



AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

+

HER DİESEL MOTORUNA UYGULANABİLECEK
SUPER ŞARJ SİSTEMİNİN ARAŞTIRILMASI

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. M. Orhan TUYGUN

T187/1-1

Anabilim Dalı : Makina
Programı : Isı-Proses

EYLÜL 1987

AKDENİZ UNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTUSU

HER DİESEL MOTORUNA UYGULANABİLECEK
SUPER ŞARJ SİSTEMİNİN ARAŞTIRILMASI

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak.Müh.M.Orhan TUYGUN

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 14 Eylül 1987

Tezin Savunulduğu Tarih :

Tez Danışmanı :Yrd.Doç.Dr.Mustafa BAYHAN

Diğer Jüri Üyeleri :

EYLÜL 1987

ÖNSÖZ

Günümüz insanının en çok kullandığı ulaşım araçları olan otomobil, kamyon, otobüs ve trenler içten yanmalı motorlar ile çalışmaktadır. Teknolojinin gelişmesi motorlar üzerinde de etkili olmuş ve motorlar ilk icat edildikleri günden bu güne kadar büyük bir gelişme içerisinde olmuştur. Dünya otomotiv piyasasında etkili olan büyük firmalar, en güçlü ve en az yakıt kullanan motorları yapabilmek için kıyasıya bir savaş vermişlerdir. Nihayet 70 li yıllara gelindiğinde dünyada başgösteren petrol krizi bu büyük firmaları daha değişik bir yarış içerisine sokmuştur. Bu yarış ise en ekonomik aracı bulmak olmuştur.

Yakıt olarak benzin kullanan araçlar ekonomik bulunmayıp diesel motorlar ön plana çıkmıştır. Önceleri büyük güçlerde yapılan diesel motorları otomobiller için tekrar geliştirilmiş ve uygulamaya konmuştur. Bu defada diesel motorlarının ekonomikliği artırılmaya çalışılmaktadır. Diesel motorlarında super şarj uygulaması ile ekonomi sağlanmış ve taşıt araçlarında Turbo Dieseller çağı başlamıştır. Yine son zamanlarda super şarjlı yeni bir motor yapmak yerine elde bulunan normal emişli motorlara super şarj uygulanmasına çalışılmaktadır.

Bu çalışmada, normal emişli motorlara super şarj uygulamasının metotları araştırılmış, seçilen bir metoda ait hesaplar neticesinde elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Konunun deneysel olarak incelenmesi gerekirken, deney imkanlarının bulunamaması, çalışmanın deneysel değil teorik yapılmasına neden olmuştur. Teorikte olsa faydalı neticeler elde edilmiştir.

Bu tezin hazırlanmasında her zaman yardımlarını gördüğüm kıymetli hocam Sayın Yrd.Doç.Dr.Mustafa BAYHAN' a en kalbi teşekkürü bir borç bilirim.

ISPARTA, Eylül 1987

M.Orhan TUYGUN

İÇİNDEKİLER

ÖZET	V
SUMMARY	V
BÖLÜM 1. GİRİŞ	1
BÖLÜM 2. DİSEL MOTORLARI	2
2.1. Diesel Çevrimi	2
2.2. Diesel Yakıtı	7
2.2.1. Diesel Yakıtından İstenen Özellikler	7
2.3. Motor Çevriminde Gerçek Olaylar	9
2.3.1. Emme ve Süpürme Olayları	9
2.3.2. Sıkıştırma Olayı	21
2.3.3. Yanma Olayı	28
2.3.4. Genişleme Olayı	42
2.3.5. Egzost Olayları	44
2.4. Diesel Motorlarında İndike Karakteristikler	47
2.4.1. Ortalama İndike Basınç	47
2.4.2. İndike Güç	50
2.4.3. İndike Özgül Yakıt Sarfiyatı	51
2.5. Bir Diesel Motora Ait Bilgiler	52
BÖLÜM 3. DİSEL MOTORLARINDA SÜPER ŞARJ	57
3.1. Süper Şarjın Tanımı	57
3.2. Süper Şarjın Uygulama Metotları	61
3.3. Gaz Türbinli Süper Şarj Sistemi	61
3.4. Turbo Şarj Grubunun Hesabı	68
3.5. Buchi Metodu İle Süper Şarj Uygulaması	70
BÖLÜM 4. SONUÇLAR ve ÖNERİLER	73
4.1. Kullanılan Hesap Metodu	73
4.1.1. Diesel Yakıtının Analizi	73
4.1.2. Taza Hava ve Egzost Gazındaki Bileşen- lerin Mol Hesabı	74
4.1.3. Diesel Çevrimindeki Basınç Değerleri	76
4.1.4. Diesel Çevrimindeki Sıcaklık Değerleri ..	78
4.1.5. Volümetrik Verim ve Özgül Yakıt Sarfiyatı ..	80
4.2. Yapılan Hesaplar ve Sonuçlar	81
KAYNAKLAR	84
EKLER	86
ÖZGEÇMİŞ	111

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

2.1 Volkswagen Diesel Motoru.....	3
2.2 Diesel (Seiliger) Çevrimi.....	4
2.3 Termik Verimin , ve ya Bağlılığı.....	6
2.4 Sübopların Açılıp Kapanma Diyagramı.....	10
2.5 Volümetrik Verimin Dönme Sayısına Bağlı Olarak Değişimi.....	19
2.7 Volümetrik Verimin Emme Havaasının Sıcak- lığına Bağlı Olarak Değişimi.....	20
2.8 Sıkıştırma Olayı Esnasında Sıcaklığın, Basıncın ve Politropik Üs'sün Değişimi.....	22
2.9 Çeşitli Politropik Üs Değerlerinde Sıkış- tırma Oranına Bağlı Olarak Sıcaklığın ve Basıncın Değişimi.....	25
2.10 Hava Fazlalık Katsayısına Bağlı Olarak Çeşitli Hava-Yakıt Karışımlarının Alev Ya- yılma Hızının Değişimi 1- Hidrojen, 2- Asetilen, 3- CO, 4- Etilen, 5- Propan, 6- Metan.....	30
2.11 Yanmanın Sınır Tabakada Oluşması.....	31
2.12 Diesel Motorlarında Yanma Olayının Geliş- mesi.....	34
2.13 Seton Sayısına Bağlı Olarak İndikatör Di- yagramının Değişimi.....	38
2.14 Püskürtme Avans Açısına Bağlı Olarak İndi- katör Diyagramının Değişimi.....	39
2.15 Sıkıştırma Oranına Bağlı Olarak İndikatör Diyagramının Değişimi.....	41
2.16 Genişleme Süresince Basınç, Politropik Üs ve Sıcaklığın Değişimi.....	43
2.17 Egzost Olayının İndikatör Diyagramında Gösterilimi.....	45
2.18 Emme ve Egzost Olaylarında Basınç Değişimi..	45
2.19 Zamanlı Diesel Motor İndikatör Diyagramı...	47
2.20 Diesel Motor Performans Eğrileri.....	52
2.21 Yakıt Ekonomisi ve Sarfiyatı Değerleri.....	53
2.22 Duman Emisyon Değerleri	
2.23 Hidrokarbon Emisyon Değerleri (ppm).....	54
2.24 Karbonmonoksit Emisyon Değerleri (% hacim)..	55
2.25 NO Emisyon Değerleri (ppm).....	55
3.1 Normal Emme Olayı.....	57
3.2 Emme Zamanında Silindire Alınan Hava Mik- tarının Azalması.....	58
3.3 Türbinli Doldurucunun Etkisi.....	59
3.4 Gaz Türbinli Süper Şarj Sistemi.....	63
3.5 Diesel Motorlar İçin Dizayn Edilmiş Bir Turbo Şarj Grubu.....	65
3.6 Turbo Şarjörü Oluşturan Parçalar.....	65
3.7 Egzost Türbini.....	66
3.8 Turbo Şarjörünün Yatak Gövdesi.....	67
3.9 Basınç Sınırlayıcı Ventile Sahip Bir Turbo Şarj Sistemi.....	68
3.10 Buchi Metodu ile Süper Şarj Uygulaması.....	71

HER DİESEL MOTORUNA UYGULANABİLECEK SÜPER ŞARJ
SİSTEMİNİN ARAŞTIRILMASI

M. Orhan TUYGUN

Anahtar Kelimeler : Diesel Motorlar, Süper Şarj, Turbo
Şarjörler

Özet : Bu tezde, her Diesel motoruna uygulanabilecek süper şarj sistemi araştırılmıştır. Bilindiği gibi, motorlardan elde edilen gücü daha fazla artırmak için uygulanan metodlardan biriside süper şarj işlemidir. Motorları aşırı doldurarak yakıtı tam anlamıyla kullanmak mümkündür. Yeni bir süper şarjlı motor yapmak yerine, normal emişli motora süper şarj uygulanmıştır. Normal emişli motorun hesapları yapılmış ve aynı motora süper şarj uygulaması ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Elde edilen bu sonuçlara göre, yakıt sarfiyatı azaltılmış, motor daha düzenli çalıştırılmış ve motorun torku ile gücü artırılabilmiştir.

THE RESEARCHING OF THE SUPER CHARGE SYSTEM WHICH
CAN BE APPLIED FOR EACH DIESEL ENGINE

M. Orhan TUYGUN

Keywords : Diesel Engine, Super Charge, Turbo Chargers.

Abstract : In this thesis, super charge system which can be applied for each Diesel engine is researched. As it is known, one of the methods which is used for increasing the power of the engine is the super charge system. To consume the fuel completely is possible by supercharging the engines. Instead of producing a new super charged engine, super charge system is applied for naturally aspirated engine. The naturally aspirated engine is calculated and these results are compared with other results which are related to the same super charged engine. According to these obtained results, the fuel consumption is decreased, engine operation is regulated and engine torque and power is increased.

1. GİRİŞ

Günümüzde artan maliyetler ve yakıt fiyatları, insanları gerek yolcu ve gerekse yük taşımacılığında ekonomiyeye itmiştir. Bu nedenle, önceliği taşıt araçları imal eden firmalar almakla beraber, bu araçları kullananlar bile en az yakıt ile en fazla işlemi yapmak için çalışmalar yapmaktadır.

İmalatçı firmalar yaptıkları motorların performansını artırmak için büyük araştırmalar yapmaktadırlar. Diğer kullanıcılar ise geliştirilmiş modellerde bulunan sistemleri kendi araçlarına monte etmektedirler.

Bu tezde, taşıtlarda kullanılan diesel motorlar incelendikten sonra, performans artırma metodlarından biri olan süper sarj ve bu işlemde kullanılan türbo sarjörler sırası ile incelenecektir. Ayrıca bu sistemin kullanılmasıyla elde edilecek faydalar diğer motorlar ile karşılaştırılarak incelenecektir.

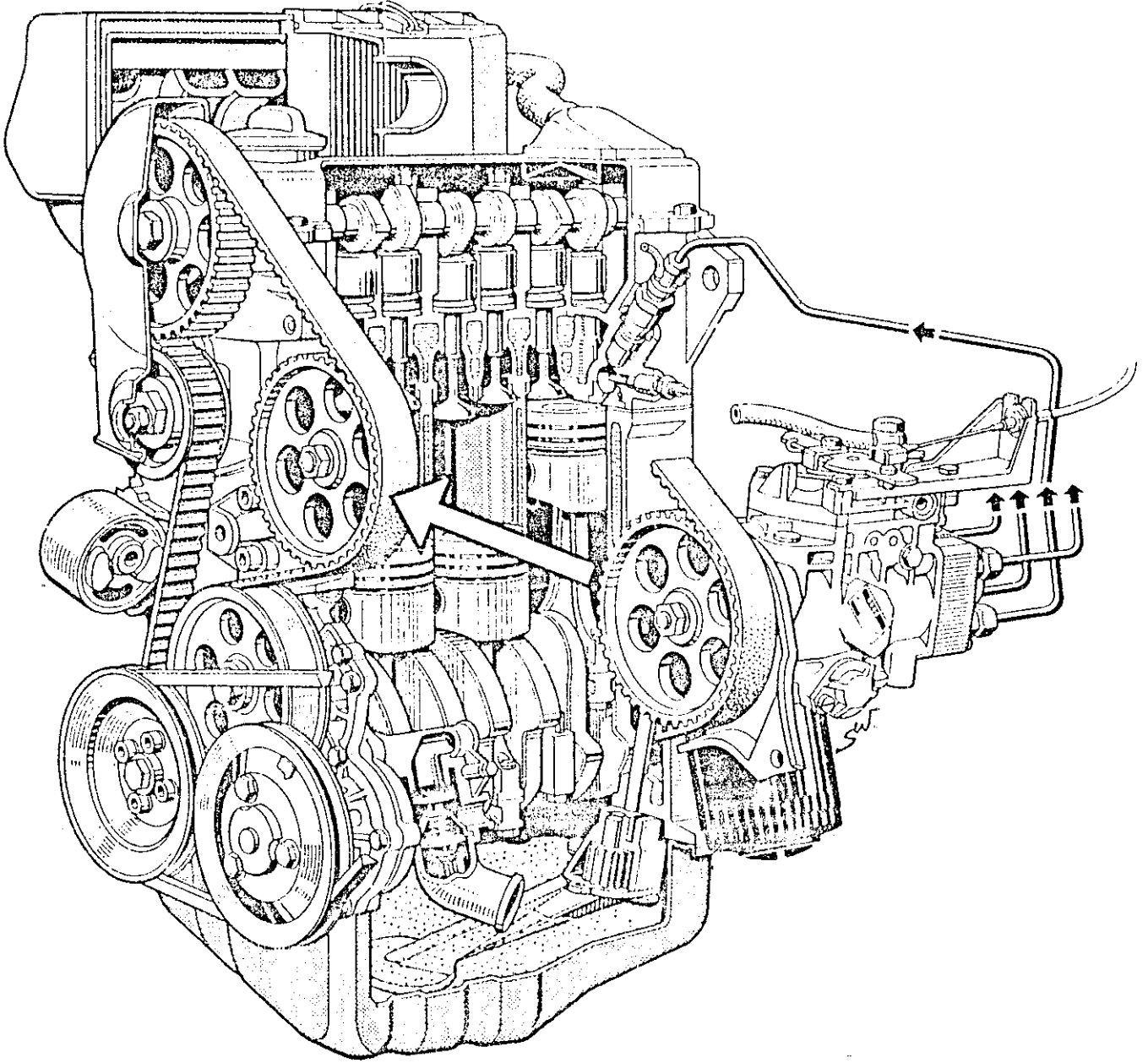
2. DİESEL MOTORLARI

Günümüzde, gerek yolcu ve gerekse yük taşımacılığında kullanılan taşıtların motorları çoğu zaman diesel motoru olmaktadır. Yakıtın ucuz olması ve diğer motorlardan daha verimli çalışması bu motorun önemini gün geçtikçe artırmaktadır.

Genellikle büyük güçler isteyen işlerde, yani ağır taşıt araçları, lokomotifler, gemiler ve jeneratörlerde diesel motoru kullanılmaktadır. Ancak son yıllarda küçük otomobillerde de diesel motoru kullanılmaya başlanmıştır. Küçük otomobillerde diesel motorunu kullanma nedenleri, avantaj ve dezavantaj olarak sıralanabilir. Bu motorun avantajları, uygunluk, yakıt ihtiyacının az oluşu, enerji taşınımının korunumu ve CO, NO_x, C_nH_m emisyonlarının az oluşudur. Bu motorun dezavantajları ise maksimum şartlar altında gösterdiği davranışlar, motor boyutlarının büyük oluşu, gücün hacme ve ağırlığa oranları ve bu motorun çalışması esnasında çıkardığı gürültüdür. Bu tür kullanıma ait bir diesel motoru Şekil 2.1'de gösterilmiştir. Görülen bu motor Volkswagen firmasına ait 4 silindirli bir motordur ve otomobillerde kullanılmak üzere dizayn edilmiştir.

2.1 Diesel Çevrimi

Seiliger çevrimi olarakta adlandırılan diesel çevrimi ısı sokumu kısmen sabit hacim ve kısmen sabit basınçta meydana gelen bir çevrimdir. Bu çevrime ait basınç-hacim ve sıcaklık-entropi diyagramları Şekil 2.2'de verilmiştir.



Şekil 2.1 Volkswagen Diesel Motoru

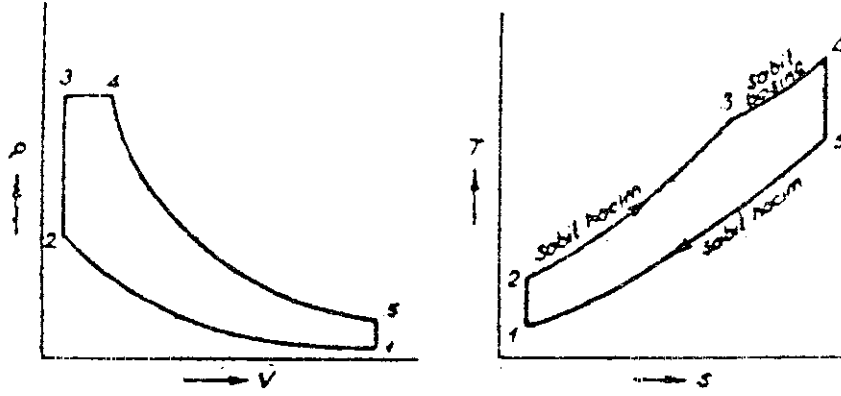
Bu çevrimin termik verimi,

$$\eta_T = \frac{(Q_1' + Q_1'') - Q_2}{Q_1' + Q_1''} \quad (2.1)$$

denklemleri ile belirtilmiştir. Burada,

Q_1' : Çevrime sabit hacimde sokulan ısı,

Q_1'' : Çevrime sabit basınçta sokulan ısı,



Şekil 2.2 Diesel (Seiliger) Çevrimi

Q_2 : Çevrimden atılan ısı, şeklindedir. Buna göre,

$$Q_1' = GC_v (T_3 - T_2) \quad (2.2)$$

$$Q_1'' = GC_p (T_4 - T_3) \quad (2.3)$$

$$Q_2 = GC_v (T_5 - T_1) \quad (2.4)$$

şeklinde yazılabilir. Sokulan ve atılan ısıları gösteren bu bağıntılar Denklem 2.1'de yerlerine konularak,

$$\eta_T = 1 - \frac{T_5 - T_2}{(T_3 - T_2) + k(T_4 - T_3)} \quad (2.5)$$

elde edilir veya sağ taraftaki ikinci terimin payını T_1 ve paydasını T_2 ile bölerek,

$$\eta_T = 1 - \frac{T_1}{T_2} \left[\frac{\frac{T_5}{T_1} - 1}{\left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right) + k\left(\frac{T_4}{T_2} - \frac{T_3}{T_2}\right)} \right] \quad (2.6)$$

bağıntısı elde edilir. Diğer taraftan,

$$\frac{T_5}{T_1} = \frac{T_5}{T_4} \cdot \frac{T_4}{T_3} \cdot \frac{T_3}{T_2} \cdot \frac{T_2}{T_1}$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{P_3}{P_2}$$

$$\frac{T_4}{T_2} = \frac{T_4}{T_3} \cdot \frac{T_3}{T_2} \quad (2.7)$$

veya benzer şekilde,

$$\frac{T_4}{T_2} = \frac{V_4}{V_3} \cdot \frac{P_3}{P_2}$$

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_5}\right)^{k-1}$$

olduğu nazarı itibare alınarak,

$$\eta_T = 1 - \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1} \cdot \left[\frac{\left(\frac{V_4}{V_5}\right)^{k-1} \cdot \frac{V_4}{V_3} \cdot \frac{P_3}{P_2} \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} - 1}{\left(\frac{P_3}{P_2} - 1\right) + k \left(\frac{V_4}{V_3} \cdot \frac{P_3}{P_2} - \frac{P_3}{P_2}\right)} \right] \quad (2.8)$$

veya gerekli düzenlemeler yapılarak,

$$\eta_T = 1 - \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1} \cdot \left[\frac{\left(\frac{V_4}{V_2}\right)^k \cdot \frac{P_3}{P_2} - 1}{\left(\frac{P_3}{P_2} - 1\right) + k \left(\frac{V_4}{V_2} - 1\right) \cdot \frac{P_3}{P_2}} \right] \quad (2.9)$$

bulunur. Ayrıca,

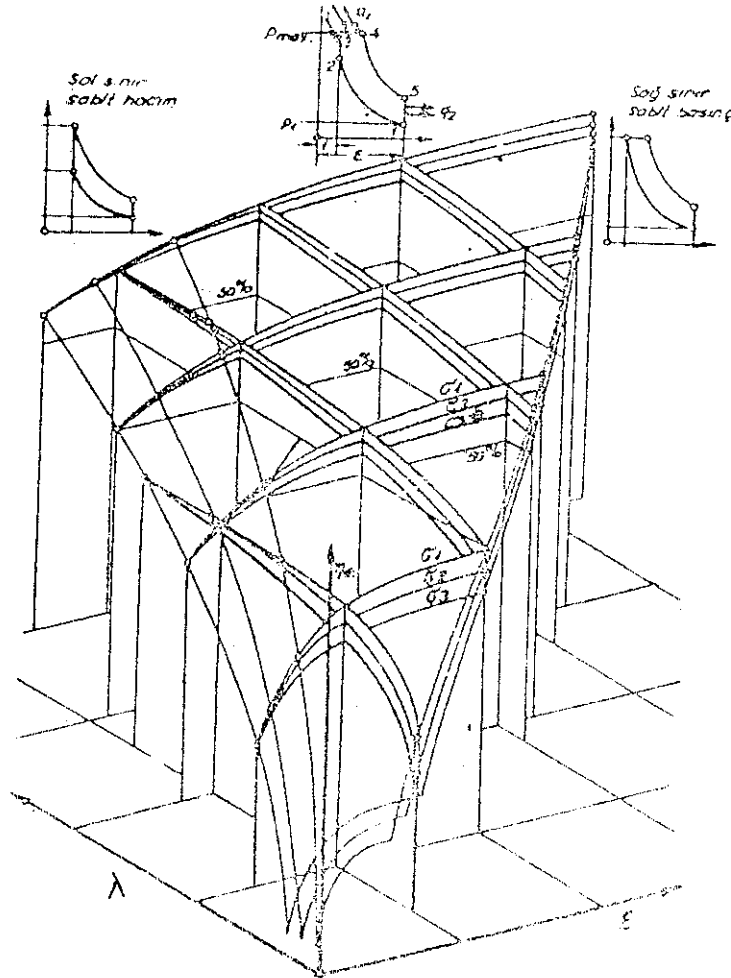
$$\frac{P_3}{P_2} = \lambda \quad , \quad \frac{V_4}{V_2} = \sigma \quad , \quad \frac{V_1}{V_2} = \epsilon \quad (2.10)$$

tanımlamaları yapılarak sonuçta,

$$\eta_T = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \left[\frac{\sigma^k \lambda - 1}{(\lambda - 1) + k\lambda(\sigma - 1)} \right] \quad (2.11)$$

elde edilir.

Motorların verimini ve verime tesir eden çeşitli faktörlerin tesir yönünü gösteren Denklem 2.11 den anlaşılacağı üzere verim için en önemli faktör sıkıştırma oranı (ϵ) dir. Şekil 2.3'de sıkıştırma oranı ϵ nun, basınç artma oranı λ nun ve yükleme derecesi σ nun termik verim üzerindeki etkileri gösterilmiştir.



Şekil 2.3 Termik Verimin ϵ , σ ve λ ya Bağlılığı

Bu şekilden anlaşılacağı üzere verilen bir sıkıştırma oranı için $\tilde{\sigma}=1$ olduğu zaman termik verim en maksimum değerine ulaşmaktadır. Verilen bir maksimum basınç için sıkıştırma oranı ϵ ne kadar büyük olursa verimde o kadar yüksek olur. Bu durumda $\lambda=1$ için yani diesel çevrimi ortaya çıktığı zaman termik verimde en büyük değeri alır. Ayrıca, Seiliger çevriminde yükleme derecesi ne kadar küçükse termik verim o kadar büyük olur.

2.2 Diesel Yakıtı

Ham petrolün damıtım esnasında 200-380°C kaynama aralığında alınan üçüncü ürün diesel yakıtıdır. Bu, motorin veya mazot diye de tanımlanır. Diesel yakıtı için genellikle parafin, aromatik ve naften grubu hidrokarbonlar daha uygundur.

2.2.1 Diesel Yakıtından İstenen Özellikler

Diesel yakıtından istenilen özelliklerin aşağıdaki gibi sıralamak mümkündür.

a) Vuruntu,

Diesel yakıtının vuruntu yapmaması için küçük tutuşma gecikmelerine sahip olması gerekir. Bunun için yakıtın setan sayısının yüksek olması gerekir.

b) Yol verme,

Çabuk buharlaşan ve tutuşma noktası düşük olan yakıtlar yol vermeyi kolaylaştırır. Ancak uçuculuğu arttıkça yakıtın tutuşma noktası daha büyük değerler alır. Bu bakımdan diesel motorlarında uçuculuk ile setan sayısı özelliği bir birleri ile bağdaştırılamazlar. Bunun için yakıtın bu iki özelliği arasında bir dengeleme yapmak gerekir.

c) Duman ve koku,

Egzost gazlarının ıssız ve kokusuz olması için yakıtın silindir içerisinde iyice buharlaşması ve hava ile

iyice karışması gerekir. Bu sebepten diesel motorlarında kullanılacak olan yakıtların aynı zamanda kolay buharlaşabilecek olmasına dikkat edilmelidir.

d) Korozyon ve aşınma,

Yakıtın içerisindeki anorganik maddeler ve kükürt aşınmayı artırır. Anorganik maddeler yanmadan sonra kül halinde kalarak silindirin, sübap yuva ve burçlarının aşınmasına sebep olurlar.

e) Kullanma kolaylığı,

Parlama ve akma noktaları bir yakıtın kullanma kolaylığını ve emniyetini belirler. Parlama noktası, yakıtın hava ile birleşerek patlayıcı bir karışım oluşturacak derecede buharlaştığı sıcaklıktır. Akma noktası, donmuş vaziyette bulunan yakıtın içinde bulunduğu kaptan dökülebilecek hale geldiği sıcaklıktır. Buna göre, parlama noktası yangın tehlikesini azaltmak bakımından yüksek, akma noktasında doldurup boşaltmanın veya motorda depodan pompaya getirmenin kolaylığı bakımından düşük olmalıdır.

f) Anilin noktası ve Diesel indisi,

Diesel yakıtlarının tutuşma özellikleri bazen diesel indisi ile de verilir. Bilindiği gibi, diesel motorlarına en uygun yakıtlar parafin sınıfından olanlardır. En az uygun olanlar ise aromatlardır. Anilin, aromatik sınıfı bir hidrokarbürdür ve çok düşük sıcaklıklarda bile diğer cins aromatlara karışabilir. Bu sebepten çok defa, anilin verilen bir yakıt içerisinde tamamen erime sıcaklığı, diesel yakıtlarının tutuşma özelliğini tayin eden bir kriter olarak kullanılır. Bu maksatla diesel indisi olarak adlandırılan bir sayı tariflenir. Bu sayı,

$$DI = \frac{\text{Anilin Noktası} \times \text{API Derecesi}}{100} \quad (2.12)$$

olarak kabul edilir. Burada, DI, Diesel indisi, API Derecesi, 60°F daki Baume derecesidir.

