

## BENZİNLİ MOTORLARDA SEGMAN VE CONTA BOŞLUĞU HİDROKARBONLARININ SİLİNDİR İÇİ DAĞILIMI

*M. İhsan KARAMANGİL\**

**Özet:** İçlerine yanmamış yakıt-hava karışımı girebilen fakat alev giremeyen yanma odası içindeki boşluklar hidrokarbon emisyonlarının ana kaynağını oluştururlar. En önemlileri segmanlar arası bölge ile conta boşluğudur. Bu makale bu iki kaynağın difüzyonu ve taşınması ile ilgili teorik bir çalışmanın sonuçlarını içerir. Model, 3 alt modelden oluşur. Birincisi; yanma odası gazları için termodinamik model, segman ve conta boşluğu hidrokarbonları için ikincisi model ve türbülans modelini içeren akış alanının nümerik çözümü için sonuncu model. Nümerik modeli basitleştirmek için merkeze konumlandırılmış tek bir supap dikkate alınır. 2-boyutlu akış alanı sonlu hacim metoduyla çözülür. Conta boşluğu hidrokarbonları supaba yakın konumlarından dolayı silindiri daha önce terk ederler. Bu hidrokarbonlar 510°-570° arasında supap kesitinde görünürken segman bölgesi hidrokarbonları 510°-660° gibi daha uzun sürede silindirden ayrılırlar. Segman bölgesi hidrokarbonlarının taşınımı silindir cidarlarına yakın iken conta boşluğu hidrokarbonları silindirin merkezine doğru yönelirler.

**Anahtar kelimeler:** HC emisyonları, HC emisyon modeli.

### In-Cylinder Expansion of Ring and Head Gasket Crevice Hydrocarbons in Gasoline Engines

**Abstract:** Crevices in the combustion chamber which are filled with unburned fuel-air mixture but flame can not propagate constitute main sources of the hydrocarbon emissions. The most important sources are ring crevices and head gasket crevice. This paper consist of the results of a theoretical study devoted to diffusion and removal of these two sources. The model composed of three submodels. First, thermodynamic model for combustion chamber gases, second, model for hydrocarbons of ring crevices and head gasket crevice and the last is the model for numerical solution of the flow field including turbulence model. Centrally oriented single valve is considered to simplify the numerical model. 2-D flow field has been solved for finite volume solution procedure. Due to their position nearer to exhaust valve, head gasket HC's exit the cylinder earlier. They reach exhaust port at 510°-570° KMA while for ring crevice this extends to almost 660° KMA. It should also be noted that head gasket HC's directs to central region of the cylinder, dissimilar to ring crevice HC's as they creeps over the wall at least for a considerable period.

**Keywords:** HC emissions, HC emission model.

#### Semboller

- $A_{ch}$  : yanma odası yüzey alanı, m<sup>2</sup>  
 $A(\theta)$  : toplam ısı transfer yüzey alanı, m<sup>2</sup>  
 $c_{p,i}$  : silindir içi gaz bileşenlerin sabit basınçta özgül ısı değeri, J/kgK  
 $D$  : silindir çapı, m  
 $h$  : ısı taşınım katsayısı, W/m<sup>2</sup>K  
 $H_u$  : yakıtın ısı değeri, kJ/kgK  
 $m_{y,sil}(\theta)$  : silindir içinde bulunan yakıt miktarı, kg  
 $\pm \Delta m_y(\theta)$  : silindir içinden alınan/salınan yakıt miktarı (segman boşluğu+conta), kg

\* Uludağ Üniversitesi, Müh.-Mim. Fakültesi, Makine Müh. Böl., BURSA.

$m_{yan}(\theta)$	: belli bir krank açısına kadar yanan yakıt miktarı, kg
$m_o$	: silindir içinde bulunan karışımın toplam kütlesi, kg
$\dot{m}$	: kütleli debi, kg/s
$p$	: silindir içi basınç, Pa
$\tilde{R}$	: universal gaz sabiti, kJ/kgK
$T$	: silindir içi sıcaklık, K
$T_d$	: ortalama silindir cidar sıcaklığı, K
$U_p$	: ortalama piston hızı, m/s
$V$	: piston üzerine kalan hacim değeri, m <sup>3</sup>
$v_{seg}$	: segman bölgesi gazlarının çıkış hızı, m/s
$v_{con}$	: segman bölgesi gazlarının çıkış hızı, m/s
$\mu_i$	: silindir içi gaz bileşenlerinin viskozite değeri, kgm/s
$\rho$	: yoğunluk, kg/m <sup>3</sup>

### Kısaltmalar

ÜÖN	: Üst Ölü Nokta
KMA	: Krank Mili Açısı
PISO	: Pressure Implicit by Splitting of Operators

### İndisler

con	: conta
seg	: segman
seg,aa	: segman ağız aralığı
sil	: silindir
stok	: stokyometrik
top	: toplam
y	: yakıt
yan	: yanan

## 1. GİRİŞ

Motor çıkış Hidrokarbon (HC) emisyonlarına sebep olan kaynaklar iki grupta incelenebilirler. i) Sadece yakıt üretenler, ii) Yakıt+hava üretenler. Yakıt üreten kaynaklar; yağ filmi, silindir içinde buharlaşmadan kalan sıvı yakıt ve yanma odası etrafındaki tortulardır. Yakıt+hava üreten kaynaklar; yanma odası içindeki boşluk bölgeleri, alev sönüm tabakaları ve egzoz supap sızıntısıdır. Hidrokarbon emisyonları üzerinde en etkili olan kaynak ise %38 lik oranla yanma odası içerisindeki boşluk bölgeleri (crevices) dir. Bu bölgeler içlerine yakıt, hava ve artık gaz girebilen ancak alev giremeyen yanma odasına dar bölgelerle bağlanmış içine ve dışına gaz akışı olan yerlerdir. Toplam boşluk hacmi motorun sıcaklığına ve geometrisine bağlı olarak değişmekle birlikte motorun kompresyon hacminin yaklaşık %1-2 sine karşılık gelir. Piston-silindir-segmanlar arasında kalan bölge en büyük boşluk hacmine sahip olmakla birlikte silindir kafa contası, buji ve supap oturma yüzeyi boşlukları da önemsiz değillerdir. Bu bölgelerdeki sıcaklıklar nispeten düşük olduğundan dolayı daha yoğun bir gaz depolanması söz konusudur (Cheng ve diğ., 1993), (Min ve diğ., 1994), (Schramm ve Sorenson, 1990), (Heywood, 1989).

