

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TEK SİLİNDİRLİ OTTO MOTORUNDA ÇEVİRİM ATLATMA**  
**YÖNTEMİNİN UYGULANIŞI**

Mak.Müh.Levent YÜKSEK

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Makinaları Programında**  
**Hazırlanan**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Tez Danışmanı : Prof.Dr.Orhan DENİZ**

**İSTANBUL,2007**

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ŞEKİL LİSTESİ .....	viii
ÇİZELGE LİSTESİ .....	xii
ÖNSÖZ .....	xiii
ÖZET .....	xiv
ABSTRACT .....	xv
1. DÜNYADA PETROLÜN DURUMU .....	3
2. İDEAL HAVA ÇEVİRİMİ .....	7
3. İDEAL YAKIT HAVA ÇEVİRİMİ .....	10
4. GERÇEK MOTOR ÇEVİRİMLERİNİN İDEAL ÇEVİRİMLERLE KARŞILAŞTIRILMASI VE KAYIPLARI .....	16
4.1 Isı transferinin etkisi .....	17
4.1.1 İçten yanmalı motorlarda ısı transferine etki eden faktörler ve etki yönleri .....	18
4.1.1.1 Motor hızı .....	18
4.1.1.2 Motor yükü .....	19
4.1.1.3 Ateşleme avansının etkisi .....	19
4.1.1.4 HFK'nın etkisi .....	20
4.1.1.5 Sıkıştırma oranının etkisi .....	20
4.1.1.6 Emme havasının sıcaklığının etkisi .....	21
4.2 Yanma sürecinden doğan kayıplar .....	22
4.2.1 Progresif yanma .....	22
4.2.2 Tamamlanamayan yanma .....	23
4.3 Yanmanın ÜÖN'da tamamlanmayışından doğan kayıp .....	23
4.4 AA Etkisi .....	24
4.5 Motor yükünün ve devrin etkisi .....	26
4.6 Sürtünmenin etkisi .....	27
4.7 Art gaz miktarının etkisi .....	28
4.8 Egzoz kayıpları .....	29
4.9 Gaz kaçakları .....	29
5. SÜRTÜNME .....	30
5.1 Dolgu değişim kayıpları .....	39
5.1.1 Sıkıştırılabilir akışkanın kısılma davranışı .....	39

5.1.2	Supap çevresinde akış .....	43
5.1.3	Kelebek çevresinde akış .....	47
5.2	Pompalama kaybı .....	53
5.2.1	Pompalama kaybının termodinamik ifadesi .....	53
5.2.2	Pompalama kaybının ölçümü .....	55
5.2.3	Pompalama kaybına etki eden faktörler .....	56
5.2.3.1	Egzoz stroğu basınçları .....	56
5.2.3.2	Motor boyutlarının etkisi .....	57
5.2.3.3	Dizaynın etkisi .....	57
5.2.3.4	HFK'nın etkisi .....	59
6.	OTTO MOTORUNDA ÇEVİRİM ATLATMASI .....	60
6.1	Çevrim atlatma stratejilerine genel bir bakış .....	60
6.1.1	NSS çalışma stratejisi .....	61
6.1.2	NS çalışma stratejisi .....	62
6.1.3	NNSS çalışma stratejisi .....	62
6.1.4	NNS çalışma stratejisi .....	63
7.	ÇEVİRİM ATLATMANIN TERMODİNAMİK MODELLEMESİ .....	64
7.1	% 10 Yük için modelleme .....	66
7.2	% 20 Yük için modelleme .....	67
7.3	% 33 Yük için modelleme .....	68
7.4	% 50 Yük için modelleme .....	69
7.5	% 66 Yük için modelleme .....	70
8.	ÇEVİRİM ATLATMA YÖNTEMİNİN MOMENT DÜZGÜNSÜZLÜĞÜNE ETKİSİ .....	72
9.	DENEY SETİNİN ÖZELLİKLERİ .....	76
9.1	Motor teknik özellikleri .....	77
9.2	Emme manifoldunun özellikleri .....	77
9.3	Yakıt sisteminin özellikleri .....	79
9.4	Yükleme düzeneğinin özellikleri .....	79
9.5	Ateşleme sistemi özellikleri .....	79
9.6	Soğutma sistemi özellikleri .....	79
9.7	Soğutma suyu sıcaklığı ölçüm sistemi .....	80
9.8	Kontrol sistemi özellikleri .....	80
9.9	Yakıt ölçüm sistemi detayları .....	81
9.10	Güç ölçüm sistemi .....	82
9.11	Emisyon ölçüm cihazının özellikleri .....	83
10.	DENEYSEL ÇALIŞMA .....	84
10.1	Motoring deneyleri .....	84
10.1.1	Motoring deneyinin amaçları .....	84
10.1.2	Motoring deney prosedürü .....	84
10.1.3	Motoring deneyi sonuçları .....	86
10.1.3.1	Soğuk şartlardaki deneylerin sonuçları .....	86
10.1.3.2	Rejim şartlarındaki deneylerin sonuçları .....	89

10.1.3.3	Motoring deneylerinin sonuçlarının irdelenmesi .....	91
10.2	Performans deneyi .....	93
10.2.1	Performans deneyinin amacı .....	93
10.2.2	Performans deney prosedürü .....	93
10.2.3	Performans deneyi sonuçları .....	93
10.3	Ralanti deneyleri.....	95
10.4	Çevrim atlatma deneyleri .....	98
10.4.1	Çevrim atlatma deneylerinin sonuçları.....	98
11.	SONUÇLAR ve İRDELEME .....	113
KAYNAKLAR.....		116
ÖZGEÇMİŞ .....		117

## SİMGE LİSTESİ

$a$	Sabit
$A_E$	Nozul en dar kesit alanı
$A_m$	Minimum akış alanı
$A_R$	Nozul giriş kesit alanı
$A_{th}$	Kelebek açık kesit alanı
$B$	Silindir çapı
$Cd$	Boşalma katsayısı
$C_P$	Sabit basınçta özgül ısı
$d$	Kelebek mil çapı
$D$	Kelebek çapı
$D_m$	Ortalama yatak çapı
$D_p$	Port çapı
$D_S$	Boyun çapı
$D_V$	Supap kafa çapı
$k$	Adyabatik üs katsayısı
$L_V$	Supap kalkış miktarı
$M$	Mach sayısı
$m_{ideal}$	Nozuldaki ideal kütleli debi
$m_{gerçek}$	Nozuldaki gerçek kütleli debi
$P_r$	Egzoz basıncı
$P_{emme}$	Emme basıncı
$P_{mi}$	Ortalama indike basınç
$P_t$	Kritik Basınç
$P_T$	Supap çevresinde akışkanın statik basıncı
$P_0$	Gaz akışkanın boğaz içersindeki durgunluk basıncı
$S$	Strok
$T_0$	Gaz akışkanın boğaz içersindeki durgunluk sıcaklığı
$U$	Akışkanın nozul içersindeki hızı
$V_h$	Strok hacmi
$v_{PS}$	Supap çevresinde hava akış hızı
$w$	Supabın yatağa oturan kısmında çaplar arası fark
$W_i$	Çevrim indike işi
$W_p$	Pompalama işi
$W_{rf}$	Temaslı sürtünme işi
$W_{tf}$	Toplam sürtünme işi
$\beta$	Supap yatağı koniklik açısı
$\gamma$	Supap çap oranı
$\varepsilon$	Sıkıştırma oranı

$\eta_T$	Termik verim
$\lambda$	Hava fazlalık katsayısı
$\Psi$	Kelebek açıklığı(°)
$\Psi_0$	Kelebek minimum açıklığı (°)

## KISALTMA LİSTESİ

AA	Ateşleme Avansı
AOEB	Yardımcı Eleman Sürtünmesi Ortalama Efektif Basıncı
AÖN	Alt Ölü Nokta
DC	Doğru Akım
HFK	Hava Fazlalık Katsayısı
FOEB	Fren Ortalama Efektif Basıncı
FÖYT	Fren Özgül Yakıt Tüketimi
KMA	Derece Krank Mili Açısı
OEB	Ortalama Efektif Basıncı
OICA	Organisation Internationale Des Constructeurs D'Automobiles
OPEC	Organization of the Petroleum Exporting Countries
POEB	Pompalama Ortalama Efektif Basıncı
TSOEB	Temaslı Sürtünme Ortalama Efektif Basıncı
TOSOEB	Toplam Sürtünme Ortalama Efektif Basıncı
ÜÖN	Üst Ölü Nokta
YFK	Yakıt Fazlalık Katsayısı

## ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2. 1 Dünya kanıtlanmış petrol rezervinin yıllara göre değişimi. (OPEC,2006).....	3
Şekil 2. 2 Dünya petrol tüketiminin yıllara göre dağılımı. (OPEC,2006).....	4
Şekil 2. 3 Dünya petrol tüketiminin yıllara göre değişimi. (OPEC,2006) .....	4
Şekil 2. 4 Dünya petrol tüketiminin yıllara göre kümülatif değişimi. (OPEC,2006).....	5
Şekil 2. 5 Dünya taşıt üretiminin yıllara göre dağılımı. (OICA,2006).....	6
Şekil 2. 6 Dünya taşıt üretiminin yıllara göre kümülatif değişimi. (OICA,2006).....	6
Şekil 3. 1 İdeal Otto çevriminin P-V ve T-S diyagramı.....	7
Şekil 3. 2 İdeal Otto-hava çevriminin termik veriminin sıkıştırma oranı ile değişimi.....	8
Şekil 3. 3 Sıkıştırma oranına bağlı olarak ideal çevrimlerin verimlerinin karşılaştırılması. a=Sabit hacim çevrimi, b=Seileger çevrimi $P_3/P_1=100$ , c=Seileger çevrimi $P_3/P_1=68$ , d=Seileger çevrimi $P_3/P_1=34$ , e=Diesel çevrimi (Taylor, 1980).	9
Şekil 3. 4 Eşit sıkıştırma oranı şartı ile ideal çevrimlerin karşılaştırılması. (Heywood,1988).	9
Şekil 4. 1 İdeal yakıt-hava çevrimi P-V diyagramı. (Heywood, 1988).....	10
Şekil 4. 2 İdeal yakıt hava çevriminin indike veriminin sıkıştırma oranı ve hava fazlalık katsayısı ile değişimi. (Taylor,1980) .....	11
Şekil 4. 3 İdeal yakıt hava çevrimi ile ideal hava çevrimlerinin karşılaştırılması. (Taylor,1980).....	12
Şekil 4. 4 Yanmamış yakıt-hava ve art gaz karışımının özgül ısı değerlerinin sıcaklıkla değişimi. (Heywood,1988) .....	13
Şekil 4. 5 Yanmış iş akışkanının özgül ısılarının sıcaklık ve hava fazlalık katsayısı ile değişimi. (Heywood,1988) .....	14
Şekil 5. 1 Yüksek basınç çevriminde meydana gelen kayıplar. (Taylor, 1980).....	16
Şekil 5. 2 Gerçek çevrimlerin detaylandırılmış kayıpları. (Taylor,1980) .....	17
Şekil 5. 3 Motor devrinin ısı transferine etkisi. (Caton, 2000).....	18
Şekil 5. 4 Motor yüküne ve hızına bağlı ısı transferi değişimi. (Caton, 2000) .....	19
Şekil 5. 5 Hava fazlalık katsayısının ve yanma süresinin ( $\Delta\theta_b$ ) ısı transferine etkisi. (Heywood, 1988).....	20
Şekil 5. 6 Ateşleme avansının silindir içi basıncına etkisi (Heywood,1988).....	24
Şekil 5. 7 Ateşleme avansının FÖYT'e etkisi (Heywood,1988).....	25
Şekil 5. 8 Farklı ateşleme avanslarının indikatör diyagramları üzerinde gösterimi. (Ferguson, 2000).....	25

Şekil 5. 9	Emme başlangıç basıncının değişiminin silindir içi basıncına etkisi. (Ferguson, 2000).....	26
Şekil 5. 10	Hava fazlalık katsayısı, sıkıştırma oranı ve emme havası sıcaklığının art gaz miktarına etkisi. (Taylor, 1980),(Heywood,1988).....	28
Şekil 6. 1	Toplam sürtünme, pompalama ve temaslı sürtünme ortalama efektif basınçlarının yük ile değişimi. (Heywood, 1988) .....	33
Şekil 6. 2	Devire bağlı olarak TOSOEB'nin değişimi. (Heywood,1988).....	33
Şekil 6. 3	POEB'nin TOSOEB'ndeki rolü ve mekanik verimin yüke bağlı değişimi. (Heywood,1988) .....	34
Şekil 6. 4	POEB ve TSOEB'nin yüke bağlı değişimi. (Heywood,1988).....	34
Şekil 6. 5	Farklı devirlerde kayıplar (a-Benzin motoru için b-Diesel motor için) (Heywood, 1988).....	36
Şekil 6. 6	İndikatör diyagramı üzerinde kayıplar. (Heywood, 1988).....	37
Şekil 6. 7	Motor haritası üzerinde TOSOEB'a oransal olarak (a) Kelebek kısılması kaybı ortalama efektif basıncı (b) Supap kısılması kaybı ortalama efektif basıncı. (Heywood, 1988) .....	38
Şekil 6. 8	Daralan boğaz şematik şekli. (Heywood, 1988) .....	39
Şekil 6. 9	Nozul çıkışında gerçek ve ideal durgunluk basınçları. (Heywood,1988) .....	40
Şekil 6. 10	Supap geometrisi. (Heywood, 1988).....	43
Şekil 6. 11	Supap kalkış miktarına bağlı olarak dolgu akış alanının değişimi. (Heywood, 1988).....	44
Şekil 6. 12	Supap kalkışına bağlı olarak boşalma katsayısının değişimi. (Heywood, 1988). 46	
Şekil 6. 13	Kelebek geometrisi. (Heywood, 1988) .....	47
Şekil 6. 14	Karbüratör ventürisinde akış. (Heywood, 1988).....	48
Şekil 6. 15	Kelebek çevresinde akış debisinin emme manifoldu basıncı, kelebek açıklığı ve devir ile değişimi. (Heywood, 1988).....	51
Şekil 6. 16	Doğal emişli motorlarda pompalama işi. ....	53
Şekil 6. 17	Aşırı doldurmalı motorlarda pompalama işi. ....	53
Şekil 6. 18	Motoring ve içten yanmalı durumlarda dolgu değişim süreçleri. (Taylor, 1980) 55	
Şekil 6. 19	Farklı emme basınçları ve Mach sayıları ile aynı yük değerinde indikatör diyagramları. (Taylor, 1980) .....	56
Şekil 6. 20	Emme manifoldunun uzunluğunun pompalama kaybına etkisi. (Taylor, 1980)..	58
Şekil 6. 21	Kelebek pozisyonuna bağlı pompalama kaybı değişimi. (Taylor, 1980) .....	58
Şekil 7. 1	NNS çalışma stratejisi.....	61

Şekil 7. 2	NS çalışma stratejisi.....	62
Şekil 7. 3	NNSS çalışma stratejisi.....	62
Şekil 7. 4	NNS çalışma stratejisi.....	63
Şekil 8. 1	%10 yükte normal çalışmada P- $\alpha$ Diyagramı.....	66
Şekil 8. 2	%10 yükte atlatmalı çalışmada P- $\alpha$ Diyagramı.....	66
Şekil 8. 3	%20 yükte normal çalışmada P- $\alpha$ Diyagramı.....	67
Şekil 8. 4	%20 yükte atlatmalı çalışmada P- $\alpha$ Diyagramı.....	67
Şekil 8. 5	%33 yükte normal çalışmada P- $\alpha$ Diyagramı.....	68
Şekil 8. 6	%33 yükte atlatmalı çalışmada P- $\alpha$ Diyagramı.....	68
Şekil 8. 7	%50 yükte normal çalışmada P- $\alpha$ Diyagramı.....	69
Şekil 8. 8	%50 yükte atlatmalı çalışmada P- $\alpha$ Diyagramı.....	69
Şekil 8. 9	%66 yükte normal çalışmada P- $\alpha$ Diyagramı.....	70
Şekil 8. 10	%66 yükte atlatmalı çalışmada P- $\alpha$ Diyagramı.....	70
Şekil 8. 11	Termodinamik modelleme sonucu; termik verimin yüke bağlı değişimi .....	71
Şekil 9. 1	Normal çalışma şartında motor momentinin değişimi.....	72
Şekil 9. 2	NS çalışma şartında motor momentinin değişimi.....	73
Şekil 9. 3	NSS çalışma şartında motor momentinin değişimi.....	73
Şekil 9. 4	NNS çalışma şartında motor momentinin değişimi.....	74
Şekil 9. 5	NNSS çalışma şartında motor momentinin değişimi.....	74
Şekil 9. 6	Aynı volan ile farklı çalışma modlarında moment düzgünlük katsayısının değişimi.....	75
Şekil 10. 1	Deney setinin önden görünüşü.....	76
Şekil 10. 2	Yeniden tasarlanan emme manifoldu.....	78
Şekil 10. 3	Motor kontrol kartı şematik devresi.....	81
Şekil 10. 4	Enjektör kalibrasyon eğrisi.....	82
Şekil 11. 1	Soğuk şartlarda motoring deneyinin genel sonuçları.....	86
Şekil 11. 2	600 d/d Soğuk şartlarda motoring deneyi.....	87
Şekil 11. 3	900 d/d Soğuk şartlarda motoring deneyi.....	87
Şekil 11. 4	1300 d/d Soğuk şartlarda motoring deneyi.....	88
Şekil 11. 5	Rejim şartlarında motoring deneylerinin genel sonuçları.....	89
Şekil 11. 6	600 d/d Rejim şartlarında motoring deneyi.....	90
Şekil 11. 7	900 d/d Rejim şartlarında motoring deneyi.....	90

Şekil 11. 8	1300 d/d Rejim şartlarında motoring deneyi.....	91
Şekil 11. 9	Motor gücünün devir sayısı ile değişimi.....	93
Şekil 11. 10	Motor momentinin devir sayısı ile değişimi.....	94
Şekil 11. 11	Özgül yakıt tüketiminin devir sayısı ile değişimi.....	94
Şekil 11. 12	Ralanti deneyi sonuçları grafiksel ifadesi.....	96
Şekil 11. 14	NS çalışma modunda silindir içi basınç datası. (1 Bar OEB, 900 d/d).....	100
Şekil 11. 15	NNS çalışma modunda silindir içi basınç datası. (1 Bar OEB, 900 d/d).....	101
Şekil 11. 16	NNSS çalışma modunda silindir içi basınç datası. (1 Bar OEB, 900 d/d).....	102
Şekil 11. 17	0,42-0,65 Bar OEB aralığında FÖYT değişimi.....	103
Şekil 11. 18	1 Bar OEB şartında FÖYT değişimi.....	103
Şekil 11. 19	2 Bar OEB şartında FÖYT değişimi.....	104
Şekil 11. 20	3 Bar OEB şartında FÖYT değişimi.....	104
Şekil 11. 21	0,42-0,65 Bar OEB aralığında kelebek açıklığının değişimi.....	105
Şekil 11. 22	1 Bar OEB şartında kelebek açıklığının değişimi.....	105
Şekil 11. 23	2 Bar OEB şartında kelebek açıklığının değişimi.....	106
Şekil 11. 24	3 Bar OEB şartında kelebek açıklığının değişimi.....	106
Şekil 11. 25	0,42-0,65 Bar OEB aralığında HC emisyonunun değişimi.....	107
Şekil 11. 26	1 Bar OEB şartında HC emisyonunun değişimi.....	107
Şekil 11. 27	2 Bar OEB şartında HC emisyonunun değişimi.....	108
Şekil 11. 28	3 Bar OEB şartında HC emisyonunun değişimi.....	108
Şekil 11. 29	0,42-0,65 Bar OEB aralığında CO emisyonunun değişimi.....	109
Şekil 11. 30	1 Bar OEB şartında CO emisyonunun değişimi.....	109
Şekil 11. 31	2 Bar OEB şartında CO emisyonunun değişimi.....	110
Şekil 11. 32	3 Bar OEB şartında CO emisyonunun değişimi.....	110
Şekil 11. 33	0,42-0,65 Bar OEB aralığında CO2 emisyonunun değişimi.....	111
Şekil 11. 34	1 Bar OEB şartında CO2 emisyonunun değişimi.....	111
Şekil 11. 35	2 Bar OEB şartında CO2 emisyonunun değişimi.....	112
Şekil 11. 36	3 Bar OEB şartında CO2 emisyonunun değişimi.....	112

## ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 7.1 Çevrim atlatma stratejileri.....	61
Çizelge 8.1 Termodinamik modellenen motorun teknik özellikleri. ....	64
Çizelge 8.2. Termodinamik modellemede kullanılan iş akışkanının özellikleri. ....	65
Çizelge 11.1 Ralanti deneyi sonuçları.....	96
Çizelge 11.2 Deney motoru ile uygulanan çevrim atlatma deneylerinin toplu sonuçları. ....	98

## ÖNSÖZ

Bu çalışma Otto çevrimi esasına göre çalışan motorlarda özellikle kısmi yüklerde önemi artan pompalama kayıplarını ve düşük yanma sonucu basıncı nedeniyle oluşan verim kaybını azaltmaya yönelik daha önceden yapılmış olan bilimsel çalışmanın tekrarı niteliğindedir.

Gerçekleştirmiş olduğumuz tez çalışmasında emeği geçen başta Prof. Dr. Orhan DENİZ, Prof. İrfan YAVAŞLIOL ve Yrd. Doç. Dr. Tarkan SANDALCI olmak üzere herkese teşekkürlerimi sunarım. Bu çalışmanın gelecek çalışmalara referans olması dileğiyle.

Nisan 2007

Makine Müh. Levent Yüksek

## ÖZET

Öncelikli olarak Otto çevrimi mercek altına alınmış, farklı şartlarda bahsi geçen çevrimin ideal kabulleri ile gerçek çalışma şartları arasındaki farkların incelenmesi gerçekleştirilmiştir. Daha sonrasında ise önerilen periyot atlatmalı yöntemin termodinamik açıdan ideal şartlarda ki getirisi hesaplanmıştır.

Deneyel çalışmalar için Yıldız Teknik Üniversitesi Otomotiv Anabilim Dalı bünyesinde bulunan motorlardan bir tanesi seçilerek öncelikli olarak hedefe yönelik düzeltme ve geliştirmeler motor üzerinde yapılmış daha sonrasında ise deneyler sistematik bir biçimde gerçekleştirilmiştir.

Uygulanan deneyler motorun dışarıdan tahrik edilmesi ile güç ölçümü, rölanti şartı yakıt tüketimi deneyleri ve çevrim atlatma deneyleri olmak üzere üç farklı kısımdan oluşmaktadır. Motoring deneyleri olarak tanımlanan dışarıdan tahrik deneylerinde farklı kelebek açıklıklarında deney motorunun harcadığı güç ölçülerek yorumlanmıştır. Rölanti deneyleri ile çevrim atlatma uygulanarak rölanti yakıt tüketiminin değişimi incelenmiştir. Aslen hedeflenen kısmi yük çevrim atlatma deneyleri de farklı ortalama efektif basınç değerlerinde ve devirlerde ardı ardına tekrarlanarak sonuçları irdelenmiştir.

Çevrim atlatma deneylerinin sonucunda, uygulanan belirli stratejilerde kısmi yükte yakıt tüketimi ve emisyon değerlerinde iyileşme gözlemlenmiş bununla birlikte kazanç artan yük miktarı ile beklendiği gibi giderek azalmıştır.

**Anahtar kelimeler:** Çevrim atlatma, Otto çevrimi, kısmi yük.

## **ABSTRACT**

Initially focused on Otto cycle, its differences from ideal to real cycle conditions and causes of these differences. Then, the gain has been derived for the proposed cycle skipping methodology considering the thermodynamically ideal conditions.

Experimental part of this study was done systematically by making targeted modifications and upgrades on a chosen single cylinder research engine in Yildiz Technical University Automotive Laboratory.

Experiments consist of three stages; power measuring by an external drive, fuel consumption measurements for both idling and cycle skipping conditions. The external drive experiments which are defined as motoring, are mainly due to measure the consumed power of experimental engine at different throttle positions. Idling condition experiments aim to measure idle fuel consumption by using different cycle skipping methods. The partial load cycle skipping tests, which are our particular interests, has been applied several times at various mean effective pressure and speed intervals.

As a result of the cycle skipping experiments, brake specific fuel consumption and emission values are reduced for pre-determined conditions at partial load region. As expected, provided gain has also been reduced by increasing load and engine speed.

**Keywords:** Cycle skipping, Otto cycle, partial load.

## GİRİŞ

Konvansiyonel Otto motorunda yük kontrolü dolgunun kontrolü ile gerçekleştirilir. Gerek yanma hızı gerekse benzinin tutuşabilme sınırları nedeniyle belirli hava fazlalık katsayısıyla çalışabilen Otto motorunda düşük yüklerde motor momentinin arzulanan sınırlara getirilebilmesi için dolgu içersindeki yakıt miktarı ile birlikte silindir içine giren havanında sınırlandırılması gerekmektedir. Bu görevi üstlenen gaz kelebeği emme manifoldu girişinde kısılma yaratarak tüm manifoldu ve sıkıştırma başlangıcında ki silindiri basınç yönünden şartlandırır. Emme stroğundaki piston hızına bağlı olarak değişken bir vakum ortamı oluşmaktadır. Oluşan bu vakum nedeniyle, çevrimin en yüksek basıncı sınırlanır. Ayrıca emme stroğunda harcanan iş miktarı indike iş ile karşılaştırıldığında her ne kadar az olsa dahi, efektif iş ile karşılaştırıldığında önemli boyutlara ulaşmaktadır. Zira günümüzde içten yanmalı motorlar kendi doğalarına bağlı olarak sınırlarına yaklaşmış durumda oldukları için en ufak verim artışı bile önemli sayılabilir. Bu durum karşısında % 3-5 arasında verim artışı dahi büyük bir başarı olarak değerlendirilebilir.

Otto motorlarında kısmi yük aralığında giren dolgunun miktarını kontrol etmek için kullanılan kısıcı eleman gaz kelebeği düşük yüklerde ki verimi düşürür. Olumsuzluğu bertaraf edebilmek için kısıcı elemanın kaldırılması yoluna gidilmelidir. Dolgunun emme supabı ile kontrolü dışında giren dolgu miktarını kayıpsız azaltmak için bir yöntem geliştirilmemiştir. Çevrim atlatma giren dolguya müdahale etmek yerine iş üreten çevrim adedini azaltarak yükü kontrol etmeyi hedeflemektedir. Teorisinde kelebeği tamamen ortadan kaldırabilecek bir düşünce olmasıyla birlikte eşdeğer yük şartında daha fazla kelebek açıklığına ulaşılması hedeflenmektedir, bunun sebebi pas geçilen çevrimlerde iş alınmadığı için normal çalışan çevrimlerde daha fazla dolgu girişinin gerekmesidir. Bu sayede pompalama kaybı ve art gaz miktarı azalacak çevrim verimi artacaktır.

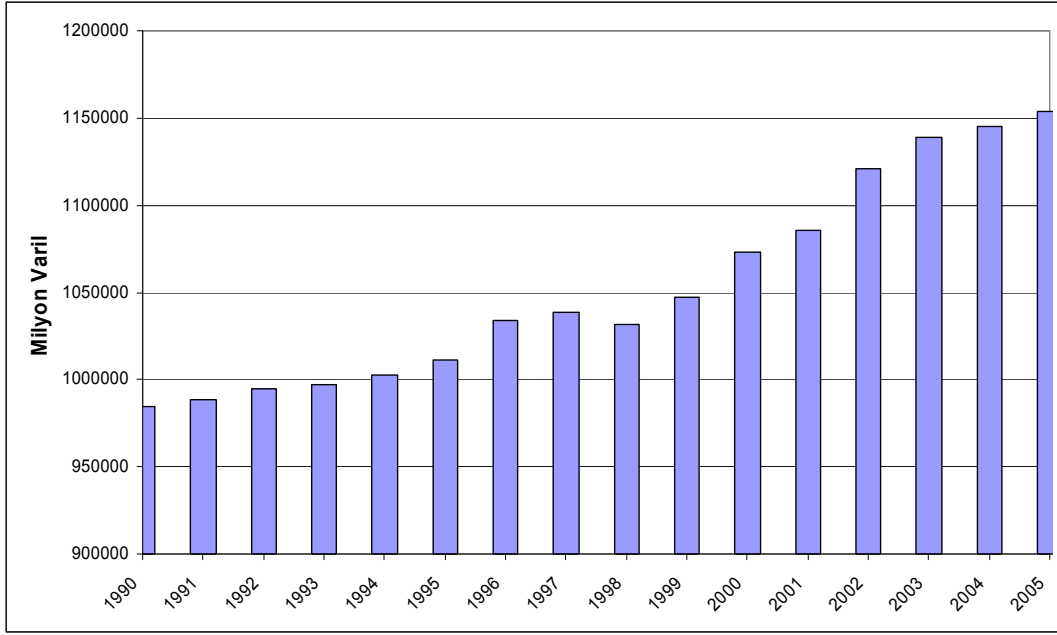
Tez çalışmasında ilk kapsamda Otto çevriminin genel anlamıyla tarifi, modellenmesinde bu güne kadar izlenmiş yöntemler ve gerçek çevrimin kayıplarının üzerinde durulmuş ve teorik analizi gerçekleştirilmiştir. Kayıplar hususunda üzerinde fazlasıyla durulan sürtünme başlığı; temaslı sürtünme, yardımcı eleman sürtünme kaybı ve pompalama kaybı başlıkları altında detaylıca incelenmiştir.

Pompalama kaybının çevrim verimine etkisini inceleyebilmek amacıyla ideal hava çevrimi tanımlamasına uyabilecek ideal bir termodinamik analiz programı bilgisayarda modellenmiş ve sonuçları irdelenmiştir.

Çevrim atlatma stratejisinin deneysel çalışma safhasında ise tek silindirli bir deney motorunda farklı yük ve devir şartlarında eşdeğer dört adet çevrim atlatma stratejisi denenmiş sonuçlar özgül yakıt tüketimi ve emisyon değerleri açısından yorumlanmıştır.

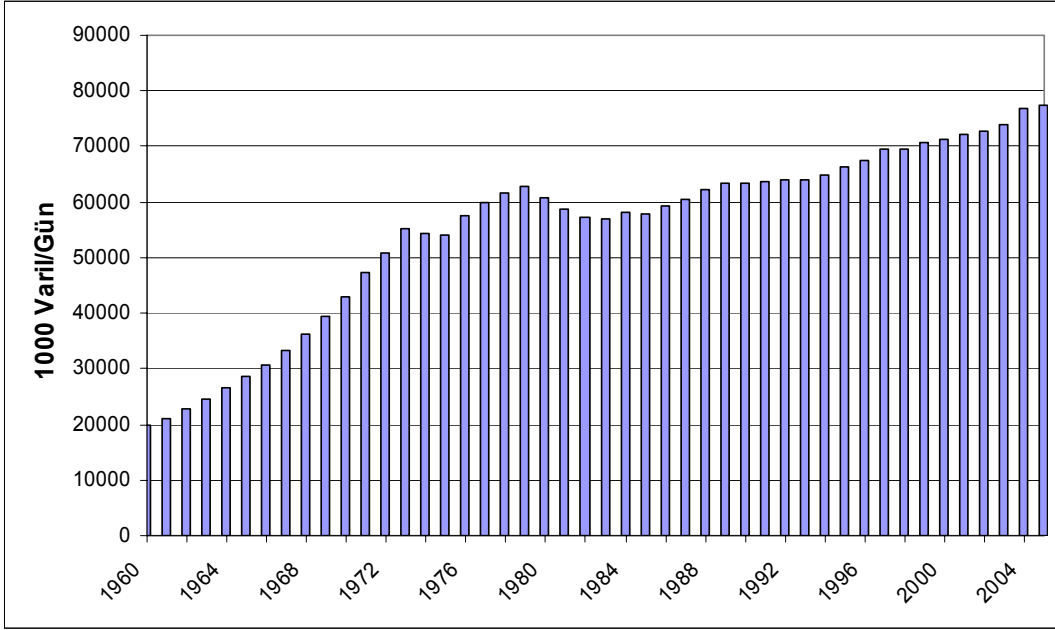
## 1. DÜNYADA PETROLÜN DURUMU

Yakıt tüketimini azaltmaya yönelik yapılan çalışmaların ne denli amaca uygun olacağını daha iyi analiz edebilmek amacıyla dünya petrol rezervlerinin değişimini incelemek gerekmektedir. İçten yanmalı motorların tarihine bakılırsa araştırma çalışmalarının iki ana ekseninde birbirine bağlı yürütüldüğü gözlemlenebilir. Öncelikli olarak dünya petrol rezervlerinin tükeneceğine dair öngörüler daha sonrasında ise küresel ısınma ve çevre kirliliği, yürütülen çalışmaların seyir yönünü tayin etmektedirler, günümüz çalışmaları yakıt tüketimi ve emisyon değerlerini iyileştirme çerçevesindedir. OPEC[2] verilerine göre dünya kanıtlanmış petrol rezervi herhangi bir yeni kaynak bulunmaması ve tüketimin sabit kalması şartı ile kırk yıl sonra tükenecektir. (Şekil 2.1)

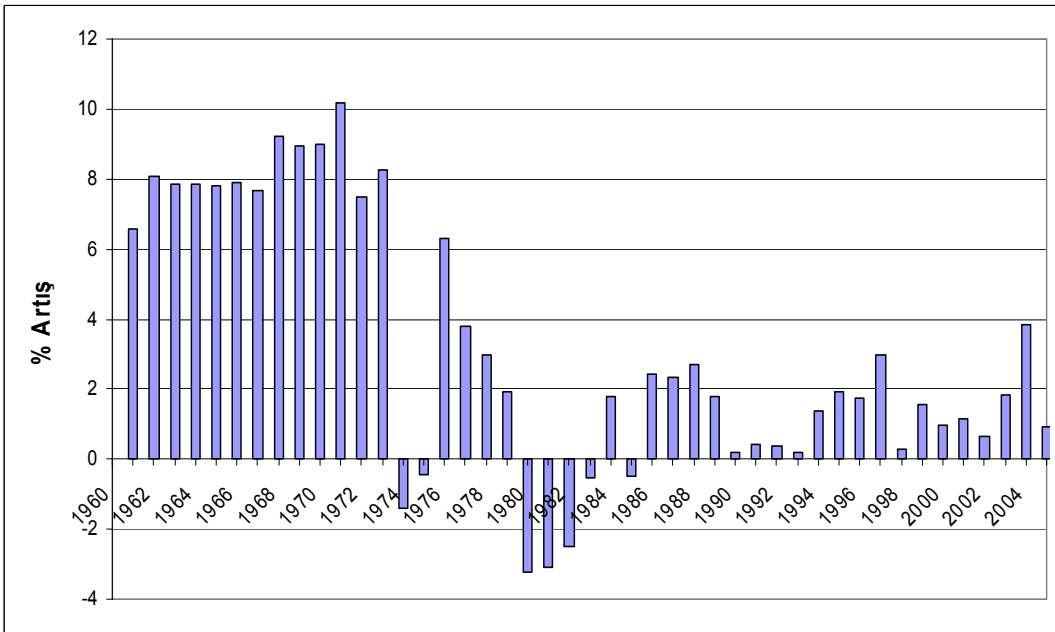


Şekil 2. 1 Dünya kanıtlanmış petrol rezervinin yıllara göre değişimi. (OPEC,2006)

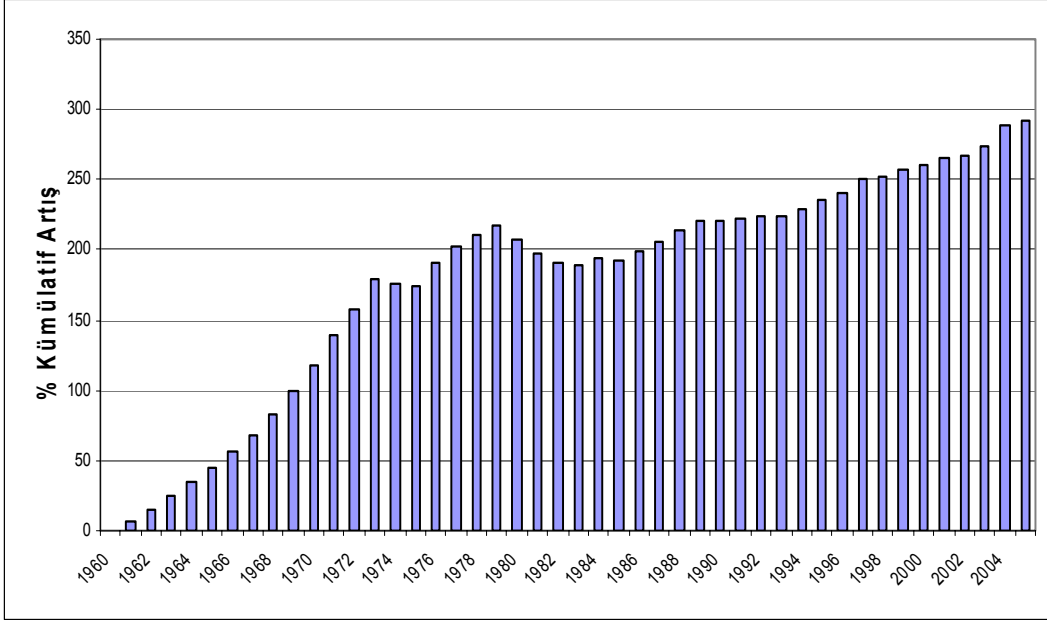
Ancak dünya petrol tüketimi sabit kalmamaktadır. Şekil 2.2’de görüldüğü üzere dünya petrol tüketimi hızla artmaktadır. Şekil 2.4’te petrol tüketiminin kümülatif artışı 1960 yılından günümüze kadar incelenebilmektedir, görülebileceği üzere kırk beş yıllık değişim %280 civarında gerçekleşmiştir. İlk yirmi yılda grafik eğimi oldukça dik iken doksanlı yıllardan günümüze kadar geçen zamanda artış aşağı yukarı sabit bir eğimle devam etmektedir.(OPEC[2],2006)



Şekil 2.2 Dünya petrol tüketiminin yıllara göre dağılımı. (OPEC,2006)

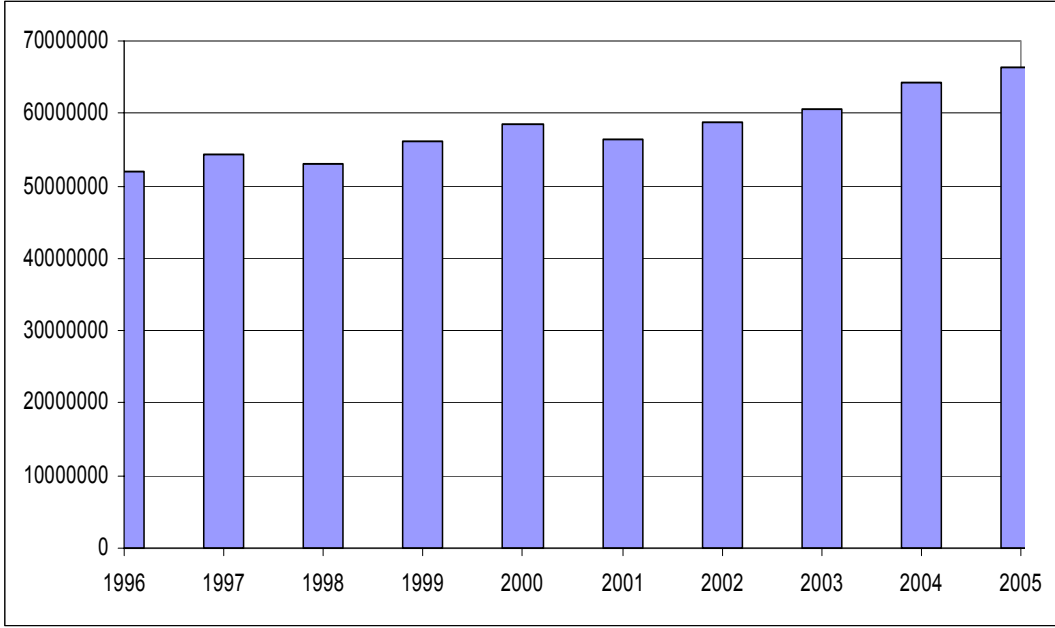


Şekil 2.3 Dünya petrol tüketiminin yıllara göre değişimi. (OPEC,2006)

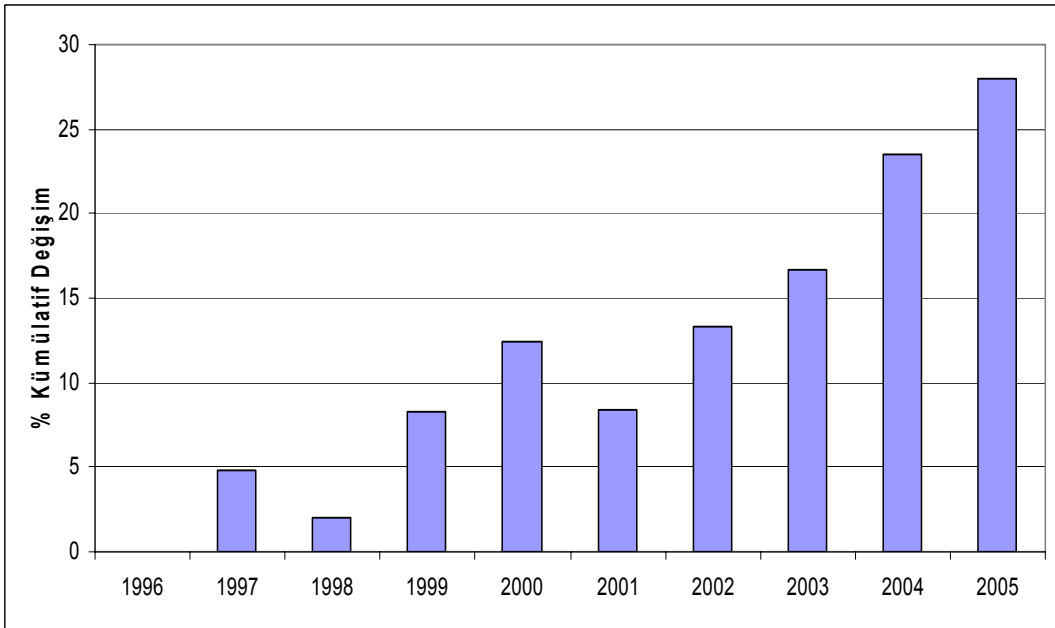


Şekil 2. 4 Dünya petrol tüketiminin yıllara göre kümülatif değişimi. (OPEC,2006)

Taşıtlı petrol tüketiminin dünya toplam tüketimindeki etkisini ortaya koyabilmek amacıyla son on yıla ait dünya taşıtlı üretim değerleri ve değişimleri Şekil 2.5 ve Şekil 2.6'da ortaya konmuştur.(OICA[1]) Görüldüğü gibi son on yılda toplam taşıtlı üretimi %30 artarken petrol tüketimi %15 artış göstermiştir, bu durum taşıtlı kaynaklı tüketim kadar diğer tüketim kollarının da etkin olduğunu ve özellikle enerji üretiminin de fosil yakıtlardan yenilenebilir enerji kaynaklarına doğru kayması gerekliliğini açıkça göstermektedir.



