







The effect of different intake port geometries of a single - rotor Wankel engine on performance and emissions at part-load conditions

Osman Akın Kutlar^{1*} , Ömer Cihan^{1,2} , Hüseyin Emre Doğan¹ , Abdurrahman Demirci¹ 

¹Istanbul Technical University, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Mechanical Engineering, Ayazaga Campus, 34469, Istanbul, Turkey

²Hakkari University, Faculty of Engineering, Department of Mechanical Engineering, 30000, Hakkari, Turkey

Highlights:

- Single-rotor Wankel research engine
- Effect of intake ports on engine performance
- Creation of indicating diagram in Wankel engine

Keywords:

- Rotary Engines
- Single-rotor Wankel engine
- Secondary intake port
- Auxiliary intake port

Article Info:

Received: 15.12.2016

Accepted: 05.06.2017

DOI:

10.17341/gazimmfd.416383

Acknowledgement:

This study was supported by TUBITAK (Project type: 1001, Project number: 115M690)

Correspondence:

Author: Osman Akın Kutlar
e-mail: kutlar@itu.edu.tr
phone: +90 212 285 3463

Graphical/Tabular Abstract

In this study, the effect of different open-closing timing of intake ports and port area of the Wankel engine on the engine performance and emissions were investigated experimentally at part-load. In the experiments, the latest generation of 13B - MSP (Multi-Side Port) Renesis Wankel engine that produced by Mazda Company was used. This engine was selected among other rotary engines because it is a new generation engine suitable for the use of the measuring instruments and its parts can be supplied easily. Normally, the 13B-MSP Wankel engine has two rotors and three intake manifolds, which are called; primary, secondary and auxiliary, ports, respectively. The three intake ports are activated depend on engine speed. In the test engine, which has been converted from two rotors to single-rotor, research engine has two intake ports. One of them is secondary and other one auxiliary port (Closing later). Experiments were carry out under the same load and speed conditions for both ports. Performance, emissions and cylinder pressure values were compared according to the engine results. According to obtained results, secondary intake port was better for brake specific fuel consumption while NO and THC emissions were less when the auxiliary port was selected. Also, the results were obtained by measuring the pressure inside the cylinder with different sensors and methods.

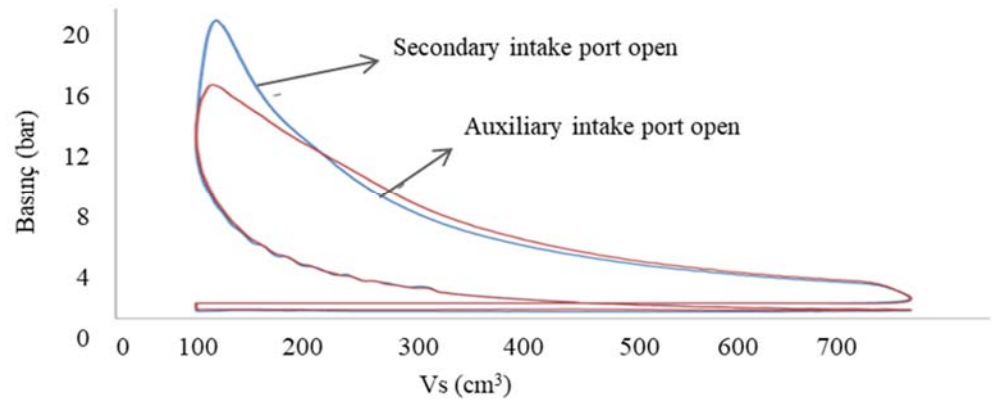


Figure A. Comparison of p-V diagrams in secondary and auxiliary port conditions

Purpose: Investigation of the effect of intake ports on performance and emissions under different conditions in the Wankel engine.

Theory and Methods: Conversion from two rotors to single-rotor research engine has two intake ports, establishment of experimental setup and extraction of the indicator diagram.

Results: According to obtained results, secondary intake port was better for brake specific fuel consumption while NO and THC emissions were less when the auxiliary port was selected.

Conclusion: The effects on performance and emissions are examined of secondary and auxiliary ports at part loads in the single- rotor Wankel test engine.



Tek rotorlu bir Wankel motorunda farklı emme penceresi geometrilerinin performans ve emisyonlara etkisi

Osman Akın Kutlar^{1*}, Ömer Cihan^{1,2}, Hüseyin Emre Doğan¹, Abdurrahman Demirci¹

¹Istanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Ayazağa Kampüsü, 34469, İstanbul, Türkiye

²Hakkâri Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 30000, Hakkâri, Türkiye

Ö N E Ç I K A N L A R

- Tek rotorlu Wankel araştırma motoru
- Emme pencerelerinin motor çalışma koşullarına etkisi
- Wankel motorunda indikatör diyagramının oluşturulması

Makale Bilgileri

Geliş: 15.12.2016

Kabul: 05.06.2017

DOI

10.17341/gazimmfd.416383

Anahtar Kelimeler:

Döner pistonlu motorlar,
tek rotorlu Wankel motoru,
ikincil emme penceresi,
yardımcı emme penceresi

ÖZET

Bu çalışmada, Wankel motorunun farklı emme pencerelerinin açılma kapanma zamanlamaları ile alanlarının kısmi yükte performans ve emisyonlara etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Deneylerde Mazda firmasının son olarak ürettiği 13B - MSP (Multi-Side Port) Renesis Wankel motoru kullanılmıştır. Döner pistonlu motorlar arasında bu motorun kullanılmasındaki amaç gerek parça teminindeki kolaylık ve boyutlarının yapılacak deneyler için ölçüm aletlerinin kullanımına uygun olan yeni nesil bir motor olmasıdır. Orijinalinde çift rotorlu olan motorda birincil (primary), ikincil (secondary) ve yardımcı (auxiliary) olarak isimlendirilen ve hıza bağlı olarak devreye giren üç adet emme penceresi bulunmaktadır. Tek rotorlu araştırma motoruna dönüştürülmüş olan deney motorunda ise iki tip emme penceresi bulunmaktadır. Bunlar; ikincil ve yardımcı emme pencereleridir. Farklı yük ve devirlerde her iki pencere için aynı yük ve hız koşullarında deneyler yapılmış ve performans, emisyonlar ve silindir içi basınç eğrileri karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre özgül yakıt tüketimi bakımından ikincil emme penceresi, THC ve NO emisyonları açısından ise yardımcı emme penceresinin daha iyi sonuç verdiği görülmüştür.