Aşağıda Tablo 2.1'de Amerikan yakıt şartnamelerine uygun bir diesel yakıtının özellikleri verilmiştir.

Tablo 2.1 Diesel Yakıtının Özellikleri

% 10 Buharlaştırma noktası	185-210°C
% 90 Buharlaştırma noktası	235-238°C
Setan sayısı	40-65
API derecesi	40-46 Baume
Özgül ağırlık	0.825-0.797
Kükürt (Ağırlık)	% 0.04-0.1
Kül	0.0
Akma noktası	(-60)-(-25)°C

2.3 Motor Çevrimindeki Gerçek Olaylar

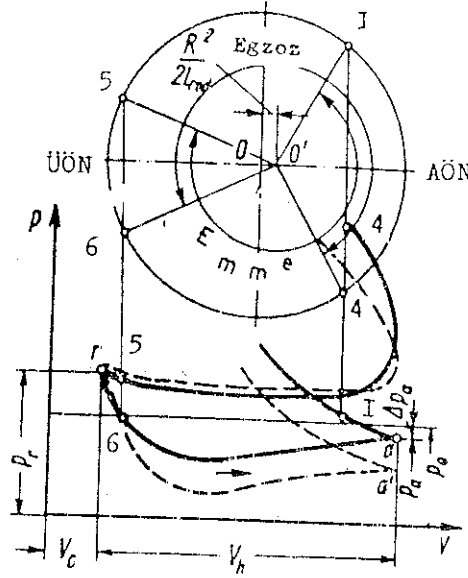
Çalışmakta olan bir motorun çevrimindeki emme, sıkıştırma, yanma, genişleme ve egzost olayları ideal çevrimdeki olaylardan oldukça farklı bir şekilde meydana gelir. İdeal çevrimdeki ısıl verimin hesaplanabilmesi için yapılan varsayımlar gerçek çevrimde tam anlamıyla gerçekleşmemektedir. Dolayısıyla çalışmakta olan motorun çevrimiyle ideal çevrimi birbirinden ayıran önemli farklar meydana gelir. Bu farkları çalışmakta olan motorun çevrimindeki olaylarla görmek mümkündür. Bu nedenle çalışan yani gerçek motor çevrimindeki olaylar ayrı ayrı incelenecektir.

2.3.1 Emme ve Süpürme Olayları

a) Emme ve süpürmenin oluşması,

Dört zamanlı motorlarda emme zamanında silindire taze hava alınır. Yardımcı süreç olan emme zamanı dört zamanlı ve iki zamanlı motorlarda farklı şekilde oluşmaktadır. Emme veya süpürme olayı egzost olayı ile birbirine bağlı olup, ikisine birden gaz değişimi denir. Dört zamanlı motorlarda birbirini takip eden zamanlarda emme ve egzost olayı olur.

Dört zamanlı motorlarda emme olayının oluşumu, emme ile egzost olaylarının oluşmasını kapsayan, gaz değişim olayının indikatör diyagramı ve sübapların açılıp kapanma diyagramı Şekil 2.4'de görülmektedir.



Şekil 2.4 Sübapların Açılıp Kapanma Diyagramı

Gaz değişimi olayında, emme sübabının açılışı 5 noktası ile egzost sübabının açılışı ise 4 noktasıyla gösterilmiştir. Emme sübabı 1 noktasında, egzost sübabı ise 6 noktasında kapanır. Emme sistemindeki vakum motorun dönme sayısına, sistemin elemanlarındaki sürtünme direncine ve taze havanın yoğunluğuna bağlıdır.

Emme sübabı açıldığında silindire atmosfer basıncından ΔP değeri kadar düşük bir vakumda emme meydana gelir. Sübapların açılış ve kapanış hareketleri oldukça yavaş ve toplam atalet kuvvetleri ise küçüktür. Emme ve egzost sübablarının açılış ve kapanış zamanları; gazların atalet kuvvetlerine uyacak şekilde olmalıdır.

Egzost olayı AÖN (Alt Ölü Nokta) dan dönme sayısına bağlı olarak, $40-60^{\circ}\text{KMA}$ (Krank Mili Açısı) önce 4 noktasında başlar. Bu andan itibaren egzost gazları basıncı atmosfer basıncından biraz büyük olduğu için silindiri terk ederler. Silindirin boşalması, pistonun ÜÖN (Üst Ölü Nokta) ya gitmesine kadar devam eder. Egzost sübabı ÜÖN'dan $15-30^{\circ}\text{KMA}$ sonra 6 noktasında kapanır.

Emme sübabı ise ÜÖN'dan $10-20^{\circ}\text{KMA}$ önce 5 noktasında açılır. Her iki sübab kısa bir an için beraberce açık kalırlar. Bu esnada, önce artık gazlar P_o basıncına kadar genişler ve bundan sonra atmosfer basıncından daha küçük bir basınçla taze hava emme sübabındaki ve borulardaki kayıpları yenerek a noktasına kadar, yani AÖN'ya kadar silindire girer. Emme olayı AÖN'dan $50-75^{\circ}\text{KMA}$ kadar sonra 1 noktasında emme sübabının kapanmasıyla son bulur.

b) Emme ve süpürme olayının parametreleri,

- Emme havasının basıncı,

Emme zamanı silindire giren taze havanın AÖN'daki basıncı emme basıncı olarak tanımlanır. Motorlarda emme basıncı (P_a) ana etkindir. Bunun değeri, emme sübabı ve kanalındaki akışkanın kayıplarına bağlıdır. 4 zamanlı diesel motorların indikatör diyagramında görüldüğü gibi emme zamanına ait eğri atmosfer basıncının altındadır. Basınç azalması emme zamanı ortalarında maksimum olur ve değeri piston hızına bağlıdır.

Emme zamanında basınç azalması ΔP ile gösterilirse, bunun değeri,

$$\Delta P = P_o - P_a \quad (2.13)$$

dir. Buna göre emme basıncı,

$$P_a = P_o - \Delta P \quad (2.14)$$

olup, değeri $P_a = (0.85-0.90) P_o$ arasındadır.

Basınç azalmasını tesbit etmek için Bernoulli denkleminde faydalanılır. Buna göre,

$$P_o/\gamma_o + V_o^2/2g = P_a/\gamma_a + V_a^2/2g + \xi V_a^2/2g \quad (2.15)$$

dır. Burada,

- V_o : Emme sistemine giren havanın hızı (m/s),
 V_a : Emme esnasında silindire giren havanın hızı (m/s)
 ξ : Emme sisteminde V_a hızındaki havanın sürtünme katsayısı,

şeklindedir. Bu denklemlerde, havanın hızı $V_o = 0$ ve yoğunluklar $\gamma_o = \gamma_a$ kabul edilirse,

$$P_a = P_o - \gamma_o/2g (1 + \xi) V_a^2 \quad (2.16)$$

olur. Denklem 2.13 ten faydalanılarak,

$$\Delta P = P_o - P_a = \gamma_o/2g (1 + \xi) V_a^2 \quad (2.17)$$

elde edilir. O halde basınç azalması emme sübabındaki havanın hızının karesi ve sürtünme katsayısına bağlıdır. Oysa sübaptaki hava hızı ise pistonun kesitine ve ortalama piston hızına bağlı olarak,

$$V_a = C_m F/f = \frac{H n F}{30 f} \quad (2.18)$$

olarak ifade edilir. Burada,

- n : Motorun dönme sayısı (d/d),
 f : Sübabin açık kalan kesit alanı (cm^2),
 H : Strok (cm),
 C_m : Ortalama piston hızı (cm/s),
 F : Piston kesit alanı (cm^2),

şeklindedir.

Hava hızının ifadesini veren Denklem 2.18, Denklem 2.17'de yerine yazılırsa,

$$\Delta P = \gamma_o / 2g (1 + \xi) \left(\frac{H n F}{30 f} \right)^2 \quad (2.19)$$

bulunur.

Buradan da görüldüğü gibi, basınç azalması dönme sayısının karesi ile doğru orantılı, sübaptaki taze havanın geçiş alanının karesi ile ters orantılıdır. Sübap alanı ise doğrudan doğruya silindir kafasındaki yüzey alanına bağlıdır. Duruma göre normal motorlarda bir emme, bir egzost ve yüksek güçlü motorlarda ise iki emme, iki egzost sübabı bulunur. Sübapların sayısı büyük ölçüde strok hacmine (V_h) ve strok ile silindir çapı arasındaki (H/D) orana bağlıdır. Ö halde basınç azalmasını çoğaltmak, yani vakumu artırmak için büyük kesitli ve akıma uygun sübap kullanmak gerekir. Halen kullanılan motorlarda taze havanın sübaplardan geçiş hızı 50-130 m/s arasındadır.

- Emme havasının sıcaklığı,

Emme havasının sıcaklığı, AÖN'da emme sonundaki taze havanın sıcaklığıdır. 4 zamanlı motorlarda silindirde bulunan taze havanın emme sıcaklığı, gerek artık gazlar ve gerekse çeperlerin sıcaklığı nedeniyle ortam sıcaklığından biraz daha fazla olmaktadır. Emme sıcaklığını, ısı denge denklemlerinden hesaplamak mümkündür. Isı denge denklemlerinde C_p , taze havanın sabit basınçtaki özgül ısı değerine eşittir. Oysa artık gazların sabit basınçtaki özgül ısı değeri taze havanın özgül ısı değeri cinsinden $C_p'' = \psi C_p$ bağıntısı ile gösterilebilir. Buna göre, ısı denge denklemi,

$$C_p G_e (T_o + \Delta T) + \psi C_p G_r T_r = C_p (G_e + G_r) T_a \quad (2.20)$$

yazılabilir. Buradan, emme havası sıcaklığı,

$$T_a = \frac{G_e (T_o + \Delta T) + \psi G_r T_r}{G_e + G_r} \quad (2.21)$$

şeklinde bulunur. Emme sonunda silindirde bulunan artık gazların miktarının (G_r), taze hava miktarına (G_e) oranına " Artık gazların katsayısı " denir. Buna göre,

$$\gamma = G_r / G_e \quad (2.22)$$

dir. O halde, artık gazlar ile taze hava miktarının toplamı,

$$G_r + G_e = G_e (1 + \gamma) \quad (2.23)$$

olur. Bu takdirde emme sıcaklığı, Denklem 2.21 ve Denklem 2.23'den, emme sıcaklığı,

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma T_r}{1 + \gamma} \quad (2.24)$$

bulunur. Motorlarda emme sıcaklığı 310-350°K arasındadır.

- Artık gazlar,

Egzost zamanı sonunda, yani piston ÜÖN'da iken silinde artık gazlar kalır. Bu gazların basıncı P_r , sıcaklığı T_r , ağırlığı G_r ve artık gazlar katsayısı γ ile tanımlanır.

Artık gazların basıncı, ortam basıncına bağlıdır. Ortamın basıncı arttıkça artık gazların basıncıda artar. Artık gazların basıncı atmosferik basınç cinsinden,

$$P_r = (1.1 - 1.25) P_o \quad (2.25)$$

değerleri arasında olmaktadır.

Artık gazların sıcaklığı karışımın bileşimine, sıkıştırma oranına, genişleme ve egzost süreci esnasındaki ısı değişimine bağlıdır. Diesel motorlarında yük azalması ile artık gazların sıcaklığı önemli derecede azalır. Buna göre, diesel motorlarında bu sıcaklık,

$$T_r = 700 - 900 \text{ } ^\circ\text{K} \quad (2.26)$$

arasındadır.

Artık gazların miktarı ideal gaz kanunundan bulunabilir. Buna göre ideal gaz kanunu,

$$G_r = \frac{V_c P_r}{R_r T_r} \quad (2.27)$$

şeklinde ifade edilebilir. Görüldüğü gibi, artık gaz miktarını, artık gazların basıncı, sıcaklığı ve sıkıştırma hacmi miktarları etkilemektedir.

Sıkıştırma hacmi,

$$V_c = \frac{V_h}{\epsilon - 1} \quad (2.28)$$

şeklinde ifade edilir ve ϵ sıkıştırma oranına bağlıdır. Eğer sıkıştırma oranı büyürse sıkıştırma hacmi küçülür. Bütün şartlar aynı olduğu zaman sıkıştırma oranının azalması ile artık gazların miktarıda azalır.

Artık gazların miktarı genellikle artık gazların katsayısı ile tanımlanır. Bunun için, artık gazların miktarının silindire girebilir taze hava miktarına oranı,

$$\gamma = G_r / G_e \quad (2.29)$$

artık gazlar katsayısı olarak tanımlanır.

Artık gazlar katsayısı, sıkıştırma hacminin büyümesi ve artık gazların basıncının yükselmesi ile artar. Artık gazların sıcaklığı ile yoğunluğu dolayısıyla miktarı azalır. Oysa sıcaklık, sıkıştırma oranına, yüke ve motorun dönme sayısına bağlıdır. Buna göre 4 zamanlı diesel motorlarında artık gazlar katsayısı,

$$\gamma = 0.03 - 0.06 \quad (2.30)$$

değerleri arasındadır.

- Volümetrik verim,

Motorların ideal çevriminde emme veya süpürme zamanında silindire giren gazların ideal gaz olduğu kabul edilir.

Oysa, gerçekte emme veya süpürme sonunda silindir içinde taze hava ile artık gazlar bulunmaktadır. Dolayısıyla taze hava artık gazların miktarı kadar silindire az girer. Ayrıca artık gazların ve çeper sıcaklığının etkisiyle taze hava ısınarak genişler ve dolayısıyla genişleyen hacim kadar daha az hava silindire girer.

O halde, emme veya süpürme zamanında silindire giren taze havanın silindire girebilecek ideal durumdaki taze hava miktarına oranı volümetrik verim olarak tariflenir. Buna göre volümetrik verim,

$$\eta_v = V_e / V_o = G_e / G_o \quad (2.31)$$

olur. Burada volümetrik verim gerek hacimsel ve gerekse ağırlıksal olarak ifade edilebilir. Volümetrik verim yukarıda açıklanan nedenlerle daima birden küçüktür. Bu da motor gücünün azalmasına neden olur. Volümetrik verimi tanımlayan ifadeyi çıkarmak için emme olayının r noktasında başladığı düşünülürse r noktasında artık gazlar bulunur.

Buna göre, silindirde emme başlangıcında bulunan artık gazların hacmi V_c (m^3), ağırlığı G_r (kg), sıcaklığı T_r ($^{\circ}K$) ve basıncı P_r (kg/cm^2) dir. Bu gazların durumunu ideal gaz kanununa göre yazarsak,

$$P_r V_c = G_r R_r T_r \quad (2.32)$$

şeklinde olur. Buradan artık gazların ağırlığı,

$$G_r = \frac{V_c P_r}{R_r T_r} \quad (2.33)$$

şeklinde elde edilir.

Emmenin son bulduğu kabul edilen a noktasında silindirde taze hava ile artık gazların toplamı olan yeni karışımın sıkıştırma başlangıcındaki hacmi $V_a = V_h + V_c$ (m^3), sıcaklığı T_a ($^{\circ}K$), basıncı P_a (kg/cm^2) ve ağırlığı G_a (kg) dir.

Bu gazların durumu ideal gaz kanununa göre yazılırsa,

$$P_a V_a = G_a R_a T_a \quad (2.34)$$

elde edilir. Buradan, emmenin son bulduğu a noktasındaki gazların ağırlığı, Denklem 2.34'den,

$$G_a = \frac{P_a V_a}{R_a T_a} \quad (2.35)$$

şeklinde bulunur.

Emme sonunda silindirde bulunan taze havanın ağırlığı ise,

$$G_e = G_a - G_r \quad (2.36)$$

bulunur.

Aynı strok hacmine (V_h), atmosfer basıncındaki (P_o) ve sıcaklığında (T_o) alınabilecek taze hava miktarının ağırlığı ideal gaz kanununa göre,

$$G_o = \frac{V_h P_o}{R_o T_o} \quad (2.37)$$

olur. O halde volümetrik verim ağırlıksal bakımdan ele alınarak, Denklem 2.31'den,

$$\eta_v G_o = G_e = G_a - G_r \quad (2.38)$$

bulunur. Daha önce bulunmuş olan G_a , G_r , G_o değerleri yerine yazılarak,

$$\eta_v \frac{P_o V_h}{T_o R_o} = \frac{P_a V_a}{T_a R_a} - \frac{P_r V_c}{T_r R_r} \quad (2.39)$$

elde edilir. Yaklaşık olarak $R_o = R_r = R_a$ olduğu kabul edilirse,

$$\eta_v V_h P_o / T_o = P_a V_a / T_a - V_c P_r / T_r \quad (2.40)$$

bulunur. Buradan volümetrik verim,

$$\eta_v = (T_o / P_o) P_a V_a / T_a - P_r V_c / T_r (1 / V_h) \quad (2.41)$$

elde edilir. Bilindiği gibi strok hacmi,

$$V_h = V_a - V_c = V_c (V_a / V_c - 1) = V_c (\epsilon - 1) \quad (2.42)$$

olduğuna göre, volümetrik verim için,

$$\eta_v = (T_o / P_o) \left[\epsilon P_a / T_a - P_r / T_r \right] (1 / \epsilon - 1) \quad (2.43)$$

ifadesi yazılabilir. Eğer $T_o = 273$ ($^{\circ}\text{K}$) ve $P_o = 1$ (kg/cm^2) olarak alınırsa, volümetrik verim ifadesi,

$$\eta_v = \frac{273}{\epsilon - 1} (\epsilon P_a / T_a - P_r / T_r) \quad (2.44)$$

elde edilir. Bu ifadeye göre volümetrik verim, emme sonundaki karışımın basıncına, sıcaklığına, artık gazların basınç ve sıcaklığına ve ayrıca sıkıştırma oranına bağlıdır.

Volümetrik verim 4 zamanlı diesel motorlarının düşük devirlilerinde 0.80 - 0.90, yüksek devirlilerinde ise aldığı değerleri 0.75 - 0.90 arasında olmaktadır.

Volümetrik verimin hacimsel olarak ele alınması halinde,

$$\eta_v = V_e / V_o = V_e / V_h \quad (2.45)$$

formülü kullanılabilmektedir.

Volümetrik verimi etkileyen parametreler:

Sıkıştırma oranı;

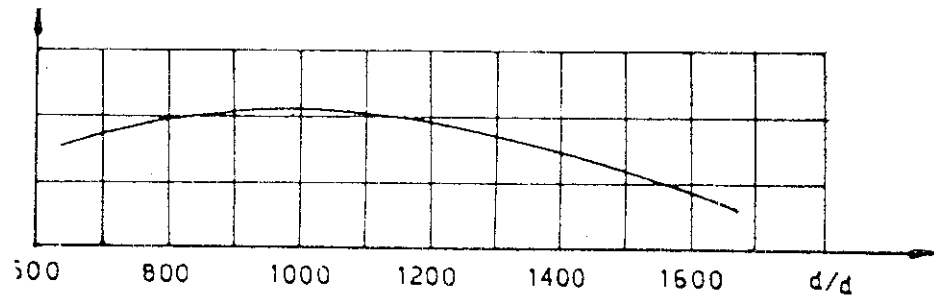
Motorun bütün değişkenleri sabit kalır yalnız sıkıştırma oranı değiştirilirse volümetrik verim de değişir. Ancak deneysel çalışmalar sonunda sadece sıkıştırma oranının etkisiyle volümetrik verimin ne şekilde değiştiği kesin olarak belirlenememekle beraber etkisinin ihmal edilebilecek kadar az olduğu kabul edilmektedir. Sıkıştırma oranının artmasıyla volümetrik verimin azaldığı gibi arttığı da görülmüştür. Ayrıca, sıkıştırma oranının 13-16 değerleri arasında volümetrik verime etkisi kesin olarak bilinmemektedir.

Artık gazların basıncının etkisi;

Artık gazların basıncı arttıkça volümetrik verim azalır. Egzost donanımındaki sürtürme direnci gazların çıkış hızının karesine ve bu nedenle dönme sayısına bağlıdır. Sürtürme direnci arttıkça silindirde artık gazların miktarı ve basıncı artar. Böylece, silindire daha az taze hava girer. Ve dolayısıyla volümetrik verim de düşer.

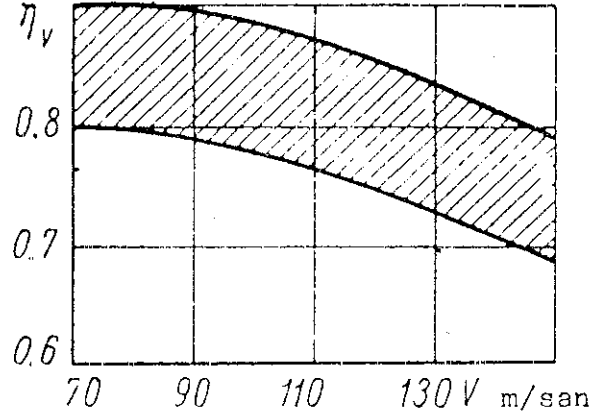
Emme basıncının etkisi;

Emme basıncı volümetrik verimi büyük ölçüde etkiler. Emme basıncı emme kanalına ve sübaba bağlı olarak dönme sayısının karesi ile doğru orantılıdır. Diğer bir deyimle aynı sübap açıklığı (kesiti) için gazın hızı dönme sayısı ile orantılı olarak artar. Buna göre, volümetrik verimin değişimi Şekil 2.5'de görülmektedir.



Şekil 2.5 Volümetrik verimin dönme sayısına bağlı olarak değişimi

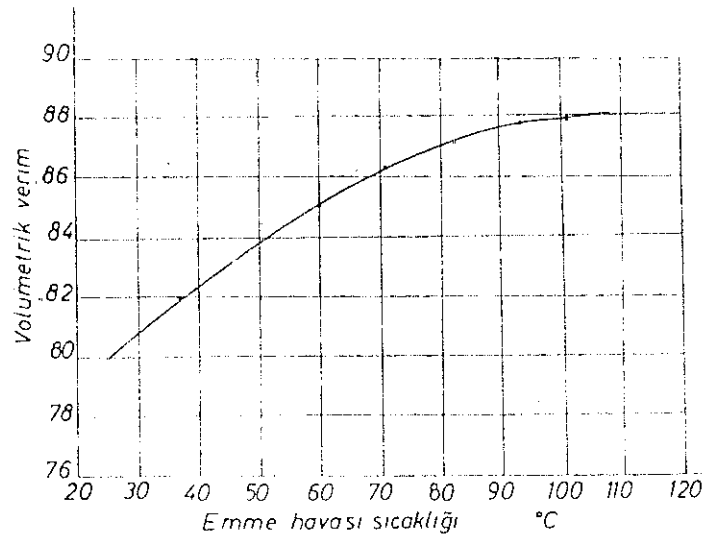
Aynı özellik giriş havası hızına bağlı olarak ifade edilebilir. Buna göre volümetrik verimin giriş havası hızına bağlı olarak değişimi Şekil 2.6'da gösterilmiştir.



Şekil 2.6 Volümetrik Verimin Emme Havası Giriş Hızına Göre Değişimi

Emme havası sıcaklığının etkisi;

Emme havasının sıcaklığı ile çeper sıcaklığı arasındaki fark az ise ısı değişimi ve ΔT 'nin değeri azalır ve volümetrik verim artar. Bu durum Şekil 2.7'de görülmektedir.



Şekil 2.7 Volümetrik Verimin Emme Havasının Sıcaklığına Bağlı Olarak Değişimi

2.3.2 Sıkıştırma Olayı

Çalışmakta olan motorun, sıkıştırma olayı ideal çevrimden farklı olmaktadır. İdeal çevrimde sıkıştırma olayının tersinir adyabatik olduğu kabul edilmiştir. Oysa gerçek motorda, sıkışan taze hava ile çeperler arasında sıcaklık farkı olduğundan daima ısı alış verişi vardır. Dolayısıyla, çalışmakta olan motorun sıkıştırma olayı politropik durum değişimine göre olmaktadır. Bundan başka silindirden sıkıştırma başlangıcında artık gazlar ile taze hava bulunmaktadır. Toplam karışımın basıncı ve sıcaklığı ise, atmosferdeki hava basıncından ve sıcaklığından büyüktür. Çünkü çeperlerden ısı almıştır.

Bundan başka ideal gazın sabit basınçta ve sabit hacimdeki ısınma ısıları sıkıştırma olayı süresince sabit kabul edilmektedir. Oysa gerçek motorda ısınma ısıları taze havanın bileşimine ve sıcaklığına bağlı olarak değişmektedir.

a) Sıkıştırmanın Oluşumu

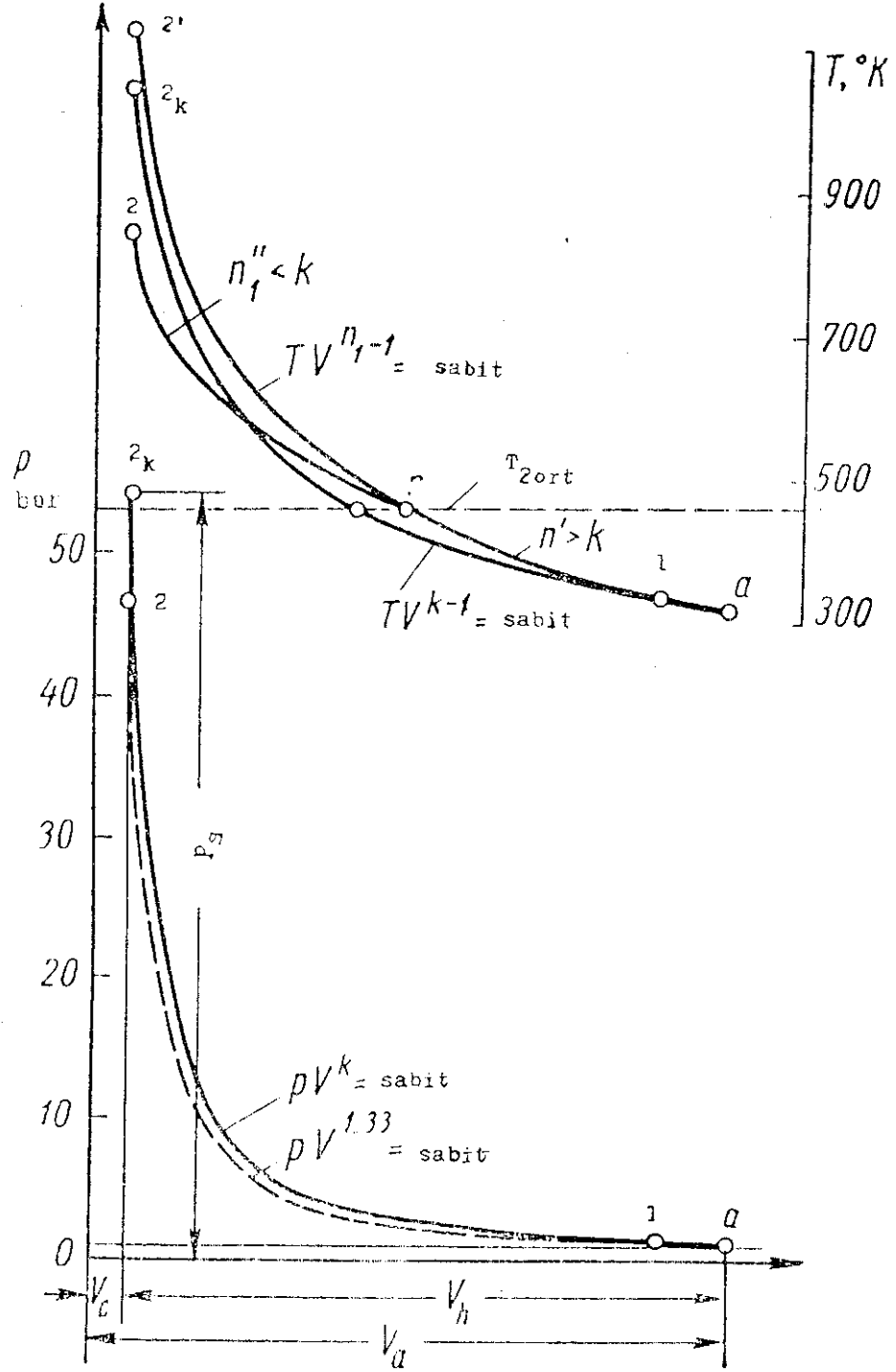
Sıkıştırma olayı silindirde pistonun AÖN dan ÜÖN'ya hareketiyle başlar. Diğer bir değişle, piston sübapların kapanmasından sonra taze havayı sıkıştırmaya başlar. Sıkıştırma esnasında taze havanın sıcaklığı ve basıncı yükselir. Bu artış genellikle sıkıştırma oranına ve ısı değişimine bağlıdır.

