimensional modeling*. (Doktora tezi). Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri enstitüsü, İstanbul.

- [69] **Brasacchio, M.** (2020). *Modelling of a heavy-duty diesel engine and its conversion to real-time model.* (Yüksek lisans tezi). Politecnico Di Torino, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, İtalya.
- [70] **Chang, J., Güralp, O., Filipi, Z., Assanis, D. N., Kuo, T. W., Najt, P. & Rask, R.** (2004). New heat transfer correlation for an HCCI engine derived from measurements of instantaneous surface heat flux. *SAE Technical Paper.*
- [71] **Şanlı, A., Sayın, C., Gümüş, M., Kılıçaslan, I. & Çanakçı, M.** (2009). Numerical evaluation by models of load and spark timing effects on the in-cylinder heat transfer of a SI engine. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 56 (5), 444 -458.
- [72] **Nabi, M. N., Rasul, M. G. & Brown, R. J.** (2019). Influence of diglyme addition to diesel-biodiesel blends on notable reductions of particulate matter and number emissions. *Fuel*, 253, 811–822.
- [73] **Numesys.** (2022). Erişim: 11 Ekim 2022, <https://www.numesys.com.tr>
- [74] **Cfx Berlin Software GmbH.** (2022). Erişim: 11 Ekim 2022, <https://www.twinmesh.com/twinmesh-features/>
- [75] **Converge CFD.** (2022). Erişim: 11 Ekim 2022, <https://Convergecfcd.com/benefits/autonomous-meshing> (Erişim Tarihi: 11.10.20220).
- [76] **Richards, K. J., Senecal, P. K. & Pomraning, E.** (2022) *Converge 3.0 Manual*, Madison, WI: Convergent Science.
- [77] **Şener, R., Gül, M.Z.** (2021) Optimization of the combustion chamber geometry and injection parameters on a light-duty diesel engine for emission minimization using multi-objective genetic algorithm. *Fuel*, 304, 121379.
- [78] **Fan, B., Pan, J., Tang, A., Pan, Z., Zhu, Y. & Xue, H.** (2015). Experimental and numerical investigation of the fluid flow in a side-ported rotary engine. *Energy Conversion and Management*, 95, 385–97.
- [79] **Ji, C., Chang, K., Wang, S., Yang, J., Wang D, Meng, H. & Wang, H.** (2021). Effect of injection strategy on the mixture formation and combustion process in a gasoline direct injection rotary engine. *Fuel*, 304, 121428.
- [80] **Senecal, P.K., Pomraning, E. & Richards, K.J.** (2003). Multi-dimensional modeling of direct-injection diesel spray liquid length and flame lift-off length using CFD and parallel detailed chemistry, *SAE Paper*, 2003-01-1043.
- [81] **Senecal, P.K., Richards, K.J., Pomraning, E., Yang, T., Dai, M.Z., McDavid, R.M., Patterson, M.A., Hou, S. & Shethaji, T.** (2007). A new parallel cut-cell cartesian cfd code for rapid grid generation applied to in-cylinder diesel engine simulations, *SAE Paper* 2007-01-0159.
- [82] **Lawrence Livermore National Laboratory, SUNDIALS.** Erişim: 11 Ekim 2022, <https://computation.llnl.gov/casc/sundials/main.html>
- [83] **Jia, M., Peng, Z. & Xie, M.** (2009). Numerical investigation of soot reduction potentials with diesel homogeneous charge compression ignition

combustion by an improved phenomenological soot model, *Journal of Automobile Engineering*, 223 (3), 395-412.