Şekil 2. 5 Dünya taşıt üretiminin yıllara göre dağılımı. (OICA,2006)



Şekil 2. 6 Dünya taşıt üretiminin yıllara göre kümülatif değişimi. (OICA,2006)

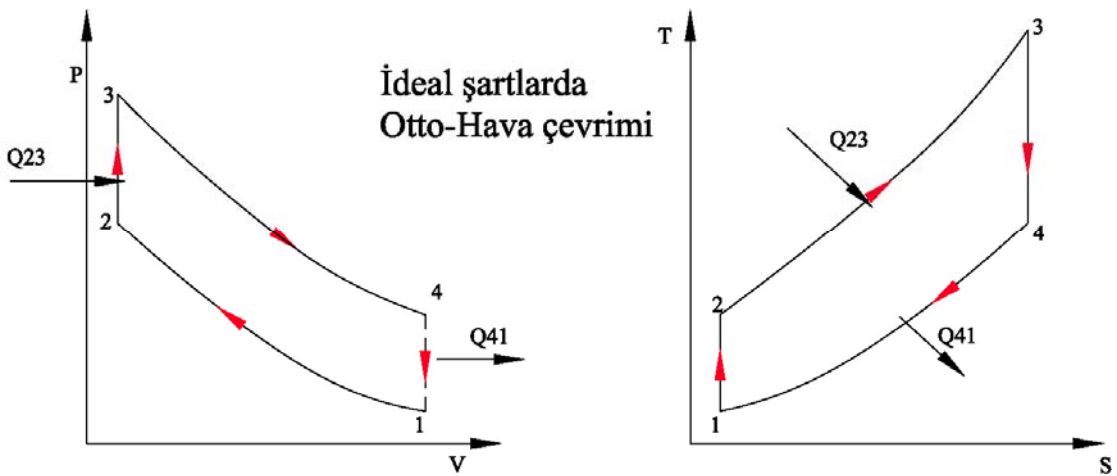
Bununla birlikte birçok insanın öngördüğü ve şekil 2.1'den anlaşılabilceği gibi yeni bulunan kuyularla petrol rezervi kırk yıldan daha uzun bir zaman zarfında insanlığa yetecek gibi durmaktadır, sonuç olarak fosil bazlı yakıtlar sınırlı kaynaklardır.

## 2. İDEAL HAVA ÇEVİRİMİ

Otto prensibine göre çalışan içten yanmalı motorların modellenmesinde çeşitli basitleştirici kabuller yapılmıştır. Bilindiği gibi otto prensibine göre çalışan içten yanmalı motorlar sabit hacimde ısı girişli motorlar olarak tanımlanır bunun temel sebebi buji ateşlemesinin ardından ısının büyük bir kısmının ÜÖN civarında açığa çıkması ve bu aralıkta piston hızının düşük olmasından dolayı hacmin sabit olarak kabul edilebilmesidir. Otto çevriminin termodinamik modellemesinde yapılan kabullere bağlı olarak öncelikle ideal hava çevrimi daha sonrasında ideal yakıt-hava çevrimi ve en son olarakta gerçek çevrimin modellenmesi sınıflandırma olarak kabul edilebilir.

İdeal hava çevriminde yapılan kabuller şunlardır:

- Çevrim boyunca silindir içersinde sadece hava vardır.
- Silindir içindeki hava ideal gaz olarak davranmaktadır.
- Çevrim boyunca özgül ısılar değişmez.
- Silindir cidarından ısı transferi yoktur.
- Isı tam ÜÖN'da çevrime girer dolayısıyla sabit hacimde ısı girişi söz konusudur.
- Emme ve egzoz strokları yani dolgu değişimi söz konusu değildir.
- Egzoz stroğu sistemden piston AÖN'da iken ısı çıkışı ile tanımlanmıştır.



Şekil 3. 1 İdeal Otto çevriminin P-V ve T-S diyagramı.

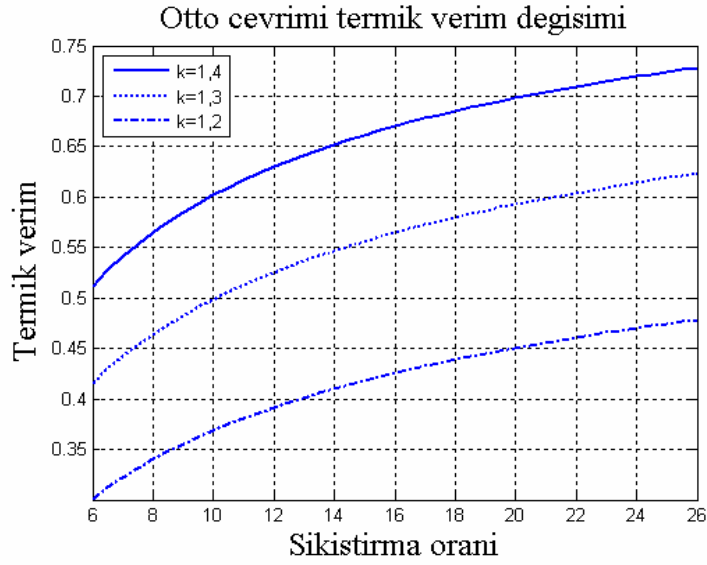
İdeal Otto hava Çevrimi dört aşamadan oluşur

1-2 İzentropik Sıkıştırma.

2-3 Sabit hacimde ısı girişi.

3-4 İzentropik genişleme.

4-1 Sabit hacimde ısı çıkışı.

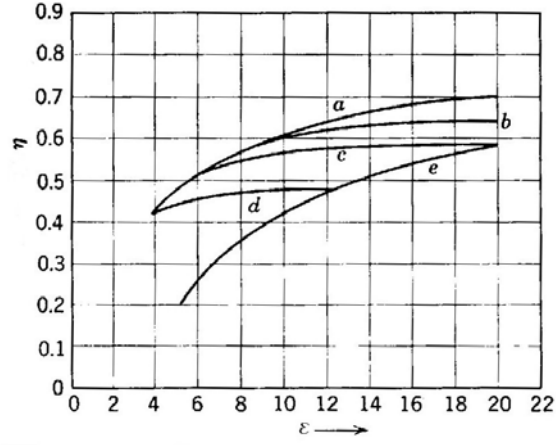


Şekil 3. 2 İdeal Otto-hava çevriminin termik veriminin sıkıştırma oranı ile değişimi.

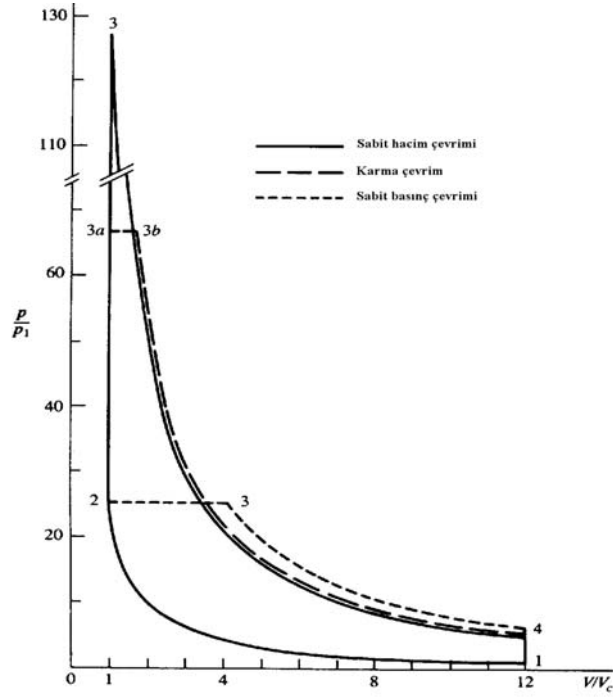
İdeal Otto-hava çevriminin termik verimi

$$\eta_T = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (3.1)$$

olarak tanımlanır. Buradan da anlaşılacağı gibi Otto çevriminin teorik verimi sadece sıkıştırma oranına bağlıdır. Bunlarla beraber diğer içten yanmalı motor çevrimleriyle karşılaştırıldığı zaman sabit hacimde ısı girişli çevrim, karma çevrimden ve sabit basınçta ısı girişli çevrimden eşit sıkıştırma oranında daha yüksek termik verime sahiptir.



Şekil 3.3 Sıkıştırma oranına bağlı olarak ideal çevrimlerin verimlerinin karşılaştırılması. a=Sabit hacim çevrimi, b=Seileger çevrimi  $P_3/P_1=100$ , c=Seileger çevrimi  $P_3/P_1=68$ , d=Seileger çevrimi  $P_3/P_1=34$ , e=Diesel çevrimi (Taylor, 1980)



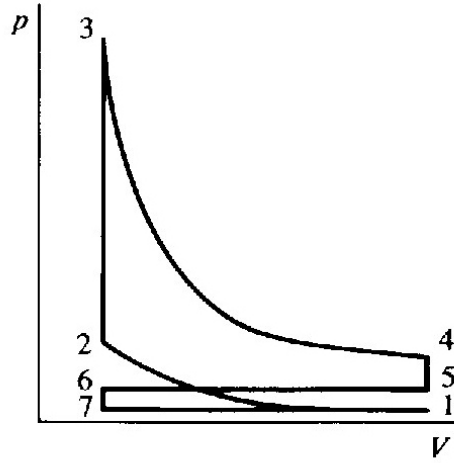
Şekil 3.4 Eşit sıkıştırma oranı şartı ile ideal çevrimlerin karşılaştırılması. (Heywood,1988)

Bir çevrim boyunca elde edilen indike işin çevrimin olduğu hacime oranı, diğer bir deyişle birim hacimden elde edilen iş, ortalama indike basınç olarak adlandırılır.

$$P_{mi} = \frac{W_i}{V_h} \quad (3.2)$$

### 3. İDEAL YAKIT HAVA ÇEVİRİMİ

İdeal hava çevrimi motorun birim hacminden elde edilecek iş ve indike veriminin sıkıştırma oranına bağlı olarak ulaşabileceği sınırı göstermektedir. Daha gerçekçi bir yaklaşım sağlamak için ideal hava çevriminde yapılan bazı kabulleri gerçeğe yakınsamak gerekir. Bu bağlamda silindir içindeki iş yapan akışkanın özelliklerini daha keskin olarak tanımlayabilmek için taze dolgunun özelliklerinin değişmediğini ve yanmış gazın kimyasal olarak dengede olduğunu varsayarak, iş akışkanı olan taze dolgunun termodinamik özelliklerinin değişimini ilgili tablolardan alarak bir çevrimin modeli ortaya konabilir. Böyle bir model ideal hava çevrimiyle birleştirilirse ideal yakıt-hava çevrimi tanımlanır. İdeal yakıt-hava çevriminde iş akışkanı sadece hava olmayıp, hava, yakıt, su buharı ve bir önceki çevrimden kalan artık gazlardan oluşmaktadır. Ayrıca çevrimde yer alan gaz karışımının özgül ısıları sıcaklığa bağlı olarak değişim gösterirler.



Şekil 4. 1 İdeal yakıt-hava çevrimi P-V diyagramı. (Heywood, 1988)

İdeal yakıt hava çevriminde;

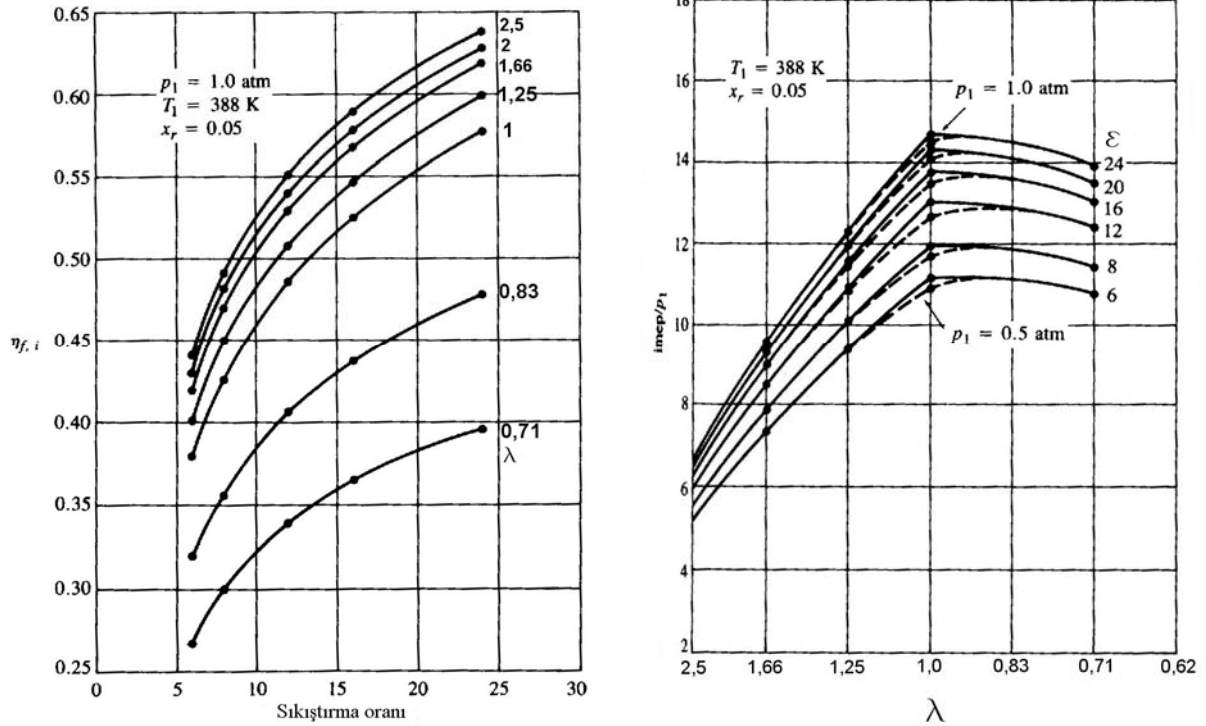
1-2 Sıkıştırma stroğunda hava, yakıt buharı ve art gaz karışımı adyabatik olarak sıkıştırılır.

2-3 Kimyasal olarak dengede olan dolgunun tam yanması.

3-4 Kimyasal denge şartları ve kompozisyonun değişmediği kabulü ile izentropik genişleme.

4-5-6 İdeal adyabatik egzoz atımı. (herhangi bir kimyasal reaksiyon gerçekleşmeden)

6-7-1 Art gazlar ile taze dolgunun kimyasal kompozisyonu bozulmadan adyabatik olarak karışması ve ideal bir emme prosesi.

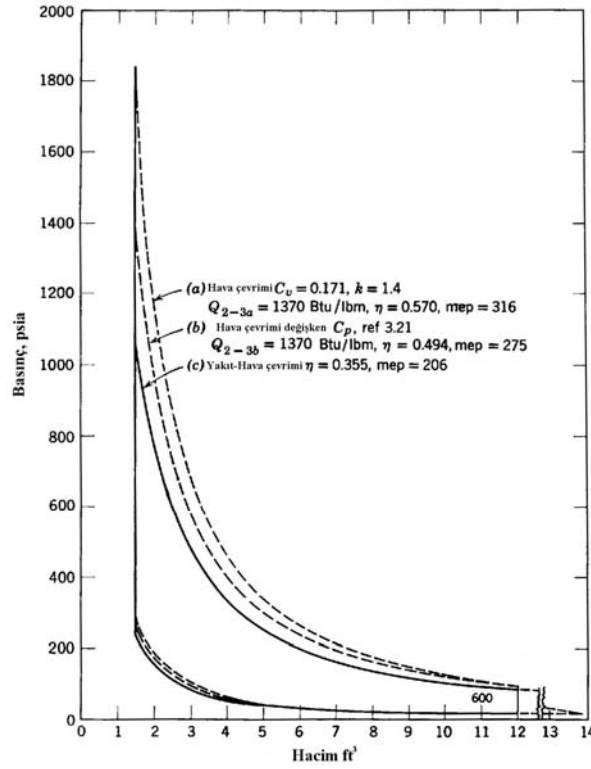


Şekil 4. 2 İdeal yakıt hava çevriminin indike veriminin sıkıştırma oranı ve hava fazlalık katsayısı ile değişimi. (Taylor,1980)

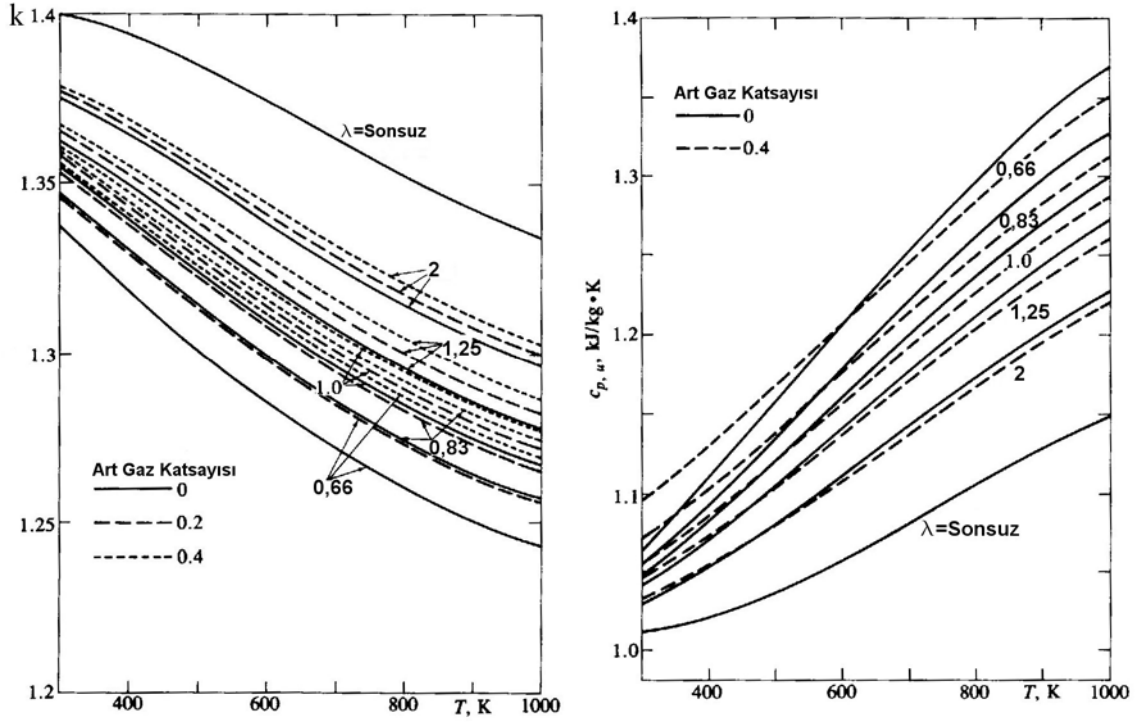
Şekil 4.2'de ideal yakıt hava çevriminin veriminin sıkıştırma oranına ve hava fazlalık katsayısına bağlı değişimi Taylor tarafından ortaya konmuştur. Yakıt-hava çevriminin verimi her durumda ideal hava çevriminin veriminden daha düşüktür. Bu durumun sebeplerinden bazılarını şu şekilde özetlemek mümkün olabilir;

- İdeal yakıt hava çevrimi bir açık çevrim olarak ele alınmıştır. Dolgu değişim süreçlerinin modellenmesiyle beraber pompalama kayıpları da hesaba katıldığı için çevrim verimi ideal hava çevriminden düşüktür.

- İş akışkanının sadece hava olmaması ve yanmanın ideal hava çevrimindeki gibi sadece ısı girişi ile tanımlanmayışı beraberinde bir oksidasyon işlemi ve yanma verimi tanımlamasını getirmekte ve özellikle düşük HFK değerlerinde termik verimde düşüş gözlemlenmektedir.(Şekil 4.2)
- İdeal yakıt hava çevrimi farklı koşullardaki iş akışkanı değerlerini tablolar yardımı ile ortaya koyduğu için sabit özgül ısılar kabulü geçerli değildir ve yanma sonucu sıcaklığına bağlı olarak adyabatik üs katsayısındaki değişim verimi etkilemektedir.(Şekil 4.3)

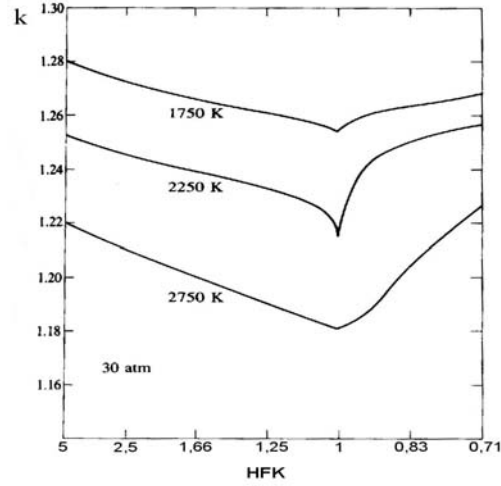


Şekil 4.3 İdeal yakıt hava çevrimi ile ideal hava çevrimlerinin karşılaştırılması.  
(Taylor,1980)



Şekil 4. 4 Yanmamış yakıt-hava ve art gaz karışımının özgül ısı değerlerinin sıcaklıkla değişimi. (Heywood,1988)

- Sıkıştırma oranının artışının etkisini sabit HFK'da ideal hava çevrimine benzer şekilde gözlemlemek mümkündür.(Şekil 4.2)
- İdeal yakıt hava çevriminde HFK fakir kısma doğru kaymaya başladığı zaman termik verim artar bunun sebebi; yanma prosesinden sonra yanmış dolgunun sıcaklığı düşer genişleme stroğuna giren dolgunun özgül ısılarında değişim gösterir.(Şekil 4.4) Zengin karışımlara göre daha yüksek olan adyabatik üs katsayısı dolayısıyla genişleme işinde artış gözlemlenir.(Şekil 4.2)



Şekil 4.5 Yanmış iş akışkanının özgül ısılarının sıcaklık ve hava fazlalık katsayısı ile değişimi. (Heywood,1988)

$$W_{34} = \int_{V_3}^{V_4} P dv \quad (4.1)$$

$$PV^k = C \quad (4.2)$$

$$P = \frac{C}{V^k} \quad (4.3)$$

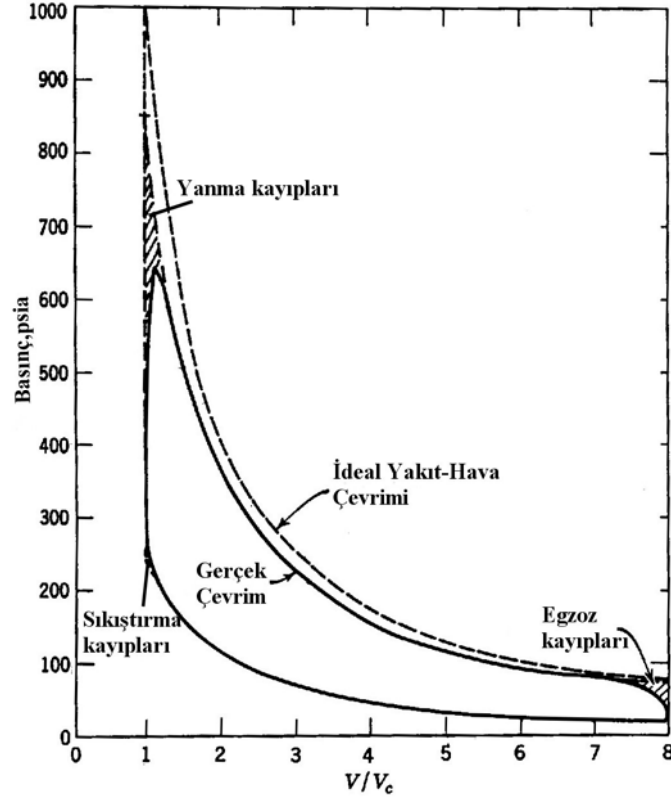
$$W_{34} = \int_{V_3}^{V_4} \frac{C}{V^k} dV \quad (4.4)$$

$$W_{34} = \frac{P_3.V_3 - P_4.V_4}{k-1} \quad (4.5)$$

- HFK zengin kısma doğru kaymaya başladığı zaman silindir içersindeki yakıtın tam olarak yanmasını sağlayacak kadar oksidasyon mümkün olmadığından dolayı her ne kadar yanma sonu sıcaklıkları düşürecek yönde etki yapsada sonuçta çevrim verimi düşer.
- İdeal yakıt hava çevriminde ortalama indike basınç HFK'nın 1 ile 0,9 arasındaki değerlerinde maksimuma ulaşır. Bu maksimum değer üstünde strok hacmine göre giren yakıt miktarı azalır bu değerlerde termik verimde artış gözlemlense de ortalama

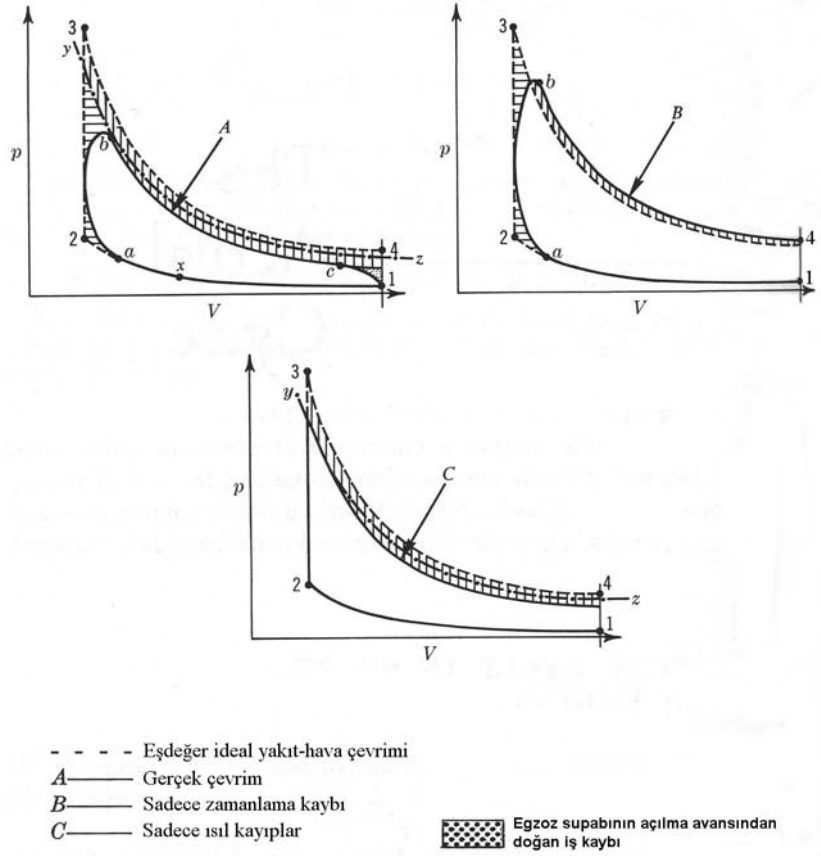
efektif basınç düşer. Maksimum değerin altındaki daha zengin karışımlarda ise birim strok hacmi başına giren yakıt miktarı artış gösteriyor olsa da yanma verimi düştüğü için yine ortalama efektif basınç değerlerinde düşme eğilimi gözlemlenir.(Şekil 4.2)

#### 4. GERÇEK MOTOR ÇEVİRİMLERİNİN İDEAL ÇEVİRİMLERLE KARŞILAŞTIRILMASI VE KAYIPLARI



Şekil 5.1 Yüksek basınç çevriminde meydana gelen kayıplar. (Taylor, 1980)

Gerçek motor çevrimi ile ideal yakıt hava çevriminin yüksek basınç bölgesinin temel düzeyde karşılaştırılması şekil 5.1'de görülmektedir. İdeal yakıt hava çevrimi ile gerçek çevrimin sıkıştırma stroğu eğrilerinin karakteristikleri izentropiğe yakındır ve daha benzerdir oysa ki genişleme prosesinde gerçek çevrimde ideal yakıt hava çevriminden oldukça farklılık gözlemlenebilir. Genişleme stroğunda 3 noktası ile 4 noktası arasındaki eğri karakteristiği politropiktir ve genişleme esnasında soğutma suyuna ısı transferi söz konusudur. Şekil 5.2'de taralı alan kayıp iş alanını temsil etmekte ve diyagramda dolgu değişimi işi göz ardı edilmektedir. İki çevrim arasındaki farklılıkların sebeplerini çeşitli ana başlıklar altında incelemek mümkündür.



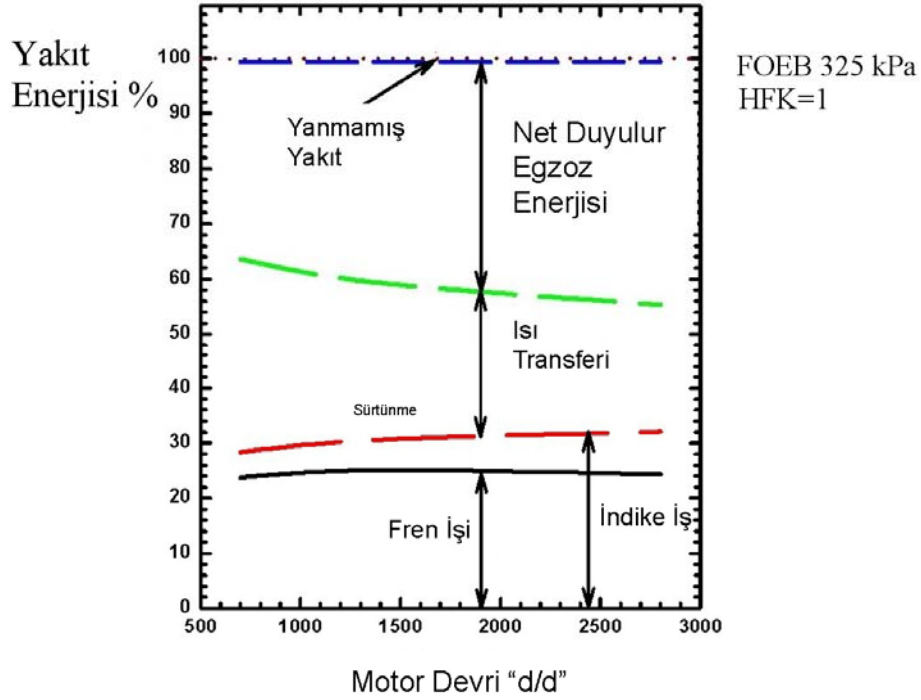
Şekil 5.2 Gerçek çevrimlerin detaylandırılmış kayıpları. (Taylor,1980)

#### 4.1 Isı transferinin etkisi

İçten yanmalı motorlarda ısı transferi miktarı HFK'ya, hıza, yüke ,OEB'ye, ateşleme avansına, sıkıştırma oranına malzemelerin ısı iletim katsayılarına bağlı olarak değişir.

#### 4.1.1 İçten yanmalı motorlarda ısı transferine etki eden faktörler ve etki yönleri

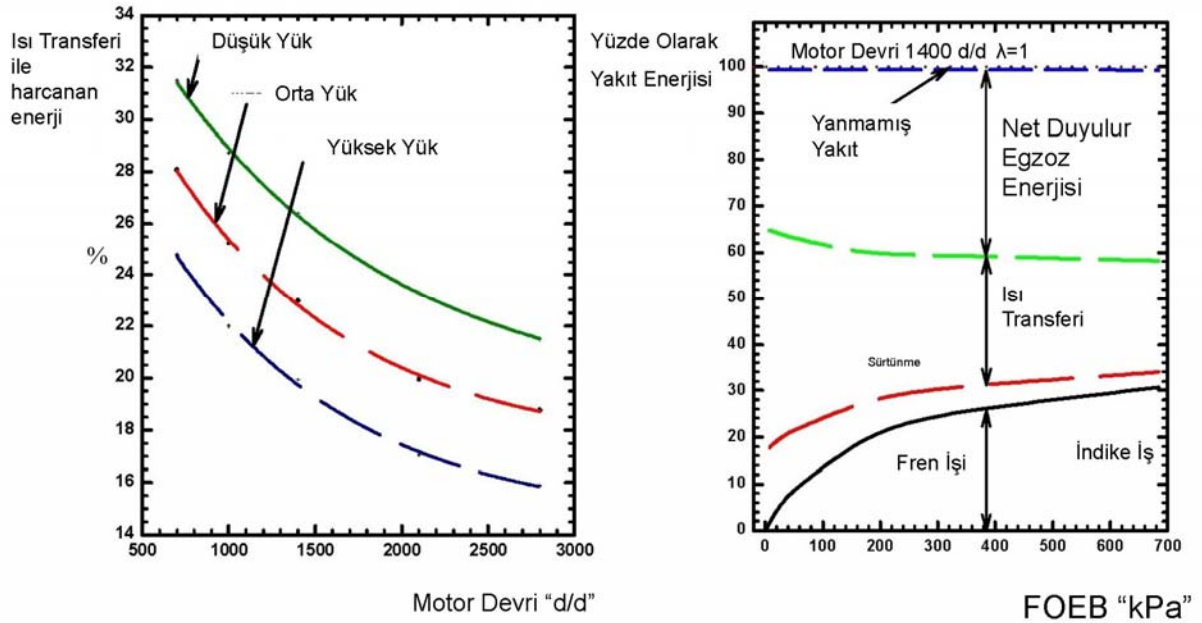
##### 4.1.1.1 Motor hızı



Şekil 5.3 Motor devrinin ısı transferine etkisi. (Caton, 2000)

Motor hızı arttığı zaman motor içindeki ve çevresindeki gaz akış hızları artmaktadır, bununla beraber motor içersindeki türbilans ve taşınımla ısı transferi katsayısı artar. Bu durum emme ve sıkıştırmanın başlarında ısı transferini arttırır. Genişleme ve yanma evrelerinde silindir içi gaz hızları motor hızından bağımsızdır. Bu nedenle konveksiyon ile gerçekleşen ısı transferi bu durumdan fazlaca etkilenmez. Bu etkinin ötesinde çevrim için geçen zaman saniye cinsinden daha düşüktür ısı transferi azalır.

#### 4.1.1.2 Motor yükü



Şekil 5.4 Motor yüküne ve hızına bağlı ısı transferi değişimi. (Caton, 2000)

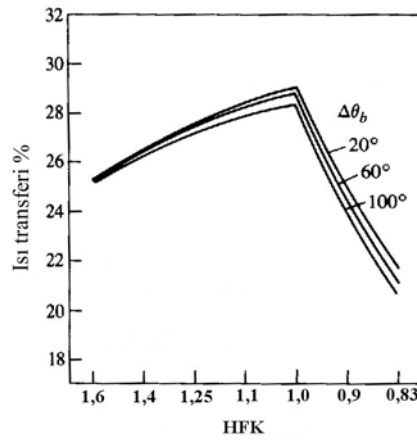
İçten yanmalı motorlarda motor yükü arttığı zaman silindir, piston ve silindir kafası sıcaklıkları artar. Bu durum ısı akısını arttıracak yönde etki yapmaktadır, yük arttıkça HFK'nın azalması sebebiyle oluşan ısı miktarının artması radyasyonla ısı transferi miktarını da arttıracaktır. Yükün artışına bağlı olarak giren dolgu dolayısıyla ısı miktarı fazlalaşır. Sonuç olarak ortalama ısı transferinin sayısal değeri yük artışı ile artarken dolgu ısıl enerjisine oranla azalır, dolayısıyla egzoz gazının taşıdığı ısı enerjisi daha büyük değerlere ulaşır egzoz gaz sıcaklıkları yükselir. (Taylor, 1980)

#### 4.1.1.3 Ateşleme avansının etkisi

Maksimum fren torkunu veren ateşleme avansı değerlerinde daha yüksek silindir içi sıcaklıklarına ulaşılmaktadır, bu yüksek sıcaklıklar sebebiyle ısı transferinde artış gerçekleşir fakat daha kısa zamanda yanma tamamlanır. Ateşleme avansının optimum değerinden daha yüksek ve düşük avanslarda yanma verimi ve ortalama sıcaklıklar daha düşük değerlerdedir, düşük sıcaklıklar dolayısı ile ısı akısı miktar olarak azalırken yanma süresi uzadığı için ısı transferi toplamda artış gösterir. Genel enerji dengesine bakılırsa geç ateşleme ve erken ateşleme daha düşük güç çıkışı verirken ısı transferini de arttırır.

#### 4.1.1.4 HFK'nın etkisi

Isı akısı bakımında incelendiği zaman HFK 0,9 civarında iken (maksimum fren gücünü sağlayan değer) ısı akısı en yüksek değerine ulaşır. HFK'nın zengin veya fakir her iki yöne değişimi de ısı akısını düşürür. Yakıt enerjisine oranı açısından bakıldığı zaman ise çevrim başına ısı transferi yüzdesel olarak HFK'nın 1 olduğu durumda en yüksek değerine ulaşır.(Şekil 5.5)



Şekil 5. 5 Hava fazlalık katsayısının ve yanma süresinin ( $\Delta\theta_b$ ) ısı transferine etkisi. (Heywood, 1988)

#### 4.1.1.5 Sıkıştırma oranının etkisi

Sıkıştırma oranının artışı ile Otto motorlarında ısı akısı azalır. Azalma miktarı sıkıştırma oranı 7,1'den 9,4'e artarken %10 civarında olur. Sıkıştırma oranının artışı ile birlikte silindir içi gaz basınçları, en yüksek sıcaklık değerleri, gaz hızları artarken yanma daha hızlı tamamlanır, bunlarla beraber ÜÖN civarında yüzey/hacim oranı artar, genişleme stroğunun sonu ve egzoz stroğu gaz sıcaklıkları düşer. Sıkıştırma oranının artışının sebep olduğu değişim motorda farklı kısımların bölgesel sıcaklıklarına etki etmektedir.

#### **4.1.1.6 Emme havasının sıcaklığının etkisi**

Silindir içi gaz sıcaklıkları emme havası sıcaklığının artışı ile lineer olarak artmaktadır, ısı akısında da bu sebeple artış gösterir, emme havasındaki 100 K'lik bir artış ısı akısını %13 arttırır. (Taylor,1980)

## 4.2 Yanma sürecinden doğan kayıplar

İdeal çevrimlerde yanma olgusu basitleştirilerek ısı sokumu olarak değerlendirilir bu ısı sokumu ideal hava çevriminde tek bir krank mili açısında gerçekleşebileceği gibi ideal yakıt hava çevriminde olduğu gibi sınırlı sürede de modellenenir. Oysaki gerçek çevrimlerde durum böyle değildir.

### 4.2.1 Progresif yanma

Otto motorlarındaki normal yanma olgusu şu şekilde detaylandırılabilir:

- 1- Otto motorlarında ki normal yanma bir ya da daha çok ateşleme noktasından başlar ve alev hareketi ile sınırlı zamanda ilerleyerek noktlanır.
- 2- Alev tüm dolguyu taradığı zaman yanma tamamlanır.
- 3- Yanma prosesinin tamamlanması için bir zaman gerekir ve bu süre yakıt kompozisyonuna, yanma odası şekline ve boyutlarına, en önemlisi motor hızı olmak üzere motor çalışma şartlarına bağlıdır.
- 4- Gerçek Otto çevriminin maksimum verimi şekil 5.2'de a ve b noktaları ile belirtilen açılarda ateşlemenin yapılıp yada yanmanın başlatılıp bitirilmesi ile elde edilir. Bununla birlikte vuruntudan kaçınmak amacıyla daha geç ateşleme yapılır.

Progresif yanma olgusunu ideal çevrimlerde modellemek amacıyla yapılan kabuller ideal çevrimlerin gerçek çevrimlerden farklılaşmasına sebep olur. Bu kabuller;

- 1- Yanma esnasında piston hareketi ihmal edilir.
- 2- Herhangi bir anda silindir içersindeki tüm bölgelerin basınçlarının aynı olduğu kabul edilir.
- 3- Kimyasal reaksiyonun sadece alev önünde gerçekleştiği düşünülür.
- 4- Dolgunun her noktası için prosesin adyabatik olduğu düşünülür.