Diesel motorlarında sıkıştırma başlangıcında yalnız hava ve artık gazlar bulunur. Sıkıştırma sonuna doğru gerekli sıcaklığa ve basınca ulaşan taze hava içerisine yakıt püskürtülür. Silindir içerisinde yakıt ve hava birbirine karışarak ve kendi kendine tutuşarak yanmaya başlar. Motorun ilk hareketindeki düşük dönme sayılarında, düşük güçlerde ve düşük çevre sıcaklıklarında sıkıştırma sonundaki basınç ve sıcaklık yakıtın kendi kendine tutuşmasını sağlamalıdır.

Sıkıştırma olayı çok karmaşık bir şekilde cereyan eder. Sübaplar kapandığında taze hava basıncı P_1 ve sıcaklık

T_1 , sıkıştırma sonundaki basınç P_2 ve sıcaklık T_2 olur. Silindirin çeper sıcaklığının ortalama değeri T_{2ort} olur.

Sıkıştırma olayının oluşumu P-V diyagramında Şekil 2.8'de gösterilmiştir.



Şekil 2.8 Sıkıştırma Olayı Esnasında Sıcaklığın, Basıncın ve Politropik Üs'sün Değişimi

Sıkıştırma başlangıcında taze hava gerek sıkıştırma nedeniyle ve gerekse çeperlerden ısı alır. Çeperlerle taze hava arasındaki sıcaklık farkını ($T_{2ort} - T_1$) şeklinde gösterebiliriz. Bu kısımda politropik sıkıştırma olayının eğrisi adyabatik sıkıştırma eğrisine göre daha dik olur. Burada sıkıştırma eğrisinin politropik üssü n_1' adyabatik üstten büyük olur ($n_1' > k$). Sıkıştırmanın artmasıyla taze havanın sıcaklığıda artar ve ortam çeper sıcaklığı ($T = T_{2ort}$) değerine erişir. Ortalama çeper sıcaklığı doğrusu şekilde kesik çizgiler ile gösterilmiştir. Bu doğru boyunca ortalama çeper sıcaklığı ile taze havanın sıcaklığı birbirine eşit olur. Bu doğrunun sıkıştırılma eğrisiyle kesiştiği noktası r ile gösterilirse bu noktada bir an için sıkıştırma olayı adyabatik olarak cereyan eder ($n_1 = k$). Bundan sonra sıkıştırma devam eder. Silindirde bulunan taze havanın sıcaklığı ortalama çeper sıcaklığının üstünde bir değere çıkar. Böylece taze havadan çepere ısı geçişi başlar. Sıkıştırma olayının eğrisi adyabatik sıkıştırma eğrisine göre daha yatık bir vaziyet alır. Burada sıkıştırma eğrisinin politropik üssü adyabatik üstten daha küçük olur ($n_1 < k$).

Piston ÜÖN'ya yaklaştıkça sıkıştırma eğrisinin yatıklığı azalır. Bundan dolayı sıkıştırma sonu noktası (2), adyabatik sıkıştırmaya göre bulunacak sıkıştırma sonu noktasından (2_k) daha aşağıda bulunur. Sonuç olarak, çalışmakta olan motorun politropik sıkıştırma eğrisi sonunda sıkıştırma sonu sıcaklık ve basınç değerleri adyabatik sıkıştırmaya göre farklı olacaktır. Devamlı ısınmadan dolayı sıkıştırma olayının politropik üssü sıkıştırma eğrisi boyunca değişecektir. Politropik üs sabit alınarak ($n_1 = 1.3$) bulunan sıkıştırma sonu basınç ve sıcaklık değerleri yaklaşık olarak değişken politropik üslü olanları ile hemen hemen aynı olur.

Sıkıştırma olayındaki ısı değişimi T-V diyagramında Şekil 2.8'de gösterilmiştir. Bu diyagramdan görüldüğü gibi 1-r eğrisi boyunca çeperlerden ısı alınır ve r-2 eğrisi boyunca taze havadan çepere ısı geçer.

b) Sıkıştırma Olayının Parametreleri

- Sıkıştırma sonu basıncı;

Sıkıştırma sonu basıncını, politropik üsle analitik olarak tanımlamak zordur. Genellikle sıkıştırma sonu basıncının değeri politropik üssün sıkıştırma süresince sabit kaldığı varsayılarak hesaplanır. Buna göre Şekil 2.8'de görüldüğü gibi 1-2 eğrisi için,

$$P_1 \cdot V_1^{n_1} = P_2 \cdot V_2^{n_1} \quad (2.46)$$

yazılır. Buradan, sıkıştırma sonu basıncı,

$$P_2 = P_1 \epsilon^{n_1} \quad (2.47)$$

şeklinde bulunur. Sıkıştırma sonu basıncı, sıkıştırma başlangıç basıncının, sıkıştırma oranının ve politropik üssün artması ile yükselir.

- Sıkıştırma sonu sıcaklığı;

Sıkıştırma sonu sıcaklığı 1-2 noktaları arasındaki durum denklemlerinden hesaplanabilir. Buna göre,

$$P_1 \cdot V_1 = G_1 \cdot R_1 \cdot T_1 \quad (2.48)$$

$$P_2 \cdot V_2 = G_2 \cdot R_2 \cdot T_2 \quad (2.49)$$

elde edilir. Bu denklemleri taraf tarafa bölerek ve ayrıca $G_1 = G_2$, $R_1 = R_2$ olduğu kabul edilerek, sıkıştırma sonu sıcaklığı,

$$T_2 = T_1 \frac{P_2}{\epsilon P_1} \quad (2.50)$$

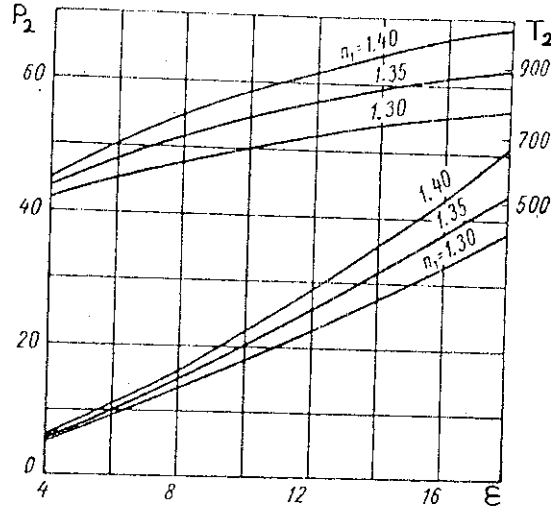
bulunur.

Denklem 2.47, Denklem 2.50'de değerlendirilerek sıkıştırma sonu sıcaklığı,

$$T_2 = T_1 \epsilon^{n_1 - 1} \quad (2.51)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Sıkıştırma sonu basıncı ve sıcaklığı Denklem 2.47 ve Denklem 2.51'den hesaplanabilir. Bu denklemlerde $P_1 = 0.9$ kg/cm^2 ve $T_1 = 323$ $^\circ\text{K}$ alınarak buna göre yapılan hesaplar sonucu elde edilen değerler Şekil 2.9 'da gösterilmiştir.



Şekil 2.9 Çeşitli Politropik Üs Değerlerinde Sıkıştırma Oranına Bağlı Olarak Sıcaklığın ve Basıncın Değişimi

- Sıkıştırma oranı;

Sıkıştırma oranı, sıkıştırma başlangıcındaki silindirin hacminin sıkıştırma sonu hacmine oranı şeklinde tanımlanır. İdeal motorda sıkıştırma oranı,

$$\epsilon = V_1 / V_2 = (V_h + V_c) / V_c = 1 + V_h / V_c \quad (2.52)$$

olur. Buradan, strok hacmi,

$$V_h = V_c (\epsilon - 1) \quad (2.53)$$

elde edilir. Sıkıştırma sonu hacmi genellikle strok hacminin yüzdesi olarak tanımlanır. Buna göre,

$$V_c = V_h \frac{100}{\epsilon - 1} \% \quad (2.54)$$

bulunur.

Çalışmakta olan gerçek motorun sıkıştırma başlangıcı AÖN da olmayıp biraz daha sonra yani sübaplar kapandıktan sonra başlar. Bu nedenle gerçek motorun sıkıştırma oranından biraz farklıdır. Gerçek motorun sıkıştırma oranı,

$$\epsilon_e = \frac{(V_h - \psi_s V_h) + V_c}{V_c} = \frac{V_h(1 - \psi_s)}{V_c} + 1 \quad (2.55)$$

şeklindedir. Burada $\psi_s V_h$, AÖN dan sonra sübapların kapanmasına kadar pistonun taradığı hacimdir. İdeal motorun sıkıştırma oranı ile gerçek motorun sıkıştırma oranı arasında aşağıdaki bağıntı mevcuttur. İdeal motorun sıkıştırma oranı

$$\epsilon = (V_h + V_c) / V_c \quad \text{veya} \quad V_h / V_c = \epsilon - 1 \quad (2.56)$$

ve, gerçek motorun sıkıştırma oranı,

$$\epsilon_e = \frac{V_h(1 - \psi_s) + V_c}{V_c} \quad \text{veya} \quad V_h / V_c = \frac{\epsilon_e - 1}{1 - \psi_s} \quad (2.57)$$

olmaktadır. Tarafları eşitleyerek,

$$\epsilon - 1 = \frac{\epsilon_e - 1}{1 - \psi_s} \quad (2.58)$$

olur. Buradan sıkıştırma oranı,

$$\epsilon = \frac{\epsilon_e - \psi_s}{1 - \psi_s} \quad (2.59)$$

elde edilir. Buna göre gerçek motorun sıkıştırma oranı,

$$\epsilon_e = (1 - \psi_s) + \psi_s \quad (2.60)$$

bulunur.

c) Sıkıştırma Olayını Etkileyen Parametreler

Diesel motorlarında sıkıştırma olayının parametreleri sıkıştırma oranı $\epsilon = 14-21$, ortalama politropik üs $n_1 = 1.32-1.40$, sıkıştırma sonu basıncı $P_2 = 35-50 \text{ kg/cm}^2$ ve sıkıştırma sonu sıcaklığı $T_2 = 700-900 \text{ }^\circ\text{K}$ değerleri arasında olmaktadır.

- Isı değişimini etkileyen nedenler;

Sıkıştırma olayında ısı değişimini karışım sıcaklığı, çeperlerle taze hava arasındaki sıcaklık farkı, çeper alanı diğer bir deyişle çeper alanının silindir hacmine oranı, silindirlerdeki karışım miktarı, ısı alış veriş için geçen zaman, taze hava ile çeper arasındaki ısı taşınım katsayısı etkilemektedir.

- Sıkıştırma sonu basınç ve sıcaklığını etkileyen nedenler;

Sıkıştırma sonu basıncını ve sıcaklığını, başlangıç sıcaklığı ve basıncı, piston segmanları arasındaki taze hava kaçak miktarı etkiler. Motor soğukken ilk harekette dönme sayısı az ve çeperlerdeki sıcaklık düşük olduğundan ve segmanların sızdırmazlığı iyi olmadığından kaçak miktarı fazladır. Bu gibi nedenlerle sıkıştırma sonu sıcaklık ve basınç değerleri motorun ilk hareketinde küçük olur.

- Politropik üssü etkileyen nedenler;

Sıkıştırma esnasında politropik üssü motorun soğutma sistemi etkiler. Hava soğutmalı motorlarda ısı taşınım yüzeyinin sıcaklığı yüksektir, dolayısıyla politropik üs düşüktür.

Su soğutmalı motorlarda ısı taşınım yüzeyinin sıcaklığı düşük ve dolayısıyla politropik üs yüksektir. Politropik üsü ayrıca malzemenin özelliğide etkiler. Piston ve silindir kafasının alüminyum olması halinde ısı geçişi azalır ve politropik üs değeri düşer.

Sıkıştırma oranı büyürse ısı taşınım yüzeyinin alanı bağıl olarak azalır ve karışımın sıkıştırma sonu sıcaklığı yükselir. Ayrıca politropik üs yüke bağlıdır. Yükün azalması halinde üs aynı kalır, artması halinde ise çok az da olsa değişir. Politropik üs motorun dönme sayısı ile büyük değişime uğrar. Politropik üs dönme sayısı arttıkça büyür.

2.3.3 Yanma Olayı

Yanma, karmaşık fiziksel ve kimyasal bir olaydır. Genellikle yanma olayı kimya ile ilgilidir. Fiziksel olaylar ise genellikle kütle ve enerji iletimi ile ilgilidir. Yanma işleminin temel olayları olarak, Isıl enerjinin iletimi, gazların akışı, kimyasal bileşenlerin difüzyonu kabul edilir.

Yanma olayının başlaması, gelişmesi, tamamlanması kimyasal reaksiyon hızına, alev bölgesinde kütle ve ısı- nın çevreye geçiş şartlarına bağlıdır. Oksidasyonun ve yanmanın cereyanı başlangıçtaki taze havanın yoğunluğundan ve ısı serbestliğinin derecesinden anlaşılabilir. Oksidasyonun reaksiyonu yüksek hızla yavaş yavaş ulaşır. Bu arada sıvı yakıtın buharlaşması ve bu buharın hava ile karışması gerekir. Yakıt hava karışımı silindir içerisinde homojen bir karışım gösteriyorsa diğer bir deyişle yakıt molekülleri oksijen molekülleri arasında düzgün dağılmış ise yanma kısa sürede maksimum hızla ulaşır. Heterojen karışımlarda ise hava ve yakıt buharlarının karşılıklı difüzyon hızı yanmanın cereyanını etkiler. Burada kimyasal reaksiyon ikinci derecede önemlidir. Oksidasyon reaksiyonu ara aktif ürünlere, kimyasal reaksiyonun oluşumuna, daha çok sıcaklığa, gaz karışımının basıncına ve birim hacimdeki reaktivitenin yoğunluğuna bağlıdır.

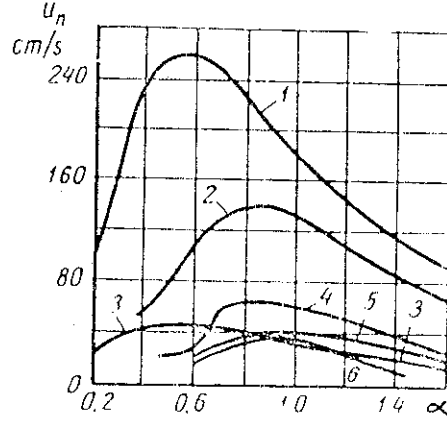
Bu nedenle kimyasal reaksiyonun oluşumu sıcaklık ve basınç arasındaki birbirinden farklı bağıntılarla tanımlanır. Bu bağıntılara göre kimyasal reaksiyonun oluşum hızı düşük sıcaklıklarda ($< 1000 \text{ }^\circ\text{K}$) azalır. Fakat yüksek sıcaklıklarda ise hızla büyür.

İçten yanmalı pistonlu motorlarda çeşitli şartlar altında farklı şekillerde yanma olayı cereyan eder. Yanma olayları genel olarak kendi kendine tutuşma, alevin yayılması ve difüzyon yanma şeklinde incelenir.

Kendi kendine tutuşma olayı esas olarak diesel motorlarında meydana gelir. Sıkıştırma sonunda ısınmış hava içine püskürtülen sıvı yakıt damlacıkları hava ile karışarak belirli basınç ve sıcaklıkta kendi kendine tutuşma ile yanma olayı oluşur.

Alevin yayılması, yanma bölgesine bitişik taze karışıma aktif merkezlerin difüzyonu ve ısı geçişi ile meydana gelir. Alevin taze karışıma dik yönde gelecek şekilde hareketi alev yayılma hızı U_n ile tanımlanır. Buna normal alev hızı veya laminer alev hızı denir. Alevin yayılma hızı, alev üzerindeki ısı geçişi, difüzyon ve kimyasal reaksiyonların oluşumu ile tanınır. Alevin yayılma hızı, kısmen zenginleşmiş olan yakıt-hava karışımlarında maksimum olur. Havanın çeşitli yakıtlarla oluşturduğu karışımlarda, hava fazlalık katsayısına bağlı olarak alevin yayılma hızının değişimi Şekil 2.10'da görülmektedir.

Burada benzin motorlarında kullanılan normal hava fazlalık katsayısında karışımın atmosfer basıncı ve sıcaklığında alevin yayılma hızı $U_n = 35-55 \text{ m/s}$ olur. Gerek fakir ve gerekse zengin karışımlarda normal alevin yayılma hızı $U_n = 8 - 12 \text{ m/s}$ dir. Dolayısıyla benzin motorlarında hava-yakıt karışımının hava fazlalık katsayısı 0.6-1.4 arasında değişir.



Şekil 2.10 Hava Fazlalık Katsayısına Bağlı Olarak Çeşitli Hava-Yakıt Karışımlarının Alev Yayılma Hızının Değişimi

1- Hidrojen, 2- Asetilen, 3- CO, 4-Etilen, 5- Propan, 6- Metan

Alevin yayılma hızı, karışımın başlangıç sıcaklığı ile artar. Bu artış, alevin sıcaklığa ve dolayısıyla karışımın ısı difüzyon katsayılarının artması ve reaksiyon oluşumunun hızlanmasına neden olur. Alevin yayılma hızı yanma odası basıncının artması ile azalır. Çünkü difüzyon ve ısı geçiş olayları basınçla azaldığından kimyasal reaksiyonların hızı az da olsa azalır. Buna bağlı olarak alevin yayılma hızı da azalır. Yapılan araştırmalar sonucu benzin motorlarında yakıt-hava karışımında laminar alevin yayılma hızının emme sıcaklığına ve basıncına bağlılığı,

$$u_n \cong p_a^{0.5} T_a^2 \quad (2.61)$$

bağıntısıyla ifade edilir.

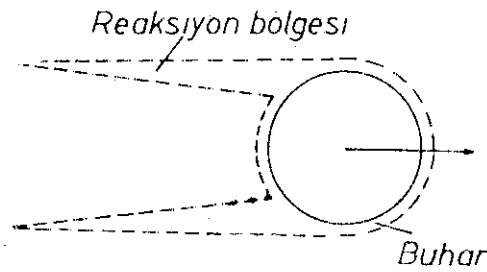
Benzin motorlarında yanma odası içerisinde girdapların oluşturduğu türbülans hareketi ve gaz akımlarının

rastgele titreşimleri varsa alevin yayılma yüzü bozulur ve yanmanın gerçek yüzü büyür. Bu şekilde normal alevin yayılması türbülanslı alevin yayılmasına dönüşür. Türbülanslı titreşimler alevin yayılma hızını şiddetle artırır. Türbülanslı alevin yayılma hızı genellikle laminer alevin yayılma hızına, karışımın bileşimine, emme havasının sıcaklığı ve basıncına bağlıdır. Araştırmalara göre türbülanslı alevin yayılma hızı benzin motorlarında,

$$U_{t\ddot{u}r} = p^{0.35} \quad (2.62)$$

bağıntısıyla tanımlanır. Benzin motorlarında türbülanslı alevin önündeki yanma bölgesi 20-25 mm kadar olur.

Difüzyon yanma diesel motorlarında kendi kendine tutuşma olayından sonraki yanma olayıdır. Bunun düzgün, hızlı ve tam bir yanma olabilmesi yakıt-hava karışımına bağlıdır. Yanma odası içine yakıtın püskürtülmesiyle oluşan damlacıkların hava içine yayılması heterojen karışım meydana getirir. Buradaki yanma olayı, homojen karışımdan farklı olarak cereyan etmektedir. Yanma olayı hava ile karışım bölgesi arasındaki sınır tabakada oluşur. Bu durum Şekil 2.11'de görülmektedir.



Şekil 2.11 Yanmanın Sınır Tabakada Oluşması

Bu tür yanmada üç faz bulunur. Bunlar, yanabilir gaz veya buhar fazı, hava ve buhar arasındaki yanmış kısım şeklindedir.

Heterojen gaz karışımında yanma olayını hava ile yakıtın difüzyon yoluyla meydana getirdiği karışımın hızı tayin eder. Ayrıca yanmanın kimyasal reaksiyonları karışım olayından daha hızlı cereyan eder. Bu nedenle, yanmanın bu cinsi difüzyon yanma olarak tanımlanır.

Sıvı yakıt damlacıklarının yanması buharlaşmanın oluşumuna bağlıdır. Hava içine düzgün olarak yayılmış küçük damlacıklar, ki bu damlacıkların çapı 40 mikrondan küçüktür, homojen karışımlardaki gibi yanar. Homojen karışımın hava fazlalık katsayısının sınırları burada da geçerlidir. Heterojen karışımlarda hava fazlalık katsayısı 0.85-0.90 olduğu takdirde ara ürünlerin sıcaklığı ve kimyasal reaksiyonun hızı maksimum olur. Ancak düşük yüklerde diesel motorları çok fakir karışımlarda çalışabilir. Keza, çok zengin karışımlar olması halinde ise kâfi miktarda hava olmadığından bir kısım hidrokarbon molekülleri parçalanarak karbon, karbonmonoksit şeklinde yanmadan egzosttan dışarı atılır. Bu durum motor tam yük altında çalışırken de meydana gelir. Bu da diesel motorlarındaki dumanın (is) oluşum nedenini açıklar.

a) Diesel Motorlarında Yanma Olayı;

Diesel motorlarında yanma olayı yanma odasına yakıtın püskürtülmeye başladığı andan, yanma ürünlerinin dışarıya atılmaya başladığı egzost başlangıcına kadar geçen süre içinde cereyan eden karmaşık fiziksel ve kimyasal bir olaydır. Diesel motorunun çevriminde en önemli bir olay olmakla beraber en az araştırılan konu hemen hemen yanma konusudur. Bunun nedeni karışım teşkili, buharlaşma ve tutuşma olaylarının birbirlerine sıkı sıkıya bağlılığı ve her bir olaya etki eden fiziksel ve kimyasal parametrelerin çokluğuudur. Bunlardan karışım teşkili, bir taraftan yakıtın meme çıkışından sonra hacimsel genişlemesine ve parçalanmasına diğer taraftan püskürtmenin zamansal ve miktarsal kumandasına bağlıdır.

Yakıtın buharlaşması kullanılan yakıtın çok değişik özellikte hidrokarbon karışımı olması nedeniyle oldukça karışık fiziksel bir olaydır. Yakıt buharının, hava ile karışımında gerekli basınç ve sıcaklıkta kendi kendine tutuşması yanma odasındaki kimyasal olayların cereyanına bağlıdır. Bu suretle karışım teşkili buharlaşma ve tutuma olayları yanma olayları için önemli olmaktadır.

Diesel çevriminin ekonomikliği, yakıttaki kimyasal enerjinin ısı enerjisine dönüşme hızına bağlıdır. Bu hız, yakıtın püskürtme sistemi ile yanma odasına zamana bağlı olarak gönderilmesine, yanma odasında uygun bir şekilde ve zamanda hava ile karışmasına, tutuşmasına ve yanmasına bağlıdır.

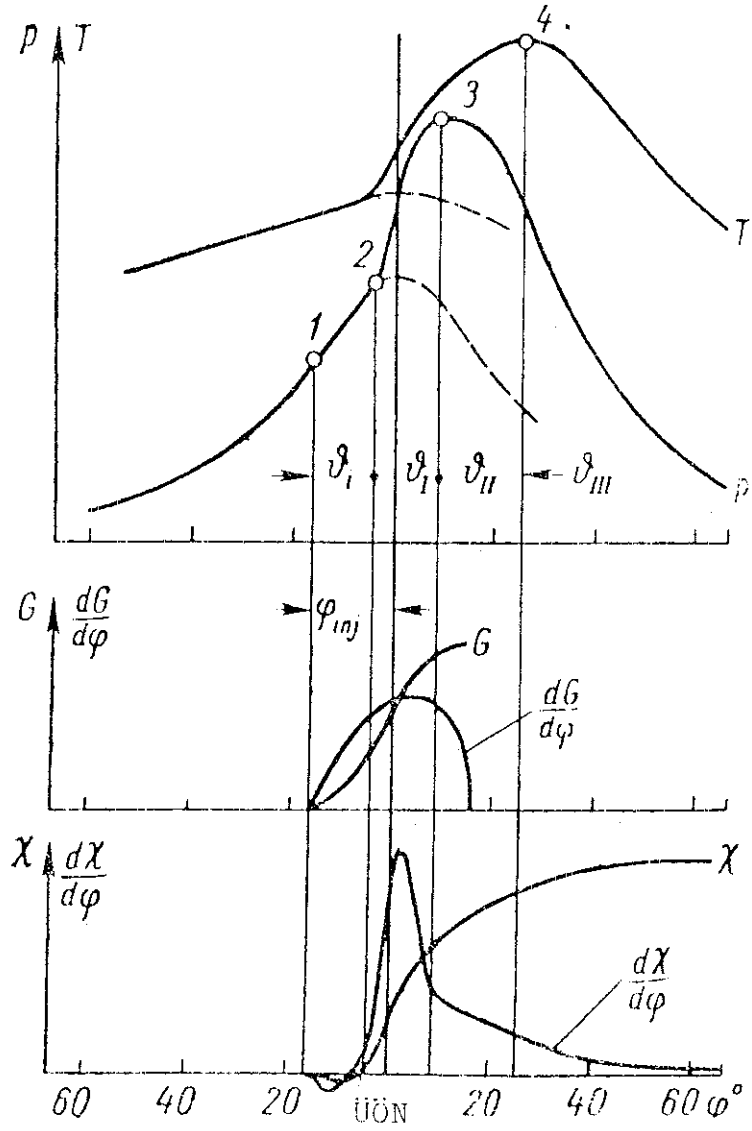
Yanma olayının oluşumu genellikle deneysel olarak şeffaf camlı silindirlere yüksek dönme sayılı film makineleri ile tesbit edilir. Bu suretle yakıtın hava ile karışım teşkili, buharlaşma ve tutuşma olayları incelenebilir. Genellikle diesel motorlarındaki yanma olayının gelişime yanma odasındaki basınç ve sıcaklığın krank mili açısına bağlı olarak değişimi incelenir. Sıkıştırma zamanındaki silindirde sıkışan hava $30-40 \text{ kg/cm}^2$ basınç ve $750-850 \text{ }^\circ\text{K}$ sıcaklık içine yakıt püskürtülür. Yanma odası içinde basıncın, sıcaklığın ve püskürtülen yakıtın KMA° sına bağlı olarak değişimi Şekil 2.12'de görülmektedir. Yakıtın püskürtülmesi ÜÖN dan önce başlar ve ÜÖN dan sonra son bulur. Yakıtın püskürtülmesiyle karışım teşkili, buharlaşma ve tutuşma olayları sonunda yanma başlar ve ÜÖN dan yaklaşık $70-80 \text{ KMA}^\circ$ sını sonra tamamlanır.