- [84] **Turns, S.R.** (1996). *An Introduction to Combustion*, Bratislava: McGraw-Hill, Inc..
- [85] **Şener, R.** (2020). *Development of a single cylinder high performance and low emission compression ignition engine with advanced experimental and numerical simulation methods.* (Doktora tezi). Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri enstitüsü, İstanbul.
- [86] **Hiroyasu, H. & Kadota, T.** (1976). Models for combustion and formation of nitric oxide and soot in direct injection diesel engines, *SAE Tech. Paper Series*, 760129.
- [87] **Hiroyasu, H., Kadota, T. & Arai, M.** (1983). Development and use of a spray combustion modeling to predict diesel engine efficiency and pollutant emissions. *Bulletin of JSME*, 26, 569-576.
- [88] **Richards, K. J., Senecal, P. K., & Pomraning, E.** (2019). *Converge 2.4 Manual*. Madison, WI: Convergent Science.
- [89] **Senecal, P. K., Pomraning, E., Richards, K. J. & Som, S.** (2012). *Grid-Convergent spray models for internal combustion engine CFD simulations*, Proceedings of the ASME 2012 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference ICEF2012, Vancouver, Kanada : Eylül 23-26.
- [90] **Senecal, P. K., Pomraning, E., Richards, K. J. & Som, S.** (2013). An investigation of grid Convergence for spray simulations using an les turbulence model, *SAE Technical Paper*.
- [91] **Som, S., Longman, D., Aithal, S. & Bair, R.** (2013). A Numerical Investigation on Scalability and Grid Convergence of Internal Combustion Engine Simulations, *SAE Technical Paper*, 2013-01-1095.
- [92] **Berger, M. & Olinger, J.** (1984). Adaptive mesh refinement for hyperbolic partial differential equations. *Journal of Computational Physics*, 53 (484), 512.
- [93] **Vanella, M., Rabenold, P. & Balaras, E.** (2010). A directforcing embedded-boundary method with adaptive mesh refinement for uidstructure interaction problems. *Journal of Computational Physics*, 229, 6427-6449
- [94] **Taskiran, O.O., Calik, A.T. & Kutlar, A. O.** (2019). Comparison of flow field and combustion in single and double side ported rotary engine. *Fuel*, 254, 115651.
- [95] **Wang, S., Ji, C. & Zhang, B.** (2010). Effects of hydrogen addition and cylinder cutoff on combustion and emissions performance of a spark-ignited gasoline engine under a low operating condition. *Energy*, 35 (12), 4754-4760.
- [96] **Monemian, E. & Cairns, A.** (2020). Hydrogen Fumigation on HD Diesel Engine: An Experimental and Numerical Study.

- [97] Walther, H., Schlatter, S., Wachtmeister, G., Boulouchos, K. (2011). Combustion Models for Lean-Burn Gas Engines with Pilot Injection, MTZ Paper 02I2012.
- [98] Sürmen, A., Karamangil, M. İ. & Arslan, R. (2019). *Motor Termodinamiği*, Bursa: Aktüel.
- [99] Sadiqa, G., AlDadahb, R. & Mahmoudb, S. (2019). Development of rotary Wankel devices for hybrid automotive applications, *Energy Conversion and Management*, 202 (15).
- [100] Raju, M. & Willis, E. (1991). Three-dimensional analysis and modeling of a Wankel engine. *SAE Technical Paper*, 910701.
- [101] Kan, Z., Hu, Z., Lou, D., Cao, Z. & Cao, J. (2017). Effect of the altitude on the combustion characteristics of a low-compression-ratio diesel engine during the start-up process. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, *Journal of Automobile Engineering*, 231 (13), 1838–1847.
- [102] Paul, S. (2012). *Sarbanes Transit in Parks Technical Assistance Center, Performance of Alternative Fuels at High Altitude Technical Report* (Rapor No: 2018/02/TRIPTAC ). Erişim: 11 Ekim 2022. [https://westerntransportationinstitute.org/wpcontent/uploads/2018/02/TRIPTAC-TA\\_Alternative\\_Fuels\\_Altitude.pdf](https://westerntransportationinstitute.org/wpcontent/uploads/2018/02/TRIPTAC-TA_Alternative_Fuels_Altitude.pdf).
- [103] Tanaka, T. & Tabata, M. (1994). Planar measurements of OH radicals in an S.I. engine based on laser induced fluorescence. *SAE Paper*, 940477.
- [104] Oh, S., Park, C. Nguyen, D., Kim, S., Kim, Y., Choi, Y. & Lee, J. (2021) Investigation on the operable range and idle condition of hydrogen-fueled spark ignition engine for unmanned aerial vehicle (UAV), *Energy*, 237, 121645.
- [105] Wang, X., Ge, Y. & Yu, L. (2013) Combustion and emission characteristics of a heavy-duty diesel engine at idle at various altitudes. *SAE International Journal of Engines*, 6 (2), 1145–1151.
- [106] Li, A., Zheng, Z. & Peng, T. (2021). Effect of water injection timing on the combustion and emissions of a direct injection gasoline engine. *Energy Technology Journal*, 9, 2001064.
- [107] Berckmüller, M., Rottengruber, H., Eder, A., Brehm, N., Elsässer, G., Müller, G. & Schwarz, C. (2003). Potentials of a charged SI-hydrogen engine. *SAE Technical Paper*, 01-3210.

