

DÖNER PİSTONLU MOTORLARIN (NSU - WANKEL) YANMA ODASININ
SAYISAL MODELLEMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Osman Akın KUTLAR

Ana Bilim Dalı : MAKİNA

Programı : OTOMOTİV

HAZİRAN 1989

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DÖNER PİSTONLU MOTORLARIN (NSU - WANKEL) YANMA ODASININ

SAYISAL MODELLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAK
DZ 148
KUT

Mak.Müh. Osman Akın KUTLAR



030139550015

| | |
|--------|-----------|
| I.T.Ü. | ENSTİTÜSÜ |
| D. | 13955 |
| KOT | 148 |

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 12.Haziran.1989

Tezin Savunulduğu Tarih : 6.Temmuz. 1989

Tez Danışmanı : Prof.Dr. Behçet SAFGÖNÜL

Diğer Jüri Üyeleri : Prof.Dr. Yaşar ÖZEMİR

Doç.Dr. Ertuğrul ARSLAN

HAZİRAN 1989

İ Ç İ N D E K İ L E R

| | |
|---|-----|
| Ö N S Ö Z | iii |
| Ö Z E T | iv |
| S U M M A R Y | v |
| N O T A S Y O N L İ S T E S İ | |
| 1. G İ R İ Ő | 1 |
| 1.1. Konu ve Önemi | 1 |
| 2. NSU - WANKEL MOTORUNUN YAPISAL ÖZELLİKLERİ | 5 |
| 2.1. NSU - Wankel Motorunun Yapısı ve İşleyişi | 5 |
| 2.2. NSU - Wankel Motorunun Geometrik Yapısı | 5 |
| 2.2.1. Gövde Yüzeyini Oluşturan Trokoid Eğrisi. | 6 |
| 2.2.2. Piston Dış Yüzeyini Oluşturan Trokoid Eğrisi | 7 |
| 2.2.3. Dönme Açısı R/e Oranı | 8 |
| 2.2.4. Genişletilmiş Epitrokoid Eğrisi (Dış Teker) | 9 |
| 2.2.5. NSU - Wankel Motorunda Hacim Değişiminin ve Strok Hacminin Hesaplanması | 11 |
| 2.2.6. NSU - Wankel Motorunda Yanma Odasının Yüzey Alanı Değişiminin Hesaplanması | 13 |
| 2.2.7. Piston Köşelerinin Kayma Hızı | 19 |
| 2.2.8. Yanma Odasının Yüzey Alanı ile Strok Hacminin Oranı | 20 |
| 3. NSU - WANKEL MOTORUNUN YANMA ODASININ MODELLENMESİ | 22 |
| 3.1. Modellemenin Tarifi | 22 |
| 3.2. 0. Boyutlu Yanma Odası Modellenmesi | 23 |
| 3.2.1. Çevrimin Termodinamik Açıdan İncelenmesi | 23 |
| 3.2.2. Isı Geçişi | 28 |
| 3.2.2.1. Isı Akımı | 29 |
| 3.2.2.2. Isı Taşınım Katsayısı | 30 |
| 3.2.2.3. Benzerlik ve Boyut Analizi Kuralları ile Zorlanmış Isı Taşınım Katsayısının Yarı Amirik Yoldan Elde Edilmesi (Rayleigh Metodu) | 32 |
| 3.2.2.4. Geliştirilmiş Bir Nusselt - Reynolds Korelasyonu | 38 |
| 3.2.3. Yanma Peyodu ve Modellenmesi | 40 |
| 3.2.3.1. Alev Hızının ve Yanan Yakıt Miktarının Bulunması. | 41 |
| 3.2.3.2. Yanan Yakıt Miktarının Fonksiyonlar Yardımıyla Belirlenmesi | 50 |

| | | |
|------------|---|----|
| 3.2.3.2.1. | Yanan Yakıt Miktarının Adım Adım Vibe Fonksiyonu ile Belirlenmesi | 52 |
| 3.2.4. | NSU - Wankel Motorunun 0. Boyutlu Çevrim Modeli İçin Hazırlanan Bilgisayar Programının Tanıtımı | 54 |
| 3.2.5. | NSU - Wankel Motorunda 0. Boyutlu Çevrim Modeli Yardımıyla Tasarım Parametrelerinin Araştırılmasına Ait Bazı Öneriler | 62 |
| 3.3. | 1, 2, 3 Boyutlu Yanma odası Modellemesi | 69 |
| 3.3.1. | Bir Boyutlu Model | 70 |
| 4. | SONUÇ | 77 |
| 5. | EKLER | 78 |

ÖNSÖZ

1960 Yılından sonra motor dünyasında kendinden söz ettirmeye başlayan NSU-Wankel motoru, bugüne kadar, seri üretimi yapılabilen ilk ve tek döner pistonlu motor olmuştur.

Bu dönemde büyük fırtınalar koparan Wankel motora, klasik silindirli motorun yerini alacağı gözüyle bakılıyordu. Ancak gelişim sürecinin kısalığından dolayı ortaya çıkan bazı teknik sorunlar ve birçok büyük kuruluş böyle bir yatırıma girmeye istekli olmamasından dolayı bu motora karşı olan ilgi zaman içinde azalmıştır.

Öte yandan Wankel motorunun sahip olduğu bazı üstünlükler (hafif, titreşimsiz, devir sayısı sınırı yüksek, parça sayısı az) sayesinde son zamanlarda yeniden bir kıpırdanma görülmeye başlanmıştır.

Özellikle A.B.D. de çok yakıtlı, kademeli dolgulu modeller ile adyabatik wankel motorları üzerinde son zamanlarda çalışmaların yoğunlaştığı görülmektedir.

Ayrıca Japonya, Çin Halk Cumhuriyeti ve Güney Kore de'de Wankel motoru konusunda alternatif çalışmalar yapılmaktadır.

Döner pistonlu motorlara olan ilgimden dolayı ben de bu konuda, özellikle tasarıma yönelik olarak matematik modelleme çalışmalarını yapmak istiyordum.

Bu isteğimi kabul ederek bu konu üzerinde çalışmama izin veren sayın hocam Prof.Dr. Behçet SAFGÖNÜL e burada özellikle teşekkür ederim.

Ayrıca çalışmalarımda verdikleri fikirler ile bana yol gösteren sayın Doç.Dr.Metin ERGENEMAN, sayın Doç.Dr. Ertuğrul ARSLAN ve sayın Doç.Dr.Cem SORUŞBAY a'da burada teşekkür etmeği zevkli bir borç bilirim.

Bu tezin ortaya çıkışındaki vefakar yardımlarından dolayı başta sayın Yaşar SAFDEMİRÇİ olmak üzere, Utku KANOĞLU, Savaş B. ERTÜRK ve Ahmet M. KÖSOĞLU arkadaşlarıma da teşekkürlerimi sunarım.

İSTANBUL-1989

ÖZET

Bu çalışmada NSU-Wankel tipi döner pistonlu motorların yanma odasında etkili olan fiziksel büyüklüklerin (basınç, sıcaklık, ısı iletimi, gaz hızı, alev hızı, vb) çevrim boyunca değişimini veren matematik modellerinin bilgisayar ile analizi incelenmiştir. Yukarıda sözü geçen modeller çeşitli kaynaklardan elde edilen bilgilerin derlenmesi ile oluşturulmuştur.

Hazırlanan model sayısı ikidir. Bunlardan birincisi 0. boyutlu çevrim modelidir. Bu modelleme tekniğinde yanma odasında etkili olan fiziksel büyüklüklerin odanın her yerinde ortalama tek bir değere sahip olduğunu varsayabiliriz. Çevrim analizi için kullanılan ana bağıntı termodinamiğin 1. kanunudur (enerji denklemi). Enerji denklemi içinde yer alan ısı geçişi terimi, bu çalışmada sadece zorlanmış ısı taşınımı ile olduğu varsayılarak, Gerhard WOSCHNI tarafından önerilen ısı taşınım korelasyonu yardımıyla hesaplanmıştır. Sisteme ısı sokuluşu ise modellemenin karakterine göre ya alev hızlarını bulan ya da yanan yakıt oranını adım adım hesaplayan bir alt program ile tanımlanır. Bu çalışmada Vibe tarafından önerilen fonksiyonlar kullanılmıştır.

0. Boyutlu modelleme her ne kadar sadece çevrimin genel niteliklerini inceliyorsa da, tasarıma yönelik olarak bazı alt programların eklenmesi ile bir fikir edinmemiz mümkündür. Örneğin basınç kuvvetlerinin analizi ile döndürme momenti, mil ve yatak hesabı yapılabilir. veya ısı kayıpları analizi ile soğutma sistemi hakkında ana parametreleri belirlemek mümkün olur.

Çalışmanın diğer bölümünde anlatılan çok boyutlu (1,2,3) yanma odası modellemesinde ise odanın geometrisi ile ilgili özellikler daha etkin olarak gözönüne alınabilir. Bu tür bir modelleme çalışması için yanma odasının her konumda belli bölgelere ayıran bir program yazılmıştır. Bu program ile, sözü geçen bölgelerin pistonun dönüşüne bağlı olarak deformasyonu hesaplanır ve hacim değişimleri bulunabilir. kadar bir açısal yer değiştirme boyunca bölgeler arasında herhangi bir kütle alış-verişi olmadığını varsayalım ve adım sonunda bölgeler arasında gaz dinamiği denklemleri yardımıyla gaz geçişleri (hız), basınç, sıcaklık ve yoğunluk değişimi hesaplanabilir. Ayrıca yanma olayını modele ilave ederek alev hızlarını ve alevin yayılışını daha doğru bir şekilde inceleyebiliriz (0.boyutlu modellerde alevin genellikle küresel yayıldığı varsayılmıştır. Oysa döner pistonlu motorlarda pistonun dönme hareketinden dolayı alev elipsi andıran bir form almaktadır.). Bu modelleme sonucunda, tasarıma yönelik olarak, yanma odası geometrisi, piston yüzey geometrisi, buji konumu ve sayısı ile ateşleme zamanı gibi parametrelerin incelenmesi mümkündür.

SUMMARY

Rotary engines, which have attracted great attention since the appearance of the NSU-Wankel engine, have a long history. The original idea is said to have come from the rotary piston type water pump which dates back to the 16th century. Since that time, it has been generally agreed that the simple function of a rotary piston gives it a definite advantage over the combined mechanism of a reciprocating piston and a crank (see figure I).

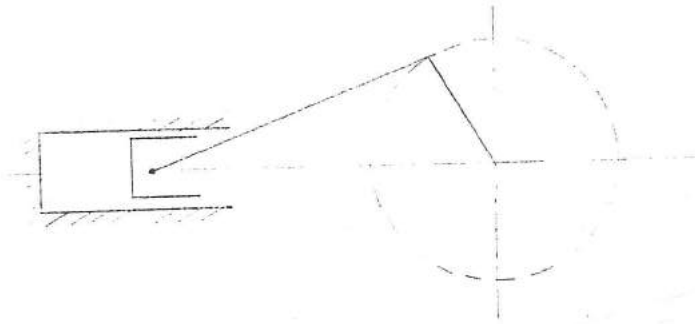


FIGURE I

As shown in figure I the piston moves along the cylinder up and down. The motion of rotation will be made by the combined mechanism. But in rotary engine the motion of rotation will be made only by rotating parts (piston).

Because of this advantage, various types of rotary engine have been proposed. However, in internal combustion engines, the only rotary piston mechanism to become practical so far is the NSU-Wankel engine.

Rotary engine can be classified into the following two main types, by the characteristics of the piston motion.

i. Single rotation machines (Drehkolbenmaschinen: DKM):

All coordinates of centers of rotary piston engine parts (engine body and piston) are fixed.

ii. Planetary rotation machines (Kreiskolbenmaschinen: KKM):

A center coordinate of a part of rotary piston engine moves on a circular trajectory.

The geometric properties of the inner surface and piston profile are calculated from trochoidal curves. Trochoidal curves can be drawn by two circles with different radius (see figure II)

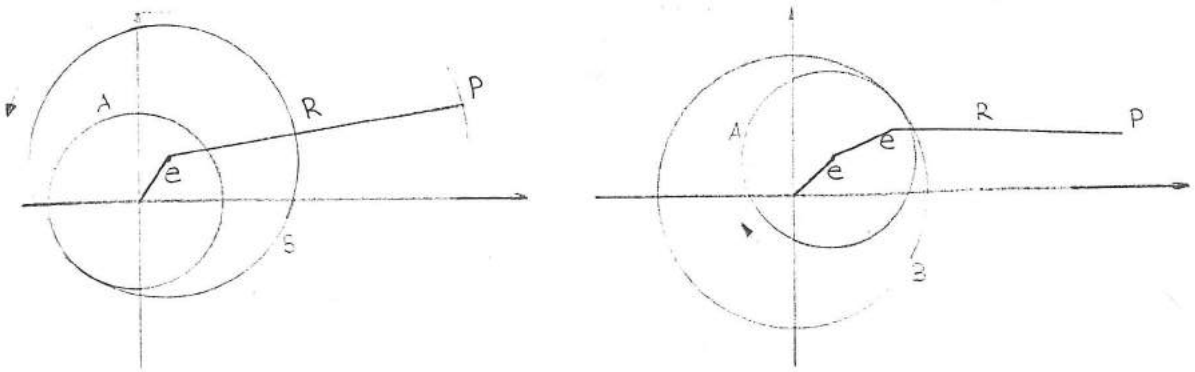


FIGURE II

When the revolving circle R1 rotates around the fixed base circle R2, the peripheral curve, drawn by the generating point P on the revolving circle radius, is called the epitrochoid. This epitrochoid curve will be used as the inner surface of the combustion chamber of the NSU-Wankel engine.

When the revolving circle R2 rotates while in contact with the inner surface of fixed base circle R1, the hypotrochoid is defined as the locus curve of a generating point P (generation radius). This hypotrochoid curve will draw the piston profile.

In this study, we will analyse theoretical cycle simulations of the NSU-Wankel engine (heat release analysis). For such a cycle analysis, we should use variation of some geometric variables with the time (eccentric angle) and store this in a data bank until they are used by subroutines of cycle analysis program.

The main geometric variables which would be used by us, are chamber volume, chamber surface, and speed of piston corner. This variables can be found with the help of the geometric definitions for piston and inner surface of combustion chamber.

The theoretical cycle simulation of a premixed rotary piston engine will be analysed mainly by four steps.

These steps are compression-combustion-expansion-and mass in-out- flow.

This study describes two types of computer models.

1- 0. Dimensional model of NSU-Wankel combustion engine.

In this model the physical variables such as pressure, temperature and heat transfer coefficient are described at each point of combustion chamber as constant. They change only with time rate change. Cycle simulation of the combustion chamber will be described mainly by the first law of thermodynamic (energy equation).

$$dU = dQ_c - dQ_1 - dW + h_i dm_i - h_o dm_o$$

dU : Change of inner energy.

This term of the energy equation will vary only with the temperature and gas composition in the combustion chamber.

dQ_c : Heat added to the combustion chamber with combustion

Flame in a combustion chamber can be calculated with the help of chemical equilibrium properties. We can find with chemical equilibrium the adiabatic flame temperature (an iterative algorithm can be used) of gases. Then by using an empirical formulation from Kuehl the laminar and turbulent flame speeds can be computed. After these computation, it is possible to compute the burned mass of gas step by step in a subroutine program.

Another simpler way is to calculate the burned mass of gas step by step with an empirical function. The function which is used by our study is called Vibe.

dQ_1 : Heat loss from the chamber walls.

This term of the equation is computed from semi empirical formulas for heat transfer. These formulas are derived from the Nusselt-Reynolds correlation. The formula that is used in this study (forced heat convection transfer coefficient) was derived by Gerhard Woscni. We have changed some coefficients and exponents for adopting the formula to our rotary engine.

dW : Work change of the chamber.

This therm will be computed from the chamber pressure and volume change.

$h_i dm_i, h_o dm_o$: Entalpy change due to in and out flow of gas in the combustion chamber.

These therms should be computed by the exhaust and inlet times.

If we write a complete program for the given energy equation, with respect to eccentric shaft angle, we can add some design parameters as subroutine on. Some of these design parameters are given as fallows.

- Crevice volume and leakage:

Crevice volume can be computed from narrow passage-ways. For example piston flank, cor seal areas are the main crevice volumes. The mixture of gas which would pass in the described volumes will cool until it reaches wall temperature and then goes out from the exhaust as unburned hydrocarbons.

Leakage areas are mainly placed at the piston corner seal flanks. The gas flow from these small channels is affected by the pressure difference of neighbour chambers. Therefore it is a simple way to compute the gas flow rate between the chambers from one dimensional gas dynamic equations with the help of pressure data of the cycle analysis.

- Design of cooling system:

It is also possible with cycle analysis data to compute some effects of cooling system. For example we can add a subroutine program to compute the tempereture change at wall surface and cooling water.

- Torque characteristics of the engine:

With the help of pressure data from the cycle analysis and geometric position data for piston from a subroutine program, We are able to compute the time rate of change of the torque acting on the eccentric shaft. We can use these data for the specification of engine torque character and for design the eccentric shaft and bearing.

A second type of modelling is described as follows.

2- 1,2,3 Dimensional models:

In such models, the physical variables in the combustion chamber can be computed at different points of the chamber. So it will be possible to describe the effects of geometric conditions more accurately. There can be used some numerical methods, like finite difference or finite element methods. But in this study due to the complexity of the chamber geometry, the computation way is simpler way which is similar to finite element method.

By the given method, the combustion chamber of the NSU-Wankel will be divided with the relation of the geometric conditions into several zones. After rezoning the chamber, areas of each element can be computed in a matrix algorithm. This computation will be repeated at every eccentric shaft positions. With these stored areas (in three dimensions they will be replaced with finite volumes) we can make an algorithm that defines the deformation and area change step by step (with time rate change). After these computation, pressure and temperature change with time rate of change will be computed as there are in polytropic conditions. From these data, gas speeds between the zones will be computed with the help of gas dynamic equations.

In the ideal process of the Otto cycle, the combustion will be occurred in constant volume. In reality to come to near the ideal cycle we should make the necessary combustion process period as short as possible.

There are many variables that effect this combustion period and which can be analysed with the given algorithm. For example R/e, combustion chamber width, geometry of piston profile, compression ratio, spark plug location, ignition time etc..

1. GİRİŞ

1.1. KONU VE ÖNEMİ

İlk çağlardan beri insanlar doğa güçlerine karşı büyük ilgi duymuşlar ve bu güçlerden çeşitli şekillerde yararlanmaya çalışmışlardır.

Doğa güçlerinden yararlanma konusunda ilk adım olarak ateşe egemen olmayı gösterebiliriz. Keşiflerin temeli olarak kabul edilen ateşten sonra günümüze kadar yapılan tüm keşiflerin ve buluşların temel amacı, insanın yaşam düzeyini yükseltmek yönünde olmuştur. Ateşin ısı ve ışık enerjisinden sonra insanların en çok gereksinme duydukları enerji türü mekanik enerji olmuştur. Bu çalışmaların başında yelkenli gemiler, makaralar, saatler, su ve yel değirmenleri gelir.

Kimyasal enerji kaynaklarından elde edilen ısı enerjisinin mekanik enerjiye dönüştürülmesi iki defa enerji dönüşümü gerektirdiğinden yukarıda anlatılanlara göre daha geç gelişmiştir. Kimyasal enerjiden mekanik enerji üretimini başarılı bir şekilde gerçekleştiren ilk makinalar dıştan yanmalı buhar makinaları olmuştur. Sanayi devriminin başlangıcında içten yanmalı makinalar üzerinde de durulmaya başlanmıştır.

Alman mucidi Nikolaus August Otto 1876 yılında Beau-De Rochas tarafından açıklanan temel bilgilere dayanarak 4-zamanlı gaz yakıtlı motoru gerçekleştirdi. Bu çalışmadan kısa bir süre sonra 1878 yılında İngiliz mühendis Dugal Clerk 2-zaman esasına dayanan ilk motorunu yaptı. 1892 Yılında Alman mühendisi Rudolf Diesel benzine

göre daha ucuz olan ağır yağlarla çalışan motorunu geliştirdi.

Yukarıda adı geçen içten yanmalı motorlar halen günümüzde de yaygın bir şekilde kullanılmakta olup, teknolojinin gelişimi izlendiğinde daha uzun süre kullanılacakları kanısını uyandırmaktadır.

Ancak bu motorların mekanizması incelenirse, hepsinin öteleme hareketini dönme hareketine çevirmeye çalıştığı görülür. Bu amaçla yapılan mekanizmalar oldukça karışık, yer kaplayan, titreşimli ve kayıplara neden olan sistemlerdir.

Bu tür mekanizmaların dezavantajlarını ortadan kaldırmak için dönme hareketini doğrudan doğruya herhangi bir ara mekanizmaya gerek kalmaksızın üreten makinaların yapılması istenen amaçlara çok daha uygun olacaktır.

Yukarıda sözü edilen, dönme hareketini doğrudan doğruya döner elemanlar ile elde eden pistonlu makinalara "Döner Pistonlu Makinalar" denir. Çok eskilerden beri bilinen bu tür makinalar ile ilgili bir çok tasarım yapılmış ve denenmiştir. Ancak döner pistonlu makinaların kendilerine özgü birçok sorunları bulunmasından dolayı bugüne kadar motor dünyasında kendini kabul ettirebilen tek makina **dairesel döner pistonlu motorlar** (eksenlerinden biri sabit olmayıp dairesel bir yörünge çizmektedir "KKM:Kreiskolbenmaschine") sınıfına giren "NSU - Wankel" motoru olmuştur [1].

Özellikle 1960'dan sonra üzerindeki araştırmalara ağırlık verilmeye başlanan NSU - Wankel motorunun bugüne kadarki gelişimi süresince, yeni bir buluş için oldukça iyi sayılabilecek ilerlemeler sağlamıştır.

Bu motorun klasik silindirli motorlara göre başlıca üstünlükleri aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- Güç yoğunluğu hacmine ve ağırlığına göre yüksek
- Döner parçalardan oluştuğu için titreşim problemi az
- Parça sayısı az
- Devir sayısı sınırları daha yüksek
- Yanma odasının geometrisinden dolayı yüksek sıkıştırma oranlarında vuruntuya neden olmadan düşük oktanlı yakıtlar ile çalıştırılabilir.

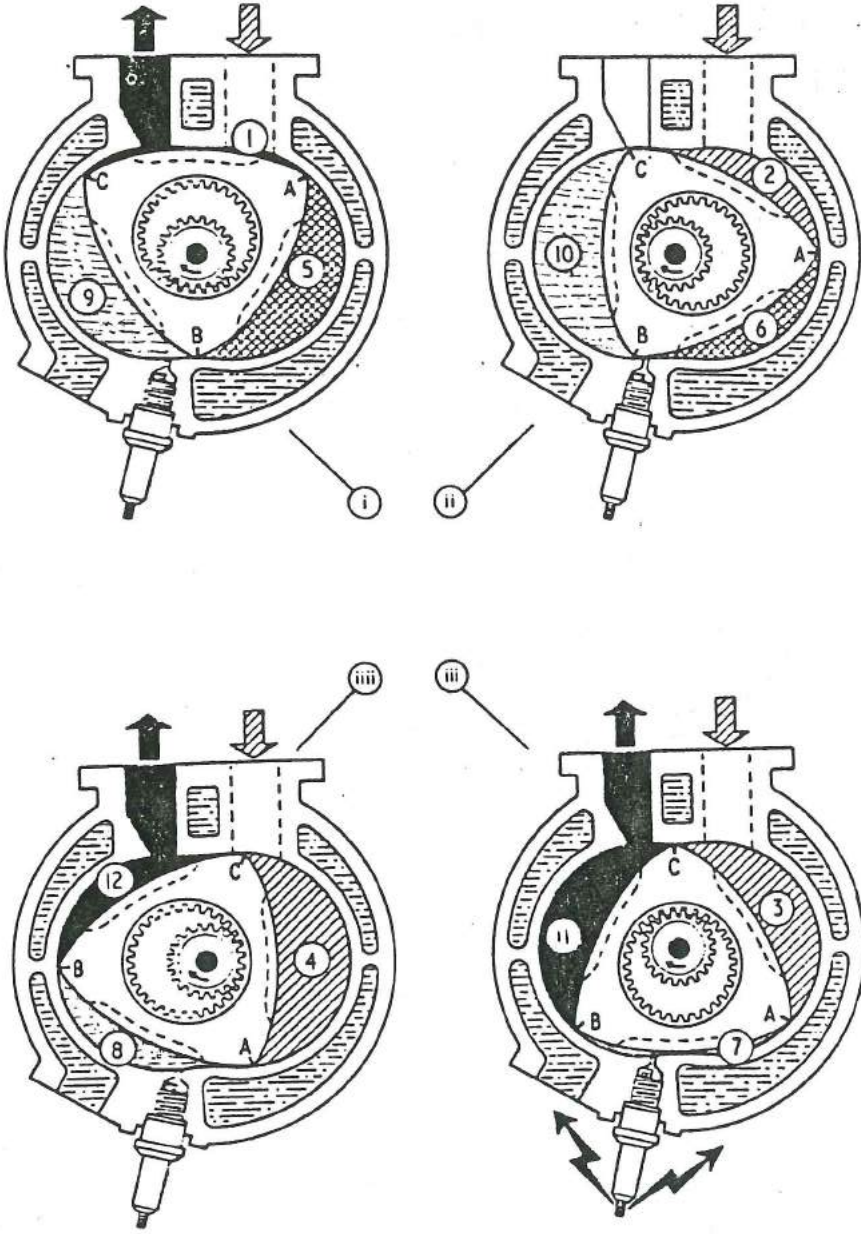
Bu çarpıcı üstünlüklerine rağmen özellikle gelişiminin ilk yıllarında bazı problemleri dolayısıyla motor imalatçıları bu motora pek sıcak bakmamışlardır.