Yanma olayını fazlara ayırarak incelemek daha uygundur. Buna göre yanma olayı genellikle dört faza ayrılır. Bu fazlar,

- i) Tutuşma gecikmesi,
- ii) Alevin yayılması (hızlı yanma, patlamalı yanma veya kontrolsüz yanma),

- iii) Kumandalı yanma (yavaş yanma),
- iv) Art yanma,

şeklindedir.



Şekil 2.12 Diesel Motorlarında Yanma Olayının Gelişmesi

Bazı araştırmacılar kumandalı yanma ile art yanmayı aynı faz içerisinde kabul ederler.

Tutuşma gecikmesi yanma olayının birinci fazıdır. Püskürtme başlangıcından (şekilde 1 noktası), filmde termik alevin görünmesine veya indikatör diyagramında basıncın ani olarak artmaya başlamasına (2 noktası) kadar geçen süreye tutuşma gecikmesi denir. Bu esnada püskürtülen yakıt belirli bir süreden sonra tutuşur. Silindirdeki basınç artışı, pistonun normal sıkıştırması nedeniyle devam eder. Ancak önce sıcaklık, sonrada buna bağlı olarak sıkıştırılmış havanın basıncı bir miktar düşer. Çünkü oluşan ısının bir kısmı yakıt damlacıklarının ısıtılmasına ve onların buharlaşmasına harcanır. Bu sırada ön alev reaksiyonları meydana gelir. Kendi kendine tutuşmanın ilk çekirdekleri oluşur ve aynı zamanda yanma olayının başlaması nedeniyle basınç artmaya başlar. Bu noktadan sonra pistonun sıkıştırması nedeniyle devam eden basınç artışı, noktalı çizgilerle belirtildiği gibi olup, yanma olayının basınç eğrisinden ayrılır.

Tutuşma gecikmesi fazını, reaksiyon hızlarının küçük olması, silindire yakıt girişinin devam etmesi, basınç ve sıcaklık değişiminin ihmal edilebilecek kadar küçük olması gibi özellikler karakterize eder.

Tutuşma gecikmesi fazı, yanma olayını önemli derecede etkiler. Yanma olayının iyi olabilmesi için tutuşma olayının mümkün olduğu kadar kısa sürede gerçekleşmesi istenir. Tutuşma gecikmesi çeşitli fazlara bölünerek tanımlanabilir. Buna göre,

$$t = t_{ph} + t_1 + t_2 + t_3 \quad (2.63)$$

olur. Burada, t_{ph} , fiziksel tutuşma gecikmesidir. Bu süre yakıt demetinin parçalanması, damlacıklara ayrılması ve bu damlacıkların buharlaşması için geçen süredir. Genellikle bu süre 0.5-1.0 ms arasındadır.

t_1 , kimyasal reaksiyonların başladığı andan soğuk alevin oluşumuna kadar geçen süredir. Bu sürede moleküllerin parçalanması nedeniyle aktif merkezler meydana gelir.

t_2 , mavi alev için geçen süredir.

t_3 , patlama alevi şeklindedir. Mavi alev ile patlama alevinin birbirinden ayrılması genellikle imkânsız olduğundan beraberce kabul edilir.

Tutuşma gecikmesi süresi, yakıtın kimyasal özelliklerini tanımlayan setan sayısı arttıkça, yanma odasında sıkıştırılmış bulunan havanın sıcaklığı ve basıncı arttıkça, motorun dönme sayısına ve pistonun biçimine bağlı olarak yakıt ile havanın karışımı iyileştikçe, yanma odası çeperlerinin yüzeyi uygun soğutuldukça, püskürtme basıncı arttıkça veya memenin çapı küçüldükçe, sıkıştırma sonunda havanın oksijeninin yoğunluğu arttıkça ve silindir hacmi küçüldükçe azalır.

Alevin yayılması yanma olayının ikinci fazıdır. Termik alevin başlangıcından (2 noktası) basıncın maksimum değere ulaşmasına (3 noktası) kadar geçen süreye alevin yayılma süresi denir. Bu fazda önce tutuşma gecikmesi süresi içinde silindire giren yakıtın aniden yanması nedeniyle yanma odası basıncı çok hızlı bir artış gösterir. Bu fazdaki yanma olayı hızlı yanma olarak tanımlanır ve patlamalı yanma şeklindedir. Yanma olayının ilk ve hazırlayıcı fazını oluşturur. Bu fazdaki basınç artma hızının değeri, motorun yumuşak veya sert çalışmasını belirtir. Diesel motorlarında genellikle basınç artma hızının değerleri $dP/d\varphi = 3-2 \text{ kg/cm}^2\text{-grad}$ arasında bulunur. Ancak bu basınç artma hızının değeri $4-5 \text{ kg/cm}^2\text{grad}$ arasında olursa motorun fazla sert çalıştığı kabul edilir. Yalnız bu değer $10 \text{ kg/cm}^3\text{grad}$ değerini geçmemelidir. İlk fazda ne kadar çok fazla yakıt birikirse basınç artma hızı o kadar büyük olur. Aynı zamanda yanma odasının maksimum basıncıda o derece yüksek olur.

Kumandalı yanma, yanma sürecinin hızlı yanma fazından sonra üçüncü yavaş yanma fazıdır. Bu faz kumandalı yanma fazı olarak tanımlanır. Bu sürede basınç değişimi önemsiz seviyelerdedir. Yanmanın hızı yakıt buharıyla havanın karışım hızına bağlıdır. Üçüncü faz süresince pistonun hareketiyle yanma odasının hacmi büyür. Aynı zamanda yanma odasının ortalama sıcaklığında maksimum değere (4 noktası) ulaşır. Buna göre yanma odasının maksimum sıcaklığı maksimum basınçtan sonra gerçekleşir.

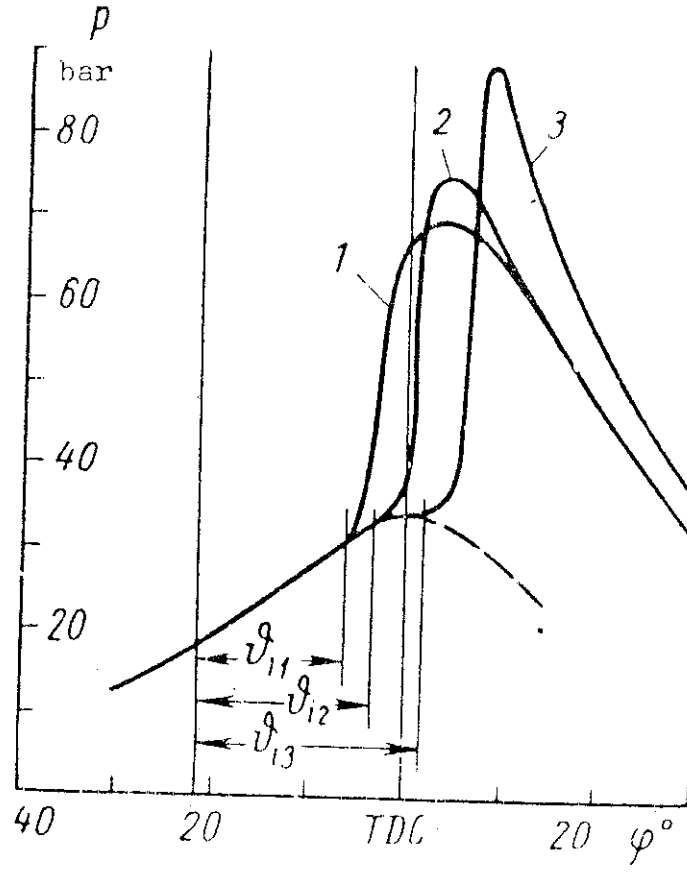
Art yanma, yanma sürecinin maksimum sıcaklığından sonra başlar. Art yanmanın hızı difüzyon hızına ve yanmamış yakıtın hava ile karışımına bağlıdır. Ancak çok zengin karışımlarda eksik yanmış yanma ürünleri art yanma esnasında yanarlar. Art yanma, genişleme zamanının önemli bir bölümüdür. Bu faz, ÜÖN dan sonra 70-80 KMA kadar devam eder. Sonuç olarak, yanma olayını oluşturan fazlar birbirlerini takip eden meydana gelirler. Bunların herbirinin açıklanmasıyla yanma olayı tanımlanır.

b) Yanma Olayını Etkileyen Nedenler;

- Yakıtın özellikleri,

Yakıtın bileşiminde bulunan hidrokarbonlar gerek tek ve gerekse grup halinde yanma olayını önemli derecede etkilerler. Yakıttaki parafinik hidrokarbonların miktarı arttıkça yakıtın setan sayısı da artar. Dolayısıyla tutuşma gecikmesi azalır ve motor yumuşak çalışır. Püskürtme başlangıcı ve diğer şartlar aynı kalmak şartıyla setan sayısı değişik yakıtların basınç, KMA^o sı cinsinden indikatör diyagramları Şekil 2.13'de görülmektedir.

Buradan görüldüğü gibi, setan sayısı yüksek olan parafinik yakıtın tutuşma gecikmesi süresi kısa ve dolayısıyla maksimum basınç ve basınç artma oranı diğerlerine göre daha düşüktür. Bundan başka yakıtın çoğu üçüncü fazda yandığı için maksimum basınç diğer yakıtlardan daha düşük olur. Yakıtın setan sayısı yanında viskozitesi, yüzey gerilimi ve uçuculuk gibi fiziksel özellikleride yanma olayını etkiler.



Şekil 2.13 Setan Sayısına Bağlı Olarak İndikatör Diyagramının Değişimi

1- Setan S.S.= 52, 2- S.S.= 42, 3- S.S.=29

Viskozite ve yüzey gerilimi parçalanmanın derecesini, uçuculuk ise karışımın oluşumunu etkiler. Özellikle setan sayısı düşük olan yakıtlar içine anilnitrat gibi katkıları katılırsa tutuşma gecikmesi süresi kısalmış ve dolayısıyla motorun yumuşak çalışması sağlanır.

- Yakıt - hava oranı,

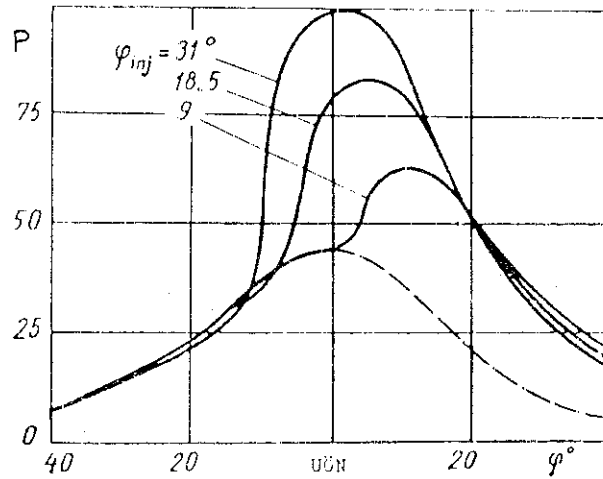
Yakıtın püskürtüldüğü andan itibaren yanma odasının her yerinde yakıt-hava oranı aynı olmadığı ve bazı bölgelerde ya tamamen yakıtın bulunduğu veyahut tamamen havanın bulunduğu tesbit edilmiştir. Yakıt-hava oranının düşüklüğü yanma odasının sıcaklığının azalmasına ve dolayısıyla tutuşma gecikmesi süresinin uzamasına neden olur. Yakıt-hava

oranlarındaki azalma gerek basınç artma hızına ve gerekse maksimum basınçta düşmeye neden olur.

Diesel motoru çok düşük veya çok yüksek yakıt-hava oranlarında eğer püskürtme karakteristikleri uygunsa çalışabilir. Çok yüksek yakıt-hava oranlarında tamamlanamayan yanma nedeniyle karbon birikimleri hasil olur. Bu birikimler egzost gazları ile is şeklinde dışarı atılır. Bu olay, gerek karışımın zamanında olmamasından ve gerekse yakıtın yanması için gerekli oksijenin yeterli olmamasından ileri gelir. Egzost gazları ile is şeklinde dışarı atılan karbon zerreleri gerek çevre sağlığını tehlikeye düşürmesi ve gerekse motorun verimini ve ömrünü azaltması yönünden istenmez. Bu nedenle diesel motoru issiz çalıştığı yakıt-hava oranlarında çalıştırılmalıdır. Is miktarının azaltılmasıyla yanma verimi yükselir. Isın belirlenmesi gözle, ıslak kâğıt filtrelerle vs. gibi yöntemlerle olur.

- Püskürtme avansı açısı,

Püskürtme avans açısının yanma olayına etkisi krank mili açısına göre Şekil 2.14'de görülmektedir.



Şekil 2.14 Püskürtme Avans Açısına Bağlı Olarak İndikatör Diyagramının Değişimi

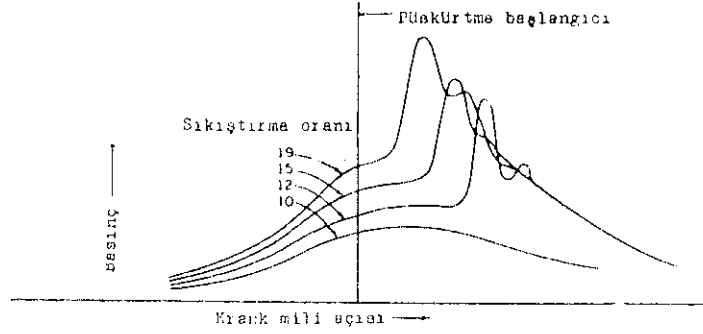
Püskürtme avans açısının optimum değeri motor yapısına, ısıl yüküne, sıkıştırma oranına, emme kanalındaki havanın sıcaklığına ve basıncına, püskürtme karakteristiklerine ve motorun dönme sayısına bağlıdır. Püskürtme avans açısı büyüdükçe püskürtmenin başlangıcındaki havanın basıncı ve sıcaklığı düşük olacağından tutuşma gecikmesi süresi gittikçe artar. Bu durum, yanmanın maksimum basıncının ve basınç artma oranının yükselmesine, dolayısıyla yakıtın büyük bir kısmının ÜÖN civarında sabit hacimde yanmasına ve motorun sert çalışmasına neden olur. Bu nedenle piston biyel mekanizması zorlanır. Aynı zamanda pistonun hızlı inişi dolayısıyla hızlı yanma ÜÖN dan sonra meydana gelir. Dolayısıyla basınç artma hızı pistonun hareketlerinden önemli ölçüde etkilenir. Püskürtme avans açısı küçüldükçe tutuşma gecikmesi süresi azalır. Bu durumda motor daha yumuşak çalışır. Ancak yanmanın büyük bölümü genişleme fazında olur ve yanma tamamlanamadan egzost sübabı açılabilir. Dolayısıyla motor gücü düşer.

Sonuç olarak, motor belirli şartlarda ve belirli yakıtlarla çalıştırıldığında maksimum ortalama indike basınç veya maksimum verimi sağlayan püskürtme avans açısı yüksek dönme sayılı motorlarda ÜÖN dan önce 20-25 KMA^o sı kadar olmalıdır. Bu suretle maksimum basınç ÜÖN dan 15-20 KMA^o sı sonra gerçekleşir. Bu takdirde hızlı yanma piston hareketinin yavaş olduğu anda olur. Bu suretle basınç artma hızı pistonun hareketinden etkilenmez.

- Sıkıştırma oranı,

Diesel motorlarında püskürtme süresi, dönme sayısı ve yakıt miktarı sabit olduğuna göre, sıkıştırma oranının değişik değerleri için KMA^o sına bağlı olarak değişimi Şekil 2.15'de görülmektedir.

Sıkıştırma oranı artarsa püskürtme başlangıcındaki havanın basıncını ve sıcaklığını yükseltir. Bu takdirde tutuşma gecikmesinin süresi azalır ve basınç artma hızı ise küçülür. Böylece motorun çalışması daha yumuşak olur.



Şekil 2.15 Sıkıştırma Oranına Bağlı Olarak İndikatör Diyagramının Değişimi

Şayet yüksek basınçlar meydana geliyorsa krank biyel mekanizmasının daha dayanıklı ve dolayısıyla daha ağır olması gerekir. Ancak sıkıştırma oranının yüksek oluşu sürtünme kaçaklarını artırır ve başlangıç hareketi daha zor olur. Bunlar mekanik verimi azaltır. Bunun için motora ilk hareketi kolaylıkla sağlayacak bir sıkıştırma oranı seçilir. Özellikle bölünmüş yanma odalı diesel motorlarında bölünmüş yanma odasına kızdırma bujisi yerleştirilerek hava ısıtılır ve tutuşma gecikmesi süresi azaltılır.

- Dönme sayısı,

Dönme sayısı tutuşma gecikmesinin süresini etkilediği gibi volümetrik verimi, yakıtın parçalanma iyiliğini, havanın girdap hareketlerini ve yanma odasının çeper sıcaklığını da etkiler. Dönme sayısı arttıkça tutuşma gecikmesinin süresi zaman birimi olarak kısalır. Ancak KMA^0 sı cinsinden büyür. Motorun dönme sayısı arttıkça yakıtın parçalanması iyileşmekte, silindire emilen havanın türbülans hareketi şiddetlenmekte ve dolayısıyla yanma iyi olmaktadır. Ancak

yanma olayı için ayrılan süre azalmakta olduğundan yanmanın tamamlanması için püskürtme avansı açısı artırılmalıdır.

- Yakıt demeti,

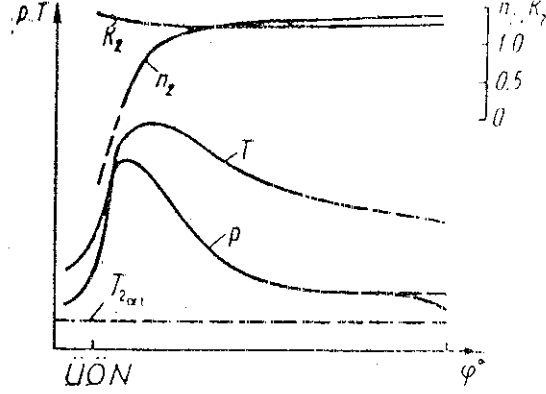
Yakıt demetinin karakteristiklerinin basınç-KMA⁰ sı indikatör diyagramına çok büyük etkisi vardır. Yakıt demeti en fazla güç ve verim sağlayacak şekilde olmalıdır. Püskürtme hızı artırılırsa veya meme çapı küçültülürse yakıtın parçalanması sonucu oluşan damlacıkların çapları küçülür. Küçük çaplı damlacıklar daha çabuk buharlaşacağı için tutuşma gecikmesi süresi ve yanma olayı iyileşir. Ancak küçük damlacıkların nüfuz derinliği azalacağından yakıtın hava içinde kötü bir şekilde dağılmasına ve eksik yanmasına neden olur. Eğer püskürtme memelerinin dağılımı iyileştirilirse maksimum basınç ve basınç artma hızı uygun bir değere yükseltilebilir.

2.3.4 Genişleme Olayı

Genişleme zamanında güç elde edilir. Sıkıştırma zamanından farklı olarak burada ısı yalnız sıcak gazlardan çeperlere geçmektedir. Genişleme olayı süresince basıncın politropik üs ve sıcaklığın KMA⁰ sına bağlı olarak değişimi Şekil 2.16'da görülmektedir. Genişleme esnasında politropik üs değişken olup bunu aşağıdaki eşkenler etkiler.

Genişleme zamanı başlangıcında normal olarak yakıtın art yanması devam eder. Yani yakıt genişleme esnasında da yanar. Bu suretle yanma ürünlerinin sıcaklığı artar ve dışarıya ısı geçişi olur. Bu kısımda politropik üs (n_2) bire yaklaşır.

Genişleme zamanı ortalarında politropik üssü çeperlere olan ısı geçişi etkiler. Bu nedenle genişleme zamanının bu bölümünde politropik üs 1.5-1.6 değerine kadar yükselir.



Şekil 2.16 Genişleme Süresince Basınç, Politropik Üs ve Sıcaklığın Değişimi

Genişleme zamanı sonlarında genişleme eğrisi aynen sıkıştırma eğrisi gibi devam eder. Çünkü egzost gazlarının piston segmanlarından sızması politropik üssü önemli derecede etkiler.

Bu suretle politropik üs bütün genişleme boyunca değişmektedir. Genellikle eğri boyunca değişmeyen sabit bir üs alınır. Genişleme olayı süresince politropik üssü genişleme sonundaki 4 noktasının sıcaklığı ve basıncına bağlı olan değeri tekabül edilir. Buna göre, Diesel motorları için,

$$P_4 = P_3' (V_4/V_3')^{n_2} = P_3' 1/\phi^{n_2} \quad (2.64)$$

olur. Burada ϕ genişleme oranı olarak tanımlanır.

Diesel motorlarında genişleme sonunda politropik üs $n_2 = 1.28-1.8$, basınç $P_4 = 2-4 \text{ kg/cm}^2$ ve sıcaklık ise $T_4 = 1000-1200 \text{ }^\circ \text{K}$ civarında olmaktadır.

2.3.5 Egzost Olayları

Silindirdeki yanma ürünlerinin dışarı atılmasına egzost olayı denir. Egzost olayı gazların akışına göre iki ana faza ayrılabilir.

Birinci faz, egzost sübabinin açılmasından AÖN ya kadar geçen zamandır. Egzost sübabi açıldığında gazlar yaklaşık olarak $3-5 \text{ kg/cm}^2$ basıncında olup $600-700 \text{ m/s}$ hızla silindirden dışarı çıkarlar. gazların yaklaşık % 60-70 kadarı bu fazda dışarı çıkarlar. Bu akış bir gürültü meydana getirir ve bu gürültü taşıtlarda susturucu ile söndürülür.

Bu fazda piston AÖN dan ÜÖN ya doğru hareket ederek yanma ürünleri olan gazları dışarı atar. Bu fazda gazların hızı $200-250 \text{ m/s}$ civarındadır.

İkinci fazda, yanma ürünleri silindire emilen taze hava etkisiyle dışarı atılır. Egzost gazlarının dışarı atılması esnasında çeşitli durumlar oluşur. Şekil 2.17'deki indikatör diyagramından görüldüğü gibi eğer egzost sübabi $4_1'$ noktasında yani çok erken açılırsa genişlemedeki iş kaybı $4_1' 4 4' 4_1'$ alanı ile belirlenir. Bu büyük bir kayıptır. Eğer egzost sübabi $4_1''$ noktasında yani geç açılırsa genişlemedeki iş kaybı $4_1'' 4 4'' 4_1''$ alanı normalden küçük olur. Buna karşılık $4'' r''$ kısmında gazların dışarı çıkarılması için çok iş sarfedilir. Bu nedenle egzost sübabinin 4_1 noktasında açılması egzost olayları için uygun bir durumdur.

Egzost olayı sırasında basınç değişimi gaz değişimi şartlarına bağlıdır. Basınç değişimi Şekil 2.18'de gerek egzost olayları ve gerekse emme olayları için birlikte gösterilmiştir.

Egzost gazları basıncı olay esnasında sabit kaldığı için ortalama olarak piston ÜÖN ya geldiğinde r noktasındaki basınç değeri P_r alınır. P_r , düşük dönme sayılı motorlarda $1.03 - 1.06 \text{ kg/cm}^2$, yüksek dönme sayılı motorlarda ise

1.05 - 1.15 kg/cm² arasındadır.

Egzost olayı esnasında gazların sıcaklığının hesaplanması silindirdeki gaz akımı karışık olduğu için zordur. Ancak bir takım şartlar kabullenerek hesaplama yapılabilir. Buna göre,

$$T_r = T_4 / (P_4 / P_r)^{(n_2-1)/n_2} \quad (2.65)$$

denkleminde faydalanılarak hesaplanabilir. Burada,

n_2 : Politropik üs, yaklaşık olarak değeri 1.3 civarındadır.

T_4 : Genişleme sonu sıcaklığı, °K

P_4 : Genişleme sonu basıncı, kg/cm²

P_r : Egzost gazı basıncı, kg/cm²

dir.

Egzost gazlarının sıcaklığı motorun yüküne, dönme sayısına ve strokuna bağlıdır. Diesel motorlarında 700-800 °K civarındadır. Ayrıca, egzost gazları içerisinde birçok zararlı ürünler mevcuttur. Bu zararlı ürünler,

- Karbon monoksit, CO, yakıtın tam yanmaması sonucu meydana gelir. Diesel motorlarında tam yanma olmaması halinde en fazla CO miktarı % 0.5'e kadar ulaşır.

- Azot oksit, NO ve azotdioksit, NO₂, litrede birkaç miligramdır.

- Kükürtdioksit, SO₂ ve Hidrojen sülfür, H₂S, eğer yakıtta kükürt bulunursa meydana gelir. Kükürtdioksitin 250 mg/m³ e kadar oluşması normal sayılır.

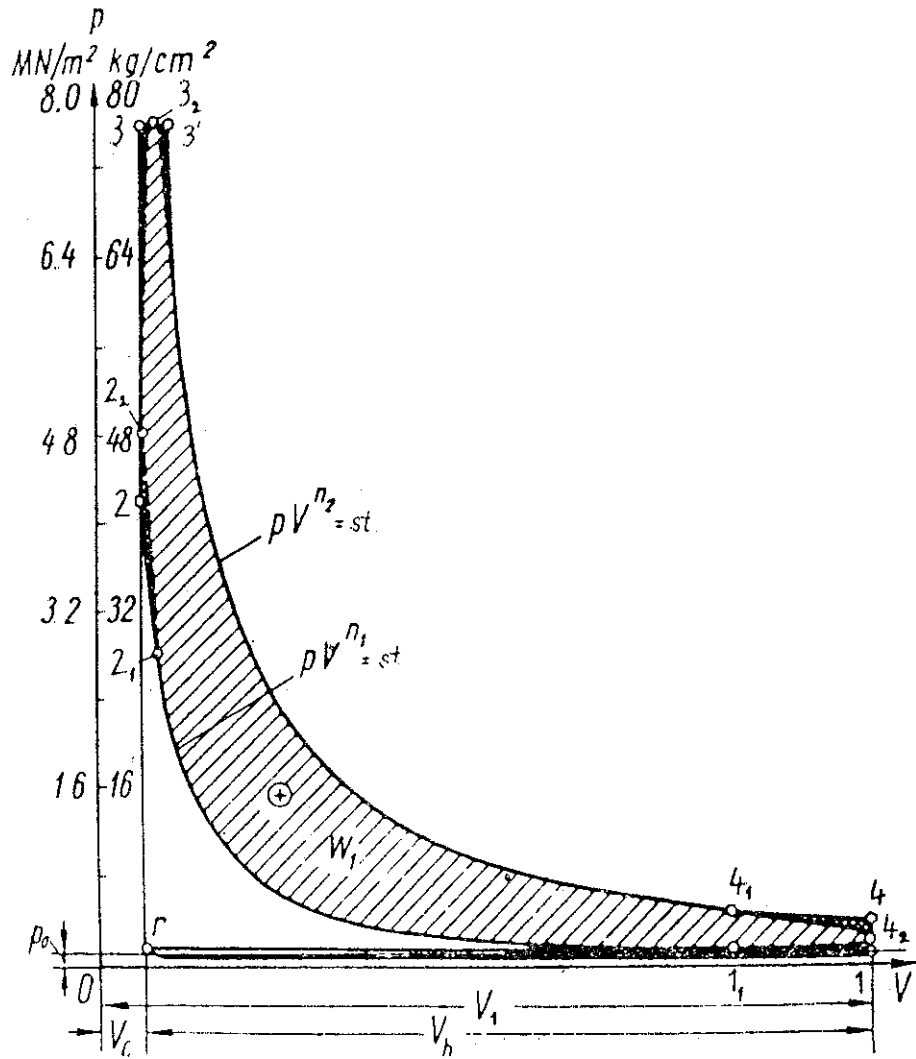
- Oksijenli aldehitler ise litrede birkaç miligram mertebesinde meydana gelirler.