#### 4.2.2 Tamamlanamayan yanma

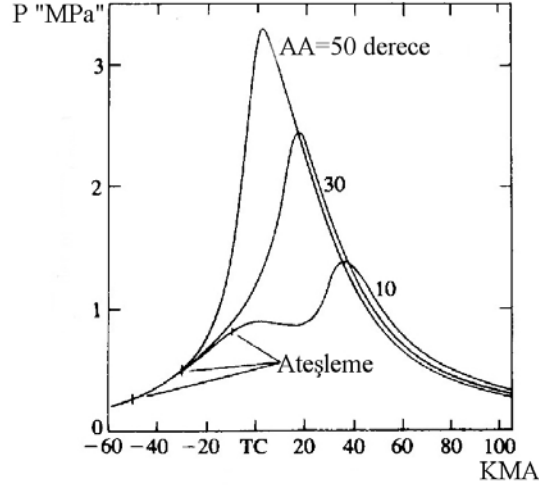
Bu tanımlama egzoz supabı açılıncaya kadar teorik olarak kimyasal dengeye ulaşılabilmesi anlamına gelir. Benzin motorlarında egzozda her zaman bir miktar yanmamış ürün mevcuttur. Muhtemel sebeplerin en başında soğuk yanma odası çeperleri gelir. İyi konstrükte edilmiş motolarda hafif yük ve ralanti şartları dışında bu kayıp oldukça düşüktür.(Taylor,1980)

#### 4.3 Yanmanın ÜÖN'da tamamlanmayışından doğan kayıp

Bu terimin manası yanma prosesi boyunca piston hareketi sebebiyle kaybolan iş miktarıdır. Şekil 5.2 b'de taralı alan zamanlama kaybını göstermektedir. Burada tam olarak sabit hacimli bir yanma gerçekleşseydi yanma sonu basıncı 3 noktasına ulaşacak ve genişleme eğrisi gerçek genişleme eğrisinden daha yukarıda olacaktı ancak gerçek çevrimlerde yanmanın tam olarak sabit hacimde olmayışı sebebiyle y-z eğrisi üzerinde kalan taralı alan kadar zamanlama kaybı olmaktadır.

Yine aynı şekilde görüldüğü üzere yanma esnasındaki ısı kaybı maksimum basıncı düşürür ve genişleme esnasındaki ısı kaybı genişleme eğrisinin izentropik eğrinin “y-z” altına inmesine sebep olarak iş kaybı doğurur.(Taylor,1980)

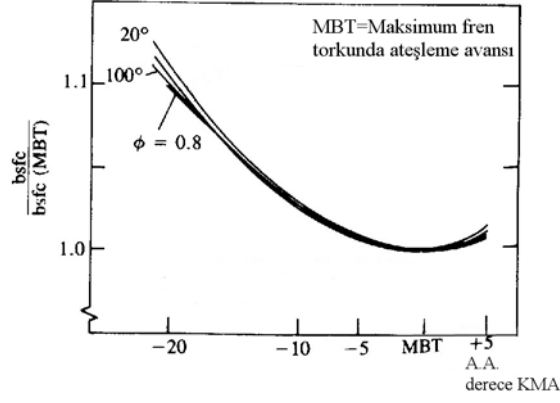
#### 4.4 AA Etkisi



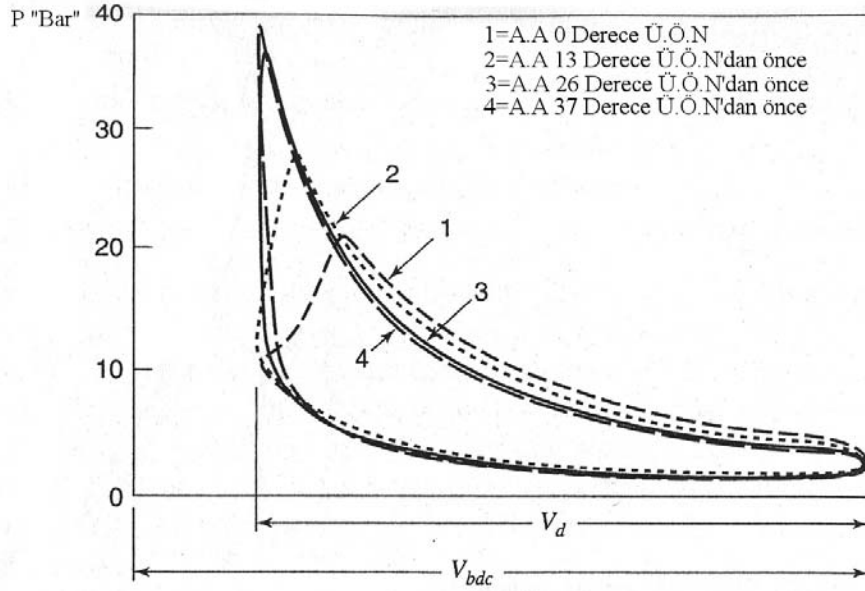
Şekil 5. 6 Ateşleme avansının silindir içi basıncına etkisi (Heywood,1988)

İdeal yakıt-hava çevriminde ısının ÜÖN'da silindire girdiği kabul edilmiş olması sebebiyle gerçek çevrim ile yakıt-hava çevrimi arasında farklılıklar gözlemlenir şekil 5.6'da ateşleme avansına bağlı olarak değişen silindir içi basınçları Heywood tarafından deneysel data ile desteklenmiştir. Açıkça görülebileceği gibi ısının ÜÖN'dan sonra çevrime dahil oluşu sebebiyle maksimum basınçlar sınırlanmaktadır.

İdeal yakıt hava çevriminde teorik hava çevriminde olduğu gibi ısı girişinin ÜÖN civarında gerçekleştiği kabul edilir. Şekil 5.6'da uygulanan üç AA değeri ÜÖN'dan önce olmak üzere 50,30 ve 10 Kma'dır. Şekil 5.8'te ise maksimum fren torkunun elde edildiği AA değeri indikatör diyagramı üzerinde görülmektedir. AA değeri birçok sebepten dolayı farklı devir ve yük şartları ile optimize edilmesi gereken bir değerdir. Şekil 5.7'de farklı yük ve devirlerde FÖYT'nin ateşleme avansı ile değişimi deneysel olarak ortaya konmuştur.(Heywood, 1988)



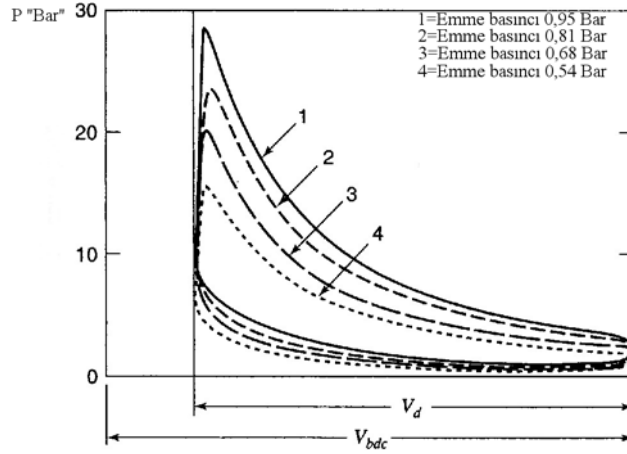
Şekil 5. 7 Ateşleme avansının FÖYT'e etkisi (Heywood,1988)



Şekil 5. 8 Farklı ateşleme avanslarının indikatör diyagramları üzerinde gösterimi. (Ferguson, 2000)

#### 4.5 Motor yükünün ve devrin etkisi

Gerçek otto motorunda motor yüküne bağlı olarak değişen kelebek pozisyonu ve yakıt miktarı sebebiyle öncelikle emme başlangıç basıncı ile birlikte birçok faktör değişmektedir. Emme başlangıç basıncının değişimi sıkıştırma sonu basıncını da değiştireceği için çevrim maksimum basıncıda bundan etkilenmektedir. Bu faktörün gerçek çevrime etkisi Ferguson tarafından şekil 5.9'da olduğu gibi açıklanmaktadır. Silindir içine giren yakıt miktarının farklı yüklerde farklı olması dolgudan cidara doğru olan ısı transferinin farklılaşmasını sonuçlar.



Şekil 5.9 Emme başlangıç basıncının değişiminin silindir içi basıncına etkisi. (Ferguson, 2000)

Yine özellikle devire ve yüke bağlı olarak gerçek motordan alınabilecek gücü sınırlayan çok önemli bir faktörde mekanik verimdir. Mekanik verim kavramının içerisinde temel motor parçalarının ve yardımcı parçaların sürtünme kayıpları ile beraber dolgu değişim sürecinde meydana gelen kayıplarda bulunur. İçten yanmalı motorlarda yükün ve devrin temel parametrelere etkisini kısaca şu şekilde özetleyebiliriz;

Maksimum fren ortalama efektif basıncının devir ile değişimine etki eden birincil parametre volumetrik verimdir. Bunun yanında piston ortalama hızının artmasıyla mekanik verim düşer yine hızın artışına bağlı olarak termik verimde artış gözlemlenir çünkü gazdan cidara ısı transferi göreceli olarak ısı transfer süresinin azalmasından dolayı azalmaktadır. Minimum özgül yakıt tüketimi değerinden başlayarak sabit yükte motor hızı arttırılmaya başlanırsa fren

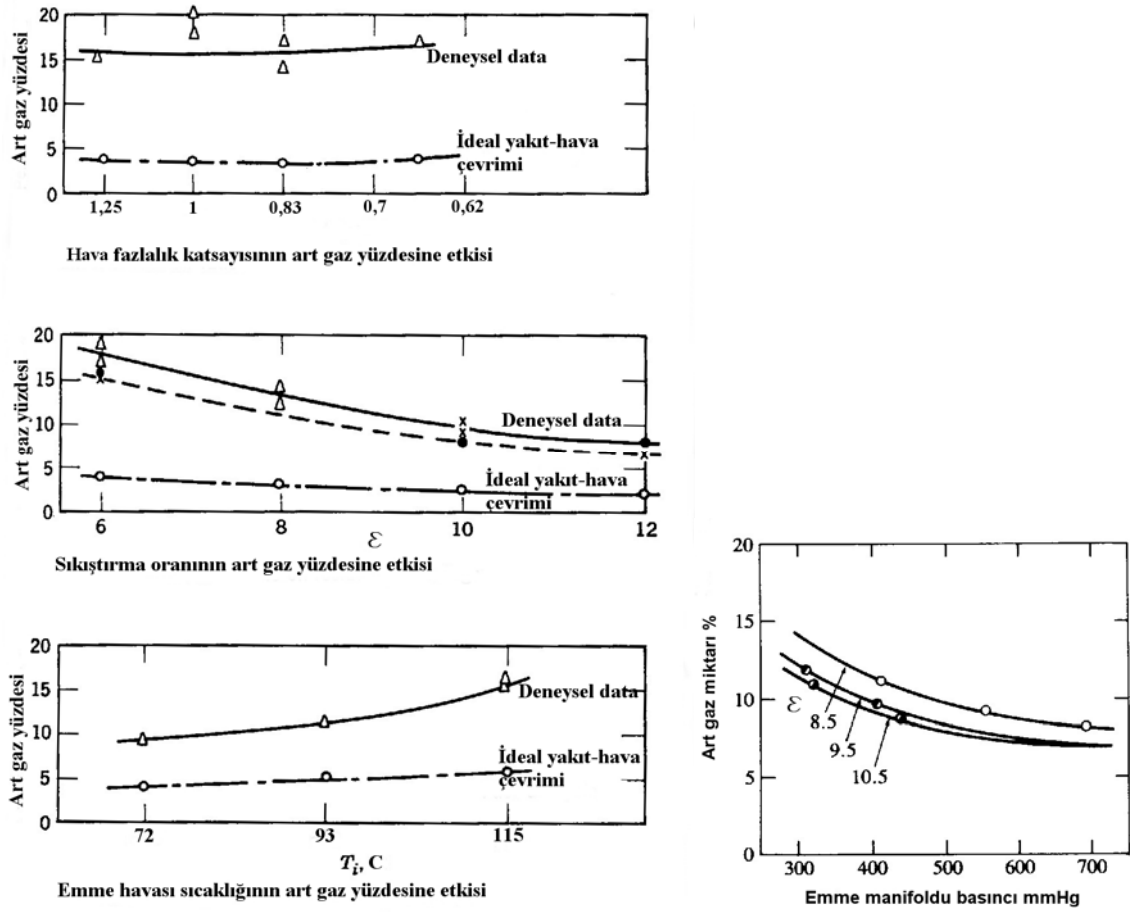
özgül yakıt tüketimi artar çünkü, motor devri arttıkça sürtünme işi artmaktadır. Aynı zamanda ısı transferide azalmakta olmasına karşın sürtünme işindeki artış baskındır. Yine minimum FÖYT'den başlanarak sabit yük değerinde motor devri azaltılırsa FÖYT'nin arttığı gözlemlenir bunun sebebide düşen motor hızıyla beraber silindir içersindeki ısı transferinin artmasıdır. Burada da sürtünme azalmaktadır ancak bu sefer sürtünme işindeki azalma ikincil planda kalır.

Sabit motor hızında en düşük FÖYT değerinden başlanarak yük arttırılırsa FÖYT artar çünkü sabit devirde daha fazla torku elde edebilmek için HFK'nın azaltılması gerekir. Aynı şartlarda yük azaltılırsa FÖYT artar sebebi ise kıvılcım ateşlemeli motorlarda gücü azaltmanın yöntemi olan dolgu miktarını azaltmak için kelebek kısılır ve pompalama işi artar bunun yanında sürtünme ve ısı transferi değerleride bu koşullarda düşmekte olduğu göz önüne alınmalıdır. (Heywood, 1988)

#### **4.6 Sürtünmenin etkisi**

Sürtünme başlığı altında detaylı incelenmiştir.

#### 4.7 Art gaz miktarının etkisi



Şekil 5. 10 Hava fazlalık katsayısı, sıkıştırma oranı ve emme havası sıcaklığının art gaz miktarına etkisi. (Taylor, 1980), (Heywood,1988)

İdeal hava çevriminde silindir içerisinde kalan art gaz göz ardı edilerek hesaplama yapılır. Yakıt hava çevriminde ise bu oran sabit kabul edilir oysaki gerçek çevrimlerde art gaz miktarı birçok faktörden etkilenir. Şekil 5.10'da art gaz yüzdesine farklı faktörlerin etkisi Taylor tarafından deneysel data ile desteklenmiştir. Bunlarla birlikte gerçek çevrimlerde ki art gaz miktarı ideal yakıt hava çevriminden şu nedenlerle farklıdır;

- 1- Genişleme ve egzoz stroklarındaki ısı kaybı nedeniyle art gaz sıcaklığı ideal çevrimden daha düşüktür.
- 2- Egzoz supabı çevresindeki akış direnci sebebiyle art gazın basıncı ideal çevrimde kabul edilen değerlerden daha fazladır.

3- Gerçek çevrimde art gaz egzoz stroğunda çok hızlı bir biçimde soğur bu sebeple ölü hacimde kalan art gazın yoğunluğu emme stroğu başlangıcında ideal yakıt hava çevriminde kabul edilen miktardan fazladır.

#### **4.8 Egzoz kayıpları**

Gerçek çevrimlerde egzoz stroğunda ideal çevrimlerdeki gibi supabın tam olarak alt ölü noktada açılmaması tam genişleme yapılamadığından dolayı kayıplar doğurur. Literatürde blowdown veya dışarı atma(Öz İ. H. ,1955) olarak geçen bu tanımlama egzoz supabının egzoz stroğunun bitiminden önce açılması sebebiyle ortaya çıkan iş kaybını temsil etmektedir. Şekil 5.1'de dışarı atma sürecinden doğan iş kaybı genişleme eğrisinin strok sonuna doğru hızla eğimini kaybetmesi ile eşdeğer iş alanı şeklinde görülmektedir.

#### **4.9 Gaz kaçakları**

Gerek montaj gerekse üretim hassasiyetine bağlı olarak değişen bir parametredir. İki ana kapsamda incelenebilir bunlardan ilki üretim kalitesine ve malzeme kalitesine bağlı olmak üzere temas noktalarından doğan sızıntıdır ki oldukça önemsizdir. İkinci ve daha önemli olan segman sızdırmazlığıdır zira motorun kompresyon değerlerini ve sıkıştırma stroğunda dolgunun ulaşacağı maksimum basınç ve sıcaklıkları belirler. İdeal çevrimlerde sızdırmazlık ve sıkıştırma kayıpsız olarak kabul edilir ancak gerçek motorlarda durum farklıdır, özellikle aşınma durumuna bağlı olarak değişen bir parametredir.

## 5. SÜRTÜNME

Aşağıdaki tanımlamalar motor sürtünmesini açıklamada kullanılmaktadır;

Pompalama işi ( $W_p$ ): Emme ve egzoz stroklarında çevrim başına piston tarafından yapılan iştir. Pompalama işi sadece dört stroklu motorlarda bahis konusu olabilir.

Kontaklı (Temaslı) sürtünme işi ( $W_{rf}$ ): Motor bünyesinde birbirine temas eden hareketli parçaların sürtünmesini yenmek üzere çevrim başına harcanan iş miktarıdır.

Yardımcı elemanlara harcanan iş ( $W_a$ ): Motor yardımcı elemanlarını çalıştırmak için harcanan iş miktarıdır.

Toplam sürtünme işi: Yukarıda yapılan kayıp tanımlamalarının bütünüdür.

$$W_{tf} = W_p + W_{rf} + W_a \quad (6.1)$$

Motor hacminden bağımsız olarak indike ve fren değerlerini ortaya koymak kayıpların boyutunu algılayabilmek için daha uygun olacağından, bu kayıplar ortalama indike ve ortalama efektif basınç değerleri olarak tanımlanabilir şöyle ki;

Pompalama ortalama efektif basıncı:

$$POEB = \frac{W_p}{V_h} \quad (6.2)$$

Temaslı sürtünme ortalama efektif basıncı:

$$TSOEB = \frac{W_{rf}}{V_h} \quad (6.3)$$

Aksesuar ortalama efektif basıncı:

$$AOEB = \frac{W_a}{V_h} \quad (6.4)$$

olarak tanımlanabilir.

Toplam sürtünme ortalama efektif basıncı:

$$TOSOEB = \frac{W_{tf}}{V_h} \quad (6.5)$$

aynı zamanda

$TOSOEB = POEB + TSOEB + AEOB$  ile bulunur.

Gerçek motor şartlarında sürtünme işinin eldesi için uygulanması gereken test prosedürü dışarıdan motorun tahrik edilmesi olmakla beraber burada standart motor test prosedürleri ile teoride ortaya konan iki farklı yöntem mevcuttur.

- Sürtünmeye harcanan güç sıcak motoring testi ile bulunabilir.

Motor normal içten yanmalı çalışma koşullarındaki değerleri ile sabit tutularak dışarıdan tahrik edilir. Bu değerler su ve yağ sıcaklıkları ile birlikte normal çalışma koşulundaki kelebek pozisyonudur. Bu şartlarda motorun çektiği güç ölçülür. Ancak burada toplam sürtünme işi ölçülebilir yani; toplam pompalama, temaslı sürtünme ve yardımcı elemanların çektiği güç ki bunların bütünü toplam sürtünme gücüdür.

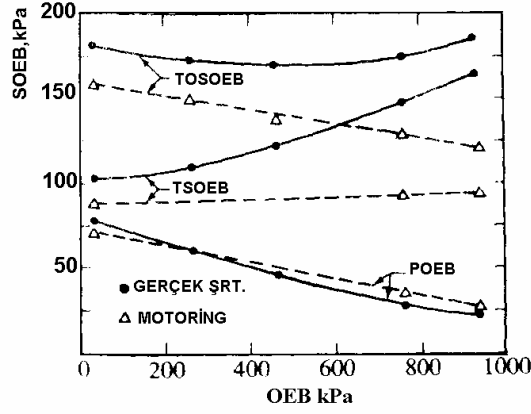
- Daha keskin sonuçlar verebilecek bir yöntem ise silindir içi ve emme manifoldu basınç değerleri kayıt altına alınarak tüm çevrimde harcanan iş miktarının  $\int PdV$  ile

belirlenmesidir ki bu yöntem öncelikle pompalama işinin hassas olarak belirlenmesini sağlar, daha sonrasında ise  $W_{rf}$  ve  $W_a$  işlerinin toplamı  $W_{indike}$  motoring işinden çıkarılarak elde edilebilir.

Ancak ikinci yöntem özellikle çok silindirli motorlarda silindirden silindire oluşan farklılıklardan dolayı ve ölçüm hassasiyeti ile birlikte ölçüm yönteminin zorluğundan kaynaklanarak pek tercih edilmez. Sürtünme genellikle dışarıdan tahrik yapılarak ölçülür.

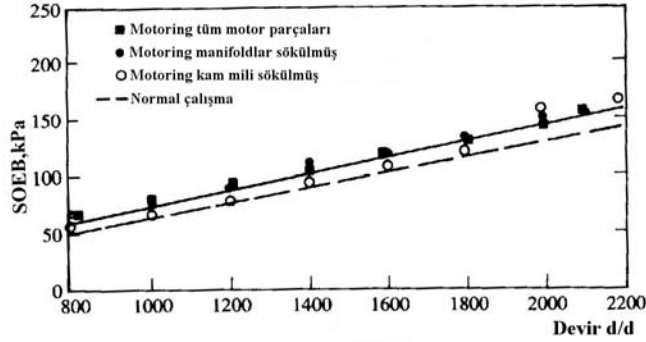
Motoring işleminin gerçek motor şartlarından farklılıkları;

1. Sadece sıkıştırma stroğunda ateşleme olmayışından dolayı piston üzerine etki eden maksimum basınçlar düşüktür bu sebeple kontak sürtünmesinde gerçek motor çevrimlerinden farklılık oluşur.
2. Piston ve silindir cidar sıcaklıkları motoring şartlarında düşüktür. Bu sebeple yağın viskozitesi daha yüksek değerlerde seyrederek bundan dolayı da viskoz sürtünme artar.
3. Segman silindir boşlukları motoring şartlarında daha fazladır dolayısıyla temas sürtünmesinde azalma oluşur.
4. Birinci kompresyon segmanı normal çalışma şartlarında hidrodinamik yağlamayı sağlayamamaktadır. Bunun sebebi segman çevresinde çok yüksek gaz basınçlarının oluşmasıdır. Sonuçta segmanda sınır sürtünme durumu gerçekleşir ve yanma gerçekleşen normal motor çalışmasında sürtünme daha fazladır.
5. Motoring durumunda egzoz gazlarının atılma evresi normal çalışmadan farklı olduğundan dolayı gaz daha geç silindiri terk eder ve yanma koşullarından daha yüksek gaz yoğunluğuna sahiptir buda doğal olarak pompalama işinde farklılık yaratır.
6. Motoring koşullarında yanma olmayışından dolayı max gaz sıcaklıkları farklıdır ve gazdan cidara ısı transferi değerleride farklı olacaktır. Bahsi geçen durum sebebiyle ısı transfer miktarının ortaya konması gerekir bu sebeple  $W_{indike}$  iş değerlerinin eldesi net olamaz.

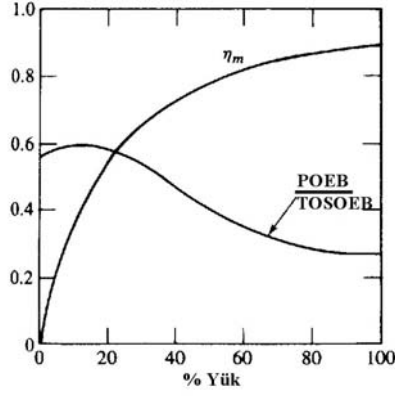


Şekil 6. 1 Toplam sürtünme, pompalama ve temaslı sürtünme ortalama efektif basınçlarının yük ile değişimi. (Heywood, 1988)

Şekil 6.1'de 3,26 litre strok hacimli, 12:1 sıkıştırma oranlı dört stroklu sıratipi dört silindirli bir benzin motorunun normal çalışma ve motoring test datası görülmektedir. Burada dikkate değer iki husustan ilki; düşük yüklerde motorun POEB'nin TSOEB değerlerine kapalı kelebek pozisyonundan dolayı oldukça yaklaşımasıdır. Yük arttıkça eğri karakteristiklerinde açılma görülmektedir.

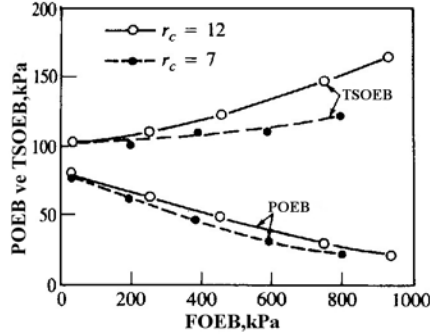


Şekil 6. 2 Devire bağlı olarak TOSOEB'nin değişimi. (Heywood, 1988)



Şekil 6.3 POEB'nin TOSOEB'ndeki rolü ve mekanik verimin yüke bağlı değişimi. (Heywood,1988)

Şekil 6.3'te mekanik verimin ve pompalama işinin ralantiden tam yük şartına nasıl değiştiği görülmektedir.

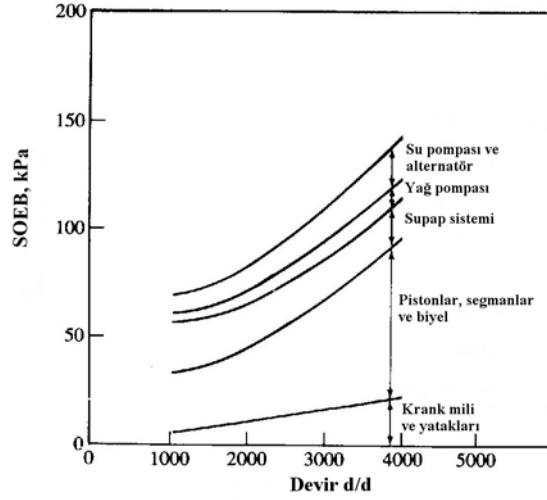


Şekil 6.4 POEB ve TSOEB'nin yüke bağlı değişimi. (Heywood,1988)

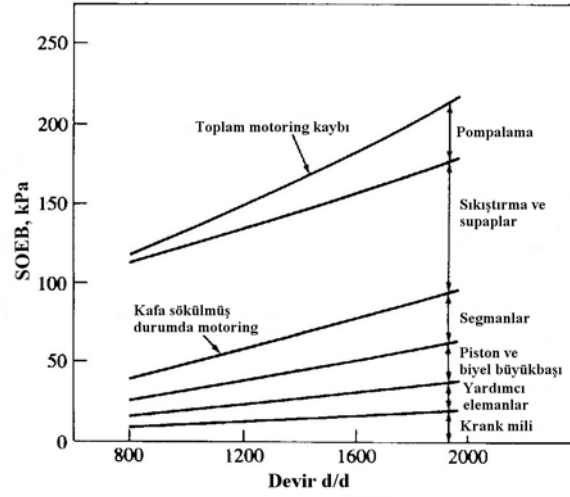
Şekil 6.4'te 1600 d/d'daki bir motorun farklı yük aralıklarında TSOEB ve POEB değişimi görülmüyor. Yükün artışına bağlı olarak TSOEB artarken, POEB azalır. Genel karakteristiğe uygun olmasına rağmen asıl dikkat çekici husus sıkıştırma oranının artışı ile TSOEB ve POEB artmış oluşudur. TSOEB'nin artışındaki temel etken daha yüksek olan silindir içi basınçları iken, POEB'nin artışı yüksek termik verime bağlanmış ve daha açık kelebek pozisyonu olduğu için POEB'nin azaldığı öne sürülmüştür.(Heywood,1988)

Farklı motor kısımlarından doğan farklı sürtünme kayıplarının belirlenmesi için motor dışarıdan tahrik edilerek sırasıyla etkisi incelenecek parça motordan ayrılarak deneyler tekrarlanır. Bununla beraber gerçek yanma prosesi etkin olamadığı için sonuçlar gerçek değerlerden farklı olacaktır. Bu testler birbirinden bağımsız parçaların göreceli olarak sürtünme etkilerinin değerlendirilmesinde kullanılır. Testlerin genel adı breakdown testleridir. Şekil 6.5'te görüldüğü gibi bu testlerin sonucunda büyük kısım sürtünme kaybı piston bağlantılarından (segman,perno,piston), supap mekanizmasından,krank yataklarından, su ve yağ pompalarından kaynaklanır. Temaslı sürtünme ve yardımcı eleman sürtünmesinde iyi bir dağılım şu şekilde kabul edilebilir:

- Piston ve piston bağlantıları %50
- Supap mekanizması %25
- Krank yatakları %10
- Yardımcı elemanlar %15



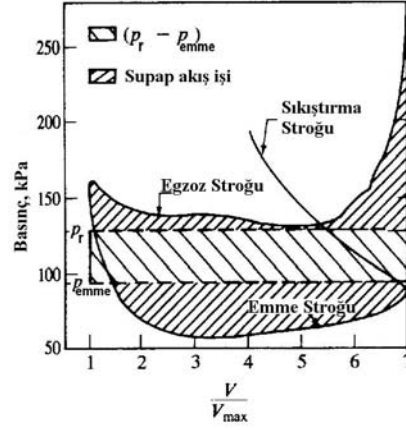
(a)



(b)

Şekil 6.5 Farklı devirlerde kayıplar (a-Benzin motoru için b-Diesel motor için) (Heywood, 1988)

Sürtünme kayıplarının içinde pompalama işi olarak nitelendirilen kısım Şekil 6.4'teki gibi özellikle düşük yük bölgesinde diğer sürtünme kayıpları ile karşılaştırılabilecek düzeydedir.

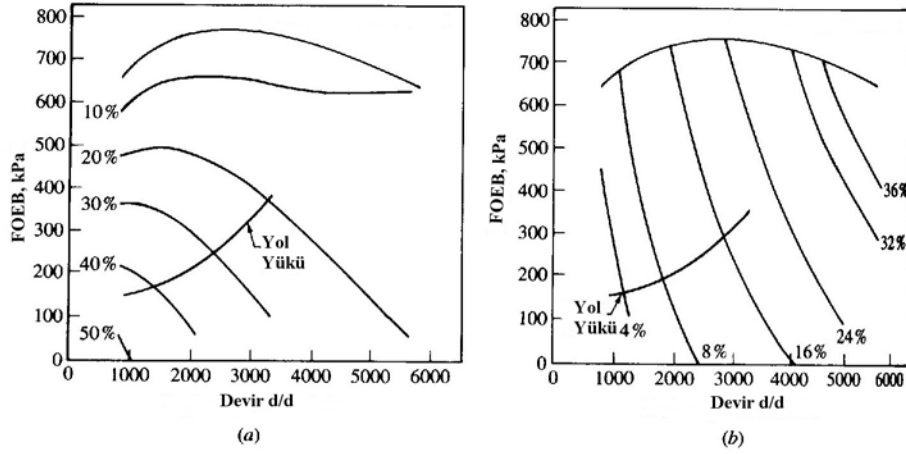


Şekil 6. 6 İndikatör diyagramı üzerinde kayıplar. (Heywood, 1988)

Şekil 6.6 toplam pompalama kaybını indikatör diyagramı üzerinde göstermektedir. Normal çalışma şartlarında pompalama döngüsü emme ve egzoz basınçlarına bağlıdır. Toplam pompalama kaybı  $\int P dV$  ile elde edilebilir.

$$W_p = \int P_{emme} dV + \int P_r dV \text{ ile termodinamik olarak ifade eder.}$$

Toplam pompalama işi  $\int (P_r + (-P_{emme})) dV$  ifadesi ile de tanımlanabilir. Toplamda her ikisi de kayıp işidir. Emme sisteminde hava filtresi, kelebek, karbüratör, manifold yüzey pürüzlülüğü gibi faktörler pompalama işinin emme kısmına etki ederken egzozda ise egzoz supabı kesit daralması, egzoz manifoldu, egzoz borusu, susturucu katalitik konvertör gibi parçalar karşı basınç yaratarak pompalama işinin egzozdan kaynaklanan kısmını artırırlar. Dolgu supaplardan silindir içerisine dolarken de kesit daralması ve dönmelerden dolayı bir akış kaybına uğramaktadır. Şekil 6.7’de kelebekten doğan kayıplar ve supaptan doğan kayıplar ayrı ayrı resmedilmiştir. Kıvılcım ateşlemeli motorlarda yükün azalmasına bağlı olarak kelebek kayıpları artmaya başlarken supaptan kaynaklanan kayıplar azalır. Sabit yükte devrin artışına bağlı olarak hem kelebekten doğan hem de supaplardan kaynaklanan kayıplar artar çünkü gaz akış hızları artmaktadır.



Şekil 6.7 Motor haritası üzerinde TOSOEB'a oransal olarak (a) Kelebek kısılması kaybı ortalama efektif basıncı (b) Supap kısılması kaybı ortalama efektif basıncı. (Heywood, 1988)

Bishop'un teorik bağıntıları kullanarak ortaya koyduğu kelebek kısılmasından kaynaklanan OEB ve supap kısılmasından kaynaklanan OEB haritaları Şekil 6.7'de görülmektedir. Grafikler farklı yük ve devir değerlerinde kelebek ve supaptan kaynaklanan sürtünme kayıplarının toplam sürtünme kayıplarına oranını yüzdesel olarak göstermektedir. Grafiklere bakarak kelebek kısılması kaybının supap kısılması kaybına oranı göreceli olarak algılanabilir. Eğrilerin eldesin de kullanılan deney motoru altı silindirli, 9:1 sıkıştırma oranlı, 3,3 litre silindir hacmine sahip bir motordur.(Taylor,1980)

Pompalama kaybının oluşumunda öne çıkan faktörlerden supap kısılmasından kaynaklanan kayıp devir ile doğru orantılı olarak artmaktayken, kelebek kısılmasından doğan pompalama kaybı yük azalması ile artış göstermektedir.

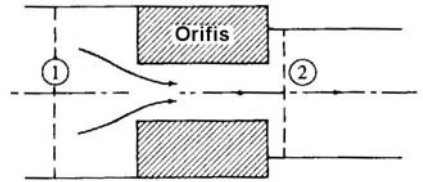
## 5.1 Dolgu değişim kayıpları

### 5.1.1 Sıkıştırılabilir akışkanın kısılma davranışı

Motorlarda birçok noktada akışkan dirençle ve veya daralmalarla karşılaşır, bu durum gerek konstrüksiyondan ve gerekse bazı durumlarda amaca hizmet etmesinden dolayı(örneğin gaz kelebeği) sık sık karşılaşılabilen bir olgudur. Doğada gerçek akışlar daima ideal akışlarla ilişkilendirilerek benzeşim yapılır. Bahsi geçen ideal akış; düzenli, adyabatik, kayıpsız(sürtünmesiz) kanal akışıdır. Gerçek bir akışta ideal benzeşimlerden kaynaklanan hatayı hesaba katabilmek ve hesaplamalar dahilinde gerçek akışa yaklaşabilmek için kullanılan katsayılar kayıp katsayısı yada boşalma katsayılarıdır.

$$C_d = \frac{m_{gerçek}}{m_{ideal}} \quad (6.6)$$

Bununla birlikte boşalma katsayısı kanaldaki efektif kesit alanı ve referans alan ile tanımlanabilir. Referans alan  $A_R$  genellikle en küçük kesit alan olarak tanımlanır. Akış direncindeki efektif alan sürtünmesiz nozul boğazındaki en küçük alandır.



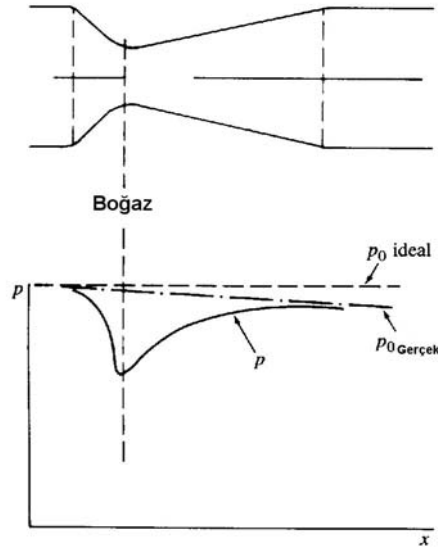
Şekil 6. 8 Daralan boğaz şematik şekli. (Heywood, 1988)

Akışkan şekil 6.8'deki giriş şartlarından (1),çıkış şartlarına (2), doğru akmaktadır.

$$Cd = \frac{A_E}{A_R} \quad (6.7)$$

Gazlarda sabit özgül ısılarda ideal akışta boğaz içerisinde ki en dar kesitteki basınç  $P_0$  ve en dar kesit sıcaklığı  $T_0$  düzenli akış enerji denkleminde yazılırsa;

$$T_0 = T + \frac{U^2}{2C_p} \quad (6.8)$$



Şekil 6.9 Nozul çıkışında gerçek ve ideal durgunluk basınçları. (Heywood,1988)

İzentropik yaklaşımla;

$$\frac{T}{T_0} = \left( \frac{P}{P_0} \right)^{(k-1)/k} \quad (6.9)$$

Mach sayısı ortamdaki akışkan hızının aynı ortamdaki sesin yayılma hızına oranıdır.

Ortamdaki ses hızı

$M = \sqrt{kRT}$  ile bulunur. İdeal gaz kabulü ve süreklilik denklemi işletilerek nozullardaki kütleli debi ifadesi çıkarılırsa;

$$\dot{m}_{ideal} = \frac{A_R P_0}{\sqrt{kRT_0}} k \left[ \frac{P}{P_0} \right]^{\frac{1}{k}} \left\{ \frac{2}{k-1} \left( 1 - \left( \frac{P}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) \right\}^{1/2} \quad (6.10)$$

Boğaz kesitindeki akış hızı ses hızına ulaşırsa bu noktada boğazdan maksimum kütle geçişi gerçekleşir ki bu durum boğulma olarak adlandırılır. Eğer akış boğulmuşsa boğazdaki basıncın en dar kesitteki basınca oranı kritik basınç oranı olarak adlandırılır ve bu oran hava için özgül ısılar oranı 1,4 iken 0,528'dir.

Gerçek gaz akışında ise boşalma katsayısı ile karşılaşmaktayız, ses altı akışlarda belirlenen koşullarda nozuldan geçecek olan debi;

$$\dot{m}_{gerçek} = \frac{C_d A_R P_0}{\sqrt{kRT_0}} k \left[ \frac{P}{P_0} \right]^{\frac{1}{k}} \left\{ \frac{2}{k-1} \left( 1 - \left( \frac{P}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) \right\}^{1/2} \quad (6.11)$$

olur.

Nozul referans kesitinde akış ses hızına ulaşmışsa yani akış boğulmuş akış ise boğazdaki basınç oranı

$$\frac{P}{P_0} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (6.12)$$

olur bu durumda nozul boğazından geçen kütleli akışkan debisi;

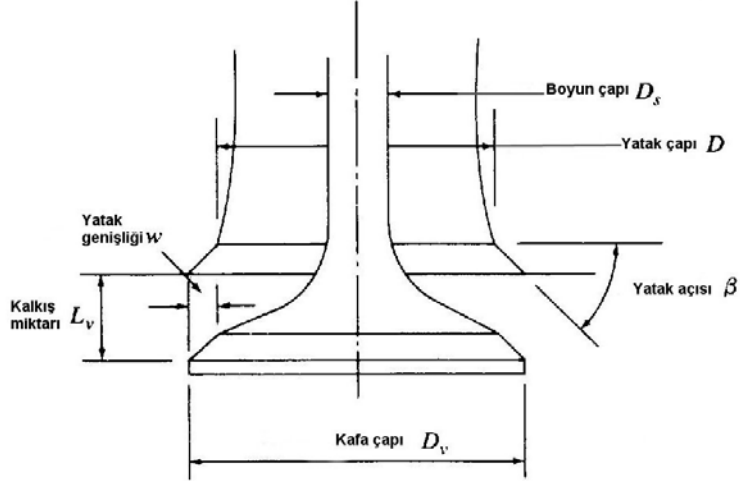
$$\dot{m}_{gerçek} = \frac{C_d A_R P_0}{\sqrt{kRT}} k \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad (6.13)$$

olarak bulunur.

Nozul referans kesitinde akış hızı ses hızına ulaşmışsa kesitten geçen akışkanın debisi maksimum değerine ulaşır.