Sözü geçen problemlerin başında sızdırmazlık, aşınma, soğutma ve yakıt tüketimi gelmektedir.

Konstrüksiyon üzerinde yapılan birçok değişiklik ve malzeme teknolojisindeki gelişmeler sayesinde sızdırmazlık aşınma ve soğutma artık problem olmaktan çıkmıştır.

Yakıt tüketimi ise karışım oluşturma ve sevk sistemleri ile yanma odası tasarımının geliştirilmesi sonucunda bugünkü klasik silindirli motorların düzeyine getirilmiştir.

Bu çalışmanın amacı özellikle "yanma odasının" NSU-Wankel motorunun karakteristikleri üzerindeki etkilerinin bilgisayarın da yardımıyla incelenmesi ve problemlerin yapısını belirleyerek tasarıma yönelik öneriler geliştirmek olmuştur.



Emme



Sıkıştırma

Yanma
genişleme

Egzoz



ŞEKİL 2.1. NSU Wankel motoru prensip şeması

2. NSU - WANKEL MOTORUNUN YAPISAL ÖZELLİKLERİ

2.1. NSU - WANKEL MOTORUNUN YAPISI-İŞLEYİŞİ

NSU - Wankel motoru termodinamik açıdan incelendiğinde 4-zaman veya diğer adıyla otto çevrimi esasına göre çalıştığı görülür. Yanma odasının hacim değişimi pistonun gövde içinde dönmesi ile gerçekleşir. Pistonun her üç yüzündeki yanma odaları emme-sıkıştırma-yanma ve genişleme-egzos çevrimleri 360° de (1 devirde) tamamlanmaktadır. buna göre pistonun bir devir dönmesi halinde 3 iş çevrimi tamamlanmaktadır. Ancak piston 1 devir döndüğünde eksantrik mili 3 devir (1080°) dönmektedir. Bu durumda çıkış milinin (eksantrik mili) her bir devrinde bir iş çevrimi gerçekleşir.

Şekil 1.1'deki prensip şemasında'da görüldüğü gibi emme ve egzoz olayının kumandası herhangi bir supab mekanizmasına ihtiyaç göstermeden piston köşelerinin hareketi ile kontrol edilmektedir. Bu durum hem parça sayısının hemde kısılma kayıplarının azalmasını sağlar.

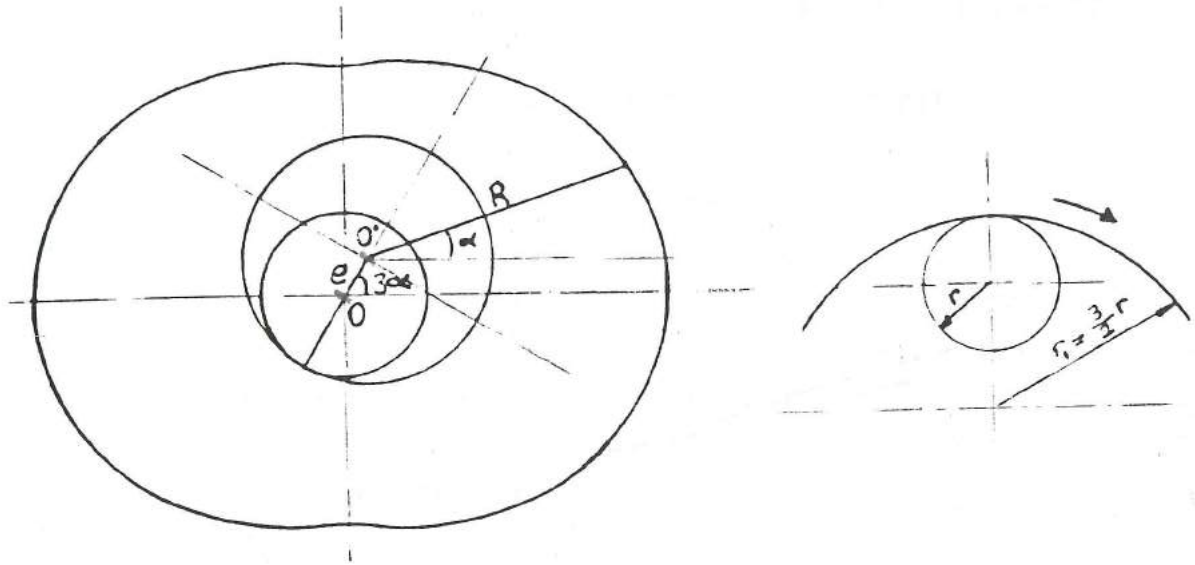
2.2. NSU - WANKEL MOTORUNUN GEOMETRİK YAPISI

NSU - Wankel motorunun temel geometrisi birbirleri üzerinde kaymadan yuvarlanan çemberlerin çizdiği trokoid eğriler ile belirlenmektedir. Trokoid eğrilerinden faydalanarak birçok döner pistonlu motor tasarımı gerçekleştirilmiştir. Ancak burada açıklanacak olan geometri sadece NSU - Wankel motoruna ait olacaktır. Geometrik özelliklerle ilgili bağıntıların ayrıntıları [2,3,4,5] no.lu kaynaklarda bulunabilir.

2.2.1. GÖVDE YÜZEYİNİ OLUŞTURAN TROKOİD EĞRİSİ

(EPİTROKOİD - DIŞ TEKER)

İçten teğet iki çemberden içtekinin sabit tutulması ve dıştaki çemberin kaymadan yuvarlanma hareketi yapması sırasında hareketli çembere bağlı olan bir P noktasının çizdiği eğriye trokoid eğrisinin bir özel hali olarak epitrokoid (dış teker eğrisi) adı verilir. (şekil 2.2.)



ŞEKİL 2.2. Epitrokoid (dış teker) eğrisi

$(\overline{OO'} = e)$: Büyük çember ile küçük çemberin merkezlerinin uzaklığı. (eksantriklik)

$(\overline{OP} = R)$: Büyük çembere bağlı bulunan ve dış teker eğrisini çizen noktanın büyük çemberin merkezine olan uzaklığı

$(\overline{O'I})$: Kaymadan yuvarlanan çemberin yarıçapı

(\overline{OI}) : Sabit çemberin yarıçapı

$(k_{ep} = \frac{\overline{OI}}{\overline{OI}})$: Dış teker eğrisinin çevrim oranı (NSU-Wankel motoru için $k=2/3$ olur)

Kaymadan yuvarlanan çembere bağlı olan P noktasının açısal konuma bağlı olarak kartezyen koordinatlardaki denklemi şekil 2.2.b. yardımıyla çıkarılabilir.

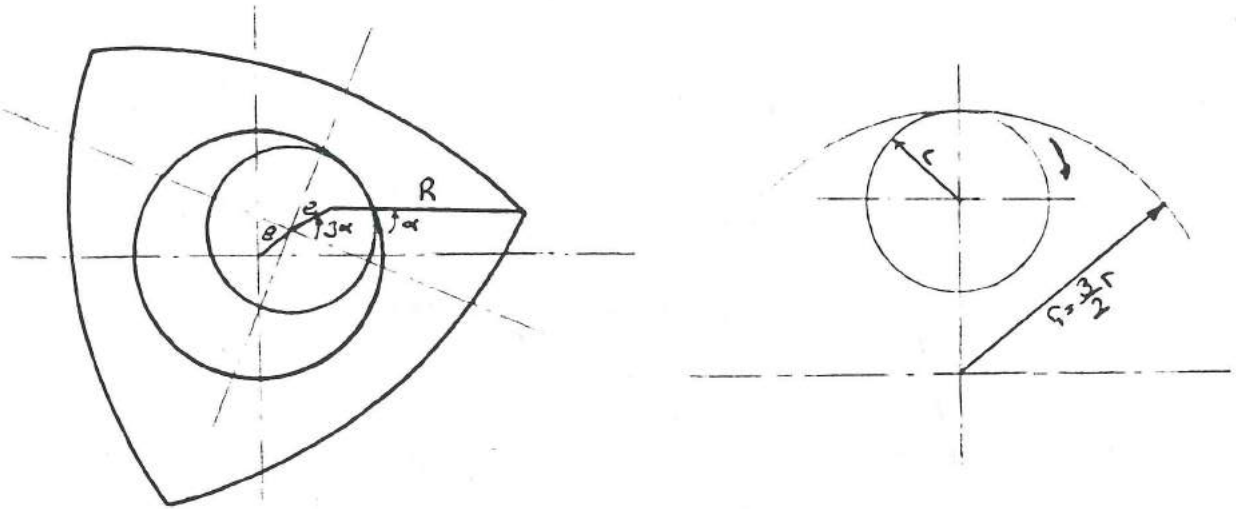
$$X = R \cos \alpha + e \cos 3 \alpha \quad (2.1)$$

$$Y = R \sin \alpha + e \sin 3 \alpha \quad (2.2)$$

2.2.2. PİSTONUNU DIŞ YÜZEYİNİ OLUŞTURAN TROKOİD

EĞRİSİ (HİPOTROKOİD - İÇ TEKER)

Bu eğride biraz önce tarif edilen epitrokoid eğrisi gibi trokoid eğrisinin özel bir halidir. Burada içten teğet konumda bulunan çemberlerden dıştaki sabit durmakta, içteki çember ise kaymadan yuvarlanmaktadır. Yuvarlanan çembere bağlı bulunan bir P noktasının çizdiği yörüngeye trokoid eğrisinin özel hali olarak hipotrokoid (iç teker eğrisi) adı verilir.(şekil 2.3)



ŞEKİL 2.3. Hipotrokoid (iç teker) eğrisi

$$k_{hp} = \frac{\text{Kaymadan yuvarlanan çemberin yarıçapı}}{\text{Sabit çemberin yarıçapı}}$$

$$\text{NSU - Wankel Motoru için } k_{hp} = \frac{2}{3}$$

Buradan dış teker eğrisi ile iç teker eğrisinin çevrim oranları arasında $k_{hp} = 1/k_{ep}$ şeklinde bir bağıntı olduğunu görürüz.

P noktasının çizdiği eğrinin kartezyen koordinatlardaki parametrik denklemleri ise

$$X = R \cos 2J - \frac{3e^2}{R} \sin 6J \sin 2J \pm e \left(1 - \frac{9e^2}{R^2} \sin^2 3J\right)^{1/2} \cos 3J \cos 2J \quad (2.3)$$

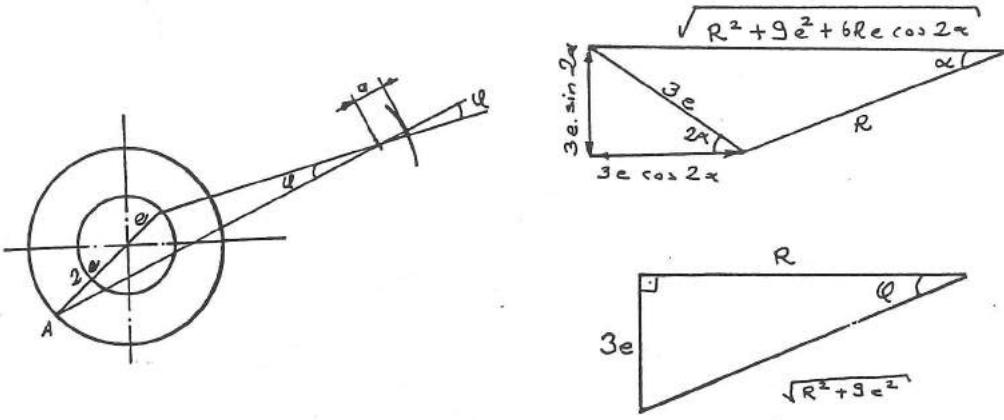
$$Y = R \cos 2J + \frac{3e^2}{R} \sin 6J \cos 2J \pm e \left(1 - \frac{9e^2}{R^2} \sin^2 3J\right)^{1/2} \cos 3J \sin 2J \quad (2.4)$$

şeklinde olup piston üç yüzeyi J değerinin $\pi/6 - \pi/2$, $5\pi/6 - 7\pi/6$ ve $3\pi/2 - 11\pi/6$ arasında değişmesi ile elde edilir.

2.2.3. DÖNME AÇISI ve ORANI

Burada tanımlanan dönme açısı piston köşesindeki sızdırmazlık elemanının gövdeye göre olan konumunu belirleyen açıdır. Bu açı konuma göre sürekli olarak değişerek salınımlı değerler almaktadır.

Şekil 2.4. incelenerek sözü geçen dönme açısını belirleyen denklem türetilebilir.



ŞEKİL 2.4. Dönme açısının geometrik gösterimi

$$\arctg \psi = \frac{3 e \sin 2 \alpha}{R + 3 e \cos 2 \alpha} \quad (2.5)$$

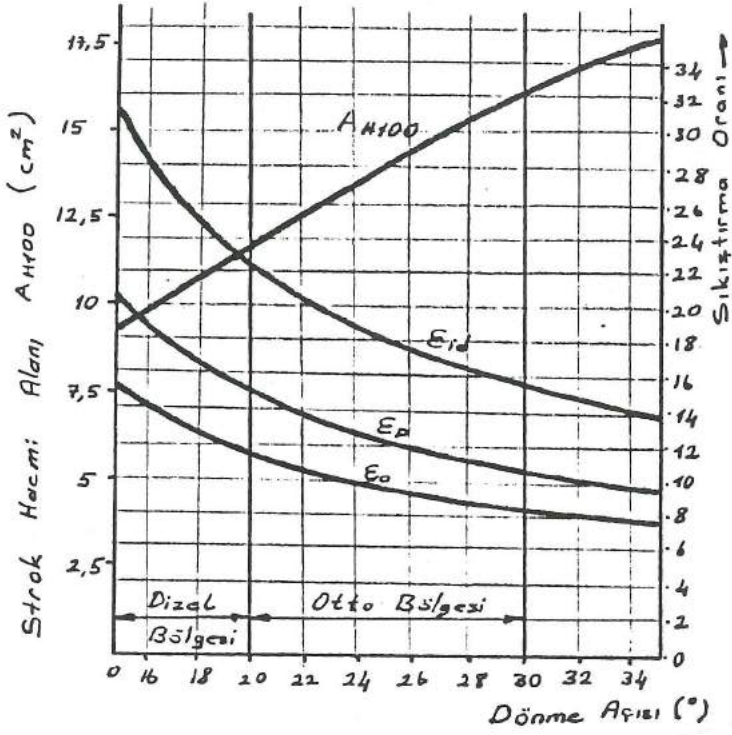
Bu açının maksimum olduğu değer ise şekil 2.4.c yardımıyla bulunabilir.

$$\psi_{\max} = \text{Arcsin} \frac{3 e}{R} \quad (2.6)$$

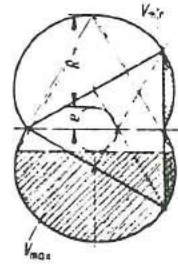
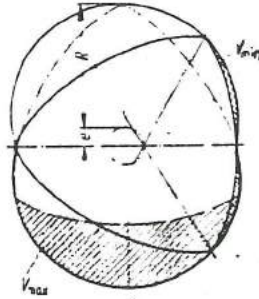
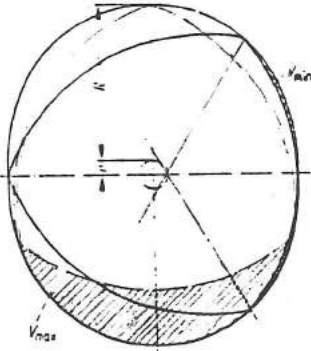
Görüldüğü gibi R:e oranı NSU - Wankel motorunun geometrisini belirlemede oldukça önemli bir parametredir. Şekil 2.5'de dönme açısının maximum değerine bağlı olarak NSU - Wankel motorunun geometrisinin değişimi ve bu değişime bağlı olarak strok hacmi alanının ve sıkıştırma oranının değişimleri gösterilmiştir [6].

2.2.4. GENİŞLETİLMİŞ EPİTROKOİD (DIŞ TEKER) EĞRİSİ

NSU - Wankel motorunda bulunan üç yüzlü pistonun gövde içinde rahatça dönebilmesi için imalat toleransları ve ısıl genleşmeler gözönüne alınarak şekil 2.4'de görüldüğü gibi gövde yüzeyi a mesafesi kadar geniş imal edilir. Sonuç olarak (2.1) ve (2.2) eşitlikleri (2.7) ve (2.8) de verilen eşitliklere dönüşürler.



(a)

 $R/e=11.5$ $R/e=7.1$ $R/e=3.9$ 

(b)

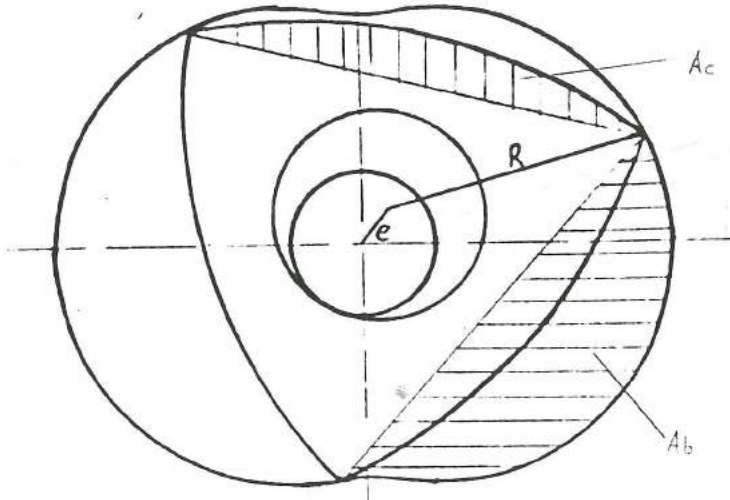
ŞEKİL 2.5.

$$X = R \cos \alpha + e \cos 3\alpha + a \cos (\alpha + \psi) \quad (2.7)$$

$$Y = R \sin \alpha + e \sin 3\alpha + a \sin (\alpha + \psi) \quad (2.8)$$

2.2.5. NSU-WANKEL MOTORUNDA HACİM DEĞİŞİMİNİN VE STROK HACMİNİN HESAPLANMASI

Hacim değişimi için piston ile gövde arasında bulunan yanma odasının alın yüzeyini bularak, yanma odasının genişliği ile çarpmak yeterlidir. Bu konu ile ilgili ayrıntılı bilgi [2] no lu kaynakta bulunmaktadır. Burada sadece sonuç denklemleri verilecek.



ŞEKİL 2.6.

Şekil 2.6. daki taralı alanların (α) eksantrik mili açısına göre değişimlerini veren parametrik denklemler

$$A_c = (R^2 + 2e^2) \frac{\pi}{3} - 2eR \psi_{\max} - \left(\frac{2R^2}{9} + 4e^2 \right) \psi_{\max} - \frac{3^{1/2}}{4} R^2 \quad (2.7)$$

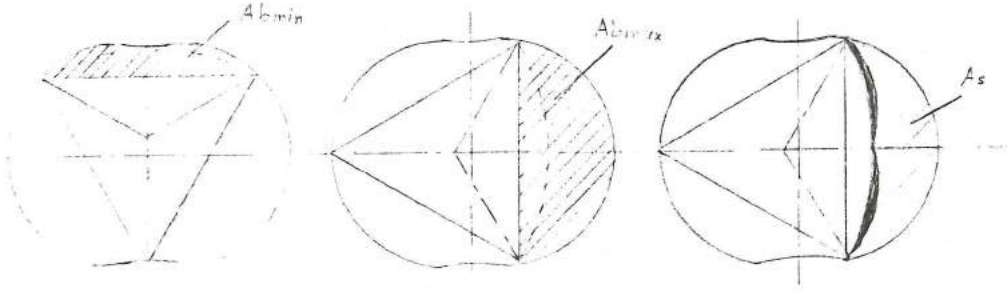
$$A_b = (3e^2 + R^2) \frac{\pi}{3} - \frac{R^2}{2} \sin \frac{2\pi}{3} + 3eR \sin \frac{\pi}{3} \cos 2\left(\alpha + \frac{\pi}{3}\right) \quad (2.8)$$

şeklinde çıkarılabilir.

Yanma odasının hacim değişimi ise aşağıdaki denklem ile elde edilir.

$$V(\alpha) = (Ab - Ac)b \quad (2.9)$$

b: Yanma odasının derinliği



ŞEKİL 2.7.

Strok hacmini ise Ab alanının maksimum değerinin minimum değerinden çıkarılması ile elde edebiliriz.

$$Ab_{\max} = (R^2 + 3e^2) \frac{\pi}{3} - \frac{(3)^{1/2}}{4} R^2 + \frac{3(3)^{1/2}}{2} eR \quad (2.10)$$

$$Ab_{\min} = (R^2 + 3e^2) \frac{\pi}{3} - \frac{(3)^{1/2}}{4} R^2 - \frac{3(3)^{1/2}}{2} eR \quad (2.11)$$

$$As = Ab_{\max} - Ab_{\min} \quad (2.12)$$

$$V_{st} = (Ab_{\max} - Ab_{\min})b = 3(3)^{1/2} Rbe \quad (2.13)$$

Teorik sıkıştırma oranı ise

$$\epsilon_t = \frac{\{(Ab_{\min} - Ac) + (Ab_{\max} - Ab'_{\min})\} b}{(Ab_{\min} - Ac) b} \quad (2.14)$$

şeklinde tanımlanabilir.

Piston üzerinde V_o hacminde bir oyuk eklediğimizde

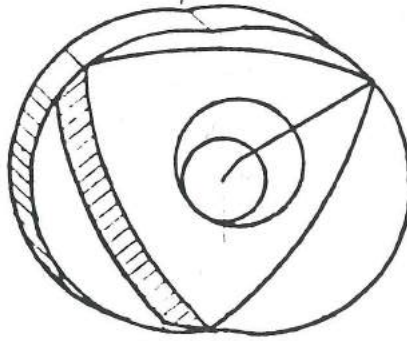
$$\epsilon_{\text{gerçek}} = \frac{\{(Ab_{\min} - Ac) + (Ab_{\max} - Ab_{\min})\} b + V_o}{(Ab_{\min} - Ac) b + V_o} \quad (2.15)$$

eşitliği elde edilir.

2.2.6. NSU-WANKEL MOTORUNDA YANMA ODASININ YÜZEY

ALNININ DEĞİŞİMİNİN HESAPLANMASI

NSU - Wankel motorunun yanma odasının yüzey alanını üç ayrı parça halinde hesaplamak mümkündür. Şekil 2.8. de gösterilen parçaların alanlarını bularak cebrik toplamını yazdığımızda, toplam yanma odası yüzey alanını bulmuş oluruz. [7]

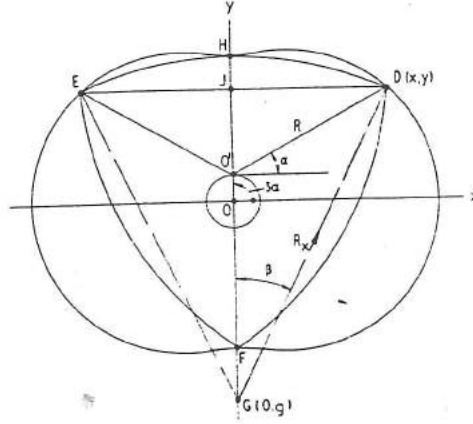


ŞEKİL 2.8.

- Yanal yüzey alanı: (2.12) no.lu eşitliği iki ile çarparak her iki yanal yüzeyin alanı bulunur.

$$A_y = 2 (Ab - Ac) \quad (2.16)$$

- Piston yüzeyi: Piston yüzeyini bir daire parçası olarak kabul edersek şekil (2.9) yardımıyla piston yüzeyinin alanını bulabiliriz.



ŞEKİL 2.9. Piston yüzey uzunluğunun tanımı

Şekil üzerinde $\alpha = \frac{\pi}{6}$ olarak alınır

$$(R - e + g)^2 = (e + R \cos \frac{\pi}{3} + g)^2 + (R \sin \frac{\pi}{3})^2 \quad (2.17)$$

elde edilir.

Buradan g çekilirse

$$g = \frac{eR (1 + \cos \frac{\pi}{3})}{R (1 - \cos \frac{\pi}{3}) - 2e} \quad (2.18)$$

ifadesi elde edilir.

Şekildeki R_x uzunluğu için

$$R_x = R - e + g \quad (2.19)$$

eşitliği çıkarılabilir. (2.18) eşitliğinde bulunan g değeri (2.19) eşitliğinde yerine konursa

$$R_x = R - e + \frac{eR(1 + \cos \frac{\pi}{3})}{R(1 - \cos \frac{\pi}{3}) - 2e} \quad (2.20)$$

elde edilir.

(2.20) Denklemine sadeleştirerek

$$R_x = R - e + \frac{3eR}{R - 4e} \quad (2.21)$$

elde edilir.