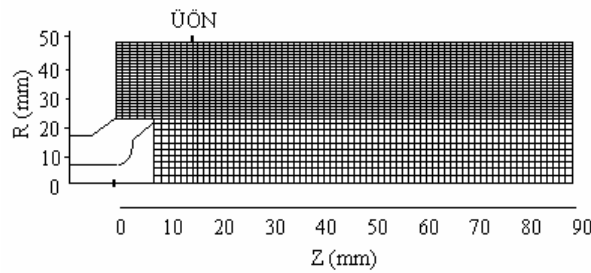
Furuhama ve Taheishi yaptıkları deneylerde üst segman boşluklarından aldıkları gaz örnekleriyle bu boşluk bölgelerindeki yanmamış yakıt-hava karışımına alevin ulaşmadığını kanıtlamışlardır. Yine Wentworth yapmış olduğu deneylerde üst segman boşluğu hacminin etkisiz kılınması durumunda motor çıkış hidrokarbon emisyonlarının %47-74 arasında azaldığını göstermiştir (Namazian ve Heywood, 1982).

Tabacyznıski ve ark. üst segman boşluğu gazlarının genişleme stroğu süresince dışarıya çıktıklarını ve silindir cidarı boyunca yayıldıklarını kanıtlamışlardır. Bu hidrokarbonlar daha sonra egzoz sırasında bir vorteks içinde toplanır ve toplu olarak egzozdan atılırlar. Egzoz portundaki anlık hidrokarbon konsantrasyon ölçümlerinde ani yükselişin meydana gelmesi bundan dolayıdır (Korematsu, 1990).

Bu çalışmada, segman boşluk bölgelerinden ve silindir kafa contasından yayılan hidrokarbonların, silindir içi akışa ait korunum denklemleriyle birlikte çözümü yapılarak silindir içi dağılımları tespit edilmiştir. Yağ filminin hidrokarbon emisyonları üzerindeki etkisini ortadan kaldırmak için yakıt olarak propan ( $C_3H_8$ ) seçilmiştir. Yanma teorik tam yanma ( $\lambda=1$ ) reaksiyonu alınarak silindir içi gazların termodinamik özellikleri elde edilmiştir.

## 2. MATEMATİK MODEL

Şekil 2.1 de merkeze yerleştirilmiş tek bir supaba sahip düz pistonlu bir piston-silindir grubunda çözüm alanı gösterilmiştir.



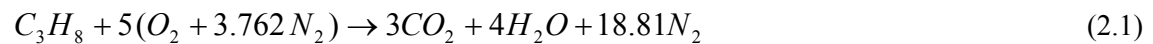
Şekil 2.1:  
Çözüm alanının gridlere ayrılmış görüntüsü

Modelde yapılan kabuller şunlardır.

1. Başlangıçta silindir içinde artık gaz yoktur.
2. Emme ve egzoz işlemini için silindirin merkezine yerleştirilmiş tek bir supabın kullanılması aksel simetriden dolayı denklemlerin çözümünde büyük kolaylık sağlamış olmakla birlikte supap bindirmesinin etkisi dikkate alınmamıştır.
3. Yanma ürünlerinde çözünme yoktur (reaksiyon sırasında daha önce oluşan ürün cinslerinde bir farklılık olmamaktadır).
4. Silindir içine piston-segman aralığından ve conta boşluğundan hidrokarbon akışı olana kadar yanmamış karışımın ve yanmış gazların silindir içi dağılımları homojen kabul edilmiştir.
5. Duvar sıcaklığı her krank açısında silindir için başlangıçta verilen aksel sıcaklık eğrilerinin ortalaması alınarak hesaplanmıştır.
6. Piston-segman aralığına ve conta boşluğuna sıkışan gaz karışımının hepsi yanmamış yakıt+hava karışımı kabul edilmiştir.

### a) Yanma Modeli

1 kmol yakıt için yazılan reaksiyon denklemleri;



şeklinde yazılabilir.

Bir çevrimde tek bir silindir içine alınan yakıt miktarı ( $m_{y,sil}(\theta)$ ) belli ise yanma olayı başladıktan sonra herhangi bir krank açısına kadar yanan yakıt miktarı aşağıda verilen denklemle hesaplanabilir.

$$m_{yan}(\theta)_i = \alpha(\theta)_i \cdot m_{y,sil,i} = \frac{1}{2} \left[ 1 - \cos \left( \frac{\pi(\theta - \theta_{aa})}{\theta_{ys} - \theta_{aa}} \right) \right] \cdot m_{y,sil,i} \quad (2.2)$$

$m_{yan}$  : o krank açısına kadar yanan toplam yakıt miktarı,  $m_{y,sil}$  : silindir içinde o anda bulunan yakıt miktarı (silindir içindeki yakıt buharının bir kısmı segman ve conta bölgesine girebileceği gibi bu bölgelere sıkışan hidrokarbonlar daha sonra silindir içine dahil olarak  $m_{y,sil}(\theta)$  'ı arttırmalar. Dolayısıyla silindir içindeki yakıt buharı miktarı sürekli değişir.

$$m_{y,sil}(\theta) = m_o \pm \Delta m_y(\theta) \quad (2.3)$$

$m_o$  : başlangıçtaki dolgu miktarı,  $\Delta m_y(\theta)$  : her bir krank açısında kaynak bölgelerine kaçan veya kaynak bölgelerinden silindir içine dahil olan yakıt buharı miktarı,  $\theta$  : o andaki krank açısı,  $\theta_{aa}$  : ateşleme avansı,  $\theta_{ys}$  : ÜÖN'dan itibaren ölçülen yanma sonu açısıdır.

Tüm açılar ÜÖN dan itibaren ölçülmektedir. ÜÖN dan önce ise  $\theta$  değerleri (-), ÜÖN dan sonra ise  $\theta$  değerleri (+) olarak alınır. Herhangi bir krank açısında yanan yakıtla açığa çıkan ısı miktarı;

$$Q_{yakut}(\theta)_i = m_{yan}(\theta)_i . H_u \quad (2.4)$$

şeklinde hesaplanır. Anlık silindir içi kompozisyon sırasıyla aşağıdaki safhaları takip eder:

- i. Yanma öncesi periyod (sadece taze yakıt+hava)
- ii. Yanma periyodu (taze karışım+yanma ürünleri)
- iii. Yanma sonu periyodu (yanma ürünleri, segman bölgelerinden çıkan taze karışım ve yağ filmin-den salınan hidrokarbon) (Karamangil, 2000).