The effect of different intake port geometries of a single - rotor Wankel engine on performance and emissions at part-load conditions

H I G H L I G H T S

- Single-rotor Wankel research engine
- Effect of intake ports on engine performance
- Creation of indicating diagram in Wankel engine

Article Info

Received: 15.12.2016

Accepted: 05.06.2017

DOI:

10.17341/gazimmfd.416383

Keywords:

Rotary engines,
single-rotor Wankel engine,
secondary intake port,
auxiliary intake port

ABSTRACT

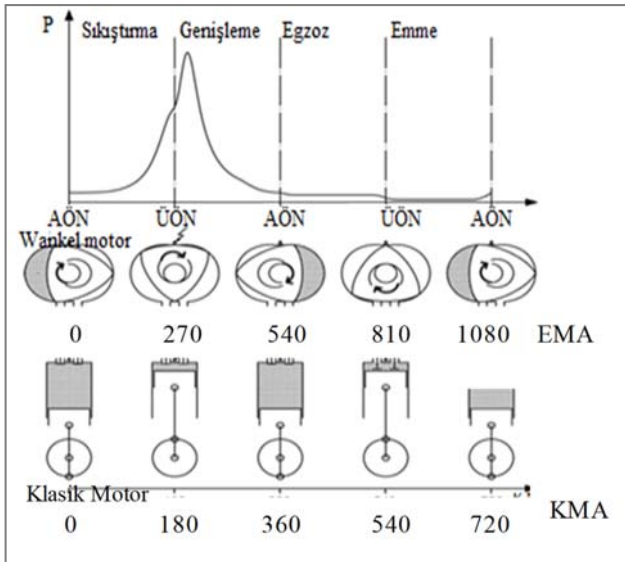
In this study, the effect of different open-closing timing of intake ports and port area of the Wankel engine on the engine performance and emissions were investigated experimentally at part-load. In the experiments, the latest generation of 13B - MSP (Multi-Side Port) Renesis Wankel engine that produced by Mazda Company was used. This engine was selected among other rotary engines because it is a new generation engine suitable for the use of the measuring instruments and its parts can be supplied easily. Normally, the Wankel engine has two rotors and three intake manifolds, which are called; primary, secondary and auxiliary, ports, respectively. The three intake ports are activated depend on engine speed. In the test engine, which has been converted from two rotors to single-rotor, research engine has two intake ports. One of them is secondary and other one auxiliary port. Experiments were carry out under the same load and speed conditions for both ports. Performance, emissions and cylinder pressure values were compared according to the engine results. According to obtained results, secondary intake port was better for brake specific fuel consumption while NO and THC emissions were less when the auxiliary port was selected.

*Sorumlu Yazar/Corresponding Author: kutlar@itu.edu.tr/ Tel: +90 212 285 3463

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Wankel motorları, dört zamanlı çalışma prensibine göre çalışan döner pistonlu motorlardır. Wankel motorunda, hareketli parça olarak rotor ve eksantrik mili bulunmaktadır. Bu motorların pistonlu motorlara göre birçok üstün yanları mevcuttur. Klasik pistonlu motor ile karşılaştırıldığında emme ve egzoz süreci için supap mekanizması bulunmamakta, dolgu değişimi gövde ve yan kapaklar üzerindeki pencereler ile sağlanmaktadır.

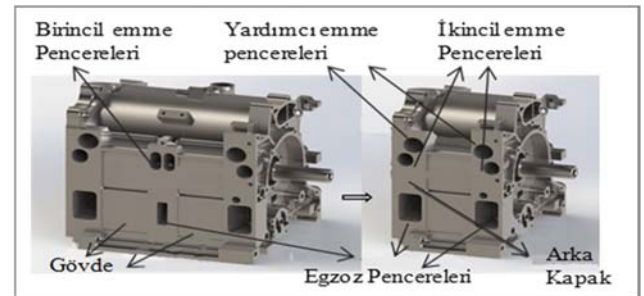
Wankel motorlarındaki emme ve egzoz pencereleri ile klasik pistonlu motorlardaki supap mekanizmasında dolgu değişimi ve karışım hızları farklılık gösterir [1]. Pencerelerin açılma ve kapanma zamanlarını, hareket eden rotorun yan yüzü veya uç segmanı sınırlamaktadır. Alışılmalı pistonlu motorlarda yüksek hızlarda dolgu değişimini iyileştirebilmek için uygulanan ve supap bindirmesi olarak tabir edilen emme ve egzoz supaplarının aynı anda açık kalma süresi, Wankel motorunda pencerelerin konumuna göre ya çok daha kısa olabilmekte ya da hiç olmamaktadır [2]. Wankel motorları klasik pistonlu motorlara göre daha düşük titreşim seviyelerinde ve daha yüksek hızlarda çalışabilmektedir. Wankel motorunun bir çevrimi, rotorun gövde içerisindeki bir tam tur hareketi ile sağlanmaktadır. Rotorun bir turunda, eksantrik mili üç tur dönmektedir (1080 EMA). Bu nedenle alışılmalı motorda ÜÖN-AÖN arası 180 KMA iken Wankel motorunda 270 EMA olmaktadır [3]. Wankel motoru ve pistonlu motorun çalışma prensibi bakımından karşılaştırması p-EMA ve p-KMA ortak grafiği ile Şekil 1'de verilmiştir.



Şekil 1. Klasik pistonlu motor ile Wankel motorun çalışma prensibi yönünden karşılaştırılması (Comparison of reciprocating engine and rotary engine in terms of operating principle)

Wankel motorları sahip olduğu avantajları sayesinde havacılık sektöründe uygulama alanı bulmaktadır. Özellikle ağırlığın daha az olmasına rağmen güç yoğunluğunun fazla

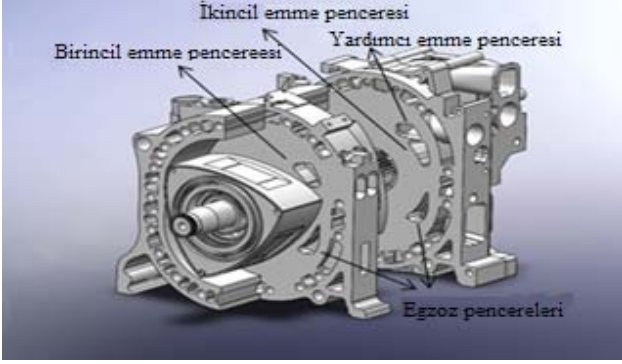
olması, insansız hava araçlarında bu motorların kullanımını artırmaktadır. Ayrıca, hibrit araç teknolojisi ve alternatif yakıt kullanımı açısından (CNG ve H₂ gibi) önemli bir potansiyele sahiptir. Bir çalışmada hidrojen ve benzin yakıt karışımı tam yük [4] ve rölanti koşulları [5] için deneysel olarak incelenmiştir. Diğer taraftan doğal gaz/hidrojen karışımı [6] ve sadece doğalgaz yakıtı [7] kullanılarak motorun geliştirilmesi yönünde çalışmalar yapılmaktadır. Ayrıca son zamanlarda mikro yapıda döner pistonlu motorlar ile ilgili çalışmalar bulunmaktadır [8]. Günümüzde Wankel teknolojisi üzerinde en yoğun çalışmalar Mazda firması tarafından yürütülmektedir [9]. Bu çalışmada kullanılan deney motoru Mazda firmasına ait 13B - MSP Renesis Wankel motorudur. Bu motorun tercih edilme nedeni; parça teminindeki kolaylıklar ve motor boyutlarının deney için gerekli ölçüm aletlerinin montajına elverişli olmasıdır. Ayrıca motorun seçimindeki diğer önemli bir parametre ise egzoz pencerelerinin yan kapaklarda yer alması (bu özelliğe sahip tek Wankel motoru) ve rotor gövdesinin konstrüktif değişikliklere daha uygun olmasıdır. Deney için çift rotorlu motor, tek rotorlu hale dönüştürülmüştür. Dönüşüm sürecinde birçok parça üzerinde tadilat yapılmıştır. Bazı parçalar ise tek rotorlu prototip motora uygun olarak yeniden imal edilmiştir. Eksantrik mili, emme ve egzoz manifoldları, yağlama ve soğutma sistemleri gibi birçok mekanik kısımlar tek rotorlu sisteme göre uyarlanmıştır (Şekil 2). Ayrıca deney motoru için ateşleme ve püskürtme sistemlerinin ayarlandığı bir elektronik kontrol ünitesi yapılmıştır. Motor kontrol ünitesi yapımına ilişkin benzer çalışmalar literatürde mevcuttur [10].