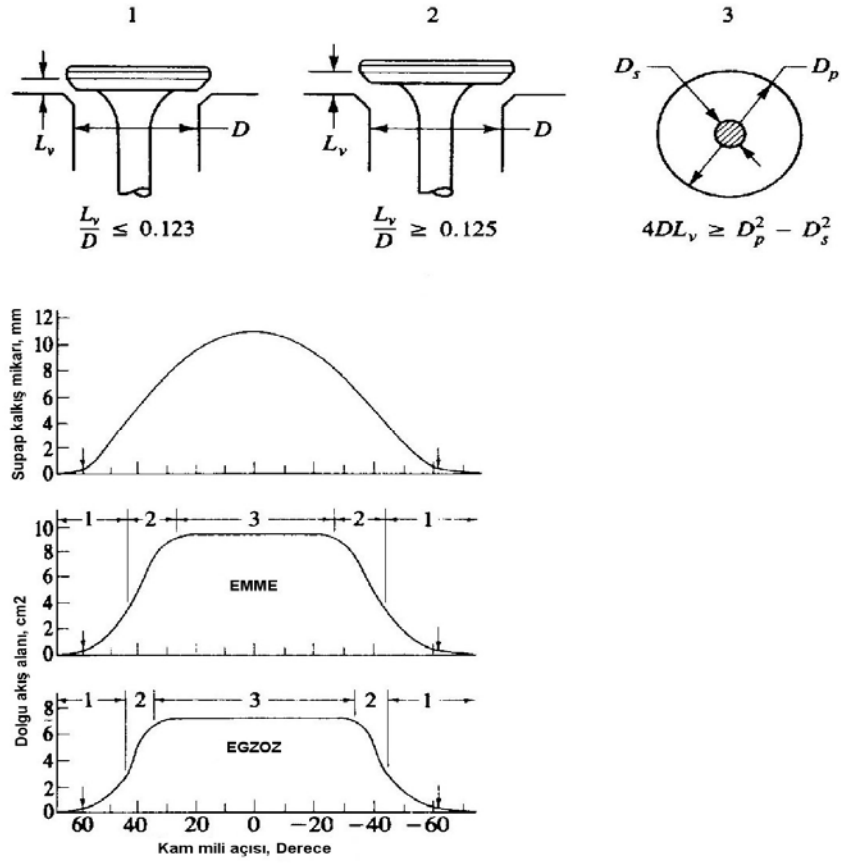
Akış kayıp yahut boşalma katsayıları deneysel olarak elde edilirler kesitin geometrik şekline, Reynolds ve Mach sayılarına bağlı olarak değişirler. Boğulmuş akış hızının %60'ından az olan hızlarda sıkıştırılabilirliğin etkisi %5'ten azdır ve Mach sayısının %70'inden az olan hızlarda akış katsayısı sadece Reynolds sayısının fonksiyonudur.

### 5.1.2 Supap çevresinde akış



Şekil 6.10 Supap geometrisi. (Heywood, 1988)

Şekil 6.10'da temel supap geometrisi görülmektedir, supap çevresindeki akışın incelenmesinde ilk olarak farklı supap kalkışlarına ve zamanlamalarına bağlı olarak dolgunun geçtiği kesit alanının aktif değişimini incelemek gerekir. Supap akış kesit alanı, supap kalkışına, supap başının, tablanın ve boynun geometrik detaylarına bağlı olarak değişir. Supap kalkışına bağlı olarak değişen birbirinden bağımsız üç evre bulunur.(Heywood,1988)



Şekil 6. 11 Supap kalkış miktarına bağlı olarak dolgu akış alanının değişimi. (Heywood, 1988)

Düşük supap kalkışlarında akış kesit alanı supap üzerinde yatağa oturan yüz ile yatağın konik olan birbirine dik kısmı arasında kalan alandır. Birinci evrede;

Minimum akış alanı

$$A_m = \pi L_v \cos \beta \left( D_v - 2w + \frac{L_v}{2} \sin 2\beta \right) \quad (6.14)$$

İkinci evrede ise aynı iki yüz arasındaki alandan hava akışı olmaktadır fakat bu iki yüz birbirine dik konumda değildirler. İkinci evrede;

minimum akış alanı

$$A_m = \pi D_m \sqrt{\left[ (L_v - w \tan \beta)^2 + w^2 \right]} \quad (6.15)$$

Üçüncü ve son aşamada ise supap kalkışı yeterli miktarda olduğu için akış kesit alanı port ile boyun çapı arasında kalan alandır. Bu evrede minimum akış alanı;

$$A_m = \frac{\pi}{4} (D_P^2 - D_S^2) \quad (6.16)$$

Şekil 6.11’de emme ve egzoz supap akış alanları ve kalkış miktarı tipik bir kam profiline bağlı olarak kam açısı değişimi ile çizilmiştir.

Supap çevresinde akış oranı sıkıştırılabilir akışlarda direnç başlığı altında incelenen formüllerle oluşturulabilir. Supap çevresinde akış analizinde akışı; bir boyutlu, izantropik akış olarak kabul edersek, gerçek gaz akış etkilerini ortaya koymak için bir ortalama boşalma katsayısı tanımlanmalıdır. (Cd) Kütleli akış oranı ya da diğer bir deyişle kütleli debi, supaba girmeden evvelki durgunluk basıncına ( $P_0$ ), durgunluk sıcaklığına ( $T_0$ ), supap (direnç) sonrasındaki statik basınca ( $P_T$ ) ve akışın geçtiği referans alana ( $A_R$ ) bağlıdır. Kütleli debi ses altı akışlarda;

$$\dot{m} = \frac{C_d A_R P_0}{(RT_0)^{1/2}} \left( \frac{P_T}{P_0} \right)^{1/k} \left\{ \frac{2k}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_T}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \right\}^{1/2} \quad (6.17)$$

ile belirlenir.

Eğer akış boğulmuşsa;

$$\dot{m} = \frac{C_d A_R P_0}{(RT_0)^{1/2}} \sqrt{k} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad (6.18)$$

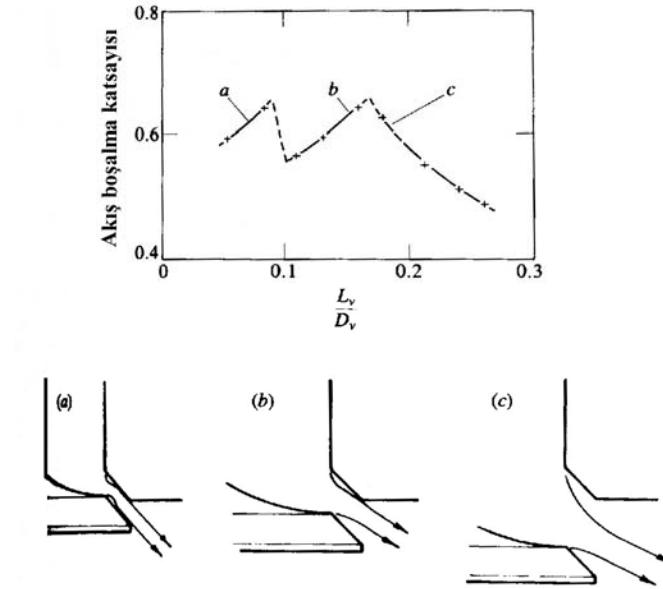
ile bulunur.

Burada  $A_R$  gerçekte hassas hesaplamalar için supap konikliğide göz önüne alınarak hesaplanmalıdır. Tam bir karşılık arz etmese de

$$A_R = \pi D_V L_V \quad (6.19)$$

oldukça iyi bir yaklaşım sunar.

Çünkü hem supap kafa çapına hem de kalkış miktarına bağlı olarak değişkenlik gösterir.



Şekil 6.12 Supap kalkışına bağlı olarak boşalma katsayısının değişimi. (Heywood, 1988)

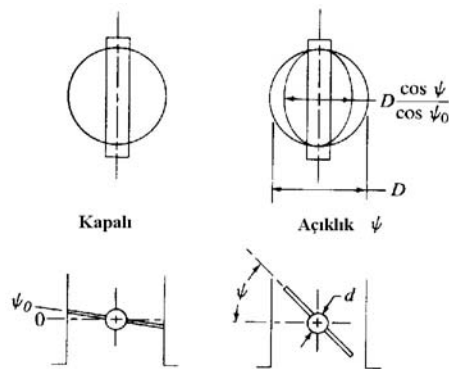
Şekil 6.12'de sabit hızlı akışta supap kalkışına bağlı olarak boşalma katsayısı değişimi görülmektedir. Grafikteki üç tepe noktası farklı akış karakteristiklerinden kaynaklanır. A bölgesinde supap kalkış miktarı oldukça azdır. Burada akışın bükülmediği ve supap kafası ile yatak arasında düz bir formda aktığı öngörülür ki düşük kalkışlarda boşalma katsayısı oldukça yüksektir. B bölgesinde akış supap kafası ve yatak iç köşesi çevresinde bölünür ve boşalma katsayısında ani bir biçimde düşme gözlemlenir. Orta kalkışlı bir konstrüksiyonda akışın

ayrıldığı bölgelerin sayısı sabit kaldığı sürece boşalma katsayısı yükselir. Yüksek kalkışlarla beraber akış daha fazla girdaplandığı için  $C_d$  düşer. Bu noktada motordaki dinamik akış davranışı ile ortaya konmuş olan sabit hızlı akış yaklaşımı arasında özellikle piston hızına bağlı olarak farklılık gözlemleneceği kesindir. Bunun yanında sabit hızlı akış yaklaşımı aşağı yukarı kabul edilebilir bir yaklaşımdır. (Heywood,1988)

Supaplar dolgu değişiminin en az kayıpla gerçekleştirilebileceği şekillerde tasarlanırlar ancak özellikle yüksek motor hızlarında supap çevresindeki akış boğulur yani akış hızı supap çevresinde ses hızına ulaşır.

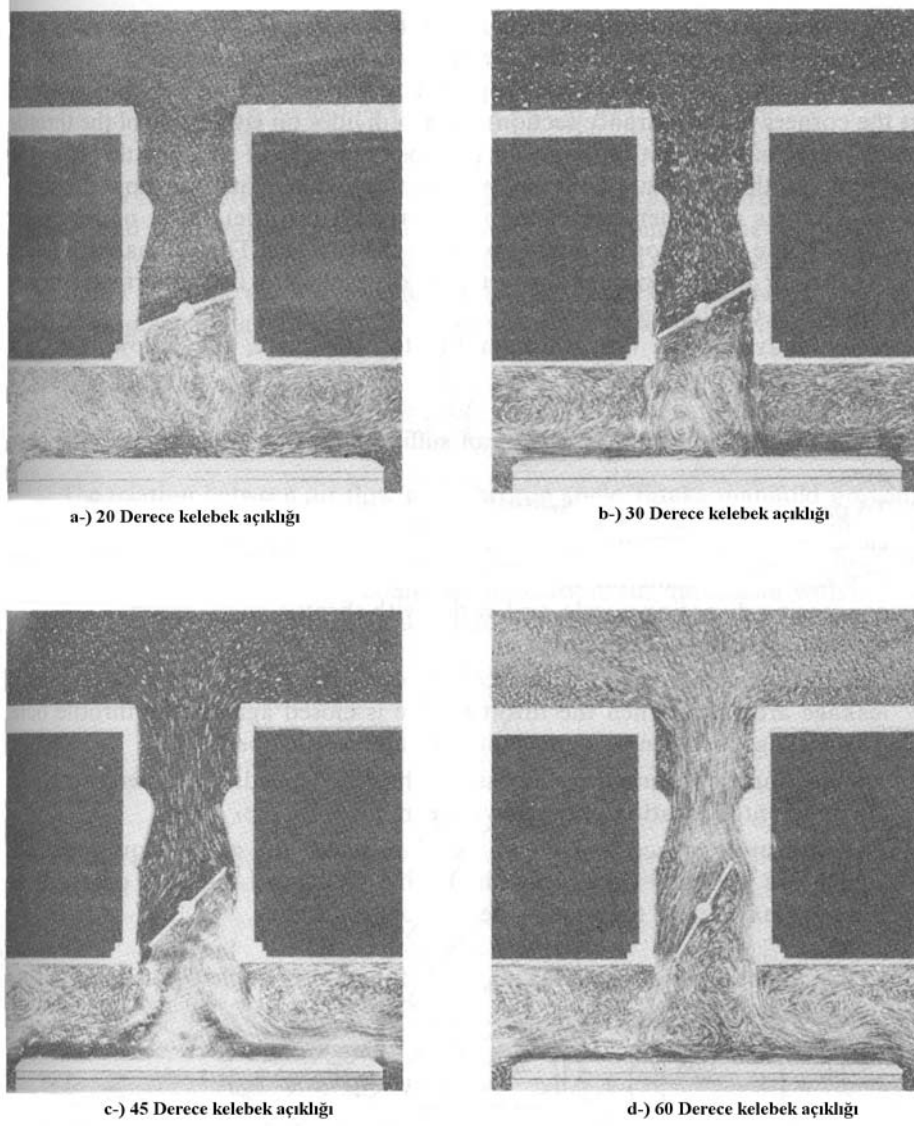
### 5.1.3 Kelebek çevresinde akış

Tüm emme sistemlerinde kelebek en düşük kesit alanının sağlandığı kısımdır. Tipik yük, yol koşullarında motorun çalışmasında emme sistemi toplam basınç kaybının %90'dan fazlası kelebek çevresinde oluşur.



Şekil 6. 13 Kelebek geometrisi. (Heywood, 1988)

Klasik karbüratör sisteminin bir elemanı olan kelebeğin özgün ölçüleri şekil 6.13'te görülmektedir.



Şekil 6. 14 Karbüratör ventürisinde akış. (Heywood, 1988)

Şekil 6.14'te ise konvansiyonel otto motorunda kelebek çevresindeki iki boyutlu akış karakteristiğinin kelebek açısına bağlı olarak değişimi resmedilmiştir.

Kelebek klasik bir kısıcıcıdır temel görevi akışkanın geçtiği kesit alanını daraltmaktır. Bunu yaparken de kendi doğasından kaynaklanan ve temel akışkanlar mekaniği kuramlarına bağlı sorunları da beraberinde getirir. Enerji kaybı gibi. İçten yanmalı motorlarda iş akışkanı hava olduğu için sıkıştırılmaz akışkan fiziği bazı durumlarda geçerli olmamaktadır.

Şekil 6.14 dikkatlice incelenirse kısmi yük şartlarında kelebek açıklığı  $20^\circ$  ile  $45^\circ$  arasında iken kelebek kesiti hilal şeklini almıştır. Akışın geçtiği kesit alanının geometrisinden kaynaklı olarak iki boyutlu bir akış oluşur. Şekil 6.14’de akışkandaki taneciklerin oluşturduğu tarama çizgileri kesitteki akış hızını göreceli olarak ifade eder. Akış hızı ventüri bölgesinde artar daha sonra kelebek kısmında ki akış karakteristiği bölünmüş olarak görülür.

Kısmi yüklerde kelebeğin üstünde kalan kısımda bir durgunluk gözlenir. Kesitin her iki kısmında da birbirine zıt yönde dönüşler oluşur. Bu kısımlarda akış hızı ses hızına yaklaşır. Kelebek çevresinde akış incelenirken şu faktörler göz önüne alınmalıdır;

- Kelebek mili genellikle akışı etkilemeyecek çaplarda olmalıdır.
- Kelebeğin eğilmesini (akışkanın yüzeye uyguladığı basınç yüzünden) engellemek için kelebek kapalı pozisyonu  $\Psi_0$  açısında tutulur.
- Kelebek akış direnç katsayısı yada başka bir deyişle akış boşalma katsayısı, eşdeğer bir nozuldan daha düşüktür. Kelebek pozisyonuna ve basınç değerlerine bağlı olarak değişim gösterir.
- Üretim prosesi toleranslarına bağlı olarak kelebek tam kapalı konumunda dahi bir miktar sızıntı yapar ve bu sızıntı miktarı düşük yüklerde belirleyici olabilir.
- Ventürinin akış doğrultusundaki konumlandırılma mesafesi kelebek çevresindeki basınç düşümünü etkiler.
- Kelebek çevresindeki basınç düşümü durgun akış şartlarından daha yüksektir. Motor şartlarında değişken piston hızına bağlı olarak değişir.

Kelebek kesit alanının, açıklık açısıyla değişimini veren korelasyon (Heywood,1988)

$$\left(\frac{4A_{th}}{\pi D^2}\right) = \left(1 - \frac{\cos(\psi)}{\cos(\psi_0)}\right) + \frac{\pi}{2} \left[ \frac{a}{\cos(\psi)} (\cos^2(\psi) - a^2 \cos^2(\psi))^{1/2} - \frac{\cos(\psi)}{\cos(\psi_0)} \sin^{-1}\left(\frac{a \cdot \cos(\psi_0)}{\cos \psi}\right) - a\sqrt{1-a^2} + \sin^{-1}(a) \right] \quad (6.20)$$

Farklı kelebek açısı ve kesit alanlarına bağlı olan akış kayıp katsayısı ve minimum sızıntı miktarı ancak deneylerle elde edilebilir. Bununla birlikte kelebek çevresindeki kütleli akış oranı, sıkıştırılabilir akış için standart orifis denklemleriyle ortaya konabilir. Kelebek doğrultusundaki basınç oranı kritik değere eşit ya da altındaysa (hava için bu değer 0,528'dir)

kütleli akış oranı;

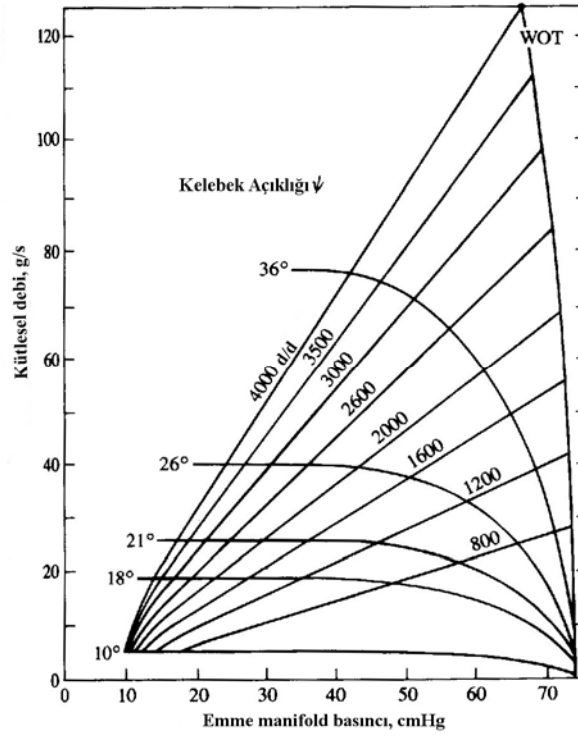
$$\dot{m}_{th} = \frac{C_D A_{th} P_0}{\sqrt{RT_0}} \left( \frac{P_t}{P_0} \right)^{\frac{1}{k}} \left\{ \frac{2k}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_t}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \right\}^{1/2} \quad (6.21)$$

- $P_t$ : Kritik Basınç
- $P_0$ : Kelebek eksenindeki durgunluk basıncı

Eğer akış kritik basıncın üstündeyse yani akış boğulmuşsa;

$$\dot{m}_{th} = \frac{C_D A_{th} P_0}{\sqrt{RT_0}} \sqrt{k} \left( \frac{2k}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad (6.22)$$

ile hesaplanır.



Şekil 6.15 Kelebek çevresinde akış debisinin emme manifoldu basıncı, kelebek açıklığı ve devir ile değişimi. (Heywood, 1988)

Şekil 6.15'te kütleli hava akış oranı, kelebek açısı  $\psi$ , emme manifoldu basıncı ve motor hızı değişiminin ilişkileri görülmektedir. Grafiğin hazırlanmasında kullanılan motor 4,7 litre, sekiz silindri, çift boğazlı karbüratörlü, kıvılcım ateşlemeli bir motordur. Eğriler bilgisayar simülasyonu ile elde edilmiştir. (Heywood, 1988)

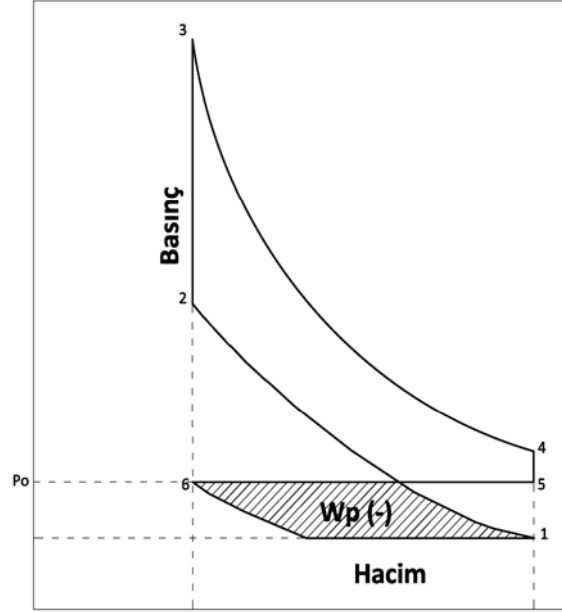
Emme manifoldu mutlak basıncı kritik değer altındaysa, kütleli hava akış oranı verilen kelebek açıklığında, manifold basıncından ve motor devrinden bağımsızdır. Çünkü kelebek çevresinde hava akışı boğulmuştur. Bu durum çok küçük kelebek açıklıklarında gözlemlenebilir. Bununla beraber şu noktalar dikkat çekicidir;

- Sabit kelebek açıklığında devir arttıkça, emme manifoldu basıncı düşer.

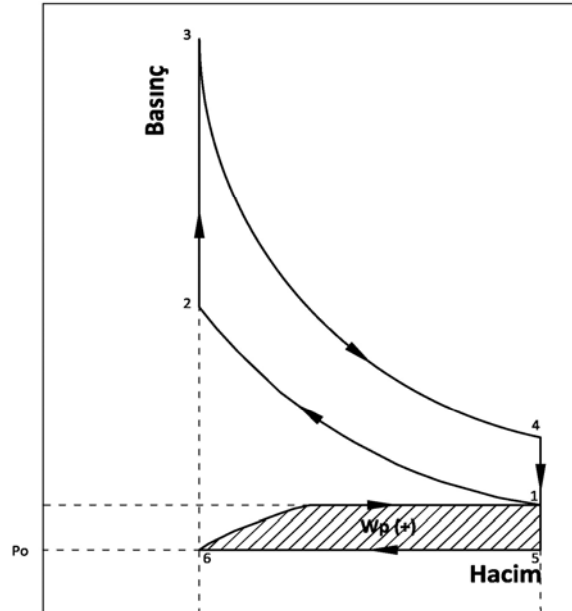
- Çok küçük kelebek açıklıklarında emme manifold basıncı devirden neredeyse bağımsız hale gelir. Bunun yanında ideal bir kelebek tasarımında yüksüz motor şartlarında dahi bu kelebek açılarında yüksek devre çıkılamaması gerekir.
- Kütlesel debinin değişimi incelendiğinde düşük kelebek açıklıklarında devrin artışıyla birlikte kütlesel debi artışı çok olmamakla birlikte, büyük kelebek açıklıklarında debi artışı devire bağlı olarak üstel bir eğri grafiği sergiler.(Heywood,1988)

## 5.2 Pompalama kaybı

### 5.2.1 Pompalama kaybının termodinamik ifadesi



Şekil 6. 16 Doğal emişli motorlarda pompalama işi.



Şekil 6. 17 Aşırı doldurmalı motorlarda pompalama işi.

Emme stroğundaki pistonun yaptığı iş:

$$W_i = P_{emme} \cdot V_h \quad (6.23)$$

$$W_i = P_{emme} \cdot (V_1 - V_2) \quad (6.24)$$

Egzoz stroğunda pistonun yaptığı iş:

$$W_e = P_r \cdot V_h \quad (6.25)$$

$$W_e = P_r \cdot (V_5 - V_6) \quad (6.26)$$

$$W_p = W_i + W_e \quad (6.27)$$

$$W_p = (P_{emme} - P_r) \cdot (V_h) \quad (6.28)$$

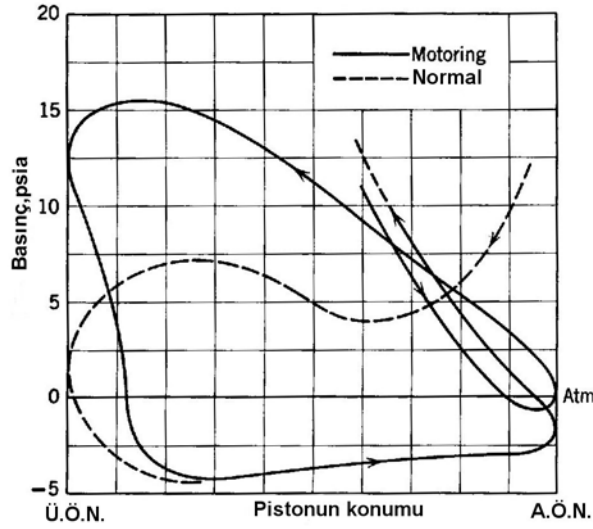
olarak tanımlanır.

Aşırı doldurma uygulanan motorlarda emme basıncı atmosfer basıncından yüksek olduğu için bu motorlarda pompalama işi kazanç hanesinde değerlendirilir. Doğal emişli motorlarda ise emme basıncının düşüklüğünden dolayı iş dengesi negatif yöndedir.

## 5.2.2 Pompalama kaybının ölçümü

Motorlarda sürtünme başlığı altında kategorize edilen pompalama kayıpları yine sürtünme ölçümüne benzer biçimde ölçülür.

Motorların içten yanmalı olarak çalışması esnasında gerçekleşen durumlar motoringden oldukça farklıdır. Bu bağlamda pompalama kaybı da özellikle egzoz stroğunun ortalama efektif basıncına bağlı olarak farklı olurken emme stroğunda benzer bir fiziksel proses gerçekleşir.

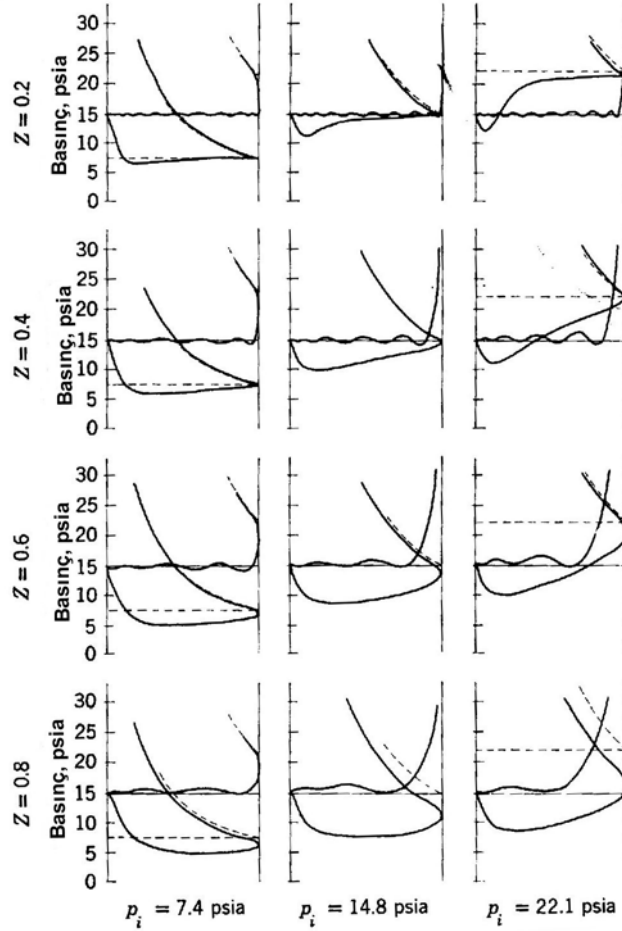


Şekil 6.18 Motoring ve içten yanmalı durumlarda dolgu değişim süreçleri. (Taylor, 1980)

Detaylı olarak incelenirse emme stroğunda motoring şartındaki indikatör diyagramı bölümünün içten yanmalı çalışmaya çok benzer olduğu görülebilir. Oysaki egzoz stroğunda farklılık vardır. Özellikle dışarı atma (blowdown) olmayışı ve egzoz gaz sıcaklıklarının oldukça düşük oluşu buna etkindir. Sıcaklığın düşük oluşu neticesinde gaz yoğunluğu ve Mach indeksi arttığı için egzozda harcanan iş artar. Bu durum sonuçta egzoz stroğunun ortalama efektif basıncının artmasına sebep olur.

### 5.2.3 Pompalama kaybına etki eden faktörler

#### 5.2.3.1 Egzoz stroğu basınçları



Şekil 6.19 Farklı emme basınçları ve Mach sayıları ile aynı yük değerinde indikatör diyagramları. (Taylor, 1980)

Egzoz stroğunda dışarı atma esnasında en kritik kesitten geçen gazların hızları ses hızına ulaşır. Bu süreçte egzoz gazlarının hızları piston hızından bağımsızdır. Piston hızı sadece dışarı atmanın °KMA olarak uzunluğuna etki eder. Şekil 6.19'da görülebilmektedir.

Çoğu zaman karşı dışarı atma sürecinden sonra egzoz gazlarının basıncı egzoz stroğunun ortalama basıncının altına iner ve motorun dizaynına bağlı olarak basınç değerlerinde dalgalanmalar görülür.(Şekil 6.19) Egzoz supabının çapının emme supabının çapına oranının 0,6 ile 1 arasında olduğu motorlarda egzoz stroğunun sonuna doğru basınç değerlerinde bir

artış meydana gelir. Bunun sebebi egzoz supabının kapanması ile beraber akış kesiti önünde bir direnç oluşmasıdır.(Taylor,1980)

### 5.2.3.2 Motor boyutlarının etkisi

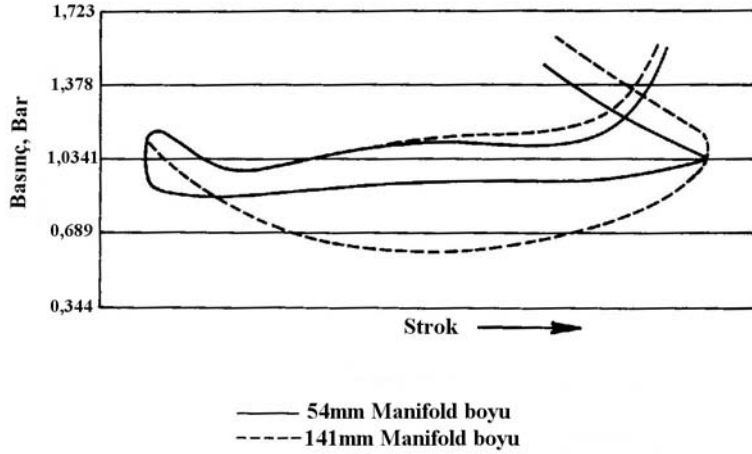
Aynı emme ve egzoz supap konstrüksiyonuna sahip dört stroklu motorlarda eşit piston ortalama hızları için POEB aşağı yukarı aynıdır. Bununla birlikte pompalamaya harcanan iş motor karakteristik boyutlarının oranının karesiyle orantılı olarak artar. (Taylor,1980)

### 5.2.3.3 Dizaynın etkisi

Deneyssel olarak çıkartılmış indikatör diyagramlarına dayanarak genelde volumetrik verim arttıkça pompalama kaybının azaldığı söylenebilir, bağılı olan faktörler; supap açılma alanları, supap çevresinde akış katsayısının değişimi, emme ve egzoz giriş çaplarının arttırılması gibi.

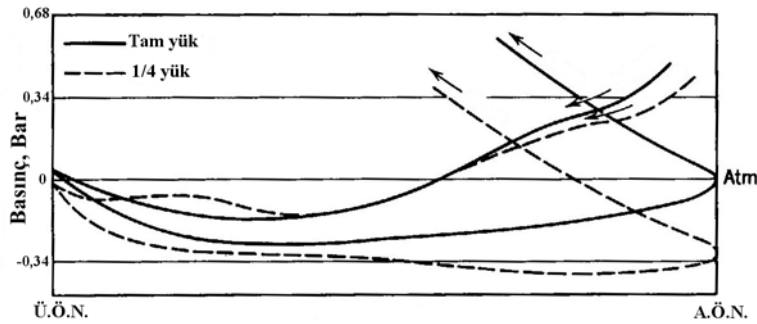
Bununla birlikte yüksek Mach sayıları ve düşük supap çapı oranları ( $\gamma$ ) pompalama kaybını arttırır. Öte yandan volumetrik verimi arttıran bazı etkiler pompalama kayıplarını da arttırabilir.

$$\gamma = \frac{\text{Egzoz supap çapı}}{\text{Emme supap çapı}} \quad (6.29)$$



Şekil 6.20 Emme manifoldunun uzunluğunun pompalama kaybına etkisi. (Taylor, 1980)

Şekil 6.20'de emme manifoldu boyuna bağlı olarak indikatör diyagramındaki değişim görülmektedir. Pompalama kaybı uzayan emme manifoldu nedeniyle artmıştır, volumetrik verim ise emme sonu vakumunun artması sebebiyle artmıştır. (Taylor,1980)



Şekil 6.21 Kelebek pozisyonuna bağlı pompalama kaybı değişimi. (Taylor, 1980)

Bir başka dizayn kistası kelebeğin pozisyonuna bağlı olarak pompalama kaybı incelenirse; tek silindirli motorlarda çok silindirli motorlardan aynı şartlarda daha düşük bir kayıp oluşur. Tek silindirli motorlarda emme supabı açılmadan önce manifold içerisinde atmosferik şartta hava vardır oysaki çok silindirli motorlarda akış sürekliliğe yakın olduğu için manifold vakumu daima daha yüksektir supap açıldığı zaman emme stroğu başındaki basınç tek silindirli

motorlara göre daha dūşüktür. Őekil 6.21’de motorun yüküne bağlı olarak deęiŐen negatif iŐ alanı görölmektedir. Kelebeęin kapalıya yakın konumlarında kelebek çevresinde akıŐ boğulur bu sebeple vakum artar.

#### **5.2.3.4 HFK’nın etkisi**

Otto motorlarında dar olan HFK aralığı sebebiyle hava fazlalık katsayısının deęiŐiminin genel olarak pompalama kaybına etkisi dūŐüktür. Diesel motorlarında ise HFK’nın zengin kısma kayması egzoz supabı ačilma anında silindir basıncını arttıracadından dolayı egzoz stroğunun ortalama efektif basıncı artar, fakat aynı zamanda çevrim ortalama efektif basıncı arttığı için bu etki yine dūŐük kalacaktır.

## 6. OTTO MOTORUNDA ÇEVİRİM ATLATMASI

Çevrim atlatma tek silindirli ve çok silindirli motorlarda uygulanabilecek bir yük kontrol yöntemidir.. Otto prensibine göre çalışan motorlarda düşük yüklerde karşılaşılan verim düşüklüğünü bertaraf etmek için önerilmiş bir yöntemdir. Otto motorunda sürtünme başlığı altında detaylıca incelendiği üzere düşük yüklerde pompalama kayıpları nedeniyle verim düşer FÖYT artar. Normal çalışmada motor dört stroğu krank milinin  $720^\circ$  yani iki defa dönmesinde tamamlamaktadır. Normalde motordan çekilen güç azaldığında gaz kelebeği kısılır ve yakıt sistemi kumanda edilerek, silindir içine çevrim başına giren dolgu miktarı azaltılır. Çevrim atlatma yönteminde motordan çekilen güç azaldığında gaz kelebeğinin kısılıp silindir içine çevrim başına giren dolgunun azaltılması yerine, dört strok tamamlandıktan sonra takip eden dört strokta iş üretilmeyerek, iş üretilen periyotlardaki gaz kelebeği açıklığı ve dolgu miktarı fazla tutulur. Böylece motorun krank milinin ancak dört kez dönmesinde bir kez iş üretilir. Bunu sağlamak için önce iş üretilmeyen çevrimde emme stroğunda silindir içine giren yakıtın kesilmesi gerekir. Bahsedilen strateji ile eşdeğer yakıtın silindir içersine gönderilmesi durumunda güç teorik olarak yarı yarıya azalır. Oysaki farklı yük koşullarına uyum sağlayacak şekilde püskürtme stratejileri çeşitlendirilmelidir.

### 6.1 Çevrim atlatma stratejilerine genel bir bakış

Çevrim atlatma stratejisi esasında bir kelebeksiz motor teknolojisi olarak kategorize edilebilir. Araştırmanın başka bir deyişle ana fikrin ortaya çıkışında etkili olan düşünce kısmi yüklerde motorun pompalama kaybını en aza indirmek olsa da tam yüke doğru yaklaşıldıkça normal çevrim sayısının artırılması ile gerçekleştirilebilecek bir kelebeksiz motor teknolojisi olabileceği aşıkardır. Bu öngörü ile yola çıkarak düşünecek olursak yükü kademelendirmek ve her kademe geçişinde moment çalkalanmalarının önüne geçebilmek için sürekli değişken bir püskürtme stratejisi izleyip kelebeğinde buna bağlı olarak otomatik kontrolünün geliştirilmesi gerekmektedir. Basit bir yaklaşımla motor yüküne bağlı olarak strok hacmi değişim kademelerini dört eşit parçaya ayırarak Tablo 2.1'deki şekilde düşünebiliriz;

Çizelge 7.1 Çevrim atlatma stratejileri.

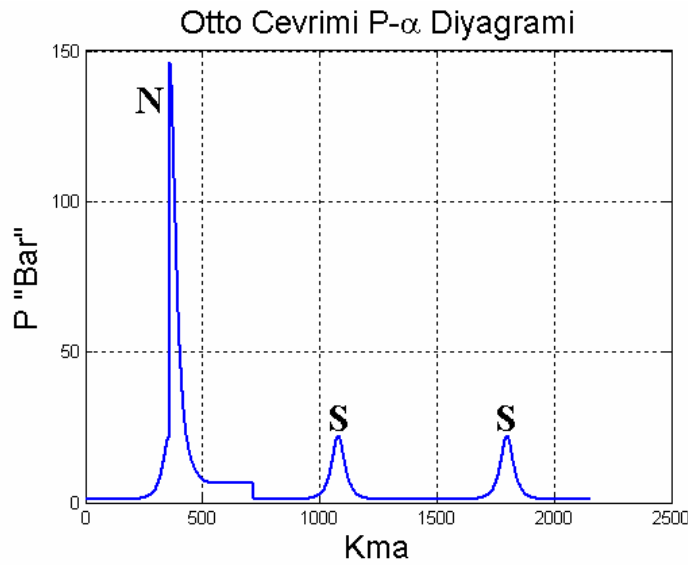
Strok Hacmi	1.Çevrim	2.Çevrim	3.Çevrim	4.Çevrim
33%	N	S	S	
50%	N	S		
50%	N	N	S	S
66%	N	N	S	
100%	N	N	N	

Bu denli basit bir ayırım yapılmadan anlık yük değişimlerine cevap verebilecek bir püskürtme stratejisi geliştirilmesi mümkündür.

Çizelge 7.1’de gösterilen çevrim atlatma stratejilerini incelerken n ile gösterilen çevrimlerde yakıtın silindir içersine girdiği, s ile gösterilenlerde ise çevrimin pas geçildiği göz önüne alınmalıdır. Bu bağlamda “nns” ile ifade edilen bir çalışma modunda ardı ardına yanma gerçekleşen iki çevrimden sonra bir kez pas geçildiği anlaşılmalıdır.

### 6.1.1 NSS çalışma stratejisi

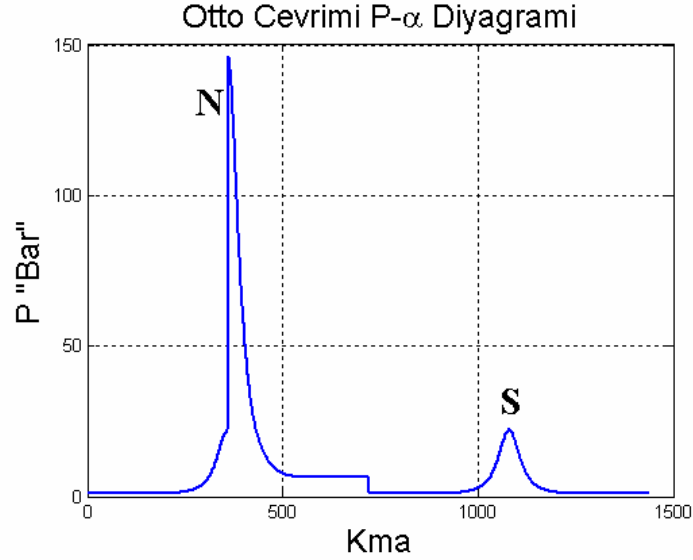
Nss çalışma stratejisi ile normal çalışma şartında silindir içersine gönderilen dolgu miktarı sabit tutularak motor momentini teoride üçte bir oranında azaltmak hedeflenmektedir. (Şekil 7.1)



Şekil 7. 1 NNS çalışma stratejisi.

### 6.1.2 NS çalışma stratejisi

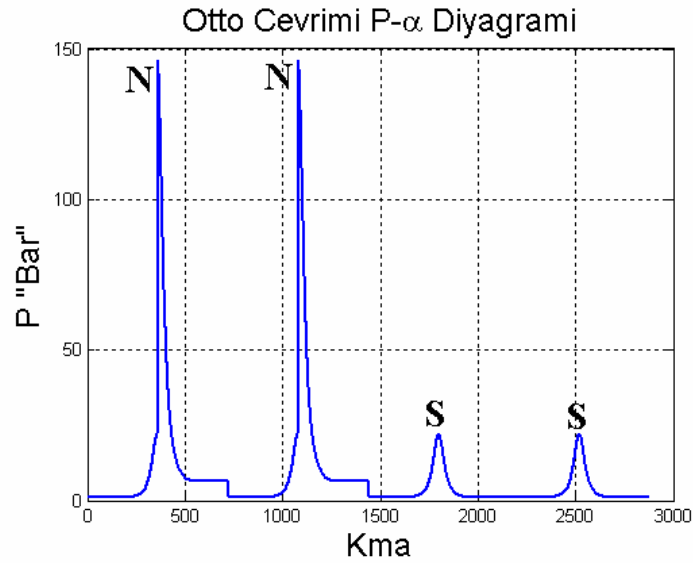
Ns çalışma stratejisi ile normal çalışma şartında silindir içersine gönderilen dolgu miktarı sabit tutularak motor momentini teoride yarı yarıya azaltmak hedeflenmektedir. (Şekil 7.2)



Şekil 7. 2 NS çalışma stratejisi.