R_x : Eğrilik yarıçapı
Daire parçası için (β)

$$\beta = \text{Atn} \left[\frac{R \sin \frac{\pi}{3}}{\frac{eR(1 + \cos \frac{\pi}{3})}{R(1 - \cos \frac{\pi}{3}) - 2e} + R \cos(\frac{\pi}{3}) + e} \right] \quad (2.22)$$

Bu eşitliğide sadeleştirerek

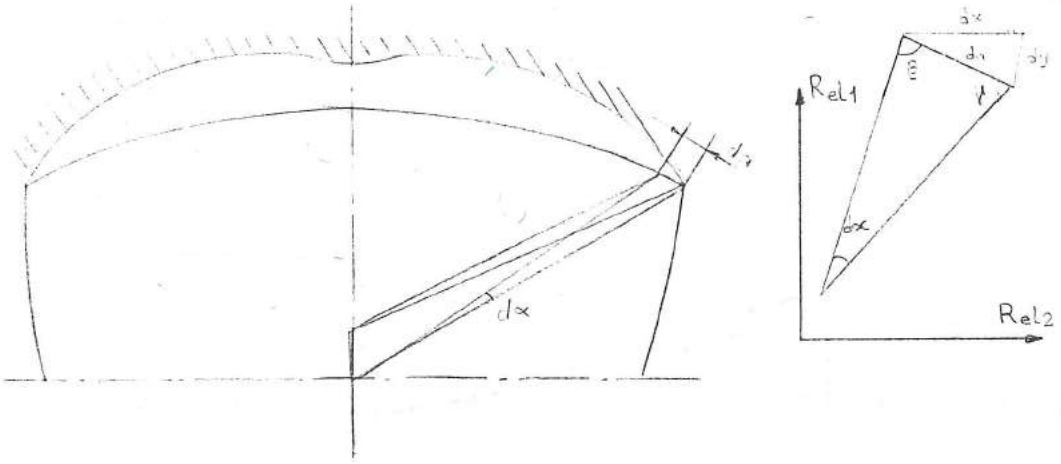
$$\beta = \text{Atn} \left[\frac{(3)^{1/2}R}{\left(\frac{6eR}{R - 4e}\right) + R + 2e} \right] \quad (2.23)$$

eşitliği elde edilir.

Daire parçasının uzunluğunu yanma odasının derinliği ile çarparak piston yüzeyi bulunmuş olur.

$$A_p = R_x \cdot \beta \cdot b \quad (2.24)$$

- Pistonun iki köşesi arasında kalan gövde yüzeyinin alanı: Pistonu belli bir konumda sabit kabul edelim (şekil 2.10.) Pistonun köşeleri arasındaki epitrokoid eğrisini çizmemiz için R kolunun 120° dönmesi gerekir.



ŞEKİL 2.10. Gövde yüzey alanının tanımı

Şekilden de görüldüğü gibi R ve e kollarının uç noktalarını birleştiren doğruya Rel diyelim. Bu uzunluk alfa açısına bağlı olarak değişkendir. Şekil 2.10b. de gösterilen $d\alpha$ açısının çok küçük seçilmesi halinde Rel kolunun üçgenin her iki yanında yaklaşık olarak eşit uzunlukta olduğunu düşünebiliriz.

$$Rel_1 = Rel_2 = Rel$$

Yine $d\alpha$ açısı çok küçük olduğu için yaklaşık olarak $\beta = \gamma = 90^\circ$ alınabilir. Bu kabüller altında sinüs teoremini kullanırsak d yay parçası için aşağıdaki ifade yazılabilir.

$$\frac{da}{\sin d\alpha} = \frac{Rel}{\sin \gamma} \quad (2.25)$$

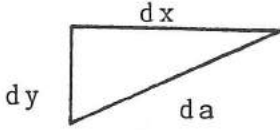
$\beta = \gamma = 90^\circ$ ve $d\alpha$ çok küçük olduğundan

$$da = Rel d\alpha \quad (2.26)$$

eşitliği yazılabilir.

Bu yay parçasını pistonun iki uç noktası arasında entegre edersek, bu aralıktaki toplam yay uzunluğunu elde etmiş oluruz.

$$Le = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} da = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} Rel d\alpha \quad (2.27)$$



Bu yay parçası için diferansiyel eşitliği yazarsak

$$Rel d\alpha = (dx^2 + dy^2)^{1/2} \quad (2.28)$$

$$Rel = \left[\left(\frac{dx}{d\alpha} \right)^2 + \left(\frac{dy}{d\alpha} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.29)$$

elde edilir.

(2.1) ve (2.2) eşitliklerinden

$$dx = (-R \sin \alpha - 3e \sin 3\alpha) d\alpha \quad (2.30)$$

$$dy = (R \cos \alpha + 3e \cos 3\alpha) d\alpha \quad (2.31)$$

elde edilir.

(2.30) ve (2.31) eşitliklerinden $dx/d\alpha$ ve $dy/d\alpha$ çekilerek (2.28) eşitliğinde yerlerine konursa

$$Re_1 = (R^2 + 9e^2 + 6eR \cos 2\alpha)^{1/2} \quad (2.32)$$

eşitliği elde edilir.

Böylece yay uzunluğu için

$$Le = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} (R^2 + 9e^2 + 6eR \cos 2\alpha)^{1/2} d\alpha \quad (2.33)$$

eşitliğini entegre etmemiz yeterlidir .

Ancak integral içindeki ifade eliptik olduğundan çözüme nümerik analiz yöntemleri ile ulaşmak daha uygun olur. (Aksi halde integral içindeki terimi seriye açarak oldukça uzun ve zahmetli işlemler yapmak gerekir)

Bu çalışmadaki modelleme programlarında Simpson kuralı ile nümerik integrasyon yapılmıştır. Aşağıdaki eşitlikte genel Simpson kuralı için integral formülü verilmiştir. [8]

$$\int_a^{a+2nh} f(x) dx = \frac{h}{3} \{ (f_0 + 4f_1 + 2f_2 + 4f_3 + \dots + 4f_{2n-2} + 2f_{2n-1} + f_{2n}) \} \quad (2.34)$$

Bu eşitlikteki integral sınırları birbirinden çıkarılırsa

$$a + 2nh - a = 2nh$$

elde edilir ve buradan bizim problemimizdeki aralık gözönüne alınırsa

$$2nh = 120^\circ, \quad nh = 60^\circ \quad (2.35)$$

eşitliği elde edilir.

n : İntegral formülündeki adım sayısı
 h : İntegral formülündeki adım uzunluğu

Böylece bizim problemimiz için

$$\int_{\alpha_1}^{\alpha_2 + \frac{2\pi}{3}} \text{Rel} d\alpha = h/3 \{ \text{Rel}_0 + 4\text{Rel}_1 + 2\text{Rel}_2 + 4\text{Rel}_3 + 2\text{Rel}_{2n-2} + 4\text{Rel}_{2n-1} + \text{Rel}_{2n} \} \quad (2.36)$$

yazılabilir.

Böylece epitrokoid (dış teker) parçasının alanı

$$A_e = L_e \times b \quad (2.37)$$

eşitliği yardımı ile bulunur.

Herhangibir **eksantrik mili açısı (E.M.A.)** için yan-
 ma odasının toplam yüzeyi

$$A_t = 2 A_b + R_x \cdot \beta \cdot b + L_e \cdot b \quad (2.38)$$

şeklinde elde edilir.

2.2.7. PİSTON KÖŞELERİNİN KAYMA HIZI

(2.31) eşitliğinden elde edilen ve pistonun köşe noktalarının konumunu (sabit eksene uzaklık) belirleyen Rel kolunun bir piston köşesine sabit olarak bağlandığını düşünelim. Bu durumda Rel kolunun dönme hızı pistonun dönme hızına bağlı olacaktır. Piston sabit bir hızda dönerken Rel kolunun uzunluğu konuma göre (E.M.A.na bağlı olarak) değişeceğinden, piston uç noktalarının kayma hızı değişken (ivmeli) olacaktır.

$$\text{Pistonun açısall hızı } \omega_p = \frac{2\pi n_p}{60} \quad (2.39)$$

Piston köşelerinin kayma hızı ise

$$C_m = \omega_p \cdot \text{Rel}(\alpha)$$

$$C_m = \omega_p (R^2 + ge^2 + 6eR \cos 2\alpha)^{1/2} \quad (2.40)$$

şeklinde hesaplanabilir.

Burada yapılan çalışmada piston köşelerinin kayma hızı özellikle yanma odasındaki hava hareketlerinin (türbülans) hesaba katılması açısından önemli bir büyüklüktür.

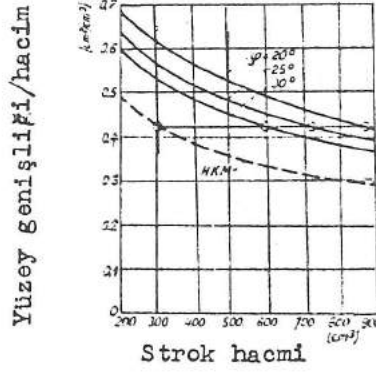
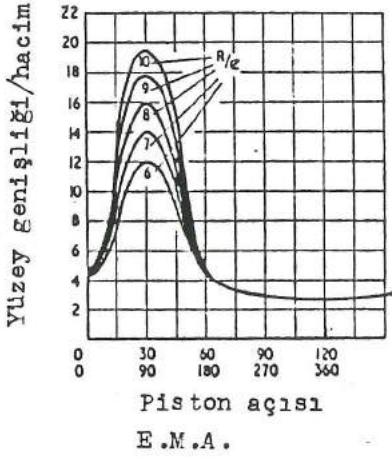
2.2.8. YANMA ODASININ YÜZEY ALANI İLE STROK

HACMİNİN ORANI

NSU-Wankel motorunun yanma odasının yüzey alanının strok hacmine oranı gözönüne alındığında, bu oranın klasik silindirik eş strok hacimli bir motora göre daha fazla olduğu görülür. Şekil 2.11.a'da klasik silindirik motorlar ile NSU-Wankel motoru için yanma odası yüzey alanları ile strok hacimleri arasındaki ilişki görülmektedir.

Dönme açısı $20^\circ - 30^\circ$ arasında değerler alan NSU-Wankel motorlarının üst ölü nokta konumundaki yanma odası yüzey alanının strok hacmine oranı, klasik silindirik motorlara göre bütün strok hacmi aralıklarında daha büyük değerler almaktadır. Ayrıca dönme açısı küçüldükçe yüzey alanının - strok hacmine oranı artmaktadır. (Aynı ilişki Şekil 2.5.a da'da görülebilir).

Şekil 2.11.b incelendiğinde yüzey alanına dönme açısının etkisinin üst ölü nokta civarında ortaya çıktığı görülür.



ŞEKİL 2.11. Yüzeysel alanı / hacim

Yüzeysel alanının yanmanın başladığı üst ölü nokta civarında hacme göre fazla olması halinde ısı kayıpları artacaktır. Bu da termodinamik verimi olumsuz yönde etkileyecektir. Ayrıca şekil 2.5.b den de görüldüğü gibi üst ölü nokta civarında piston ile gövde yüzeyi arasındaki mesafe çok daralacağından, yayılmakta olan alevin bu ince aralıklarda ilerleyemiyerek sönmesi ve yanmamış hidrokarbonların egzostan atılması söz konusu olmaktadır. Bu yüzden dönme açısını belli sınırların altına düşürmek mümkün olmadığı için dönme açısı alttan, sıkıştırma oranı ise şekil 2.5.a ve b den görüldüğü gibi üstten sınırlanmaktadır. Öte yandan şekil 2.5.b incelendiğinde, dönme açısının artışı ile mekanik yapısı uygun olmayan geometrilere gidildiği görülmektedir.

Sonuç olarak NSU-Wankel motoru tasarımında dönme açısı 20° - 30° arasında seçilmekte, böylece optimum bir çözüm sağlanmaya çalışılmaktadır. (Diğer bir deyişle $R/e = 6 - 8.75$ arasında seçilmektedir)

3. NSU-WANKEL MOTORUNU YANMA ODASININ MODELLENMESİ

3.1. MODELLEMENİN TANIMI

Bu çalışmada NSU-Wankel tipi döner pistonlu motorların sayısal termodinamik ve gaz dinamiği modelleri üzerinde durulmuştur.

Yapılan çalışmalar belli bir sonuca yönelik olarak tek bir problemin tanımı ve çözümü olmaktan çok, literatürde bugüne kadar yapılan çalışmalarını da inceleyerek, problemleri çeşitli yönleri ile tanımlayarak çözüm modellerini tarif etmek olmuştur.

Tasarıma yardımcı olmak amacıyla probleme etki eden parametrelerin değişimini incelemek için oldukça esnek algoritmalar kurulmaya çalışılmıştır.

Yanma odası ile ilgili fiziksel modeller hazırlanırken problem iki farklı bakış açısı ile incelenmiştir.

- 0. Boyutlu yanma odası modellemesi

- 1.2.3. Boyutlu yanma odası modellemesi

Bu çalışmada yapılan modellemelerde, yanma odasını sıkıştırma-yanma-geişleme periyodlarındaki fiziksel yapısı incelenmiş olup, komple bir çevrimin tamamlanması için gereken emme ve egzoz periyodları sadece bazı kabuller altında tanımlanmıştır.

3.2. 0. BOYUTLU YANMA ODASI MODELLEMESİ

Bu başlık altında anlatılan modelleme çalışmalarında, yanma odasındaki gaz karışımına etki eden fiziksel büyüklüklerin, tanımlanan bölge için ortalama bir değere sahip olduğunu kabul edeceğiz.

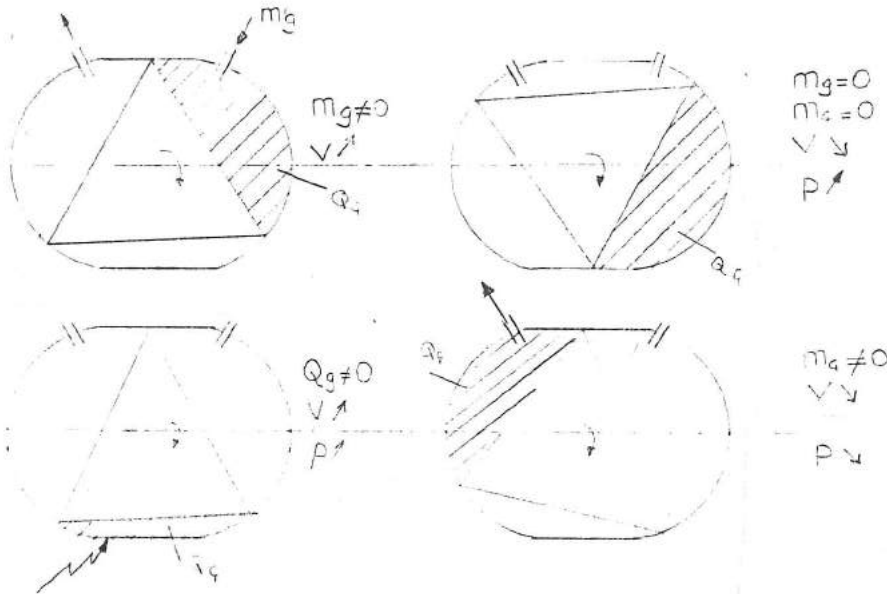
Böylece E.M.A.nın her bir konumu için yanma odasında **ortalama fiziksel büyüklükler** (basınç, sıcaklık, ısı taşınım katsayısı gibi) tanımlanmış olacak.

3.2.1. ÇEVİRİMİN TERMODİNAMİK AÇIDAN İNCELENMESİ

İçten yanmalı motorlarda çevrimi incelerken problemin beş tane birbirini izleyen hal değişimine bölünebileceğini daha önce belirtmiştik.

Literatürde rastlanan çalışmalarda [7,9,10,11,12,13] içten yanmalı motor ile ilgili termodinamik modellemeler için açık sistem kabulü ile eşitlikler türetilmiştir.

Şekil 3.1. de açık sistem olarak prensip şeması ve çevrim periyodları gösterilmiş olan NSU-Wankel motoru için en genel haldeki termodinamiğin 1.kanununu (enerji denklemi) uygulayabiliriz.



ŞEKİL 3.1.

İçten yanmalı motor için termodinamiğin 1. kanununu

$$\Delta Q - \Delta W = \Delta E - \sum H \quad (3.1)$$

şeklinde yazabiliriz.

ΔQ : Çevreden alınan ısı ile çevreye verilen ısının farkı

ΔW : Çevreye yapılan iş ile çevreden sisteme yapılan işin farkı

ΔE : Açık sistemdeki toplam enerjinin değişimi

$\sum H$: Açık sistemdeki toplam entalpi değişimi

Açık sistemin toplam enerjisi için aşağıdaki ifade kullanılabilir.

$$E = \begin{array}{l} \text{potansiyel} \\ \text{enerji} \end{array} + \begin{array}{l} \text{kinetik} \\ \text{enerji} \end{array} + \begin{array}{l} \text{iç} \\ \text{enerji} \end{array} + \begin{array}{l} \text{kapasite,elektrik} \\ \text{ve manyetik enerji} \end{array}$$

veya

$$E = mgz + (1/2)mV^2 + U + \begin{array}{l} \text{kapasite,elektrik} \\ \text{ve manyetik enerji} \end{array} \quad (3.2)$$

yazabiliriz.

Entalpi toplamı için

$$\sum H = H_{og} - H_{oç} \quad (3.3)$$

yazılabilir. Burada g indisi ile sisteme eklenen entalpi, ç indisi ile çıkan entalpi tanımlanmıştır. (3.1) eşitliğini diferansiyel formda tekrar yazarsak

$$dQ - dW = dE + d(H_{o\phi} - H_{og}) \quad (3.4)$$

elde edilir.

Burada söz konusu olan açık sistemde enerji değişimi sadece iç enerji teriminde meydana gelmekte olduğu düşünülürse , (3.4) denklemi aşağıdaki hali alır.

$$dQ - dW = dU + d(H_{o\phi} - H_{og}) \quad (3.5)$$

(3.5) Denkleminde iç enerji terimini çekerek ve denklemi E.M.A. na göre türeterek yeniden yazarsak

$$\frac{dU}{d\alpha} = \frac{dQ}{d\alpha} - \frac{dW}{d\alpha} + \frac{dH_{og}}{d\alpha} - \frac{dH_{o\phi}}{d\alpha} \quad (3.6)$$

elde edilir.

Isı değişimi terimini daha açık yazalım.

$$\frac{dQ}{d\alpha} = \frac{dQ_g}{d\alpha} - \frac{dQ_\phi}{d\alpha} \quad (3.7)$$

(3.7) Denklemindeki $dQ_g/d\alpha$ terimi yanma sonucu sistemde açığa çıkan ısıнын E.M.A. na göre değişimini ve $dQ_\phi/d\alpha$ terimi de sistem ile çevresi arasındaki ısı alışverişinin E.M.A. na göre değişimini göstermektedir.

Entalpi terimlerini açık bir şekilde yazalım.

$$\frac{dH_o}{d\alpha} = \frac{dm_\phi}{d\alpha} h_{o\phi} \quad (3.8)$$

$$\frac{dH_{og}}{d\alpha} = \frac{dm_g}{d\alpha} h_{og} \quad (3.9)$$

$h_{o\phi}$: Sistemden çıkan birim kütlenin entalpisi

h_{og} : Sisteme giren birim kütlenin entalpisi

m_{ζ} : Sistemden çıkan kütle

m_g : Sisteme giren kütle

Açık sistemin E.M.A. na iş teriminin değişiminin açık yazılışı (3.10) eşitliğinde gösterilmiştir.

$$\frac{dW}{d\alpha} = P \frac{dV}{d\alpha} \quad (3.10)$$

(3.7), (3.8), (3.9) ve (3.10) eşitliklerini (3.6) eşitliğinde yerlerine koyarsak

$$\frac{dU}{d\alpha} = \frac{dQ_g}{d\alpha} - \frac{dQ_{\zeta}}{d\alpha} + \frac{dm_g}{d\alpha} h_g - \frac{dm_{\zeta}}{d\alpha} h_{\zeta} - P \frac{dV}{d\alpha} \quad (3.11)$$

eşitliğini elde ederiz.

Tanımlanan açık sisteme giren toplam kütle (3.12) eşitliğinde gösterilmiştir.

$$m_t = m_y + m_h + m_{ag} + m_{sb} \quad (3.12)$$

m_y : Açık sistemdeki yakıtın kütlesi

m_h : Açık sistemdeki havanın kütlesi

m_{ag} : Açık sistemdeki artık gazların (bir önceki periyoddan kalan yanmış gazlar) kütlesi

m_{sb} : Açık sistemdeki su buharının kütlesi

(3.12) Eşitliği ile sisteme giren toplam kütlenin kompozisyonunda belirlendikten sonra (3.11) eşitliğinin sol tarafındaki terim için

$$\frac{d(m_t u)}{d\alpha} = \frac{d(m_t u)}{d\alpha} = m_t \frac{du}{d\alpha} + u \frac{dm_t}{d\alpha} \quad (3.13)$$

şeklinde daha açık bir ifade yazılabilir.

Ayrıca iş yapan gazların iç enerjilerini sıcaklığa, basınca ve gazların kompozisyonuna bağlı olduğu düşünülürse, $U = f(T, P, \lambda)$ şeklinde fonksiyonel bir bağıntı kurarak, iç enerjinin E.M.A. na göre değişimi için

$$\frac{dU}{d\alpha} = \frac{\partial U}{\partial P} \frac{dP}{d\alpha} + \frac{\partial U}{\partial T} \frac{dT}{d\alpha} + \frac{\partial U}{\partial \lambda} \frac{d\lambda}{d\alpha} \quad (3.14)$$

eşitliği yazılabilir. [12]

Ancak ideal gazlar için iç enerji sadece sıcaklığın fonksiyonu olarak yazılabildiğinden [14 , 15]

$$\frac{\partial U}{\partial P} = 0 \quad \text{olmaktadır.}$$

Bu durumda (3.14) eşitliğini tekrar yazarsak

$$\frac{dU}{d\alpha} = \frac{\partial U}{\partial T} \frac{dT}{d\alpha} + \frac{\partial U}{\partial \lambda} \frac{d\lambda}{d\alpha} \quad (3.15)$$

elde edilir.

Son türetilen (3.15) eşitliğini (3.13)'de yerine koyalım.

$$\frac{d(m_t u)}{d\alpha} = m_t \left(\frac{\partial u}{\partial T} \frac{dT}{d\alpha} + \frac{\partial u}{\partial \lambda} \frac{d\lambda}{d\alpha} \right) + u \frac{dm_t}{d\alpha} \quad (3.16)$$

İdeal gazlarla ilgili özellik bağıntılarından sabit hacimdeki özgül ısı için.

$$C_v = \left(\frac{\partial U}{\partial T} \right)_v \quad (3.17)$$

eşitliğini (3.16)'da yerine koyabiliriz. Daha sonra elde edilen eşitliği (3.14) eşitliğinin sol tarafına yerleştirip $dT/d\alpha$ terimini çekersek

$$\begin{aligned} \frac{dT}{d\alpha} = \frac{1}{m_t c_v} \left\{ \frac{dQ_g}{d\alpha} - \frac{dQ_\zeta}{d\alpha} + \frac{dm_g}{d\alpha} h_g - \frac{dm_\zeta}{d\alpha} h_\zeta - \right. \\ \left. - P \frac{dV}{d\alpha} - \frac{dm_t}{d\alpha} u - \frac{\partial u}{\partial \lambda} \frac{d\lambda}{d\alpha} m_t \right\} \quad (3.18) \end{aligned}$$

diferansiyel eşitliğini elde ederiz.

Bu diferansiyel eşitlikten sıcaklığın E.M.A. na bağlı olarak değişimini bulmak mümkündür. Ancak çözüme ulaşmak için eşitliğin sağ tarafındaki terimlerin yanma odasında gerçekleşen periyodlara bağlı olarak yorumlanması gerekir.

Çalışmanın bundan sonraki bölümlerinde sözü geçen terimlerin yorumlanması için şimdiye kadar yapılan çalışmalar incelenecek ve NSU - Wankel motoruna uygun parametrelerin seçimini yaparak model oluşturulmaya çalışılacaktır.

3.2.2. ISI GEÇİŞİ

Bir önceki bölümde içten yanmalı motorlar için oluşturduğumuz enerji denkleminde (3.18), sağ tarafta E.M.A. na göre sistemin çevresi ile yaptığı ısı alış verişini $dQ_\zeta/d\alpha$ terimi ile tanımlanmıştır. Bu terimin hesaplanması hem motorun ısı kayıplarının belirlenmesi

hemde soğutma sisteminin tasarımı açısından önem taşımaktadır.

Motorun yanma odasından katı cidarlara ısı geçişi konveksiyon ve ışınlımla olmaktadır. (katı cidar içinde soğutucu ortama ısı kondüksiyon yoluyla iletilir.)

Akışkan ile katı cidar arasındaki konveksiyon yoluyla iletilen ısı miktarı ortamdaki akışkanın katı cidara göre hızına ve türbülans şiddetine bağlı olarak değişmektedir.

Işınım yoluyla enerji iletimi ise elektromanyetik dalgaların emisyonu veya absorpsiyonu ile gerçekleşmektedir. Yanma odasında ışınlım ile ısı iletimi sadece yüksek sıcaklıkların olduğu periyotlarda meydana gelmektedir. Işınım ile ısı iletimi gaz ışınlımı (Otto çevriminde oldukça ağır basmaktadır) ve alev ışınlım olarak ikiye ayrılmaktadır. Gaz ışınlımı ortamdaki gaz tarafından emilim edilmektedir ve şiddeti gazın yapısına bağlıdır. (CO_2 ve H_2O ışınlım açısından yüksek değerlere sahiptirler). Alev ışınlımı ise ortamdaki ısı taneciklerinden yansıma ile olmaktadır. (Diesel çevriminde, tam yükte ısı geçişinin %30 kadarı bu yolla meydana gelmektedir)

3.2.2.1. ISI AKIMI

Yanma odasındaki gazlardan katı cidara ısı akımı büyük oranda taşınım ile gerçekleşmektedir. Motorun yanma odasındaki ısı taşınımı yoğunluğu

$$q = \frac{\Phi}{A} \quad (3.19)$$

eşitliği ile gösterilebilir. Burada Φ ile ısı akımı ve A ile alan gösterilmiştir.