Şekil 2. Çift rotorlu 13B - MSP Renesis Wankel motorunun tek rotorlu hale dönüşümü (Conversion of 13B - MSP Renesis Wankel engine from two rotor to single-rotor)

Wankel motorlarında emme pencereleri gövde üzerinde (çevresel emme) veya yan kapaklarda (yanal emme), egzoz penceresi 13B-MSP motoru hariç her zaman gövde üzerinde yer almaktadır. Bu çalışmada kullanılan motora benzer geometrideki bir motorda pencerelerin etkisi incelenmiştir [11]. Bir başka çalışmada 573 cc çift rotorlu bir Wankel motorunda farklı emme pencerelerinin performansına olan etkisi araştırılmıştır [12]. Diğer bir çalışmada, yan kapak üzerinde bulunan emme penceresinin özellikle düşük hızlarda daha iyi sonuçlar verdiği belirtilmiştir [13]. Bahsedilen bu çalışmalarda motorlar tam yük koşulları altında denenmiştir. Şekil 2'de görüldüğü gibi çift rotorlu 13B-MSP Wankel motoru temel olarak; ara gövde, iki adet gövde ve yan

kapaklardan oluşmaktadır. Motorda rotor başına; birincil, ikincil ve yardımcı olmak üzere toplam üç emme penceresi bulunmaktadır. Bu pencereler motorun hızına bağlı olarak devreye girmekte ve bu özelliği ile klasik pistonlu motorlardaki değişken supap zamanlamasını andırmaktadır. Tek rotorlu motor, temel olarak gövde, ön ve arka yan kapaklardan oluşmaktadır. Bu nedenle dönüşüm sonrası, iki adet ikincil ve iki adet yardımcı olmak üzere toplam dört adet emme penceresi bulunmaktadır. Bahsedilen pencerelerin çift rotorlu motor üzerindeki genel görünümü Şekil 3'te verilmiştir.



Şekil 3. Çift rotorlu 13B - MSP Renesis Wankel motor üzerinde pencerelerin gösterimi (View of the ports on the two rotor 13B - MSP Renesis Wankel engine)

2. DENEYSSEL METOT (EXPERIMENTAL METHOD)

2.1. Emme Pencereleri (Intake Ports)

13B - MSP Renesis motorda, düşük hızda sadece birincil pencere kullanılmakta, hız yükseldikçe önce ikincil pencere, sonra yardımcı pencere açılmaktadır. Motor hızı 3750 d/d'ya geldiğinde ikincil pencere, 6250 d/d 'yı geçtiğinde ise yardımcı pencere de açılmaktadır [9].

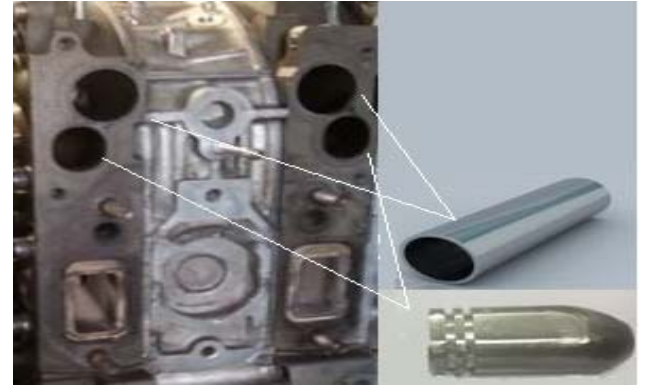
İkincil ve yardımcı emme pencereleri ve ayrıca çift rotorlu motorda yer alan birincil emme penceresi alan hesabı, Solidworks programı ile rotor hareketine bağlı olarak hesaplanmıştır. Pencerenin açık kalan kesit alanı (a_{em}), rotorun emme üst ölü noktası konumundan başlayarak eksantrik mili açısı (EMA) cinsinden rotor konumuna göre Tablo 1'de verilmiştir. Emme pencerelerinde açık kalan maksimum kesit alanı; birincil pencerede 1011 mm², ikincil pencerede 789 mm² ve yardımcı pencerede 663 mm² olarak bulunmuştur. Birincil, ikincil, yardımcı ve egzoz pencerelerinin EMA cinsinden açılma ve kapanma zamanları, Tablo 2'de verilmiştir.

2.2. Deneysel Çalışma (Experimental Study)

Motor deneylerinde Schenck marka W70 model 70 kW'lık elektromanyetik bir motor freni kullanılmıştır. Dinamometre kuvveti yük hücresi ile ölçülmüştür. Dinamometreye OTAM firması tarafından geliştirilen bir yazılım ile kumanda edilmektedir. Egzoz gazı sıcaklığı, yağlama yağı sıcaklığı, gaz keleşinin pozisyonu, emme ve egzoz manifoldu

basınçları ve diğer birçok sensör bilgisi OTAM tarafından yapılan bir yazılımla toplanmıştır. Her deney noktasında 90 s süresince bu bilgiler kaydedilmiştir. Deneyler esnasında soğutma suyu sıcaklığı 85°C de sabit tutulmuştur. Motor hızı, indüktif bir hız sensörü ile ölçülmüştür. Motorun yakıt tüketimi AVL marka 733S/753C model yakıt tüketim ve şartlandırma sistemi ile belirlenen sıcaklık ve basınç değerlerine göre ölçülmüştür. Yakıt tüketim değeri sonuçları da anlık olarak OTAM yazılımına aktarılmaktadır. Deney motorunun egzoz gaz emisyonlarının ölçümü için manifold çıkışından bir boru ile numune alınmaktadır. Bu numune gazlar bir filtreden geçirilerek ısıtmalı bir hat üzerinden Horiba'nın Mexa 7500 modeli emisyon ölçüm ünitesine gönderilmiştir. Ölçüm sonuçları veri toplama ünitesi üzerinden kumanda odasındaki bilgisayara aktarılmıştır. Sistem; CO, CO₂, O₂, THC, CH₄ ve NO gazlarını ölçmekte ve yakıtın H/C oranına göre hava fazlalık katsayısını hesaplamaktadır.

Tek rotorlu deney motorunda iki adet ikincil ve iki adet yardımcı emme penceresi olmak üzere toplamda dört emme penceresi vardır. Emme ve egzoz pencereleri motorda ön ve arka yan kapak üzerinde bulunmaktadır. Deneyde ikincil veya yardımcı emme penceresi tekil olarak denenmiş olup, diğer üç emme penceresi emme kanalına uygun tapa ile kapatılmıştır (Şekil 4). İkincil pencere yuvasının çapı 28 mm olup 69 mm uzunluğundadır. Yuva ile aynı çapta ve 60 mm uzunluğunda tapa kullanılmıştır. Tapa, pencere kanalı hacminin yaklaşık olarak %87 civarını kaplamaktadır.



Şekil 4. Kullanılmayan pencerelerin imal edilen tapalar ile kapatılması (Closing of the unused ports with manufactured tapes)

Bunun nedeni, pencere yuva kanalının geometrik şekline bağlı olarak tam olarak kapatılamamasıdır. Yardımcı pencere kanal yuvası ise 36 mm çapında ve 106 mm uzunluğundadır. Aynı çap ve uzunluktaki bir tapa ile kanal tam olarak kapatılmıştır. Deneyler, ikincil ve yardımcı emme penceresi için 2000, 2500 ve 3000 d/d dönme hızlarında yapılmıştır. Ayrıca her bir hızda ortalama efektif basınç değerleri (yük) 1, 2 ve 3 bar olacak şekilde seçilmiştir. Tüm noktalarda stokiometrik karışımda ($\lambda=1$) çalışılmıştır. Belirlenen deney noktaları için ateşleme avansı en yüksek moment değerine göre seçilmiştir. Deneylerde kullanılan cihaz ve sensörler için belirsizlik Tablo 3'te verilmiştir. Deney düzeneğinin genel görünümü Şekil 5'te verilmiştir.