## b) Termodinamik Model

Kapalı sistemler için termodinamiğin I. Kanunu;

$$\frac{\delta Q_{yakut}}{\delta \theta} = m_o c_v \frac{dT}{d\theta} + p \frac{\delta V}{\delta \theta} + \frac{\delta Q_{kayıp}}{\delta \theta} \quad (2.5)$$

şeklinde yazılabilir. Burada;  $\delta Q_{yakut}$  : motora yakıtla verilen enerji,  $\delta Q_{kayıp}$  : yanma odası cidarlarından olan ısı transferi,  $c_v$  : o açıdaki özgül hacim değeridir.

Herhangi bir krank açısındaki basınç değeri;

$$n\tilde{R} = sbt = \frac{p(\theta)_i V(\theta)_i}{T(\theta)_i} = \frac{p(\theta)_{i-1} V(\theta)_{i-1}}{T(\theta)_{i-1}} \Rightarrow$$

$$p(\theta)_i = \left[ \frac{V(\theta)_{i-1}}{V(\theta)_i} \frac{p(\theta)_{i-1}}{T(\theta)_{i-1}} \right] T(\theta)_i = F.T(\theta)_i$$

ifadesinden hesaplanır. (2.5) eşitliği yeniden düzenlendiğinde silindir içi gazların sıcaklığı;

$$T(\theta)_i = \frac{m_{yan}(\theta)_i H_u + A(\theta)_i h(\theta)_i T_d(\theta)_i + m_o c_v(\theta)_i T(\theta)_{i-1}}{A(\theta)_i h(\theta)_i + F[V(\theta)_i - V(\theta)_{i-1}] + m_o c_v(\theta)_i} \quad (2.6)$$

şeklinde hesaplanır.  $m = m_{dolgu0}$ , T: Silindir içindeki gazların ortalama sıcaklığı, A: Isı kaybının olduğu yüzey alanı, h: (2.10) eşitliğinden hesaplanmış ısı taşınım katsayısı,  $T_d$ : Duvar sıcaklığı, p: Silindir içi basıncı göstermektedir. Sıcaklığın bulunabilmesi için  $A(\theta)_i$ ,  $A(\theta-1)_i$ ,  $V(\theta)_i$ ,  $V(\theta-1)_i$ ,  $m_{yan}(\theta)_i$ ,  $m_o$ ,  $h(\theta)_i$ ,  $c_v(\theta)_i$ ,  $T_d(\theta)_i$ ,  $T(\theta)_{i-1}$  ve  $P(\theta)_i$  değerlerinin bilinmesi gerekir. Aşağıda bu büyüklüklerin bulunması anlatılmıştır.

$$A(\theta) = A_{sil\ kaf} + \frac{\pi D^2}{4} + \pi D x(\theta) \quad (2.7)$$

$$V(\theta) = V_c + \frac{\pi D^2}{4} x(\theta) \quad (2.8)$$

Burada;  $A_{sil\ kaf}$ : silindir kafası yüzey alanı,  $X(\theta)$ : pistonun ÜÖN'dan itibaren katettiği mesafe,  $V_c$ : kompresyon hacmini ifade etmektedir.

Silindir içi gazların anlık özgül ısı ve viskozite değerlerini veren ifadeler;

$$c_{p,karışım} = \frac{\sum_{i=1}^N n_i \cdot c_{p,i}}{\sum_{i=1}^N n_i}, \quad \mu_{karışım} = \frac{\sum_{i=1}^N n_i \cdot \mu_{p,i}}{\sum_{i=1}^N n_i} \quad (2.9)$$

şeklinde. Burada;  $N$  : Silindir içindeki farklı gaz bileşenlerinin sayısı,  $n_i$  : Her bir bileşenin mol sayısını  $c_{p,i}$  ve  $\mu_i$  : her bir bileşenin özgül ısı ve viskozite değerlerini göstermektedir.

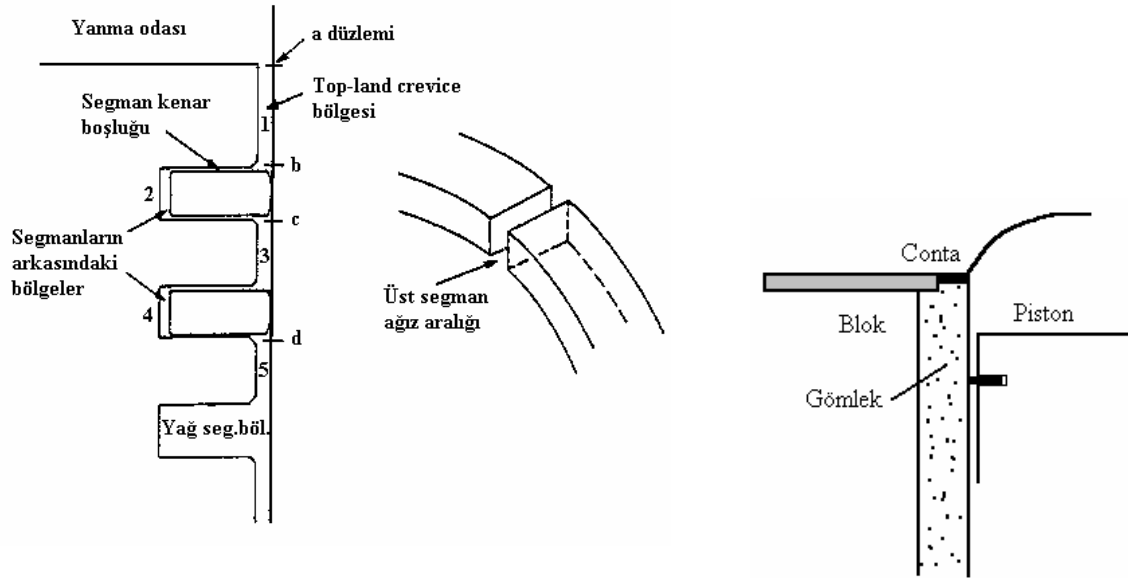
Silindir içi gazlarla cidarlar arasındaki ısı taşınım katsayısının hesabında Annand tarafından geliştirilen ifadenin özel bir formu kullanılır (Aydın, 1995) ve bu ifade  $Nu = a Re^b$  ifadesinden elde edilir.

$$h(\theta) = \frac{a}{Pr} \mu(\theta)^{1-b} \frac{c_p(\theta)}{m_o^{-b}} \frac{1}{D^{1-b}} \left( \frac{U_p}{V(\theta)} \right)^b \quad (2.10)$$

Yukarıdaki ısı taşınım katsayısı eşitliğinde; a ve b: Annand tarafından önerilen sabitler olup değerleri a=0.4 ve b=0.7 şeklindedir. Pr: Prandtl sayısı (silindir içi gazların Prandtl sayısı sıcaklıkla fazla değişmediği için tüm sıcaklıklarda 0.71 olarak alınabilir),  $\mu$  : Silindir içindeki gaz kütlelerinin viskozitesi [kg/ms],  $c_p$  : Silindir içi gazlarının sabit basınçtaki özgül ısı (J/kgK),  $U_p$  : Ortalama piston hızı [( $U_p = Hn/30$ ), m/s],  $D$  : Silindir çapı,  $V$  : Piston üzerinde kalan hacim değeridir.