Yukarıdaki eşitliği yanma odasındaki gazlardan duvara veya ters yönde geçen ısı için ortam sıcaklıklarına göre tekrar düzenlersek

$$q = h (T_{\text{gaz}} - T_d) \quad (3.20)$$

elde edilir.

Bu eşitlikte T_{gaz} gaz sıcaklığı, T_d duvar yüzey sıcaklığı ve h 'da ısı taşınım katsayısı olmaktadır. Bu terimler motorun yanma odasındaki koşulların zamana bağlı değişimi ile birlikte değişmektedir.

3.2.2.2. ISI TAŞINIM KATSAYISI

İçten yanmalı motorlarda ısı taşınımını tarif eden ilk kişi Nusselt olmuştur [16]. Nusselt, Birinci Dünya savaşı öncesi yaptığı bomba deneylerinde (yüksek basınca dayanıklı küresel kapalı kap) kap içinde yanan gazlardan cidarlara olan ısı taşınımını için:

$$h \sim (P^2 T)^{1/3}$$

orantısını kurmuştur.

Daha sonraki yıllarda hızı az gaz motorları için ($Cm_0 = 2m/s$ "ortalama piston hızı")

$$h = 0.99 (1 + 1.24 Cm_0) (P^2 T)^{1/3} \quad (3.21)$$

eşitliğini yazmıştır.

Daha sonra yapılan araştırmalarda Nusselt'in (3.21) formülünde gözönüne alınan ortalama piston hızı etkisinin çok fazla büyük olduğu anlaşılmış ve bazı araştırmacılar tarafından yeni ısı taşınım formülleri önerilmiştir. [16,17,18]

$$(B.Briling) \quad h = 0.99 (3.5 + 0.185 C_{m_o})(P^2T)^{1/3} \quad (3.22)$$

$$(Van Tyen) \quad h = (3.19 + 0.885 C_{m_o}) (P^2T)^{1/3} \quad (3.23)$$

Bu eşitlikler kalorimetrik ölçümlerden türetilirken 1939 yılında Eichelberg tarafından iki-zamanlı motorlardan türetilen bir formül önerilmiştir.

$$(Eichelberg) \quad h = 2.1 (C_{m_o})^{1/3} (PT)^{1/2} \quad (3.24)$$

Daha sonra Pflaum tarafından yapılan çalışmalarda aşırı doldurma halinde Eichelberg'in önerdiği eşitlikteki basınç etkisinin çok küçük kaldığı belirlenmiş ve motorun kapak ile silindir-piston sisteminden geçen ısıları ayrı ayrı düşünerek bir formül tanımlanmıştır.

$$(Pflaum) \quad h = f(PL) \cdot f(C_{m_o}) (PT)^{1/2} \quad (3.25)$$

$$f(C_m) = 6.9 - 5.9 \times 4.5^{-0.098 C_m} \quad (3.25a)$$

$$f(PL) = 2.5 P_d^{0.25} \quad (\text{kapak, piston}) \quad (3.25b)$$

$$f(PL) = 0.8 P_d^{0.66} \quad (\text{silindir}) \quad (3.25c)$$

Annand tarafından geliştirilen ısı taşınım katsayısı korelasyonunda, radyasyon etkisinde gözönüne alınmıştır (sıcaklığın dördüncü mertebeden terimleri vardır).

$$h = 0.49 \left(\frac{k}{c} \right) Re^{0.7} + 0.91 \frac{\left[\frac{T_g}{100} \right]^4 - \left[\frac{T_d}{100} \right]^4}{T_g - T_d} \quad (3.26)$$

(3.27) Eşitliğindeki k ve c katsayılar olup motorun yapısal özelliklerine bağlı olarak seçilebilir.

3.2.2.3. BENZERLİK VE BOYUT ANALİZİ KURALLARI İLE ISI TAŞINIM KATSAYISININ YARI AMPİRİK YOLDAN ELDE EDİLMESİ (RAYLEIGH METODU)

Bu bölümde modelleme programımızda kullanılan ve Woschni tarafından önerilen yarı ampirik ısı taşınım katsayısı korelasyonunun temel yapısını açıklayacağız.

Isı taşınım katsayısını türeteceğimiz ortamla ilgili bazı basitleştirici kabulleri aşağıdaki gibi sıralıyabiliriz.

- Akım süreklidir
- Akışkan sıkıştırılmazdır
- Geometrik benzerlik vardır

Bu kabuller altında benzerlik kurallarından faydalanılır.

$$Nu = f (Re, Pr, d/k) \quad (3.27)$$

Nusselt sayısı konuma ve zamana bağlı olarak boyutsuz ortalama ısı geçiş katsayısını verir.

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k} \quad (3.28)$$

D : Karakteristik uzunluk (Klasik silindirik motor için piston çapı olabilir)

k : Isı iletim katsayısı

Prandtl sayısı ise ısı geçişinde sıkça ortaya çıkan akışkan özelliklerini belirleyen boyutsuz bir sayıdır.

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (3.29)$$

ν : Kinematik viskozite

μ : Dinamik viskozite

a : Isı yayılım katsayısı

c_p : Sabit basınçtaki özgül ısı

Reynolds sayısı ise akımın fizliğini tanımlamaktadır.

$$Re = \frac{\rho w P}{\mu} \quad (3.30)$$

W : Karakteristik hız

ρ : Yoğunluk

Basit geometrik cisimler için (levha, boru ve silindir)

$$Nu = C_{st} Re^m Pr^n \quad (3.31)$$

şeklinde bir bağıntı yazılabilir. (C_{st} :sabit katsayı)

Üstel katsayılar için $m = 0.8$ ve $n = 0.33$ değerleri kabul edilebilir (deneysel çalışmalardan elde edilir).

Ayrıca gaz akışkanlar için aşağıdaki yaklaşımlar yapılabilir. [19,20]

Isı iletim katsayısı : $k \sim T^{0.75}$

Dinamik viskozite : $\mu \sim T^{0.62}$

Hava için Prandtl sayısı ise $Pr = 0.74$ alınabilir ve sıcaklık değişimine bağlı olmadığı kabul edilebilir. [19]

Klasik silindirli motorlarda karakteristik uzunluk olarak silindir çapı ve karakteristik hız olarak pistonun ortalama hızı seçilerek (3.31) eşitliğinden

$$h = C \cdot D^{(m-1)} \cdot P^m \cdot T^{(0.75-1.62m)} W^m \quad (3.32)$$

şeklinde bir ortalama ısı taşınım katsayısı tanımlanabilir.

Bu eşitlik ile tanımlanan ısı geçişi içten yanmalı motorlar için geçerli olan koşulları tam olarak yansıtmamaktadır. Çıkarılan eşitliğin motordaki koşullarıda sağlayabilmesi için yanma ve türbülans değişimlerinin gözönüne alınması gerekir.

Bu yüzden Woschni ortalama piston hızı ile yanma odasında bulunan gazın hızı arasında bir ilişki kurmaya çalışmıştır. Woschni çalışmalarından elde ettiği sonuçlara göre dolgu değişimi (emme, egzoz) ve sıkıştırma periyotlarında, yanma odasındaki gazın ortalama hızı ile ortalama piston hızı arasında bir orantı olduğunu kabul etmiştir. Ancak bu orantı dolgu değişimi ve sıkıştırma periyotları için farklı farklı değerler almaktadır. (Bak: C_1 sabitleri). (Bu orantı özellikle dolgu değişimi sırasında kanallardaki gaz akışı, sıkıştırma sırasındaki gaz hızından fazla olduğu için daha yüksek seçilmektedir).

Yanma ve genişleme periyotlarında ise ortamdaki kimyasal reaksiyonlar sonucu ortaya çıkan basınç değişiminin silindir içindeki gazın ortalama hızına etkisi de yine aynı araştırmacı tarafından türetilen ısı taşınım katsayısı eşitliğinde gözönüne alınmıştır. Bu amaçla ortalama piston hızı (C_{m_0}) terimine, yanma ile oluşan

basınç ile yanmadan oluşan basıncın farkı ($P - P_0$) ve dolgu girişi şartlarını belirleyen gaz yoğunluğu ile strok hacmi arasındaki orana bağlı ifadelerin çarpımından oluşan bir etkide eklenmiştir. Böylece piston hızı ve yanma olayının etkilerini içeren ortalama silindir gazları hızını (W) belirleyen ifade (3.33) eşitliği ile elde edilmiş olur. (Bu ifade Woschni tarafından direk - püskürtmeli, su soğutmalı, dört zamanlı ve girdap etkisi olmayan diesel motorları için türetilmiştir. [20])

$$W = C_1 C_{m_0} + C_2 \frac{V_{st} T_g}{P_g V_g} (P - P_0) \quad (3.33)$$

(3.33) Eşitliğindeki katsayıların Woschni tarafından önerilen değerleri, yukarıda sözü geçen fiziksel koşullara bağlı olarak, aşağıdaki tabloda çıkarılmıştır.
19,20

| | | |
|--------------------|--------------|-----------------------------|
| Dolgu değişimi | $C_1 = 6.18$ | $C_2 = 0$ |
| Sıkıştırma | $C_1 = 2.28$ | $C_2 = 0$ |
| Yanma ve genişleme | $C_1 = 2.28$ | $C_2 = 3.24 \times 10^{-3}$ |

Daha sonraki araştırmalarda yüksek hızlı diesel motorlarında girdap etkisi ile ısı taşınımının daha yüksek olmasından dolayı (3.33) eşitliğindeki C_1 katsayısı yeniden düzenlenmiştir. [20]

| | |
|-----------------|-------------------------------------|
| Dolgu değişimi | $C_1 = 6.18 + 0.417 v_m / C_{m_0}$ |
| Diğer peryotlar | $C_1 = 2.28 ++ 0.308 v_m / C_{m_0}$ |

Yukarıdaki katsayılarda bulunan v_m terimi $v_m = Dw_m / 2$ şeklinde verilir. Bu ifadede w_m motorun açısal hızını göstermektedir.

(3.33) Eşitliği ile (3.32) eşitliği birleştirildiğinde

$$h = CD^{(m-1)} P^m T^{(0.75-1.62 m)} \left[C_1 C_{m_o} + C_2 \frac{V_{st} T_g}{P_g V_g} (P - P_o) \right]^m \quad (3.34)$$

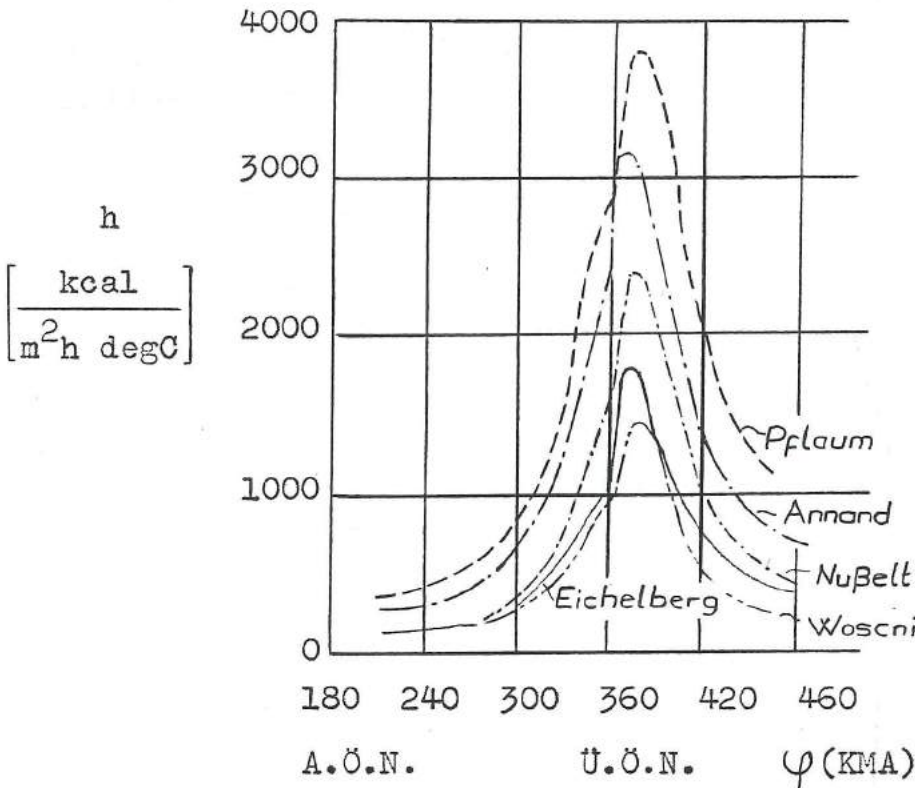
elde edilir.

Daha önce belirtildiği gibi (3.31) eşitliğinde gösterilen m sabiti için deneysel sonuçlara dayanarak 0.8 değerini alırsa, (3.34) eşitliği

$$h = C_{st} D^{-0.2} P^{0.8} T^{-0.54} \left[C_1 C_{m_o} + C_2 \frac{V_g T_g}{P_g V_g} (P - P_o) \right]^{0.8} \quad (3.35)$$

halini alır.

Diesel motorları için Nusselt - Reynolds korelasyonu ile elde edilen yarı ampirik, zorlanmış ısı taşınım katsayısı bazı değişiklikler ile NSU - Wankel motoru içinde kullanılabilmektedir. [12, 13, 20]



ŞEKİL 3.2.

Özellikle C_{st} , C_1 ve C_2 sabitlerinin değerleri motor geometrisine ve olayı etkileyen fiziksel parametrelerin değişimine bağlı olarak yeniden belirlenebilir. Şekil 3.2 de daha önce adı geçen araştırmacıların geliştirdiği ısı taşınım korelasyonlarının **krank mili açısına** göre değişimi ve birbirleri arasındaki farkları görmek mümkündür.

Bu çalışmada da izlenecek olan yol yukarıda söylendiği gibi sözü geçen katsayıları değiştirerek sonuçların irdelenmesi olacak. Ancak yapacağımız çalışma sadece nümerik olarak bilgisayar modellemesinden ibaret olduğu için elde edilen sonuçların deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması mümkün olamamıştır (sadece Ertuğrul ARSLAN tarafından yapılan çalışmaya ait deneysel ve nümerik modelleme sonuçları ile [12,20] kaynaklarının modellenmeleri ile karşılaştırma yapmak mümkündür). Yapılan çalışmada kullanılan ısı taşınım formülünün genellenebilmesi için benzer koşullarda denenmiş farklı geometrik ve fiziksel özelliklere sahip motorların deneysel verilerine gereksinme vardır. Bu deneysel verilerden faydalanarak (3.35) eşitliğindeki katsıyaların motor özelliklerine bağlı fonksiyonlar olarak belirlemek mümkün olabilir. Sözü geçen fonksiyonel ilişkide bulunabilecek olan muhtemel değişkenler aşağıda verilen tablodaki gibi olabilir.

$$C_{st}(f), C_1(f), C_2(f)$$

- f :
- e/R (eksantriklik ile Rotor köşesi uzaklığının oranı)
 - b (Yanma odasının genişliği)
 - Emme ve egzoz kanallarının konumu (Özellikle emme kanalının yan duvarda veya çevresel gövde de olması gibi)
 - Piston yüzeyindeki oyğun konumu ve geometrisi

3.2.2.4. GELİŞTİRİLMİŞ BİR NUSSELT-REYNOLDS

KORELASYONU [21]

Burada sözü geçen korelasyon daha önce anlatılan ve Woschni tarafından bölgesel ısı taşınım katsayısı için geliştirilen korelasyona çok benzemektedir. Jan Dietrich adlı araştırmacı tarafından geliştirilen ve KKM - 613 modeli bir Audi NSU - Wankel motorunda (Laboratuvarımızda bulunan KKM -612 modelinin Audi tarafından geliştirilen bir ileri modelidir) elde edilen deneysel sonuçlar ile desteklenen korelasyon ile ısı taşınım katsayısı aşağıdaki fonksiyon ile gösterilebilir.

$$h = FWR(x,n) C_m^{0.786} P^{0.786} T^{-0.525} \quad (3.36)$$

(3.36) Eşitliğinde yer alan FWR katsayısı pistonun konumuna ve devir sayısına bağlı bir faktördür ve 21 nolu kaynakta

$$FWR(x,n) = 1.54 e^{(58.85x - 173.77x)} + 11.5 (x)^{1/2} + \\ + 220 - (e^{(34x - 96x)}) n 10^{-3} \quad (3.37)$$

şeklinde verilmektedir.

Bu eşitlikteki x değerinin birimi metredir ve soğuk (emme) bölgesindeki uzun eksen üzerinde $x = 0$ alınmaktadır.

(3.37) Eşitliği (3.36) eşitliğinde yerine konur ve elde edilen denklem eksantrik mili açısı üzerine entegre edilirse

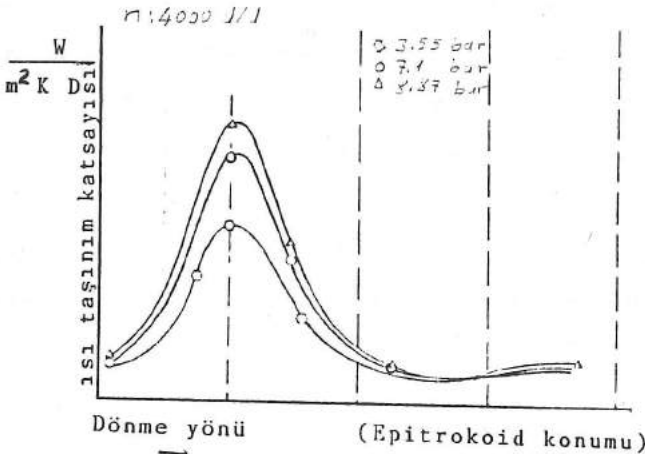
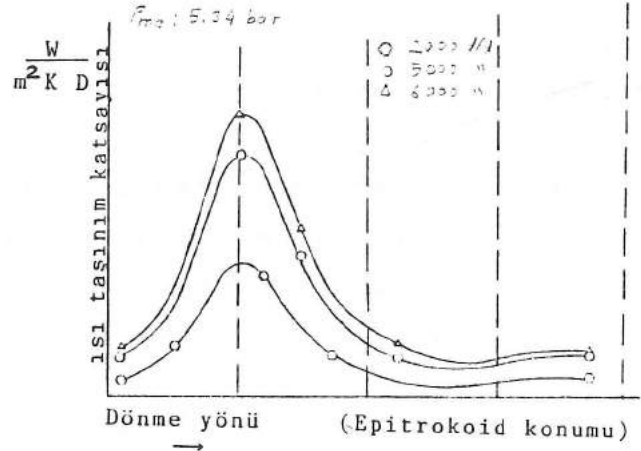
$$h = FWR(x, n) \frac{1}{\alpha} \int_{\alpha}^{\alpha+360} (C_m^{0.786} P^{0.786} T^{0.525}) d\alpha \quad (3.38)$$

sonucuna ulaşılır. α

Bu eşitlikteki x değeri sadece daha önce sözü geçen motor için geçerli bir değerdir. Bu değeri genelleştirmek için x değerini eşitlikten kaldırarak yerine trokoid açısını (pistonun açısal konumu) kullanmak mümkündür.

Şekil 3.3. de ısı taşınım katsayısının yüke ve devir sayısına bağlı olarak, gövde yüzeyi üzerindeki değişimi gösterilmiştir.

Bu çalışmada yukarıda anlatılan eşitlik kullanılmayacak ve ayrıntılarına girilmeyecektir. (Ayrıntılı bilgi [21] nolu kaynakta bulunabilir)



ŞEKİL 3.3.

3.2.3. YANMA PERYODU MODELLEMESİ

İçten yanmalı motorlarda iş üretim periyodu yakıtın hava içinde yakılması ile elde edilir. Kapalı bir ortamda meydana gelen yanma olayı, sıcaklığı ve basıncı arttıracaktır. Oluşan basınç artışı sayesinde yanma odası genişlemeye çalışacaktır. Yanma odasının genişlemesi sisteme bağlı olan mekanizma yardımıyla bir mili çevirecek ve güç elde edilecektir.

Bölüm 3.2.2.de yanma odası içindeki gazlar ile sistemin sınırı arasında oluşacak olan ısı alışverişini tanımlayan eşitlikler türetilmiştir. Burada ise bölüm 3.2.1.de termodinamiğin I. kanununa göre sistem için elde edilen eşitlikte yer alan "ısının sisteme sokuluşu" teriminin analizi yapılmaya çalışılacaktır.

Modelleme çalışmamızda, sistem E.M.A.'nın değişimine göre termodinamiğin I. kanunu ile tanımlanmıştır. Bu nedenle ısının sisteme sokuluşuda E.M.A.'na göre tanımlanmalıdır.

Daha önce belirtildiği gibi, bizim çalışmamıza konu olan motor Otto - çevrimine göre çalışmakta olup, karışım yanma odası dışında hazırlanarak sisteme sokulmaktadır. (Literatürde özellikle son zamanlarda A.B.D.'de karışım motor içinde oluşturularak (yakıt püskürtme) buji yardımıyla ateşlendiği modeller üzerinde (stratified engine-kademeli dolgu) araştırmalar yoğunlanmıştır).

Sisteme sokulan karışımın bir buji yardımıyla ateşlenmesinden sonra yanan yakıt miktarının ve buna bağlı olarak açığa çıkan ısının E.M.A.'na göre adım adım bulunması, problemin esasını oluşturmaktadır.

Yukarıda tanımlanan problemin çözümü için çeşitli yollar izlenebilir. Bunlardan en çok uygulanan iki metodun yapısı anlatılacaktır. Sözü geçen metodlar şu başlıklar altında toplanabilir.

- Alev hızını hesaplayarak yanan yakıt miktarının bulunması.
- Adım adım yanan yakıt miktarını veren bir fonksiyonunun kurulması.

3.2.3.1. ALEV HIZININ VE YANAN YAKIT MİKTARININ BULUNMASI

Motorların yanma odasında meydana gelen yanma olayı çok kompleks bir yapıya sahiptir. Sisteme etkiyen parametrelerin çokluğu ve değişkenliği problemin analitik olarak çözülebilmesini güçleştirmektedir. Bu yüzden ısı taşınımında olduğu gibi burada da belirli kabuller altında, yarı ampirik yöntemler kullanarak çözüme gitmeye çalışılır.

Tanımlanan yanma odası içindeki yaklaşık alev hızını E.M.A.'na bağlı olarak bulabilmek için öncelikle karışımın homojen olduğunu kabul ediyoruz. Daha sonra bu koşullar altındaki karışımın adyabatik alev sıcaklığını (E.M.A.'na bağlı olarak) buluruz.

Bir yanma olayında çevre ile ısı alış veriş, kinetik ve potansiyel enerjilerde değişim ve iş mevcut değilse, sistemin reaksiyon sonunda (kimyasal reaksiyon: elektronlar düzeyinde) ulaşacağı sıcaklığa adyabatik alev sıcaklığı denir. [22]

Adyabatik alev sıcaklığının oluşması için, gözönüne alınan sisteme (3.5) eşitliği ile gösterilen termodinamiğin 1. kanununu uygulayalım.

Reaksiyonun sabit hacimde (iş üretimi yok), çevre ile ısı ve herhangi bir kütle alış verişi olmadan gerçekleşmesi durumunda

$$dQ = Q_{\phi} - Q_g = 0$$

$$dW = P \cdot dW = 0$$

$$d(H_{o\phi} - H_{og}) = 0$$

terimleri elde edilir.

Bu durumda (3.5) eşitliğinden iç enerji değişimide olmadığı görülür. Yani yanma odasına giren karışım (reaktantlar) ile yanma sonucu oluşan ürünlerin iç enerjileri sabit ve birbirlerine eşit olmaktadır.

$$dU = U_{\text{ürün}} - U_{\text{reaktant}} = 0$$

$$U_{\text{reaktant}} = U_{\text{ürün}} \quad (3.39)$$

Yanma odası içine giren yakıt - hava karışımı belirlendiğinde (3.21) eşitliğinde sol tarafta bulunan reaktantların iç enerjisi kolayca hesaplanabilir. (Karışım ideal gaz kabul edilmektedir).