Tablo 1. Farklı eksantrik mili açılarında emme pencerelerinin açık kalan kesit alanları
(Open cross-sectional areas of intake ports in the different eccentric shaft angle)

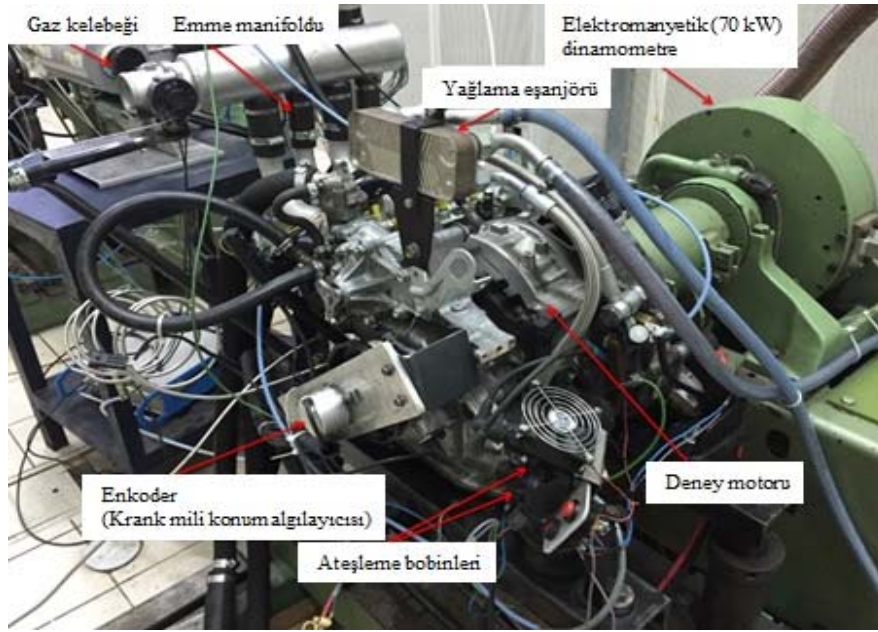
EMA (°)	0°	30°	60°	90°	120°	150°	180°
Birincil Pencere	0	89	343	639	929	1011	1011
İkincil Pencere	0	86	291	529	752	789	786
Yardımcı pencere	0	0	131	368	596	663	663

Tablo 2. Emme ve egzoz pencereleri açılma ve kapanma zamanlarının EMA cinsinden gösterimi
(The representation in terms of EMA of opening and closing times of intake and exhaust ports) [9]

Pencere açılma kapanma zamanları	Birincil pencere	Em.A (ÜÖN'dan sonra)	3°
		Em.K (AÖN'dan sonra)	65°
	İkincil pencere	Em.A (ÜÖN'dan sonra)	12°
		Em.K (AÖN'dan sonra)	36°
	Yardımcı pencere	Em.A (ÜÖN'dan sonra)	38°
		Em.K (AÖN'dan sonra)	80°
	Egzoz penceresi	Eg. A (AÖN'dan önce)	50°
		Eg. K (ÜÖN'dan önce)	3°

Tablo 3. Deneysel ölçüm cihazlarındaki belirsizlikler (Uncertainties of experimental measurement devices)

Parametre	Ölçülen cihaz	Kaynak	Belirsizlik
Yanma odası basıncı	KISTLER 4075A10	Hassasiyette kararlılık	<%0,2
Emme manifold basıncı	KISTLER 4045A10	Hassasiyette kararlılık	<%0,2
Yanma odası basıncı	Kistler 6118BF107Q01	ΔP_{mi} hassasiyet Hassasiyet	<% ± 3 <% ± 1
Yağ sıcaklığı, Emme sıcaklığı, Atmosfer sıcaklığı, Su giriş-çıkış sıcaklığı	RTD PT100 Sıcaklık sensörleri	Doğruluk	$\pm 0,15^\circ\text{C}$
Egzoz sıcaklığı	TCK Sıcaklık sensörü	Doğruluk	$\pm 0,2^\circ\text{C}$
Yağ filtre ve pompa çıkış basınçları, emme basıncı, egzoz karşı basıncı, Atmosfer basıncı	Keller marka basınç sensörleri	Doğrulukta hata payı	$\leq \% \pm 1$
Yakıt tüketimi	AVL 733S/753C yakıt tüketim ve şartlandırma sistemi	Hassasiyet	0,08 kg/h
Motor momenti	Schenck W70 elektromanyetik fren yük sensörü	Hassasiyet	$\% \pm 0.02$
Motor dönme hızı	Hız sensörü	Motor hızındaki dalgalanma	$\% \pm 1$
Egzoz emisyonları	Horiba Mexa 7500	Kalibrasyon hatası	<%2
Ateşleme avansı, püskürtme avansı ve püskürtme miktarı	Artırımsal Enkoder	Sistem doğruluğu	± 1 KMA
Gaz kolu kontrol	AC Servo motor	Hassasiyet	10/24000 Pulse



Şekil 5. Tek rotorlu 13B -MSP Renesis deney motorunun görünümü
(Viewpoint of the single-rotor 13B -MSP Renesis experiment engine)

3. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR (RESULTS AND DISCUSSIONS)

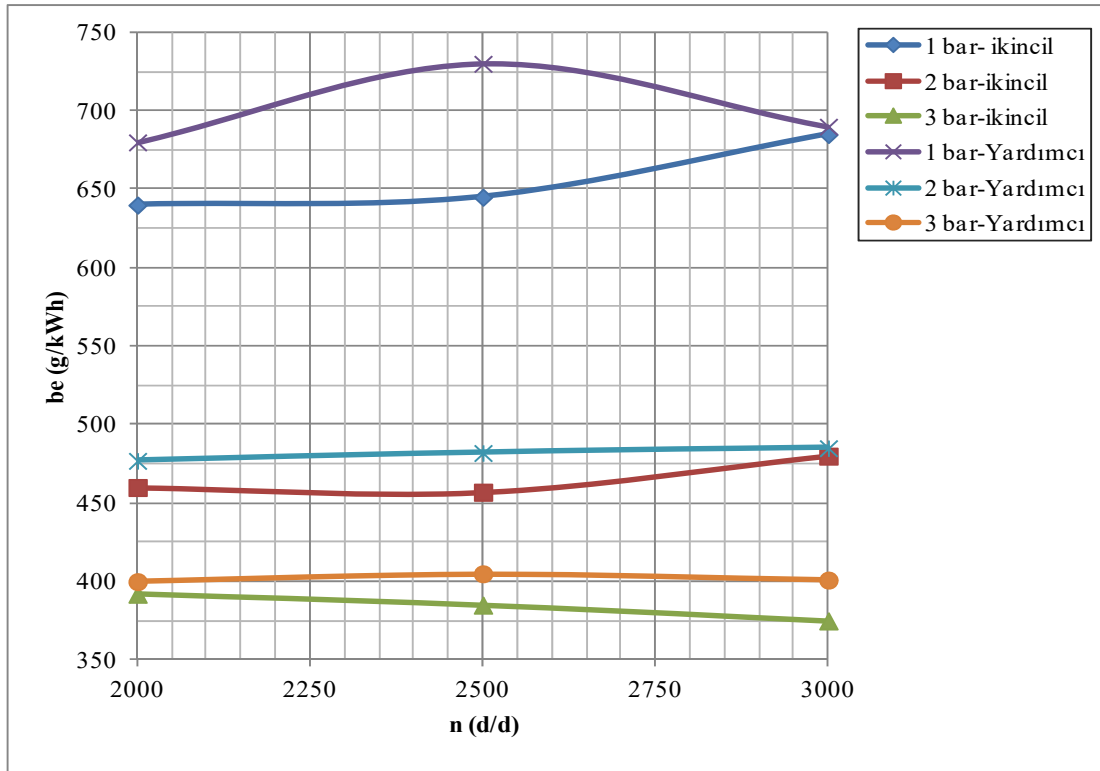
İkincil ve yardımcı emme pencerelerinin farklı yük ve hızlarda özgül yakıt tüketim eğrileri karşılaştırılmıştır (Şekil 6). Sonuç olarak, motorda belirlenen yük koşullarında, ikincil pencere yardımcı pencereye göre daha düşük özgül yakıt tüketimi sağlamaktadır. 3000 d/d ve 3 bar ortalama efektif basınçta ikincil pencere ile yardımcı pencereye göre, özgül yakıt tüketimi %7 oranında düşmüştür. Tablo 4'te deney sonucu elde edilen farklı ortalama efektif basınç ve farklı hızlarda, ikincil pencere ile yardımcı pencerenin özgül yakıt tüketimi değerleri arasındaki fark yüzdesel olarak gösterilmiştir. Yardımcı pencere deneyinde özgül yakıt tüketiminin daha yüksek çıkmasının nedeni, yanmanın genişlemeye doğru kaymasıdır (Şekil 11). Düşük yük koşullarında elde edilen özgül yakıt tüketimi sonuçları; literatürde yer alan Wankel motorları olan KKM 502 motor tipi [14], KKM 612 ve KKM 613 [15], tekne motorları olan R220 ve R450 tipi [16], GZ2-900 ve JZ211B motor tipleri [17] üzerinde yapılan deneysel çalışmalar ile uyumaktadır.