## EKLER

**EK A:** Wankel motor ve Pistonlu motorlar arasında benzerlik bağıntıları [6].

| Parametre                  | Wankel motor   | Pistonlu motor   |
|----------------------------|--|--|
| Yer değiştirme             | $V_d = 3\sqrt{3} \cdot e \cdot R \cdot H$  | $V_d = \pi B^2 r / 2$  |
| Sıkıştırma oranı           | $\varepsilon = (V_d + V_c) / V_c$  | $\varepsilon = (V_d + V_c) / V_c$  |
| Yanma odasının anlık hacmi | $V_{(\alpha)} = \frac{3\sqrt{3}}{2} eRH \left[ 1 - \sin\left(\frac{2}{3}\alpha + \frac{\pi}{6}\right) \right] + V_c$ | $V(\alpha) = \frac{\pi B^2 r}{4} \left[ 1 + \frac{l}{r} - \cos \alpha - \sqrt{\left(\frac{l}{r}\right)^2 - \sin^2 \alpha} \right] + V_c$ |
| Yanma odasının yüzey hacmi | $A(\alpha) = A_c + A_{hous}(\alpha) + 2A_{sideplate}(\alpha)$  | $A(\alpha) = \frac{\pi \cdot B^2}{2} + \frac{4 \cdot V(\alpha)}{B} + \frac{2\pi \cdot B \cdot r}{\varepsilon - 1}$                       |

**EK B: "mech.dat" dosyası.**

```
! REACTION MECHANISM OF PRF -----
! Yao-Dong Liu, Ming Jia, Mao-Zhao Xie, and Bin Pang
! Enhancement on a skeletal kinetic model for Primary
Reference
! Fuel oxidation by using a semi-decoupling methodology
! Energy & Fuels (2012)
! DALIAN UNIVERSITY OF TECHNOLOGY-----
! December, 2011 -----
! Units are cm3, mole, cal; k = A*T**n exp(-E/RT).
! 44 species and 139 reactions for PRF, 4 species and 13
reactions for NOx.
! Low temperature and decomposition reactions are based
on Tanaka and Tsurushima.
! C2-C3 reactions are from Patel, SAE 2004-01-0558.
! C2H2 reactions are from LLNL.
! Other small molecule reactions are from Klippenstein,
Proceedings of the Combustion Institute 33 (2011)
351`C357.
! NOx reactions are from Golovitchev,
http://www.tfd.chalmers.se/~valeri/MECH.html
ELEMENTS
H O N C
END
SPECIES
IC8H18          O2          N2          CO2
H2O
CO              H2          OH
H2O2           HO2
H              O          CH4
CH3O           CH2O
HCO            CH3         C2H3
C2H4           C2H5
C3H4           C3H5         C3H6
C3H7           C7H16
C7H15          C7H15O2      C7H14OOH
O2C7H14OOH     C7KET
C5H11CO        C7H14        C8H17
C8H17O2        C8H16OOH
O2C8H16OOH     C8KET        C6H13CO
C8H16          N
N2O            NO          NO2
CH2OH          CH3OH
C2H2           CH2CO       HCCO
END
REACTIONS
C7H16+O2=C7H15+HO2
1.0000000E+16  0.00000  4.6000000E+04
REV/ 1.0000000E+12  0.00000  0.0000000E+00/
```