Toplam entalpi ile iç enerji arasındaki (3.40) eşitliğindeki ilişkiden faydalanabiliriz.

$$H_r = U_r + P_r V_r \quad (3.40)$$

İdeal gazın hal denklemi $PV = n \bar{R} T$ (n : mol sayısı, \bar{R} : Evrensel gaz sabiti) olduğuna göre (3.40) eşitliği aşağıdaki gibi yazabiliriz.

$$U_r = H_r - n_r \bar{R} T_g \quad (3.41.a)$$

n_r Toplam mol sayısı olup karışımın niteliği bilindiğine göre bellidir. Reaktantların toplam entalpisi için ise (3.24) eşitliği yazılabilir.

$$H_r = \sum_{i=1}^{z_r} n_{i,r} h_{i,r} (T_g) \quad (3.42.a)$$

veya

$$H_r = \sum_{i=1}^{z_r} n_{i,r} (h_i^{\circ} + \int_{T_o}^{T_g} C_{pi} dT)_r \quad (3.42.b)$$

şeklinde yazılabilir. Burada h_i° her bir bileşenin özgül standart teşekkül ısısını göstermektedir (298.5 K deki teşekkül ısısı). [22]

Böylece reaktantların toplam iç enerjisi belirlenmiş olur. (3.40) eşitliğinin sağ tarafındaki ürünlerin iç enerji toplamını bulabilmek için, reaktantların iç enerjisini bulmada uyguladığımız yöntemi kullanarak (3.41.b) ve (3.42.c) eşitlikleri çıkarılabilir.

$$U_{\ddot{u}} = H_{\ddot{u}} - n_{\ddot{u}} \bar{R} T_{ad} \quad (3.41.b)$$

$$H_{\ddot{u}} = \sum_{i=1}^{Z_{\ddot{u}}} n_{i,\ddot{u}} (h_i^{\circ} + \int_{T_o}^{T_{ad}} C_{pi} dT)_{\ddot{u}} \quad (3.42.c)$$

Burada $n_{\ddot{u}}$ ürünlerin toplam mol sayısı, $n_{i,\ddot{u}}$ i bileşenlerinin mol sayısı, $Z_{\ddot{u}}$ yanma sonucu açığa çıkan bileşenlerin sayısı ve T_{ad} adyabatik alev sıcaklığıdır.

(3.42.a.b.c) denklem sistemlerinde $h_{i,r}$ ve $h_{i,\ddot{u}}$ entalpileri sıcaklığa bağlı polinomlar yardımıyla bulunabilir. [20]

$$\bar{h}_{i,\dot{u}} = \bar{R}T \left(a_{i1} + \frac{a_{i2}}{2} T + \frac{a_{i3}}{3} T^2 + \frac{a_{i4}}{4} T^3 + \frac{a_{i5}}{5} T^4 + \frac{a_{i6}}{T} \right) \quad (3.43.a)$$

$$\bar{h}_{i,r} = A_{i1} t + A_{i2} \frac{t^2}{2} + A_{i3} \frac{t^3}{3} + A_{i4} \frac{t^4}{4} - \frac{A_{i5}}{t} + A_{i6} + A_{i8} \quad (3.43.b)$$

$$(t = T(K)/1000)$$

(3.43.a.b.) eşitliklerindeki katsayılar (ek.1) de verilmiştir.

(3.42.c) eşitliğinin sonucunu bulup (3.41.b) de yerine koyarak (3.39) eşitliğinin sağlanıp sağlanmadığını kontrol edebilmemiz için ürünlerin (bileşen) sayısı ve molaritesi ile adyabatik alev sıcaklığının belirlenmesi gerekmektedir. Bu hesaplamaları yapabilmek için eksantrik milinin belli bir konumuna bağlı olarak, meydana gelen reaksiyon sonucunda, reaksiyon bölgesindeki ürünlerin termokimyasal dengeye sahip olduğu kabulü yapılır.

Termokimyasal denge durumunda reaksiyon sonundaki ürünlerin kimyasal bileşimlerinin ve miktarlarının değişmediği kabul edilir. ancak sistem mikro yapıda incelendiğinde bazı dönüşümler olduğu gözlemlenir. Makro seviyede ise bileşenlerin miktarında bir değişme olmadığı gözlemleniyorsa, sistem dengededir denilir. Yani reaksiyonların makro seviyede iki yönlü hızları aynıdır. [22]



Bu kabulün ışığı altında ürünler arasında yukarıdaki tanımlamaya benzer denge reaksiyon denklemleri kurulabilir. Elde edilen denge denklemlerinden faydalananarak, bileşenleri hesaplamak için iki ana metod mevcuttur. Bunlardan biri **denge sabitleri** diğeri ise **Gibbs serbest enerjisinin minimumlaştırılması** metodudur (Bu konuda ayrıntılı bilgi [22] ve [23] no.lu kaynakta bulunabilir).

Denge sabiti metodunda i sayıda bileşen ve j sayıda elementin bulunduğu reaktif ortam için $i - j$ kadar, bileşenler arasında denge sabiti hesaplanır. Öte yandan reaksiyonlar sadece elektronlar düzeyinde olduğundan, kütlelerin korunumu için j kadar korunum denklemi yazılır.

$$\text{Karışımın molar yoğunluğu} \quad \rho_n = \frac{n}{V} \quad (3.44.a)$$

$$\text{Molar konsantrasyon} \quad \rho_{ni} = \frac{n_i}{V} \quad (3.44.b)$$

Guldenberg ve Waage tarafından elde edilen molar konsantrasyona bağlı kimyasal denge sabiti eşitliği (Belli bir basınç ve sıcaklık için) [15]

$$K_c = \frac{\rho_k^{k_i} \rho_L^{l_i}}{\rho_A^{a_i} \rho_B^{b_i}} \quad \text{veya} \quad \prod_i X_i^{x_i} = K_c \quad (3.45)$$

İdeal gaz denklemlerinden kısmi basınç ve molarite çekilerek

$$P = \sum_{n=1}^z P_i, \quad n = \sum_{i=1}^z n_i$$

$$P_i = \frac{n_i \bar{R} T}{V} \quad (3.46)$$

$$n_i = \frac{P_i V}{\bar{R} T} = \frac{P_i \cdot n}{P} \quad (3.47)$$

elde edilir ve kısmi basınca bağlı olarak denge sabiti

$$K_c = \frac{P_K^{k_i} \cdot P_L^{l_i}}{P_A^{a_i} P_B^{b_i}} = K_p (RT)^{\Delta x}$$

$$\Delta x = k_i + l_i + \dots - a_i - b_i$$

$$K_p = \frac{P_K^{k_i} P_L^{l_i}}{P_A^{a_i} P_B^{b_i}} = \prod_i P_i^{x_i} \quad (3.48)$$

şeklinde elde edilir.

Böylece denge sabitlerinden gelen i sayıda kısmi basınç ve toplam mol sayısı olmak üzere $i + 1$ kadar bilinmeyen elde edilir.

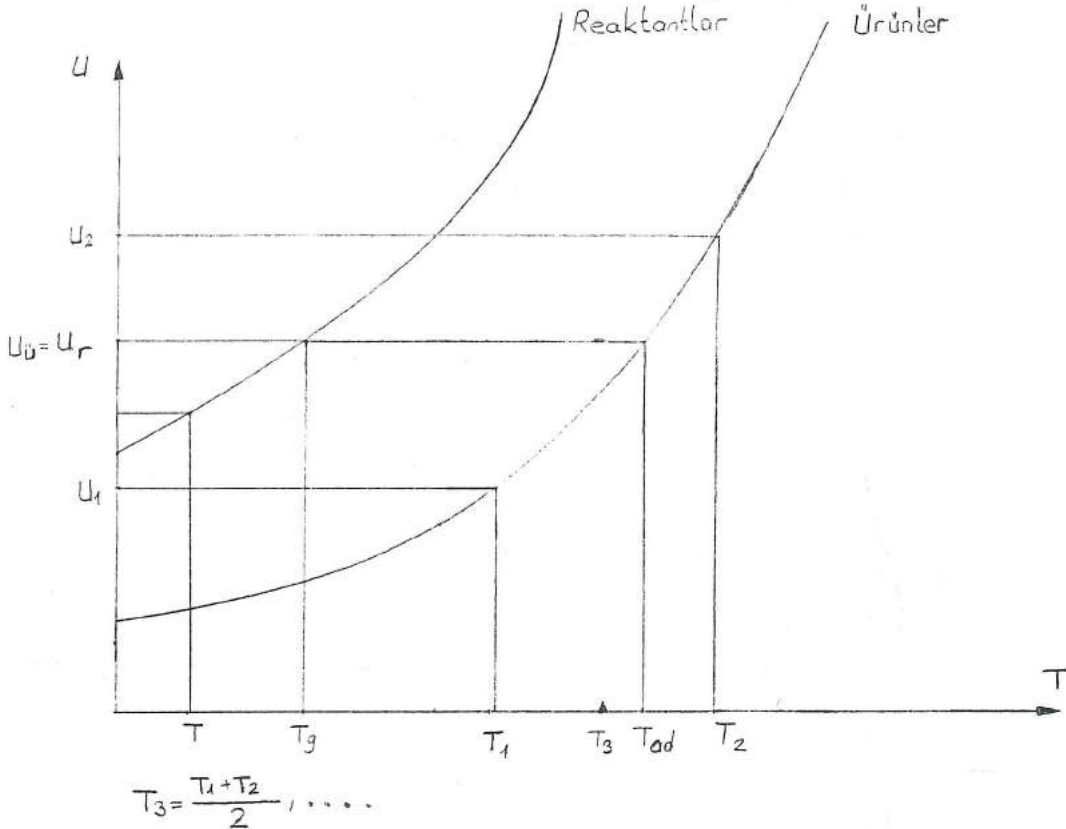
Buna karşılık $i - j$ kadar denge sabiti, j kadar korunum denklemi ve toplam molarite ile bileşen molaritesi arasında bir bağıntı olmak üzere $i - j + j + 1 = i + 1$ kadar denklem elde edilmiş olur.

Böylece $i + 1$ bilinmeyen ve $i + 1$ tane lineer olmayan denklem elde etmiş oluruz. Bu denklemlerin çözümü için iteratif bir yöntem kullanılabilir. İteratif yöntemle bulunan denge hali daha önce de belirttiğimiz gibi sadece belli bir P ve T değeri için bulunmuştur. P değeri bellidir (çevrim hesabından bulunur) ve T sıcaklığı adyabatik alev sıcaklığına bir yaklaşım olmak üzere tahmini bir değerdir. Bu yaklaşım ile kimyasal denge kabulünden elde edilen bileşenlerin molaritesi ve bileşenlerin tahmin edilen sıcaklıktaki entalpi değerleri Janaf tablosu yardımıyla (3.43.a.b) eşitlikleriyle verilen polinomlardan hesaplanarak (3.42.b) eşitliğinde yerine konursa karışımın toplam entalpisi bulunabilir. Bulunan entalpi değerinden karışımın toplam iç enerjisi (3.41.a) eşitliği yardımıyla bulunur. Ürünlere ait olan iç enerjinin (3.39) eşitliğinde verilen şarta göre reaktantların iç enerjisine eşit olup olmadığı kontrol edilir.

(3.39) eşitliği $U_R - U_{\ddot{u}} = 0$ şeklinde yazılabilir.

Tahmin edilen sıcaklıklar ile yukarıda verilen eşitliği bir pozitif bir de negatif yapacak olan ürün iç enerjileri bulunur.

Şekil (3.4) de de gösterildiği gibi T_1 ve T_2 tahmin sıcaklıkları arasında kalan T_{ad} yeniden ikinci bir iteratif yöntemle bulunabilir. Burada iteratif olarak yaklaşılan her T değeri için kimyasal denge hesabı yapılarak yeni sıcaklık değeri belirlenir. Belli bir hassasiyetle sonuca yaklaşıldığında iterasyon kesilerek adyabatik alev sıcaklığı (T_{ad}) bulunmuş olur. Yakınsama hızı ve basitliğinden dolayı **ortay** metodu [24] ile iterasyon yapılması uygun bir çözüm olur. Bu metod ile elde edilen adım sonu değeri çözülecek olan eşitlikte yerine konarak elde edilen sonucun işareti incelenir. (bak şekil 3.4)



ŞEKİL 3.4.

- Laminer ve türbülanslı alev hızı yardımıyla yanan yakıt miktarının belirlenmesi:

Laminer alev hızını Kuehl tarafından propan - hava karışımları ile yaptığı deneylere dayanarak önerdiği (3.49) eşitliği ile yaklaşık olarak hesaplamak mümkündür. [25]

$$U_L = \left[\frac{1.087 \times 10^4}{\left[\frac{10^4}{T_{ad}} + \frac{900}{T} \right]^{4.938}} \right] \cdot P^{-0.09876} \quad (3.49)$$

Bu eşitlikteki P ve T terimleri yanmamış gazlara aittir.

(3.49) ile bulunan alev hızı yanma odasındaki gerçek alev hızına göre küçük bir değerdir. Bunun sebebi ortamın türbülanslı olması ve bu yüzden alev hızının artmasıdır. [15]

Sözü geçen türbülansın etkisini ilave etmek için laminer alev hızı bir türbülans faktörü ile çarpılarak sonuca gidilmeye çalışılır. [7, 26]

F_g : Türbülans faktörü (> 1)

U_t : Türbülanslı alev hızı

$$U_t = F_g U_L \quad (3.50)$$

Alev hızını etkileyen diğer bir etkende ortamdaki gazların hareketidir. (Burada sözü geçen gaz hareketi pistonun gazı sürüklemesi ile ortaya çıkar ve özellikle NSU - Wankel motorunda önemli bir parametre olması beklenebilir.

U_g : Gazların hızı

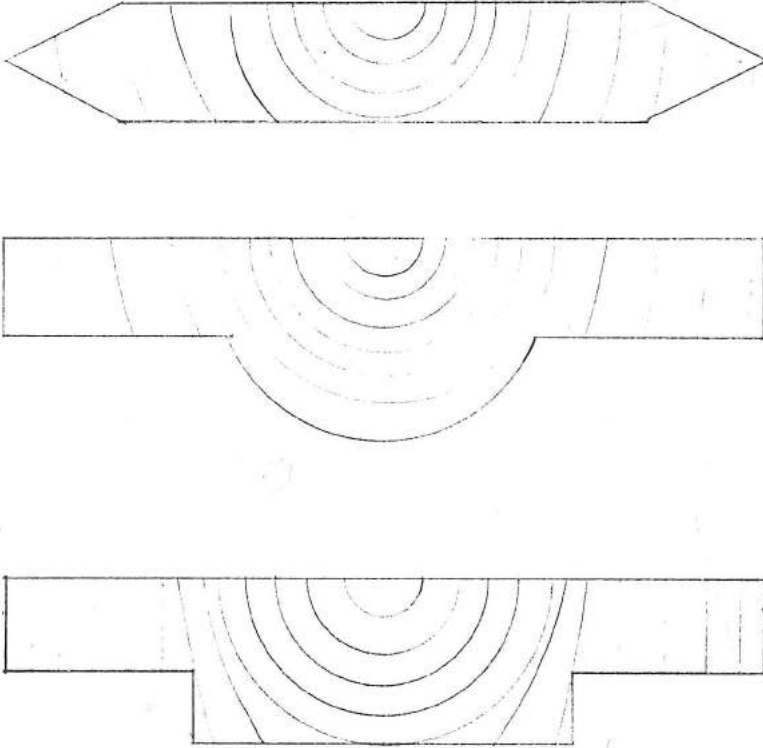
U_a : Toplam alev yayılma hızı

$$U_a = U_t + U_g \quad (3.51)$$

Bu şekilde hesaplanan alev hızı ile motorun hızı bir arada gözönüne alındığında, zamana bağlı yanan yakıt miktarını bulmak mümkündür. Özellikle 1,2 ve 3 boyutlu incelemelerde bu yöntem ile bulunan alev hızı kullanılır.

0. boyutlu modellerde ise daha çok sadece türbülanslı alev hızı kullanılarak ve bujinin bulunduğu noktada alevin küresel olarak yayıldığı varsayılarak, zamana bağlı yakıt miktarı bulunur. [7, 13, 27]

Şekil (3.5) de 0. boyutlu modellere uygulanabilecek çeşitli yanma odası geometrileri tanımlanmıştır.



ŞEKİL 3.5.

Yanan yakıt miktarını zamana bağlı olarak hesapladıktan sonra açığa çıkan ısı miktarı termodinamiğin 1. kanununa ilave edilir ve çevrim hesabı yapılır.

Alev hızının bulunduğu 0. boyutlu modellerde, sistem genellikle 1, 2 veya 3 bölgeli olarak incelenir. (Yanmış, yanan ve yanmamış bölgeler). Çevrim hesabında her bölgede basıncın eşit olduğu (ortamın ses hızı ile ilerler) varsayılarak bölgeler arasındaki etkileşim incelenebilir [7].

3.2.3.2. YANAN YAKIT MİKTARININ FONKSİYONLAR

YARDIMIYLA BELİRLENMESİ

Bölüm 3.2.3.1 de adyabatik alev sıcaklığından faydalanarak yanan yakıt miktarının nasıl hesaplanabileceğine dair bir algoritma açıklanmıştır. Adı geçen bölümde anlatıldığı gibi, adyabatik alev sıcaklığını hesaplamak için için iki iterasyon yapmak gerekmektedir. Ayrıca çevrimin her adımında yanma odası içindeki basınç değiştiğinden her adım başında adyabatik alev sıcaklığını tekrar hesaplamak gerekmektedir.

Adım başında yanan yakıt miktarının bu şekilde belirlenmesi hem çevrim algoritmasını oldukça karmaşık bir hale getirmekte, hem de bilgisayar sürelerinin uzamasına neden olmaktadır. Bu amaçla özellikle 0. boyutlu modellerde adım başına yanan yakıt miktarını belirleyecek olan fonksiyonların kurulması ve böylece zaman alıcı iterasyonların terkedilmesi tercih edilen bir yol olmaktadır.

Adı geçen fonksiyonlar deneysel çalışmalara dayanılarak türetilmektedir. Aşağıda bu tür fonksiyonlara ait birkaç örnek özellikleri ile birlikte tanıtılmaktadır [27].

Yanan yakıt miktarının zamana bağlı olarak değişimi, alevin yayıldığı ortama (yanma odası geometrisi) ve bujinin konumuna göre (Otto - çevrimi) belirlenebilmektedir. Bu yüzden yanan yakıt miktarı ile ilgili oluşturulan fonksiyonların, farklı yapıdaki motorlar için her zaman uygun sonuçlar vereceği beklenemez. Kullanılacak olan fonksiyonlar veya fonksiyon parametreleri daha önce de belirtildiği gibi deneysel sonuçlara dayanılarak seçilmelidir.

Otto - çevrimi ile çalışan motorlar için yanan yakıt miktarının değişimini belirlemeye yarayan en basit fonksiyon **sabit oranda yanma fonksiyonudur.**

- m_y : Yakıtın toplam kütlesi
 Δm_y : Adım sonunda yanmış olan yakıt miktarı
 α : E.M.A.
 α_i : Ateşlemenin yapıldığı E.M.A.
 $\Delta \alpha$: Yanma süresi (E.M.A. cinsinden)

$$\Delta m_y = \frac{\alpha - \alpha_i}{\Delta \alpha} \quad (3.52)$$

[27] no lu kaynağa göre (3.52) eşitliği ile verilen fonksiyonun, klasik silindirik motorlar için çok önemli bir rol oynamamasına rağmen, döner pistonlu motorlarda uyum sağlandığı belirtilmektedir. Özellikle yanmanın başladığı konumda gerçek değerlerden sapma gözlemlenir. (Başlangıçta yanan yakıt miktarı gerçekte daha az olmaktadır).

Diğer bir uygulama ise **karesel fonksiyonudur.**

$$\Delta m_y = \left(\frac{\alpha - \alpha_i}{\Delta \alpha} \right)^2 \quad (3.53)$$

Bu fonksiyon ile başlangıçtaki yanan yakıt miktarının az yanması iyi bir şekilde modellenmesine rağmen, daha sonra yanan yakıt miktarının zamana bağlı olarak sürekli artması gerçeğe pek uymamaktadır.

Üçüncü bir yöntem ise trigonometrik fonksiyonlardan türetilmektedir.

$$\Delta_{m_y} = \frac{1}{2} \left\{ 1 - \text{Cos} \frac{\alpha - \alpha_i}{\Delta \alpha} \pi \right\} \quad (3.54)$$

Bu fonksiyon motor deneyleri ile karşılaştırıldığında diğer iki eşitliğe göre daha uygun sonuçlar vermektedir.

Şekil 3.6 a,b,c'de yukarıda verilen fonksiyonların yanan yakıt miktarı ve motor karakteristikleri üzerindeki etkileri görülmektedir.

3.2.3.2.1. YANAN YAKIT MİKTARININ ADIM ADIM BİR

FONKSİYON İLE BELİRLENMESİ

Bir önceki bölümde yanan yakıt miktarının belirlenmesi için üç değişik eşitlik verilmiştir. Bu bölümde ise daha önce verilen eşitliklere göre çok daha esnek olan Vibe fonksiyonu tanılmaktadır.

Bu çalışmada yapılan 0.boyutlu modellemede esnekliğinden dolayı adı geçen Vibe fonksiyonu kullanılmıştır.

Vibe fonksiyonu (3.55) eşitliği ile tanımlanmıştır.

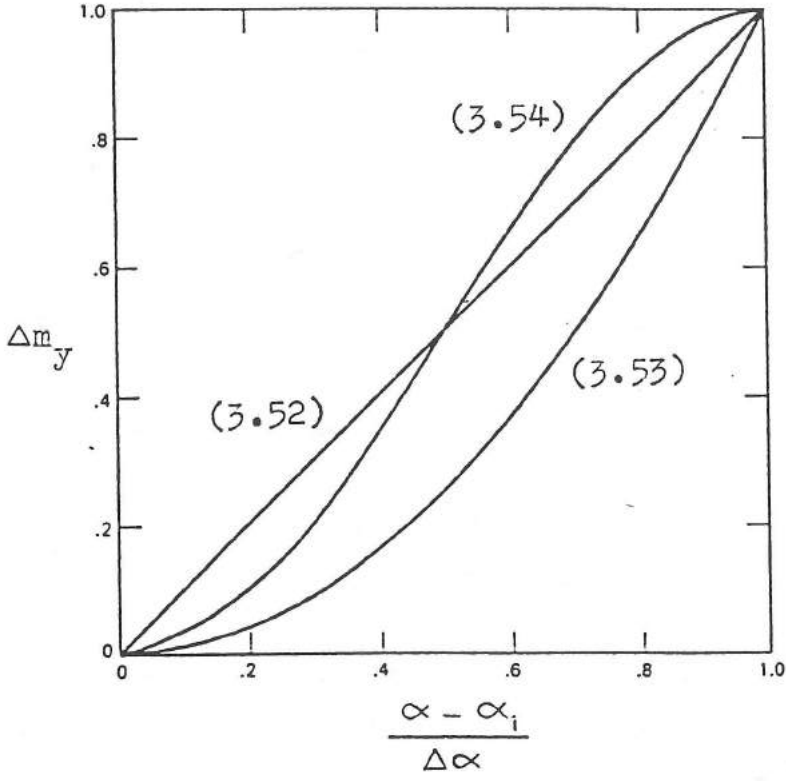
$$X_y = 1 - \exp \left(- a \left(\frac{\alpha - \alpha_i}{\Delta \alpha} \right)^{m+1} \right) \quad (3.55)$$

X_y : Yanan yakıtın toplam yakıtı oranı (kümülatif)

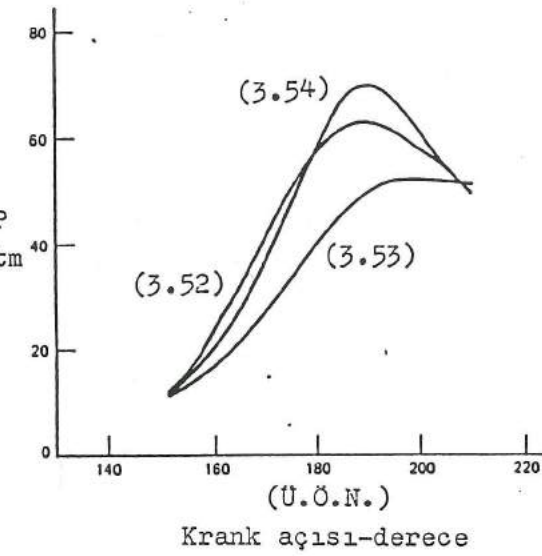
a : Vibe sabiti ($3 < a < 10$)

m : Vibe üstel katsayısı

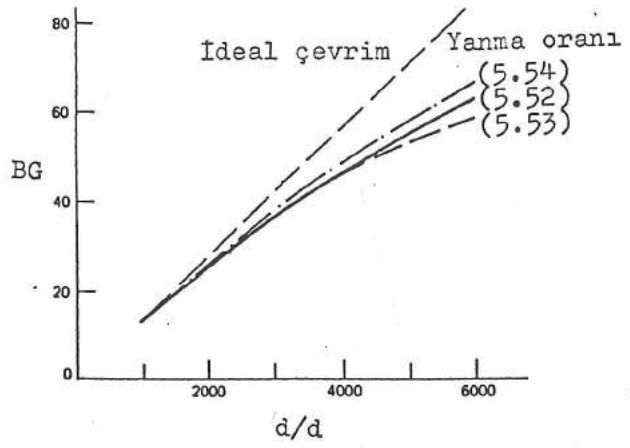
(3.55) eşitliğinin çıkarılışı ile ilgili ayrıntılı bilgi 28 no.lu kaynakta bulunabilir.



(a)



(b)



(c)

ŞEKİL 3.6.

(3.55) eşitliği ile yanan yakıtın zamana (E.M.A.ya) bağlı olarak kümülatif (toplamsal) değişimi bulunmaktadır.

Eğer bu eşitliği üstel katsayıya göre türetirsek zamana bağlı olarak yanan yakıt miktarının dağılımını elde ederiz.

$$m_{y0} = a(m + 1) \left(\frac{\alpha - \alpha_i}{\Delta\alpha} \right)^m \exp(-a((\alpha - \alpha_i)/\Delta\alpha)^{m+1}) \quad (3.56)$$

Yukarıdaki şekillerden de görüldüğü gibi yanan yakıt miktarının zamana bağlı değişimi Vibe fonksiyonunda yer alan üstel katsayısının değerine göre, çok esnek bir karakteristik aralıkta seçilebilmektedir.