Tablo 4. İkincil ve yardımcı pencereye ait özgül yakıt tüketim değerlerinin karşılaştırılması
(Comparison of specific fuel consumption values for secondary and auxiliary ports)

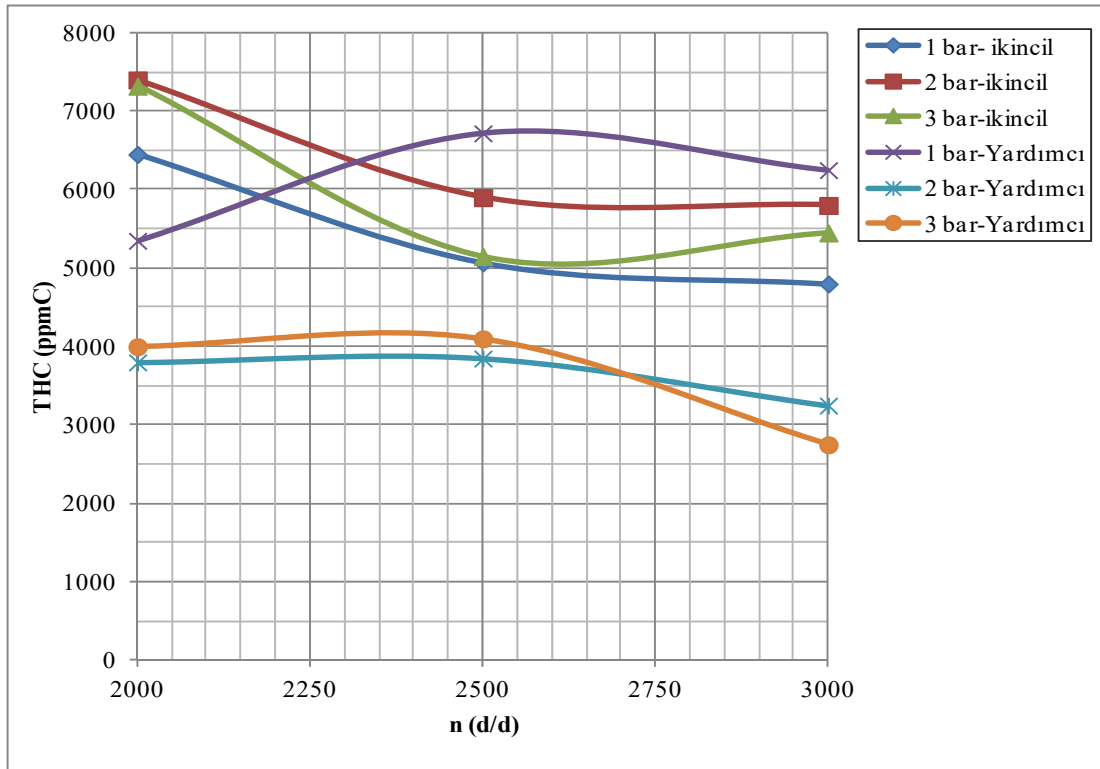
n (d/d)	Pme (bar)	1	2	3
2000	Yüzdesel fark (%)	7,48	4,91	1,08
2500		13,62	6,67	3,37
3000		0,92	1,38	7

Şekil 7'de her iki pencerenin farklı yük ve hızlarda THC (Toplam Hidrokarbon) emisyonuna etkisi gösterilmiştir. Horiba 7500 cihazında, flame ionization (Alev iyonizasyon)

dedektörü kullanılmaktadır. Bu usulde THC emisyonları ppmC biriminde gösterilmektedir. Düşük yüklerde, gaz kelebeği daha kısıf konumda olduğu için yanma odası içerisindeki artık gaz miktarı artmakta ve türbülans şiddeti azalmaktadır. Bu durum, alevin yanma odası içerisindeki ilerleyişini olumsuz yönde etkilemekte ve buna bağlı olarak THC emisyonlarını artırmaktadır. Yapılan bir araştırmada da sabit hızda motor yükü azaldıkça HC emisyonlarının arttığı görülmüştür [18]. Genel olarak belirlenen bu çalışma rejimlerinde, yardımcı pencere, ikincil pencereye göre daha az THC emisyon değerlerine sahiptir. 3000 d/d hız ve 3 bar basınçta ikincil pencere halinde 5473 ppmC, yardımcı pencerede ise 2731 ppmC THC değeri ölçülmüştür. Farklı yük ve hızlarda her iki pencere için THC emisyon değerleri Tablo 5'te verilmiştir. Yardımcı pencere koşulunda, rotorun dönüş yönüne göre odanın arka bölgesine doğru alevin gecikerek de olsa ilerlemesini sağlayarak THC emisyon değerlerinin daha düşük olduğu değerlendirilmektedir. Bu durum Şekil 11'deki p-V diyagramında görüldüğü gibi yanma sürecinin genişleme sürecine uzamasından anlaşılmaktadır. Wankel motorlarında HC emisyonları, yanma odasının geometrisi nedeniyle altıslagelen pistonlu motorlara daha yüksektir. Yapılan bir çalışmada uç segmanlardaki kaçaklar ve rotor-gövde arasındaki dar bölgede alevin sönmesi, HC emisyonunu oluşturan iki temel kaynak olarak belirtilmiştir [19]. Egzoz gazlarındaki CO (Karbonmonoksit) hacimsel konsantrasyonu %0,4 - %1,0 ve O₂ konsantrasyonu ise %1,2 - %1,5 arasında ölçülmüş olup, belirlenen deney noktaları arasında önemsenerek bir değişim gözlenmemiştir. Benzinli motorlarda yakıtın H/C oranına bağlı olarak stokiyometrik karışımda tam yanma sonucu karbondioksit gazının konsantrasyonunun yaklaşık olarak %13,4 [20] civarında olması beklenmektedir. Deneyde, CO₂%12,8 ila 13,3 arasında ölçülmüştür.