C7H15+O2=C7H15O2  
 3.0000000E+12 0.00000 0.0000000E+00  
 REV/ 2.5100000E+13 0.00000 2.7400000E+04/  
 C7H15O2=C7H14OOH  
 1.5100000E+11 0.00000 1.9000000E+04  
 REV/ 1.0000000E+11 0.00000 1.1000000E+04/  
 C7H14OOH+O2=O2C7H14OOH  
 6.1600000E+10 0.00000 0.0000000E+00  
 REV/ 2.5100000E+13 0.00000 2.7400000E+04/  
 O2C7H14OOH=>C7KET+OH  
 8.9100000E+10 0.00000 1.7000000E+04  
 C7KET=>C5H11CO+CH2O+OH  
 3.9800000E+15 0.00000 4.3000000E+04  
 C5H11CO+O2=>C3H7+C2H3+CO+HO2  
 3.1600000E+13 0.00000 1.0000000E+04  
 C7H16+OH=>C7H15+H2O  
 5.0000000E+13 0.00000 3.0000000E+03  
 C7H15+O2=C7H14+HO2  
 3.1600000E+11 0.00000 6.0000000E+03  
 REV/ 3.1600000E+11 0.00000 1.9500000E+04/  
 C7H14+O2=>C3H6+C2H5+CH2O+HCO  
 3.1600000E+13 0.00000 1.0000000E+04  
 C7H16+HO2=>C7H15+H2O2  
 1.0000000E+13 0.00000 1.6950000E+04  
 C7H15=>C3H6+C2H5+C2H4  
 6.5000000E+12 0.00000 2.8810000E+04  
 IC8H18+O2=C8H17+HO2  
 6.0000000E+15 0.00000 4.6000000E+04  
 REV/ 1.0000000E+12 0.00000 0.0000000E+00/  
 C8H17+O2=C8H17O2  
 1.0000000E+12 0.00000 0.0000000E+00  
 REV/ 2.5100000E+13 0.00000 2.7400000E+04/  
 C8H17O2=C8H16OOH  
 1.5100000E+11 0.00000 2.1800000E+04  
 REV/ 1.0000000E+11 0.00000 1.1000000E+04/  
 C8H16OOH+O2=O2C8H16OOH  
 1.1600000E+11 0.00000 0.0000000E+00  
 REV/ 2.5100000E+13 0.00000 2.7400000E+04/  
 O2C8H16OOH=>C8KET+OH  
 8.9100000E+10 0.00000 1.7000000E+04  
 C8KET=>C6H13CO+CH2O+OH  
 3.9800000E+15 0.00000 4.3000000E+04  
 C6H13CO+O2=>C3H7+C3H5+CO+HO2  
 3.1600000E+13 0.00000 1.0000000E+04  
 IC8H18+OH=>C8H17+H2O  
 2.0000000E+13 0.00000 3.0000000E+03  
 C8H17+O2=C8H16+HO2  
 3.1600000E+11 0.00000 6.0000000E+03  
 REV/ 3.1600000E+11 0.00000 1.9500000E+04/  
 C8H16+O2=>C3H7+C3H6+CH2O+HCO  
 3.1600000E+13 0.00000 1.0000000E+04

IC8H18+HO2=>C8H17+H2O2  
1.0000000E+13

.  
. .  
. .  
. .  
. .  
. .  
. .