2.4 Dizel Motorlarda İndike Karakteristikler

2.4.1 Ortalama İndike Basınç

Motor gücünün tesbit edilmesinde kullanılan önemli bir karakteristiktir. Ortalama indike basıncın değeri bütün çevrim boyunca iş veren basıncın sabit olduğu kabul edilerek bulunur.

Karma çevrimde çalışmakta olan dört zamanlı diesel motoruna ait, ideal ve çalışmakta olan motorun indikatör diyagramları Şekil 2.19'da görülmektedir.



Şekil 2.19 4 Zamanlı Diesel Motor İndikatör Diyagramı

Burada ideal çevrimin indikatör diyagramı 1 2 3 3'4 1 alanıyla, çalışmakta olan gerçek bir motorun indikatör diyagramı ise $1_1 2_1 2_2 3_2 4_1 4_2 1_1$ alanıyla tarif edilmektedir. İndike iş önce teorik çevrime göre çevrim parametreleri cinsinden bulunur. Karma çevrimin ideal inkatör diyagramına göre indike iş,

$$W_i = W_{33'} + W_{3'4} - W_{12} \quad (2.66)$$

olur. Buradaki her üç iş terimi ayrı ayrı hesaplanmalıdır.

Sabit basınçtaki yanmada elde edilen iş,

$$W_{33'} = P_{3'} V_{3'} - P_{3'} V_2 = \lambda P_2 V_2 (\rho - 1) \quad (2.67)$$

bulunur. Genişleme zamanında elde edilen iş,

$$W_{3'4} = \frac{P_{3'} V_{3'}}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{V_{3'}}{V_4} \right)^{n_2 - 1} \right] \quad (2.68)$$

elde edilir. Bu denklem V_2 ile bölünür ve çarpılırsa, ayrıca $V_{3'}/V_2 = \rho$, $V_4/V_{3'} = \delta$ tanımlamaları yapılarak Denklem 2.68,

$$W_{3'4} = P_2 V_2 \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left[1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right] \quad (2.69)$$

şeklinde bulunur.

Sıkıştırma zamanında verilen iş,

$$W_{12} = \frac{P_2 V_2}{n_1 - 1} \left[1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right] \quad (2.70)$$

olur. Karma çevrimin ideal indikatör diyagramına göre indike iş,

$$W_i = P_2 V_2 \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (2.71)$$

bulunur. Bu suretle indike iş çevrim parametreleri cinsinden bulunmuş olur.

Karma çevrimin ortalama indike basıncı P_{mi} , çevrim başına işin strok hacmine oranıdır. Buna göre ortalama indike basınç,

$$P_{mi} = W_i / V_h \quad (2.72)$$

elde edilir. Burada,

$$\begin{aligned} W_i &: \text{İndike iş (kgm)}, \\ V_h &: \text{Strok hacmi (m}^3\text{)} \end{aligned}$$

şeklindedir. Ortalama indike basınç birim olarak pratikte daha çok kg/cm^2 şeklinde kullanılır. Bu ise,

$$P_{mi} = W_i / 10^4 V_h \quad (2.73)$$

şeklinde olur. Burada çevrim başına iş yerine Denklem 2.71 deki ifadeyi ve aşağıdaki,

$$\begin{aligned} V_2 / V_h &= \frac{1}{\epsilon - 1} \\ P_2 &= P_1 \epsilon^{n_1} \end{aligned} \quad (2.74)$$

tanımlamalar yapılarak ortalama indike basınç,

$$P_{mi} = P_1 \frac{\epsilon^{n_1}}{\epsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (2.75)$$

veya,

$$P_{mi} = P_1 \frac{\epsilon^{n_1}}{\epsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} (1 - (\rho/\epsilon)^{n_2 - 1}) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}}\right) \right] \quad (2.76)$$

şeklinde elde edilir.

Denklem 2.75 ve Denklem 2.76'dan bulunacak değerlerde, gaz değişimi esnasında kaybolan iş alanları, çalışmakta olan gerçek indikatör diyagramındaki yuvarlaklıklardan ve gerek sıkıştırma ve gerekse genişleme olayındaki politropik üssün sürekli değişiminden doğan kayıp alanlar nedeniyle bir miktar hata olmaktadır. Bu hatanın düzeltilmesi için bulunan değerlerin bir gibi katsayıyla çarpılması gerekir. Deneysel neticelere göre bu katsayı 0.92 - 0.97 değerleri arasındadır. Çalışmakta olan diesel motorlarında ortalama indike basınç 7.5 - 10.5 kg/cm² değerleri arasında olmaktadır.

2.4.2 İndike Güç

Motorlarda indike gücü çeşitli yollardan bulmak mümkündür. Çevrim başına silindirden elde edilen indike iş karlılığı olan motor gücü indike güç olarak tanımlanır. İndike iş,

$$W_i = P_{mi} V_h \quad (2.77)$$

dir. Buradan ortalama indike basınç birimi kg/cm² alındığı takdirde indike iş,

$$W_i = 10^4 P_{mi} V_h \quad (2.78)$$

olur. Çevrim başına dakikada iş sayısı n_a ise saniyedeki iş sayısı $n_a / 60$ olur. O halde saniyede yapılan işe uygun güç

$$N_i = 10^4 P_{mi} V_h n_a / 60 \quad (2.79)$$

bulunur. Bir silindirden saniyede elde edilen Beygir Gücü (genellikle Beygir Gücü HP olarak kullanılır) olarak güç,

$$N_i = 10^4 P_{mi} V_h n_a / 60 (1/75) \quad (2.80)$$

bulunur. Motorların strok hacmi genellikle litre olarak tanımlanır. Bu tanımlamaya dayanarak Denklem 2.80,

$$N_i = \frac{P_{mi} V_h n_a}{450} \quad (2.81)$$

şeklini alır. Motorun silindir sayısı z ve 4 zamanlı motorlarda $n_a = n/2$ olduğuna göre,

$$N_i = \frac{P_{mi} V_h n z}{900} \quad (2.82)$$

elde edilir.

2.4.3 İndike Özgül Yakıt Sarfiyatı

İndike özgül yakıt sarfiyatı çevrimin kusursuzluğunu ve işletme durumunu belirten en önemli bir parametredir. İndike özgül yakıt sarfiyatı motordan alınan saattaki Beygir Gücü bakımından yakıt sarfiyatı şeklinde gösterilir. Buna göre indike özgül yakıt sarfiyatı,

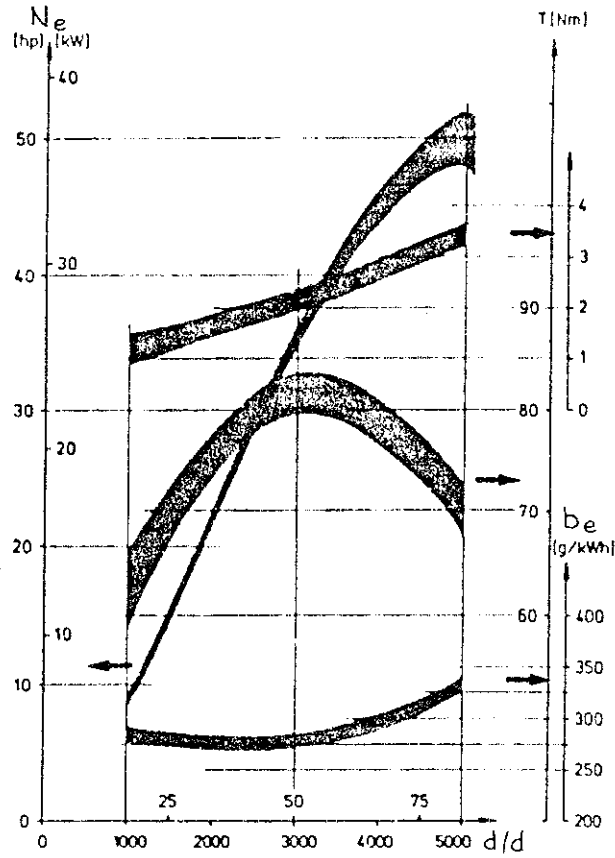
$$b_i = B_h / N_i \quad (2.83)$$

şeklinde tanımlanır. Burada B_h , motorun saatte tükettiği yakıt miktarıdır.

2.5 Bir Diesel Motora Ait Bilgiler

Bu kısımda hakkında çeşitli bilgiler verilecek olan motor Volkswagenwerk AG. firmasına ait 1.5 litrelik bir diesel motordur.

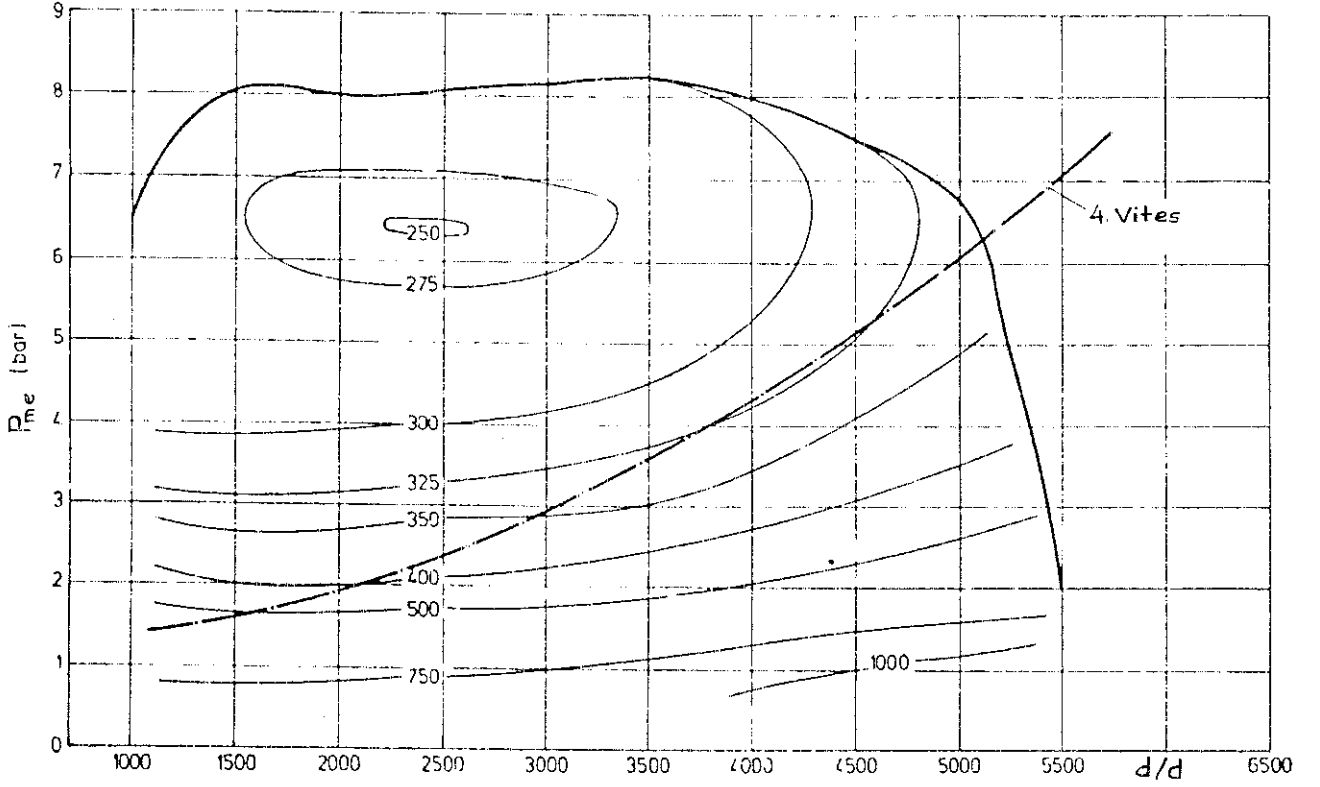
Bu motora ait güç, tork ve yakıt sarfiyatı Şekil 2.20 de görülmektedir.



Şekil 2.20 Diesel Motor Performans Eğrileri

Bu şekilden anlaşılacağı üzere motorun maksimum gücü 5000 d/d 'da elde edilmekte ve 49.8 HP olmaktadır. Maksimum tork veya döndürme momenti 3000 d/d da ve 84.0 Nm değerine ulaşmaktadır. Minimum özgül yakıt sarfiyatı 2600 d/d da ve 206 g/HPh, maksimum yakıt sarfiyatı ise 243 g/HPh olmaktadır.

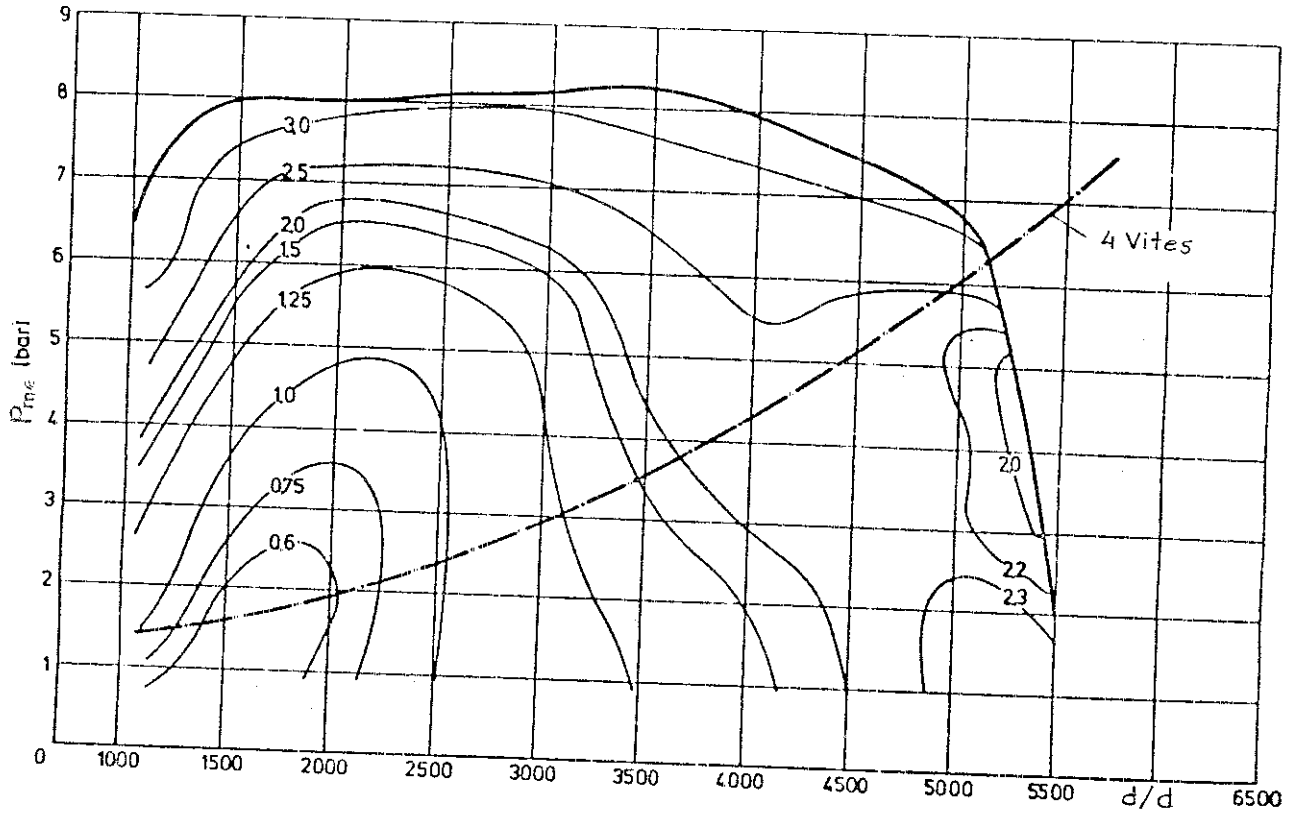
Şekil 2.21'de ise deneyler neticesinde elde edilen yakıt sarfiyatları ortalama efektif basınç ve devir sayısına bağlı olarak verilmektedir. Ayrıca şekilde yol yükünde motorun davranışları kalın çizgi ile belirtilmiştir.



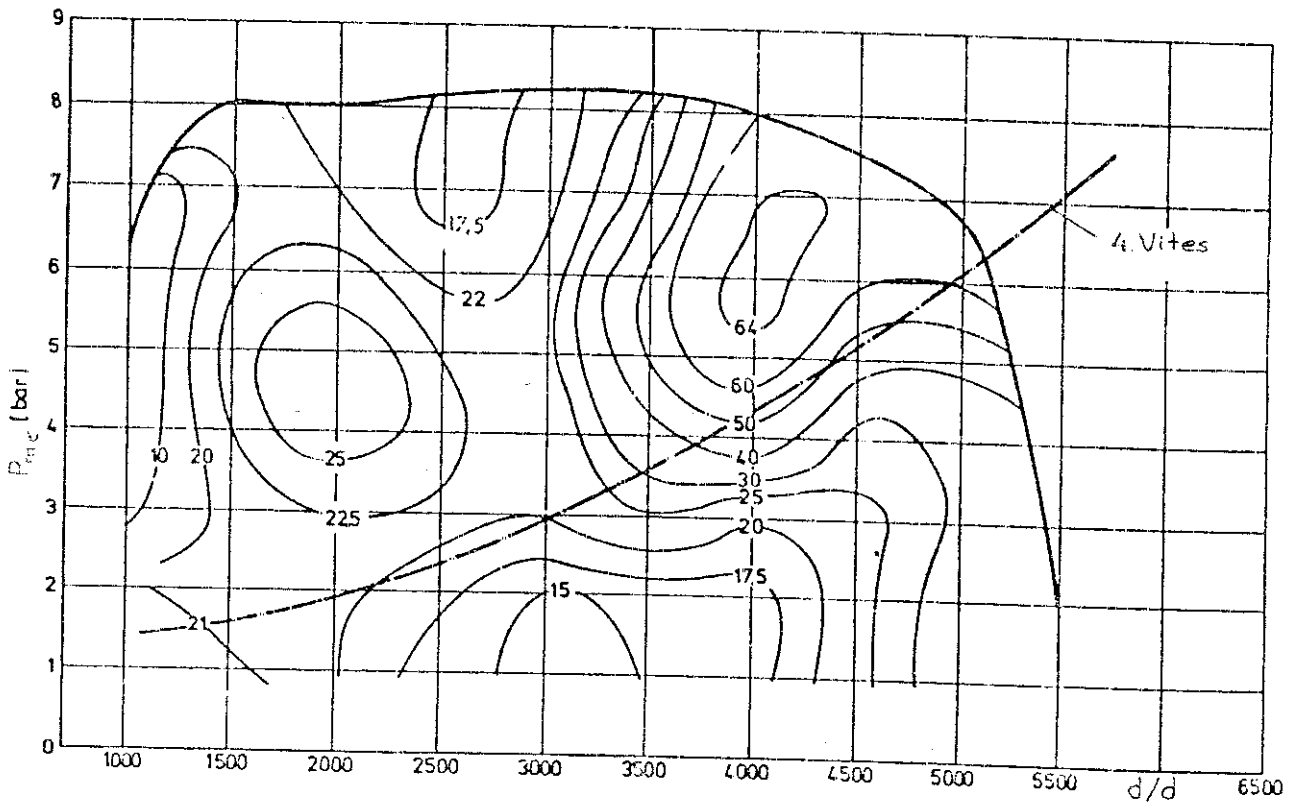
Şekil 2.21 Yakıt Ekonomisi ve Sarfiyatı Değerleri

Şekil 2.22'de ise motorun egzost gazları içerisinde bulunan duman miktarları ortalama efektif basınç ve devir sayısına bağlı olarak verilmiştir. Bilindiği gibi motorların çevre sağlığını bozacak şekilde duman ve is çıkarmaları istenmez. Bu nedenle motorların performans deneyleri yapılırken bu tür egzost gazı muayeneleri de yapılmaktadır.

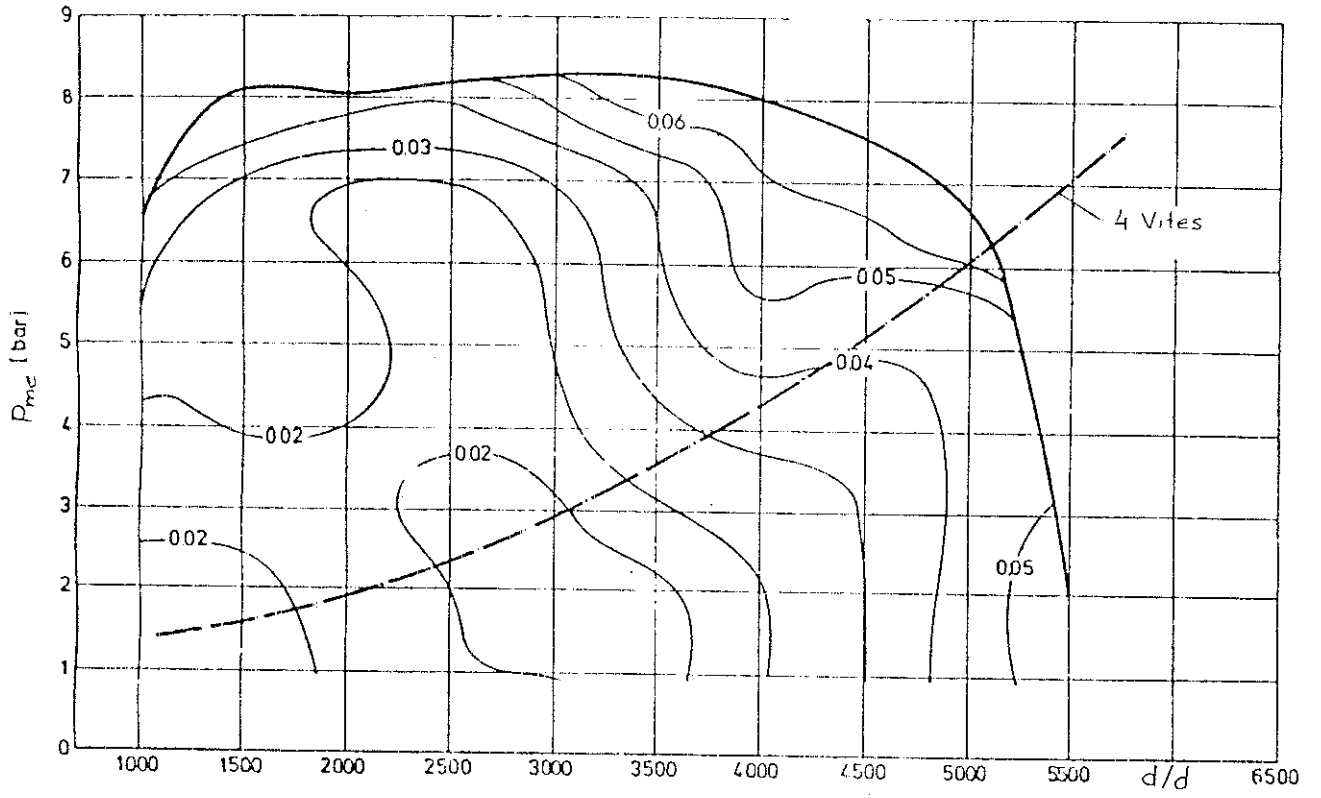
Şekil 2.23'de çalışmakta olan motorun egzost gazları içinde bulunan hidrokarbon miktarları yine ortalama efektif basınç ve devir sayısına göre verilmektedir.



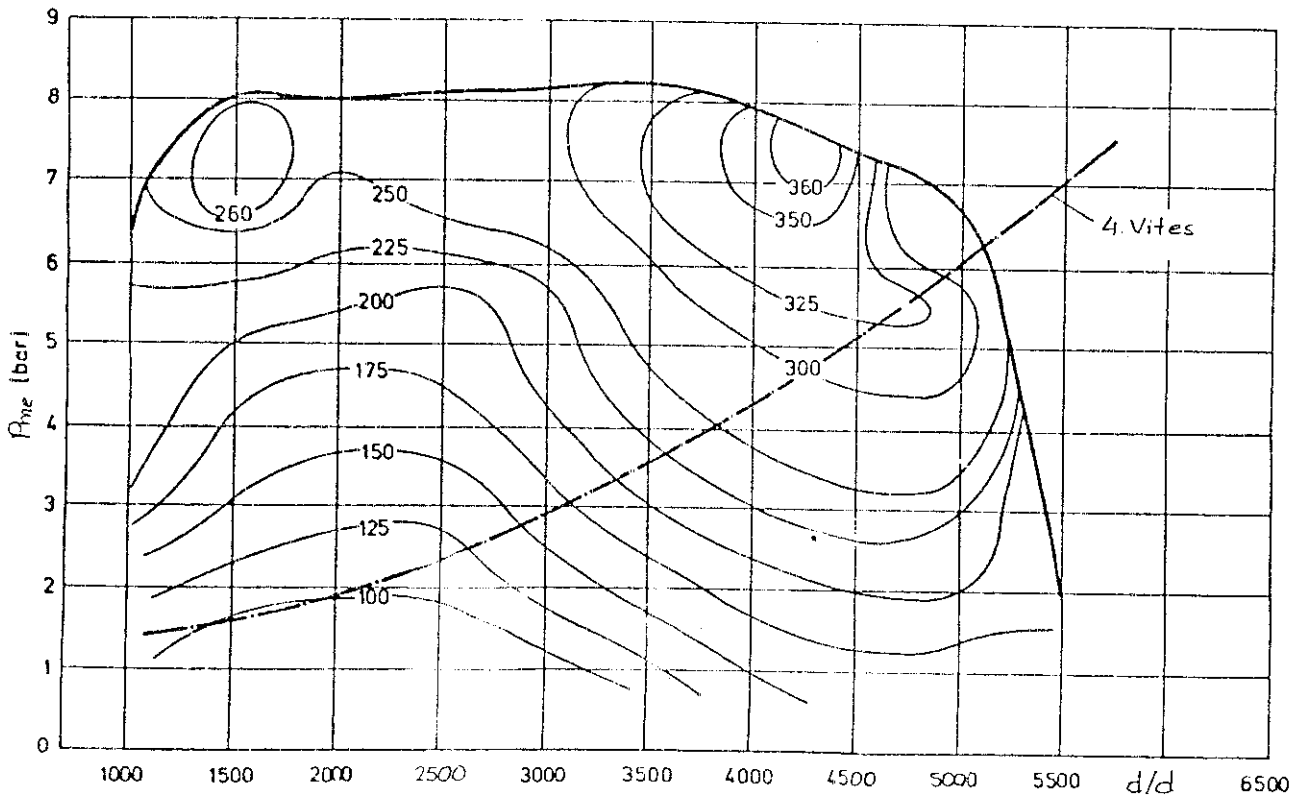
Şekil 2.22 Duman Emisyon Değerleri



Şekil 2.23 Hidrokarbon Emisyon Değerleri (ppm)



Şekil 2.24 Karbonmonoksit Emisyon Değerleri (% hacim)



Şekil 2.25 NO Emisyon Değerleri (ppm)

Şekil 2.24'de egzost gazları içerisinde bulunan CO emisyonu değerleri yine ortalama efektif basınç ve devir sayısına göre verilmektedir.