Şekil 6. İkincil ve yardımcı emme pencereleri ile farklı yüklerde özgül yakıt tüketim eğrileri
(Specific fuel consumption curves at different loads with secondary and auxiliary intake ports)



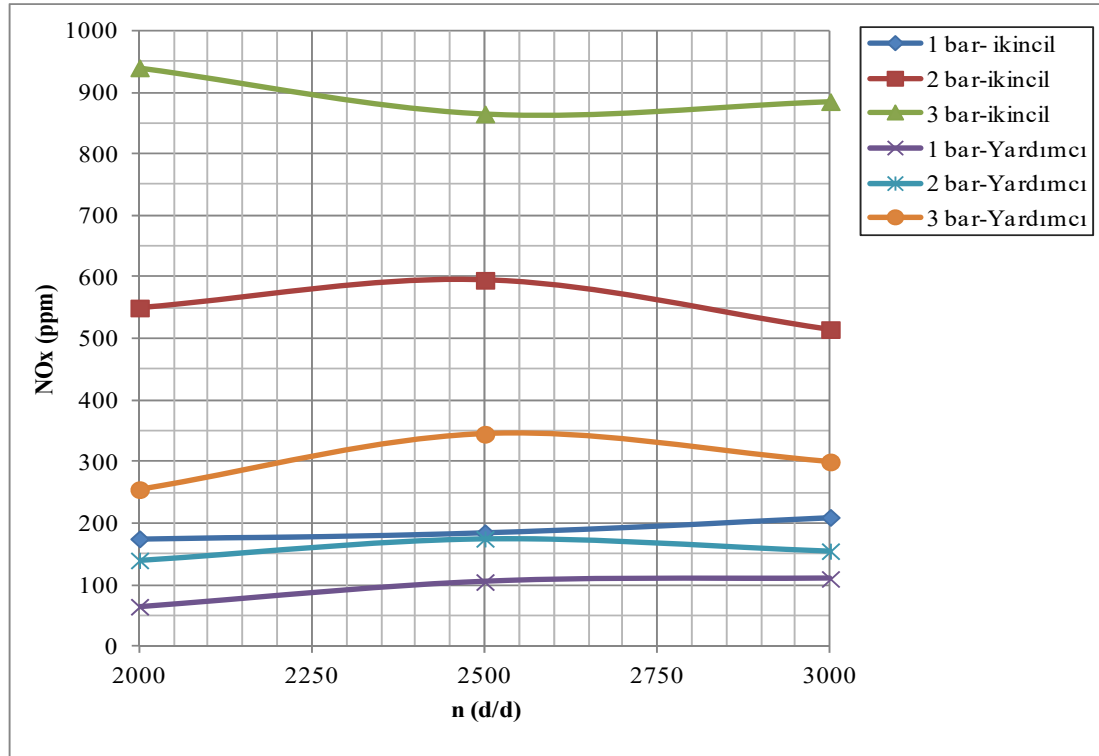
Şekil 7. Emme pencerelerinin THC emisyonuna etkisi (Effect of intake ports on THC emission)

Şekil 8'de farklı yük ve hızlarda her iki pencerenin azot monoksit (NO) emisyon değerleri gösterilmiştir. 3000 d/d ve 3 bar çalışma koşulunda yardımcı emme penceresinde 298 ppm (parts per million), ikincil emme pencere halinde ise 889 ppm olarak ölçülmüştür. Farklı yük ve hızlarda her iki pencere için NO emisyon değerleri Tablo 6'da verilmiştir. Motor yükü arttıkça, yanma odası sıcaklıkları yükseleceği için NO emisyonlarının arttığı her iki pencere sonuçlarında görülmektedir. Yardımcı pencere ile çalışmada, ikinci pencereye göre daha düşük NO emisyon değerleri ölçülmüştür. Yardımcı pencere koşulunda, yanma odası maksimum basıncının daha düşük olması ve yanmanın genişlemeye doğru kayması nedeniyle yanma sıcaklıklarının

azalması sonucu NO emisyonları daha düşük çıkmıştır. Deney kapsamında motorda, yanma odası içi basınç ölçümü yapılmıştır. Motorun yanma odasındaki basıncın EMA'ya göre çevrim boyunca değişimini ölçebilmek için gövdenin farklı bölgelerinde iki adet sensör kullanılmış (Şekil 9) ve kalan diğer bölgelerde ise sayısal yöntemlerle yaklaşım yapılarak çevrim oluşturulmuştur. Emme ÜÖN'den ikincil pencerenin açılmaya başladığı 12 EMA sonrasına kadar, ölçülen egzoz karşı basıncı esas alınarak sayısal bir çözümleme (Lineer) yapılmıştır. ÜÖN'den sonra 12 - 40 EMA aralığı için emme manifolduna yerleştirilen Kistler marka 4045 A10 tipi piezorezistif basınç sensörü ile ölçülen değer esas alınmıştır (Şekil 10). Orijinal motorda gövde

Tablo 5. Yardımcı ve İkincil pencere için farklı yük ve hızlarda THC emisyon değerleri
(THC emission values at different loads and speeds for auxiliary and secondary port conditions)

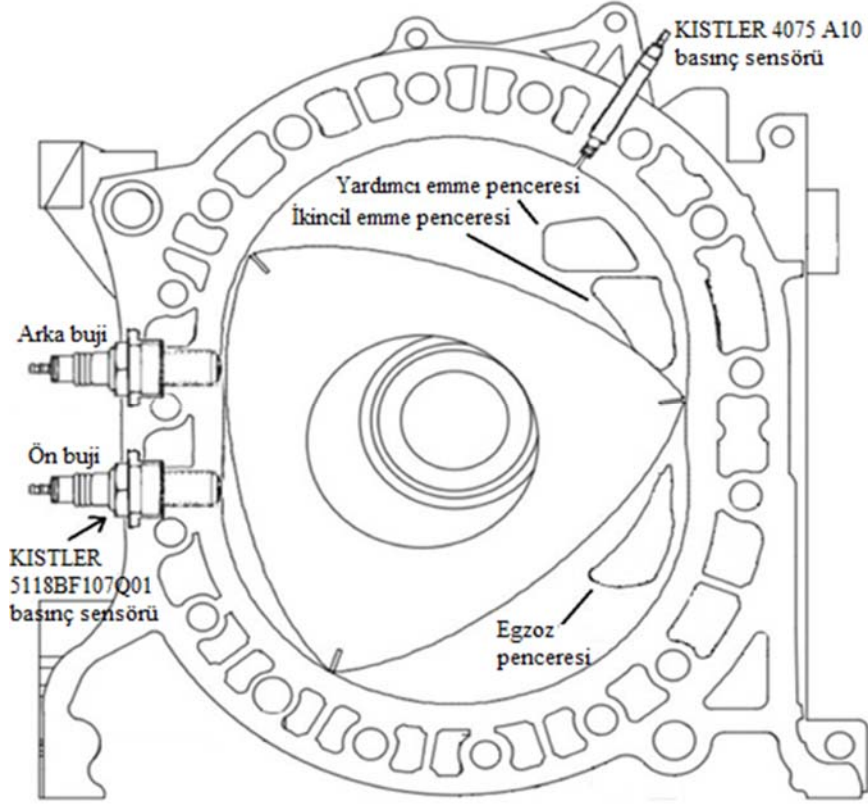
n (d/d)	Pme (bar)	Yardımcı emme pencere koşulu			İkincil emme pencere koşulu		
		1	2	3	1	2	3
2000	THC (ppmC)	5329	3789	3982	6419	7419	7314
2500		6807	3860	4156	5110	5883	5184
3000		6278	3256	2731	4789	5751	5473