### c) Segmanlar Arası ve Conta Boşluğuna Ait Hidrokarbon Modeli

Sıkıştırma ve yanma periyodları süresince segman aralarına ve conta boşluğuna sıkışan, genişleme ve egzoz periyodunda ise silindire geri dönen hidrokarbonların hesabında Namazian ve Heywood'un (Namazian ve Heywood, 1982) piston-segman bölgesine ait akış modellerinden elde edilen sonuçlardan faydalanılmıştır. Şekil 2.2 de piston-silindir-segman arası bölgelerle conta boşluğu gösterilmiştir.



Şekil 2.2: Piston-segman-silindir arası gaz akış bölgeleri ve conta boşluğu.

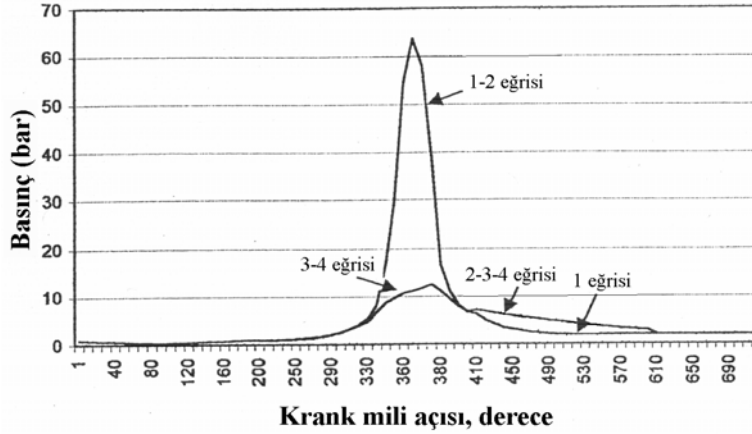
(1) bölgesindeki basıncın (silindir içi basınç değeri ile aynıdır) diğer bölgelerdeki (2, 3 ve 4) basınçlara oranı krank açısına bağlı olarak ayrı ayrı hesap edilmiş, programımızda bulduğumuz silindir içi basınç değeri ve bu oranlar kullanılmak suretiyle kendi modelimize ait 2, 3 ve 4 bölgelerindeki basınç değerleri Namazian ve Heywood'un yaptıkları modelden faydalanılarak hesaplanmıştır. Şekil 2.3 de segman bölgeleri arasındaki basınçlar krank açısıyla değişimi gösterilmiştir (Akbulut, 2001). Silindir kafa contası içindeki basınç değeri de silindir içi basınçla aynıdır.

Segmanlar arası her bir bölgede bulunan toplam gaz miktarı;

$$m(\theta)_i = \frac{p(\theta)_i V_{seg,i} M_{seg}}{\tilde{R} T_{seg}(\theta)} \quad (2.11)$$

denklemleri ile bulunur. Burada  $p(\theta)_i$ : i. bölgenin basıncını,  $M_{seg}$ : segmanlar arası bölge içindeki gazların mol kütlelerini,  $\tilde{R}$ : üniversal gaz sabitini,  $T_{seg}(\theta)$ : her bir krank açısında segmanlar arası boşluk bölgesinin içindeki gazların sıcaklığını göstermektedir. Segmanlar arası bölge içindeki gazların sıcaklığı silindir içi duvar sıcaklığına yakın kabul edilir.

$$T_{seg}(\theta)_i = T_{con}(\theta)_i \propto T_d(\theta)_i \quad (2.12)$$



Şekil 2.3:

Segman bölgeleri arasındaki basınç değerlerinin krank açısıyla değişimi.  $n=2000$  d/dak, tam yükte çalışma,  $\varepsilon=8.1$ ,  $\lambda=1$ .

Conta boşluğundaki gaz miktarı segmanlar arası bölgede olduğu gibi;

$$m_{con}(\theta)_i = \frac{p(\theta)_1 V_{con} M_{con}}{\tilde{R} T_{con}(\theta)} \quad (2.13)$$

eşitliğinden hesaplanır. Burada  $p(\theta)_1$ : silindir içi basıncı,  $V_{con}$ : conta hacmini,  $M_{con}$ : conta boşluğundaki gazların mol kütlelerini ve  $T_{con}(\theta)$ : conta boşluğundaki gazların sıcaklığını göstermektedir.

Silindir içindeki basınç maksimum değere ulaştığı anda segman ve conta bölgeleri arasına sıkıştırılan gazın miktarı da maksimum değerine ulaşır. Silindir içi maksimum basınç bilgisayar programı ile hesap edilir.

Boşluk bölgelerindeki gazın kompozisyonu buji konumuna bağlı olarak değişir. Merkeze konumlandırılmış bir bujide segmanlar arası bölge içine olan gaz akışının tümü yanmamış karışımdan oluşur. Çünkü alev silindir içi maksimum basınçtan önce segman bölgesine ulaşır ve yanmış gazlar bu maksimum basınç değerine ulaşılan kadar segman bölgesine girmeye devam eder.

İdeal gaz denklemi kullanılarak her bir krank açısında segmanlar arası boşluk bölgesindeki toplam gaz miktarı;

$$m_{seg,top}(\theta) = \sum m_i(\theta) \quad (2.14)$$

şeklinde hesaplanır.

Silindir içi maksimum basınca ulaşılan kadar segmanlar arası bölge ve conta boşluğuna gaz girişi olmakta, bu basınç değerinden sonra ise akış tersine dönmekte ve bu bölgelerden çıkıp silindire doğru gerçekleşmektedir. Maksimum basınç değerine kadar, bu bölgelerde bulunan toplam gaz kütlesi bir önceki adımdan daha fazla, bu noktadan sonra ise bir önceki adımdan daha az olmaktadır.