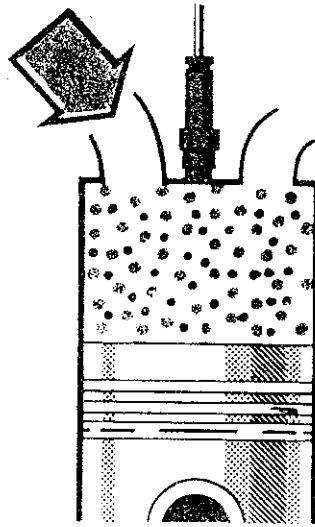
Son olarak aynı motora ait egzost gazlarının analizi neticesinde elde edilen NO değerleri ortalama efektif basınç ve devir sayısına bağlı olarak Şekil 2.25'de verilmiştir.

3. DIESEL MOTORLARINDA SUPER ŞARJ

3.1 Süper Şarjın Tanımı

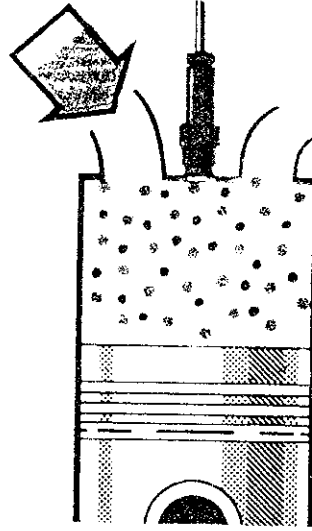
Bir motordan elde edilen gücü daha fazla artırmak için uygulanan metodlardan birisi de süper şarj (aşırı doldurma) işlemidir. Bu işlemde silindirin taze dolgu ile doldurulması normal emişle değil, basınçlı hava verilmesi ile olur.

Normal emişli motorlarda süper şarj işlemine ihtiyaç duyulması nedenleri aşağıda şematik şekillerle izah edilecektir. Şekil 3.1'de görüldüğü gibi normal emişli motorlarda silindirdeki hava yoğunluğu emiş sübaplarının açılma zamanına, emiş kesitine ve dış havanın yoğunluğuna bağlıdır.



Şekil 3.1 Normal Emme Olayı

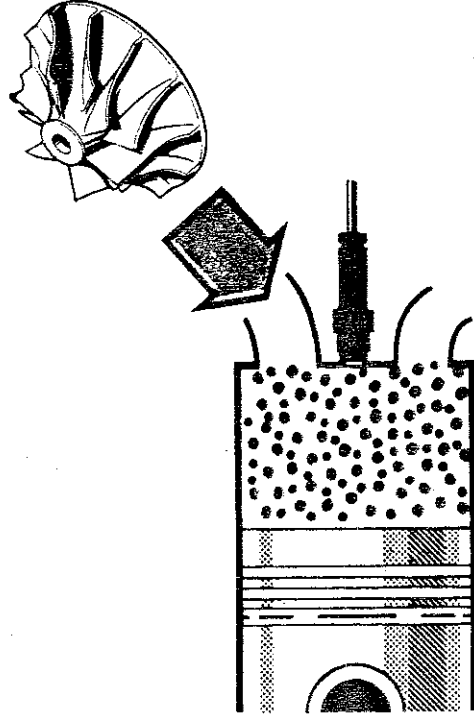
Ancak Şekil 3.2'de görüldüğü gibi motor devir sayısı arttıkça emiş sübaplarının açılma zamanı kısalmış ve aynı emiş yolundan daha az miktarlarda hava silindire dolar. Silindirde bulunan hava yoğunluğu azalır.



Şekil 3.2 Emme Zamanında Silindire Alınan Hava Miktarının Azalması

Silindire alınmakta olan hava yoğunluğunun azalması elde edilecek olan gücün düşmesine neden olur. Bunu önlemek için silindire basınçlı hava vermek ve silindir içerisinde bulunan hava miktarını artırmak gerekir. Şekil 3.3'de görüldüğü gibi bir süper şarj uygulaması ile emiş yolundaki hava basıncının artırılmasıyla daha büyük hava yoğunluğu silindire erişir. Gerekli doldurma basıncı şekilde türbirlili bir doldurucu tarafından elde edilmektedir.

Basıncı yükseltmiş olan hava emme sübapının açılmasıyla içeriye hızla hücum ederken öteyandanda da egzost gazlarının silindir içerisinden de tamamen temizlenmesini sağlar. Ayrıca tam egzost yapılamaması nedeniyle silindir içerisinde kalan artık gazların silindir içerisindeki miktarlarının da minimuma indirir.



Şekil 3.3 Türbinli Doldurucunun Etkisi

İçten yanmalı motorların ek hava verilerek verimini yükseltme, daha fazla güç elde etme fikri bu yüzyılın başlarında 1905 yılında oluşmuş ve bilhassa yükseklerde uçan uçaklarda güç azalmasına neden olan düşük hava basıncı (her 1000 m de takriben % 10 güç azalması olmaktadır) nedeni ile hava taşımacılığında kullanılan motorlarda düşünülmüştür. Ek olarak elde edilen basınçlı hava her zaman yanma için gerekli oksijeni bulundurduğundan dolayı ilk süper şarjörler ortaya çıkmıştır. Süper şarj işleminin gücü artırma etkisi yarış arabalarında yeteri kadar erken farkına varılmıştır ve 1920 ile 1935 yılları arasında Mercedes ilk kompresörlü yarış arabasını yapmış ve kullanmıştır.

1970 li yıllara gelindiğinde devamlı artış gösteren yakıt fiyatları, üreticileri tüketimde tasarruf, güç ve döndürme momentini yükseltme, yapı itibariyle küçültmelere, ağırlık nedeniyle daha hafif olanlara ve egzost gazı

niteliğinin müsait tutulması gibi etkenler dolayısıyla yeni motor konstrüksiyonları yapmaya zorlamıştır. Bu da egzost gazı hızının meydana getirdiği enerjiyi bir türbinin hareketinde kullanma fikri doğurmuş ve egzost gazı türbinleri geliştirilmiştir.

Aşırı doldurma yani süper şarj havası için kullanılan pompalara teknikte kompresör denir. Bunlar,

- a) Tahrik şekline göre,
- b) Yapılarına göre,

olmak üzere iki bölümde incelenebilir.

Güç kaynağına göre yani tahrik şekline göre kompresörler;

- Motordan hareket alan kompresörler. Bu kompresörler dişli veya zincir vasıtasıyla motordan hareket alarak çalışırlar.

- Ayrı bir güç kaynağından hareket alan kompresörler. Bu tür kompresörler şehir ceryanı ile çalışan bir elektrik motorundan güç alır ve stasyoner motorlarda kullanılır.

- Egzost gazı ile çalışan kompresörler. Bunlara turbo şarj grubunda denir.

Yapılarına göre kompresörler;

- Pozitif hareketli kompresörler. Roots tipi olup iki veya üç kanatlıdırlar. Dönme hareketini dişli sistemiyle motordan alırlar ve daha ziyade düşük devirlerde çalışırlar.

- Santrifüj hareketli kompresörler. Santrifüj tipi sıvı pompalarına benzerler. Yüksek devirlerde çalışırlar ve bir türbin veyahut ayrı bir motor ile döndürülürler.

- Turbo şarj doldurucuları. Bu doldurucular egzost gazında bulunan artık enerjiden faydalanılarak çalışırlar. Pek çok tipleri vardır, fakat bugün en çok kullanılanı 4 zamanlı motorlar için BÜCHI sistemidir.

3.2 Süper Şarjın Uygulama Metotları

Silindir içerisine gönderilecek olan basınçlı havanın temini,

a) Mekanik sistemle aşırı doldurma. Aşırı doldurma havası motora mekanik olarak bağlı bir kompresör tarafından sağlanır. Bu kompresörün temin ettiği hava doğal olarak motorun gücüne bağlı olmaktadır ve güce bağlı olarak değiştiğinden sistem işletme şartlarına kolaylıkla uymuş olur. Ancak kompresör için gerekli güç motorun yararlı gücünden alınmaktadır. Bu nedenle mekanik sistemle aşırı doldurma günümüzde nadiren kullanılmaktadır.

b) Gaz türbinli süper şarj sistemleri. Normal süper şarj sisteminde basınçlı havayı sağlayan kompresör bir gaz türbini tarafından tahrik edilmektedir. Hızlı ve sıcak bir şekilde silindiri terk eden egzost gazlarının enerjisi kullanmakla basınçlı hava temin edildiği için motorun yararlı gücünden hiçbir şey eksilmemektedir. Avantajları nedeni ile günümüzde çok fazla uygulama alanı bulmuştur.

3.3 Gaz Türbinli Süper Şarj Sistemi

Gaz türbinli süper şarj sistemi hakkında 30 sene kadar evvel İsviçre'de Buchi, Almanya'da Eflaum ve İngiltere'de Napier tarafından yapılmış olan araştırmalar süper şarj sistemine gerekli işletme emniyetini getirmiştir. Halen içten yanmalı motorlarda 50 bin HP sınırına erişilmiş olup yalnız süper şarjla bu sağlanabilmiştir. Aşırı doldurmanın sağladığı güç artışı 1965 senesine kadar ancak % 50 civarında olmuş iken bu artış 1970 senelerinde % 100 değerine

ulaşmıştır.

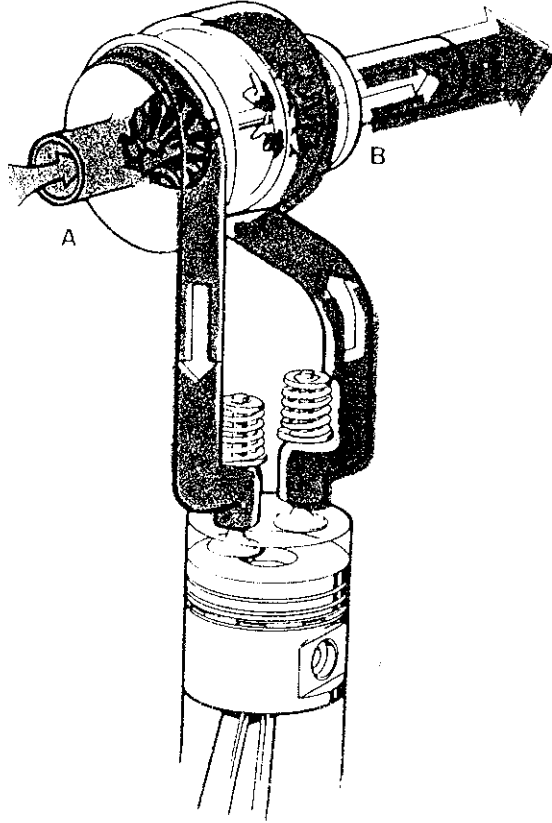
Bilindiği gibi aşırı doldurmasız çalışan 4 zamanlı bir motorun emdiği hava miktarı silindir hacmine tekabül etmez. Bu miktar, silindirin içerisinde bir önceki çevrimden kalan art gazların bulunması, çeperlerin ısınmış olması nedeniyle emilen havanın yoğunluğunun azalması ve emmesübabındaki dirençlerin tesiriyle az olmaktadır. Eğer motora sıkıştırılmış ve mümkünse soğutulmuş hava sevkedilirse silindirdeki hava ağırlığı artırılmış olur. İlaveten muayyen bir üst basınçla silindire giren hava yanma odasının art gazlardan temizlenmesini temin eder. Bu süpürme bilhassa 4 stroklu motorlarda tesirli bir şekilde gerçekleştirilebilir. Zira burada iki zamanlı motorlarda bütün silindir değil sadece küçük bir hacme sahip olan yanma odası süpürülebilir.

Havanın silindir içerisinde artırılmış olan ağırlığı sıcaklıklar artırılmadan yakıtın daha büyük bir miktarının yanmasını sağlar. Bu esnada ısı debisi genellikle daha küçüktür ve ancak gücün % 50 - 70 kadar artırılması halinde aşırı doldurmasız bir motorun değerlerine eşittir. Diğer taraftan krank- biyel mekanizmasının, krank milinin ve yataklarının mekanik zorlanmalarıda normal sınırlarda tutulabilir. Gerçekte aşırı doldurmalı bir motorun diyagramı normal emişli motorun diyagramından daha büyüktür. Gücü takriben % 60 kadar artırılmış aşırı doldurmalı bir motor egzost sıcaklığı ve soğutma suyunun çıkış sıcaklıkları bakımından aşırı doldurmasız motora eşittir. Aşırı doldurmalı motorlar sürekli bir rejimde çalışabilirler. Bu tip motorlar ayrıca üst yükleme kabiliyetine sahiptir. Büchi sistemine göre aşırı doldurulmuş bir motor üst yükleme bakımından normal emişli motora nazaran daha iyi uyum göstermektedir.

Aşırı doldurma havasının hazırlanması doğal olarak belli bir enerji sarfiyatına ihtiyaç göstermektedir. Bu ihtiyaç aşırı doldurma derecesiyle yani gücün artırılmasıyla büyümektedir. Aşırı doldurmanın ekonomik olması bakımından sözü edilen enerjinin dışarıdan verilmesi tavsiye edilmez.

İşte bunun için Buchi sisteminde aşırı doldurma havasını temin eden kompresör egzost gazları enerjisinden istifade eden bir gaz türbini tarafından tahrik edilir.

4 stroklu diesel motorlarında bilindiği gibi egzost sübabı açık olduğu anda egzost gazları nisbeten yüksek basınca ve oldukça mühim bir ısı enerjisine sahiptirler. Gaz türbininde bu egzost gazları yaklaşık atmosfer basıncına kadar genişletilir. Dolayısıyla normal emişli bir motorda kaybolan ve atmosfere verilen enerjiden istifade edilir. Bir türbin ve kompresörden oluşan süper şarj grubu Şekil 3.4'de verilmiştir.

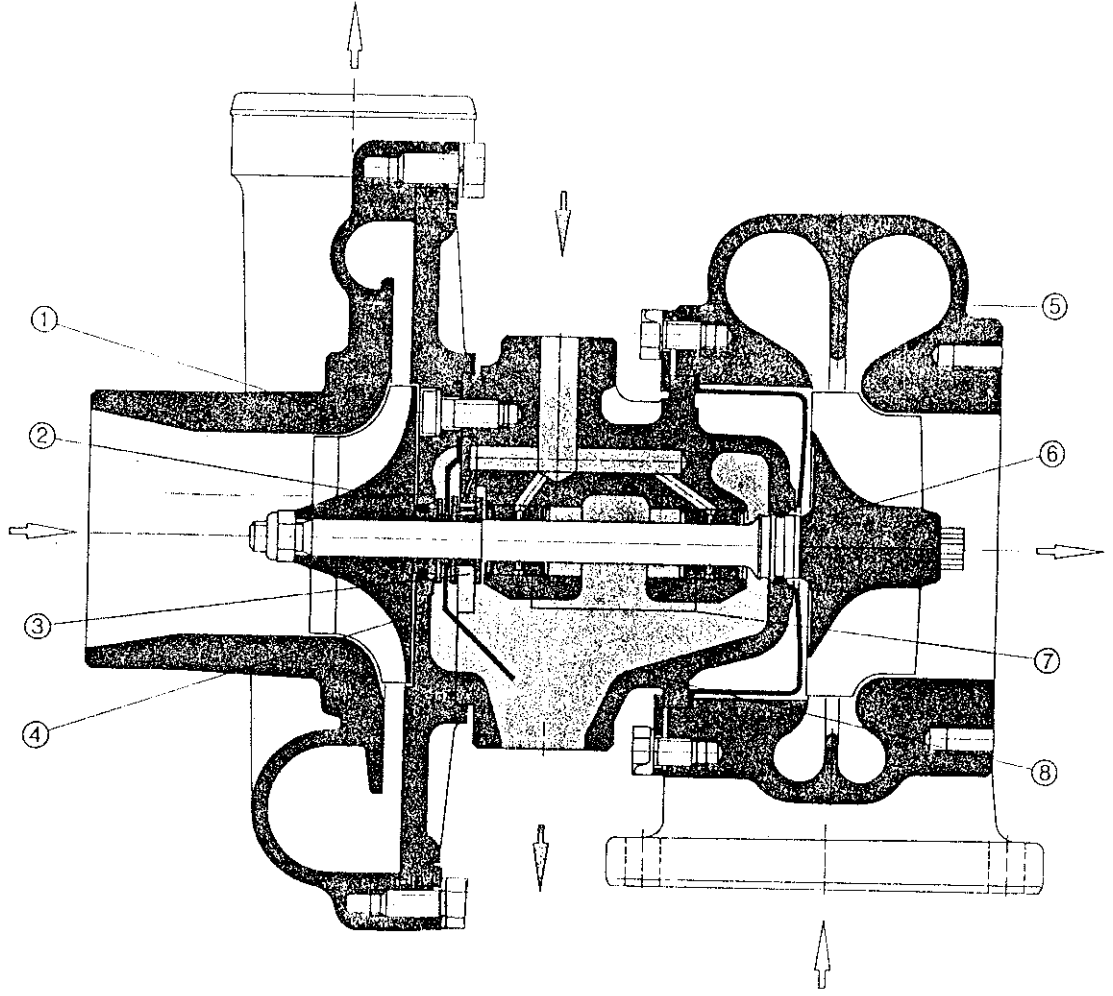


Şekil 3.4 Gaz Türbinli Süper Şarj Sistemi

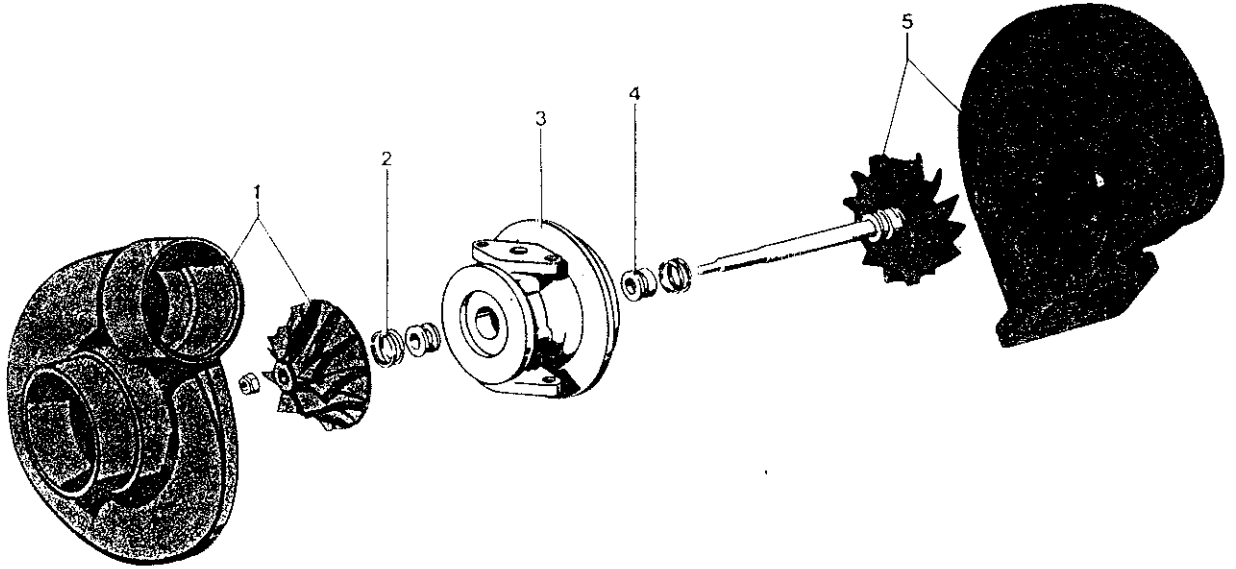
Aynı mil üzerinde bulunan kompresör ve egzost gazlarıyla çalışan türbin tek bir grup, aşırı doldurma grubunu teşkil eder. Şekilden görüldüğü gibi herhangi bir dış enerji kaynağı veya herhangi bir otomatik ayarlama mevcut değildir. Aşırı doldurma grubu direkt olarak motora bağlıdır. Kompresör çarkında sıkıştırılan hava emme borusundan ve sonrada emme sübabından geçerek silindire ulaşmaktadır. Şekil 3.4'de pistonun ÜÖN'da bulunduğu an tesbit edilmiştir. Emme ve egzost sübablarının ikisi birden bir müddet açık bulundurulur. Bu esnada silindire giren basınçlı hava yanma odası hacminin art gazlarından şiddetli bir şekilde süpürülmesini ve silindir kafasının, pistonun yüzünün ve egzost sübabının soğutulmasını temin eder. Bundan sonra egzost sübabı kapatılır ve bütün silindir sıkıştırılmış taze hava ile doldurulur.

Egzost türbini ile tahrik edilen aşırı doldurma grubu her yükleme rejimine kendiliğinden uymaktadır. Yük artırılınca silindire daha fazla yakıt püskürtülür, egzost gazlarının miktarı büyür. Böylece egzost türbini daha fazla güç verir. İçerisinden daha fazla egzost gazı geçen türbin çarkının devri artar ve buna direkt olarak bağlı olan kompresör daha yüksek basınç altında daha büyük hava debisi temin eder. Motorun her yükleme rejimine karşı 'aşırı doldurma grubunun belli bir devri karşılık gelir.

Egzost türbini ile tahrik edilen bir turbo şarjör Şekil 3.5'de ayrıntılı bir şekilde görülmektedir. Şekilden de anlaşılacağı gibi fazla karmaşık bir yapısı olmayan turbo şarjörde hareketli elemanın fazla olmaması aşınmanın az olmasını gerektirir. Bu ise grubun kullanılma ömrünün uzun olduğunu gösterir. Şekilde 1 ile gösterilen kısım kompresör kısmıdır. 2 ile kompresör tekerleği veya çarkı, 3 ile itme yatağı, 4 ile de kompresör gövdesi gösterilmiştir. Şekilde grubun türbin kısmı 5 ile gösterilmiştir. 6 türbin mili ve tekerleği, 7 türbin mili ana yatakları ve 8 yatak gövdelerini ifade eder. Ayrıca yağlama ve soğutma için kullanılan yağ giriş ve çıkış kanalları belirtilmiştir.



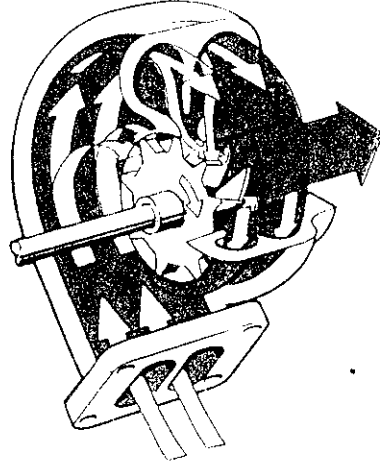
Şekil 3.5 Diesel Motorlar İçin Dizayn Edilmiş Bir Turbo Şarj Grubu



Şekil 3.6 Turbo Şarjörü Oluşturan Parçalar

Ayrıca Şekil 3.6'da turbo şarjör grubunu oluşturan parçalar birbirinden ayrılmış bir vaziyette görülmektedir. Bu şekilde, 1 ile kompresör gövdesi ile kompresör kanadı (radyal kompresör olarak yapılmıştır). 2 ile piston bileziği sızdırmazlık parçası, 3 ile yataklar ve sızdırmazlık malzemeleri için yatak gövdesi, 4 ile kaygan yatak (iki yüzen kovan şeklinde), 5 ile türbin gövdesi ile türbin tekerleği (radyal türbin şeklindedir) gösterilmektedir.

Bir turbo şarjörü oluşturan parçalar şimdi ayrıntılı bir şekilde incelenecektir. Şekil 3.7'de turbo şarjörü oluşturan parçalardan egzost türbini görülmektedir.



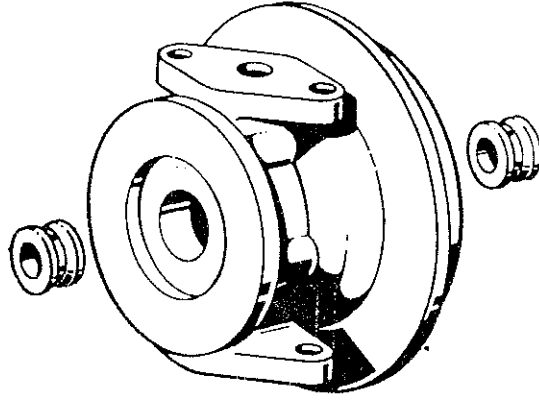
Şekil 3.7 Egzost Türbini

Şekilde görülen egzost türbininde egzost gazı türbin gövdesi içinde ince bir salyangoz biçiminde iki kısma bölünmüş odalardan türbin kanadına gönderilir. Böylece dairesel olarak türbin kanatlarına eşit vuruşlar olur. Basınç titreşimleri bütün çevre boyunca kalır.

Yüksek egzost gazı sıcaklıklarına dayanabilmesi için türbin, yüksek sıcaklığa dayanıklı özel çelik alaşımlarından yapılmaktadır ve türbin miline sıkı bir şekilde

tutturulmuştur. Balansı ise elektronik olarak 1/1000 g hassasiyette yapılmaktadır. Kompresör kanadı ise hafif metalden yapılmış ve bu da elektronik olarak hassas bir şekilde balans edilerek mil somun ile tutturulmuştur.

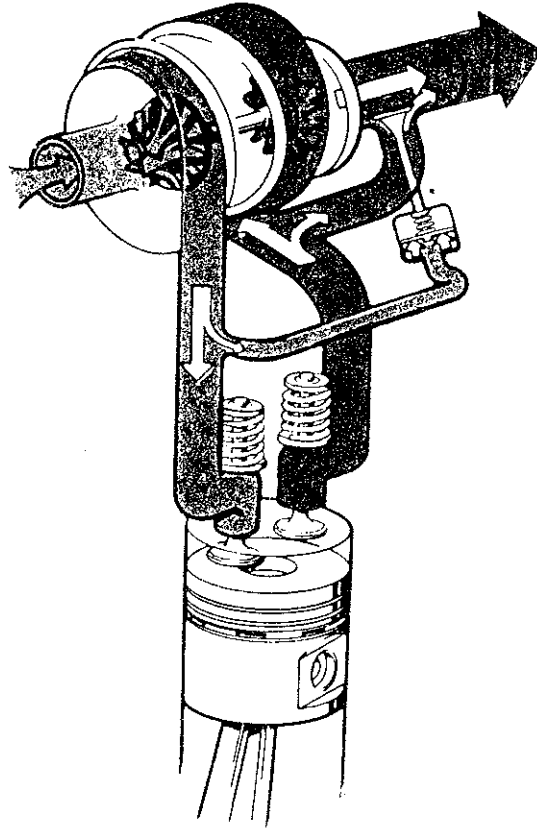
Şekil 3.8'de görülmekte olan yatak gövdesi ise taşıyıcı görevi yapmaktadır.