### 6.1.3 NNSS çalışma stratejisi

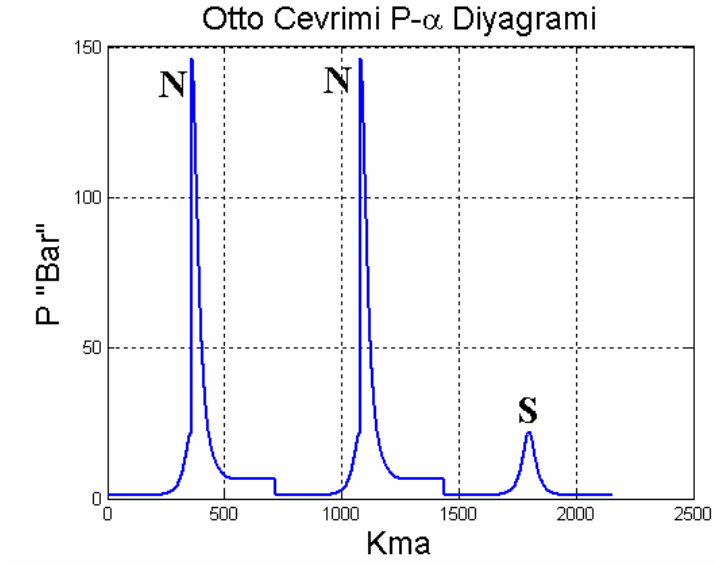
Nnss çalışma stratejisi ile hedeflenen durum ns ile aynı olması ile birlikte ardı ardına atlatılan çevrimlerin etkisini araştırmak için öne sürülmüştür.(Şekil 7.3)



Şekil 7. 3 NNSS çalışma stratejisi.

#### 6.1.4 NNS çalışma stratejisi

Nns çalışma stratejisi ile normal çalışma şartında silindir içersine gönderilen dolgu miktarı sabit tutularak motor momentini teoride 3/2 oranında azaltmak hedeflenmektedir. (Şekil 7.4)



Şekil 7. 4 NNS çalışma stratejisi.

## 7. ÇEVİRİM ATLATMANIN TERMODİNAMİK MODELLEMESİ

Otto motoruna uygulanacak çevrim atlatma yönteminin ideal şartlar altındaki getirilerini ortaya koyabilmek amacıyla, ideal hava çevrimini baz alan termodinamik bir model geliştirilmiştir. İlk etapta ideal kabullerle çevrim köşe noktaları hesap edilmiş daha sonrasında dolgu değişimi ve tüm strokların iş değerleri hesaplanmıştır. Çevrim modellenirken deney motorunun teknik özellikleri kullanılmıştır.

Çizelge 8.1 Termodinamik modellenen motorun teknik özellikleri.

<b>Modellenen motorun teknik özellikleri</b>		
<b>Süpürme Hacmi</b>	<b>0,00076</b>	<b>m<sup>3</sup></b>
<b>Sıkıştırma Oranı</b>	<b>9</b>	
<b>Strok Miktarı</b>	<b>120</b>	<b>mm</b>
<b>Silindir Çapı</b>	<b>90</b>	<b>mm</b>
<b>Ateşleme Avansı</b>	<b>1</b>	<b>KMA</b>
<b>Emme Sübabı Açılma Avansı Ü.Ö.N.'dan önce</b>	<b>0</b>	<b>KMA</b>
<b>Emme Sübabı Kapanma Gecikmesi A.Ö.N.'dan sonra</b>	<b>0</b>	<b>KMA</b>
<b>Egzoz Sübabı Açılma Avansı A.Ö.N'dan önce</b>	<b>0</b>	<b>KMA</b>
<b>Egzoz Sübabı Kapanma Gecikmesi Ü.Ö.N'dan sonra</b>	<b>0</b>	<b>KMA</b>
<b>Yanma Süreci Uzunluğu</b>	<b>1</b>	<b>KMA</b>

Çizelge 8.2. Termodinamik modellemede kullanılan iş akışkanının özellikleri.

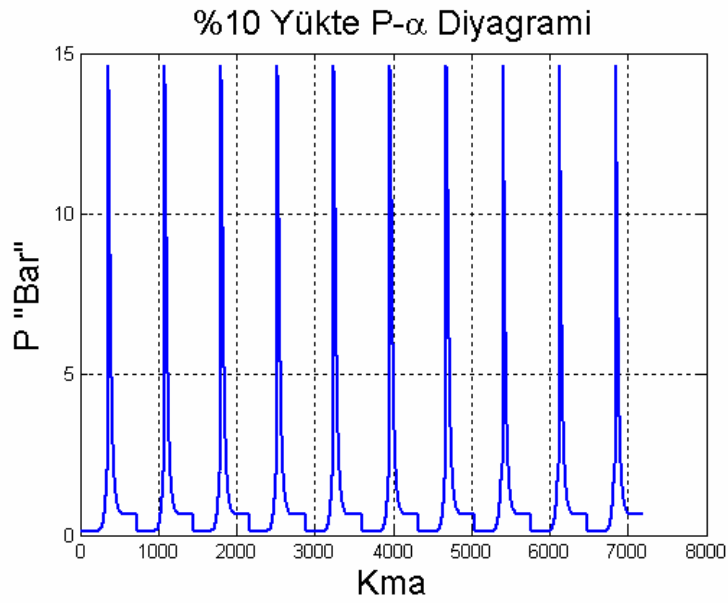
<b>Ortam ve iş akışkanının değerleri</b>		
<b>Emme Baş. Sıcaklığı</b>	<b>293</b>	<b>K</b>
<b>Emme Baş. Basıncı</b>	<b>Değişken</b>	
<b>İş akışkanı Ad. Üs Kat.</b>	<b>1,4</b>	
<b>İş akışkanı Sab. Hac. Ö.I.I (Cv)</b>	<b>0,7175</b>	<b>kJ/kgK</b>
<b>İş akışkanı Sab. Bas. Ö.I.I (Cp)</b>	<b>1,011</b>	<b>kJ/kgK</b>
<b>İş akışkanı İdeal Gaz Sabiti</b>	<b>0,287</b>	<b>kJ/kgK</b>
<b>İş akışkanı Yoğunluğu</b>	<b>1,2</b>	<b>kg/m<sup>3</sup></b>

Modelleme prosedüründe ideal Otto çevriminde olduğu gibi adyabatik prosesler göz önüne alınmıştır. Sabit adyabatik üs katsayısı ile sıkıştırma ve genişleme strokları tamamlanırken emme ve egzoz stroklarında akışkanın yine silindirle ısı transferi gerçekleştirmediği ve tersinir davrandığı kabul edilerek hesaplamalar yapılmıştır. Yanma olgusunun sadece ısı girişi olarak modellenmesinde dolayısıyla yanmadan doğan kayıpları ortadan kaldırmakta ve gerçek yakıt hava çevriminden uzaklaşmayı sonuçlamaktadır.

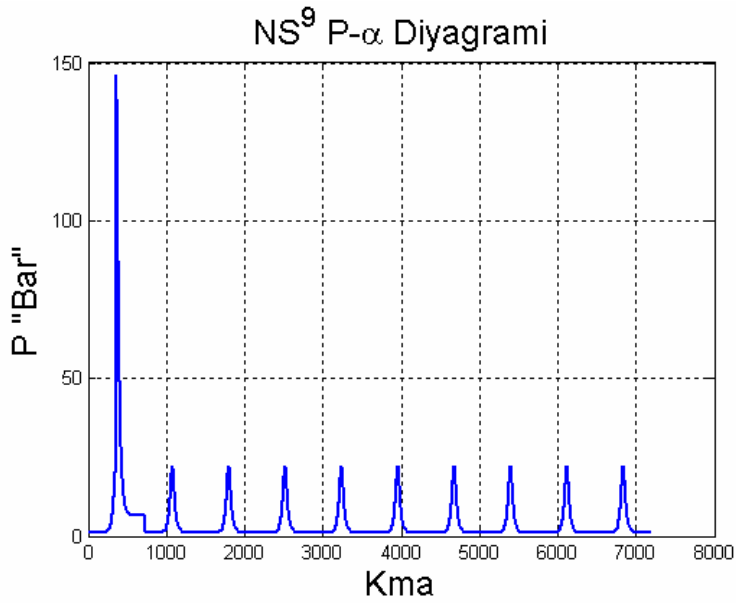
Dolgu değişim prosesinin modellenmesinde ise sabit basınçta emme ve genişleme sonu basıncı ile egzoz yapılmıştır. Bu sebeple özellikle emme stroğunda ki basınç dalgalanmaları modellenmemiştir. Zira bu dalgalanmalar özellikle motordan motora ve tasarım esaslarına bağlı olarak değişim gösterir ve modellenmesi için yola çıkılabilecek bir deneysel data yada sonlu elemanlar modellemesine gereksinim duyulmaktadır. Çalışmada sadece emme başlangıç basıncı içeri alınması gereken dolgu kütlelerinden yararlanılarak ideal gaz kanununa göre hesap edilmiştir. Benzer bir biçimde egzoz supabının açılması ile birlikte gerçekleşen ani dışarı boşalma olayının da modellenbilmesi oldukça zordur.

Modelleme sonuçları eşdeğer yükte kelebek kısılarak ve yüke karşılık gelen atlatma stratejisi uygulanarak iş dengesi açısından karşılaştırılmıştır.

### 7.1 % 10 Yük için modelleme

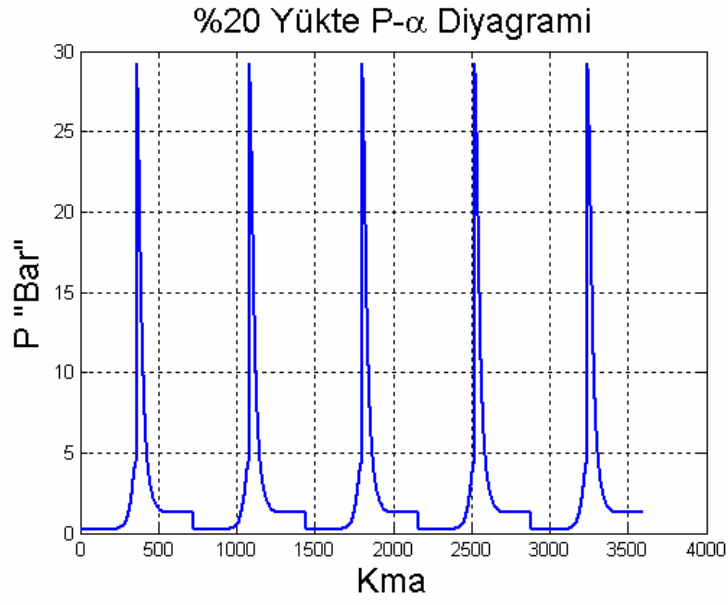


Şekil 8. 1 %10 yükte normal çalışmada P- $\alpha$  Diyagramı.

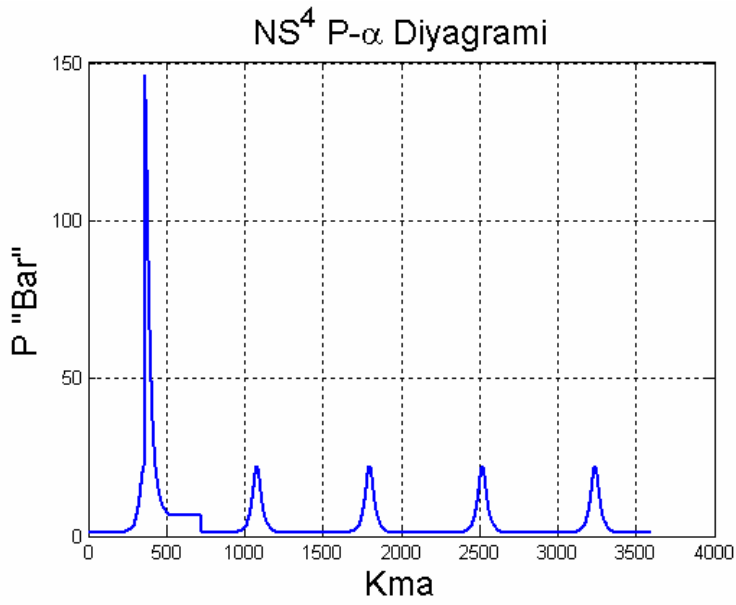


Şekil 8. 2 %10 yükte atlatmalı çalışmada P- $\alpha$  Diyagramı.

## 7.2 % 20 Yük için modelleme

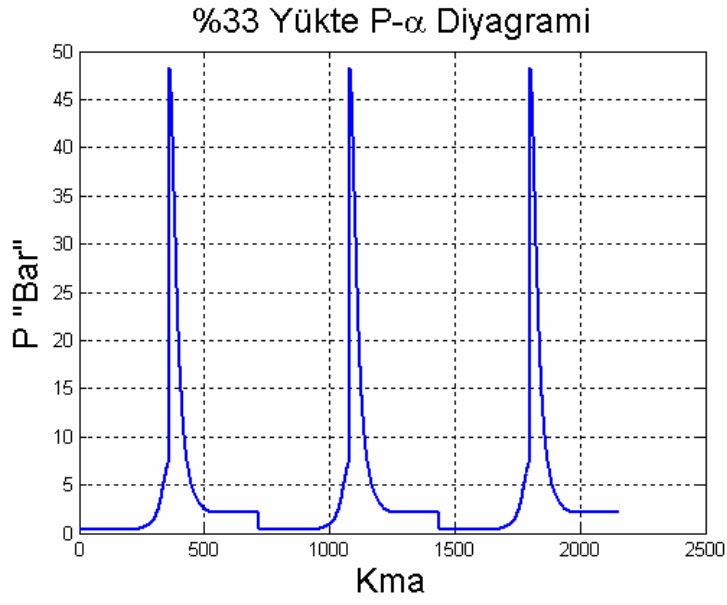


Şekil 8. 3 %20 yükte normal çalışmada P- $\alpha$  Diyagramı.

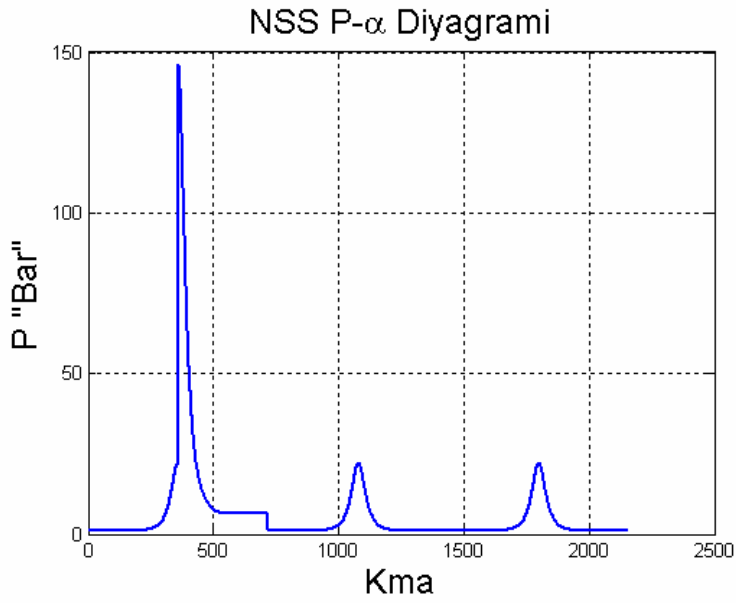


Şekil 8. 4 %20 yükte atlatmalı çalışmada P- $\alpha$  Diyagramı.

### 7.3 % 33 Yük için modelleme

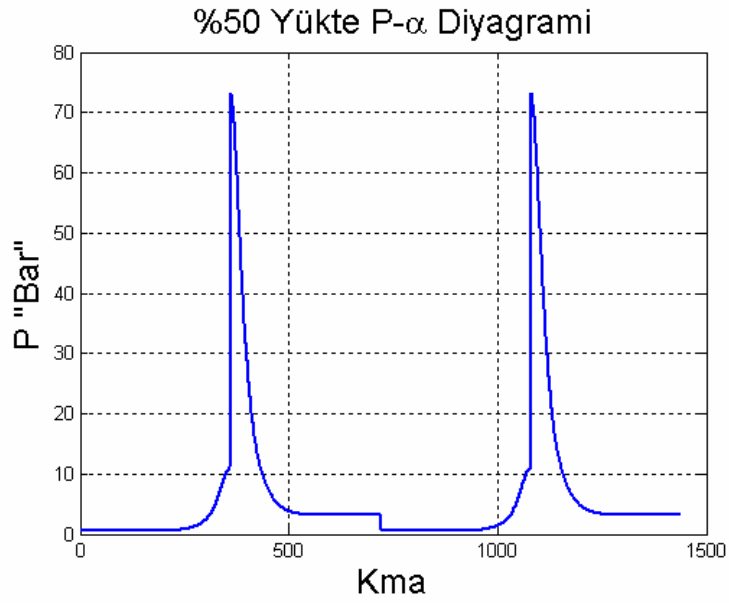


Şekil 8. 5 %33 yükte normal çalışmada P- $\alpha$  Diyagramı.

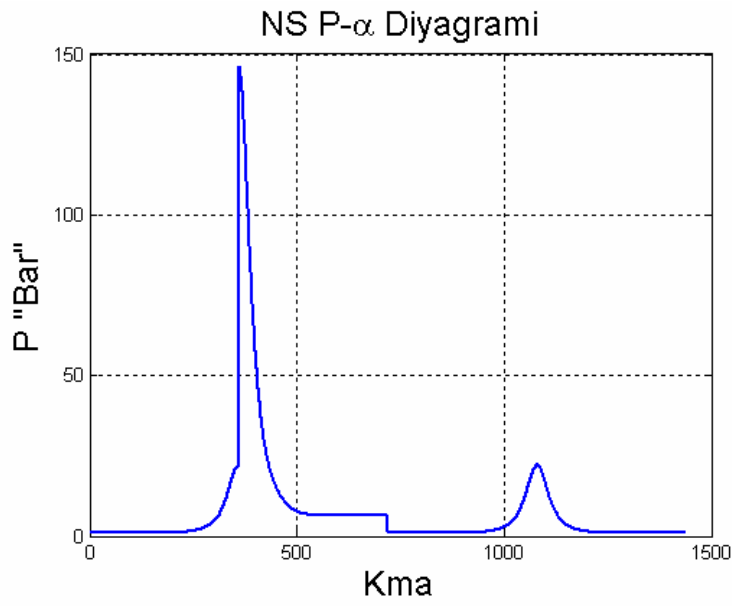


Şekil 8. 6 %33 yükte atlatmalı çalışmada P- $\alpha$  Diyagramı.

#### 7.4 % 50 Yük için modelleme

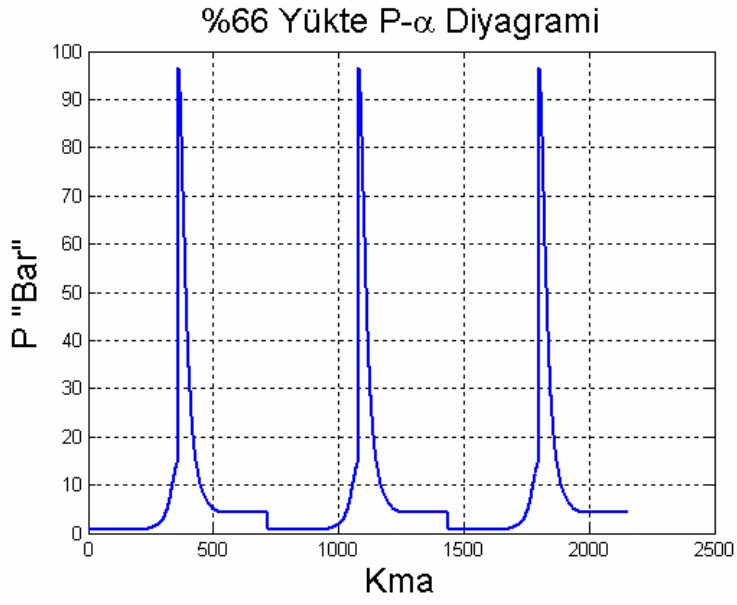


Şekil 8. 7 %50 yükte normal çalışmada P- $\alpha$  Diyagramı.

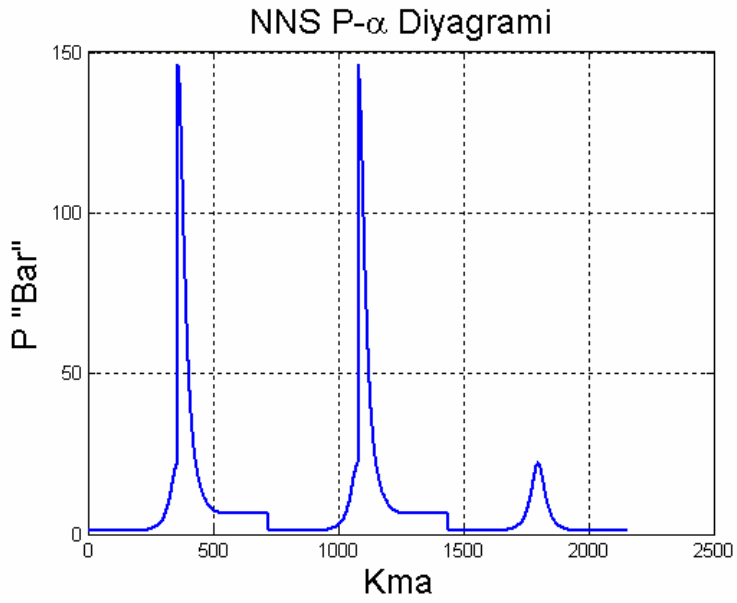


Şekil 8. 8 %50 yükte atlatmalı çalışmada P- $\alpha$  Diyagramı.

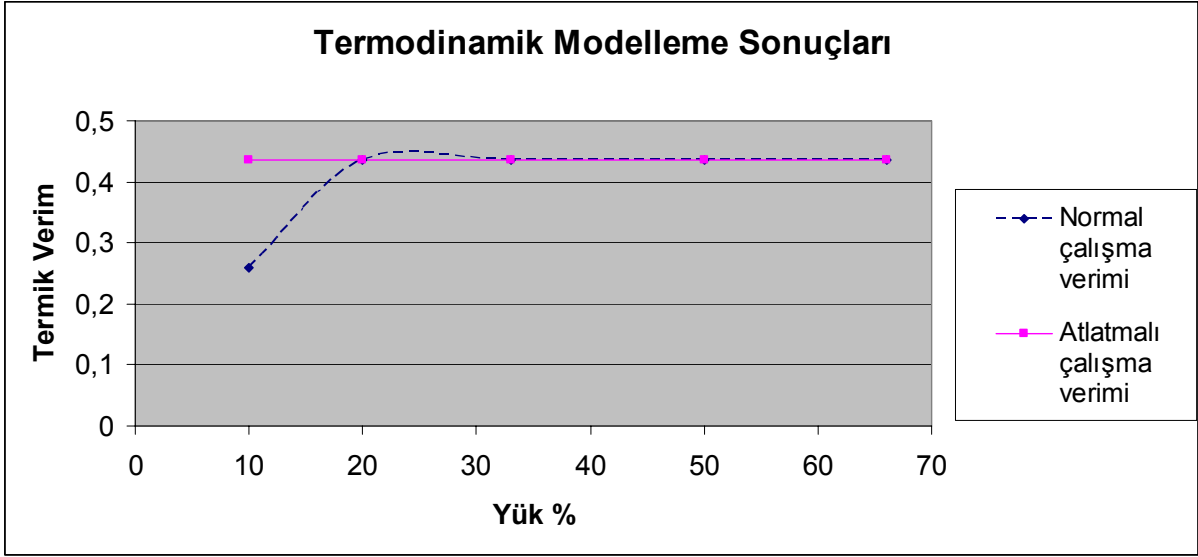
### 7.5 % 66 Yük için modelleme



Şekil 8. 9 %66 yükte normal çalışmada P- $\alpha$  Diyagramı.



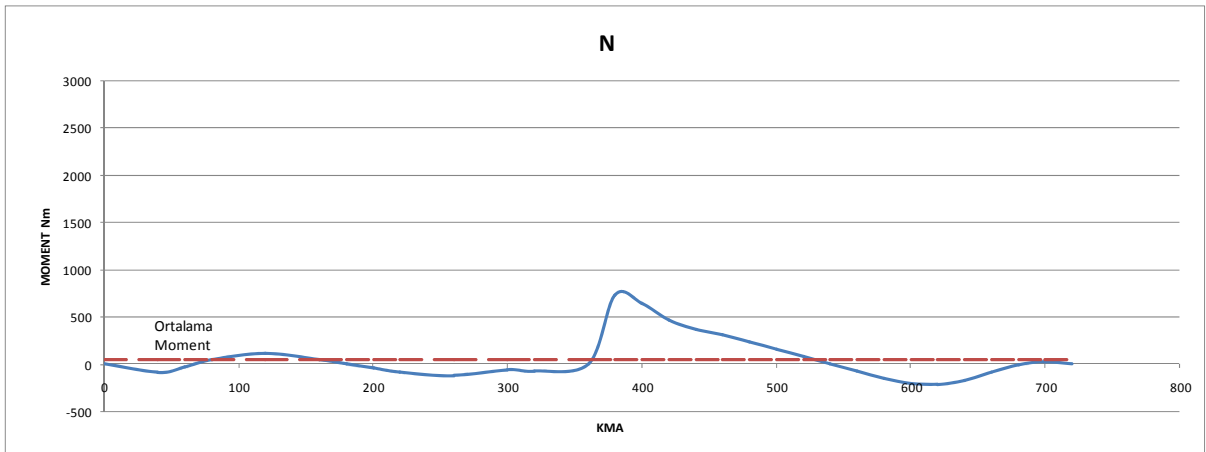
Şekil 8. 10 %66 yükte atlatmalı çalışmada P- $\alpha$  Diyagramı.



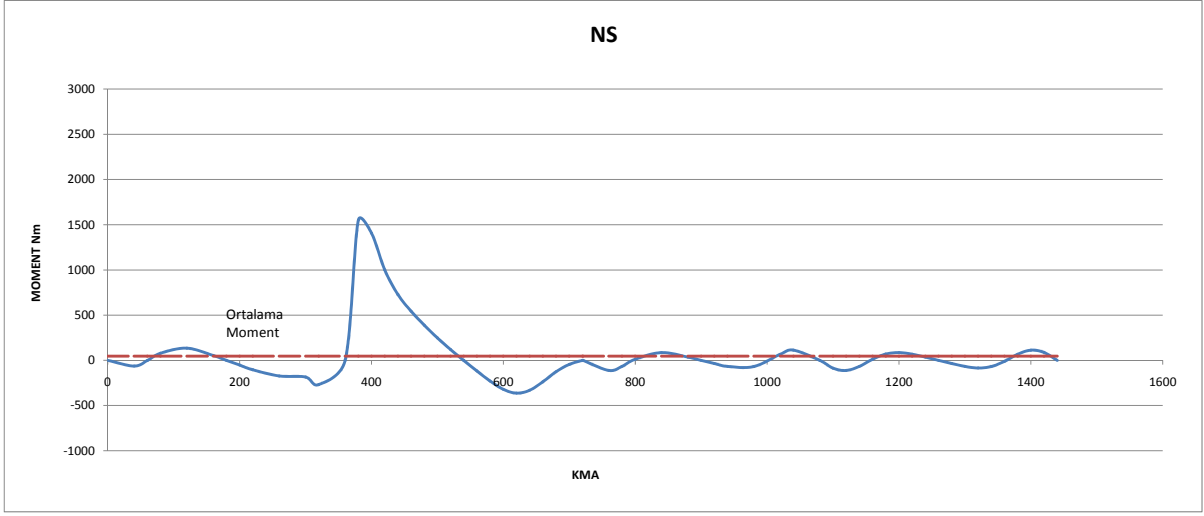
Şekil 8. 11 Termodinamik modelleme sonucu; termik verimin yüke bağlı değişimi

## 8. ÇEVİRİM ATLATMA YÖNTEMİNİN MOMENT DÜZGÜNSÜZLÜĞÜNE ETKİSİ

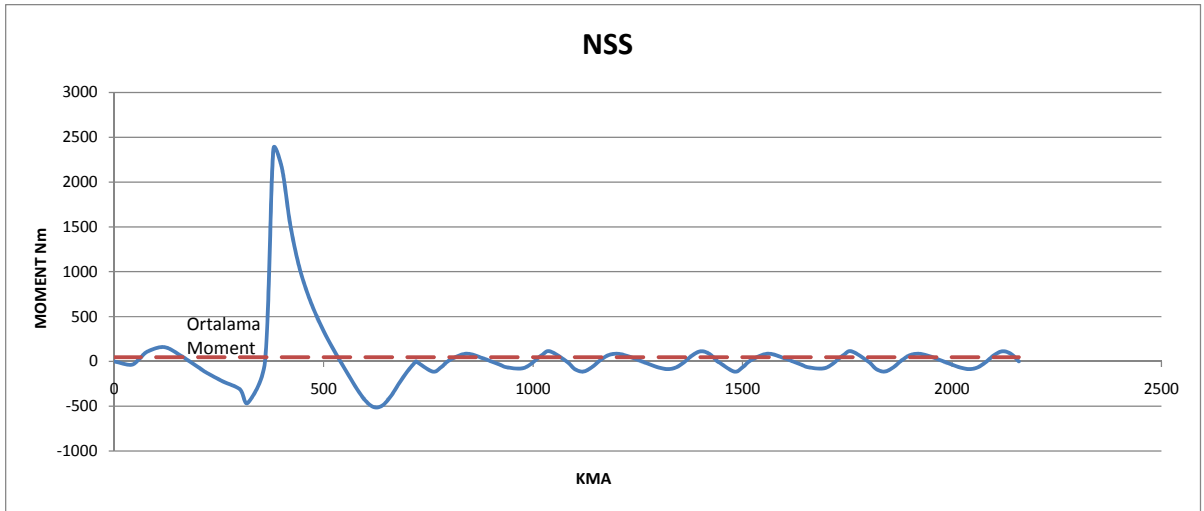
Birbiri ardına farklı çevrimleri pas geçen bir motorun normal çalışma şartına kıyasla düzgünsüzlüğünün artması beklenir. Motorun iş üretilmeyen stroklarında ki açısal hız dalgalanmasını belirlenen şartlar içerisinde koruyabilmesi üzerindeki volanın kütle atalet momentinin yeterliliği ile ilişkilidir. Bu bağlamda atlayan çevrimlerde motorun yavaşlayacağı aşikardır ve bu yavaşlamanın miktarının belirli sınırlar içerisinde tutulması için gereken volan kütlesinin klasik pistonlu makina kinematiğine göre analizi yapılmıştır. Öncelikli olarak farklı stratejilerde motor anlık moment değişim eğrileri, termodinamik yaklaşımla elde edilmiş indikatör diyagramları ve kabul edilen eleman ağırlıkları kullanılarak gaz ve atalet kuvvetleri bulunarak çizilmiştir. Analizde ortalama moment aynı kalacak şekilde çalışan çevrimlerde silindir içersine gönderilen dolgu miktarı artırılarak gaz basınçları arttırılmıştır. Sonrasında elde edilen eğriler vasıtasıyla moment düzgünsüzlüğü hesaplanmış Kolchin tarafından önerilen değerlerle volan kütle atalet momentinin değişimi deney motorunun özellikleri kullanılarak yaklaşık bir biçimde grafiklerle belirlenmiştir.( Kolchin A, 1984)



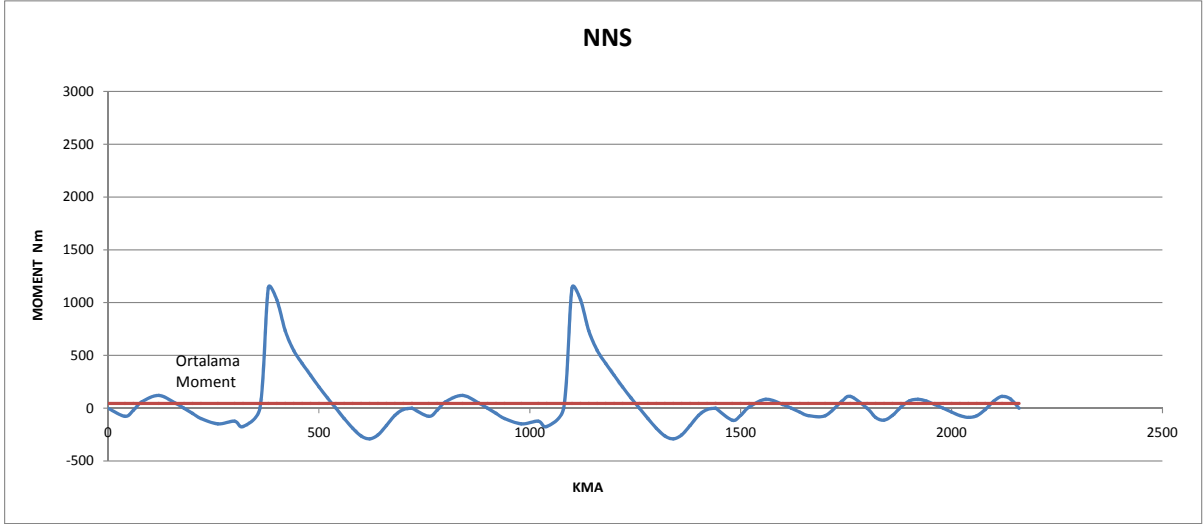
Şekil 9. 1 Normal çalışma şartında motor momentinin değişimi.



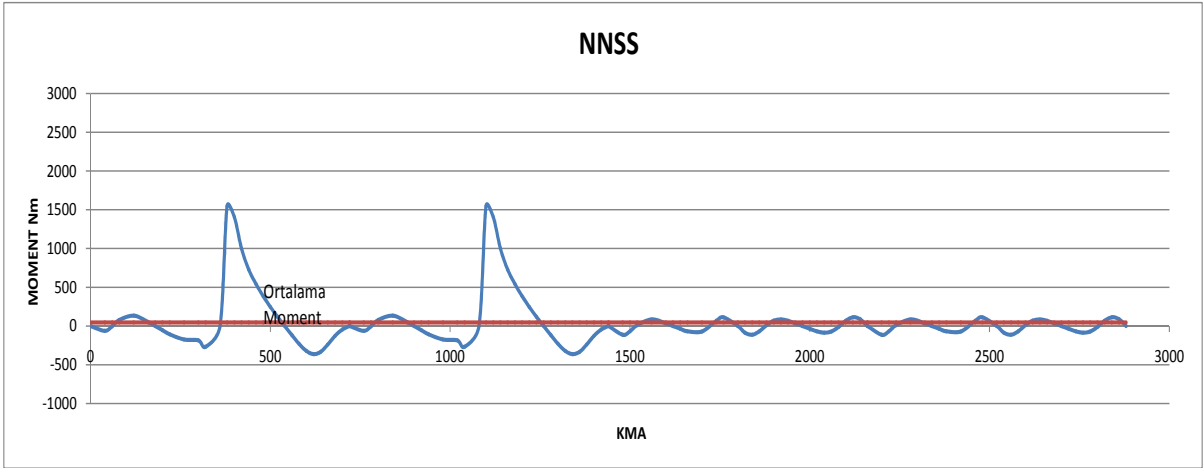
Şekil 9.2 NS çalışma şartında motor momentinin değişimi.



Şekil 9.3 NSS çalışma şartında motor momentinin değişimi.

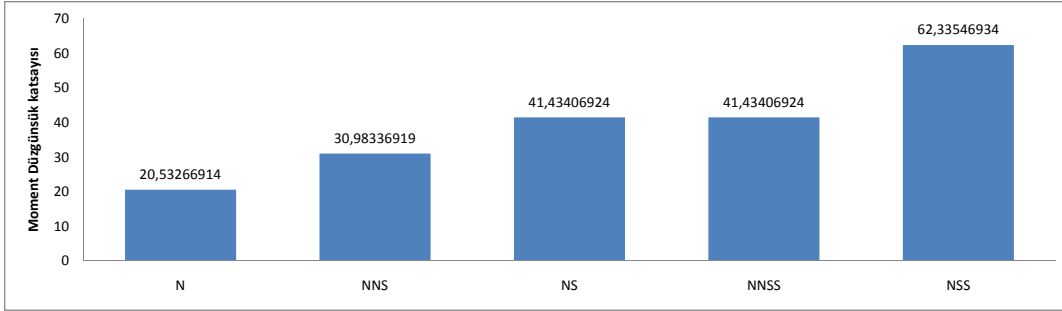


Şekil 9. 4 NNS çalışma şartında motor momentinin değişimi.



Şekil 9. 5 NNSS çalışma şartında motor momentinin değişimi.

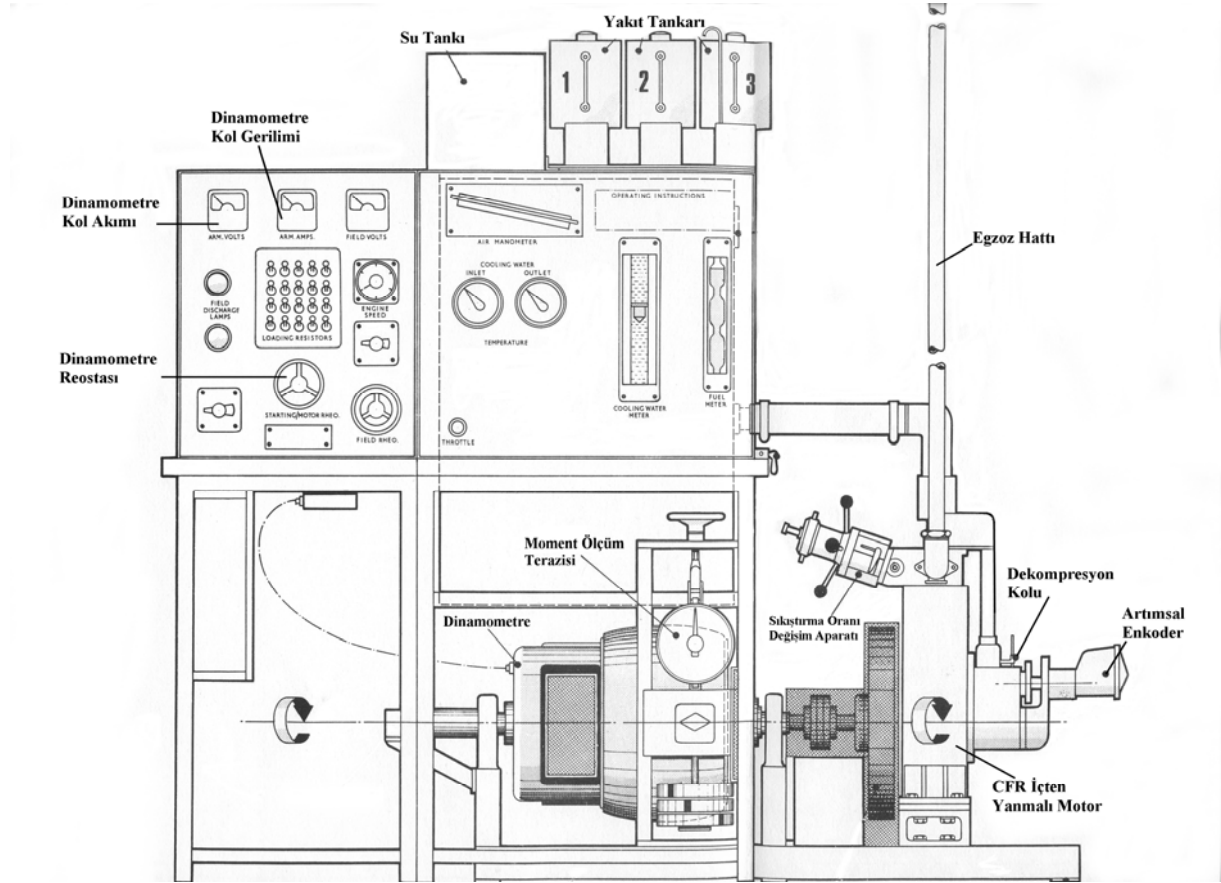
Grafiklerden de anlaşılacağı gibi özellikle pas geçilen çevrim sayısı arttıkça volandan çekilen enerji artmak zorundadır. Bu sebeple aynı düzgünlükte motoru çalıştırabilmek için volanın kütle atalet momentinin ya da başka bir deyişle eşdeğer çapta kütesinin daha fazla olması gerekir.



Şekil 9. 6 Aynı volan ile farklı çalışma modlarında moment düzgünlük katsayısının değişimi.

## 9. DENEY SETİNİN ÖZELLİKLERİ

Deneyde kullanılan motor Tecquipment marka CFR TD2 deney setidir. Deneylerde bu motorun tercihindeki öncelikli sebep deney motorunun elektronik kontrollü püskürtmeye sahip olması ve deney setinin çok amaçlı bir deney seti oluşudur. Çevrim atlama için birbiri ardına yapılan püskürtmelerin belirli bir düzenle kesilmesi yoluna gidilmiştir. Deney setinin kısımlarının teknik özellikleri maddeler halinde verilmiştir.



Şekil 10. 1 Deney setinin önden görünüşü.