Segmanlar arası bölgelerden ve conta boşluğundan çıkan yakıt buharı miktarı ise;

$$\Delta m_{y,\text{çıkan,seg}}(\theta) = \frac{[m_{\text{seg,top}}(\theta-1) - m_{\text{seg,top}}(\theta)]}{[1 + (H/Y)_{\text{stok}} \cdot \lambda]}, \quad \Delta m_{y,\text{çıkan,con}}(\theta) = \frac{[m_{\text{con}}(\theta-1) - m_{\text{con}}(\theta)]}{[1 + (H/Y)_{\text{stok}} \cdot \lambda]} \quad (2.15)$$

olur. Programda hesap edilen silindir içi maksimum basınç çalışma parametrelerine bağlı olarak değişmekle birlikte yaklaşık 363° de meydana gelmektedir. Bu açı değerine kadar segman bölgelerine ve conta boşluğuna hapsedilen karışımın bu bölgelerden çıkışı yaklaşık 363-600° arasında olmaktadır. Sıkıştırma ve genişleme periyodları sırasında meydana gelen kompresyon kaçağı da dikkate alınmıştır. Bu bölgelerinden kaçan yanmamış karışımın yaklaşık 2/3'ünün silindir içinde oksitlendiği bilinmektedir (Cheng ve diğ., 1993). Burada da genişleme stroğunun başlarında yanan gaz sıcaklığının yüksek olmasından ötürü segman bölgelerinden ve conta boşluğundan ilk çıkan hidrokarbonların oksitlendiği kabul edilmiştir. Buna bağlı olarak karışımın 2/3'ünün çıktığı açı hesaplanarak (400°) bundan sonra çıkacak olan 1/3'lük kısmın silindir içi yayılımına müsaade edilmiştir. Yani silindir içine doğru hidrokarbon yayılımı 400-600° arasında gerçekleşmektedir.

Segman bölgelerine ve conta boşluğuna sıkışan karışımın bu bölgelerden çıkış hızı;

$$v_{\text{seg}}(\theta) = \frac{\dot{m}_{\text{seg}}(\theta)}{\rho_{\text{seg}}(\theta)A_{\text{seg}}}, \quad v_{\text{con}}(\theta) = \frac{\dot{m}_{\text{con}}(\theta)}{\rho_{\text{con}}(\theta)A_{\text{con}}} \quad (2.16)$$

formülüyle hesaplanır. Burada  $v_{\text{seg}}$ ,  $v_{\text{con}}$ : karışımın segmanlar arası bölgeden ve conta boşluğundan çıkış hızı (m/s),  $\dot{m}_{\text{seg}}$ ,  $\dot{m}_{\text{con}}$ : segman ve conta bölgelerinden çıkan karışımın kütleli debisi (kg/s),  $\rho_{\text{seg}}$ ,  $\rho_{\text{con}}$ : segman ve conta bölgelerindeki karışımın yoğunluğu (kg/m<sup>3</sup>)  $A_{\text{seg}}$ ,  $A_{\text{con}}$ : piston-silindir-segman arası boşluğun ve conta yüzeyinin kesit alanı.

(2.16) denkleminde hesaplanan  $v_{\text{seg}}$ , segmanlar arası bölgedeki gazların pistonu göre çıkış hızıdır. Bu gazların silindir cidarına göre çıkış hızı veya mutlak hızı ise;

$$v_{\text{seg}} = v_{\text{seg,mutlak}} \mp U_p \quad (2.17)$$

şeklinde olur. Burada  $U_p$ : ortalama piston hızıdır (m/s).

Yukarıdaki denklemlerden hesaplanan piston-silindir-segman arası bölge gazların hızları bu bölgeden silindir içine doğru olan jet akışı başlayana dek geçerli olan hızlardır ve hız mertebeleri yaklaşık olarak 0-1 m/s arasında değişmektedir. Silindir içine doğru jet akışı diye isimlendirilen segman ağız aralığından gelen ikinci tip akışın hızı 11-17 m/s mertebelerinde olup (Namazian ve Heywood, 1982) yaklaşık 407° de başladığı görülmüştür (Akbulut, 2001). Bu krank açısından sonra geçerli olacak hızlar aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$v_{\text{seg}}(\theta) = \frac{\dot{m}_{\text{seg}}(\theta)}{\rho_{\text{seg}}(\theta)A_{\text{seg,aa}}} \quad \text{ve} \quad v_{\text{seg}} = v_{\text{seg,mutlak}} \mp U_p \quad (2.18)$$

Bu hız denklemlerinin yukarıdaki hız denklemlerinden farkı segmanlar arası boşluk bölgesinin yerine segman ağız alanının ( $A_{\text{seg,aa}}$ ) kullanılmış olmasıdır (Min ve Cheng, 1994).

#### d) Türbülans Modeli

Piston-silindir grubu içindeki akışa ait diferansiyel denklemlerin tümü yoğunluk-ağırlıklı örneklemeli-ortalama formuna getirilmiştir. Ortalama işleminden doğan çalkantı bileşeninin bilinmeyen ifadeleri için türbülans modelinin kullanılmasına ihtiyaç vardır. Burada Reynolds tarafından motorlar için modifiye edilen, sıkıştırma etkisini de içine alan k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Türbülans uzunluk skalasının davranışını doğru tahmin edebilmek için standart modele El-Tahry ve Morel&Mansour tarafından bazı modifikasyonlar yapılmıştır (Gül, 1994).

### 3. NÜMERİK ÇÖZÜM

Kısmi diferansiyel denklemlerin nümerik çözümünde sonlu hacim tekniği kullanılmıştır. İlk önce çözüm alanı sonlu sayıda farklı hücrelere bölünür. Daha sonra korunum denklemlerinin cebirsel ifadelerle dönüştüğü fark denklemleri elde edilir ve nihayet hücrelerin merkezlerinde bağımlı değişkenlerin değerleri

belirlenir. Patankar'ın kullandığı kademelendirilmiş grid düzenlemesine benzer şekilde düzenlenmiş gridlerdeki kontrol hacimleri birbirleriyle toplanır. Her adımdaki (örneğin krank açısı) ekleme, kapalı çözüm tekniği kullanılarak yapılır. Kaynak terimleri kontrol hacmi üzerindeki sabitler gibi davranır ve kararlılığı arttırmak için mümkün olan her yerde lineerleştirilir. Difüzyon terimleri ikinci dereceden tam merkezi farklara yakınlştırılır. Taşınım terimleri Spalding'in hybrid formunda kullandığı gibi düzenlenir (Gül, 1994).

Basınç alanını elde edebilmek için süreklilik ve momentum denklemleriyle bağlantılı olan çözüm adımları PISO algoritmasının modifiye edilmiş bir versiyonu kullanılarak çözülür. Bu metot motor akış hesabı için tahmini bir düzeltme katsayısı ile çalışan EPISO algoritmasıdır.

#### Sınır Şartları

Silindir içi gazların ortalama özellikleri için başlangıç şartları termodinamik model kullanılarak üretilir. Bilgisayar programı segman ve conta boşluğundan çıkan hidrokarbonların oksitlenmeyip, silindir içinde alıkonuldukları açı değerinde başlatılır. Bu açı değeri egzoz supabının açılmasından yaklaşık 40° KMA öncedir. Cidar sınır şartları için Launder ve Spalding'in tek tabaka davranışı uygulanır (Gül, 1994). Yağ filminin etkisi hesaba katılmadığından dolayı başlangıçta silindir cidarında çok az hidrokarbonun bulunduğu kabul edilir.