Şekil 3.8 Turbo Şarjörün Yatak Gövdesi

Yatak gövdesinin iki yanlarında görülen yüzer kovanlar yaklaşık olarak mil devir sayısının % 30'u kadar dönerler. Bu ise aşınmayı azaltır ve yatakların ömrünü uzatır.

Turbo şarjörler motor devrinin artması ve egzost gazı miktarının buna paralel olarak büyümesi nedeniyle yüksek doldurma basıncı elde ederler. Basıncın artması motorun fazla yüklenmesine neden olur. Bu ise motorda çeşitli tahribatlara sebebiyet verir. Bu olayın önlenmesi için sisteme ilaveten Şekil 3.9'da gösterilen bir basınç sınırlayıcı ventil konulmaktadır. Bu ventilin görevi motorun emme kanalındaki basıncın artmasıyla açılarak egzost kanalındaki fazla gazları türbine uğratmadan egzost borusuna tahliye etmektir.



Şekil 3.9 Basınç Sınırlayıcı Ventile Sahip Bir Turbo Şarj Sistemi

3.4 Turbo Şarj Grubunun Hesabı

Aşırı doldurma grubunun belirli bir hava basıncı sağlayabilmesi için sistemin veriminin belli bir sınırdan aşağı düşmemesi gerekir. Egzost türbininin gücü,

$$N_t = \eta_t \cdot G_2 \cdot C_p \cdot (T_1' - T_2') \quad (3.1)$$

şeklinde ifade edilebilir. Bu ifadede,

- η_t : Türbinin adyabatik verimi,
- G_2 : Saniyede türbinden geçen gaz miktarı,
- C_p : Egzost gazlarının sabit basınçta özgül ısısı, değeri 0.265 kcal/kg grad.

T_1' : Gazların türbine giriş sıcaklığı

T_2' : Gazların türbinden çıkış sıcaklığı

şeklindedir. Görülüyorki egzost türbininin maksimum gücü kabul edilebilen bu güç en büyük T_1' sıcaklığı tarafından sınırlanmıştır. Diğer taraftan gereken adyabatik sıkıştırma işi yani kompresörün aldığı güç,

$$N_k = \frac{1}{\eta_k} G_1 C_p (T_2 - T_1) \quad (3.2)$$

olarak hesaplanabilir. Bu ifadede,

η_k : Kompresörün adyabatik verimi

G_1 : Saniyede kompresörden geçen hava miktarı

C_p : Havanın sabit basınçta özgül ısısı,

değeri 0.242 kcal/kg grad.

T_2 : Havanın kompresörden çıkış sıcaklığı

T_1 : Havanın kompresöre giriş sıcaklığı

dır. Denklem 3.2'de kullanılan T_2 sıcaklığı,

$$T_2 = T_1 (P_2/P_1)^{(k-1)/k} \quad (3.3)$$

denklemleriyle tayin olunur. Burada P_1 ve P_2 adyabatik sıkıştırmanın ilk ve son basınçlarıdır. Turbo şarj durumunun mekanik verimi,

$$\eta_m = N_k / N_t \quad (3.4)$$

olur. Yani türbinin verdiği faydalı iş kompresörün aldığı sıkıştırma işi ile mekanik sürtürme kayıplarının toplamına eşittir. Grubun çalışması esnasında gerek kompresör ve gerekse türbinin içerisinden geçen gaz miktarları arasında, yapılan deneyler sonucunda,

$$\xi = G_2 / G_1 \quad (3.5)$$

şeklinde bir bağıntının olduğu bulunmuştur ve ξ değerinin 1.025 olduğu hesap edilmiştir. Buna ilaveten aşırı doldurma grubunun toplam verimi,

$$\eta_{top} = \eta_m \eta_t \eta_k \quad (3.6)$$

şeklinde olduğu düşünülerek ve Denklem 3.1 ile Denklem 3.2 kullanılarak sonuçta, grubun toplam verimi,

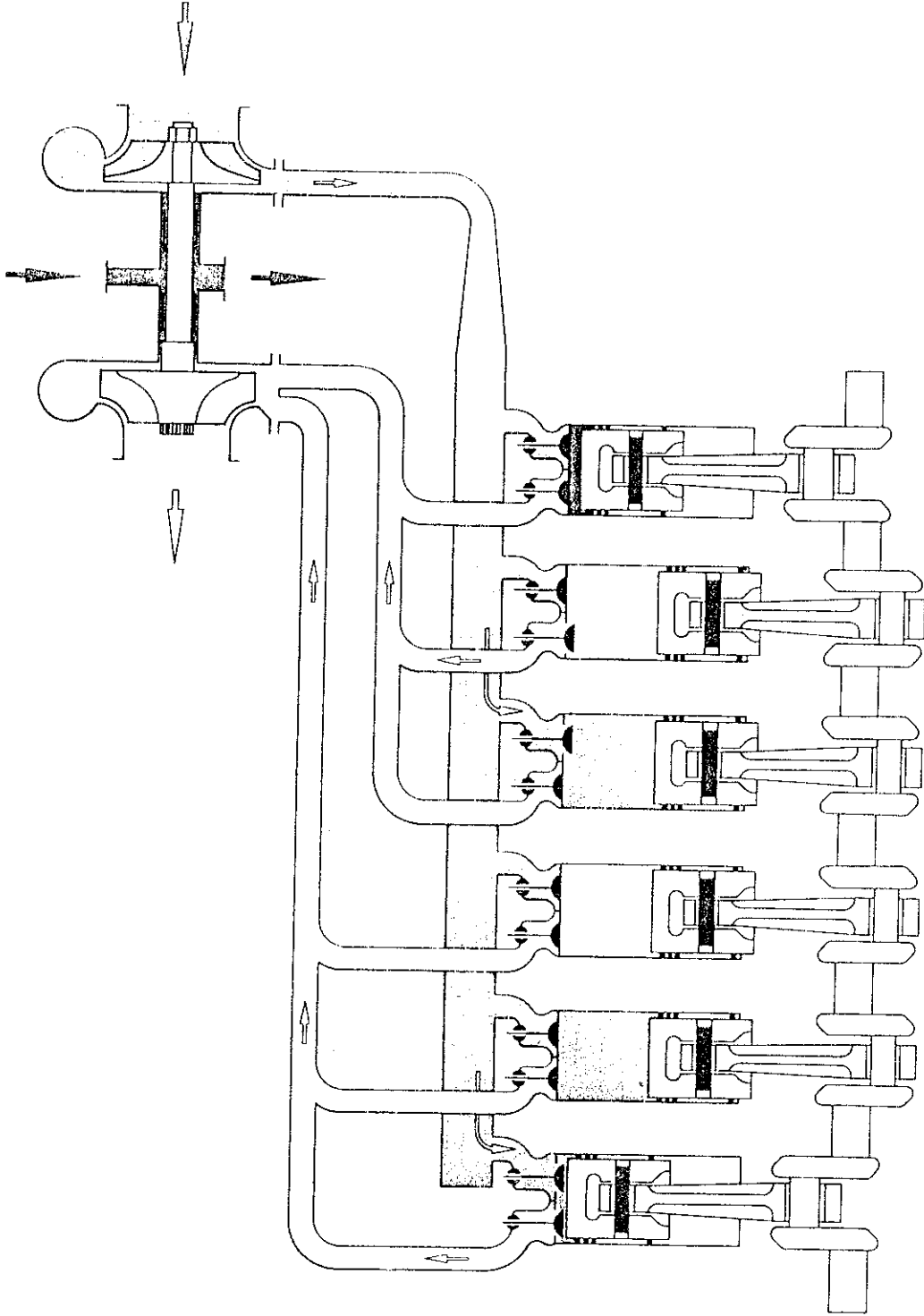
$$\eta_{top} = 0.89 (T_2 - T_1) / (T_1' - T_2') \quad (3.7)$$

bulunur. Denklemden anlaşılacağı üzere aşırı doldurma grubunun toplam verimi ne kadar yüksekse elde edilen aşırı doldurma basıncıda o kadar yüksek olur. Bu yüzden aşırı doldurma grubunun toplam verimini en yüksek değere eriştirebilecek olan bütün çarelere başvurulmalıdır.

3.5 Buchi Metodu ile Süper Şarj Uygulaması

Çok silindirli bir diesel motorunda her bir silindir kendisine ait bir aşırı doldurma grubuna sahip değildir. Silindirlerin hepsine ait tek bir grup bulunmaktadır. Bu uygulamaya ait bir örnek Şekil 3.10'da görülmektedir. Şekilden anlaşılacağı üzere egzost kollektörü iki kollu olarak gerçekleştirilmiştir. Egzost kollektörünün bu şekilde tertiplenmesi Buchi metodunun esasını teşkil eder. Ancak bunun sayesinde egzost türbini yardımıyla aşırı doldurma geniş uygulama sahası bulabilmiştir.

Yanma odasının süpürülmesinin mümkün olabilmesi için bir silindirin egzost basıncının kollektörde meydana getirdiği basıncın diğer silindirlerin egzost basınclarından fazla olması gerekir. İşte bu maksatla Buchi, motor ve egzost türbini arasındaki kollektörde büyük basınç değişmelerinin sun'i olarak elde edilmesini teklif etmiştir. Bu ise kollektörün yukarıda söylendiği gibi ikiye bölünmesini gerektirir. Pratik süpürmenin tesirli olabilmesi için egzost gazlarının kollektöre girişleri arasında 180° lik krank dönüş açısından



Şekil 3.10 Buchi Metodu ile Süper Şarj Uygulaması

daha az bir aralık bulunmaması gerektiğini göstermiştir .
Bu ise 4 stroklu motorlarda dörtten fazla silindirin aynı
kollektöre bağlanamaması demektir .

Bu suretle, kollektörde basınç dalgaları oluşur . Ba-
sınç dalgaları bir taraftan egzost stroklarının başlangıcın-
da türbin önünde oldukça büyük basınç darbeleri oluşturur-
ken diğer taraftan süpürme olayı esnasında iyi bir süpürme
tesiri sağlayan basınç düşklüklerini temin etmiş olur .

4. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu bölümde, normal emişli ve süper şarjlı diesel motorlarının daha önceki bölümlerde bahsedilen bazı değerlerinin hesaplanması ilave denklemlerle açıklanacaktır. Daha sonra seçilen bir motor için bu değerler normal emişli motor durumuna göre hesaplanacak ve yine aynı motora süper şarj işlemi uygulanarak elde edilen sonuçlar daha önceki elde edilenler ile karşılaştırılacaktır.

4.1 Kullanılan Hesaplama Metodu

4.1.1 Diesel Yakıtının Analizi

Daha önceki bölümlerde diesel yakıtından istenen özellikler belirtilmiştir. Motor parametrelerinin hesaplanmasında kullanılacak olan yakıt özellikleri, yakıtın bileşiminde bulunan karbon, hidrojen, oksijen ve kükürtün ağırlıksal miktarlarıdır. Bu değerlere bağlı olarak yakıt için hesaplanacak özellikler yakıtın alt ısıl değeri ve bu yakıtın 1 kg'ı için gerekli olan hava miktarıdır.

Yakıtın alt ısıl değeri için kullanılması önerilen bağıntı,

$$H_u = 8137 c + 28\,905 \left(h - \frac{o}{8} \right) + 2181 s - 600 - 600 (9 h - w) \quad (4.1)$$

şeklindedir. Hesaplamalar için yakıtın elemansal bileşimi

$$\begin{aligned}
 c &= 0.85 \\
 h &= 0.133 \\
 o &= 0.017 \\
 s &= 0.0
 \end{aligned}
 \tag{4.2}$$

şeklinde kabul edilerek yakıtın alt ısıl değeri, Denklem 4.1 den $H_U = 9981.2$ kcal/kg olarak bulunur.

Yakıt için hesaplanması gereken önemli değerlerden biriside yakıtın yanması için gerekli teorik hava miktarıdır. Bu miktar gerek molar ve gerekse ağırlıksal olarak hesaplanabilir. Molar olarak teorik hava miktarı,

$$L_{ho} = \frac{1}{0.21} (c/12 + h/4 - o/32) \tag{4.3}$$

şeklinde hesap edilir. Yakıtın bileşimi bilindiğine göre bu değer, Denklem 4.3 den $L_{ho} = 0.493$ kmol/kg Y. olarak bulunur. Yine benzer şekilde, yakıtın yanması için gereken havanın ağırlık olarak değeri,

$$L_h = \frac{1}{0.231} (8 c/3 + 8 h + s - o) \tag{4.4}$$

denkleminde hesaplanabilmektedir. Yine benzer şekilde $L_h = 14.345$ kg H/kg Y. elde edilir.

4.1.2 Taze Hava ve Egzost Gazındaki Bileşenlerin Mol Hesabı

Bilindiği gibi diesel motorlarda emme zamanında silindire taze hava alınmaktadır. Normal emişli motorlarda bu olay esnasında silindir içerisinde bir miktar artık gaz kalmaktadır. Taze hava ve artık gazların emme zamanındaki molar miktarları,

$$M_1 = (1 + \gamma) \alpha L_{ho} \tag{4.5}$$

şeklinde olmaktadır. Bu karışıma daha sonra yakıt püskürtülerek yanması sağlanmakta ve genişleme sonunda bu yanmış gazlar egzost gazı olarak dışarı atılmaktadır. Egzost gazı

içerisinde, hava-yakıt karışımını teşkil eden maddelerin tam yanması ile oluşan ürünler bulunmaktadır. Bu ürünlerin molar miktarları,

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} \quad (4.6)$$

şeklinde ortaya çıkmaktadırlar. Bu ürünlerin molar miktarları teker teker hesaplanmalıdır. Buna göre egzost gazı içerisindeki karbondioksit miktarı,

$$M_{\text{CO}_2} = (1 + \gamma) c / 12 \quad (4.7)$$

olur. Yine aynı şekilde egzost gazı içerisindeki su miktarı,

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = (1 + \gamma) h / 2 \quad (4.8)$$

bulunur. Silindir içerisine alınan taze havanın bünyesindeki oksijen tam yanma esnasında hava fazlalık katsayısının birden büyük olması nedeniyle tam olarak harcanamaz. Bu nedenle egzost gazı içerisinde yanmamış oksijen miktarı bulunur. Oksijenin molar miktarı,

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 (1 + \gamma) (\alpha - 1) L_{\text{HO}} \quad (4.9)$$

şeklinde hesap edilir. Ayrıca hava içerisinde bulunan azot miktarı yanmaya iştirak etmeden egzost gazı ile birlikte dışarı atılır. Azotun molar miktarı ise,

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 (1 + \gamma) \alpha L_{\text{HO}} \quad (4.10)$$

olur. Denklem 4.7, 4.8, 4.9 ve 4.10 dan elde edilecek değerler Denklem 4.6'da değerlendirilerek egzost gazının mol miktarı bulunur.

Taze hava ile egzost gazı mol miktarları arasında bir oran tariflenir ve bu orana molekül sel değişim katsayısı adı verilir. Bu şekilde molekül sel değişim katsayısı,

$$\beta = M_2 / M_1 \quad (4.11)$$

bağıntısı ile hesaplanabilir.

4.1.3 Diesel Çevrimindeki Basınç Değerleri

Bilindiği gibi, normal emişli motorlarda emme olayının başlangıcında silindire, silindir içerisinde oluşturulan vakum etkisiyle hava alınmaktadır. Atmosfer basıncından daha küçük olan bu vakum basıncı nedeniyle hava silindire emme sübabının açık kalan kesitinden geçerek girmektedir. Ancak emme sisteminde bulunan yük kayıpları sıkıştırma başlangıcındaki basıncı yaklaşık olarak % 10 azaltmaktadır. Bu nedenden dolayı giriş basıncı,

$$P_a = 0.90 P_o \quad (4.12)$$

olmaktadır. Yine benzer şekilde, süper şarj uygulanmakta olan motorda emme sisteminden geçmekte olan hava hızının artmasıyla sistemdeki yük kaybı değişmesinin ihmal edilebilecek ölçüde olduğu düşünülerek giriş basıncı, şarj basıncına bağlı olarak,

$$P_a = 0.90 \cdot P_{\text{şarj}} \quad (4.13)$$

şeklinde hesaplanabilir.

Sıkıştırma sonu basıncı, giriş basıncı, sıkıştırma oranı ve sıkıştırma esnasındaki politropik üsse bağlı olarak,

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad (4.14)$$

bulunur.

Motorda yanma basıncı veya maksimum basınç teorik Seiliger çevrimine dayanılarak ve tanımlanan sabit hacimde

basıncın artma oranına bağılı olarak,

$$P_z = P_c \lambda \quad (4.15)$$

denklemden hesaplanabilir.

Genişleme sonu basıncı,

$$P_e = P_z (\rho/\epsilon)^{n_2} \quad (4.16)$$

şeklinde bulunur. Bu denklemde genişleme sonu basıncını hesaplamak için kullanılan ρ değeri öngenişleme oranı olarak tanımlanır. Bu değer Seiliger tarafından verilmiştir ve molekül sel de ğ i Ő i Ő im katsayısına, sabit hacimde basınç artma oranına, yanma sonu sıcaklığına ve sıkı Ő tırma sonu sıcaklığına bağılıdır. Öngenişleme oranı,

$$\rho = \beta / \lambda \quad T_z / T_c \quad (4.17)$$

bağıntısından hesaplanır. Bulunacak olan ρ değeri Denklem 4.16'da kullanılabilir.

Ancak, motorun Ő arj basıncının artırılması ile buna bağılı olarak sıkı Ő tırma sonu basıncı ve sıcaklığıda artmaktadır. Bunun sonucu olarakta yanma veriminin değeri de yükselir. Bu nedenle süper Ő arj uygulanmakta olan motor için yeni bir basınç artma oranı hesaplanması gerekir. Yeni basınç artma oranı için normal emi Ő li motorda hesaplanan yanma sonu sıcaklığı ve öngenişleme oranı kullanılarak bir yaklaşım yapılabilir. Bunun için Denklem 4.17,

$$\lambda = \beta / \rho \cdot T_z / T_c \quad (4.18)$$

şeklinde tekrar düzenlenebilir. Bu denklemden elde edilecek olan λ değeri süper Ő arjlı motorda basınç artma oranı olarak kullanılır. Bu işlem yapılırken öngenişleme oranı ρ nun de ğ i Ő i Ő medi ğ i kabul edilecektir.

Bir motordan elde edilebilecek indike gücün hesaplanabilmesi için bulunması gereken en önemli basınç değeri ortalama indike basınçtır. Ortalama indike basıncın değeri Denklem 2.75 veya 2.76 dan hesaplanabilir. Ortalama indike basınç için tanımlanan kayıp değeri 0.95 alınarak,

$$P_{mi} = P'_{mi} \cdot \varphi - (P_a - P_r) \quad (4.19)$$

şeklinde gerçek ortalama indike basınç hesaplanabilir.

4.1.4 Diesel Çevrimindeki Sıcaklık Değerleri

Emme olayı esnasında silindire alınan hava dış ortam sıcaklığındadır. Ancak taze hava silindir içerisine girdiği anda silindirin sıcak çeperleri ve sıcak artık gazlar ile karşı karşıya kalır. Bu nedenle taze hava sıkıştırma olayının başlangıcında dış ortam havasından biraz daha fazla ısınmış durumdadır. Buna göre,

$$T_a = \frac{T_d + \Delta T_w + \gamma T_r}{1 + \gamma} \quad (4.20)$$

olur. Burada, T_d , dış ortam sıcaklığı, ΔT_w , silindir çeperlerinin sıcaklığından dolayı artan sıcaklık miktarıdır. Yine benzer şekilde süper şarj uygulanan motorlarda sıkıştırma başlangıcındaki sıcaklık,

$$T_a = \frac{T_{\text{şarj}} + \Delta T_w + \gamma T_r}{1 + \gamma} \quad (4.21)$$

şeklinde bulunur. Burada $T_{\text{şarj}}$, dış hava basıncından istenilen şarj basıncına yükseltelen havanın sıcaklığıdır. Denklem 3.3'de verilen bağıntıya paralel olarak,

$$T_{\text{şarj}} = T_d \left(\frac{P_{\text{şarj}}}{P_d} \right)^{(n_3 - 1)/n_3} \quad (4.22)$$

şeklinde hesaplanabilir. Burada n_3 kompresörün politropik

üssüdür ve değeri 1.3 olarak alınabilir.

Süpürme başlangıcındaki sıcaklığın hesaplanması sırasında kullanılan Denklem 4.21 de kullanılan art gazlar katsayısı süper şarj uygulanması halinde daha önceki bölümlerde açıklanan nedenlerden ötürü sıfır alınabilir.

Sıkıştırma sonu sıcaklığı,

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1-1} \quad (4.23)$$

bağıntısından hesaplanabilir.

Seiliger çevriminde sabit hacimdeki yanma sonunda elde edilen sıcaklık,

$$T_z' = \lambda / \beta \cdot T_c \quad (4.24)$$

şeklinde hesaplanabilir. Yanma sonu sıcaklığı için yine Seiliger tarafından verilen metod uygulanabilir. Ampirik bir yaklaşım olmasına rağmen gerçeğe yakın sonuçlar vermektedir. Bu metod,

$$(mC_v + 1.985 \lambda) T_c + \frac{\xi H_u}{M_1} = mC_p \beta \cdot T_z \quad (4.25)$$

bağıntısı temel alınarak uygulanmaktadır. Bu bağıntıda, mC_v , sıkıştırma sonu sıcaklığına bağlı olarak,

$$mC_v = 4.67 + 51 \cdot 10^{-5} \cdot T_c \quad (4.26)$$

şeklinde hesaplanır. Yine Denklem 4.25'de bulunan ξ , yanma verimidir ve 0.80 ile 0.95 arasında değerler almaktadır.

Denklemin sağ tarafta bulunan mC_p değeri ise, yanma sonu sıcaklığına bağlı olarak,

$$mC_p = \left[(M_{O_2} + M_{N_2}) (6.655 + 51.10^{-5} T_z) + \right. \\ \left. M_{CO_2} (6.655 + 265.10^{-5} T_z) + \right. \\ \left. M_{H_2O} (6.655 + 212.10^{-5} T_z) \right] 1/M_2 \quad (4.27)$$

şeklinde hesaplanabilir. Görüldüğü gibi Denklem 4.25 den T_z değerini hesaplamak için ikinci derece bir denklemi çözmek gerekir. Bu denklemi oluşturan köklerden pozitif olan değer aranan T_z değeri olmaktadır.

Genişleme sonu sıcaklığı ise,

$$T_e = T_z \left(\rho/\varepsilon \right)^{n_2-1} \quad (4.28)$$

denkleminde hesap edilebilir.

4.1.5 Volümetrik Verim ve Özgül Yakıt Sarfiyatı

Normal emişli motorlarda volümetrik verim hesaplanırken, daha önceki bölümlerde verilen Denklem 2.43 veya Denklem 2.44 kullanılabilir. Ancak süper şarjlı bir motorda ise durum biraz daha farklıdır. Denklem 2.43'de görülen, dış havanın basıncı ve sıcaklığı süper şarjlı motorda ise süper şarjörün sağladığı basınç ve sıcaklıkla değiştirilir. Bu değişikliklerle,

$$\eta_v = \frac{T_{\text{şarj}}}{P_{\text{şarj}}} \left[\frac{\varepsilon P_a}{T_a} - \frac{P_r}{T_r} \right] \frac{1}{\varepsilon - 1} \quad (4.29)$$

elde edilir.

Özgül indike yakıt sarfiyatı, bir motorun ekonomikliğini gösteren en önemli parametredir. Özgül indike yakıt sarfiyatının değeri indike verim ile yakından ilgilidir. Özgül

yakıt sarfiyatı,

$$b_i = \frac{632.3}{H_u \cdot \eta_i} \quad (4.30)$$

denklemden hesaplanabilir. İndike verimin yüksekliği, özgül indike yakıt sarfiyatınının küçüklüğünü gösterir. İndike verim ise,

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \cdot L_g}{427 \cdot \eta_v \cdot H_u} \quad (4.31)$$

şeklinde hesaplanabilir. Burada, L_g , yakıtın yanması için gereken hava miktarının hacmi şeklindedir. L_g değerinin hesaplanması için, bulunan L_h değerinin hava yoğunluğuna bölünmesi gerekir. Denklem 4.31 den hesaplanacak indike verim Denklem 4.30'da değerlendirilerek motorun özgül indike yakıt sarfiyatı bulunur.

4.2 Yapılan Hesaplar ve Sonuçlar

Bölüm 4 ve daha önceki bölümlerde anlatılan hesaplama metodu kullanılarak, Normal emişli motora ait sonuçlar Ek A' da verilmiştir. Bu hesaplara göre normal emişli motorun özgül indike yakıt sarfiyatı $b_i=0.2273$ kg/HPh ve indike gücü $N_i=258.6$ HP olmaktadır.

Sıkıştırma başlangıç basıncının % 10 artırılması şeklinde yapılan bir süper şarj ile yapılan hesaplar Ek B ' de verilmiştir. Yapılan hesaplarda $b_i=0.2057$ kg/HPh değerine düşerken indike güç $N_i=307.1$ HP değerine yükselmiştir. Buna göre, özgül indike yakıt sarfiyatındaki azalma % 9.50, indike güçteki artış ise % 18.75 olmaktadır.

Yine benzer şekilde sıkıştırma başlangıcındaki basınç % 20 artırıldığında elde edilen sonuçlar Ek C' de gösterilmiştir. Bu sonuçlara göre, özgül indike yakıt sarfiyatı $b_i=0.1851$ kg/HPh değerine düşmüş, indike güç ise

$N_i = 341.5$ HP değerine yükselmiştir. Bu sonuçlara göre % 20 basınç artırılmasına karşın özgül indike yakıt sarfiyatındaki azalma % 18.57 ve indike güçteki artış % 32.06 olmuştur.

Kıyaslama için sıkıştırma oranının artırılması ile elde edilen sonuçlar kullanılacaktır. Sıkıştırma oranının % 10 artırılması ile aynı motordan elde edilen sonuçlar Ek D de verilmiştir. Hesaplamadan elde edilen neticelere göre, özgül indike yakıt sarfiyatı $b_i = 0.2073$ kg/HPH ve indike güç $N_i = 282.0$ HP olmuştur. Bu değerlere göre özgül indike yakıt sarfiyatındaki azalma % 8.80, indike güçteki artma % 9.05 olmaktadır.

Yine benzer şekilde, sıkıştırma oranı % 20 artırılarak elde edilen sonuçlar Ek E' de verilmiştir. Bu sonuçlara göre özgül indike yakıt sarfiyatı $b_i = 0.1972$ kg/HPH ve indike güç $N_i = 295.0$ HP olmaktadır. Bu neticelere göre özgül indike yakıt sarfiyatındaki azalma % 13.24 ve indike güçteki artış ise % 14.08 değerine ulaşmaktadır.