## 9.1 Motor teknik özellikleri

Marka: Ferrymann Engine-1977

Toplam silindir hacmi: 799 cc

Süpürme hacmi: 765cc

Sıkıştırma oranı aralığı: 4,5:1—12,5:1

Strok: 120 mm

Silindir çapı: 90 mm

Supap sistemi: Külbütör mekanizması

Emme supap adedi: 1

Egzoz supap adedi: 1

Emme supabı açılma avansı: 0° KMA

Emme supabı kapanma gecikmesi: 60° KMA AÖN'dan sonra

Egzoz supabı açılma avansı: 25° KMA AÖN'dan önce

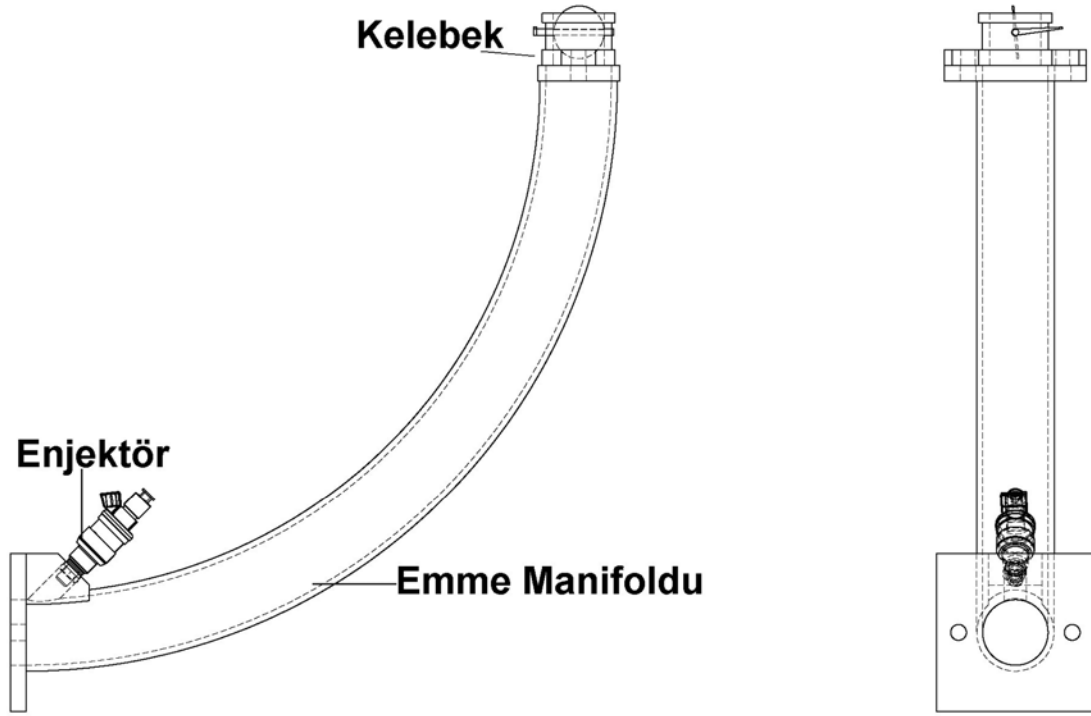
Egzoz supabı kapanma gecikmesi: 0° KMA

Supap bindirmesi: 0° KMA

## 9.2 Emme manifoldunun özellikleri

Motorun emme manifoldunun orijinali motor üzerinde bulunmamaktaydı gerek bu sebeple gerekse karbüratörün fonksiyonunu yitirmesi sebebiyle manifoldun yenilenmesi gerektiğine karar verildi ve kataloğundaki dizaynına bakılarak orijinal manifold dizaynına sadık kalmak şartıyla yeni bir manifold imal edildi. Emme manifoldu çeperlerinde yakıt birikimini engellemek amacıyla benzin enjektörünün konumlanması modern benzin motorlarında olduğu gibi supap boynuna püskürtme yapacak şekilde tasarlanıp, enjektör kütüğü ve emme

manifoldu Yıldız Teknik Üniversitesi Otomotiv Anabilim Dalı laboratuvarında imal edilmiştir. Motorda kullanılan kelebek deney setinin orijinal kelebeğidir boğaz çapı 32,5 mm'dir. Kelebeğin açıklık miktarı elektronik olarak kontrol sistemi tarafından algılanmakta ve ekrandan okunabilmektedir.



Şekil 10.2 Yeniden tasarlanan emme manifoldu.

### 9.3 Yakıt sisteminin özellikleri

Yakıt sistemi benzin pompası ve enjektörden oluşmaktadır. Benzin pompası Bosch marka standart benzin pompasıdır. Enjektör ise yine Bosch marka solenoid enjektördür. Yakıt sistemine kumanda belirli bir avansla kontrol sistemi tarafından verilmekte ve püskürtme miktarı elle ayarlanmaktadır. Gaz analiz cihazı ile stokiometrik oran tespit edilip dışarıdan  $\lambda=1$  olacak şekilde kumanda verilmiştir.

### 9.4 Yükleme düzeneğinin özellikleri

Yükleme düzeneği deney setinin orijinal düzeneğidir. DC motor ile mekanik enerji elektrik enerjisine çevrilir, dirençler vasıtasıyla da üretilen enerji harcanır. Deney setinin yükleme kapasitesi yaklaşık 9 kW kadardır. Yarı yük ve tam yük olmak üzere iki ana yük kademesi altında tam yük şartında 34 kademe yükleme gerçekleştirilebilmektedir.

### 9.5 Ateşleme sistemi özellikleri

Motorun ateşleme sistemi elektrondir ve kontrol sistemi tarafından kumanda edilir. Distribütörsüz bağımsız bobinli Toyota marka ateşleme modülleri kullanılmıştır. Sabit bir ateşleme avansı ile deneyler sürdürülmüştür. Ateşleme avansı ÜÖN'dan önce 18° KMA dır.

### 9.6 Soğutma sistemi özellikleri

Motorun soğutma sistemi su soğutmadır. Motor üzerindeki su pompası vasıtasıyla su motor içersinden geçerek su tankına döner, soğuk su ile karışır daha sonrasında taşıma yöntemi ile bölünmüş su tankının ikinci haznesine geçerek motora gider. Rejim şartlarında tam yükte motor soğutma suyu sıcaklığı 100 ° C civarında sabit kalmaktadır, bunun sebebi soğutma sisteminin açık sistem oluşudur.

### **9.7 Soğutma suyu sıcaklığı ölçüm sistemi**

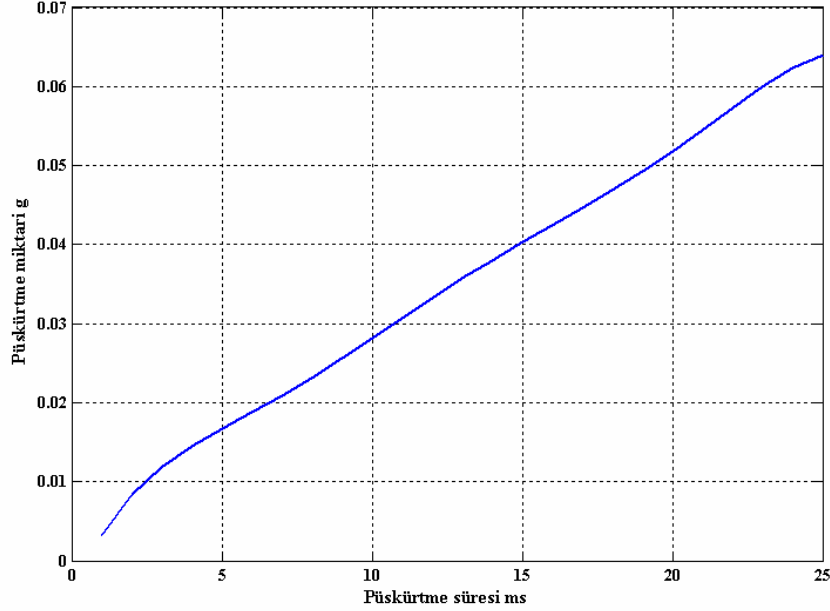
Soğutma suyu giriş ve çıkış değerlerinin ölçümünde kullanılan termometrelerin ikisi de termocouple prensibine ile çalışan dijital termometrelerdir. Ölçüm aralıkları  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile  $+150\text{ }^{\circ}\text{C}$  arasında ve hassasiyetleri  $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$  olan ikinci kalite sınıfı standart ölçüm cihazlarıdır.

### **9.8 Kontrol sistemi özellikleri**

Kontrol sistemi artımsal enkoder'den sinyal alarak motorun konumuna bağlı olarak püskürtme ve ateşleme işlemlerini gerçekleştirecek şekilde tasarlanmış bir elektronik karttır. İki mikrokontrolcü ve yan devrelerinden oluşan sistem üst ölü nokta ve devir sinyallerini kendine girdi olarak alır ve doğru zamanda sırasıyla öncelikle ateşlemeyi ardından püskürtme işlemlerini gerçekleştirir. Değişen devir ve yük şartlarına uyum sağlayacak şekilde tasarlanmış olan kontrol sisteminde çevrim atlatma deneyine özgü olarak geri besleme yapılmadan, sadece elle uygun püskürtme miktarı ayarlanarak ve ateşleme avansı sabit tutularak çalıştırılmıştır.



tekrarlanarak enjektör karakteristiği çıkarılmıştır. Deney esnasında kontrol sisteminin ekranından okunan püskürtme süreleri kaydedilerek yakıt ölçümü daha hassas şekilde gerçekleştirilmiştir.



Şekil 10.4 Enjektör kalibrasyon eğrisi.

### 9.10 Güç ölçüm sistemi

Deney seti üzerindeki kol akımı ve kol gerilimi dijital göstergeleri, motor dışarıdan tahrik edildiği zaman DC elektrik motorunun şebekeden çektiği akım şiddetini ve gerilimini gösterirken, jeneratör olarak çalıştığı zaman ise ürettiği elektrik enerjisinin gerilim ve akım şiddetini göstermektedir, bu sayede deney motorundan çekilen güç değeri hassas bir biçimde okunabilmektedir. Deney seti doğru akım jeneratörü olduğu için sinüzoidal kayma faktörü ortadan kalkmaktadır.

### **9.11 Emisyon ölçüm cihazının özellikleri**

Deneylerde SUN marka gaz analiz cihazı kullanılmıştır. 4 gaz analizi yapabilmektedir. CO, CO<sub>2</sub> ve HC N'Dir infra-red yöntemi ile ölçülürken O<sub>2</sub> miktarı ise sonda ile ölçülmektedir.

## **10. DENEYSEL ÇALIŞMA**

### **10.1 Motoring deneyleri**

Motoring deneyleri deney motorunu dışarıdan tahrik etmek şartı ile motorun harcadığı elektriksel gücün farklı şartlarda nasıl değiştiğini gözlemleyebilmek amacıyla izlenen standart bir yöntemdir.

#### **10.1.1 Motoring deneyinin amaçları**

- 1- Motoring deneyi deney motorunun sürtünme haritasının çıkarılması açısından etkili tek yöntemdir.
- 2- Motoring deneyleri ile motorun sürtünme kaybının ortaya konması ile beraber kelebek pozisyonuna bağlı olarak motorun harcadığı gücün değişimini görmek için yapılmıştır zira motorun tam kelebek açıklığındaki ve tam kapalı durumda harcadığı güçler arasındaki fark tezin amacına ulaşip ulaşamayacağı hususunda net olmasa da bir öngörü yapabilmeyi sağlayacaktır.

#### **10.1.2 Motoring deney prosedürü**

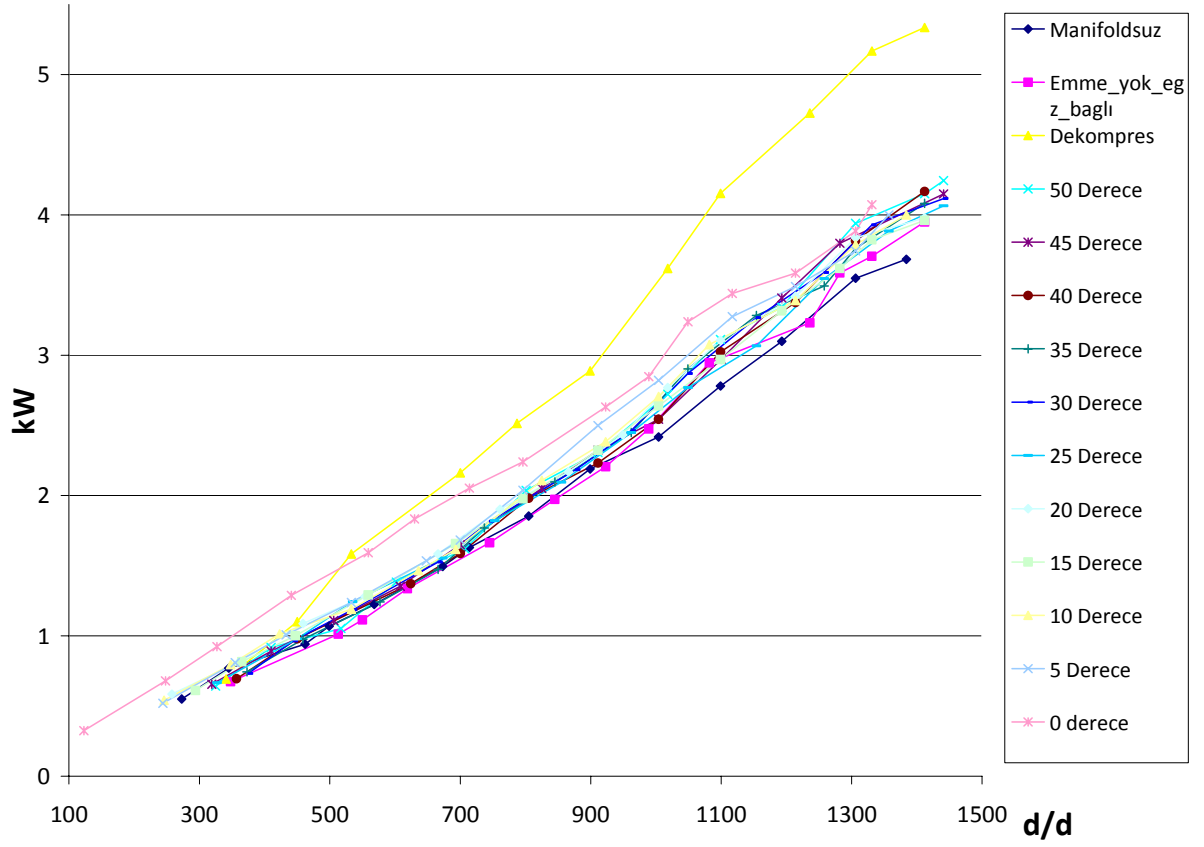
Motoring deneyleri yapılırken uyulan şartlar şu şekildedir;

- 1- Motor dışarıdan tahrik edilirken set üzerindeki DC elektrik motorun kullanılmış ve okunan akım, gerilim, soğutma suyu giriş, soğutma suyu çıkış sıcaklıkları, devir ve kelebek açıklığı kaydedilmiştir.

- 2- Motor devri 600, 900, 1300 devirlerde sabit tutulmuştur. Deney seti dışarıdan tahrik edildiğinde ancak 1450 d/d'ya ulaşabilmektedir.
- 3- Yağlama yağının viskozitesinin sıcaklıkla değişiminin de değerlendirilebilmesi açısından deneyler sıcak ve soğuk olmak üzere iki ana kategoride yürütülmüştür. Soğuk deneylerde motor soğutma suyu sıcaklığı en fazla 40°C, sıcak deneylerde ise en düşük sıcaklık 60° C ve en yüksek su sıcaklığı 70°C olacak şekilde deneyler yapılmıştır.
- 4- Deneyler esnasında motor üzerinde literatürde sürtünme kayıpları olarak nitelendirilen kısmın yardımcı elemanlardan kaynaklanan (Yağ pompası, su pompası vb.) bölümüne müdahale edilememiştir, bunun sebebi yardımcı elemanların görevlerini dışarıdan yerine getirebilecek mekanizmaların olmayışıdır.
- 5- Deneylerin kapsamı içerisinde manifoldlardan kaynaklanan kayıpların analizi açısından emme ve egzoz manifoldlarını devre dışı bırakarak ilgili sonuçlar elde edilmiştir.
- 6- Dekompres olarak adlandırılan deneylerin sonuçları irdelenirken sadece egzoz supabının daimi olarak açık tutulduğu göz önünde bulundurulmalıdır.
- 7- Deneyler esnasında ortam sıcaklığı 22°C ile 24° C arasında değişmekte ve nem değeri %50 ile %70 aralığındadır.

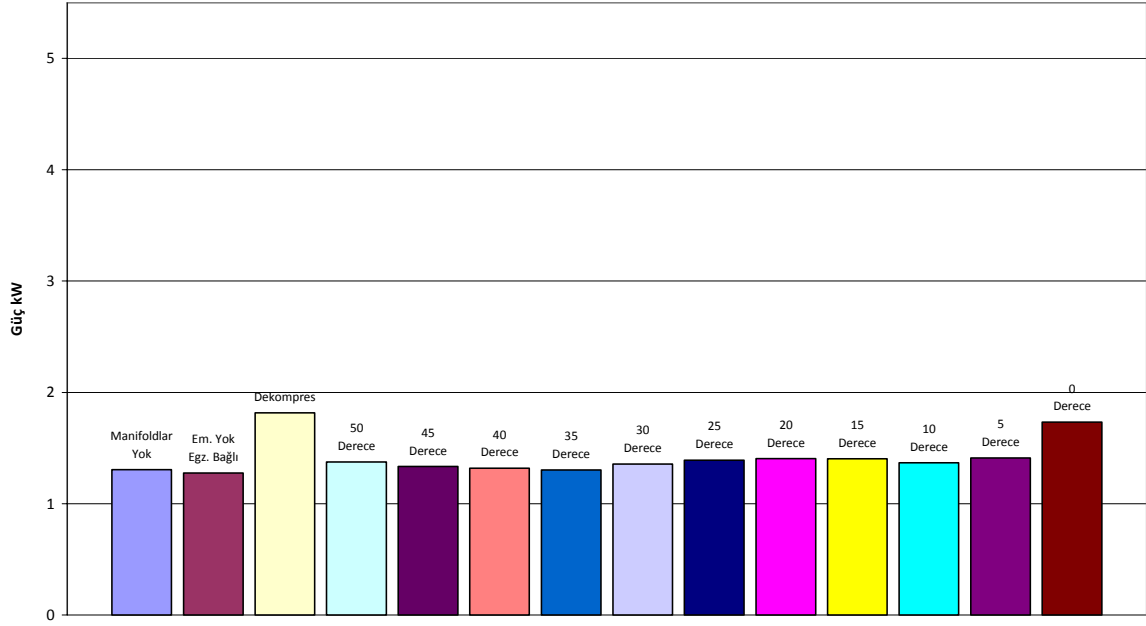
### 10.1.3 Motoring deneyi sonuçları

#### 10.1.3.1 Soğuk şartlardaki deneylerin sonuçları



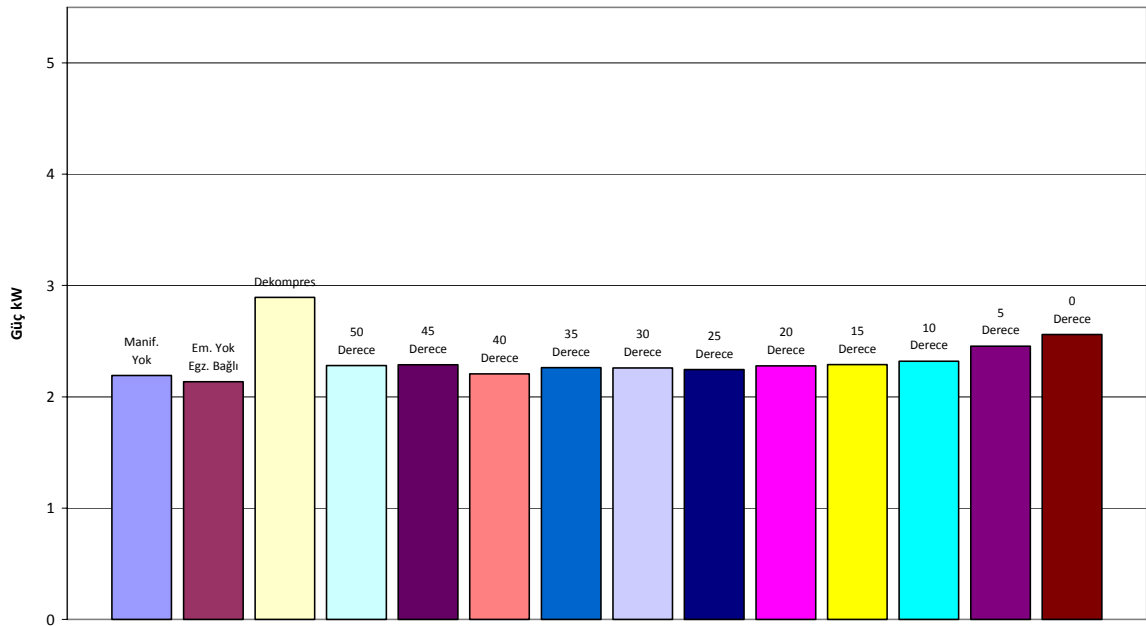
Şekil 11.1 Soğuk şartlarda motoring deneyinin genel sonuçları.

600 d/d Soğuk Motoring Deneyi



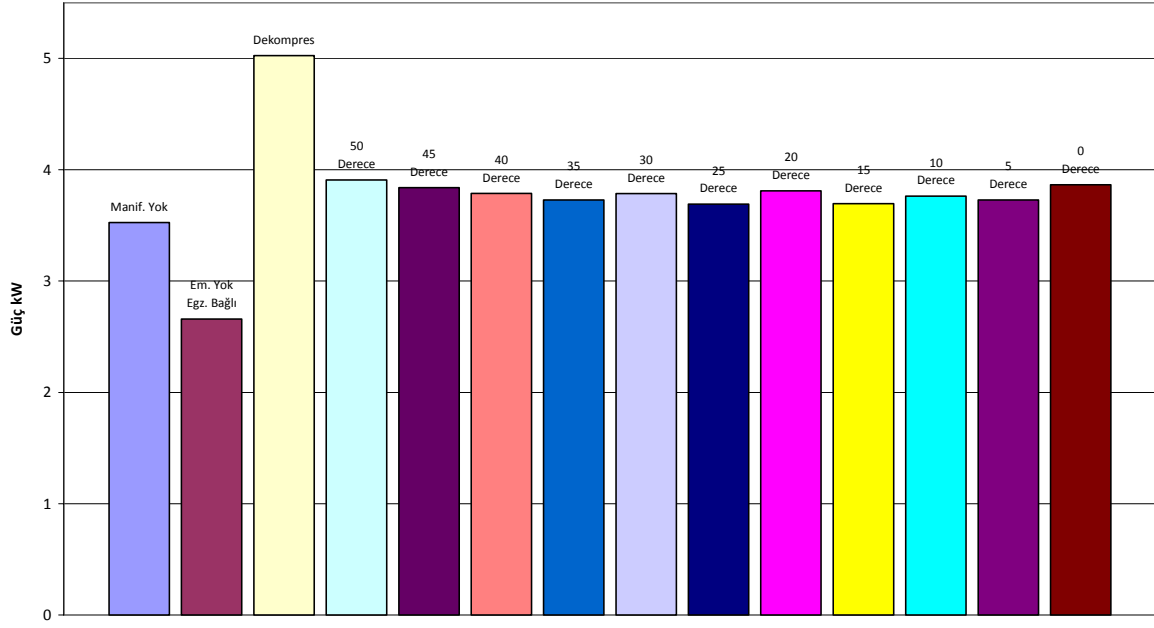
Şekil 11. 2 600 d/d Soğuk şartlarda motoring deneyi.

900 d/d Soğuk Motoring Deneyi



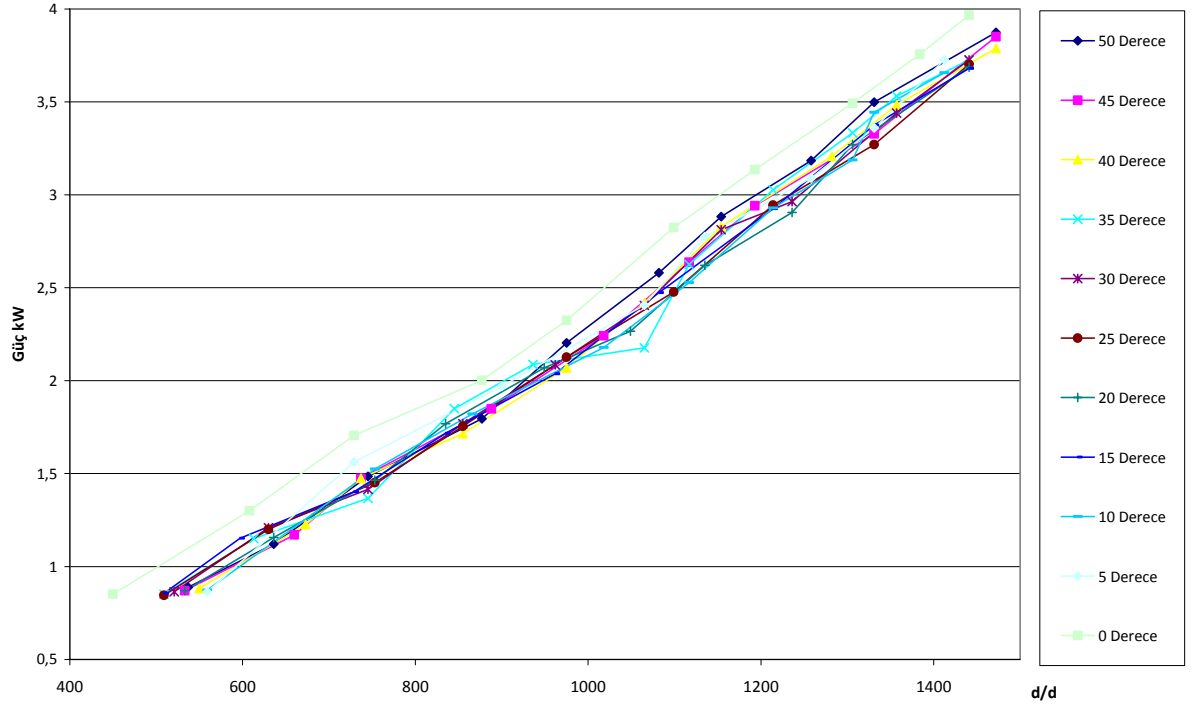
Şekil 11. 3 900 d/d Soğuk şartlarda motoring deneyi.

## 1300 d/d Soğuk Motoring Deneyi



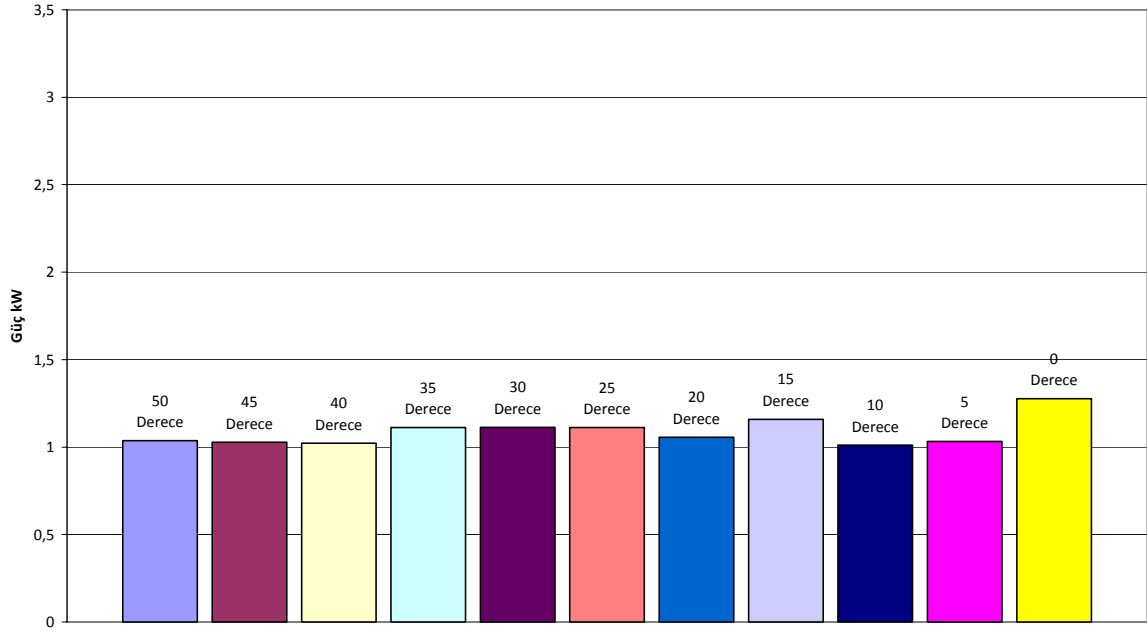
Şekil 11. 4 1300 d/d Soğuk şartlarda motoring deneyi.

### 10.1.3.2 Rejim şartlarındaki deneylerin sonuçları



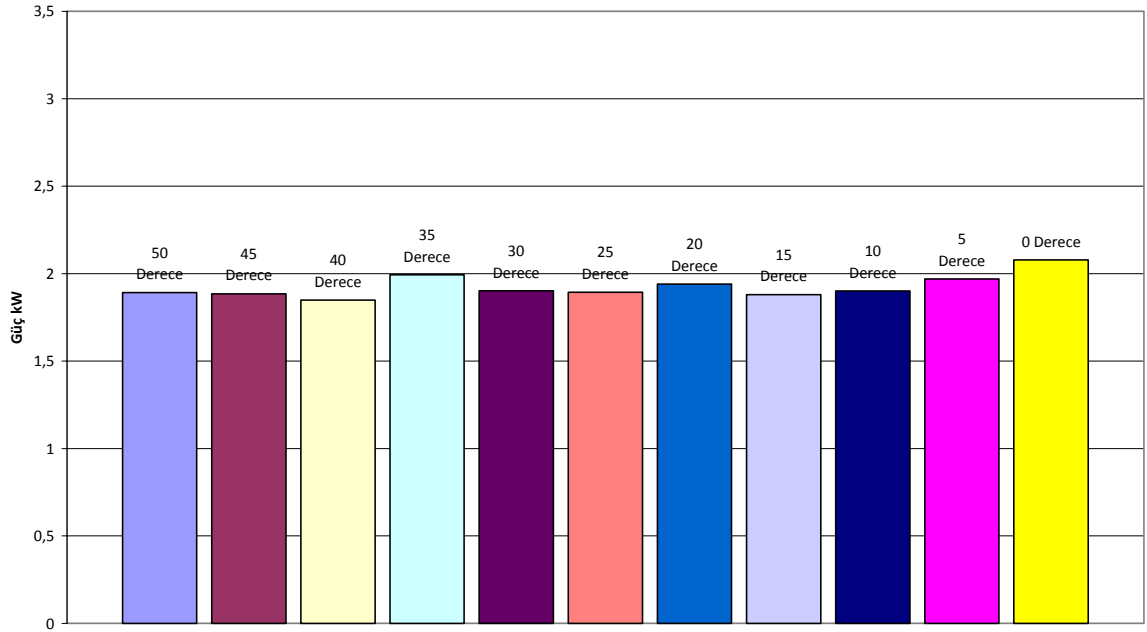
Şekil 11.5 Rejim şartlarında motoring deneylerinin genel sonuçları.

600 d/d Rejim Motoring Deneyi

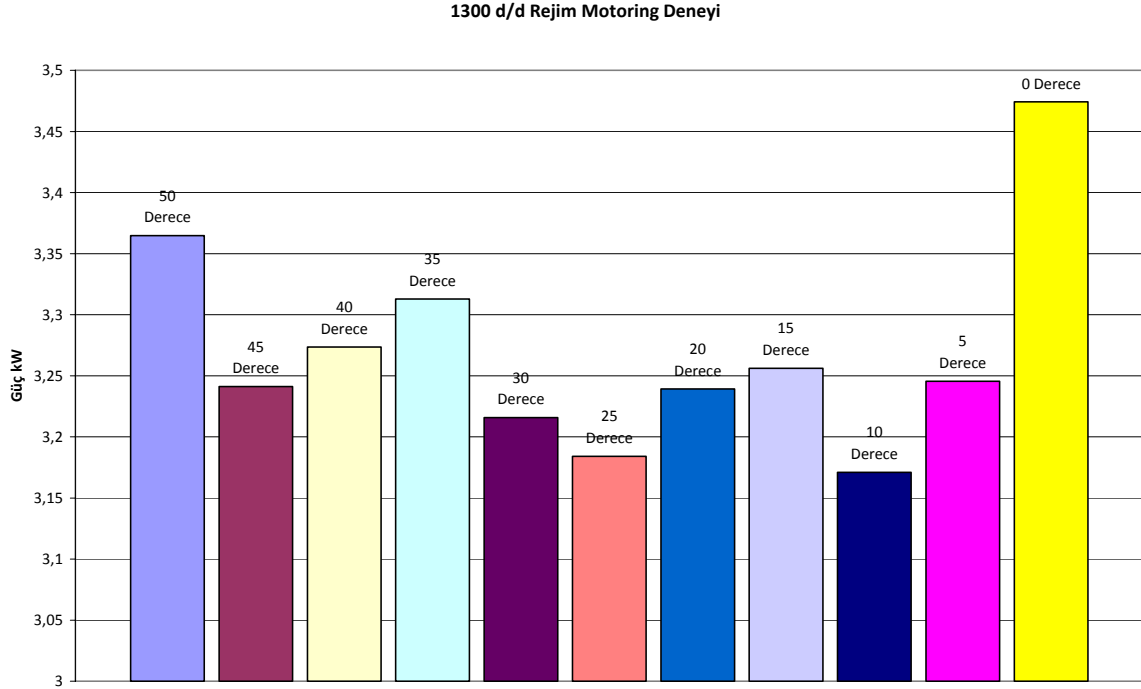


Şekil 11. 6 600 d/d Rejim şartlarında motoring deneyi.

900 d/d Rejim Motoring Deneyi



Şekil 11. 7 900 d/d Rejim şartlarında motoring deneyi.



Şekil 11. 8 1300 d/d Rejim şartlarında motoring deneyi.

### 10.1.3.3 Motoring deneylerinin sonuçlarının irdelenmesi

1- Deney sonuçları incelendiği zaman iki temel husus öncelikle göze çarpmaktadır. Bunlardan ilki devir sayısındaki artış ile orantılı olarak motorun çektiği gücün artmasıdır, diğeri ise sıcak şartlarda harcanan enerjinin daha az oluşudur bunlar beklendiği gibi çıkmıştır.

2- Soğuk şartlarda yapılmış deneylerde her üç devirde de en yüksek güç harcamasını dekompres şartında oluşmuştur. Termodinamik anlamda irdelendiğinde bunun doğru olacağı görülür çünkü motor supaplarından birisi sürekli açıktır ve motor sürekli dolgu emip atmaktadır. Kompresör gibi çalışan motorun sıkıştırma ve genişleme stroklarında her ne kadar tersinmez olsa da birbirini karşılayan iş miktarları bu durumda ortadan kalkmaktadır.

3- Dekompres şartından sonra bir diğer dikkate değer husus her üç devirde de kapalı kelebek pozisyonunda çekilen gücün açık kelebek pozisyonlarına göre daha fazla oluşudur. Yine

beklendiği gibi kapalı kelebek sebebiyle manifold vakumundaki artış emme stroğunda motorun karter basıncına karşı iş yapmasını gerektirdiğinden bu şartta güç gereksiniminde artış olmaktadır.

4- Kapalı kelebek pozisyonlarında ki güç değerlerine dikkat edilirse kelebek tam kapalı konumu ile açık konumları arasındaki güç farkı soğuk şartlarda hız arttıkça azalmaktadır.

5- Soğuk şartlarda yapılan motoring deneylerinde kelebek açıklığının değişimine bağlı olarak motorun çektiği güç değerleri birbirlerine her üç devirde de çok yakındır.

6- Sıcak şartlarda kelebek açıklıklarına bağlı değişen güç gereksinimleri soğuk şartlara göre göreceli olarak daha değişkendir. Ancak skala aralığının çok dar oluşu dikkate alınırca yakın değerler olduğu görülecektir.

7- Soğuk şartlarda yapılan deneylerde her iki manifoldun olmadığı ve sadece egzoz manifoldunun bağlı olduğu durumlarda güç gereksinimi en düşük değerlerine ulaşmaktadır. Manifoldlardan kaynaklanan sürtünme kaybının kelebekten kaynaklanan kısılma kaybına oranı oldukça düşüktür.

8- Sıcak deneylerde soğuk deneylerden farklı olarak 900 ve 1300 devirlerde kelebek pozisyonlarındaki değişim ile birlikte farklı açıklıklarda farklı güç değerleri elde edilmiştir ancak bu durumu açıklayabilmek için daha hassas ölçüm yapabilmek gerektiğine inanmaktayım. Özellikle emme havası sıcaklığı ve emme manifoldu içindeki hava akış hızlarının ölçümüne bağlı bir değerlendirme yapmak daha doğru olacaktır.

## 10.2 Performans deneyi

### 10.2.1 Performans deneyinin amacı

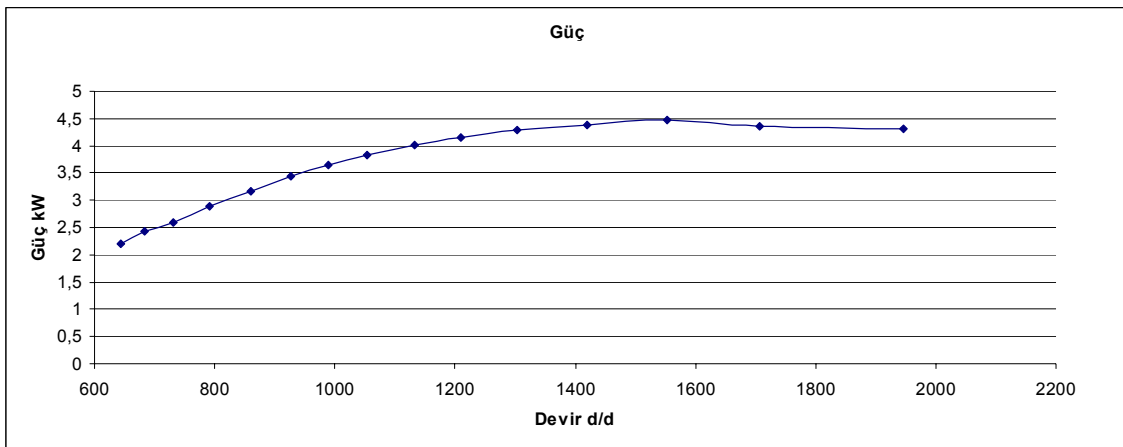
Deney seti ile çevrim atlatma deneylerine başlamadan önce motorun performans, özgül yakıt tüketimi değerlerini ortaya koyabilmek açısından performans deneyi uygulanmıştır.

### 10.2.2 Performans deney prosedürü

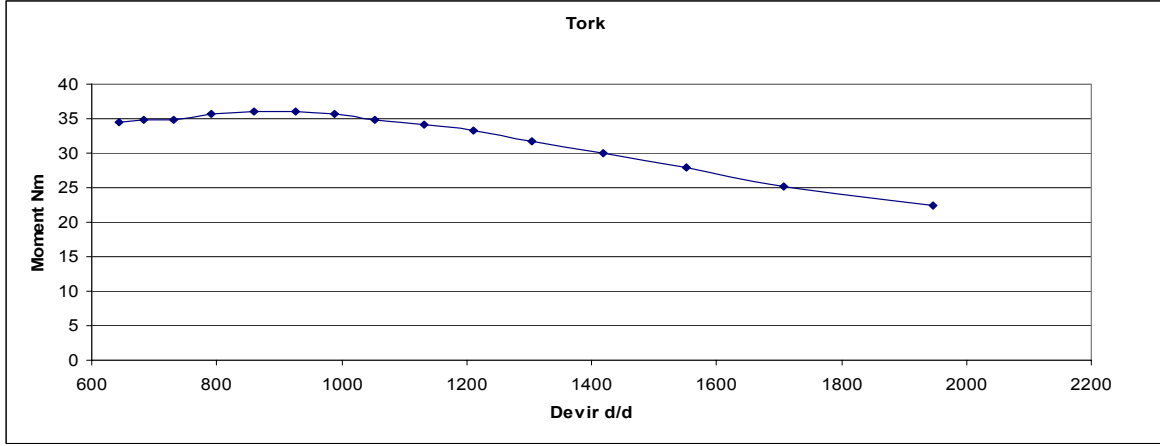
- 1- Deney motoru tam gaz yüksüz pozisyondan tam gaz yüklü pozisyona kadar kademeler halinde yüklenmiştir.
- 2- Ortam sıcaklığı  $22 \div 25$  ° C ve 1 Bar şartlarında yapılmıştır.
- 3- Deney motoru rejim halinde iken deneyler yapılmıştır.