Segman ve conta boşluğu hidrokarbonlarının ana yanma odasına ilerlemesi hız sınır şartları için hesap edilir. Çevrim boyunca hidrokarbonların çıkış hızı; (Namazian ve Heywood, 1982) ve (Min ve diğ., 1994)'nın geliştirdikleri modellerden yararlanılarak hesaplanmıştır. Her krank açısı adımında silindir içi maksimum basınca kadar segman ve conta bölgelerine giren daha sonra bu bölgelerden çıkarak silindir içine yayılan silindir içine alınan toplam kütle üzerinden hesaplanırlar. Mevcut sonuçlar  $n=2000$  d/dak,  $P_{giriş}=1$  bar,  $\lambda=1$  için bulunmuş olsa da aynı sonuçlar herhangi bir parametrik değişiklik için de adapte edilebilmektedirler. Yalnız şu noktaya dikkat edilmelidir. Segman ve conta bölgelerinden çıkan hidrokarbonların 2/3 lük kısmı oksitlenmektedirler Piston bu anda ÜÖN dan 110° uzaktadır. Bundan sonraki 1/3 lük kısım ise yanmayarak silindir içi hidrokarbon konsantrasyonlarını oluşturur.

## 4. TARTIŞMA

Motorun Tablo 4.1 de verilen geometrik ve çalışma parametrelerine bağlı olarak silindiri terkeden HC değerleri grafikler halinde hesaplanmıştır. Eğer ilgili grafiğin altında ele alınan parametre ile ilgili başka bir değer verilmemişse tüm grafikler Tablo 4.1 deki değerlere göre hesaplanmış demektir.

**Tablo 4.1:**  
**Motor geometrisi ve çalışma şartları**

Yakıt (benzin)	$C_3H_8$	Hava giriş basıncı (kPa)	100
Sıkıştırma oranı	8.1	Volumetrik verim	0.85
Motor devri (1/min)	2000	$(H/Y)_{stokiyometrik}$	14.53
Silindir çapı (m)	0.0965	Artık gaz sıcaklığı ( $T_r$ , K)	900-1000
Strok (m)	0.0864	Artık gaz basıncı ( $P_r$ , MPa)	0.105-0.125
Biyel kolu uzunluğu (m)	0.1515	Üniversal gaz sabiti ( $\tilde{R}$ , $kJ / kmolK$ )	8.314
Krank yarıçapı (m)	0.0432	Üst segman boşluğu hacmi ( $cm^3$ )	0.93
Kompresyon hacmi ( $m^3$ )	$8.9 \times 10^{-5}$	2 nolu bölgenin hacmi ( $cm^3$ )	0.467
Strok hacmi ( $m^3$ )	$6.3 \times 10^{-4}$	3 nolu bölgenin hacmi ( $cm^3$ )	0.681
Hava fazlalık katsayısı ( $\lambda$ )	1	4 nolu bölgenin hacmi ( $cm^3$ )	0.467
Ateşleme açısı ÜÖN'dan önce)	38°	Toplam segmanlar arası hacim ( $cm^3$ )	2.55
Yanma sonu açısı (ÜÖN'dan sonra)	120°	Segman ağız açıklığı alanı ( $cm^2$ )	$2.6 \cdot 10^{-3}$
Egzoz supabı açılma açısı (AÖN'dan önce)	31°	Conta kalınlığı (cm)	0.023
Emme sonu basıncı (bar)	1.02	Conta genişliği (cm)	1.029
Emme sonu sıcaklığı (K)	363	Conta hacmi ( $cm^3$ )	0.718
Hava giriş sıcaklığı (°C)	25		

Şekil 4.1 de segman bölgesi hidrokarbonları ile segman bölgesi + conta boşluğu hidrokarbonları bir arada gösterilmiştir. Conta boşluğundan çıkan hidrokarbonlar egzoz supabına daha yakın oldukları için



silindiri daha önce terkederler. 580° den sonra ise silindirden atılan hidrokarbonların tamamına yakını segman bölgesinden çıkanlardır. Segmanlar arası bölgeden silindir içine doğru jet akışının başlamasıyla birlikte yaklaşık 600° civarında maksimum konsantrasyon değerine ulaşılır.

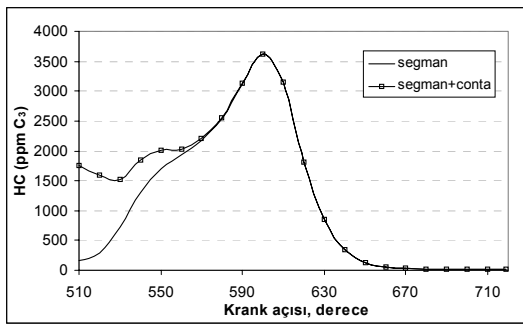
Şekil 4.2 ye bakıldığında giriş basıncının artmasıyla birlikte hidrokarbonların arttığı görülür. Artan giriş basıncı sıkıştırma ve yanma sonu basıncını arttırdığı için her iki bölgeye de daha fazla karışımın hapsedilmesine neden olur. Bu da doğal olarak silindire geri dönen hidrokarbon miktarını artırır.

Sıkıştırma oranının artması yanma sonu basıncını arttıracığı için hidrokarbon emisyonlarında da bir artış gözükülecektir. Silindir içi basınç artışı daha fazla hidrokarbonu boşluklara depolayacaktır. Bu da hidrokarbon emisyonlarının artması demektir. Bu durum Şekil 4.3 de gösterilmiştir.

Yanma denklemi  $\lambda=1$  için hesaplandığı için yanma sonucu oluşan eksik yanma ürünlerinin etkisi dikkate alınmamıştır. Bu yüzden Şekil 4.4 deki hidrokarbon emisyonlarında görülen değişim segman ve conta bölgelerine sıkışan H/Y oranının değişmesinden kaynaklanmaktadır. Bu bölgelerdeki karışımın yakıtça zenginleştikçe emisyonların artacağı kesindir.