Bu nedenle son zamanlarda yapılan 0. boyutlu NSU - Wankel motoru modellemelerinde genelde hep Vibe fonksiyonlarının kullanıldığı görülmektedir [11, 12,29].

3.2.4. NSU - WANKEL MOTORUNUN 0. BOYUTLU ÇEVİRİM

MODELİ İÇİN HAZIRLANAN BİLGİSAYAR

PROGRAMININ TANITIMI

Bu bölüme kadar motor çevrim hesabını etkileyen çeşitli parametreler hakkında bilgi verilmiş ve bugüne kadar bu alanda yapılmış olan bazı çalışmalar tanıtılmıştır. Adı geçen incelemelerden faydalanarak NSU - Wankel motorunun çevrimini analiz etmemiz mümkündür.

Çalışmamızdaki 0. Boyutlu çevrim analizi temel olarak termodinamiğin 1. kanununa (enerji denklemi) dayanmaktadır. Bu nedenle çevrim analizi için kullanacağımız ana bağıntı (3.18) eşitliği ile verilen ve motor çevrimi için elde edilmiş olan diferansiyel formdaki

enerji denklemi olacaktır. Bu bağıntıyı burada yeniden yazmadan önce problemimizin niteliğinden ileri gelen bir basitleştirmeyi vurgulamak gerekir. (3.18) eşitliği incelendiğinde hava fazlalık katsayısına bağlı (λ) bir diferansiyel terimin varolduğu görülür. Bu terim ancak çevrim sırasında emilen hava içindeki yakıt miktarı zamana (E.M.A.na) göre değişiyorsa, söz konusu olmaktadır. Böyle bir durum ise ancak Diesel çevriminde veya kademeli dolgulu (Stratified) motorlarda ortaya çıkmaktadır. [9,11,12] Oysa bizim incelediğimiz çevrimde karışım motor dışında oluşturularak yanma odasına sokulduğundan $d\lambda/d\alpha = 0$ olacaktır.

Bu durumda gözönüne aldığımız diferansiyel denklem aşağıdaki formu alacaktır.

$$\frac{dT}{d\alpha} = \frac{1}{m_t c_v} \left[\frac{dQ_g}{d\alpha} - \frac{dQ_\phi}{d\alpha} + \frac{dm_g}{d\alpha} h_g - \frac{dm_\phi}{d\alpha} h_\phi - P \frac{dV}{d\alpha} - \frac{dm_t}{d\alpha} u \right] \quad (3.57)$$

Adi diferansiyel formdaki bu denklemi nümerik olarak çözebilmek için sonlu fark denklemi haline getirebiliriz.

Bir $f(x)$ fonksiyonu ve h adım uzunluğu kullanarak x noktası için birinci merteye ileri fark

$$f(x) = f(x + h) - f(x) \quad (3.58)$$

formülü ile verilebilir. (3.57) eşitliğine baktığımızda, diferansiyel terimlerin hepsinin birinci merteye olduğunu görürüz. Bu durumda (3.58) eşitliği (3.57) eşitliğinde bütün terimler için kullanılabilir.

Şimdi (3.57) eşitliğindeki bütün terimleri açık olarak yazarak sonuca ulaşmaya çalışalım.

1- Sisteme giren toplam kütle :

(3.12) eşitliği ile daha önce verilen kütle toplamındaki terimlerin tek tek bulunması gerekir.

Öncelikle strok hacminin bilinmesi gerekmektedir.

Bu amaçla (2.9) eşitliğinden yanma odasının maksimum ve minimum hacimlerini bularak birbirinden çıkarmamız yeterlidir.

$$V_{st} = V_{max} - V_{min} = 3 \sqrt{3} Re_b \quad (3.59)$$

- Emilen hava :

Çevrimi tamamlamak için manifold ve emme kanalı sistemlerinin gaz dinamiği açısından modellenmesi mümkündür. Ancak bizim 0. boyutlu model çalışmamızda emme ve egzoz olayları gözönüne alınmadığı için emilen hava miktarı belli bir volümetrik verim değeri kabul edilerek hesaplanmıştır.

$$m_h = \frac{P_h V_{st}}{R_h T_h} \eta_{vol} \quad (3.60)$$

- Emilen Yakıt :

Bir önceki paragrafta bulunan hava miktarına göre, yakıtın hava fazlalık katsayısı tayin edilerek, emilen yakıt miktarı hesaplanır.

λ : Hava fazlalık katsayısı

$\lambda = 1$ iken ortamda 1 kg yakıt karşılık yaklaşık olarak 15 kg hava bulunmaktadır.

$$m_y = m_h / (\lambda 15) \quad (3.61)$$

- Artık Gazlar :

$$V_{ag} = V_{min} + V_{oyuk} \quad (3.62)$$

V_{oyuk} : Piston üzerine açılmış olan oyukun hacmi

$$m_{ag} = \frac{P V_{ag}}{R_{ag} T_{ag}} \quad (3.63)$$

- Su Buharı :

Bu çalışmada ihmal edilmiştir.

$$m_t = m_{ag} + m_y + m_h \quad (3.64)$$

2 - Sabit hacimdeki özgül ısı :

Bu terim, ideal gazlarda sabit hacimde, iç enerjinin sıcaklığa göre kısmi türevine eşit olduğu için, burada yer almıştır. (Bak (3.17) eşitliği).

Yanma odası içindeki gazların kompozisyonu bilindiğinde bu terimi JANAF tabloları yardımıyla polinomial denklemlerden hesaplamak olanaklıdır. Ancak burada yapılacak olan çalışmada, yanma olayı sırasında gaz kompozisyonunu belirlememizi sağlayacak kimyasal denge denklemleri kullanılmayacağından, bu olanak ortadan kalkmaktadır.

Ancak sabit hacimdeki özgül ısı değeri için sıcaklığa bağlı bir fonksiyon yazarak iyi bir yaklaşım sağlanabilmektedir [11]. Bu amaçla gaz kompozisyonunun **adyabatik üs katsayısını (3.65) eşitliğinde gösterildiği** gibi sıcaklığa bağlı bir lineer denklem olarak tanımlayabiliriz.

$$\gamma(T) = A + BT \quad (3.65)$$

İdeal gazlar için

$$C_p - C_v = R, \quad \gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

eşitliklerinden faydalanarak, (3.65) eşitliği

$$C_v = \frac{R}{\gamma(T)-1}$$

$$A = 1.427$$

$$B = - 8.87 \times 10^{-5}$$

$$C_v = \frac{R}{1.427 - 8.87 \times 10^{-5} T - 1} \quad (3.66)$$

halini alır.

3 - Sisteme ısının sokuluşu :

Isının sisteme sokuluşu yanma periyodu içinde yer almaktadır. Yanan yakıt miktarının ve buna bağlı olarak ısının açığa çıkışı adım adım hesaplanarak (3.57) eşitliğinde yerine konur.

Daha önce de belirttiğimiz gibi yanan yakıt miktarını adım adım hesaplamak için Vibe (Bak (3.55) eşitliği) fonksiyonlarından faydalanacağız. Fonksiyonda yer alan parametreler deneysel verilere dayandırılarak tesbit edilir.

Vibe fonksiyonu ile adım adım yanan yakıt miktarını belirlemeden önce yanma verimini tanımlamak gerekir. Yani sisteme giren toplam yakıtın ne kadarının yanacağı belirlenmelidir [20]. Yanma verimini tanımlayan eşitlik (3.67) de tanımlanmıştır.

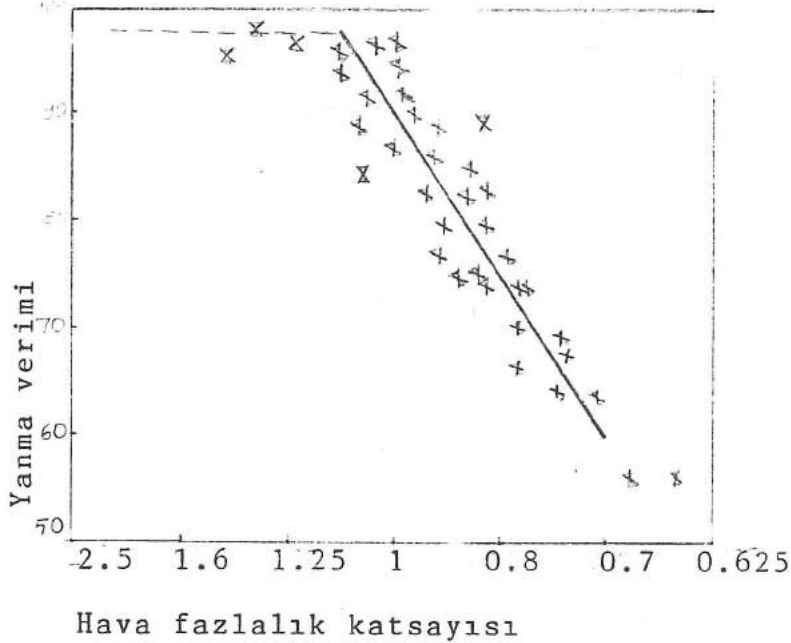
$$\eta_y = \frac{H_R(T) - H_{\ddot{u}}(T)}{m_y H_u} \quad (3.67)$$

$H_K(T)$, $H_{\ddot{u}}(T)$: Reaktantların ve ürünlerin çevre sıcaklığındaki toplam entalpileri.

H_u : Yakıtın alt ısıl değeri.

Yanma verimi basitleştirici kabüller altında hava fazlalık katsayısına göre tariflenebilir.

Şekil 3.7 den görüldüğü gibi, yanma verimi iki ayrı eğime sahip doğru ile tanımlanabilir. Hava fazlalık katsayısının 1.5 - 1.1 değerleri arasında yanma verimi 0.98 olarak sabit kabul edilir. Hava fazlalık katsayısının 1.1-0.7 değerleri arasında ise yanma verimi 0.98 ile 0.6 arasında lineer olarak değişir.



Şekil 3.7.

$$\text{Eğim} = \frac{1.1 - 0.7}{0.98 - 0.6} = 0.95$$

λ_1 hava fazlalık katsayısının 1.1 ile 0.7 arasında bir yerde olması halinde yanma verimi

$$\eta_{y1} = \frac{1 - 0.13}{0.95} \quad (3.68)$$

şeklinde bulunabilir.

Böylece sisteme ısının sokuluşu (3.55), (3.68) ve (3.61) eşitliklerinden faydalanılarak ileri fark eşitliği olarak yazılabilir.

$$\Delta Q_g(\alpha) = (X_{y(\alpha)} - X_{(\alpha+1)}) \cdot \eta_y \cdot m_y \cdot H_u \quad (3.69)$$

4 - Isı geçişi :

Yanma odasındaki gazlardan ısı geçişi en genel halde

$$Q_{\dot{c}} = - h \cdot A_t (T_g - T_d) \quad (3.70)$$

olarak yazılabilir.

h : Isı taşınım katsayısı olup (3.35) eşitliğinde verilen Woschini'nin ısı taşınım korelasyonu ifadesinden adım başındaki ortam değerlerine göre (sıcaklık, basınç) bulunabilir.

T_g : Yanma odasındaki gazların ortalama sıcaklığı olup, adım başındaki değeri alınabilir.

T_d : Duvar sıcaklığı olup, verilen bir sabit değer veya bir fonksiyon ile tanımlanabilir. (Piston ve gövde için ayrı ayrı tanımlanabilir).

A_t : Isı geçişi olan toplam yüzey alanı olup adım adım hesaplanır. (Piston ve gövde için ayrı ayrı tanımlanabilir) (Bak (2.38) eşitliği).

Devir sayısı da (d/dak) gözönüne alınarak (3.70) eşitliğini düzenlersek

$$\Delta Q_{\phi}(\alpha) = - \left\{ h_1 A_{t1} (T_{g1} - T_{d1}) \right\} / \left\{ (n \ 360) / (3 \times 60) \right\} \quad (3.71)$$

elde edilir.

5. Sistemin iş alış verişi :

Sistemin iş alış verişi ortamda etkili olan basınç ile, sistemin hacim değişiminin çarpımına eşittir. Basınç değeri olarak adım başındaki basıncı alırsak iş alış verişi için ileri fark eşitliği (3.72) ile gösterilebilir.

$$\Delta W(\alpha) = P_1 (V_{\alpha+1} - V_{\alpha}) \quad (3.72)$$

V_{α} değeri (2.9) eşitliğinden adım adım hesaplanır.

6. Kütle alış verişinden doğan entalpi ve iç enerji değişimleri :

Burada yapılan modelleme çalışmasında sadece sıkıştırma, yanma ve genişleme periyodu gözönüne alındığı için kütle alış verişi olmamaktadır.

$$\frac{d_{mg}}{d\alpha} = 0, \quad \frac{d_{m\phi}}{d\alpha} = 0, \quad \frac{d_{mt}}{d\alpha} = 0$$

Böylece diferansiyel denkleminizde yer alan bütün terimler açıklanmıştır. (3.57) eşitliğini açık haliyle fark eşitliği olarak tekrar yazalım.

$$T(\alpha) = \frac{1}{\left[\frac{P_h \cdot V_{st}}{R_h T_h} \cdot \eta_{vol} + \frac{P_{ag}(V_{min} + V_{oyuk})}{R_{ag} T_{ag}} + \frac{m_y}{\lambda 15} \right]}$$

$$\left\{ \frac{1}{R} \right\} \left\{ (Xy_{(\alpha+1)} - Xy_{(\alpha)}) y^m_y H_u \right.$$

$$\left. - \frac{(h_1 A_{t1} (T_{g1} - T_{d1}))}{(n 360)/(3 \times 60)} - P_1 (V_{\alpha+1} - V_{\alpha}) \right\} \quad (3.73)$$

3.2.5. NSU - WANKEL MOTORUNDA 0. BOYUTLU ÇEVİRİM

MODELİ YARDIMIYLA TASARIM PARAMETRELERİNİN

ARAŞTIRILMASINA AİT BAZI ÖNERİLER

0. Boyutlu modelleme ile çevrimi etkileyen parametrelerin değerleri ve değişimleri ortalamalar cinsinden hesaplanmaktadır. Bu ortalama hesaplanan değerler çevrim hakkında sadece genel bir bilgi vermesine rağmen, tasarım parametrelerinin etkileriyle ilgili bir fikir sahibi olmakta mümkündür.

Tasarım parametrelerinin çevrim üzerindeki etkilerini incelemek için önce bu parametrelerin modelin fizikine eklenmesi gerekir. Böylece oluşturulan yeni model, daha önce açıklanan algoritmamıza eklenerek sözü geçen parametrelerin etkileri incelenir. Bu şekilde bir incelemeye ait bazı öneriler aşağıda sıralanmıştır.

- Sıkıştırma oranı, R/e oranı ve R/b oranının etkisi:

Burada sözü geçen büyüklükler geometriktir. Bu

büyükliklerden sıkıştırma oranı basınç ve sıcaklık değişimini doğrudan etkilerken, R/e oranı ve R/b oranı yüzey alanını belirleyen parametreler oldukları için ısı geçişini etkilemektedirler.

Bu parametrelerin etkilerini görmek için programdaki R, e, b ve EPS değerlerini değiştirmek yeterlidir.

- Devir sayısı, motor yükü ve ateşleme zamanı:

Bu parametrelerin etkilerini görmek için daha önceki paragrafta olduğu gibi programda yapısal değişikliğe gerek kalmaksızın, sadece değişkenlere yeni atamalar yaparak sonuca gidilebilir.

Bu amaçla kullanılabilecek olan parametreler volumetrik verim, hava fazlalık katsayısı, devir sayısı ve yanma başlangıcının açısal değeri olmaktadır.

- Egzoz ve emme kanallarının açılma zamanları ve geometrileri :

Egzoz ve emme ile ilgili parametreler özellikle kütle alışverişini ilgilendirdiği için modellenmesi yapılan çevrimin tamamının hesaplanması gerekir.

Bu parametrelerin değişimi egzoz ve emme kanalları civarındaki yanma odası sıcaklığı ve basıncının değişimine etkilidir. Ayrıca yanma odası içindeki artık gazların ve emilen karışımın miktarı da yine bu parametrelere bağlı olmaktadır.

- Yarıklara giren ve kaçak gazlar [11]

İçten yanmalı motorlarda gövde ile piston arasında imalat toleransları ve ısıl genleşmeler gözönüne alınarak bırakılan çok dar kanallar mevcuttur. NSU - Wankel

motorunda da sözü geçen boşluklar vardır. Bu boşluklardan gazların komşu odalara veya yanal duvarlardan yataklara geçmemesi için sızdırmazlık elemanları konmuştur.

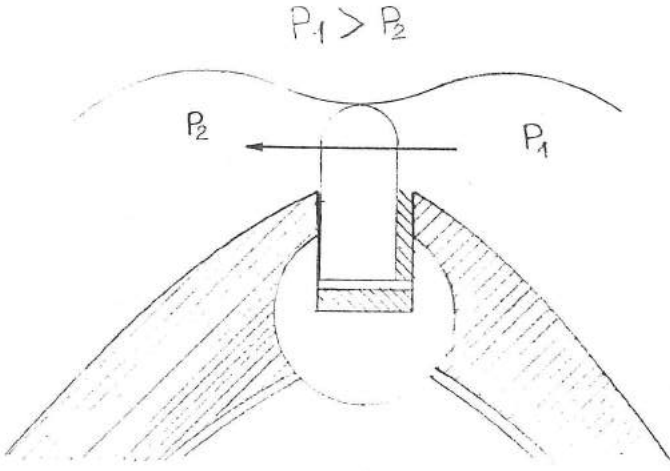
Şekil 3.8 de gösterilen dar kanal bölgelerine giren gazlar, cidarlara olan ısı iletiminden dolayı duvar sıcaklığında kalmaktadır. Sıkıştırma sırasında bu bölgeye geçen gazlar böylece soğuyacağından yanma olayı buraya yayılamayacaktır. Bu yüzden bu bölgedeki karışım yanmadan egzoztan dışarı atılacaktır. Şekil 3.8 de gösterilen kanal bölgelerinin hacmi hesaplandığında, bu kanallara girdiği için yanmadan atılan yakıtın mertebesi hakkında bir fikir sahibi olmakta mümkün olacaktır.

Burada sözü edilebilecek diğer bir konu ise komşu yanma odaları arasındaki basınç farkından dolayı piston köşesindeki sızdırmazlık elemanlarının bulunduğu bölgedeki dar kanallarda gaz akışıdır.

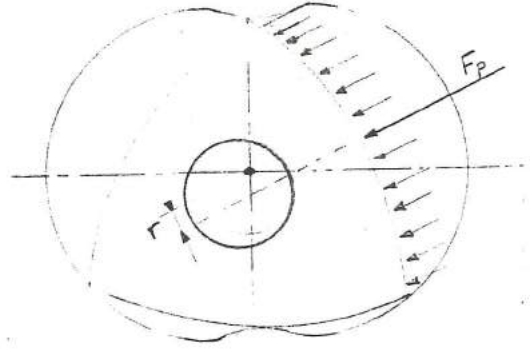
Bu dar kanalların alanları ve komşu odalar arasındaki basınç farkının zamana göre değişimi hesaplandığında, bir boyutlu gaz dinamiği denklemi ile (Euler) komşu odalar arasında geçen gazın akış yönü ve kütleli debisi bulunabilir.

- Piston yüzeyindeki basınç kuvvetinin eksantrik miline aktarılması:

Bilgisayar programımızdan yanma odasının basınç ve sıcaklık değişimleri bulunduktan sonra pistonun eksantrik miline göre konumunu adım adım belirleyen ve piston kuvvetinin eksantrik milinde yaratacağı momenti hesaplayan bir alt program yazılabilir. (Bak Şekil 3.9).



ŞEKİL 3.8.



ŞEKİL 3.9.

$$F_p = A_p \cdot P \quad \text{Piston kuvveti}$$

$$M_{E.M.} = F_p \cdot r \quad \text{Eksantrik mili üzerinde oluşan moment}$$

$$\frac{dM_{EM}}{d\alpha} = \frac{dP}{d\alpha} \cdot A_p \cdot \frac{dr}{d\alpha} \quad (3.74)$$

olarak değişimi yazılabilir.

Bu hesaplamada her piston yüzeyinin 360° lik E.M.A. kadar faz farkları ile aynı çevrimi ayrı ayrı tamamladığı gözönüne alınabilir. Yani üç yanma odasının bileşke etkilerini hesaplayabiliriz.

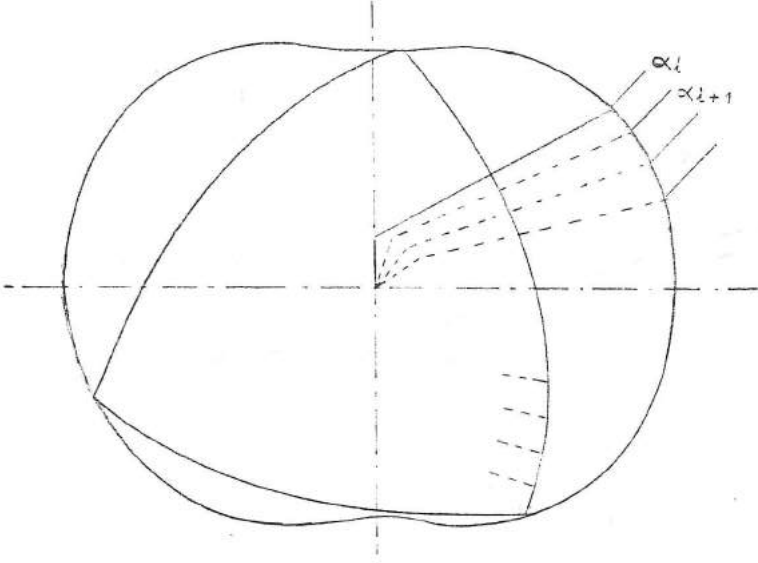
Böylece motorun moment karakteristiği ile ilgili bilgi edinilmiş olur. Ayrıca bu hesaplamaların ışığında eksantrik milinin ve yatakların tasarımı gerçekleştirilebilir.

$$\frac{dM_{EMb}}{d\alpha} = \sum_{i=1}^3 \frac{dP_i}{d\alpha_i} A_p \frac{dr_i}{d\alpha_i} \quad (3.75)$$

- Soğutma sistemine geçen ısı miktarının hesaplanması:

Soğutma sistemine geçen ısının bilinmesi hem motorun ısı kayıplarını belirlemek hem de soğutma için kullanılacak soğutucu miktarı ve kanal geometrisi gibi tasarım parametreleri açısından önemlidir. Ayrıca ısı kayıpları olmayan (adyabatik) motor tasarımı için de çevrim analizi yapılabilir. [29]

Soğutma sisteminin tasarımı için çevrim programında bulunan sıcaklık, basınç ve ısı taşınım katsayısı değerlerinden faydalanarak bir alt program yazılabilir.



Şekil 3.10

Trokoid yüzeyini birer derece aralıklara bölerek her bir aralıktaki yay parçası (2.33) eşitliği ile hesaplanabilir.

Her bir $(\alpha_{i+1} - \alpha_i)$ aralığındaki yay parçası için pistonun hareketi boyunca 120 defa (piston 120° derece döndüğünde eksantrik milinin 360° derece döndüğü unutulmamalıdır) ısı taşınım katsayısı ve sıcaklık programda hesaplandıktan sonra ortalama değerler hesaplanır.

$$hi_{ort} = \left\{ \sum_{i=\alpha_{i+1}}^{\alpha_i+121} hi(\alpha_j) \right\} / 120 \quad (3.76)$$

$$Ti_{ort} = \left\{ \sum_{i=\alpha_{i+1}}^{\alpha_i+121} T_i(\alpha_j) \right\} / 120 \quad (3.77)$$

$$(Ti_{ort} = T_g)$$

Bütün yay parçaları için bu hesaplar yapılır.

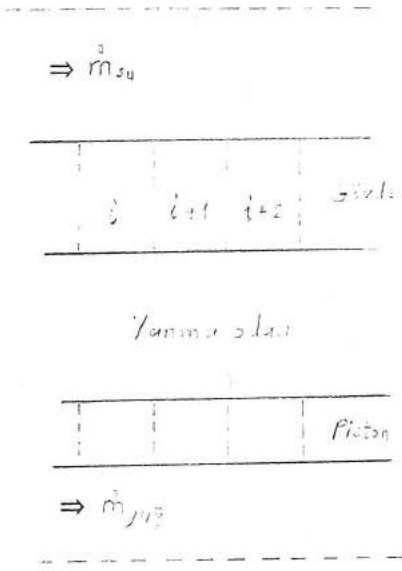
Gazın ilk sıcaklığı (T_g) ve soğutma sistemindeki su giriş sıcaklığı (T_s), hızı V_s , kanal kesit alanı (A_k) ile suyun ısı taşınım katsayısı (h_s) belirlenir (Suyun ısı taşınım katsayısı suyun hızına ve sıcaklığına bağlı bir fonksiyon olarak verilebilir).