### 10.2.3 Performans deneyi sonuçları

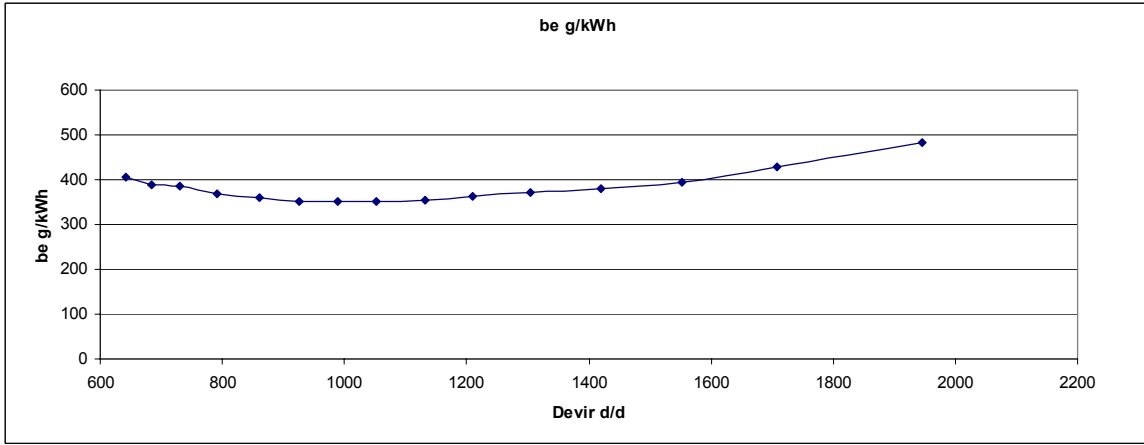
Sonuçlar grafikler halinde verilmiştir;



Şekil 11. 9 Motor gücünün devir sayısı ile değişimi.



Şekil 11. 10 Motor momentinin devir sayısı ile değişimi.



Şekil 11. 11 Özgül yakıt tüketiminin devir sayısı ile değişimi.

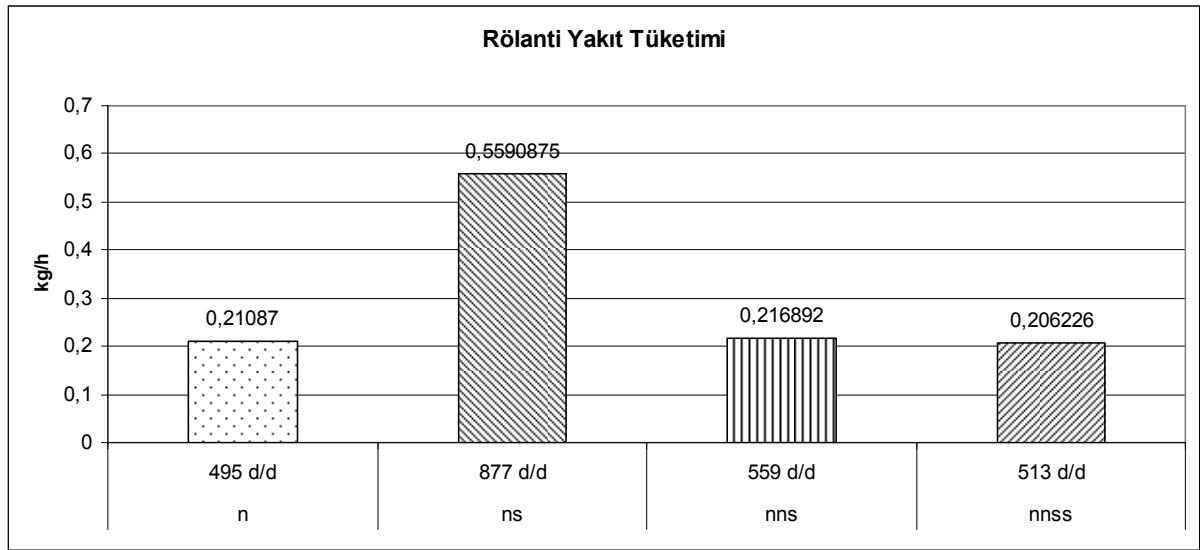
### 10.3 Ralanti deneyleri

Ralanti deneyi sonuçları çizelge 11.1’de verilmiştir. Ralanti şartı olarak kabul edilen kıstaslar maddeler halinde şu şekildedir;

- 1- Ralanti devri motorun kararlı halde çalışabildiği en düşük devirdir. Devir çalkalanmaları  $\pm 15$  devir olacak şekilde sonuçların geçerliliği kabul edilmiştir.
- 2- Ralanti deneylerinde soğuk çalışma şartı aranmamıştır. Açıklamak gerekirse blok sıcaklığı  $50^{\circ}\text{C}$  ile  $70^{\circ}\text{C}$  arasında kararlı çalışma şartları aranmıştır. Bunun sebebi oldukça uzun süren ve hassas ayarlamalar gerektiren deneyler esnasında blok sıcaklığının ister istemez artmasıdır. Sürekli sabit sıcaklıkta tutulabilen soğutma suyu devresi deney setine ek olarak monte edilebilirse ilk harekette ve sabit sıcaklıkta kararlı çalışma şartı araştırılabilir.
- 3- Ralanti deneylerinde hava fazlalık katsayısının 1 civarında olması şartı da aranmamıştır zira ralanti şartlarında silindir içersindeki art gaz miktarının artışına bağlı olarak daha zengin bir karışıma gereksinim duyulur.
- 4- Farklı çalışma modları ayrı ayrı denenmiştir.
- 5- Sabitliği gözlemlenen ralanti devrinde motorun 10 dakika şartlarını değiştirmeden çalışması koşulu aranmıştır.

Çizelge 11.1 Ralanti deneyi sonuçları

Çalışma Modu	Ralanti devri d/d	Kelebek Açıklığı °	Yakıt tüketimi kg/h	Soğ. suyu dönüş sıcaklığı °C
n	495	1,50	0,211	48
ns	877	4,91	0,559	64,4
nns	559	2,23	0,217	58
nnss	513	1,86	0,206	70



Şekil 11. 12 Ralanti deneyi sonuçları grafiksel ifadesi.

Ralanti deneylerinde motor farklı çalışma modlarında denenmiş ve sonuçları araştırılmıştır.

#### Sonuçların değerlendirilmesi

- 1- Şekil 11.12'den rahatlıkla görülebileceği gibi deney motoru hiçbir çevrim atlama stratejisinde normal çalışma devrinin altına inememiştir.
- 2- Ns stratejisi ile sürdürülen deneylerde motorun ralanti kararlılığı oldukça yüksek devirde yakalanmıştır.

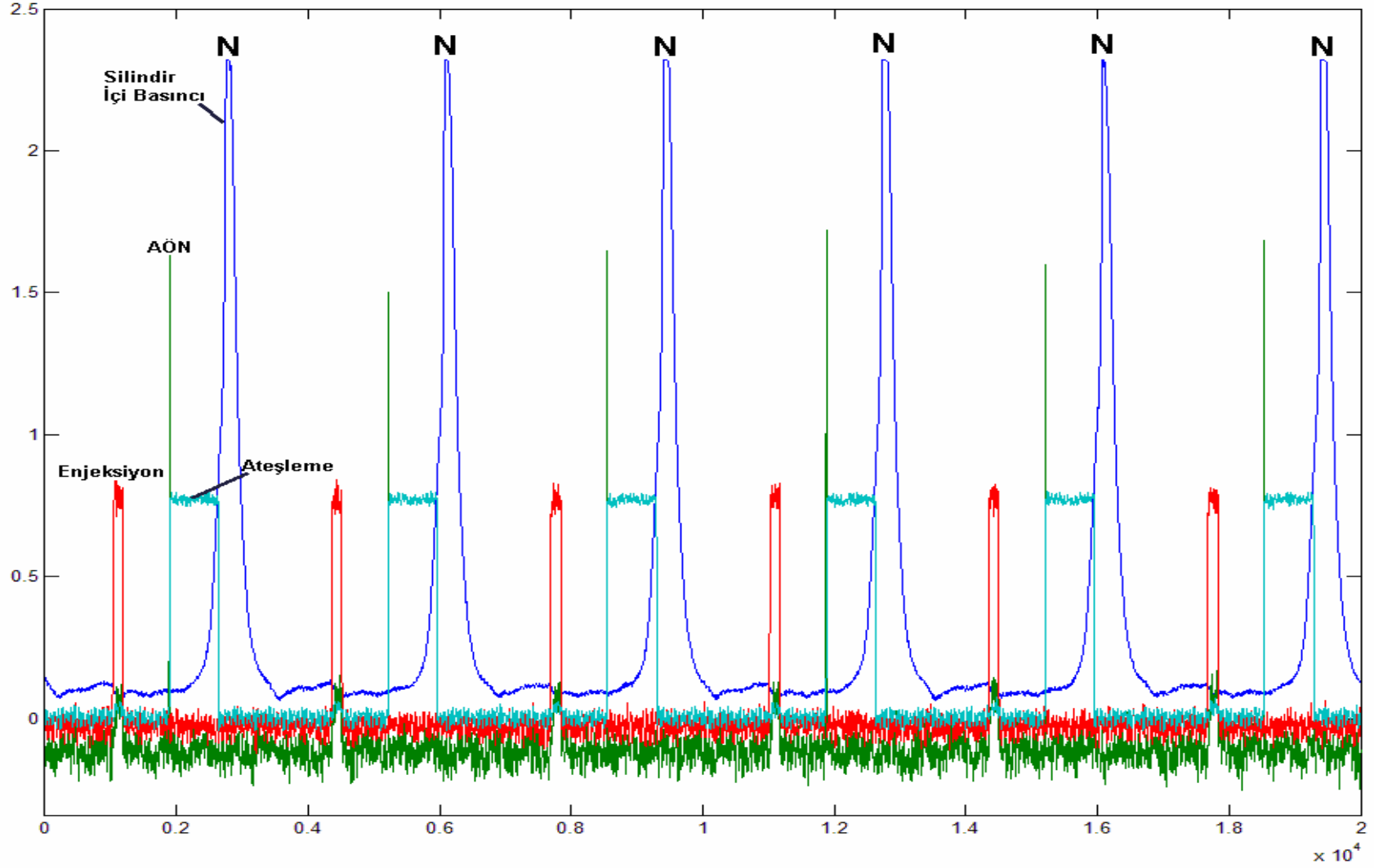
- 3- Farklı çalışma stratejilerinde motorun en iyimser şartlarda kendi ralanti yakıt tüketimini yakalayabildiği gözlemlenmektedir.
- 4- Nnss çalışma modunda elde edilen olumlu sayılabilecek sonuç dahi motorun normal çalışma ralanti yakıt tüketimi değerinin aynısı olarak okunmaktadır.
- 5- Deneyler esnasında nss çalışma modu, ns çalışma modundaki olumsuz sonuç göz önüne alınarak irdelenmemiştir zira deney motorunun devir çalkalanmaları ns stratejisinde oldukça ön plana çıkmıştır. Ayrıca gözlemlenen bir diğer hususta deney motorunun birbiri ardına normal çalışan çevrim sayısı artışı ile doğru orantılı olarak kararlı çalışma eğilimini arttırdığıdır.
- 6- Ralanti deneyi sonuçlarına bakıldığı zaman kelebek açıklığının beklendiği gibi arttığı çizelge 11.1'den okunabilir, ancak bu artışın yakıt tüketimini olumlu sonuçlamamasının düşünülen nedeni yine kelebek açıklığının yeterli miktarda artamayaşadır.
- 7- Yine aynı bağlamda pas geçilen çevrimlerde silindir içi süpürmeden dolayı daha iyi bir yanma şartı sağlanmasına rağmen bu durumun etkisi de deneylere olumlu yansımamıştır.
- 8- Deney motorumuzun volanı, setin öncelikli amacı olan oktan ve setan sayısının tespitinde arzulanan düşük devirler sebebiyle oldukça büyük imal edilmiştir. Bu sebeple normal çalışmada motorun ralanti devri oldukça düşüktür. Farklı bir deney motorunda aynı deneyler tekrarlanırsa sonuçların farklı olabileceği görüşündeyim.

## 10.4 Çevrim atlatma deneyleri

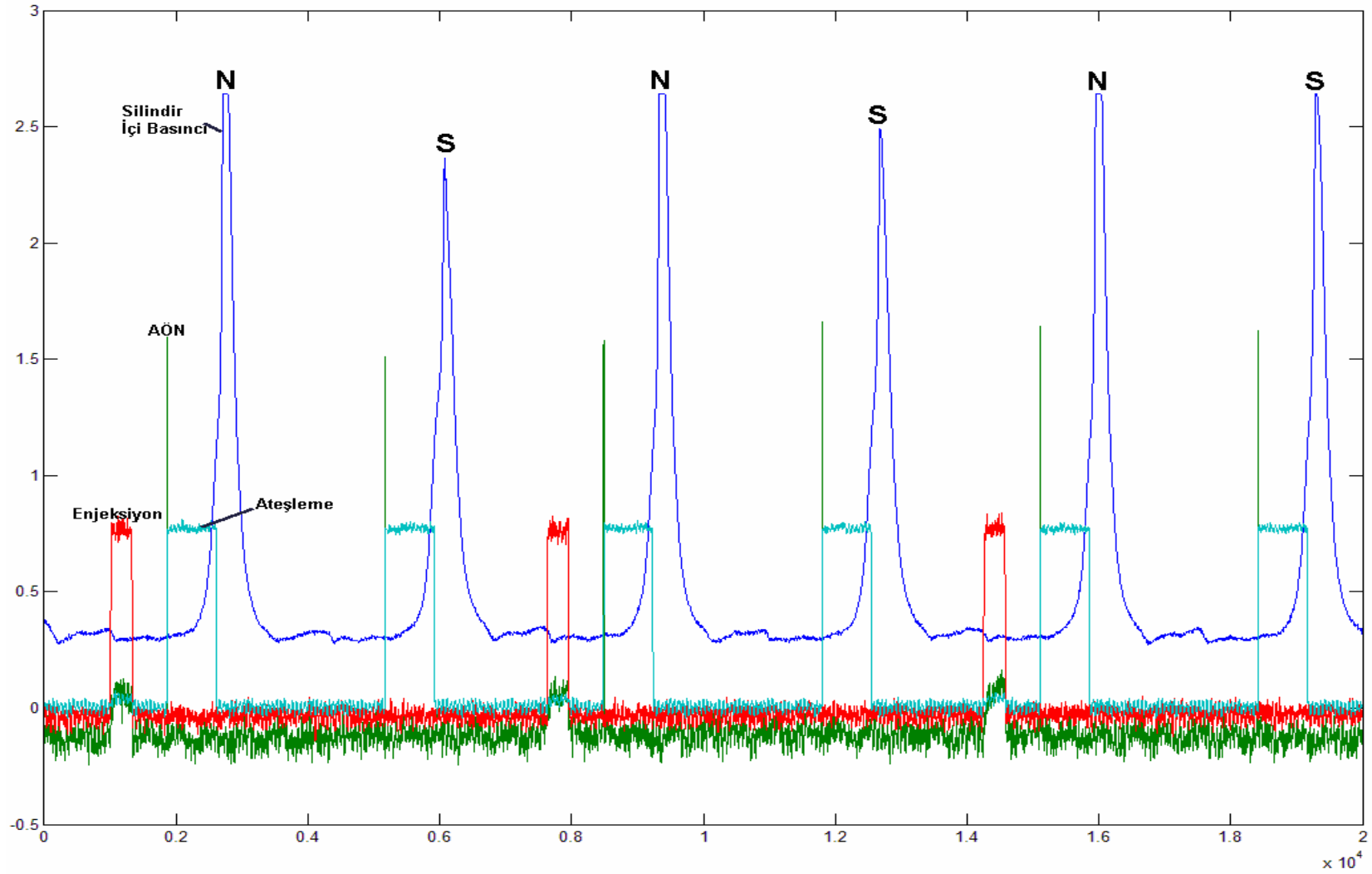
### 10.4.1 Çevrim atlatma deneylerinin sonuçları

Çizelge 11.2 Deney motoru ile uygulanan çevrim atlatma deneylerinin toplu sonuçları.

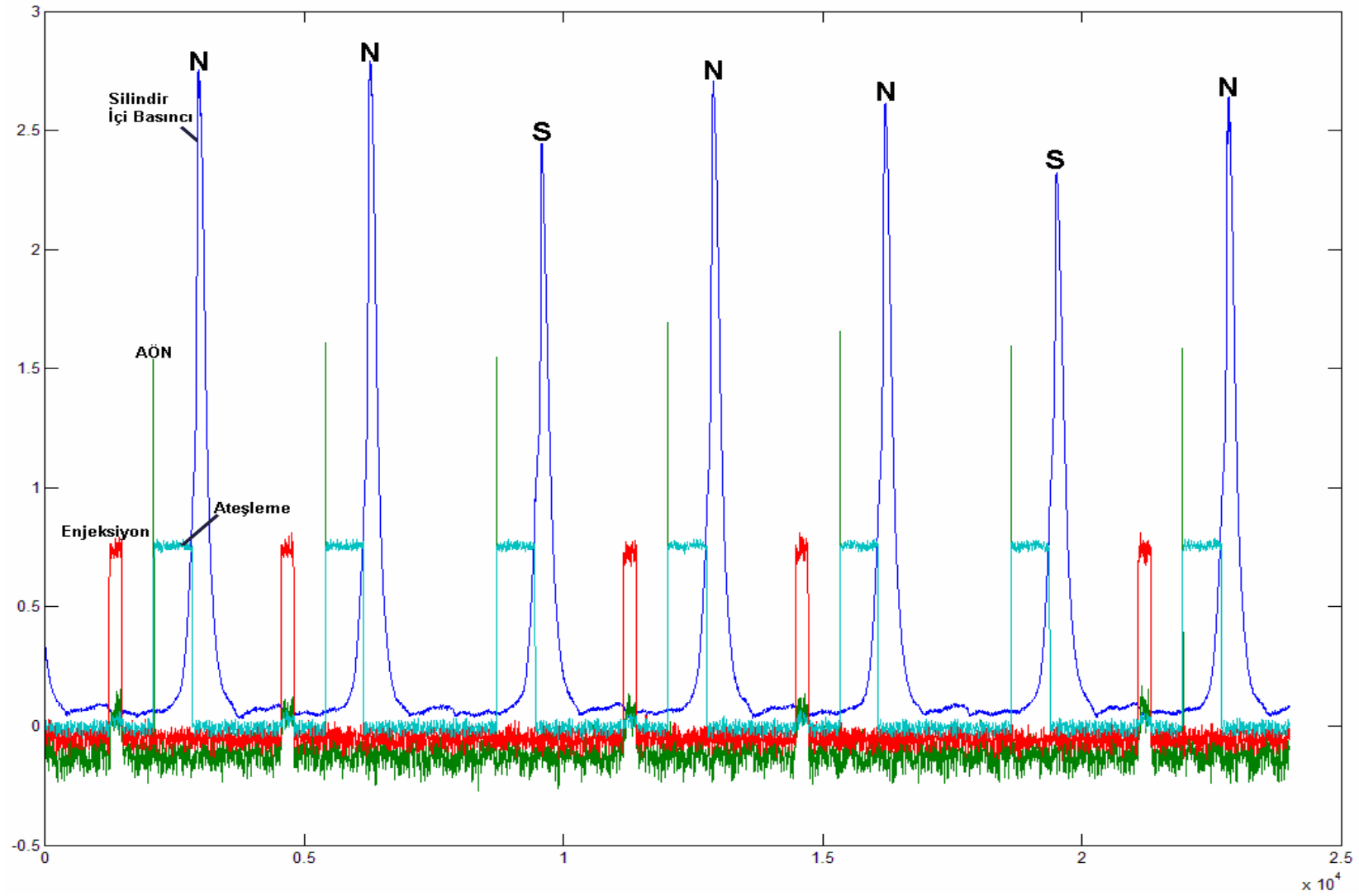
Yük Değerleri				Be g/kWh				Kelebek Açıklığı °				% Co				% Co2				HC ppm			
Pme bar	Devir1 d/d	Güç1 kW	%yük1	n	ns	nns	nnss	n	ns	nns	nnss	n	ns	nns	nnss	n	ns	nns	nnss	n	ns	nns	nnss
0,42	750	0,21	7,540395	1745,83	1625,26	1630,47	1729,09	2,17	3,38	2,95	4,01	3,17	2,89	2,99	4,24	11,22	11,21	11,31	10,04	458,00	442,00	450,00	484,00
0,5	900	0,3	8,976661	1482,32	1397,46	1423,78	1561,73	3,10	4,01	3,80	5,70	2,92	2,52	3,05	3,58	11,47	11,48	11,31	10,44	401,00	365,00	385,00	467,00
0,65	1200	0,52	11,66966	1209,76	1155,13	1190,00	1322,91	6,77	7,59	7,59	7,38	2,34	2,01	2,61	3,36	12,35	12,23	11,84	10,95	318,00	274,00	286,00	343,00
Yük Değerleri				Be g/kWh				Kelebek Açıklığı °				% Co				% Co2				HC ppm			
Pme bar	Devir1 d/d	Güç1 kW	%yük1	n	ns	nns	nnss	n	ns	nns	nnss	n	ns	nns	nnss	n	ns	nns	nnss	n	ns	nns	nnss
1	750	0,5	17,95332	834,04	801,48	814,11	855,36	4,07	5,91	4,85	5,70	3,11	2,53	3,00	3,32	11,07	11,29	11,28	10,53	444,00	408,00	427,00	440,00
1	900	0,6	17,95332	857,37	821,69	839,40	894,57	5,91	5,91	5,91	5,70	3,18	2,28	2,96	3,31	11,13	11,64	11,34	10,74	398,00	352,00	367,00	398,00
1	1200	0,8	17,95332	854,72	820,26	849,72	927,06	6,77	7,59	6,75	11,18	1,84	1,61	2,21	2,94	12,75	12,60	12,18	11,13	312,00	278,00	287,00	342,00
Yük Değerleri				Be g/kWh				Kelebek Açıklığı °				% Co				% Co2				HC ppm			
Pme bar	Devir1 d/d	Güç1 kW	%yük1	n	ns	nns	nnss	n	ns	nns	nnss	n	ns	nns	nnss	n	ns	nns	nnss	n	ns	nns	nnss
2	750	1	35,90664	555,18	523,54	530,33	552,61	6,77	7,59	7,59	8,44	2,99	2,37	2,52	3,04	11,18	11,58	11,93	10,85	440,00	415,00	408,00	454,00
2	900	1,2	35,90664	544,87	521,10	542,30	546,29	6,75	7,59	7,59	8,44	2,67	1,99	2,13	2,86	11,63	12,05	12,23	11,16	398,00	375,00	379,00	399,00
2	1200	1,6	35,90664	521,93	526,28	536,76	604,01	10,13	11,18	12,03	13,71	1,04	1,71	1,72	2,71	13,68	12,45	12,87	11,30	271,00	254,00	256,00	318,00
Yük Değerleri				Be g/kWh				Kelebek Açıklığı °				% Co				% Co2				HC ppm			
Pme bar	Devir1 d/d	Güç1 kW	%yük1	n	ns	nns	nnss	n	ns	nns	nnss	n	ns	nns	nnss	n	ns	nns	nnss	n	ns	nns	nnss
3	750	1,5	53,85996	486,09	444,00	445,84	469,03	11,18	12,24	11,18	10,34	3,20	2,13	2,24	3,14	10,93	11,81	12,21	10,77	439,00	401,00	407,00	443,00
3	900	1,8	53,85996	443,53	435,15	420,04	455,03	11,18	12,24	13,71	13,71	2,01	2,06	1,86	2,85	12,34	11,97	12,60	11,17	386,00	362,00	366,00	383,00
3	1200	2,4	53,85996	438,31	456,43	443,79	504,44	13,71	15,40	15,40	20,25	1,16	2,18	1,86	2,96	13,54	11,91	12,67	10,96	267,00	273,00	263,00	321,00



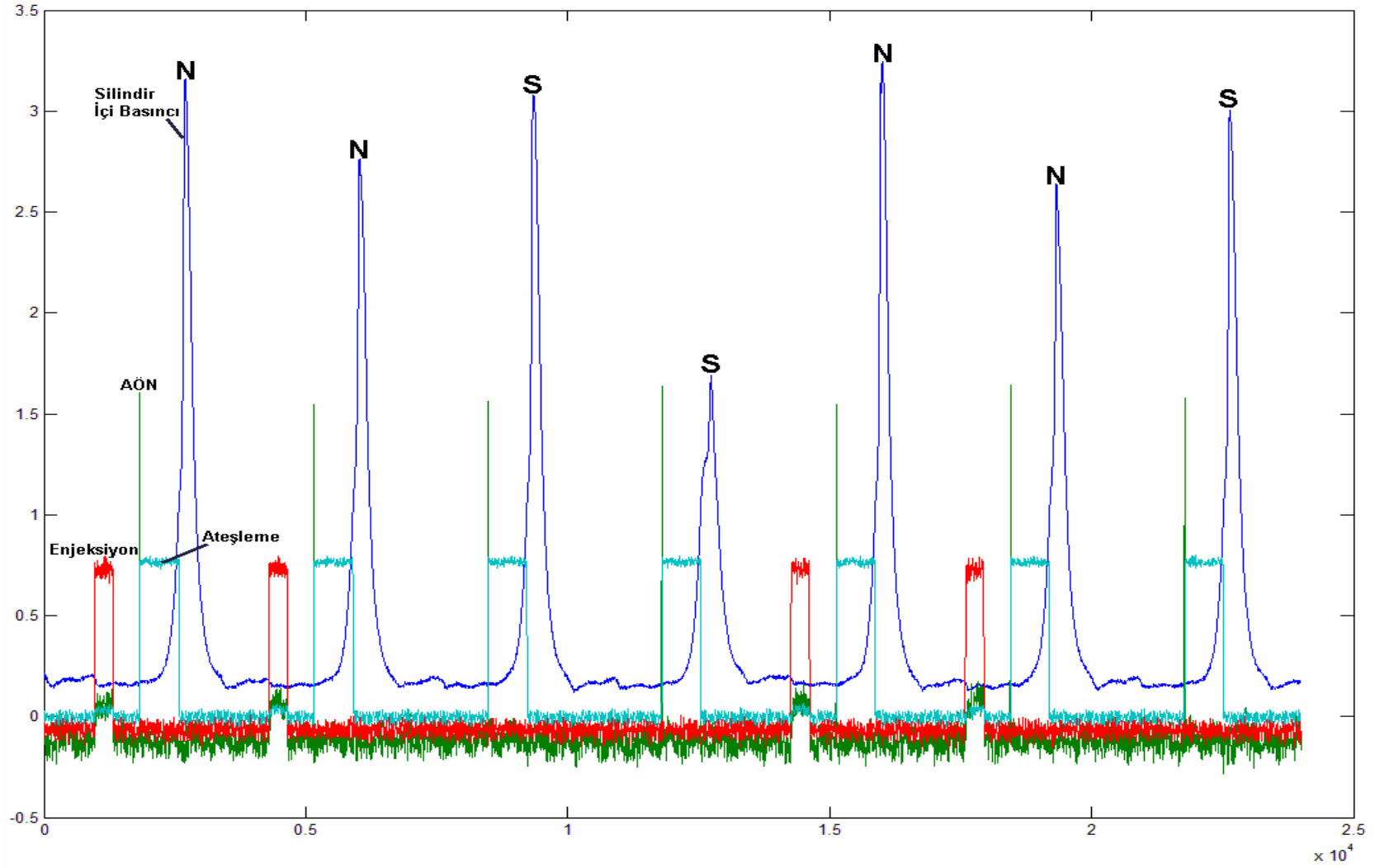
Şekil 11. 13 Normal çalışmada deney motoru silindir içi basınç datası.(1 Bar OEB, 900 d/d)



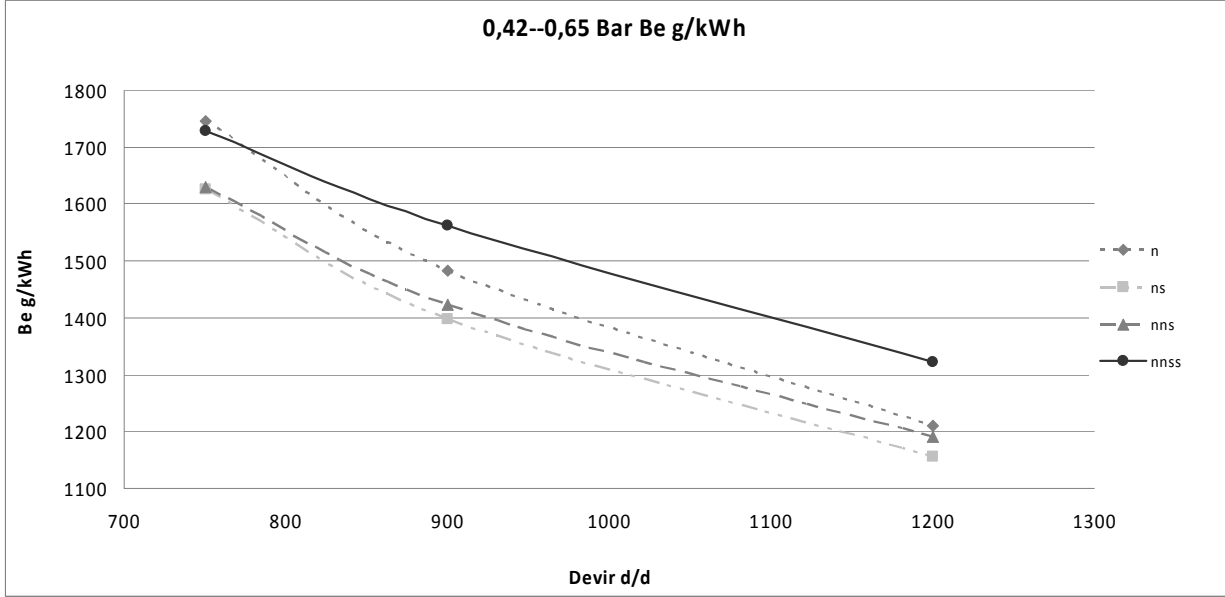
Şekil 11. 14 NS çalışma modunda silindir içi basınç datası. (1 Bar OEB, 900 d/d)



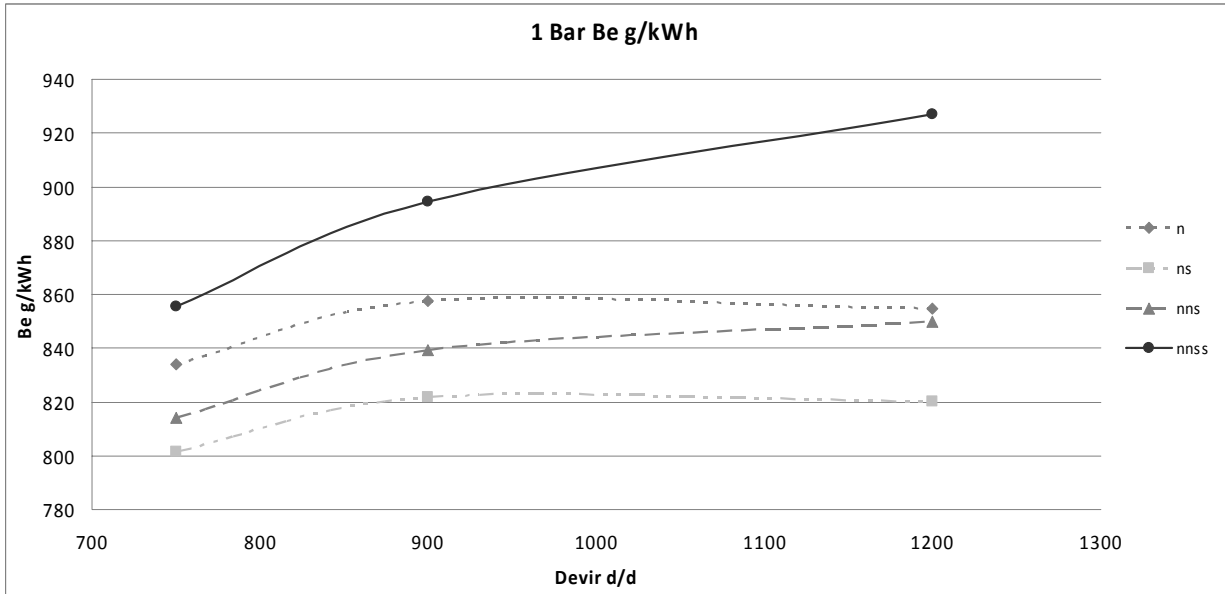
Şekil 11. 15 NNS çalışma modunda silindir içi basınç datası. (1 Bar OEB, 900 d/d)



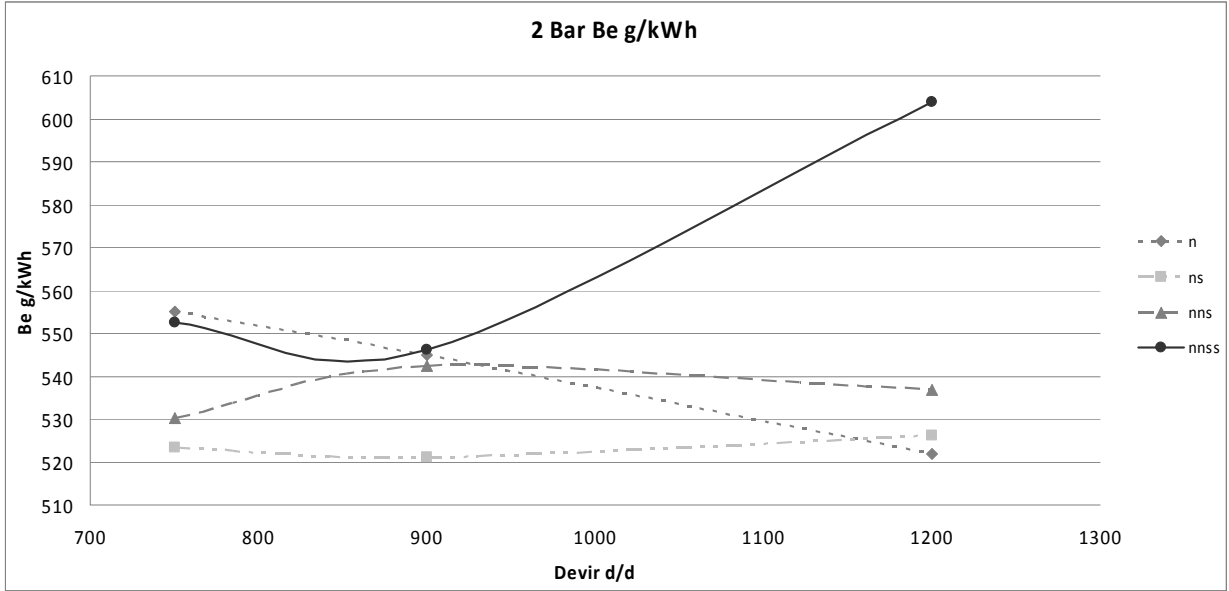
Şekil 11. 16 NNSS çalışma modunda silindir içi basınç datası. (1 Bar OEB, 900 d/d)



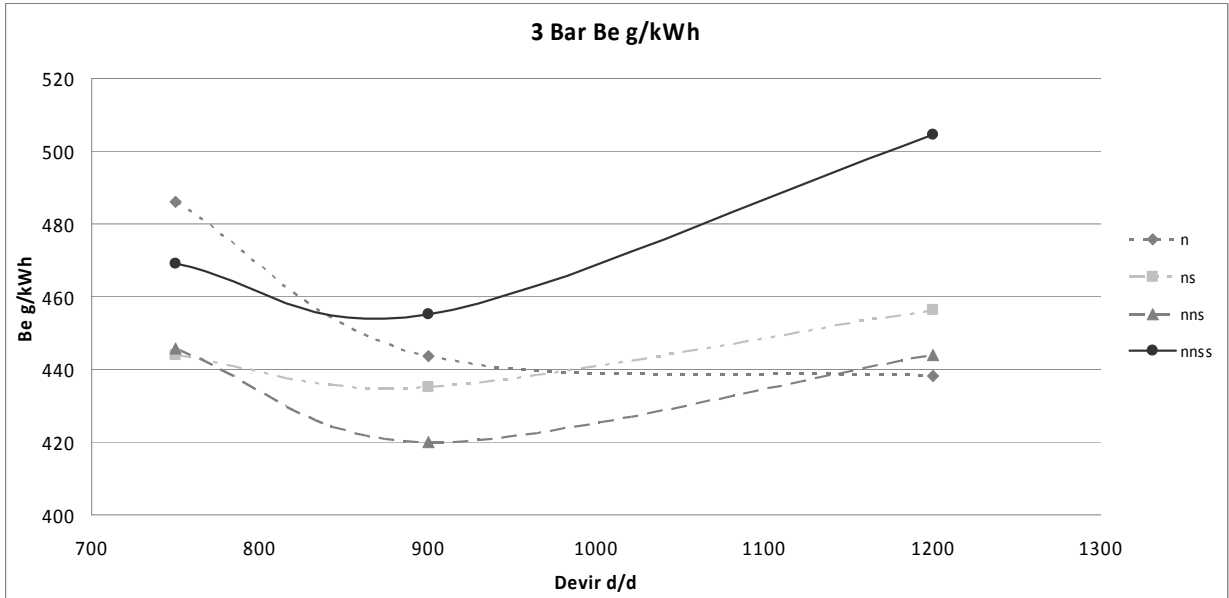
Şekil 11. 17 0,42-0,65 Bar OEB aralığında FÖYT değişimi.



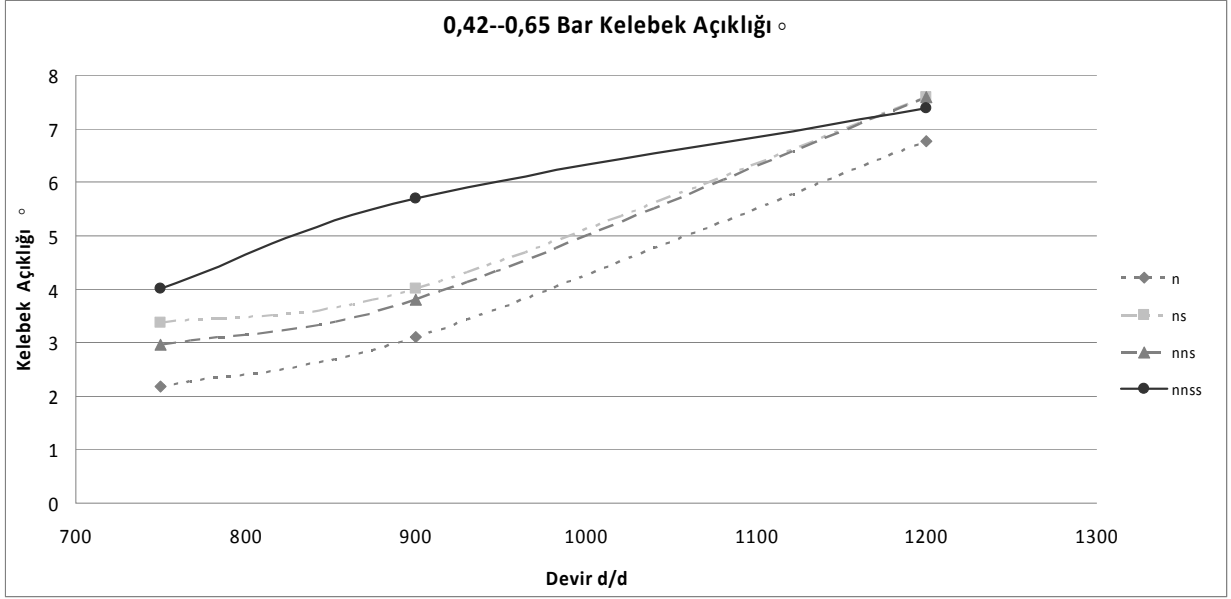
Şekil 11. 18 1 Bar OEB şartında FÖYT değişimi.



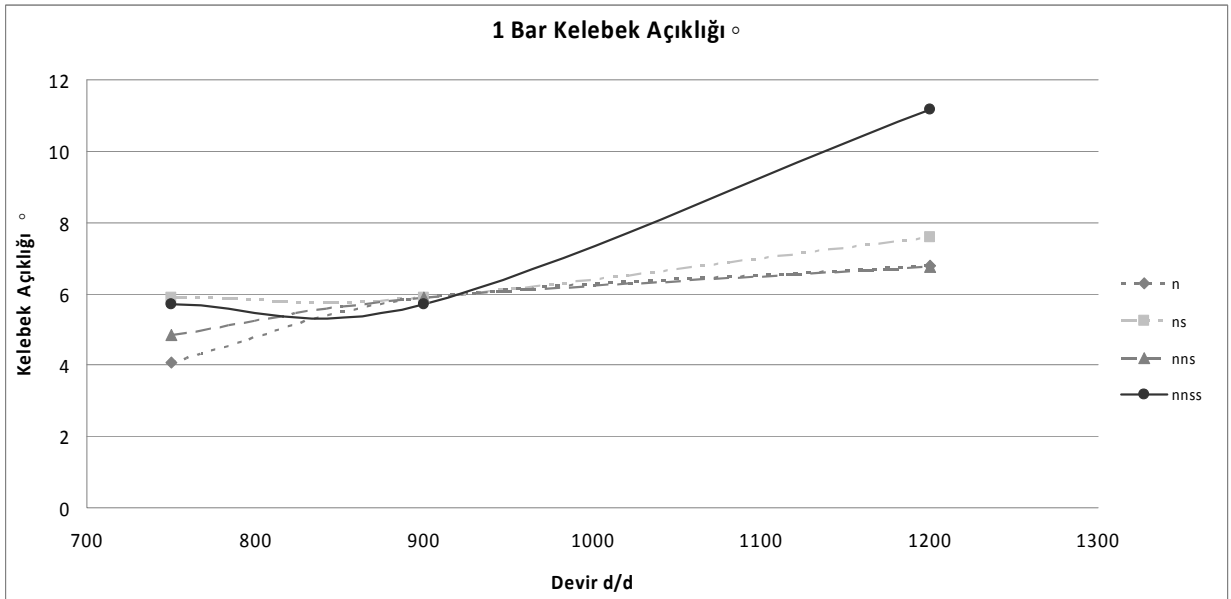
Şekil 11. 19 2 Bar OEB şartında FÖYT değişimi.