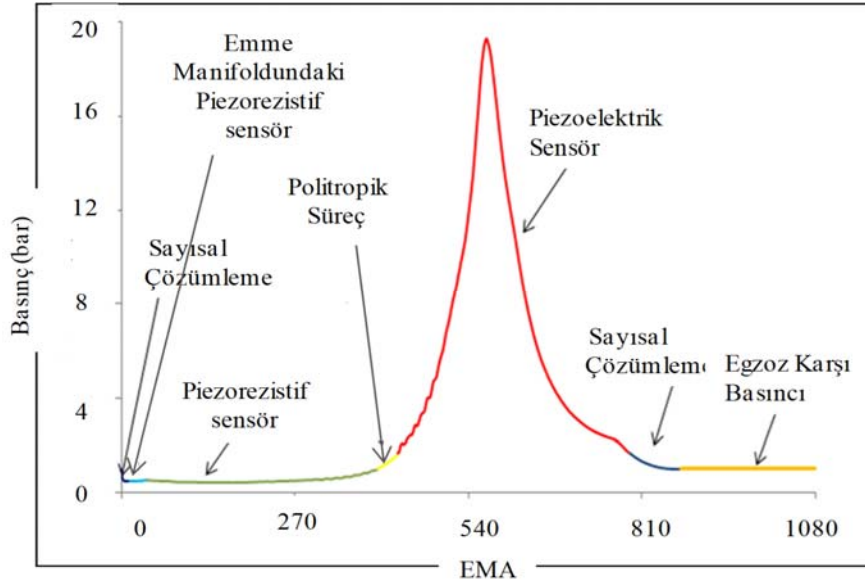
Şekil 8. Emme pencerelerinin NO emisyonuna etkisi (Effect of intake ports on NO emission)

Tablo 6. Yardımcı ve İkincil pencere koşulu farklı yük ve hızlarda NO emisyon değerleri
(NO emission values at different loads and speeds for auxiliary and secondary port conditions)

n (d/d)	Pme (bar)	Yardımcı emme pencere koşulu			İkincil emme pencere koşulu		
		1	2	3	1	2	3
2000	NO (ppm)	70	139	260	176	549	949
2500		106	173	348	184	595	874
3000		110	156	298	214	522	889



Şekil 9. Basınç ölçüm sensörlerinin motor üzerindeki yerleşimi (Location of pressure sensors on the engine)



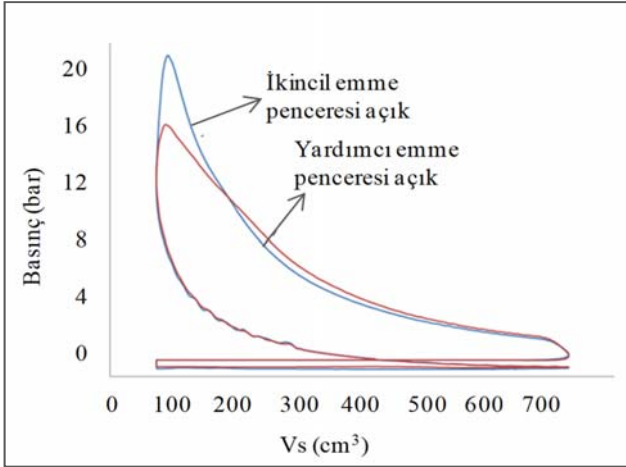
Şekil 10. Çevrim için basınç eğrisinin oluşturulması (Creation of the pressure curve for the cycle)

üzerinde yağ nozulları bulunmaktadır. Bu nozullar farklı yük ve hızlara göre yağ dozaj pompasından gelen yağı farklı miktarlarda gövde içerisine püskürtür. Böylece gövde iç yüzeyi (trokoid eğri) ve uç segmanların yağlanması sağlanır. Tek rotorlu deney motorunda yağlama işlemi, yakıtı yağ karıştırılarak yapılmıştır. Gövde üzerinde bulunan yağ nozulu yuvalarından biri tapa ile kapatılmış, diğerine Kistler marka 4075 A10 tipi piezorezistif basınç sensörü

yerleştirilmiştir. Emme sürecinin büyük bölümünü ve sıkıştırma sürecinin bir kısmını kapsayan ÜÖN'den sonra 40 - 400 EMA aralığında bu sensör ile ölçüm yapılmıştır (Şekil 10). Daha sonra çevrimin ÜÖN'den sonra 400 - 430 EMA arası yanma odası basıncı politropik hal değişimi kabulüyle hesaplanmıştır. Burada politropik üs (n) 1,32 alınmıştır. Motorda gövde üzerinde bulunan ön (leading) buji yerine yapısı ve teknik özelliği bakımından uygun olan Kistler

marka 6118BF107Q01 tipi piezoelektrik basınç sensörüne sahip bir buji yerleştirilmiştir. Deneyde bu sensörlü buji ile çevrimde (Emme ÜÖN'den sonra 430 - 790 EMA arası); sıkıştırma sonu, yanma, genişleme ve egzoz sürecinin bir kısmı ölçülmüştür. Çevrimin son kısmı olan emme ÜÖN'den sonra 790 - 870 EMA arası ise sayısal çözümleme (3. derece polinom) ile hesaplanmış ve kalan egzoz süreci (870-1080 EMA) ortalama egzoz karşı basıncı ölçümünden alınmıştır (Şekil 10). Şekil 11'de 3000 d/d'da, 3 bar ortalama efektif basınçta ve stokiometrik karışımda her iki pencerenin indikatör diyagramları karşılaştırılmıştır. Motorda sadece ikincil emme penceresi açıkken sabit yük ve hız koşullarında yanma odası maksimum basıncı daha yüksek çıkmıştır.

Ortalama indike basınç, yardımcı pencere koşulunda 3,82 bar iken ikincil pencerede 3,78 bar olarak ölçülmüştür. P-V diyagramına bakıldığında, yardımcı pencere halinde maksimum basıncın daha düşük ve yanmanın gecikerek genişleme sürecinde de devam ettiği görülmektedir. Bunun muhtemel nedeni, yardımcı pencerenin AÖN den sonra 80 EMA süresince açık kalması ve deney noktaları olan kısmi yük ve düşük hız koşullarında emme kanalına geri kaçış olması ile yanma odası içinde sıkıştırma sürecinde ortalama akış hızı ve türbülans şiddetinin azalmasıdır. Böylece alev hızının düşerek, yanmanın genişleme sürecine sarktığı değerlendirilmektedir.



Şekil 11. İkincil ve yardımcı pencere koşullarında p-V diyagramlarının karşılaştırması (Comparison of p-V diagrams in secondary and auxiliary port conditions)

Daha önce ikincil ve yardımcı pencerelerin karşılaştırmasında eşit yük ve hızda özgül yakıt tüketiminin ikincil pencere açıkken daha düşük olduğu ve THC ile NO emisyonlarının yardımcı pencere uygulamasında daha düşük çıktığı vurgulanmıştır. İkincil pencere uygulamasında verim, maksimum basınç ve NO emisyonları ile birlikte THC emisyonunun da artmasının muhtemel nedeni, yanma ağırlık merkezinin ÜÖN' ya daha yakın olması ve bu konumunda rotorun özellikle arka köşesinde alev sönme bölgesinin büyümesidir (Şekil 12). Diğer taraftan dikkat edilecek olursa sıkıştırma sürecinde bir dalgalanma söz konusudur. Bu dalgalanma, piezoelektrik sensörlü bujinin önünden uç segmanı geçerken odalar arası basınç farkından kaynaklanmaktadır.