Her bir yay parçası için

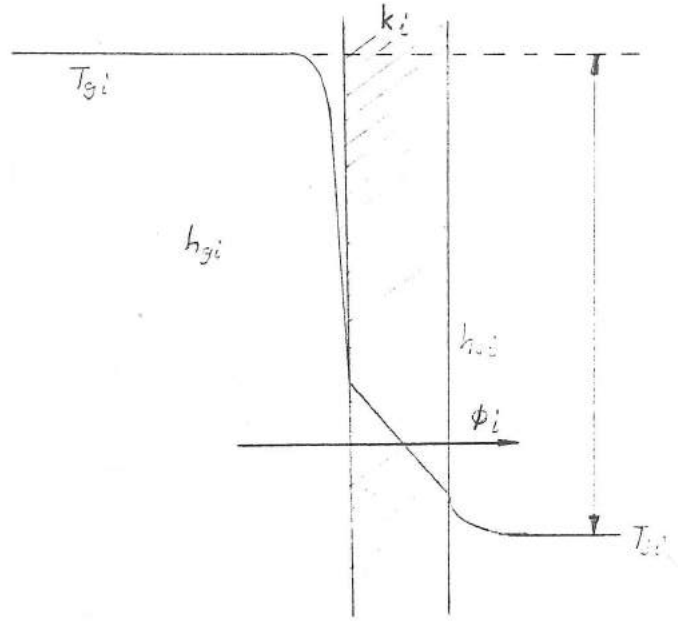
$$\frac{1}{K_i} = \frac{1}{hi_{ort}} + \frac{1}{k} + \frac{1}{h_s} \quad (3.78)$$

ile ortalama ısı iletim katsayısı bulunur.

Yanma odası ile soğutma sistemi arasındaki cidarın alanı da parçalara bölünerek hesaplanırsa adım adım soğutma suyuna geçen ısı miktarı bulunur. Böylece sisteme giren suyun debisi bilindiğine göre çıkış sıcaklığı bulunabilir. (Şekil 3.11).



ŞEKİL 3.11.



ŞEKİL 3.12.

$$Q_i = (-K_i A_i (T_{gi} - T_{si})) / t_i \quad (3.79)$$

$$t_i = \frac{L_i}{V_s} \text{ (sn)}$$

$$Q_i = -m_s C_{vs} (T_{si+1} - T_{si}) \quad (3.80)$$

$$\text{Suyun kütlesi } m_s = V_s A_i \cdot t_i$$

(3.77) ve (3.78) eşitlikleri birbirlerine eşitlenerek T_{si+1} çekilirse

$$T_{si+1} = T_{si} + K_i A_i (T_{gi} - T_{si}) / (C_{vs} V_s A_i t_i^2) \quad (3.79)$$

elde edilir.

Bu hesaplarda pistonun yağ ile soğutulduğu dikkate alınarak daha ayrıntılı hesaplar yapılabilir.

Ayrıca ısı taşınım katsayısını (yanma odasındaki gazların) motor yükü ve devir sayısı ile beraber değiştirerek (Ana programdan hesaplayarak) motor işletme şartlarının soğutma sistemine olan etkileri incelenebilir.

3.3. 1, 2, VE 3 BOYUTLU YANMA ODASI MODELLEMESİ

Buraya kadar anlatılan çalışmada 0. boyutlu modelleme üzerinde durularak, yanma odası içinde ortalama sıcaklık, basınç, ısı taşınım katsayısı gibi fiziksel büyüklüklerin nasıl hesaplanabileceği açıklanmıştır.

Ancak bu tür modelleme çalışmalarında, özellikle yanma odası geometrisinin, ortamda etkili olan fiziksel büyüklükleri nasıl etkileyeceği belirlenememektedir. 0. boyutlu modellemede yanma odası yüzey alanı ile hacmi hesaplanarak geometrinin sadece genel etkileri gözönüne alınmaktadır.

Oysa özellikle NSU-Wankel motorunda yanma odasının geometrisindeki karmaşıklık ve yanma odasının simetrik olmayan şekiller alması, problemin daha ayrıntılı incelenmesini gerekli kılmaktadır.

Bu çalışmada 1 ve 2 boyutlu NSU-Wankel motoru yanma odası modellerinin geometrik yapısı tanımlanmıştır.

Bu amaçla sistemin fiziğini tanımlayan diferansiyel eşitlikler sonlu küçük aralıklar için hesaplanmak üzere, cebrik eşitliklere dönüştürülür. Elde edilen bu cebrik eşitlikler sistemin sınır koşulları kullanılarak adım adım sistemin bütün bölgesi için sayısal olarak (bilgisayar yardımıyla) hesaplanabilir.

Yukarıda adı geçen cebrik eşitlikleri sayısal olarak çözmek için kullanılacak olan yöntemler iki ana başlık altında toplanabilir.

Bu yöntemleri **sonlu farklar ve sonlu elemanlar** olarak isimlendirebiliriz. Sözü geçen yöntemler, sistemi tanımlayan diferansiyel eşitliklerinin karakterine bağlı olarak birçok çözüm metodları içermektedir.

Bu çalışmaya konu olan NSU-Wankel motorlarının yanma odasının geometrisi zamana bağlı olarak sürekli değiştiğinden, sistemi tanımlayan matematik eşitlikleri ve sınır koşullarını belirlemek oldukça zordur. Ancak bazı basitleştirici varsayımlar yardımıyla yanma odası için tanımlanan fiziksel büyüklüklerin değişimi (basınç, sıcaklık, yoğunluk, hız) hakkında bir fikir verebilecek hesaplar yapılabilir.

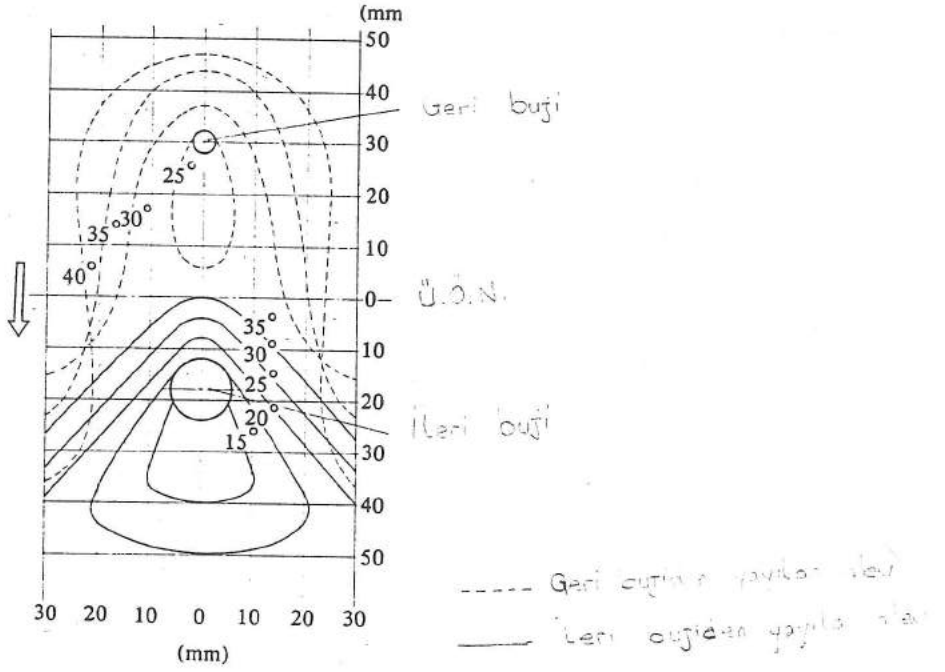
3.3.1. BİR BOYUTLU MODEL

Yanma odasında alevin yayılışı ile ilgili problemleri çözmek açısından bir boyutlu model kurmak oldukça uygun sonuçlar verebilir.

Bölüm 3.2.3.1'de anlatılan alev hızı yardımıyla, yanma olayının 0. boyutlu modellerde incelenmesi durumunda geometrinin sabit olduğu varsayımı yapılarak alevin küresel olarak yayıldığı kabul edilir. Oysa NSU-Wankel motorlarında yanma odası içindeki gazlar özellikle üst ölü nokta civarında pistonun hareketi yönünde bir hız kazanmaktadırlar. Bu durum hem alevin hızını hem de geometrisini büyük oranda etkilemektedir (Bak Şekil 3.13).

Yukarıdaki açıklamaların ışığında yanma olayının alev hızı yardımıyla hesaplanması için bir boyutlu olarak gaz hızlarının hesaplandığı modellemenin 0. boyutlu modellemeye göre daha gerçeğe yakın sonuçlar vereceği düşünülebilir.

Literatürde bir boyutlu olarak NSU-Wankel motorunun yanma odasındaki gaz hızlarını belirlemek için hazırlanmış çeşitli çalışmalara rastlanmaktadır. [4,26,30]



ŞEKİL 3.13

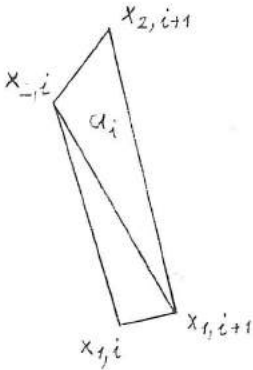
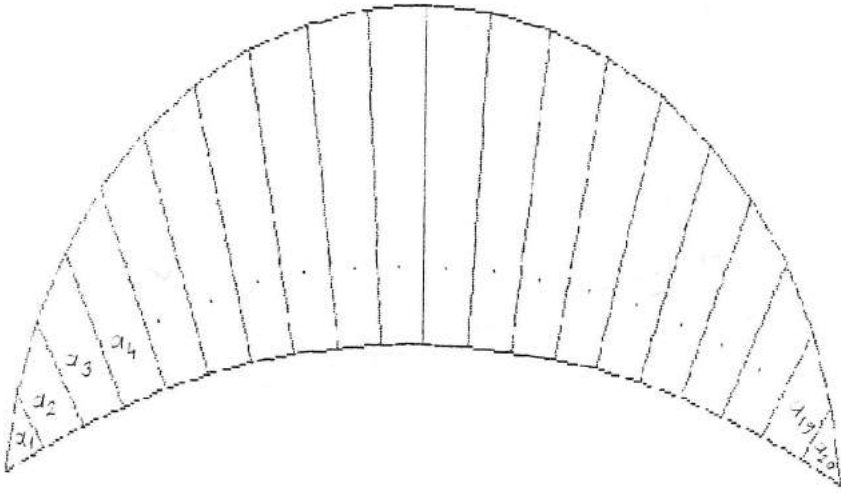
Bu çalışmada tasarlanan bir boyutlu yanma odası modelinde, yanma odasını çeşitli noktalardan sınırlar ile bölgelere ayıran algoritmanın yapısı şu şekildedir.

Programlama açısından kolaylık sağlamak için pistonun pozisyonu sabit tutulup gövde piston üzerinde döndürülmüştür. Geometrik yapıyı tanımlayan eşitlikler (bak bölüm 2) kullanılarak piston ve (α) açısına bağlı olarak gövde yüzeyi tanımlanmaktadır. Piston yüzeyini önceden belirlenmiş olan sayıda eşit aralıkta parçaya böleriz. Aynı işlem gövde içinde her adımda yapılmaktadır. Daha sonra bölüm noktaları birleştirilerek yanma odası boylamasına bölgelere ayrılmış olur (bak şekil 3.14).

Bu işlemler tamamlandıktan sonra piston üzerindeki oyuğun geometrisi tanımlanır. Bu tanımlama piston üzerindeki oyuğun uzunluğunun piston uzunluğuna oranı, oyuğun başlangıç ve bitiş noktalarındaki eğimin oyuk toplam uzunluğuna oranı şeklinde yapılır. Ayrıca oyuğun pistonun üzerindeki konumunu, oyuğun ön ve arkasında kalan bölgelerin oransal olarak tanımlanması ile belirlenir. Oyuğun

derinliği ise istenen sıkıştırma oranını sağlayacak şekilde iteratif olarak bulunur. Bu şalışmada ortay metodu kullanılarak oyuk derinliği iteratif olarak hesaplanmıştır [24]. Bylyce belli bir $\Delta\alpha$ konumu için bütün geometri belirlenmiş olur.

Yanma odasının bölgelerini vektörel notasyon ile tanımladıktan sonra, bir alt program yardımıyla sıra ile bütün bölgelerin alanları hesaplanır ve hafızada depolanır (bak şekil 3.14).

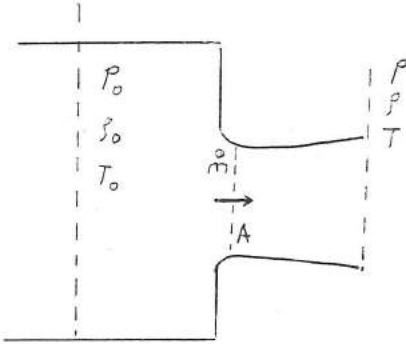


ŞEKİL 3.14

Daha sonra istenen bir $\Delta\alpha$ açısı kadar gövde piston üzerinde çevrilir. Bu çevirme işleminden sonra bölgelere ayırma işlemi yeniden tekrarlanır ve alanlar hesaplanır.

Sözü geçen yer değiştirmesi çok küçük seçildiğinden ilk konumdan ikinci konuma geçişte bölgeler arasında kütle alış verişi olmadığı kabul edilir ve bölgeler politropik hal değişimine uğratılarak ikinci konumdaki basınç, sıcaklık, yoğunluk değerleri hesaplanır. Bütün bölgeler için hesaplamalar yapıldıktan sonra komşu bölgeler arasındaki basınç farkları bulunur. Bu adımdan sonra bölgeler arasındaki sınırlardan kütle geçişi olduğu varsayılır. Böylece bölgeler arasında aralığı içinde oluşacak olan gaz akışının şiddeti (hızı) ve bölgeler arasında doğabilecek olan basınç, sıcaklık, yoğunluk farkları hakkında bir fikir edinilebilir (zamana bağlı olarak tek boyutlu gaz dinamiği eşitlikleri ile çözüme gidilir)

$$\dot{m} = A \sqrt{\frac{2 \gamma}{\gamma - 1} P_0 \rho_0 \left[\left(\frac{P}{P_0} \right)^{2/\gamma} - 1 - \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\gamma-1/\gamma} \right]} \quad (3.80)$$

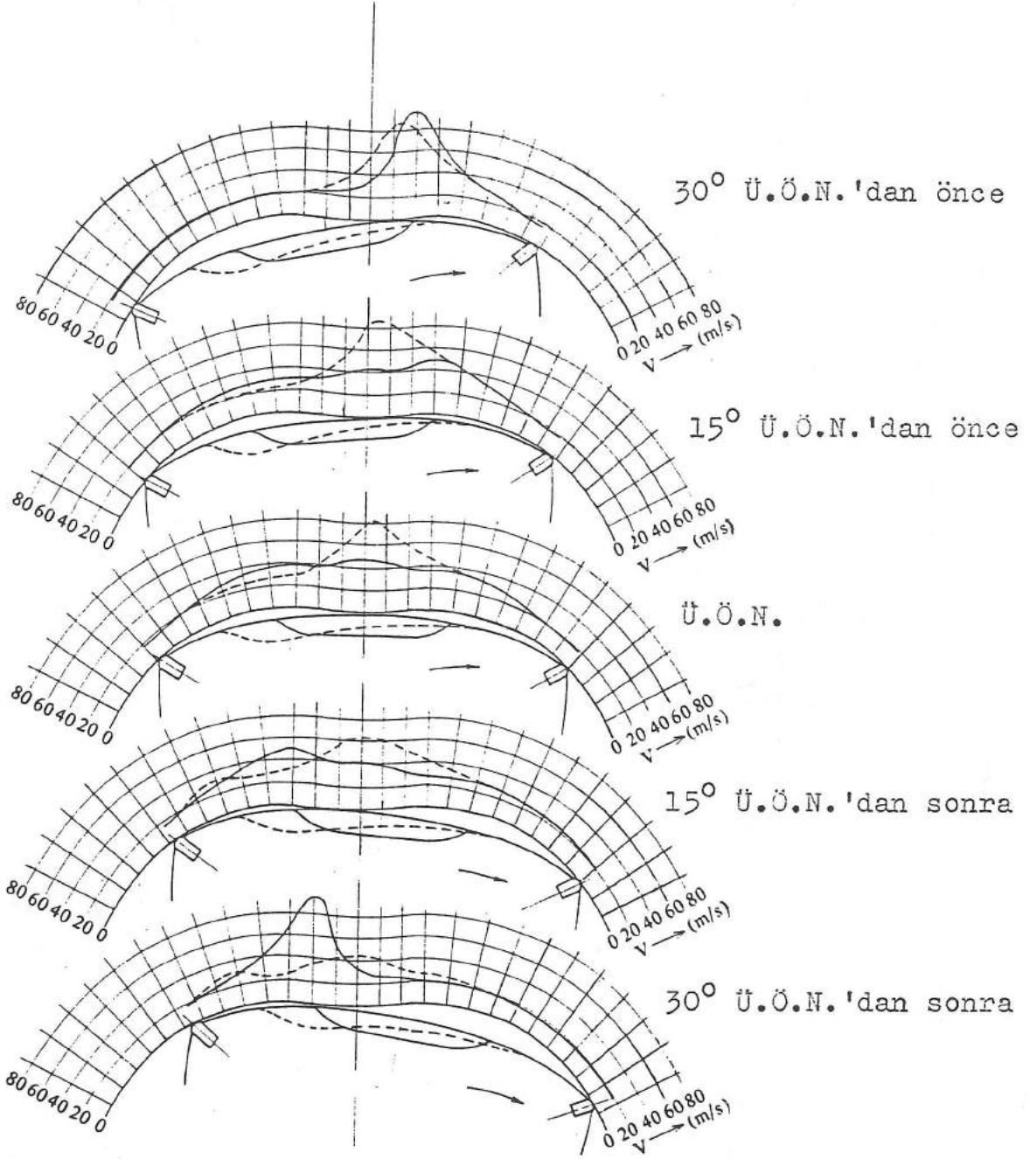


ŞEKİL 3.15.

Bu programa yanma alt programı eklenerek yanma olayının süresi ve karakteri üzerine bilgi edinilebilir. Böylece piston yüzeyindeki oyuğun geometrisi, buji konumu ve ateşleme zamanının optimumunu bulmak için bir çalışma yapmak mümkün olabilir. Bu programın çekirdek yapısı ekler bölümünde bulunmaktadır. Ancak zaman darlığından dolayı özellikle sayısal olarak stabilite hakkında bir inceleme yapılamamıştır.

Bu program ile boylamasına ayrılan bölgeler her adımda eş aralığa bölünerek iki boyutlu inceleme için bir yaklaşımda yapılabilir.

Ayrıca bilgisayar hafızasının yeterli büyüklükte olması halinde üç boyutlu inceleme yapılan programlar geliştirilebilir [3].



ŞEKİL 3.16. Yanma odası içindeki gaz hızlarının pistonun konumunu göre değişimi.

SONUÇ:

Bu çalışmada görüldüğü gibi NSU-Wankel motorunun tasarımını geliştirmeye yönelik modelleme çalışmaları tanımlanmıştır. Bu bakımdan bir tek model geliştirerek ayrıntılara girmekten çok, bazı algoritmalar ile yanma odasının karakteri hakkında nasıl fikir sahibi olunabileceği konusu üzerinde durulmuştur.

Çalışmanın başlangıcında 0. boyutlu bir çevrim modeli tanımlanmıştır. Bu model için düzenlenen enerji denkleminde ısı kayıpları terimi için WOSCHNI nin ısı taşınım korelasyonu kullanılmıştır. Bu korelasyonda yer alan katsayılar NSU-Wankel motoru için değiştirilerek kullanıldığında oldukça uygun sonuçlar verdiği görülmüştür.

Aynı şekilde ısıyı sokuluşu içinde klasik silindirik motorlarda kullanılan VIBE fonksiyonları kullanılmış ve olumlu sonuçlar elde etmek mümkün olmuştur.

Ancak bu çalışmada sayısal olarak elde edilen sonuçlar deney yapılarak kontrol edilememiştir. Buna rağmen kaynaklarda yapılan bazı çalışmalar incelendiğinde modelimizin sonuçlarını değerlendirmek açısından bir fikir edinmek mümkündür .

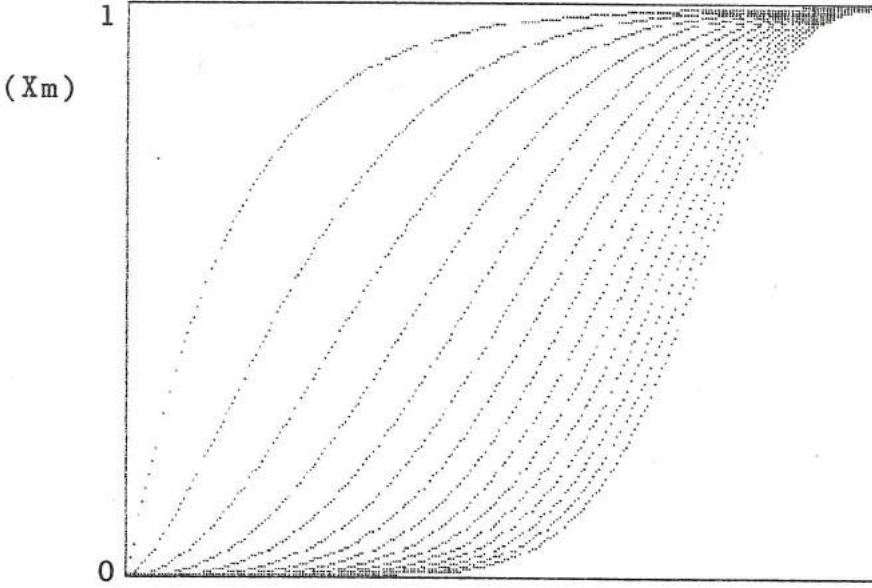
Yapılan diğer çalışmada ise yanma odası bir ve iki boyutlu olarak bilgisayarda tanımlanmıştır. Bu bilgisayar modeli ile yanma odası içindeki gazların hareket yönlerini ve şiddetlerini incelemek mümkündür. Özellikle motor geometrisini değiştirerek (R/el, piston üzerindeki oyuk geometrisi) gaz akışlarının ne yönde etkilendiği görülebilmektedir. Hazırlanan bu model geliştirilerek yanma ve dolgu değişimi periyodları da ilave edilebilir.