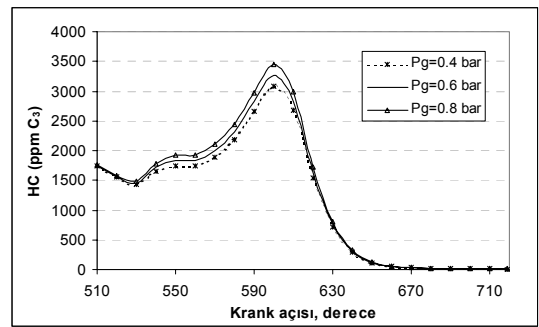
İlk 4 şekilde tamamen farklı parametrelerin incelenmiş olmasına rağmen eğrilerin genel karakterlerinin aynı olduğu görülür. Bu durum akışın belli bir seyir izlediğine işaret eder. Şekil 4.5 de ise farklı bir durum sözkonusudur. Artan motor devri silindir içi gaz hareketleri üzerinde çok etkili olup eğrilerin seyirlerinde önemli değişikliklere sebep olmaktadır. Düşük motor devirlerinde hidrokarbon konsantrasyonlarının iki noktada pik yaptığı görülmektedir. Motor devrinin artmasıyla birlikte hızlı bir düşüş yaşanmaktadır. Yüksek devirlerde salınan hidrokarbonların egzoz portuna ulaşmaları için çok az zaman kalmaktadır. Bundan dolayı daha geç safhalarda egzoz portuna ulaşma sözkonusudur. HC konsantrasyonu düşük devirlerde 610° de sona ererken 2000-2500 gibi yüksek devirlerde 670° yi bulmaktadır.

Şekil 4.6 da her iki bölgeden yayılan hidrokarbonların silindir içi dağılımları 520° den (ÜÖN'dan 160° sonra) sonra belli aralıklarla gösterilmiştir. İlk önce silindiri terk edenler supaba yakın olması itibariyle conta boşluğu hidrokarbonlarıdır. 600° den sonra ise olaya tamamen segman bölgesi hidrokarbonları hakimdir. Cidara yakın ilerleyen bu hidrokarbonlar 600° de maksimum değerde silindirden çıkarken, 640° civarında supabın altında toplanmışlardır. 680° ve 719° lerde ise silindiren çıkamayıp üst köşede kalmışlardır.



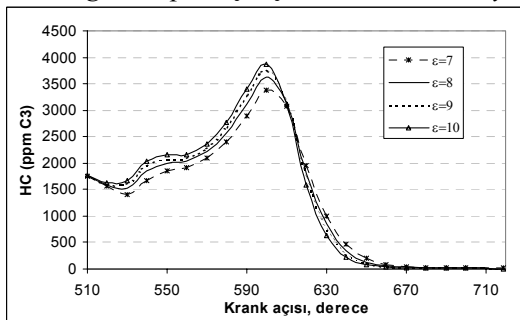
Şekil 4.1:

Segman boşluğu ve segmanboş.+conta boş.  
HC ların egzoz supabı çıkışındaki konsantrasyonları



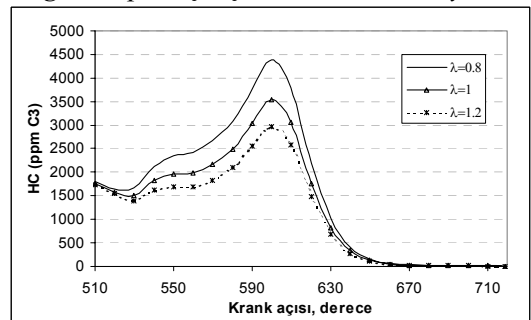
Şekil 4.2:

Giriş basıncına bağlı olarak HC ların  
egzoz supabı çıkışındaki konsantrasyonları



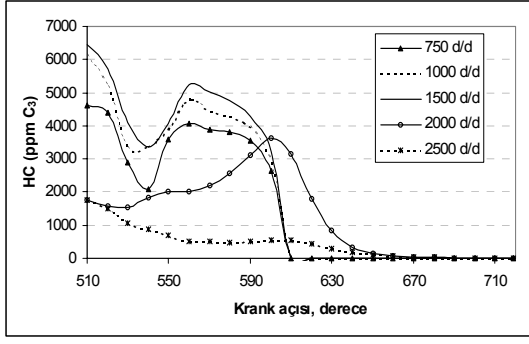
Şekil 4.3:

Sıkıştırma oranına bağlı olarak HC ların  
egzoz supabı çıkışındaki konsantrasyonları



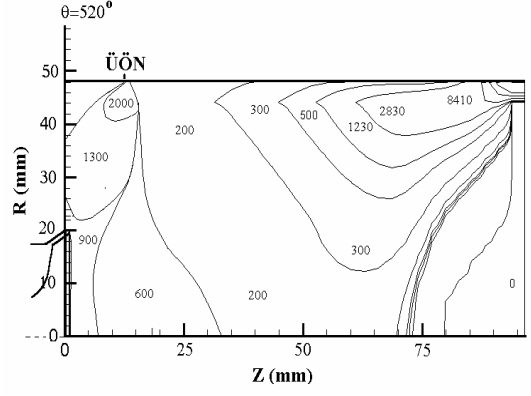
Şekil 4.4:

Hava fazlalık katsayısına bağlı olarak HC ların  
egzoz supabı çıkışındaki konsantrasyonları



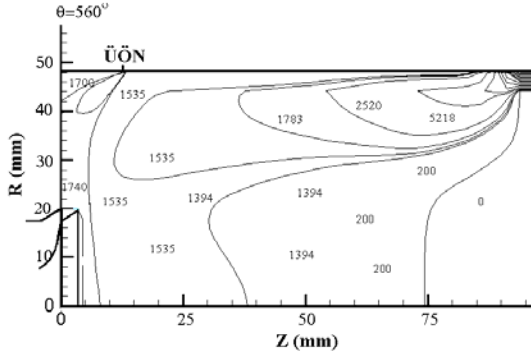
Şekil 4.5:

Devir sayısına bağlı olarak HC ların egzoz supabı çıkışındaki konsantrasyonları



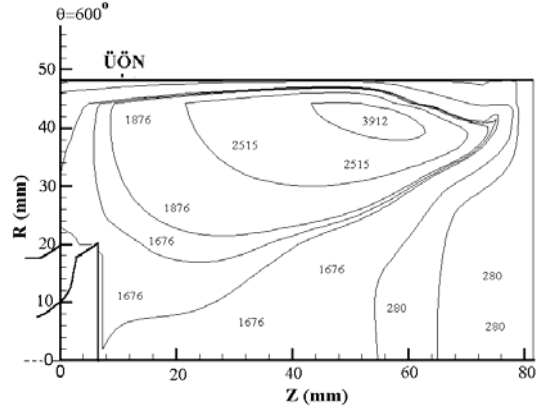
Şekil 4.6:

520°deki HC konsantrasyonları



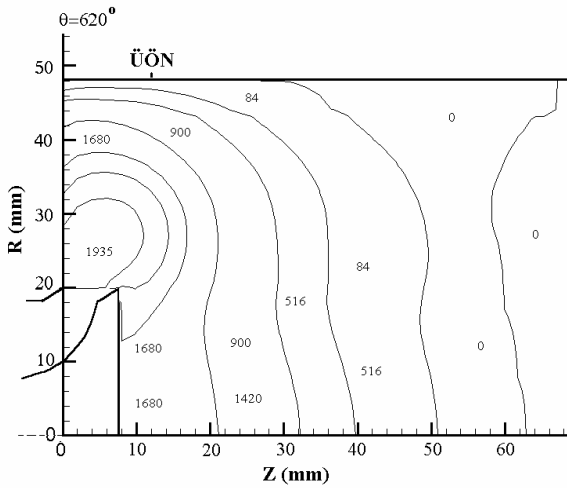
Şekil 4.6d:

560°deki HC konsantrasyonları



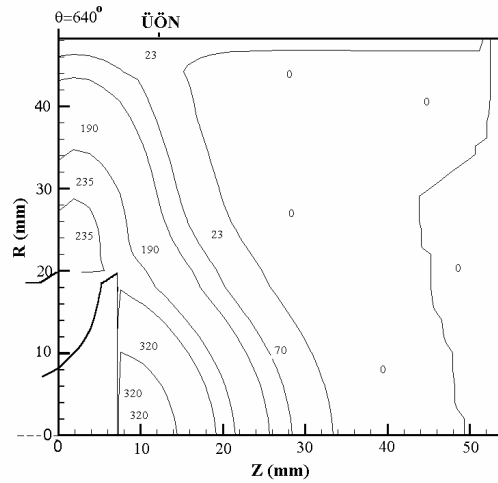
Şekil 4.6d:

600°deki HC konsantrasyonları



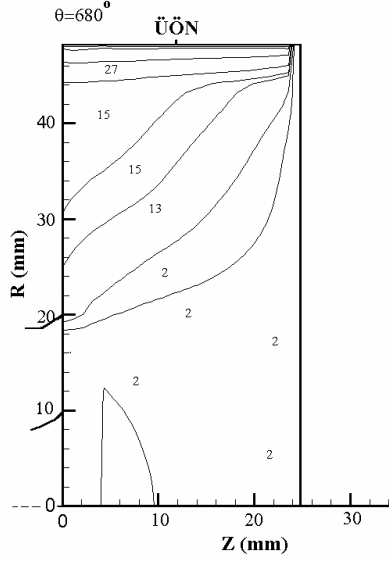
Şekil 4.6d:

620°deki HC konsantrasyonları

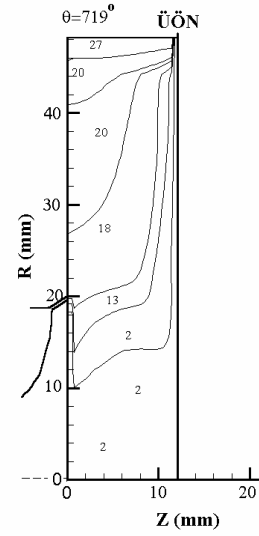


Şekil 4.6d:

640°deki HC konsantrasyonları



Şekil 4.6d:  
680° deki HC konsantrasyonları



Şekil 4.6d:  
719° deki HC konsantrasyonları

## 5. SONUÇ

Bu çalışmada segman ve conta boşluğu hidrokarbonlarının motor çıkış hidrokarbon emsiyonları üzerindeki etkisi bazı motor çalışma parametrelerine ve motor geometrisine göre incelenmiştir. Yağ filminin etkisini ortadan kaldırmak için yağ filmi tarafından emilemeyen bir yakıt (propan) seçilmiştir.

Motor devri ve silindir geometrisinin akış alanını etkileyen baskın parametreler olduğu görülmüştür. Diğer parametreler de segman bölgesindeki gaz karışımını arttırmak suretiyle emsiyonları etkilemektedir.

Conta boşluğu egzoz supabına daha yakın olduğu için bu bölgelerden çıkan hidrokarbonların segman bölgelerinden çıkan hidrokarbonlara göre silindiri daha erken terk ettiği görülmüştür.

Egzoz periyodunun sonlarında (680-720 °KMA) silindir içinde kalan hidrokarbonlar küçük mertelerde olsa da bir sonraki çevrime dahil olacakları için hem güç ve verimde küçük bir artış, hem de motor çıkış HC emisyon değerlerinde bir miktar azalma sağlayacaklardır.

## 6. KAYNAKLAR

1. Cheng W.K., Hamrin D. And Heywood J.B. (1993) "An Overview of Hydrocarbon Emissions Mechanisms in SI Engines". SAE Paper No: 932708
2. Min K. Cheng W.K. and Heywood J. (1994) "The Effects of Crevices on the Engine-out Hydrocarbon Emissions in SI Engines". SAE Paper No: 940306
3. Schramm J. and Sorenson S.C. (1990) "A Model for Hydrocarbon Emissions from SI Engines" SAE Paper No: 902169
4. Heywood J.B. (1989) "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill International Editions, Singapore.
5. Namazian M. and Heywood J.B. (1982) "Flow in the Piston-cylinder-ring Crevices of a Spark-Ignition Engine: Effect on Hydrocarbon Emissions, Efficiency and Power". SAE Paper No: 820088.
6. Korematsu K. (1990) "Effect of Fuel Absorbed in Oil Film on Unburned Hydrocarbon Emissions from Spark Ignition Engines. JSME International Journal Series II, 33(3).
7. Karamangil M.İ. (2000) "Benzin Motorlarında Hidrokarbon Emisyonlarının Matematik Modellenmesi", Doktora tezi, U.Ü. Fen Bil. Enst.
8. Aydın K. (1995) "Benzin Motorlarında Isı Transferi Hesaplamalarındaki Hassasiyetin Yanma Analizi Sonuçlarına Etkisi". IV. Uluslararası Yanma Sempozyumu, Bursa.

9. Akbulut O. (2001) "Benzinli Motorlarda Hidrokarbon Emisyonlarının Motor Tasarım ve Çalışma Parametrelerine Bağlılığının Teorik olarak İncelenmesi". Y.Lisans tezi, Uludağ Ü., Fen Bil. Enst.
10. Min K. And Cheng W.K. (1994) "In-cylinder Oxidation of Piston-Crevise Hydrocarbon in SI Engines". The Third International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines. Yokohama-Japan: 125-130.
11. Gül Z. (1994) "Prediction of In-Cylinder Flow by Use of a Multiple-Time Scale Turbulence Model, Ph.D. Thesis. Victoria University of Manchester.