END



**EK C : “therm.dat” dosyası.**

```
THERMO
  300.000  1000.000  5000.000
IC8H18          C   8H  18          G   300.00
5000.00 1396.00      1
  2.71373590E+01 3.79004890E-02-1.29437358E-05
2.00760372E-09-1.16400580E-13      2
-4.07958177E+04-1.23277495E+02-4.20868893E+00
1.11440581E-01-7.91346582E-05      3
  2.92406242E-08-4.43743191E-12-2.99446875E+04
4.49521701E+01          4
O2              O    2          G   300.00
5000.00 1000.00      1
  3.69757800E+00 6.13519700E-04-1.25884200E-07
1.77528100E-11-1.13643500E-15      2
-1.23393000E+03 3.18916600E+00 3.21293600E+00
1.12748600E-03-5.75615000E-07      3
  1.31387700E-09-8.76855400E-13-1.00524900E+03
6.03473800E+00          4
N2              N    2          G   300.00
5000.00 1000.00      1
  2.92664000E+00 1.48797700E-03-5.68476100E-07
1.00970400E-10-6.75335100E-15      2
-9.22797700E+02 5.98052800E+00 3.29867700E+00
1.40824000E-03-3.96322200E-06      3
  5.64151500E-09-2.44485500E-12-1.02090000E+03
3.95037200E+00          4
CO2             C   10  2          G   300.00
5000.00 1000.00      1
  4.45362300E+00 3.14016900E-03-1.27841100E-06
2.39399700E-10-1.66903300E-14      2
-4.89669600E+04-9.55395900E-01 2.27572500E+00
9.92207200E-03-1.04091100E-05      3
  6.86668700E-09-2.11728000E-12-4.83731400E+04
1.01884900E+01          4
H2O             H   20  1          G   300.00
5000.00 1000.00      1
  2.67214600E+00 3.05629300E-03-8.73026000E-07
1.20099600E-10-6.39161800E-15      2
-2.98992100E+04 6.86281700E+00 3.38684200E+00
3.47498200E-03-6.35469600E-06      3
  6.96858100E-09-2.50658800E-12-3.02081100E+04
2.59023300E+00          4
CO              C   10  1          G   300.00
5000.00 1000.00      1
  3.02507800E+00 1.44268900E-03-5.63082800E-07
1.01858100E-10-6.91095200E-15      2
-1.42683500E+04 6.10821800E+00 3.26245200E+00
1.51194100E-03-3.88175500E-06      3
```



**EK D : “moving\_wankel.in” dosyası.**

```
TEMPORAL
CYCLIC          1080.0
crank           x                y                z
v1x             v1y             v1z             v2x
v2y             v2z
supplied_position -3.737842211674e-011 -1.149999847015e-
002 3.449900075793e-002 1.000000000000e+000
0.000000000000e+000 0.000000000000e+000
0.000000000000e+000 1.000000000000e+000
0.000000000000e+000
0.000000000000e+000 -3.737842211674e-011 -
1.149999847015e-002 3.449900075793e-002
1.000000000000e+000 0.000000000000e+000
0.000000000000e+000 0.000000000000e+000
1.000000000000e+000 0.000000000000e+000
5.000000000000e-001 -1.003551822580e-004 -
1.149956058512e-002 3.449900075793e-002 9.999957692055e-
001 -2.908877984362e-003 0.000000000000e+000
2.908877984362e-003 9.999957692055e-001
0.000000000000e+000
1.000000000000e+000 -2.007026847019e-004 -
1.149824696403e-002 3.449900075793e-002 9.999830768577e-
001 -5.817731354994e-003 0.000000000000e+000
5.817731354994e-003 9.999830768577e-001
0.000000000000e+000
1.500000000000e+000 -3.010349028593e-004 -
1.149605770691e-002 3.449900075793e-002 9.999619230642e-
001 -8.726535498374e-003 0.000000000000e+000
8.726535498374e-003 9.999619230642e-001
0.000000000000e+000
2.000000000000e+000 -4.013441960433e-004 -
1.149299298049e-002 3.449900075793e-002 9.999323080038e-
001 -1.163526580140e-002 0.000000000000e+000
1.163526580140e-002 9.999323080038e-001
0.000000000000e+000
2.500000000000e+000 -5.016229253130e-004 -
1.148905301816e-002 3.449900075793e-002 9.998942319271e-
001 -1.454389765158e-002 0.000000000000e+000
1.454389765158e-002 9.998942319271e-001
0.000000000000e+000
3.000000000000e+000 -6.018634540548e-004 -
1.148423811997e-002 3.449900075793e-002 9.998476951564e-
001 -1.745240643728e-002 0.000000000000e+000
1.745240643728e-002 9.998476951564e-001
0.000000000000e+000
3.500000000000e+000 -7.020581485643e-004 -
1.147854865257e-002 3.449900075793e-002 9.997926980854e-
001 -2.036076754789e-002 0.000000000000e+000
```