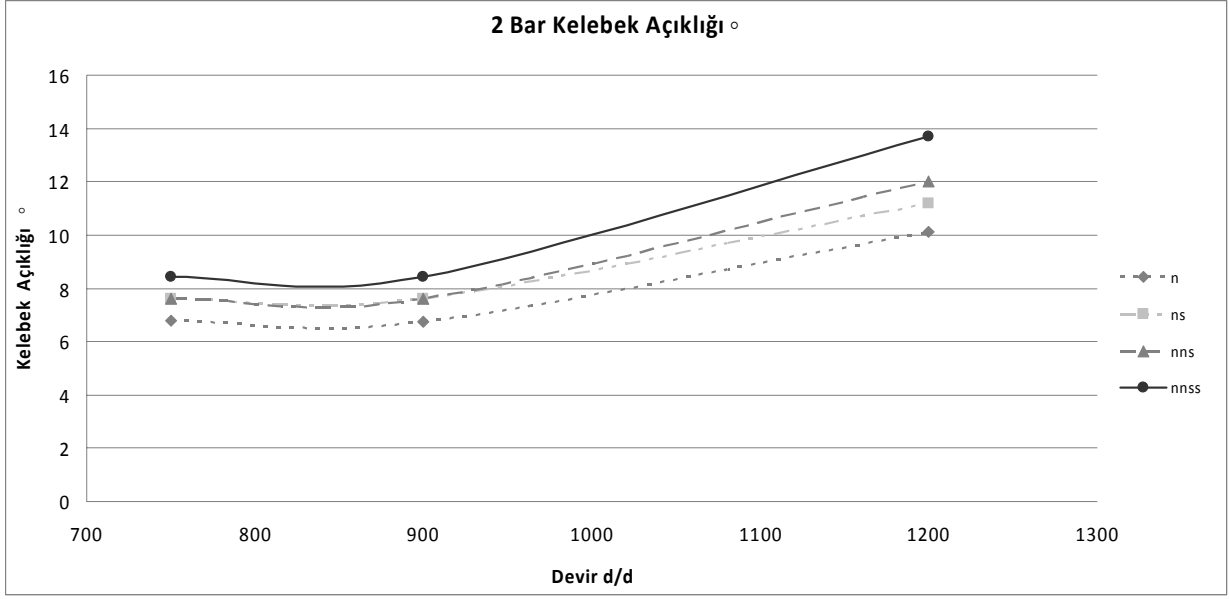
Şekil 11. 20 3 Bar OEB şartında FÖYT değişimi.



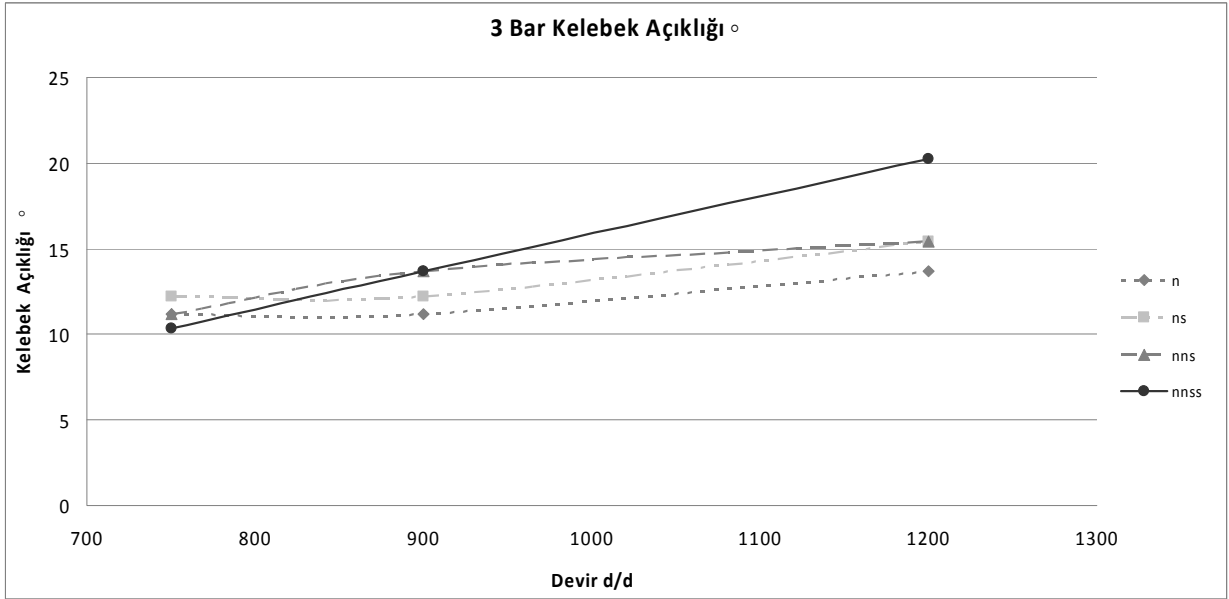
Şekil 11. 21 0,42-0,65 Bar OEB aralığında kelebek açıklığının değişimi.



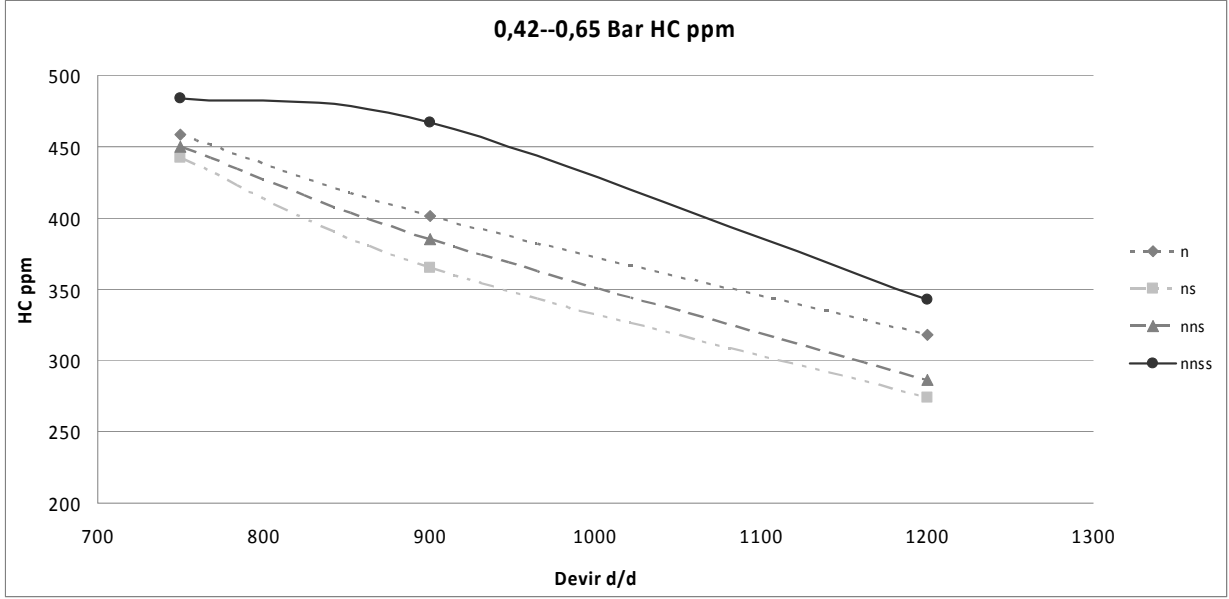
Şekil 11. 22 1 Bar OEB şartında kelebek açıklığının değişimi.



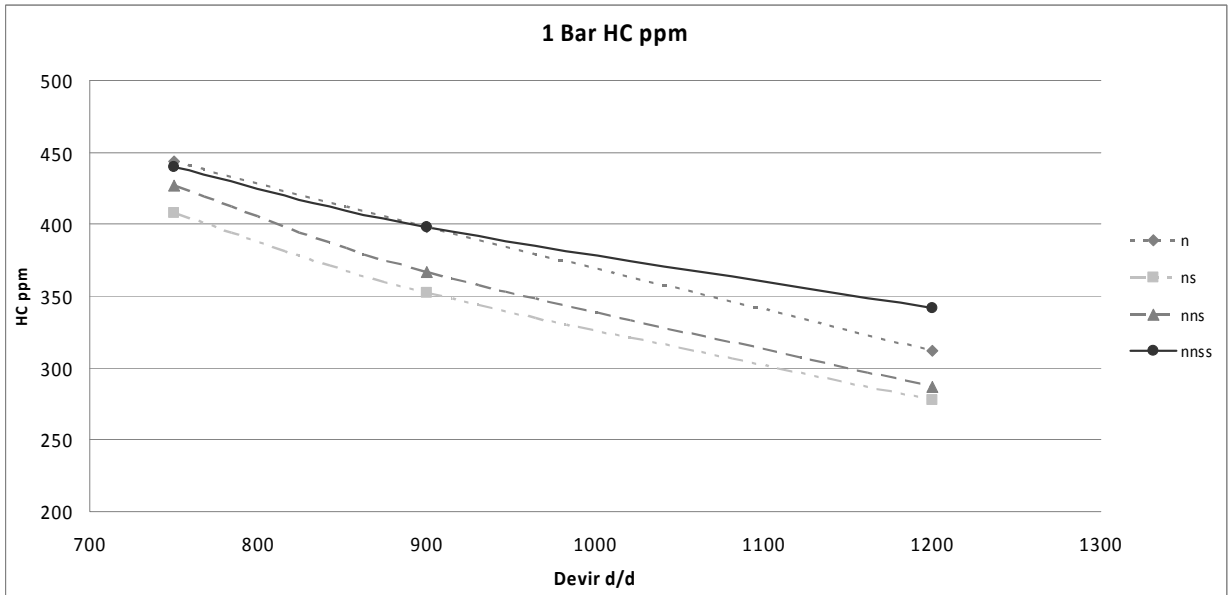
Şekil 11. 23 2 Bar OEB şartında kelebek açıklığının değişimi.



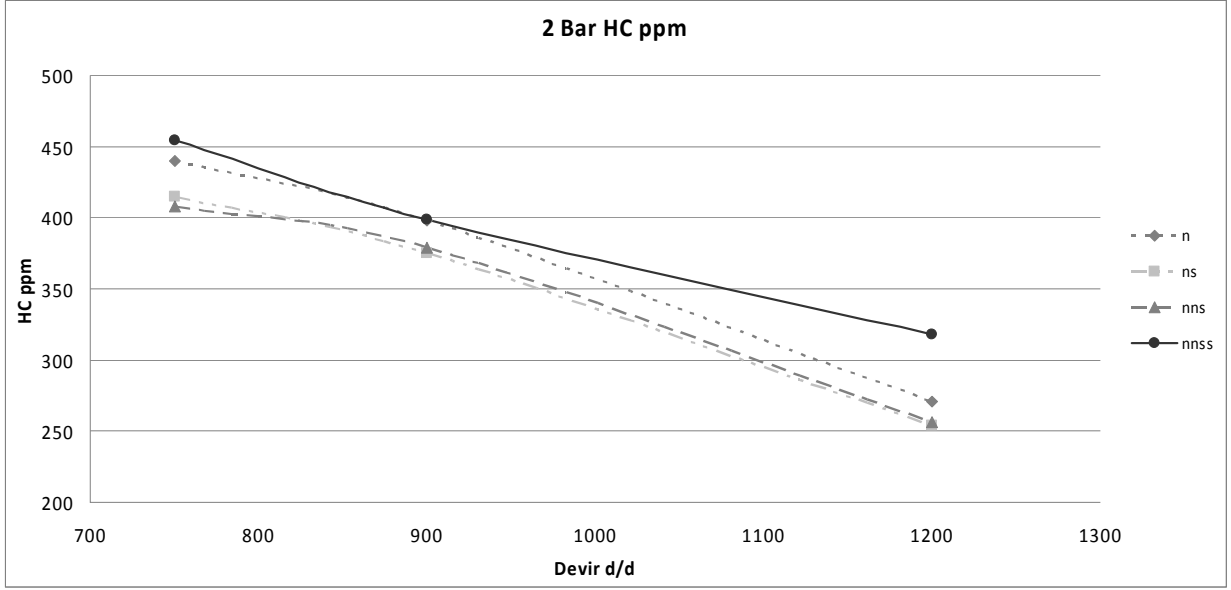
Şekil 11. 24 3 Bar OEB şartında kelebek açıklığının değişimi.



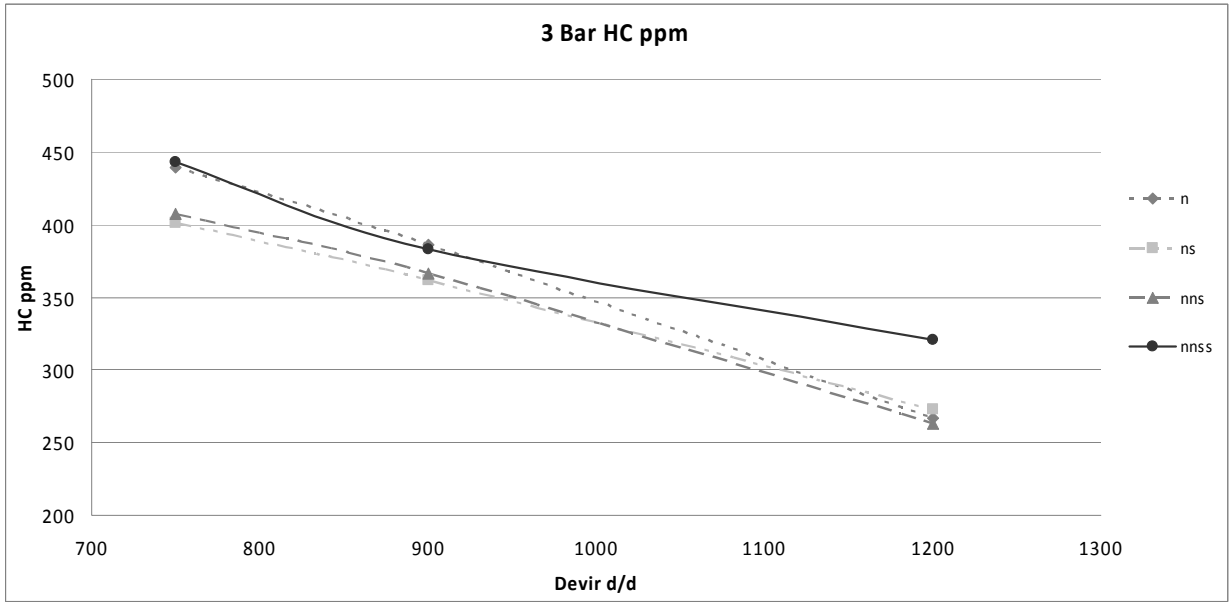
Şekil 11. 25 0,42-0,65 Bar OEB aralığında HC emisyonunun değişimi.



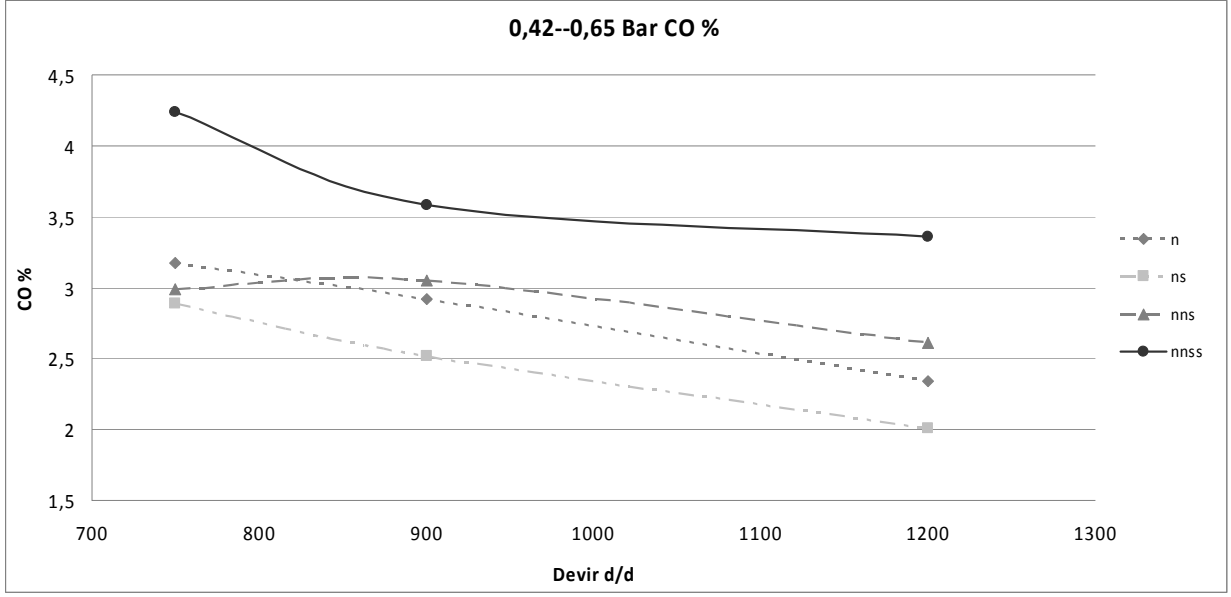
Şekil 11. 26 1 Bar OEB şartında HC emisyonunun değişimi.



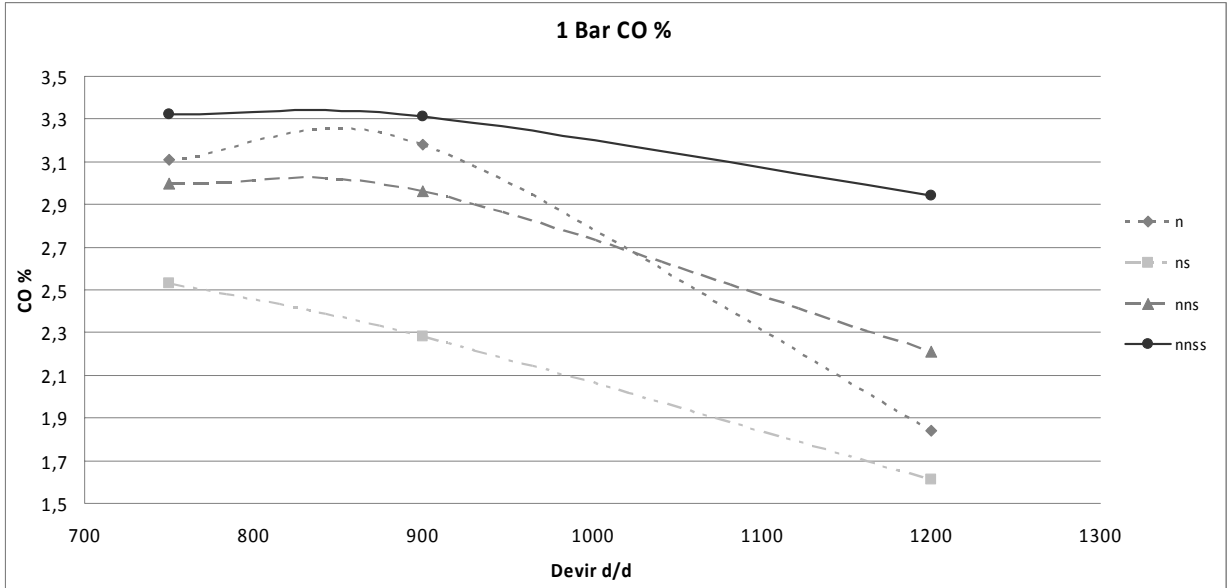
Şekil 11. 27 2 Bar OEB şartında HC emisyonunun değişimi.



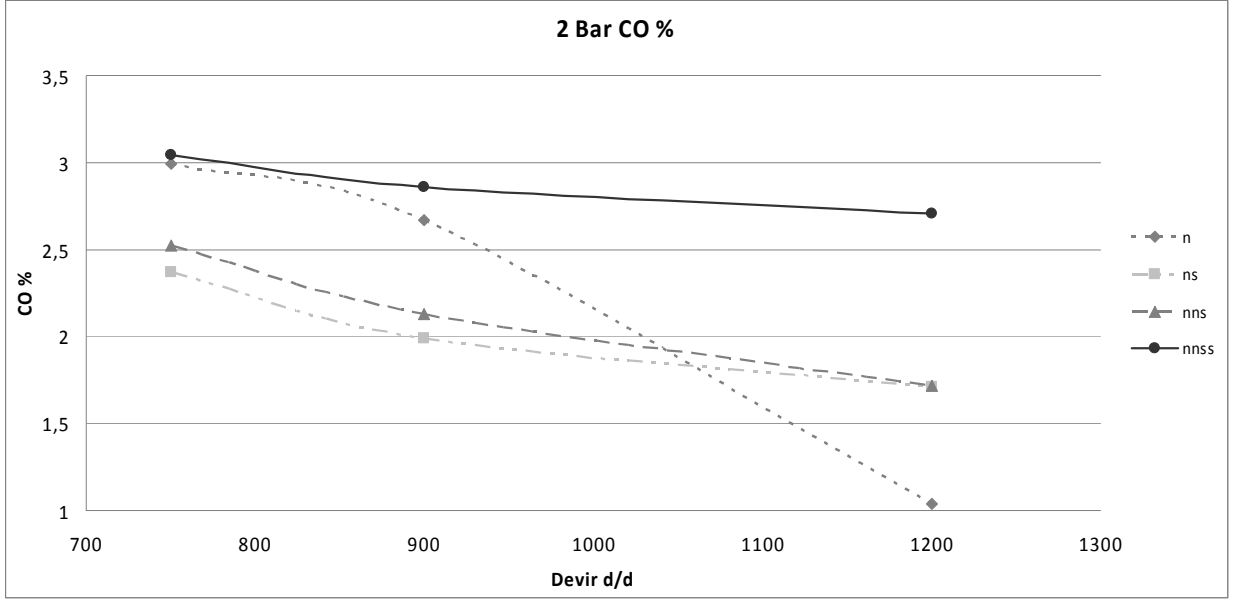
Şekil 11. 28 3 Bar OEB şartında HC emisyonunun değişimi.



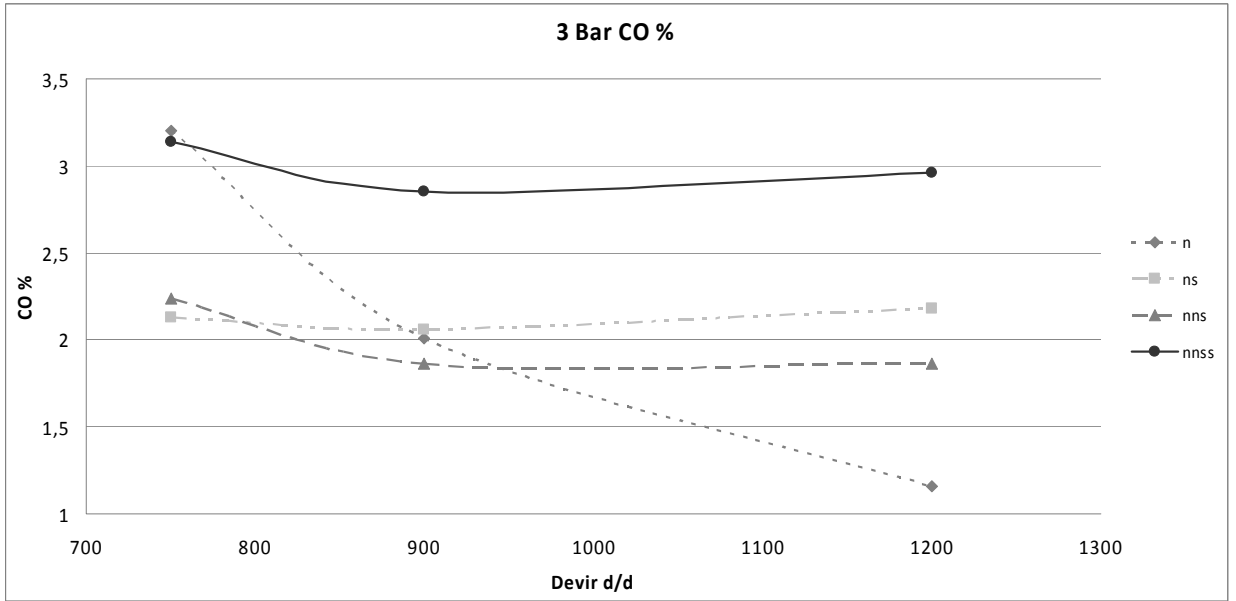
Şekil 11. 29 0,42-0,65 Bar OEB aralığında CO emisyonunun değişimi.



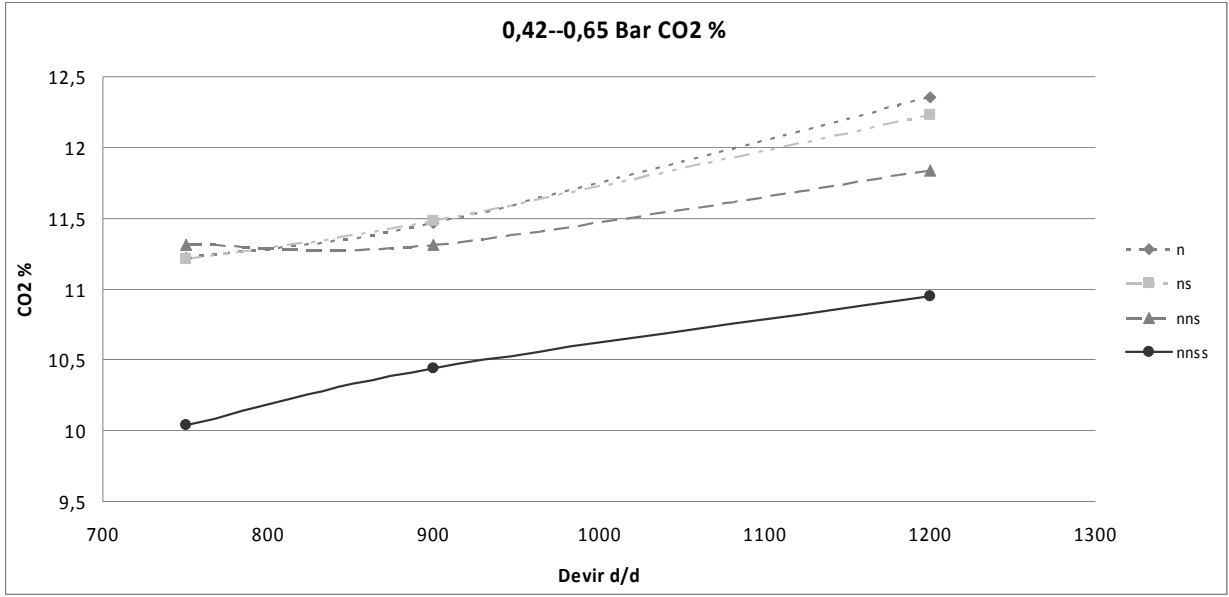
Şekil 11. 30 1 Bar OEB şartında CO emisyonunun değişimi.



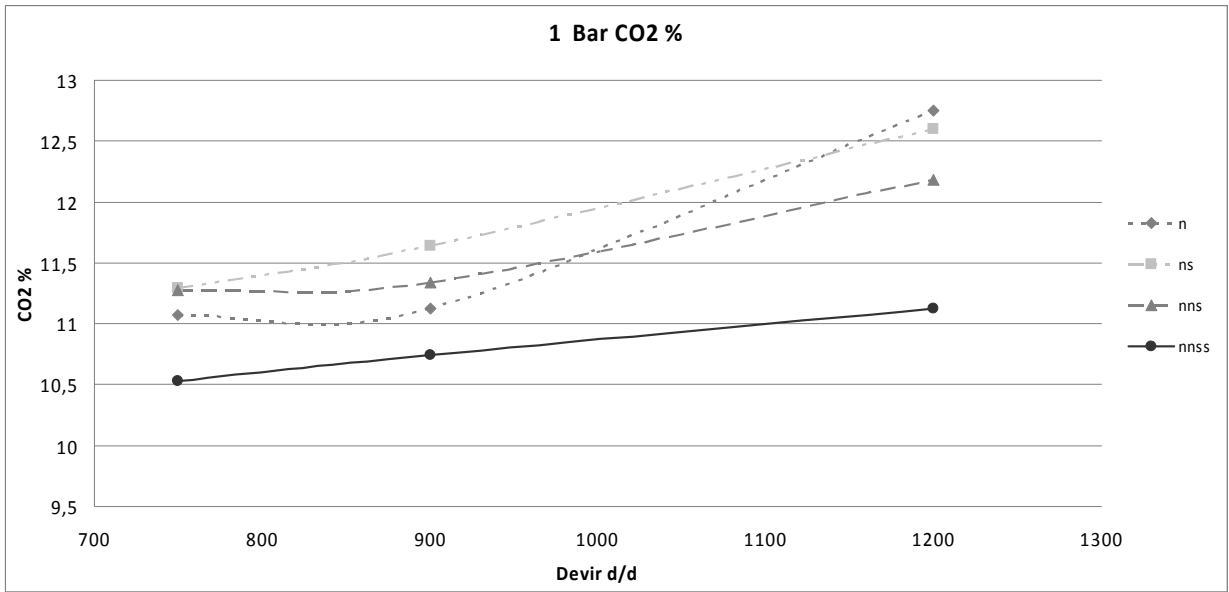
Şekil 11. 31 2 Bar OEB şartında CO emisyonunun değişimi.



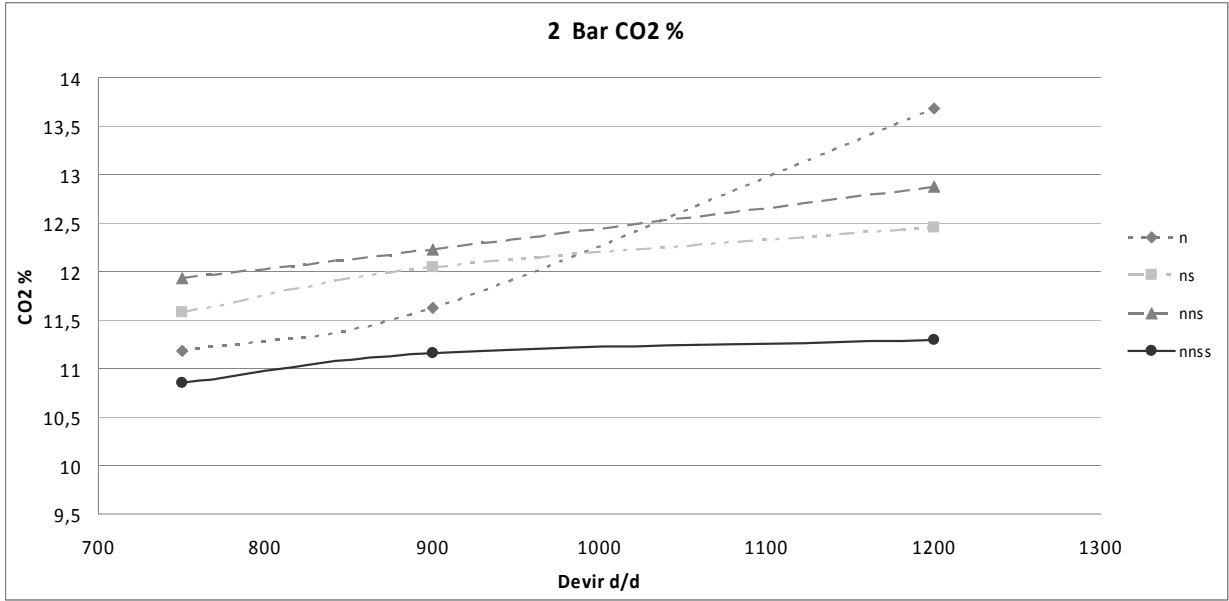
Şekil 11. 32 3 Bar OEB şartında CO emisyonunun değişimi.



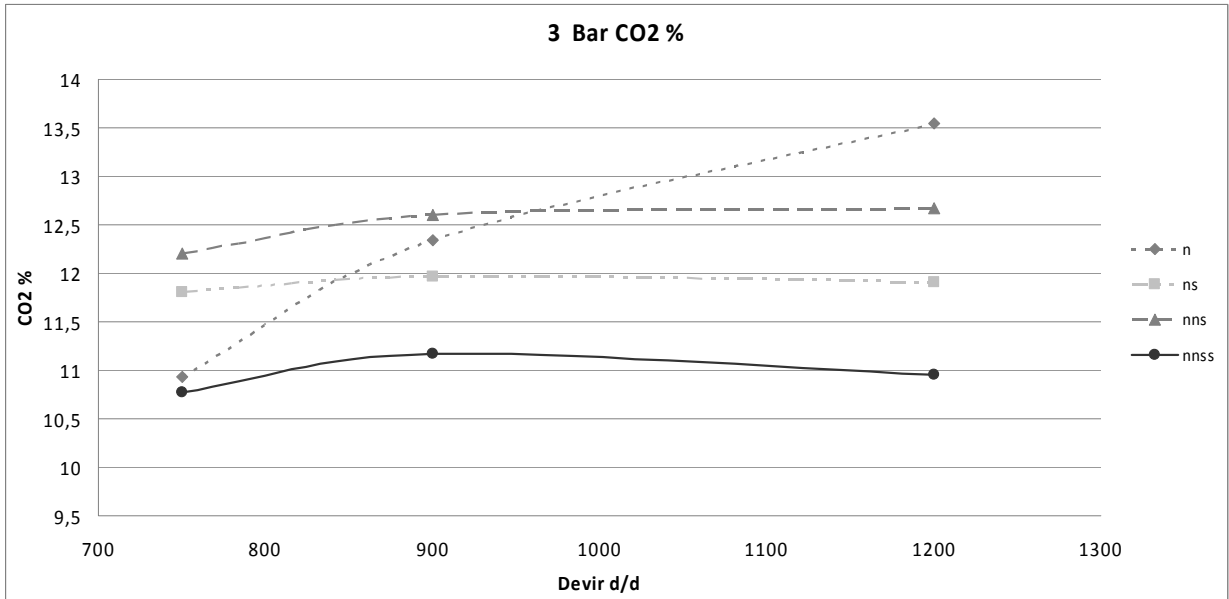
Şekil 11. 33 0,42-0,65 Bar OEB aralığında CO2 emisyonunun değişimi.



Şekil 11. 34 1 Bar OEB şartında CO2 emisyonunun değişimi.



Şekil 11. 35 2 Bar OEB şartında CO2 emisyonunun değişimi.



Şekil 11. 36 3 Bar OEB şartında CO2 emisyonunun değişimi.

## 11. SONUÇLAR ve İRDELEME

Uygulanan deneysel çalışma FÖYT ve egzoz emisyonu değerleri açısından yorumlanabilir düzgünlükte gerçekleştirilmiştir. Bu bağlamda özellikle özgül yakıt tüketimine kelebek açıklığının ve diğer faktörlerin etkisi açık bir biçimde gözlemlenmiştir.

Çalışmadaki en önemli hedef kısmi yüklerde FÖYT azalmasıdır, sebep olarak öne sürülen iki faktör, pompalama kaybı ve art gaz miktarının azalmasıdır. Düşük yüklerde çevrim atlatma uygulanarak kelebek açıklığının artırılması ile birlikte pompalama kaybının azaltılması hedeflenmektedir. Pas geçilen çevrimlerde silindir içi süpürme sayesinde silindir içersinde bir önceki çevrimden art gaz kalmaması da takip eden çevrimin maksimum basıncını arttıracaktır.

Düşük yük bölgesi olarak adlandırabilecek bölgelerde FÖYT özellikle ns çalışma stratejisi ile düşüş göstermiştir. Bu kazanç çok düşük yük bölgesinde %7 civarlarına ulaşmıştır.

Ancak 3 Bar OEB'ta FÖYT değerleri çevrim atlatmanın aleyhinde gelişmiştir ki bu beklenen bir durumdur.

FÖYT açısından bakıldığı zaman genel itibariyle ns ve nns çalışma stratejileri FÖYT değerini düşürmekte iken nss ile elde edilen değerler düşük yüklerde dahi normal çalışmadan yüksektir.

Çevrim atlatma uygulamasıyla artan yük miktarı ile birlikte FÖYT'deki kazanç azalmış bununla beraber sabit yükte sadece devir arttırıldığında da benzer bir durumla karşılaşmıştır.

Ns ve nns stratejilerinde kelebek açıklığında artış olmuştur fakat olumsuz sonuçla karşılaştığımız nss stratejisindeki kelebek açıklığı değeri, ns ve nns'den daha fazla olmasına rağmen FÖYT her iki stratejide de fazladır. Burada ön plana çıkan durum birbiri ardına pas geçilen iki çevrimde silindir içi soğumanın etkisinin ön plana çıkarak, pompalama kaybı ve

art gaz miktarının azalışının etkisini sönümlemesidir.

Çevrim atlatma deneylerinden beklenen kelebek açıklığının artışı gerçekleşmiş olsa da deney motoru konstrüksiyonu sebebiyle bu artış malesef hedeflendiği kadar fazla olamamıştır. Zira en ufak kelebek açıklığı artışında dahi motor içersine giren dolgu miktarı çok değişmektedir. Deney sonuçları incelenirse yüzdesel olarak kelebek açıklığı artışı, düşük yük ve devirlerde %30 ile %50 arasında değişirken derece olarak bakıldığında bu artış en fazla 3° civarında olmaktadır çünkü kelebek hali hazırda oldukça kısık konumdadır. Buna rağmen FÖYT azalması, böyle bir çalışmanın amacına uygun dizayn edilecek bir emme sistemi ile tekrarlanması durumunda FÖYT daha da düşeceğini gösterir.

Egzoz emisyonu açısından FÖYT ile ilişkili kurularak bakıldığında denilebilir ki çevrim atlatma uygulamasının olumlu sonuç verdiği her şartta % olarak CO ve HC değerlerinde azalma gözlemlenirken, CO<sub>2</sub> değeri aşağı yukarı sabit kalmıştır.

Deneylerin tamamının stoikiometrik karışımla uygulanmış olması bu bakış açısının keskinleşmesini sağlamaktadır, zira değişken bir HFK ile yorumlar daha geniş perspektife yayılarak doğruluktan uzaklaşma eğilimi gösterebilirdi.

Ns ve nns stratejileri ile FÖYT'nin yüksek olduğu 3 Bar OEB'ta ve yüksek devirlerdeki egzoz emisyonlarında; yüzdesel olarak CO değeri normal çalışmadan daha yüksek, CO<sub>2</sub> değeri daha düşüktür.

HC değerleri ise düşük yük ve devirlerdeki deneylerde, normal çalışmadaki değerlerinin altında seyrederken, yüksek yük ve devir şartlarında normal çalışma değerlerine yaklaşmıştır. HC emisyonunun oluşum mekanizmasının özellikle soğuk cidarlardan kaynaklandığı düşünülecek olursa yüksek yük ve devirlerde artan HC emisyonunun birincil olarak yanma verimi ile ilişkilendirilmesi doğru olacaktır.

FÖYT'nin azaldığı yük aralığında ve çalışma stratejilerinde HC ve CO emisyonlarının yüzdesel olarak azalması beklenen bir durum iken CO<sub>2</sub> değerlerinin pek değişmemesi atlatmalı çevrimlerde gerçekleşen yanma veriminin normal çalışma şartından daha yüksek olduğunun işaretidir.

Bu göstergeler ışığında silindir içi süpürmenin yanma üzerindeki olumlu etkisinin en az pompalama kaybında ki azalma kadar etkin olduğu söylenebilir. Dikkate değer diğer bir husus ise nss çalışma stratejisi ile elde edilen yüksek FÖYT'nin ışığında, emisyon değerlerinde özellikle HC emisyonlarında artış yine beklenen bir sonuç olarak karşımıza çıkmıştır. Bu durumun öncelikli sebebi ard arda pas geçilen çevrimlerde yanma odası çeperlerinin soğuması olarak düşünülmüştür.

Özgül yakıt tüketimi ve egzoz emisyonu değerlerindeki iyileşme göz önüne alınarak, çevrim atlatmanın çok daha hassas yakıt kontrolünün gerçekleştirilebileceği direkt püskürtmeli bir benzin motoru ile denenmesi durumunda sonuçların daha iyi olabileceği kanısına varılmıştır.

**KAYNAKLAR**

Caton A. Jerald (2000) "Operating Characteristics of a Spark Ignition Engine Using The Second Law of Thermodynamics: Effects of Speed and Load" , Sae Technical Paper Series 2000-01-0952.

Ferguson Colin R. , Kirkpatrick Allan T. (2000) Internal Combustion Engines Applied Thermosciences, John Wiley & Sons, Inc, New York.

Heywood John B. (1988) Internal Combustion Engine Fundamentals, Mcgraw-Hill International Editions, New York

Kolchin A. , Demidov V. Design of Automotive Engines (1984), MİR Publishers Moscow.

Öz Hakkı İ. , Motorlar Termodinamik ve Deneysel Esaslar (1955), İTÜ Matbaası İstanbul.

Taylor Charles Fayette (1980) The Internal Combustion Engine in Theory and Practice, The M.I.T. Press,Massachusetts

**İNTERNET KAYNAKLARI**

[1]OICA , "www.oica.net"

[2]OPEC,"www.opec.org"

**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum tarihi 16.11.1981

Doğum yeri İstanbul

Lise 1994-1997 İstanbul Bahçelievler Lisesi

Lisans 1999-2005 Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Fak.  
Makine Mühendisliği Bölümü

**Çalıştığı kurum(lar)**

2005 Dinamik Mühendislik Ltd Şti.

2005-Devam ediyor YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Araştırma Görevlisi