4. SİMGELER (SYMBOLS)

AÖN	: Alt Ölü Nokta
Eg. A	: Egzoz penceresinin açılması
Eg. K	: Egzoz penceresinin kapanması
Em. A	: Emme penceresinin açılması
Em. K	: Emme penceresinin kapanması
EMA	: Eksantrik mili açısı
KMA	: Krank mili açısı
OTAM	: Otomotiv Teknolojileri Araştırma Merkezi
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta

5. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Deneyler farklı kısmi yük ve hızlarda yapılarak ikincil ve yardımcı emme pencerelerinin etkisi karşılaştırılmıştır. Motor üzerinde dört adet emme penceresi bulunmaktadır. İkincil veya yardımcı emme penceresi için deney yapılırken diğer üç emme penceresi kapatılmıştır. Her iki pencere için deneyler, aynı hız, yük ve stokiometrik karışım koşullarında yapılmıştır.

Yardımcı pencere ile çalışma koşullarında yanmanın genişlemeye doğru kayması sonucu özgül yakıt tüketimi ikincil emme pencere ile çalışma haline göre daha yüksek olmuştur. Bunun nedeni yardımcı emme penceresinin AÖN den sonra uzun bir süre açık kalması ve buna bağlı olarak emme kanalına geri kaçış olması ile yanma odası içinde sıkıştırma sürecinde ortalama akış hızı, türbülans şiddeti ve alev hızının azalması olarak değerlendirilmektedir.



Şekil 12. Rotorun farklı dönme açılarında yanma odasında alev sönme bölgelerinin görünümü (Appearance of flame extinction zones in the combustion chamber at different rotation angles of the rotor)

Yardımcı emme penceresi kullanıldığı zaman ikincil pencereye göre daha düşük THC emisyon değeri elde edilmiştir. İndikatör diyagramına bakıldığında ikincil pencere ile yanmanın daha yüksek hızda gerçekleştiği görülmektedir. Bu nedenle ikincil pencere ile yanma ağırlık merkezi ÜÖN' ya daha yakın olmaktadır. ÜÖN konumunda rotorun ön ve arka köşeleri ile gövde arasında çok dar bir kanal oluşmaktadır. Rotor dönerken arka uçtaki kanal daralmaya devam ederken ön taraf genişlemektedir. Bu nedenle rotorun dönüş yönüne göre yanma odasının arka bölgesinde alev erken sönmektedir. Yardımcı emme penceresi ile yanma ağırlık merkezi ÜÖN'dan daha uzakta olmakta ve bu sırada rotorun arka bölgesi ile gövde arasındaki kanal genişlemeye başlamaktadır. Böylece alevin arka bölgeye daha fazla ilerleyerek THC emisyonunu düşürdüğü değerlendirilmektedir. Deneyler stokiyometrik karışım civarında tutulduğundan, yanma ürünleri olarak çıkan CO, CO₂ ve O₂ emisyonları, belirlenen deney noktaları arasında kayda değer bir değişim göstermemiştir. Motorda yük arttığı zaman yanma odası sıcaklıkları arttığı için NO emisyon değerleri de artmıştır. Ayrıca maksimum oda basıncının düşük ve yanmanın genişlemeye doğru kayması sonucu, yardımcı emme penceresi ile daha düşük NO emisyonu ölçülmüştür. Silindir içi basınç ölçüm sonuçlarına göre, ikincil emme penceresi ile yapılan deneylerde diğer yardımcı pencereye göre daha yüksek maksimum basınç değerleri elde edilmiştir. Özgül yakıt tüketimi açısından ikincil, THC ve NO emisyonları bakımından yardımcı emme penceresinin daha iyi sonuç verdiği tespit edilmiştir.

TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGEMENT)

Bu çalışma, TÜBİTAK tarafından desteklenmektedir (Proje tipi: 1001, Proje No: 115M690)

KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Ansdale R.F., The Wankel RC Engine, Iliffe Books Ltd., London, England, 1968.
2. Yamamoto K., Rotary Engine, Sankaido Co., Ltd. Tokyo, Japan, 1981.
3. Warner M., Street Rotary, Penguin Group, New York, A.B.D, 2009.
4. Amrouche F., Erickson P., Park J. ve Varnhagen S., An Experimental Investigation of Hydrogen- Enriched Gasoline in a Wankel Rotary Engine, International Journal of Hydrogen Energy, 39 (16), 8525-8534, 2014.
5. Su T., Ji C., Wang S., Shi L., Yang J. ve Cong X., Improving Idle Performance of A Hydrogen-Gasoline Rotary Engine At Stoichiometric Condition, International Journal of Hydrogen Energy, 1-9, 2017.
6. Fan B., Pan J., Yang W., Zhu Y. ve Chen W., Effects of Hydrogen Blending Mode on Combustion Process of A Rotary Engine Fueled with Natural Gas/Hydrogen Blends, International Journal of Hydrogen Energy, 41 (6), 4039-4053, 2016.
7. Fan B. W., Pan J. F., Pan Z. H., Tang A. K., Zhu, Y. J. ve Xue H., Effects of Pocket Shape and Ignition Slot Locations on The Combustion Processes of A Rotary Engine Fueled with Natural Gas, Applied Thermal Engineering, 89, 11-27, 2015.
8. Wang W., Zuo Z. ve Liu J., Miniaturization Limitations of Rotary Internal Combustion Engines, Energy Conversion and Management, 112, 101-114, 2016.
9. Ohkubo M., Tashima S. ve Shimizu R., Developed Technologies of the New Rotary Engine (RENESIS), SAE technical paper, 2004-01-1790, 2004.
10. Güneş H. ve Kunt M.A., Elektromanyetik Supap ile Çalışan Bir Pnömatik Motor için Kontrol Ünitesi Tasarımı ve Motor Performansına Etkisi, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 31 (1), 1-8, 2016.
11. Okimoto H., Ohzeki H. ve Kawachi M., Improvement of Rotary Engine Performance by New Induction System, SAE paper, 831010, 1-11, 1983.
12. Muroki T., Recent Technology Development of High-Powered Rotary Engine at Mazda, SAE paper, 841017, 1-10, 1984.
13. Fan B., Pan J., Tang A., Pan Z., Zhu Y. ve Xue H., Experimental and Numerical Investigation of The Fluid Flow in A Side-Ported Rotary Engine, Energy Conversion and Management, 95, 385-397, 2015.
14. Froede W.G., The Rotary Engine of the NSU Spider, SAE paper, 650722, 414-436, 1965.
15. Froede W.G., NSU's Double Bank Production Rotary Engine, SAE paper, 680461, 1-10, 1968.
16. Yamaoka K. ve Tado H., The Rotary Engines of Yanmar Outboard Motor, SAE paper, 710581, 1942-1955, 1971.
17. Chen T., Research and Development Work on Rotary Combustion Engines in China, SAE paper, 880628, 1-8, 1988.
18. Robert J. B., Stephen F. D. ve John C. S., Rotary Combustion Engine Hydrocarbon Source Studies, SAE paper, 780965, 3619-3636, 1978.
19. Yamamoto K. ve Muroki T., Development on Exhaust Emissions and Fuel Economy of the Rotary Engine at Toyo Kogyo, SAE paper, 780417, 1-20, 1978.
20. Heywood J.B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill International Editions, Automotive Technology Series, Singapore, 1988.