2.036076754789e-002 9.997926980854e-001  
0.000000000000e+000  
4.000000000000e+000 -8.021993786277e-004 -  
1.147198504925e-002 3.449900075793e-002 9.997292411795e-  
001 -2.326895637406e-002 0.000000000000e+000  
2.326895637406e-002 9.997292411795e-001  
0.000000000000e+000  
4.500000000000e+000 -9.022795181026e-004 -  
1.146454780986e-002 3.449900075793e-002 9.996573249756e-  
001 -2.617694830787e-002 0.000000000000e+000  
2.617694830787e-002 9.996573249756e-001  
0.000000000000e+000  
5.000000000000e+000 -1.002290945499e-003 -  
1.145623750077e-002 3.449900075793e-002 9.995769500822e-  
001 -2.908471874311e-002 0.000000000000e+000  
2.908471874311e-002 9.995769500822e-001  
0.000000000000e+000  
5.500000000000e+000 -1.102226044559e-003 -  
1.144705475483e-002 3.449900075793e-002 9.994881171795e-  
001 -3.199224307541e-002 0.000000000000e+000  
3.199224307541e-002 9.994881171795e-001  
0.000000000000e+000  
6.000000000000e+000 -1.202077204839e-003 -  
1.143700027136e-002 3.449900075793e-002 9.993908270191e-  
001 -3.489949670250e-002 0.000000000000e+000  
3.489949670250e-002 9.993908270191e-001  
0.000000000000e+000  
6.500000000000e+000 -1.301836822285e-003 -  
1.142607481603e-002 3.449900075793e-002 9.992850804242e-  
001 -3.780645502439e-002 0.000000000000e+000  
3.780645502439e-002 9.992850804242e-001  
0.000000000000e+000  
7.000000000000e+000 -1.401497299817e-003 -  
1.141427922087e-002 3.449900075793e-002 9.991708782897e-  
001 -4.071309344360e-002 0.000000000000e+000  
4.071309344360e-002 9.991708782897e-001  
0.000000000000e+000  
7.500000000000e+000 -1.501051047903e-003 -  
1.140161438416e-002 3.449900075793e-002 9.990482215819e-  
001 -4.361938736534e-002 0.000000000000e+000  
4.361938736534e-002 9.990482215819e-001  
0.000000000000e+000  
8.000000000000e+000 -1.600490485141e-003 -  
1.138808127036e-002 3.449900075793e-002 9.989171113385e-  
001 -4.652531219775e-002 0.000000000000e+000  
4.652531219775e-002 9.989171113385e-001  
0.000000000000e+000  
8.500000000000e+000 -1.699808038832e-003 -  
1.137368091009e-002 3.449900075793e-002 9.987775486691e-  
001 -4.943084335209e-002 0.000000000000e+000



## ÖZGEÇMİŞ

**Ad-Soyad** : Merve Küçük

**Doğum Tarihi ve Yeri** :

**E-posta** :

### ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2012, Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü
- **Yüksek Lisans** : 2017, Bursa Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Makine Mühendisliği