Yukarıda bahsedilen değerler hesaplanırken sıkıştırma başlangıç basıncının artması ve buna paralel olarak sıkıştırma sonu basınç ve sıcaklığının arttığı ve aynı şekilde motorun sıkıştırma oranının artırılması ile benzer sonuçların görüleceği düşünülerek yanmanın iyileştiği ve yanma veriminin arttığı gözönüne alınmıştır. Giriş basıncının ve sıkıştırma oranının % 10 artırılmasında yanma veriminin % 10 arttığı, basıncın ve sıkıştırma oranının % 20 artırıldığında ise yanma veriminin % 15 arttığı kabul edilmiştir.

Bu elde edilen neticelere göre süper şarj uygulaması motorun fiziksel boyutlarının değiştirilmesi demek olan sıkıştırma oranı artırılmasından daha ekonomik olmaktadır.

Motora süper şarj uygulamanın şu andaki bedeli, yurdumuzda 7.5 ila 10 Milyon TL. arasında olmaktadır. Yakıttan elde edilen ekonomi % 10 süper şarjlı motorda 13.83 lt/h olmaktadır. Bu motorun günde 9 saat ve yılda 350 gün çalıştığı düşünülerek ve 1 litre Dieseloil' in fiyatı 221 TL.

olduğuna göre yıllık ekonomi 9.5 Milyon TL./yıl olur. Bu da süper şarjör için harcanan paranın bir yılda amorti edilmesi demektir.

Benzer şekilde % 20 süper şarj uygulaması ile elde edilen yakıt ekonomisi 23.64 lt/h olmaktadır ve bu ekonominin yıllık miktarı ise 16.5 Milyon TL/yıl olmaktadır.

Bilindiği gibi bu elde edilen değerler motora aittir. Bu motorun bir aracın üzerinde takılı olması halinde, bu aracın yol durumunda gücü arttığı için vites kademelerinde elde edeceği tork miktarı artacak ve araç daha rahatlıkla yolda bulunan rampaları tırmanacaktır. Bu tırmanmalar esnasında daha yüksek vites ve daha düşük devir kullanacağı için yakıt sarfiyatı elde edilen sonuçlardan daha düşük olacak ve yılda elde edilen ekonomi daha fazla olacaktır.

KAYNAKLAR

- 1 BAYHAN, M., 1985, Termik Makinalar Ders Notları, Mühendislik Fakültesi, Isparta.
- 2 BORAT, O., BOYNUKALIN, A., 1980, Yanma Tekniği, Sakarya D.M.M. Akademisi Matbaası, Sakarya.
- 3 BRANDSTETTER, W., DZIGGEL, R., 1982, The 4- and 5-Cylinder Turbocharged Diesel Engines for VW and AUDI, Society of Automotive Engineers, Detroit, 820441.
- 4 BRANDSTETTER, W., DZIGGEL, R., 1985, The Four-Cylinder Turbo Diesel Engine for the Volkswagen Van, Motortechnische Zeitschrift, Stuttgart.
- 5 DOMMES, W., NAUMANN, F., 1980, Turbocharged 5-Cylinder Engine for the AUDI 200, Automobiltechnische Zeitschrift, Ingolstadt.
- 6 DOMMES, W., 1982, Design Features and Development of the Turbocharged AUDI Engines, Motortechnische Zeitschrift, Stuttgart.
- 7 HOFBAUER, P., SATOR, K., 1977, Advanced Automotive Power Systems, Society of Automotive Engineers, Detroit, 770113.
- 8 INDRA, F., STOCK, D., 1983, The Third-Generation Turbocharged Engine for the New AUDI 200, Motortechnische Zeitschrift, Stuttgart.
- 9 OBLANDER, K., FORTNAGEL, M., FEUCHT, H., CONRAD, U., 1978, The Turbocharged Five-Cylinder Diesel Engine for the Mercedes-Benz 300 SD, Society of Automotive Engineers, Stuttgart, 780633.
- 10 ÖZ, İ.H., 1962, Motorlar, Cilt 1, Üçer Matbaası, İstanbul.

- 11 ÖZ, İ.H., 1965, İçten Yanmalı Kuvvet Makinalarının Termodinamiği, Berksoy Matbaası, İstanbul.
- 12 REIS, E., SCHITTLER, M., 1982, The New MWM Diesel Engine Series D 234, Motortechnische Zeitschrift, Stuttgart.
- 13 SAFGÖNÜL, B., 1981, Pistonlu Motorlar, Teknik Üniversite Matbaası, İstanbul.
- 14 TELLİ, Z.K., 1984, Yakıtlar ve Yanma, Mühendislik Fakültesi Matbaası, Isparta.
- 15 ZURNER, H., 1980, Development of Turbocharged M.A.N. Automotive Diesel Engines of Six-Cylinder In-Line Configuration, Motortechnische Zeitschrift, Stuttgart.

Ek A

```

=====
*   M.A.N. DIESEL MOTORUNUN HESAPLARI   *
=====

```

```

=====
*   NORMAL EMİŞLİ MOTOR                   *
=====

```

```

=====
*   VERİLEN SABİTLER                       *
=====

```

```

=====
*                                           *
*   Sıkıştırma Oranı                     Eps = 17.0   *
*                                           *
*   Yanma Verimi                         Ksi = 0.80   *
*                                           *
*   Sıkıştırma Politropu                 N1 = 1.38   *
*                                           *
*   Genişleme Politropu                  N2 = 1.30   *
*                                           *
*   Yakıtın Alt Isıl Değeri              Hu = 9981.2 (Kcal/kg) *
*                                           *
*   Yakıt Bileşenleri                    C = 0.85   *
*                                           *
*                                           H = 0.13   *
*                                           *
*                                           O = 0.02   *
*                                           *
*                                           S = 0.00   *
*                                           *
*   Ortam Sıcaklığı                      Td = 295.0 ( K ) *
*                                           *
*   Art Gazlar Sıcaklığı                 Tr = 750.0 ( K ) *
*                                           *
*   Art Gazlar Basıncı                   Pr = 1.05 (Kg/cm2) *
*                                           *
*   Silindir Hacmi                       Vh = 11413 (cm3) *
*                                           *
*   Motor Devri                           N = 2200 (d/d) *
*                                           *
*   Mekanik Verim                         Etam = 0.85 *
*                                           *
*   Hava Fazlalık Katsayısı              Alfa = 1.20 *
*                                           *
*   Basınç Artma Oranı                   Lamda = 1.50 *
*                                           *
*   Silindirde Isınma Mik.              Tw = 10.0 ( K ) *
*                                           *
=====

```



```

*=====
*
* Sıkıştırma Sonu Sıcaklığı ( Tc )
*
* Tc = Ta * Eps ^ (n1-1)
*
* Tc = 933.1 ( K )
*-----
*
* Yanma Ürünleri
*
* Mco2 = (1 + Gama) * C / 12
*
* Mco2 = 0.073
*
* Mh2o = (1 + Gama) * H / 2
*
* Mh2o = 0.068
*
* Mo2 = 0.21*(1+Gama)*(Alfa-1)*Lho
*
* Mo2 = 0.021
*
* Mn2 = 0.79*(1+Gama)*Alfa*Lho
*
* Mn2 = 0.481
*
* M1 = (1 + Gama) * Alfa * Lho
*
* M1 = 0.609
*
* M2 = Mco2 + Mh2o + Mo2 + Mn2
*
* M2 = 0.644
*-----
*
* Gaz Değişim Katsayısı ( Beta )
*
* Beta = M2 / M1
*
* Beta = 1.057
*=====

```



```

*=====
*
* Genişleme Sonu Sıcaklığı      ( Te )
*
* Te = Tz * ( Ro/Eps) ^ (n2-1)
*
* Te = 1122.4 ( K )
*
*-----
*
* Teorik indike Basınç          ( Pmi' )
*
* Pmi' = Pc/(Eps-1)*[Lamda*Ro/(n2-1)
*          *(1-(Ro/Eps)^(n2-1))+Lamda
*          *(Ro-1)-1/(n1-1)*(1-1/Eps^(n1-1))]
*
* Pmi' = 9.916 ( kg/cm2 )
*
*-----
*
* Ortalama indike Basınç        ( Pmi )
*
* Pmi = 0.95 * Pmi'-( Pr-Pa)
*
* Pmi = 9.270 ( kg/cm2 )
*
*-----
*
* indike Verim                   ( EtaI )
*
* EtaI = (Pmi*Lh) / (427*1.3*Etav*Hu)
*
* EtaI = 0.2786
*
*-----
*
* Özgül indike Yakıt Sarfiyatı ( bi )
*
* bi = 632.3 / (Hu * EtaI)
*
* bi = 0.2273 (kg/HPh)
*
*-----
*
* indike Güç                      ( Ni )
*
* Ni = Pmi*Vh*N / (60*75*2)
*
* Ni = 258.6 ( HP )
*
*=====

```


Ek B

```

=====
*   M.A.N. DIESEL MOTORUNUN HESAPLARI   *
=====

```

```

=====
*   % 10 SUPER ŞARJLI MOTOR           *
=====

```

```

=====
*   VERİLEN SABİTLER                   *
=====

```

```

=====
*
*   Sıkıştırma Oranı           Eps = 17.0
*
*   Yanma Verimi              Ksi = 0.88
*
*   Sıkıştırma Politropu      N1 = 1.38
*
*   Genişleme Politropu       N2 = 1.30
*
*   Yakıtın Alt Isıl Değeri    Hu = 9981.2 (Kcal/kg)
*
*   Yakıt Bileşenleri         C = 0.85
*
*                               H = 0.13
*
*                               O = 0.02
*
*                               S = 0.00
*
*   Ortam Sıcaklığı           Td = 295.0 ( K )
*
*   Art Gazlar Sıcaklığı       Tr = 750.0 ( K )
*
*   Art Gazlar Basıncı        Pr = 1.05 (Kg/cm2)
*
*   Silindir Hacmi            Vh = 11413 (cm3)
*
*   Motor Devri                N = 2200 (d/d)
*
*   Mekanik Verim              Etam = 0.85
*
*   Hava Fazlalık Katsayısı    Alfa = 1.30
*
*   Basınç Artma Oranı        Lamda = 1.57
*
*   Silindirde Isınma Mik.     Tw = 10.0 ( K )
*
=====

```

```

=====
* HESAPLAMALAR *
=====

```

```

=====
*
* Emme Stroku Sonu Basinci      ( Pa )
*
* Pa = 0.9 * Pd
*
* Pa = 0.99 (Kg/cm2)
*
*-----*
*
* Teorik Hava Miktarı          ( Lho )
*
* Lho = (C/12+H/4-O/32)/0.21
*
* Lho = 0.493 ( mol )
*
*-----*
*
* Teorik Hava Miktarı          ( Lh )
*
* Lh = (8/3*C+8*H+S-O)/0.231
*
* Lh = 14.345 ( kg/kg )
*
*-----*
*
* Emme Stroku Sonu Sıcaklığı    ( Ta )
*
* Ta = (Td*Eps*Pa)/[Eps*Pa-Pr*(1-Td/Tr)]
*
* Ta = 311.6 ( K )
*
*-----*
*
* Volümetrik Verim              ( Etav )
*
* Etav= (Td/Po)/(Eps-1)*[Eps*Pa/Ta-Pr/Tr]
*
* Etav= 0.926
*
*-----*
*
* Sıkıştırma Sonu Basinci      ( Pc )
*
* Pc = Pa * Eps ^nl
*
* Pc = 49.392 ( kg/cm2 )
*
*-----*

```

```

*=====*
*
* Sıkıştırma Sonu Sıcaklığı ( Tc )
*
* Tc = Ta * Eps ^ (n1-1)
*
* Tc = 914.4 ( K )
*-----*
*
* Yanma Ürünleri
*
* Mco2 = (1 + Gama) * C / 12
*
* Mco2 = 0.071
*
* Mh2o = (1 + Gama) * H / 2
*
* Mh2o = 0.067
*
* Mo2 = 0.21*(1+Gama)*(Alfa-1)*Lho
*
* Mo2 = 0.031
*
* Mn2 = 0.79*(1+Gama)*Alfa*Lho
*
* Mn2 = 0.506
*
* M1 = (1 + Gama) * Alfa * Lho
*
* M1 = 0.641
*
* M2 = Mco2 + Mh2o + Mo2 + Mn2
*
* M2 = 0.675
*-----*
*
* Gaz Değişim Katsayısı ( Beta )
*
* Beta = M2 / M1
*
* Beta = 1.053
*=====*

```



```

*=====*
*
* Genişleme Sonu Sıcaklığı      ( Te )
*
* Te = Tz * ( Ro/Eps ) ^ (n2-1)
*
* Te = 1154.8 ( K )
*
*-----*
*
* Teorik indike Basınç          ( Pmi' )
*
* Pmi' = Pc / (Eps-1) * [Lamda * Ro / (n2-1)
*      * (1 - (Ro/Eps) ^ (n2-1)) + Lamda
*      * (Ro-1) - 1 / (n1-1) * (1 - 1/Eps ^ (n1-1))]
*
* Pmi' = 11.650 ( kg/cm2 )
*
*-----*
*
* Ortalama indike Basınç        ( Pmi )
*
* Pmi = 0.95 * Pmi' - ( Pr - Pa )
*
* Pmi = 11.007 ( kg/cm2 )
*
*-----*
*
* indike Verim                   ( EtaI )
*
* EtaI = ( Pmi * Lh ) / ( 427 * 1.3 * Etav * Hu )
*
* EtaI = 0.3079
*
*-----*
*
* Özgül indike Yakıt Sarfiyatı ( bi )
*
* bi = 632.3 / ( Hu * EtaI )
*
* bi = 0.2057 ( kg/HPh )
*
*-----*
*
* indike Güç                      ( Ni )
*
* Ni = Pmi * Vh * N / ( 60 * 75 * 2 )
*
* Ni = 307.1 ( HP )
*
*=====*

```

Ek C

=====
 * M.A.N. DIESEL MOTORUNUN HESAPLARI *
 =====

=====
 * % 20 SUPER ŞARJLI MOTOR *
 =====

=====
 * VERİLEN SABİTLER *
 =====

=====
 * * * * *
 * Sıkıştırma Oranı Eps = 17.0 *
 * Yanma Verimi Ksi = 0.92 *
 * Sıkıştırma Politropu N1 = 1.38 *
 * Genişleme Politropu N2 = 1.30 *
 * Yakıtın Alt Isıl Değeri Hu = 9981.2 (Kcal/kg) *
 * Yakıt Bileşenleri C = 0.85 *
 * H = 0.13 *
 * O = 0.02 *
 * S = 0.00 *
 * Ortam Sıcaklığı Td = 295.0 (K) *
 * Art Gazlar Sıcaklığı Tr = 750.0 (K) *
 * Art Gazlar Basıncı Pr = 1.05 (Kg/cm2) *
 * Silindir Hacmi Vh = 11413 (cm3) *
 * Motor Devri N = 2200 (d/d) *
 * Mekanik Verim Etam = 0.85 *
 * Hava Fazlalık Katsayısı Alfa = 1.30 *
 * Basınç Artma Oranı Lamda = 1.58 *
 * Silindirde Isınma Mik. Tw = 10.0 (K) *
 * * * * *
 =====


```

*=====*
*
* Sıkıştırma Sonu Sıcaklığı ( Tc )
*
* Tc = Ta * Eps ^ (n1-1)
*
* Tc = 932.3 ( K )
*-----*
*
* Yanma Ürünleri
*
* Mco2 = (1 + Gama) * C / 12
*
* Mco2 = 0.071
*
* Mh2o = (1 + Gama) * H / 2
*
* Mh2o = 0.067
*
* Mo2 = 0.21*(1+Gama)*(Alfa-1)*Lho
*
* Mo2 = 0.031
*
* Mn2 = 0.79*(1+Gama)*Alfa*Lho
*
* Mn2 = 0.506
*
* M1 = (1 + Gama) * Alfa * Lho
*
* M1 = 0.641
*
* M2 = Mco2 + Mh2o + Mo2 + Mn2
*
* M2 = 0.675
*-----*
*
* Gaz Değişim Katsayısı ( Beta )
*
* Beta = M2 / M1
*
* Beta = 1.053
*=====*

```



```

*=====*
*
* Genişleme Sonu Sıcaklığı      ( Te )
*
* Te = Tz * ( Ro/Eps ) ^ (n2-1)
*
* Te = 1186.5 ( K )
*-----*
*
* Teorik indike Basınç          ( Pmi' )
*
* Pmi' = Pc / (Eps-1) * [Lamda * Ro / (n2-1)
*      * (1 - (Ro/Eps) ^ (n2-1)) + Lamda
*      * (Ro-1) - 1 / (n1-1) * (1 - 1/Eps ^ (n1-1))]
*
* Pmi' = 12.852 ( kg/cm2 )
*-----*
*
* Ortalama indike Basınç        ( Pmi )
*
* Pmi = 0.95 * Pmi' - ( Pr - Pa )
*
* Pmi = 12.239 ( kg/cm2 )
*-----*
*
* indike Verim                   ( Eta1 )
*
* Eta1 = ( Pmi * Lh ) / ( 427 * 1.3 * Etav * Hu )
*
* Eta1 = 0.3422
*-----*
*
* Özgül indike Yakıt Sarfiyatı ( bi )
*
* bi = 632.3 / ( Hu * Eta1 )
*
* bi = 0.1851 ( kg/HPh )
*-----*
*
* indike Güç                     ( Ni )
*
* Ni = Pmi * Vh * N / ( 60 * 75 * 2 )
*
* Ni = 341.5 ( HP )
*=====*

```

Ek D

=====

* M.A.N. DIESEL MOTORUNUN HESAPLARI *

=====

* SIKIŞTIRMA ORANI % 10 ARTIRILMIŞ MOTOR *

=====

=====

* VERİLEN SABİTLER *

=====

* Sıkıştırma Oranı	Eps =	18.7	*
* Yanma Verimi	Ksi =	0.88	*
* Sıkıştırma Politropu	N1 =	1.38	*
* Genişleme Politropu	N2 =	1.30	*
* Yakıtın Alt Isıl Değeri	Hu =	9981.2 (Kcal/kg)	*
* Yakıt Bileşenleri	C =	0.85	*
	H =	0.13	*
	O =	0.02	*
	S =	0.00	*
* Ortam Sıcaklığı	Td =	295.0 (K)	*
* Art Gazlar Sıcaklığı	Tr =	750.0 (K)	*
* Art Gazlar Basıncı	Pr =	1.05 (Kg/cm2)	*
* Silindir Hacmi	Vh =	11413 (cm3)	*
* Motor Devri	N =	2200 (d/d)	*
* Mekanik Verim	Etam =	0.85	*
* Hava Fazlalık Katsayısı	Alfa =	1.20	*
* Basıncı Artma Oranı	Lamda =	1.53	*
* Silindirde Isınma Mik.	Tw =	10.0 (K)	*

=====

```

=====
* HESAPLAMALAR *
=====

```

```

=====
* Emme Stroku Sonu Basinci ( Pa ) *
* Pa = 0.9 * Pd *
* Pa = 0.90 (Kg/cm2) *
-----*
* Teorik Hava Miktarı ( Lho ) *
* Lho = (C/12+H/4-O/32)/0.21 *
* Lho = 0.493 ( mol ) *
-----*
* Teorik Hava Miktarı ( Lh ) *
* Lh = (8/3*C+8*H+S-O)/0.231 *
* Lh = 14.345 ( kg/kg ) *
-----*
* Emme Stroku Sonu Sıcaklığı ( Ta ) *
* Ta = (Td*Eps*Pa)/[Eps*Pa-Pr*(1-Td/Tr)] *
* Ta = 318.0 ( K ) *
-----*
* Volümetrik Verim ( Etav ) *
* Etav= (Td/Po)/(Eps-1)*[Eps*Pa/Ta-Pr/Tr] *
* Etav= 0.856 *
-----*
* Sıkıştırma Sonu Basinci ( Pc ) *
* Pc = Pa * Eps ^n1 *
* Pc = 51.213 ( kg/cm2 ) *
=====

```

```

=====
*
*   Sıkıştırma Sonu Sıcaklığı   ( Tc )
*
*   Tc = Ta * Eps ^ (n1-1)
*
*                               Tc = 967.6 ( K )
*
-----
*
*   Yanma Ürünleri
*
*   Mco2 = (1 + Gama) * C / 12
*
*                               Mco2 = 0.073
*
*   Mh2o = (1 + Gama) * H / 2
*
*                               Mh2o = 0.068
*
*   Mo2  = 0.21*(1+Gama)*(Alfa-1)*Lho
*
*                               Mo2  = 0.021
*
*   Mn2  = 0.79*(1+Gama)*Alfa*Lho
*
*                               Mn2  = 0.481
*
*   M1   = (1 + Gama) * Alfa * Lho
*
*                               M1   = 0.609
*
*   M2   = Mco2 + Mh2o + Mo2 + Mn2
*
*                               M2   = 0.644
*
-----
*
*   Gaz Değişim Katsayısı       ( Beta )
*
*   Beta = M2 / M1
*
*                               Beta = 1.057
*
=====

```



```

*=====*
*
* Genişleme Sonu Sıcaklığı      ( Te )
*
* Te = Tz * ( Ro/Eps) ^ (n2-1)
*
* Te = 1154.2 ( K )
*-----*
*
* Teorik indike Basınç          ( Pmi' )
*
* Pmi' = Pc/(Eps-1)*[Lamda*Ro/(n2-1)
*      *(1-(Ro/Eps)^(n2-1))+Lamda
*      *(Ro-1)-1/(n1-1)*(1-1/Eps^(n1-1))]
*
* Pmi' = 10.797 ( kg/cm2 )
*-----*
*
* Ortalama indike Basınç        ( Pmi )
*
* Pmi = 0.95 * Pmi'-( Pr-Pa)
*
* Pmi = 10.107 ( kg/cm2 )
*-----*
*
* indike Verim                   ( EtaI )
*
* EtaI = (Pmi*Lh) / (427*1.3*Etav*Hu)
*
* EtaI = 0.3055
*-----*
*
* Özgül indike Yakıt Sarfiyatı ( bi )
*
* bi = 632.3 / (Hu * EtaI)
*
* bi = 0.2073 (kg/HPh)
*-----*
*
* indike Güç                     ( Ni )
*
* Ni = Pmi*Vh*N / (60*75*2)
*
* Ni = 282.0 ( HP )
*=====*

```

Ek E

```

=====
*   M.A.N. DIESEL MOTORUNUN HESAPLARI   *
=====

```

```

=====
*   SIKIŞTIRMA ORANI * 20 ARTIRILMIŞ MOTOR   *
=====

```

```

=====
*   VERİLEN SABİTLER   *
=====

```

```

=====
*                                     *
*   Sıkıştırma Oranı           Eps = 20.4           *
*                                     *
*   Yanma Verimi              Ksi = 0.92           *
*                                     *
*   Sıkıştırma Politropu      N1 = 1.38           *
*                                     *
*   Genişleme Politropu      N2 = 1.30           *
*                                     *
*   Yakıtın Alt Isıl Değeri   Hu = 9981.2 (Kcal/kg) *
*                                     *
*   Yakıt Bileşenleri        C = 0.85           *
*                                     *
*                               H = 0.13           *
*                               O = 0.02           *
*                               S = 0.00           *
*                                     *
*   Ortam Sıcaklığı          Td = 295.0 ( K )      *
*                                     *
*   Art Gazlar Sıcaklığı     Tr = 750.0 ( K )      *
*                                     *
*   Art Gazlar Basıncı      Pr = 1.05 (Kg/cm2)    *
*                                     *
*   Silindir Hacmi          Vh = 11413 (cm3)      *
*                                     *
*   Motor Devri              N = 2200 (d/d)      *
*                                     *
*   Mekanik Verim            Etam = 0.85           *
*                                     *
*   Hava Fazlalık Katsayısı  Alfa = 1.20         *
*                                     *
*   Basınç Artma Oranı      Lamda = 1.53         *
*                                     *
*   Silindirde Isınma Mik.   Tw = 10.0 ( K )      *
*                                     *
=====

```



```

*=====*
*
* Sıkıştırma Sonu Sıcaklığı ( Tc )
*
* Tc = Ta * Eps ^ (n1-1)
*
* Tc = 1000.1 ( K )
*
*-----*
*
* Yanma Ürünleri
*
* Mco2 = (1 + Gama) * C / 12
*
* Mco2 = 0.073
*
* Mh2o = (1 + Gama) * H / 2
*
* Mh2o = 0.068
*
* Mo2 = 0.21*(1+Gama)*(Alfa-1)*Lho
*
* Mo2 = 0.021
*
* Mn2 = 0.79*(1+Gama)*Alfa*Lho
*
* Mn2 = 0.481
*
* M1 = (1 + Gama) * Alfa * Lho
*
* M1 = 0.609
*
* M2 = Mco2 + Mh2o + Mo2 + Mn2
*
* M2 = 0.644
*
*-----*
*
* Gaz Değişim Katsayısı ( Beta )
*
* Beta = M2 / M1
*
* Beta = 1.057
*
*=====*

```



```

=====
*
* Genişleme Sonu Sıcaklığı      ( Te )
*
* Te = Tz * ( Ro/Eps) ^ (n2-1)
*
* Te = 1158.3 ( K )
*
-----
*
* Teorik indike Basınç          ( Pmi' )
*
* Pmi' = Pc / (Eps-1) * [Lamda * Ro / (n2-1)
*          * (1 - (Ro/Eps) ^ (n2-1)) + Lamda
*          * (Ro-1) - 1 / (n1-1) * (1 - 1/Eps ^ (n1-1))]
*
* Pmi' = 11.290 ( kg/cm2 )
*
-----
*
* Ortalama indike Basınç        ( Pmi )
*
* Pmi = 0.95 * Pmi' - ( Pr - Pa )
*
* Pmi = 10.576 ( kg/cm2 )
*
-----
*
* indike Verim                   ( Eta1 )
*
* Eta1 = ( Pmi * Lh ) / ( 427 * 1.3 * Etav * Hu )
*
* Eta1 = 0.3212
*
-----
*
* Özgül indike Yakıt Sarfiyatı ( bi )
*
* bi = 632.3 / ( Hu * Eta1 )
*
* bi = 0.1972 ( kg/HPH )
*
-----
*
* indike Güç                     ( Ni )
*
* Ni = Pmi * Vh * N / ( 60 * 75 * 2 )
*
* Ni = 295.0 ( HP )
*
=====

```

ÖZGEÇMİŞ

1963 Yılında Isparta'da doğdu. İlk okulu Isparta ve Sivas'ta bitirdikten sonra Devlet Parasız Yatılı Okul im-tihanını kazanarak, 1974 yılında Isparta Yalvaç Atatürk Li-sesine girdi. 1980 senesinde Atatürk Lisesini bitirdikten sonra Akdeniz Üniversitesi Isparta Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümüne kaydoldu.

Akdeniz Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünün aç-mış olduğu Yüksek Lisans Makina Anabilim Dalı Isı Proses Programı im-tihanını kazanarak, 1985 senesinde buraya kay-doldu. Aynı sene Akdeniz Üniversitesi Isparta Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü Enerji Anabilim Dalına Araştırma Görevlisi oldu ve halen bu görevi yürütmektedir.