KAYNAKLAR

- [1] WANKEL F., Einteilung der Rotationskolbenmaschinen, Deutsche Verlags-Anstalt Fachverlag, Stuttgart, (1963)
- [2] ANSDALE R.F., The Wankel R.C. Engine, Iliffe Books Ltd, London, (1968)
- [3] BENSINGER W.D., Rotationskolben-Verbrennungsmotoren, Springer-Verlag, (1973)
- [4] YAMAMOTO K., Rotary Engine, Toyo - Kogyo Co. Ltd., (1969)
- [5] ÖZAYDIN A., Trokoid Eğrisinin İncelenmesi, Bitirme ödevi, İ.T.Ü. Makina Fakültesi
- [6] FROEDE W., Kreiskolbenmotor Bauart NSU - Wankel, MTZ 22/1, (1961)
- [7] ARSLAN H.E., Döner Pistonlu Motorlarda Çevrimin Termodinamik Açısından Teorik ve Deneysel Olarak İncelenmesi, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, (1983)
- [8] STANTON G.R., (Türkçeye çeviren: Çelik AKTAŞ), Bilim ve Mühendislikte Nümerik Metodlar, Üçer ofset, (1981)
- [9] WOSCHNI G., Elektronische Berechnung von Verbrennungsmotorkreisprozessen, MTZ 26/11, (1965)
- [10] WOSCHNI G., Computer Programs to Determine the Relationship Between Pressure Flow, Heat Release, and Thermal Load in Diesel Engine. SAE 650450, (1965)
- [11] ROBERTS J.A., T.J. Norman, J.A. Ekchian, J.B. Heywood, Computer Models For Evaluating Premixed and Disc Wankel Engine Performance, SAE 860613, (1986)
- [12] DIMPELFELD P., A. Humke, Heat Release Characteristics of Stratified - Charge Rotary Engine, SAE 870443, (1987)

- [13] KUTLAR O.A., Computer Aided Simulation in Automotive Engineering, Yüksek lisans dersi ödev çalışması, Dersi veren Prof.Dr.O.BORAT,(1988)
- [14] ÖZTÜRK A., A.KILIÇ., Termodinamik Problemleri, Kipaş dağıtımçılık, İstanbul, (1984)
- [15] BARTLMAE F., Gasdynamik der Verbrennung, Springer Verlag, (1975)
- [16] WOSCHNI G., Beitrag zum Problem des Waermeüberganges im Verbrennungsmotor, MTZ 26/4, (1965)
- [17] WOSCHNI G., A Universally Aplicable Equation for the the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine, SAE 670931, (1967)
- [18] ANNAND W.J.D., Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines, Proc. Insth. Mech. Engrs. Vol 177 No 36, (1963)
- [19] PSCHINGER F., Verbrennungsmotoren, Band 1 Vorlesungs-umdruck, Reinisch Wesfaelische Technische Hochschule Aachen, (1982)
- [20] HEYWOOD J.B., Internal Combustion EGINE Fundamentals Mc Graw Hill Book Company, (1988)
- [21] DIETRICH J., Bestimmung der Örtlichen Waermeübergangszahl vom Brenngas zur Wand eines Wankel-Motors, Fortschritt-Berichte der VDI Zeitschrift, Reihe 6 Nr 61, (1979)
- [22] BORAT O., Termokimyasal Denge ve Yanma, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul, (1982)
- [23] BORAT O., B.GÖNÜLTAŞ, C-H-O-N-Ar-S Sistemlerinin Kimyasal Denge Bileşenlerinin ve Adyabatik Alev Sıcaklığının Hesabı, TÜBİTAK 4. Bilim Kongresi, Ankara, (5-8 Kasım 1973)
- [24] YÜCEL N., Sayısal Analiz Algoritmaları, İ.T.Ü. Elektrik-Elektronik Fakültesi, İstanbul, (1987)
- [25] KUEHL D.K., Laminar Burning Velocities of Propane-Air Mixtures, Eighth Symp (İnt) on Combustion, (1962)
- [26] SIERENS R., Ein Verbrennungsmodell für den Kreis-kolbenmotoren, ATZ, 85/4, (1983)

- [27] CAMBELL S.A., Thermodynamic Analysis of Combustion Engines, John Willey and Sons, (1979)
- [28] VIBE I.I., Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren, VEB Verlag Technik Berlin (1970)
- [29] KAMO R., R.M.KAKWANI, W.HADY, Adiabatic Wankel Type Rotary Engine, SAE 860616, (1986)
- [30] SHIMOJI M., K.TSUGA, T.ISHIWARA, Die Flammenausbreitung in einem Fremdzündungs NSU - Wankel Motor (Übersetzt von:G.KRAUT), Nainan Kikan, 7/71, (1968)
- [31] GRASSO F., M.J.WEY, F.V.BRACCO, J.ABRAHAM, Three Dimensional Computations of Flows in a Stratified-Charge Rotary Engine, SAE 870409, (1987)
- [32] LIEPMANN H.W., A.ROSKHO, Elements of Gasdynamics, John Willey and Sons Ltd, (1957)



Yanan yakıt miktarının Vibe fonksiyonuna t göre dağılımı (kümülatif)

```
*****
*
*           V I B E   Y A K I T   F O N K S I Y O N U
*
*
*****
```

```
DIM Xb(200), my(200)
CLS
DQb = 60
ZAM = 125
SCREEN 3
WINDOW (0, 0)-(1, 1): VIEW (100, 10)-(600, 250), , 1
FOR m = 0 TO 7 STEP .5
FOR B = DQb TO DQb + ZAM STEP .5
Xb(B) = 1 - EXP(-6.908 * (((B - DQb) / ZAM) ^ (m + 1)))
my(B) = (Xb(B) - Xb(B - 1)) * .0002
PSET (((B - DQb) / ZAM), Xb(B))
NEXT B
NEXT m
WAIT 32, 2: WAIT 32, 2
FOR B = DQb TO DQb + ZAM
DQ = my(B) * 4.186E+07
PRINT DQ
NEXT B
```

```

DIM A(6, 20, 60), X(21, 101), Y(21, 101), RU(101), L(401), ADI(101)
EPS = 5
DERO = 0
ADIM = 20
yy = 1
xx = 8
zz = 1
AA2 = 120
VV2 = AA2
PI = 4 * ATN(1)
n = 20
q = 1
R = 100: e = 14: NITER = 0: TR = 0: AA1 = AA2 + 120
VV2 = AA2
'n: YATAYDAKI IZGARA SAYISI
'q: DIKEYDEKI IZGARA SAYISI
SCREEN 3
WINDOW (-100, 30)-(100, 150): VIEW (200, 50)-(500, 200), , 1
IF yy >= 3 THEN GOTO 65
IF yy = 2 THEN GOTO 68
GOSUB 5001
IF yy = 1 THEN GOTO 65
GOSUB 6001
GOTO 66
GOSUB 7001
GOSUB 9001
GOSUB 2501
GOSUB 2001
GOSUB 3001
GOSUB 4001
yy = yy + 1
IF yy = 3 THEN GOSUB 101
IF yy = 3 THEN GOSUB 201
GOTO 111
FOR ww = 1 TO n + 1
FOR uu = 1 TO q + 1
PSET (X(uu, ww), Y(uu, ww))
NEXT uu
NEXT ww
WAIT 32, 2
WAIT 32, 2
WAIT 32, 2
WAIT 32, 2
FOR ww = 2 TO n
LINE (X(1, ww), Y(1, ww))-(X(q + 1, ww), Y(q + 1, ww))
NEXT ww
FOR ww = 1 TO q + 1
FOR uu = 1 TO n
LINE (X(ww, uu), Y(ww, uu))-(X(ww, uu + 1), Y(ww, uu + 1))
NEXT uu
NEXT ww
WAIT 32, 2
WAIT 32, 2

```

```

FOR ww = 2 TO n
LINE (X(1, ww), Y(1, ww))-(X(q + 1, ww), Y(q + 1, ww))
NEXT ww
FOR ww = 1 TO q + 1
FOR uu = 1 TO n
LINE (X(ww, uu), Y(ww, uu))-(X(ww, uu + 1), Y(ww, uu + 1))
NEXT uu
NEXT ww
WAIT 32, 2
WAIT 32, 2
IF yy >= 3 THEN GOTO 67
GOTO 64
IF zz > xx THEN GOTO 22
IF zz = 3 THEN AA2 = VV2 + ADIM ELSE GOTO 44
GOTO 33
GOSUB 8001
AA2 = VV2 + 20
GOTO 33
STOP
*****PISTON YALIN YUZEY UZUNLUGUNUN HESABI*****
g = (3 * e * R) / (R - (4 * e))
RX = R - e + g
BETA = ATN((SQR(3) * R) / (((6 * e * R) / (R - 4 * e)) + R + 2 * e))
^Lp:TOPLAM PISTON UZUNLUGU
Lp = 2 * BETA * RX
hnp = Lp / n
hBETA = 2 * BETA / n
bb = (90 * PI / 180) + BETA
FOR I = 1 TO n + 1
X(q + 1, I) = RX * COS(bb)
Y(q + 1, I) = RX * SIN(bb) - g
bb = bb - hBETA
NEXT I
RETURN

```

```

01  ******PISTON YUZEYINDEKI OYUGUN TANIMLANMASI *****
CLS
*ORAN:OYUK UZUNLUGUNUN PISTON UZUNLUGUNA ORANI (%)
ORAN = 50
OR1 = 2 * BETA * ORAN / 100
OR2 = 2 * BETA * (100 - ORAN) / 100
*ILERI:PISTONUN ILERI BOLUMUNUN OYUK HARIC PISTON UZUNLUGUNA ORANI (%)
ILERI = 50
GERI = 100 - ILERI
BAS1 = (90 * PI / 180) + BETA - (OR2 * GERI / 100)
BAS2 = (90 * PI / 180) - BETA + (OR2 * ILERI / 100)
XB1 = RX * COS(BAS1)
YB1 = RX * SIN(BAS1) - g
XB2 = RX * COS(BAS2)
YB2 = RX * SIN(BAS2) - g
LOYUK = SQRT((XB1 - XB2) ^ 2 + (YB1 - YB2) ^ 2)
*DERO:OYUK DERINLIGININ OYUK BOYUNA ORANI (%)
DER = DERO * LOYUK / 100
*ACI1:OYUK KANALININ GENISLEME ACISI (OYUK BOYUNA ACISAL ORANI) (%)
ACI1 = 20
EX1 = (BAS1 - BAS2) * ACI1 / 100
BAS11 = BAS1 - EX1
*ACI2:OYUK KANALININ BITIS ACISI (OYUK BOYUNA ACISAL ORANI) (%)
ACI2 = 20
EX2 = (BAS1 - BAS2) * ACI2 / 100
BAS22 = BAS2 + EX2
XB11 = (RX - DER) * COS(BAS11)
YB11 = (RX - DER) * SIN(BAS11) - g
XB22 = (RX - DER) * COS(BAS22)
YB22 = (RX - DER) * SIN(BAS22) - g
I = 0
bb = (90 * PI / 180) + BETA
FOR I = 1 TO n + 1
IF bb < BAS1 AND bb >= BAS11 THEN GOTO 6002
IF bb >= BAS1 OR bb <= BAS2 THEN GOTO 6003
IF bb < BAS11 AND bb > BAS22 THEN GOTO 6004
IF bb <= BAS22 AND bb > BAS2 THEN GOTO 6005
2 BS1 = BAS1 - bb
REX = (BS1 * DER) / EX1
X(q + 1, I) = (RX - REX) * COS(bb)
Y(q + 1, I) = (RX - REX) * SIN(bb) - g
DX = XB1 - XB11
DY = YB1 - YB11
DACI = BAS1 - BAS11
X(q + 1, I) = XB1 - ((BS1 * DX) / DACI)
Y(q + 1, I) = YB1 - ((BS1 * DY) / DACI)
GOTO 6003
4 DBS2 = BAS11 - bb
X(q + 1, I) = (RX - DER) * COS(bb)
Y(q + 1, I) = (RX - DER) * SIN(bb) - g
DX = XB11 - XB22
DY = YB11 - YB22
DACI = BAS11 - BAS22
X(q + 1, I) = XB11 - ((DBS2 * DX) / DACI)
Y(q + 1, I) = YB11 - ((DBS2 * DY) / DACI)
GOTO 6003
5 BS2 = BAS22 - bb
REX = (BS2 * DER) / EX2
X(q + 1, I) = (RX - DER + REX) * COS(bb)
Y(q + 1, I) = (RX - DER + REX) * SIN(bb) - g
DX = XB22 - XB2
DY = YB22 - YB2
DACI = BAS22 - BAS2
X(q + 1, I) = XB22 - ((BS2 * DX) / DACI)
Y(q + 1, I) = YB22 - ((BS2 * DY) / DACI)

```

```

*****EPITROKOID YUZEYINI ES ARALIGA BOLEN PROGRAM*****
*****ORTAY METODU ILE KOK BULMA*****
I = n + 1
GOSUB 1001
Le = L
he = Le / n
X(1, I) = R * COS(AA2 * PI / 180) + e * COS(3 * AA2 * PI / 180)
Y(1, I) = R * SIN(AA2 * PI / 180) + e * SIN(3 * AA2 * PI / 180)
ACI(I) = 0
A = AA2 + 1
AA1 = A
GOSUB 1001
ha = L
B = AA1 + 3
AA1 = B
GOSUB 1001
hb = L
fa = he - ha
fb = he - hb
IF (fa * fb) < 0 THEN GOTO 7002 ELSE GOTO 7000
m = (A + B) / 2
AA1 = m
GOSUB 1001
hm = L
fm = he - hm
IF ABS(fm) < .0001 THEN GOTO 7005
IF fm > 0 THEN GOTO 7003 ELSE GOTO 7004
ha = hm
A = m
GOTO 7002
hb = hm
B = m
GOTO 7002
FF = m * PI / 180
I = I - 1
X(1, I) = R * COS(FF) + e * COS(3 * FF)
Y(1, I) = R * SIN(FF) + e * SIN(3 * FF)
ACI(I) = AA1 - VV2
IF I = 1 THEN GOTO 7006
AA2 = AA1
GOTO 7007
IF TR = 1 THEN GOTO 7009
AA2 = m
AA1 = VV2 + 120
GOSUB 1001
he = he + (L / n)
AA2 = VV2
AA1 = AA2 + 120
I = n + 1: TR = 1
GOTO 7007
Xe = e * COS(VV2 * 3 * PI / 180)
Ye = e * SIN(VV2 * 3 * PI / 180)
CLS
RETURN

```

```

01  *****SIMPSON INTEGRAL ALT PROGRAMI*****
T = 0
rr = 4
CC = (AA1 - AA2) / rr
FOR II = AA2 TO AA1 STEP CC
T = T + 1
ALFA = II * PI / 180
L(T) = SQR(9 * e ^ 2 + R ^ 2 + 6 * e * R * COS(2 * ALFA))
NEXT II
J = L(1) + 4 * L(2) + 2 * L(3) + 4 * L(4) + 2 * L(5)
L = (CC * PI / 180 / 3) * J
RETURN

01  *****TROKOID YUZEYININ EKSENINI CEVIREN PROGRAM*****
U = n + 1
05  DELX = X(1, U) - Xe
DELY = Y(1, U) - Ye
RU(U) = SQR(DELX ^ 2 + DELY ^ 2)
IF DELY >= 0 THEN GOTO 9000
GOTO 9002
90  Fi(U) = ATN(SQR(1 - (DELX / RU(U)) ^ 2) / (DELX / RU(U)))
IF Fi(U) < 0 THEN Fi(U) = PI + Fi(U)
GOTO 9004
92  IF DELX >= 0 THEN GOTO 9003
Fi(U) = PI - ATN((DELY / RU(U)) / SQR(1 - (DELY / RU(U)) ^ 2))
GOTO 9004
93  Fi(U) = 2 * PI + ATN((DELY / RU(U)) / SQR(1 - (DELY / RU(U)) ^ 2))
94  IF U = n + 1 THEN FFA = (PI / 6) - Fi(n + 1)
Fi(U) = Fi(U) + FFA
X(1, U) = RU(U) * COS(Fi(U))
Y(1, U) = RU(U) * SIN(Fi(U)) + e
U = U - 1
IF U = 0 THEN GOTO 9006
GOTO 9005

96  RETURN

01  *****YANMA ODASINI NOKTALARLA PARCALAYAN ALT PROGRAM*****
FOR AP = 2 TO q
X(AP, 1) = X(q + 1, 1)
X(AP, n + 1) = X(q + 1, n + 1)
Y(AP, 1) = Y(q + 1, 1)
Y(AP, n + 1) = Y(q + 1, n + 1)
NEXT AP
FOR BP = 2 TO n
DPX = X(1, BP) - X(q + 1, BP)
DPY = Y(1, BP) - Y(q + 1, BP)
DDPX = DPX / q
DDPY = DPY / q
FOR CP = 2 TO q
X(CP, BP) = X(CP - 1, BP) - DDPX
Y(CP, BP) = Y(CP - 1, BP) - DDPY
NEXT CP
NEXT BP
RETURN

```



```

2001  ******UCGENLERIN ALANLARININ HESABI*****
      I1 = 1
      I2 = 2
      I3 = 1
2002  FOR P = 1 TO q
      DX1 = X(P, I1) - X(P, I2)
      DX2 = X(P, I1) - X(P + 1, I2)
      DX3 = X(P, I2) - X(P + 1, I2)
      DY1 = Y(P, I1) - Y(P, I2)
      DY2 = Y(P, I1) - Y(P + 1, I2)
      DY3 = Y(P, I2) - Y(P + 1, I2)
      L1 = SQR(DX1 ^ 2 + DY1 ^ 2)
      L2 = SQR(DX2 ^ 2 + DY2 ^ 2)
      L3 = SQR(DX3 ^ 2 + DY3 ^ 2)
      S = (L1 + L2 + L3) / 3
      A(zz, P, I3) = SQR(S * (S - L1) * (S - L2) * (S - L3))
      NEXT P
      IF I1 > 1 THEN GOTO 2004 ELSE 2003
2003  I1 = n + 1
      I2 = n
      I3 = n
      GOTO 2002
2004  RETURN
001  ******KARESEL BOLGENIN ALANI*****
      FOR J = 2 TO n - 1
      FOR P = 1 TO q
      DX1 = X(P, J) - X(P, J + 1)
      DX2 = X(P, J + 1) - X(P + 1, J + 1)
      DX3 = X(P + 1, J) - X(P + 1, J + 1)
      DX4 = X(P + 1, J) - X(P, J)
      DXL = X(P, J) - X(P + 1, J + 1)
      DY1 = Y(P, J) - Y(P, J + 1)
      DY2 = Y(P, J + 1) - Y(P + 1, J + 1)
      DY3 = Y(P + 1, J) - Y(P + 1, J + 1)
      DY4 = Y(P + 1, J) - Y(P, J)
      DYL = Y(P, J) - Y(P + 1, J + 1)
      L1 = SQR(DX1 ^ 2 + DY1 ^ 2)
      L2 = SQR(DX2 ^ 2 + DY2 ^ 2)
      L3 = SQR(DX3 ^ 2 + DY3 ^ 2)
      L4 = SQR(DX4 ^ 2 + DY4 ^ 2)
      LL = SQR(DXL ^ 2 + DYL ^ 2)
      S1 = (L1 + L2 + LL) / 3
      S2 = (L3 + L4 + LL) / 3
      AP = SQR(S1 * (S1 - L1) * (S1 - L2) * (S1 - LL))
      Ar = SQR(S2 * (S2 - L3) * (S2 - L4) * (S2 - LL))
      A(zz, P, J) = AP + Ar
      NEXT P
      NEXT J
      RETURN
001  ******ALAN TOPLAMI*****
      FOR P = 1 TO q
      FOR J = 1 TO n
      TOPA(zz) = TOPA(zz) + A(zz, P, J)
      NEXT J
      NEXT P
      zz = zz + 1
      RETURN

```

```

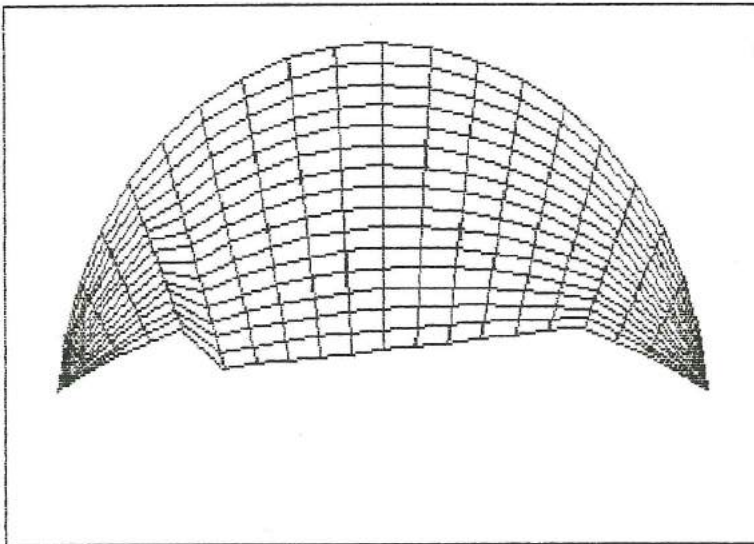
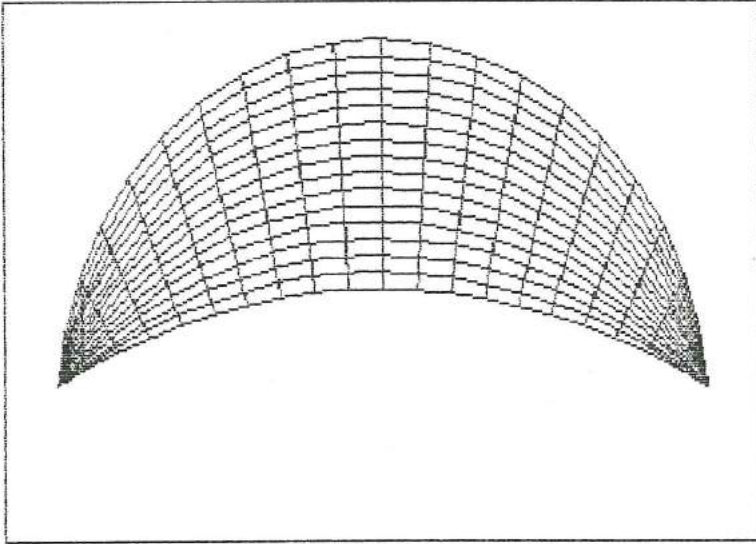
*****ALAN DEGİSİMİ*****
zz1 = zz - 2
zz2 = zz - 1
ORAN = 100 - ((100 * TOPA(zz2)) / TOPA(zz1)): PRINT ORAN: WAIT 32, 2
FOR P = 1 TO q
FOR J = 1 TO n
AQRAN = 100 - ((100 * A(zz2, P, J)) / A(zz1, P, J))
NEXT J
NEXT P
RETURN
*****SİKİSTİRMA ORANINI HESAPLAYAN ALT PROGRAM*****
OYUKA = TOPA(zz - 1) - TOPA(zz - 2)
Voyuk = OYUKA
WAIT 32, 2
Amax = ((R ^ 2 + 3 * e ^ 2) * (PI / 3)) - (SQR(3) * R ^ 2 / 4) + (3 *
Amin = ((R ^ 2 + 3 * e ^ 2) * (PI / 3)) - (SQR(3) * R ^ 2 / 4) - (3 *
PRINT "Amax="; Amax, "Amin="; Amin
Psi = ATN((3 * e / R) / (SQR(1 - (3 * e / R) ^ 2)))
Ar = (1 / 3) * (PI * (R ^ 2 + (2 * e ^ 2)) - (6 * e * R * COS(Psi)) -
/ 180) * SIN(30 * PI / 180))
Vmin = Amin - Ar
Vmax = Amax - Ar
PRINT "Vmin="; Vmin, "Vmax="; Vmax, "Ar="; Ar
EPST = (Vmax - Vmin) / Vmin: PRINT 1211, EPST
EPSG = (Vmax - Vmin) / (Vmin + Voyuk)
IF (EPS - EPST) > 0 THEN GOTO 103 ELSE GOTO 102
PRINT "      İSTENEN SİKİSTİRMA ORANININ SAGLANMASI MUMKUN DEGİLDİR"
WAIT 32, 2
GOTO 22
RETURN

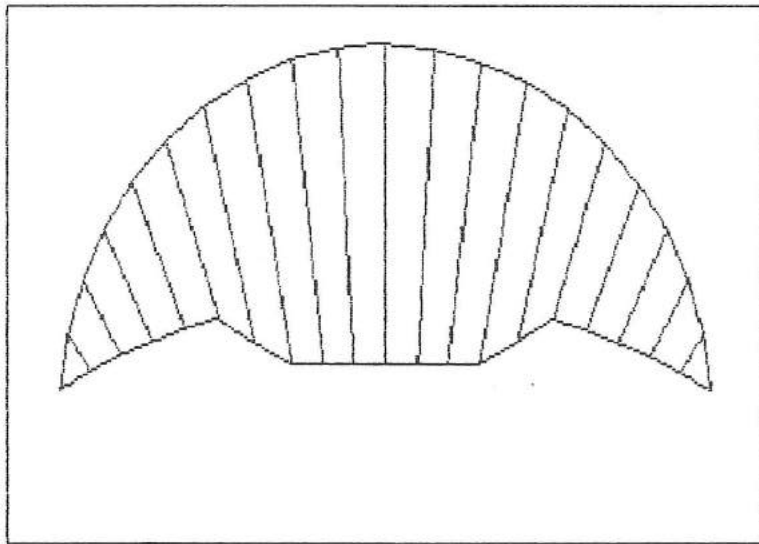
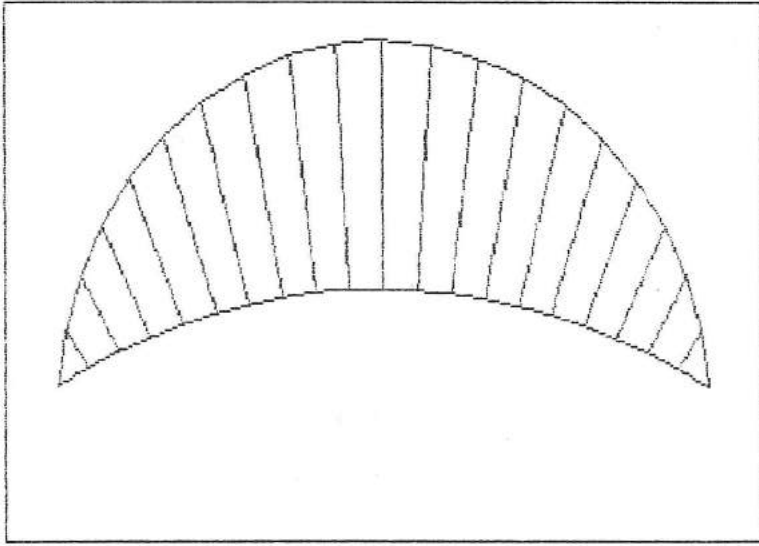
```

```

*****ORTAY METODU ILE ISTENEN SIKISTIRMA ORANINI ELDE EDEN ALT PROGRAM
NITER = 0
DERO1 = DERO
DERO2 = DERO2 + 5
DERO = DERO2
GOSUB 6001
GOSUB 2501
zz = 2
GOSUB 2001
GOSUB 3001
TOPA(2) = 0
GOSUB 4001
GOSUB 101
IF (EPSG - EPS) > 0 THEN GOTO 202 ELSE GOTO 203
DERM = (DERO1 + DERO2) / 2
DERO = DERM
NITER = NITER + 1: *PRINT NITER
GOSUB 6001
GOSUB 2501
zz = 2
GOSUB 2001
GOSUB 3001
TOPA(2) = 0
GOSUB 4001
GOSUB 101
IF ABS(EPSG - EPS) < .01 THEN GOTO 210
IF (EPSG - EPS) > 0 THEN GOTO 205 ELSE GOTO 206
DERO1 = DERO
DERM = (DERO1 + DERO2) / 2
DERO = DERM
GOTO 204
DERO2 = DERO
DERM = (DERO1 + DERO2) / 2
DERO = DERM
GOTO 204
*PRINT "OYUK DERINLIGI="; DERO, "SIKISTIRMA ORANI="; EPSG
WAIT 32, 2
AA2 = VV2
RETURN

```





ÖZGEÇMİŞ

1963 Yılında Gaziantep te doğdu. İlk ve ortaokulu babasının görevi dolayısıyla İstanbul, Bern (İsviçre) ve Gaziantep te okudu. 1978 yılında Kabataş Erkek Lisesinde okumaya başladı ve 1981 yılında aynı liseden mezun oldu.

1981 yılında İ.T.Ü. Makina Fakültesi Genel Makina bölümünde okumaya hak kazandı. 1986 yılında makina mühendisi olarak mezun oldu. Aynı yıl, önce İ.T.Ü. Makina Fakültesi tarafından açılan araştırma görevliliği ve İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsünün yüksek lisans sınavını kazandı. Halen İ.T.Ü. Makina Fakültesi Motorlar ve Taşıtlar Biriminde araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır.