

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**AŞIRI DOLDURMA SİSTEMLERİNİN
İNCELENMESİ VE AŞIRI DOLDURMANIN
MOTOR BÜYÜKLÜKLERİNE ETKİLERİNİN TEORİK ETÜDÜ**

34771

Mak.Müh. Cüneyt TAÇ

**F.B.E. Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Programında
hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Yrd.Doç.Dr. Adnan BALIK

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANİSTASYON MERKEZİ**

İSTANBUL, 1994

İÇİNDEKİLER

	KONULAR	SAYFA
I	- TÜRKÇE ÖZET	
II	- ALMANCA ÖZET	
1	- AŞIRI DOLDURMA	1
1.1	- GÜÇ ARTIRMA YOLLARI	2
1.2	- AŞIRI DOLDURMA SİSTEMLERİ	5
1.2.1	- HARİCİ - MEKANİK AŞIRI DOLDURMA	5
1.2.2	- BASINÇ TİTREŞİMLERİ İLE AŞIRI DOLDURMA	9
1.2.2.1	- COMPREX DOLDURUCU	11
1.2.2.2	- PULSE CONVERTER	13
1.2.3	- EGZOST TURBO ŞARJİ (ETAD)	15
1.2.3.1	- DÖRT ZAMANLI DİSESEL MOTORLARININ TURBO ŞARJİ	24
1.2.3.2	- İKİ ZAMANLI DİSESEL MOTORLARININ TURBO ŞARJİ...	25
1.2.3.3	- OTTO MOTORLARININ TURBO ŞARJİ	29
2	- AŞIRI DOLDURMANIN TERMODİNAMİĞİ	31
2.1	- MEKANİK TAHRİKLİ AŞIRI DOLDURMA SİSTEMİ	31
2.2	- EGZOST TÜRBİNİ İLE TAHRİKLİ AŞIRI DOLDURMA ...	34
2.2.1	- MOTOR, DOLDURUCU VE TÜRBİNİN P-V DİYAGRAMLARI..	34
2.2.2	- EGZOST GAZLARININ İŞİ	35
2.2.3	- EGZOST GAZLARI ENERJİLERİNİ KULLANMA YOLLARI..	38
	(i) - Tam genişlemeli tahrik	38
	(ii) - Tam basınçlı tahrik	39
	(iii) - Yarı genişlemeli tahrik	39
2.2.4	- TÜRBİN VE DOLDURUCUNUN GÜCÜ, SİSTEMİN TOPLAM VERİMİ	42
2.3	- MOTOR-DOLDURUCU SİSTEMİNİN ANA BÜYÜKLÜKLERİNİN BELİRLENMESİ	49

İÇİNDEKİLER

KONULAR	SAYFA
Motor Gücü, Ortalama İndike Basıncı ve Hava Miktarı Arasındaki İlişki	49
2.3.1-ORTALAMA İNDİKE BASINÇ	49
2.3.2-DÖRT ZAMANLI MOTORDA HAVA DEBİSİ VE VOLÜMETRİK VERİM	49
2.3.3-İSTENİLEN İNDİKE GÜÇ İÇİN GEREKLİ DOLDURMA BASINCI	56
2.4 - MOTORUN TOPLAM VERİMİ VE ÖZGÜL YAKIT TÜKETİMİ...	59
2.5 - AŞIRI DOLDURMALI MOTORLARIN MOMENT KARAKTERİSTİKLERİNİ İYİLEŞTİRME YOLLARI	62
2.5.1-YAPISAL OLMAYAN ÖNLEMLER	62
(i) Tahrik Metodunun Seçimi	62
(ii) Türbin-Doldurucu-Motor Karakteristiklerinin Seçimi	64
2.5.2-YAPISAL ÖNLEMLER	66
(i) Egzost Gazı Kaçırılması (Wastegate)	67
(ii) Türbin Kesiti Daraltılması	71
(iii) Comprex Sistemi	74
2.6 - AŞIRI DOLDURMA HAVASININ SOĞUTULMASI	77
3 - AŞIRI DOLDURMANIN MOTOR VERİMİNE VE EGZOST EMİSYONUNA ETKİSİ	82
3.1 - MEKANİK TAHRİK İLE ETAD ARASINDA VERİM KARŞILAŞTIRMASI	82
3.1.1-NORMAL EMMELİ MOTOR İLE VERİM KARŞILAŞTIRMASI...	85

İÇİNDEKİLER

KONULAR	SAYFA
3.1.2-BENZİN MOTORLARINDA AŞIRI DOLDURMANIN VERİME	
ETKİSİ	86
3.2 - AŞIRI DOLDURMANIN EGZOST EMİSYONUNA ETKİSİ	87
3.2.1-İS EMİSYONU	88
3.2.2-CO, CH, NO _x EMİSYONLARI	89
3.2.3-AŞIRI DOLDURMANIN BENZİN MOTORLARINDA EMİSYONA	
ETKİSİ	90
4. - SONUÇ	92
III - KAYNAKLAR	
IV - ÖZGEÇMİŞ	

İNDİSLER

- A - Kesit (m^2)
- a - Motor strok indisi-2 strokluda 1,4 strokluda 2.
- b_e - Özgül yakıt tüketimi (g/kWh)
- C_m - Ortalama Piston hızı (m/s)
- C_p - Özgül ısı (J/kg K)
- D - Silindir çapı (m)
- H - Strok uzunluğu (m)
- H_u - Yakıt alt ısı değeri (J/kg)
- (H_u)_k - Karışım alt ısı değeri (J/kg)
- J - Entalpi (J/kg)
- k - En uygun strok oranı (H/D)
- k - Adyabat üssü
- L - İş
- L_{ger} - Emilen gerçek hava miktarı (kgh/kgy)
- L_{teo} - Emilmesi gerekli hava miktarı (kgh/kgy)
- m - Kütle (kg)
- \dot{m} - Kütleli debi (kg/s)
- N - Güç (kW)
- N_e - Effektif güç (kW)
- N_i - indike güç (kW)ü
- n - Devir sayısı (1/min)
- n_N - Nominal devir sayısı (1/min)
- n - Politrop üssü
- p - Mutlak basınç (N/m²)
- P_a - Atmosfer basıncı (N/m²)
- P_{me} - Ortalama efektif basınç (N/m²)

- P_{mi} - Ortalama indike basınç (N/m^2)
- ΔP - Basınç farkı (N/m^2)
- Q_t - Motora birim zamanda sokulan toplam enerji mik. (J/s)
- \dot{Q} - Debi (m^3/s)
- \dot{Q}_n - Nominal debi (m^3/s)
- \dot{Q}_m - Motorun hacimsel debisi (m^3/s)
- R - Üniversal gaz sabiti ($J/kg K$)
- S - Entropi
- T - Sıcaklık (K)
- t - Sıcaklık (C)
- t_{em} - Emme kanalı sıcaklığı (C)
- t_{wm} - Ortalama silindir cidar sıcaklığı (C)
- U - iç enerji (J/kg)
- V - Hacim (m^3)
- \dot{V} - Hacimsel debi (m^3/s)
- v - Hız (m/s)
- ν - özgül hacim (m^3/kg)
- V_c - Yanma odası hacmi (m^3)
- V_f - Faydalı strok hacmi (m^3)
- V_H - Strok hacmi (m^3)
- V_u - Supab bindirme açısı (KMA)
- Z - Silindir sayısı
- λ - Hava fazlalık katsayısı
- η - Verim
- η_d - Doldurucu verimi

- η_g - iyilik derecesi
 η_i - indike verim
 η_m - Mekanik verim
 η_s - Sistemin toplam verimi
 η_τ - Türbin verimi
 η_t - Termik verim
 η_v - Volümetrik verim
 η_y - Yanma verimi
 ϵ - Sıkıştırma oranı
 π - Basınç oranı
 α - Krank dönme açısı (KMA)
 ρ - özgül kütle (kg/m³)

ALT İNDİSLER

- o - Çıkış büyüklükleri indisi
- h - Hava
- y - Yakıt
- r - Art gaz
- em - Emme
- eg - Egzost
- o - Referans şartları
- m - Ortalama

KISALTMALAR

- AÖN - Alt ölü Nokta
- ÜÖN - Üst ölü Nokta
- Ema - Emme Supabı Açık
- Emk - Emme Supabı Kapalı
- Ega - Egzost Supabı Açık
- Egk - Egzost Supabı Kapalı
- ETAD - Egzost Turbo Şajlı Aşırı Doldurma



Bu tezin hazırlanmasında
ilgi ve kıymetli yardımları
için sayın Yrd.Dç.Adnan Balık'a
teşekkür ederim.

Cüneyt TAÇ

ÖZET :

Yapılan çalışmanın 1. bölümünde aşırı doldurmanın ne olduğu, neden yapıldığı ve ne zamandan beri uygulanmakta olduğu konusunda bilgi sunulmuştur. Aşırı doldurma çok geniş kapsamlı bir konu olduğu için ilk bölümde genel olarak, uygulanan aşırı doldurma sistemleri, bu sistemlerin çalışma prensipleri ve uygulama alanları işlenmiş olup, en yaygın kullanılan Turbo Şarj Sistemi daha geniş olarak ele alınmıştır.

Çalışmanın 2. bölümü, aşırı doldurmanın termodinamik hesaplarını kapsamaktadır. Bu bölümde, aşırı doldurma ile motor diyagramlarında meydana gelen değişiklikler, egzost gazları enerjilerinin kullanılması ve yöntemleri, türbin ve doldurucunun gücünün hesabı, aşırı doldurmanın verime etkisi gibi konular incelenmiştir.

3. Bölüm, sonuç bölümü olarak hazırlanmış ve bu bölümde aşırı doldurma sistemlerinin kendi aralarında ve normal emmeli motorlar ile karşılaştırmaları, aşırı doldurmanın egzost emisyonlarına etkileri konularında görüşler ortaya konulmuştur.

VORWORT :

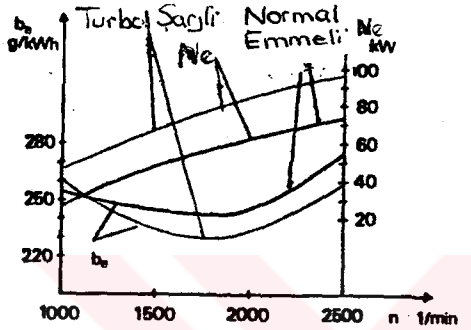
In der erste Teilung dieser wissenschaftlichen Arbeit wird die Kenntnis gegeben; was Aufladung ist, warum benötigt wird und seit wann angewandt wird. DaB die Aufladung sehr großer Inhalt hat, wird in der erste Teilung von der allen Aufladesysteme erklärt.

Zweite Teilung dieser Arbeit hat der Inhalt, wie die thermodynamische Rechnung der Aufladung ist. In dieser Teilung wird erzählt, wie sich die Arbeitsdiagramm der Motoren ändert, die Energie Rechnung des Abgases und wie die Nutzleistung der Turbin und des Laders gerechnet wird.

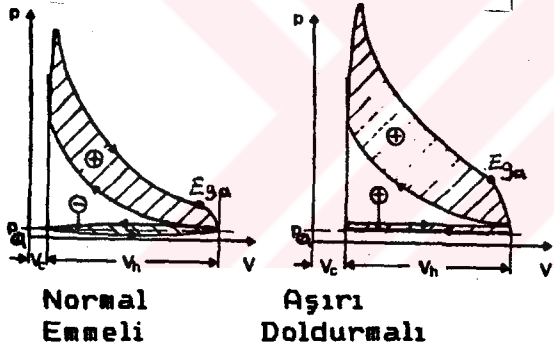
Dritte Teilung wird als Schlußwort dieser Arbeitet bereitet, und in dieser Teilung wird sich die Aufladesysteme miteinander und mit Saugmotor verglichen. Jedoch, es wird erzählt, wie die Wirkungen der Aufladung zur Abgasemissionen ist.

1. AŞIRI DOLDURMA

Giriş : Bir içten yanmalı motorun gücü, gönderilen hava kitlesine ve buna uygun yakıt miktarına bağlıdır. Güç yükseltmek istenirse, daha fazla yanma havası ve daha fazla yakıt sevkedilmelidir.



Şekil 1.1: İki ağır taşıt motorunun (aynı silindir sayısı ve eşit hacimli karşılaştırılması) performansı.



Şekil 1.2 : pV diyagramı

P_a : Atmosfer basıncı

E_{g_a} : Egzost supabının açılması

Şarj cihazları, yanma için gerekli havayı sıkıştırmak suretiyle, motorun gaz difüzyonunu yükseltirler ve böylece eşit strok hacmi ve motor devir sayısında yüksek dönme momenti ve yüksek güç gerçeklerler.

Bugün bütün büyük gemi diesel motorları aşırı doldurulmaktadır. Küçük güçteki motorlarda da aşırı doldurma rahat görmektedir.

Aşırı doldurma için iki esastan bahsedilir :

1- Eşit motor ölçüleri ve devir sayılarında, özgül yakıt sarfiyatındaki azalmayla bağıntılı olarak efektif gücü artırma.

2- Büyüyen montaj veya uçuş yüksekliğiyle azalan motor gücünün dengelenmesi(Ref 1).

1.1 GÜÇ ARTIRMA YOLLARI :

Efektif gücün artırılması tedbirleri üzerindeki izahat aşağıdaki formülden elde edilir :

$$N_e = \frac{P_{me} V_H z n}{a 60} \quad (1.1)$$

Dört stroklu motordan iki stroklu motora geçişte, formüle göre güçte bir " iki misline çıkış " görülmektedir. Bu yanlış bir neticedir,çünkü iki stroklu motordaki ortalama efektif basınç (P_{me}),dört strokludakinden daha küçüktür. Strok sayısının seçimi için daha başka bakış açıları esas olduğundan,gücü strok sayısını değiştirmek suretiyle artırmak mümkün değildir.

Strok hacmi (V_H)'nin büyütülmesinde veya devir sayısının artırılmasında,uygun ortalama piston hızının geçilmesine izin verilmez ve en uygun strok oranı (k) değiştirilemez. Bu talepler yüzünden strok hacminin veya devir sayısının artırılması,silindir sayısını ve devir sayısının değiştirilmesi veya silindir sayısı ve strok hacminin değiştirilmesine sebep olan sonuçlar ortaya çıkar.

V_H, n, k, C_m büyüklüklerinin birleştirilmesi için aşağıdaki formül çıkarılabilir.

$$V_H = \frac{\pi D^2}{4} H, \quad k = \frac{H}{D} \quad \text{ve} \quad C_m = 2 H n$$

eşitlikleri kombine edilirse ;

$$V_H = \frac{\pi}{32} \frac{1}{k^2} \frac{C_m^3}{n^3} \quad (1.2)$$

eşitliği elde edilir(Ref 1).

Aşağıdaki tabloda (1.1) eşitliğinin büyüklükleri %100 lük bir güç artırımı için gösterilmiştir ; bu, gücün iki misline çıkarılması demektir Güç artırımı $P_{neo}, V_H, z,$ ve n 'nin büyütülmesi sayesinde elde edilmelidir. a, k ve C_m büyüklükleri bu tetkikte sabit kalmaktadırlar.

TABLO 1-GÜÇ ARTIRIMI

Güç	Ort.Ef.P.Bas	Sil.Hacmi	Sil.Sayısı	Dev.Sayısı
N_{e0}	P_{neo}	V_{H0}	z_0	n_0
$N_e = 2N_{e0}$	$P_{neo} = 2P_{neo}$	$V_H = V_{H0}$	$z = z_0$	$n = n_0$
$N_e = 2N_{e0}$	$P_{neo} = P_{neo}$	$V_H = 2V_{H0}$	$z = z_0 \sqrt[3]{2}$	$n = n_0 / \sqrt[3]{2}$
$M_e = 2N_{e0}$	$P_{neo} = P_{neo}$	$V_H = V_{H0}$	$z = 2z_0$	$n = n_0$
$N_e = 2N_{e0}$	$P_{neo} = P_{neo}$	$V_H = V_{H0} / 2^3$	$z = z_0 2^3$	$n = 2n_0$

N_{e0} = Çıkış Gücü

N_e = Katlanmış Güç

0 = Çıkış büyüklüklerinin indisi

Koyu Renk= Güç artırımı için ikiye katlanan büyüklükler.

Tablo gösteriyor ki, efektif gücün ortalama efektif

basıncın veya silindir sayısının artırılması yoluyla büyütülmesi diğer bir büyüklüğü değiştirmeden mümkündür. Devir sayısını artırarak bir güç artımının pratikte yapılması mümkün değildir, çünkü bu durumda silindir sayısı güç oranının 3. kuvveti kadar büyümek zorundadır. Strok hacminin ve silindir sayısının artırılması, ancak yeterli yerleştirme hacmi olan yerlerde ve yükselen motor ağırlığına katlanılabildiği durumlarda kullanışlıdır. Bu uygun değilse, geriye yalnızca ortalama efektif piston basıncının artırılması yoluyla güç artırımı kalmaktadır. Ortalama piston basıncını artırmak için imkanları aşağıdaki eşitlikten elde edebiliriz.

$$P_{m.e} = \eta_v \eta_o \eta_m \lambda (H_u)_c \frac{P_o}{\rho_o} \quad (1.3)$$

Termik verim η_v , sıkıştırma oranı (ϵ) ile birlikte büyür. Otto motorlarında, motor vurunusu arzu edilmediğinden, sıkıştırma oranında bir sınır vardır. Diesel motoru genellikle öyle yüksek bir sıkıştırma oranıyla çalışır ki, mekanik verim artışı termik verim artışından daha fazla gerçekleşir.

Ateşleme zamanı noktasının daha ileri kaydırılması ve dolgu değişimi esnasındaki akım kayıplarının azaltılması sayesinde, örneğin gaz kanallarının cilalanmasıyla, iyilik derecesi biraz yükseltilebilir. Yine Diesel motorlarında hızlı, şiddetli yanma, iyileştirilmiş bir iyilik derecesi getirir. Eğer krank mili için kaymalı yatak yerine, rulmanlı

yatak kullanılırsa mekanik verim artar.

Karışım ısı değeri (H_{02}) yakıtın ısı değerine ve gerekli hava oranına bağlıdır.

Böylece ortalama efektif piston basıncının artırılmasına etkili bir araç olarak geriye yalnızca hava fazlalık katsayısının büyütülmesi kalıyor. Hava fazlalık katsayısı aşırı doldurma ile yükseltilir (Ref 1).

1.2. AŞIRI DOLDURMA SİSTEMLERİ

Hava fazlalık katsayısının artırılması için, ki bunun adı m_o torun aşırı doldurulmasıdır, aşağıdaki sistemler mevcuttur:

- 1- Harici aşırı doldurma
- 2- Mekanik aşırı doldurma
- 3- Egzost turbo şarjı
- 4- Basınç dalgalanmaları yoluyla aşırı doldurma

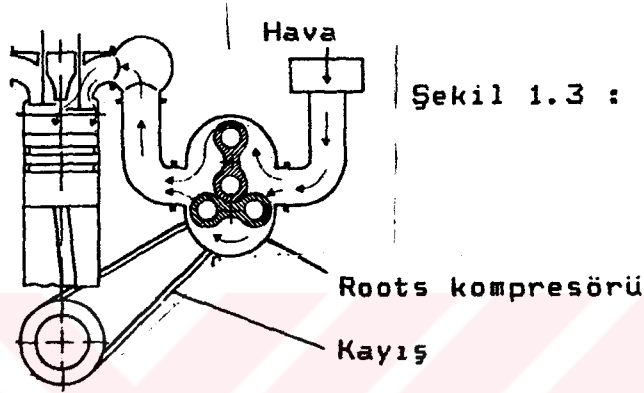
Silindiri üst basınçla doldurmak için 1,2 ve 3 metodlarında bir kompresör sıkıştırılmış havayı silindire gönderir. 4 nolu metodda ise gaz hatlarındaki salınımlardan istifade edilir (Ref 3).

1.2.1-HARİCİ AŞIRI DOLDURMA - MEKANİK AŞIRI DOLDURMA

Harici aşırı doldurma ve mekanik aşırı doldurma ,doldurucunun tahriki yönteminde birbirinden ayrılırlar.

Harici aşırı doldurmada , bir elektrik motoru gibi, özel bir makina kompresörü tahrik eder. Kompresörün taşıma

aşırı doldurma seviyesine ayarlanabilir. Böyle bir doldurma ünitesi pahalıdır. Bundan dolayı, ençok , iki zamanlı motorlarda ilave doldurucu olarak egzost turbo şarjçısıyla birlikte bulunurlar.



Şekil 1.3 : Mekanik aşırı
doldurma

Mekanik aşırı doldurmada, doldurucu, direkt olarak motor tarafından V kayışı, zincir veya dişli vasıtasıyla tahrik edilir, basit ve relatif olarak ucuzdur. Esas olarak küçük motorlarda kullanılır, çünkü bu motorlarda egzost turbo şarjı maliyet fiyatını oldukça yükseltir. Bunun dışında egzost turbo şarjçısı küçük gaz akımlarında kötü bir verimle çalışır.

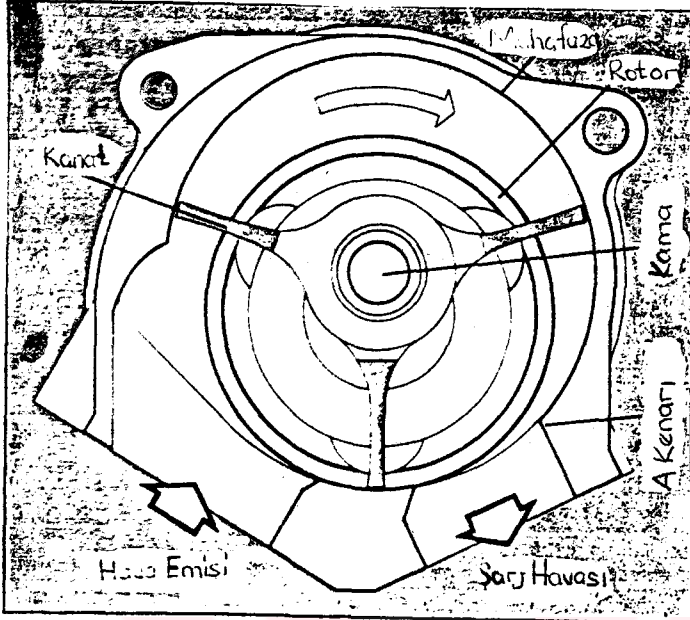
Doldurucu olarak genellikle döner piston kompresörü (Roots-kompresörü) kullanılır. Bu kompresörün taşıma miktarı, devir sayısı ile orantılı olarak değişir ve karşı basınca hemen hemen bağlı değildir. Motorun yutma kabiliyeti devir sayısı ile orantılı olarak arttığından, dönel piston doldurucusu aşırı doldurma için çok elverişlidir (Ref 1).

Roots kompresöründe iki kanatlı pistonlar, gövde içerisinde ve birlikte birbirine temas etmeden hareket ederler.

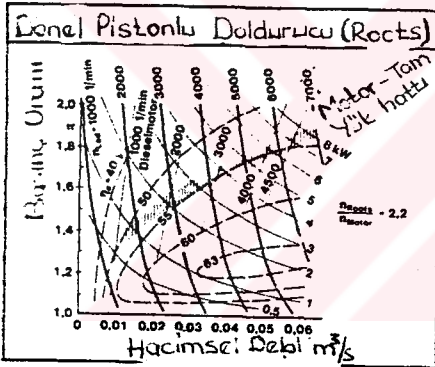
Her iki döner pistonun senkronize hareketlerini, çalışma hacminin dışında dönen, yağla yağlanan dişli çifti sağlar.

Çalışma hacminde ,hem pistonlar ve gövde arasında , çevre ve alın tarafında,hem de her iki piston arasında sızdırmaz aralıklar mevcuttur.Bunların büyüklükleri konstrüksiyona ve kullanılan plastiklere göre belirlenir.Hafif(basit) yapı tarzı sayesinde, doldurucu ağırlığı iyice azalmıştır, tabii ki,bazı durumlarda; örneğin daha büyük çalışma yarıklarında alüminyumun büyük genişleme katsayısına gerek vardır(Ref 2).

Mekanik aşırı doldurmada kullanılan diğer bir doldurucuda kanatlı doldurucudur. Bu doldurucuda üç kanat,gövdeye mesnetlenmiş ve merkeze yerleştirilmiş bir kamalı mile, dönebilecek şekilde yerleştirilmiştir. Bu kanatlar, tahrik edilen, gövde miline eksantrik olarak yerleştirilmiş rotorun yarıklarından dışarıya çıkıntı yapmışlardır.Roots kompresöründekinden farklı olarak burada bir iç sıkıştırma söz konusudur.Kanatların alın ve çevre yüzeylerinde,gövdeye karşılıklı olarak temassız aralık meydana gelmektedir, ama rotor delikleri ve bu deliklere giren kanatlar arasında böyle bir aralık yoktur. Kanatların salınımlı ,kayıcı ve dönel hareketleri,güçlü bir mekanik zorlamaya ve aynı zamanda maksimum uygun devir sayısı için bir sınıra sahiptir.



Şekil 1.4 :Kanatlı doldurucu ve çalışma prensibi.



Diyagram 1.1 :

Emme havası üzerindeki deneysel dolgu basıncı verileri

Diyagram 1.1 mekanik olarak tahrik edilen bir basınçlı doldurucunun tipik bir karakteristik alanını göstermektedir. Küçük difüzyonlarda, yüksek aşırı doldurma basınçları için mümkün mertebe, bütün kompresörlerde basınçlandırıcı inşa tarzına göre doldurucu aralık kaçaqları tarafından belirlenen dik devir sayısı çizgisi arzu edilmektedir.

Verimde, küçük devir sayılarında, herşeyden önce aralık kayıpları, büyük devir sayılarında mekanik kayıplar etkili olmaktadır. Bu transmisyonun seçiminde , motor devir

sayısına olan oranda göz önünde bulundurulur. Gösterilen karakteristik alan, iç sıkıştırmasız bir Roots doldurucuya aittir. Kanatlı doldurucuda verim optimizasyonu, çıkış kenarı (A)'nın yerini değiştirmek suretiyle motor işletme çizgisi ne daha yakın duruma getirilebilir.

Turbo ve basınç dalgası doldurucusundan farklı olarak burada egzoz gazlarında bulunan enerji kullanılmaz, aksine ihtiyaç duyulan tahrik gücü krank milinden alınır. Karakteristik alanda bahsedilen doldurucunun tahriki için gerekli olan güç de verilmektedir.

Emme motorunun çalışma alanında mümkün mertebe az sarfiyat fazlası meydana gelmesi için , Kickdown kumandası ve üfleme regülasyonları yapılabilir. Kickdown kumandasında doldurucu ,kumanda edilebilir bir kavrama üzerinden yalnızca yüksek moment ihtiyaçlarında devreye sokulur. Daimi tahrikte,kısmi yük alanında doldurucunun enerji sarfiyatı,şarj havasının üfleme sayesinde azaltılabilir(Ref 2).

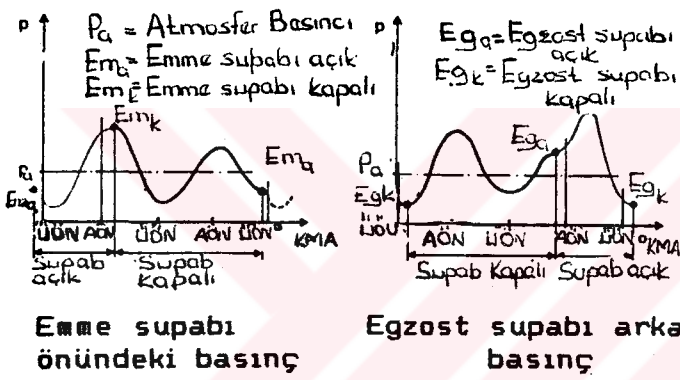
1.2.2- BASINÇ TİTREŞİMLERİ İLE AŞIRI DOLDURMA

Bir motorun emme ve basınç sistemlerindeki gaz sütunları ,dolgu değişimi esnasında basınç titreşimlerini meydana getirirler. Bu titreşimleri kullanarak bir aşırı doldurma etkisi meydana getirilebilir. Bunun için titreşimlerin frekans ve faz durumlarının , motorun iş çevirimi frekansına uyması gerekir.Bunu motorda gaz değişimi sisteminin ayarlanması olarak tarif edebiliriz.Dört stroklu bir motorda , iyi bir silindir dolumu aşağıdaki şartlarda gerçekleştir-

lir :

1-Egzost supabının açılma periyodunun sonuna doğru silindirde alçak basınç, dolayısıyla mümkün mertebe düşük art gaz kalması ve silindirin iyi süpürülmüş olması.

2- Emme supabının kapanması esnasında silindirdeki basıncın büyük olması.Hat uzunluklarının ve kesitlerin ayarlanması sayesinde yukarıki şartlarda dolun yapılabilir.

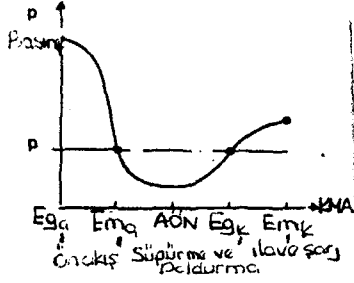


Şekil 1.5 : Dört zamanlı motorda emme ve egzost kanallarında basınç titreşimleri

Şekil 1.5 'de emme ve egzost ventilindeki basınç titreşimleri gösterilmektedir. Emmenin başlangıcında (Em.S.A.) basınç emme supabından önce küçüktür ve emen piston emme hattındaki titreşimleri harekete geçirir. Bir yarım mil devir geçtiğinde basınç max olur, emme supabı kapanır (Em.S.K. 0). Basınç titreşimi bir sonraki emme supabı açılımı esnasında ,bir dalga çukurunun emme supabının önünde bulunabilmesi ve yeni bir titreşimin başlayabilmesi için emme hattı içerisinde ilerlemeye devam eder.

Egzost supabının açılması esnasında, basınç tepesi supabın arkasında, egzost gazı darbesi sonucunda dik bir çıkışa maruz kalır. öyle bir titreşim oluşur ki, egzost supabının kapanmasına sonuna doğru ve aynı zamanda açılan emme

supabı sayesinde silindirdeki basınç oldukça düşük olur. Bu sayede bir emme dalgası oluşur ki, bu dalga taze dolguyu silindire emer.

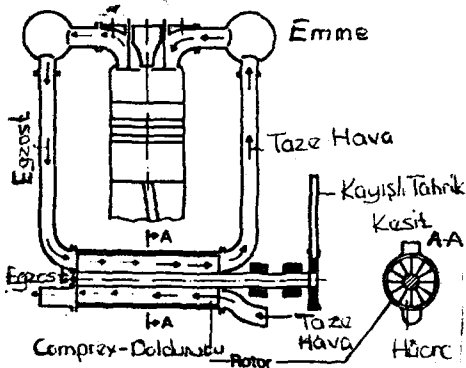


Şekil 1.6 :iki stroklu motorda dolgu değişimi esnasında silindirdeki basınç titreşimleri.

iki stroklu motorda süpürme kompresörü olmaksızın, hatların ayarlanmasıyla, aşırı doldurma yapılabilir (Şek.1.6) Süpürme periyodu esnasında silindirde düşük bir basınç hüküm sürer, bu daha sonra ilave doldurma için süratle yükselir.

Gaz sütunlarının öz frekansları hat uzunluklarına bağlı olduğundan, ayarlama yalnızca dar bir devir sayısı aralığında mümkündür. öz frekansları, motorun bütün devir sayılarına uydurmak istenirse, o zaman büyük bir teknik masraf gereklidir, çünkü hat uzunlukları motor devir sayısına bağlı olarak değiştirilir (Ref 3).

1.2.2.1-Comprex Doldurucu

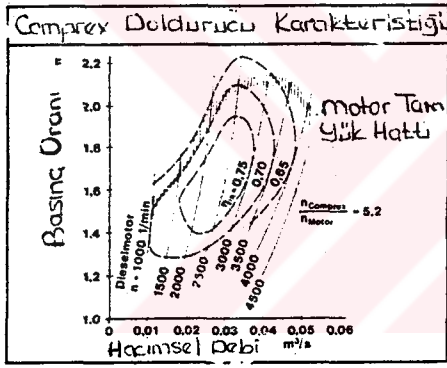


Şekil 1.7 :Comprex doldurucu.

Basınç dalgası doldurucusu Comprex adı altında Brown Boveri tarafından İsveç'te geliştirildi. Bu doldurucu konstrüksiyonu, simetrik dönen ve motor egzostunun enerjisini basınç dalgası üzerinden doldurma havasına verdiği hücreli bir merdaneden oluşmaktadır. Motorun hava ve egzost hatlarıyla bağlantılı olan merdanenin uçları, muhafaza içersinde yarıkların önünde dönerler. Bir dönme devri esnasında evvela, taze havayla doldurulmuş bir hücre Yüksek Basınç-Gaz deliğinin önüne gelir. Sıcak, basınç altında bulunan egzost, soğuk taze havaya çarpar. Bu esnada ses hızıyla hücreye doğru giden ve taze havayı sıkıştıran bir basınç dalgası oluşur. Basınç dalgası o hücredeki diğer uca eriştiğinde hücre, Yüksek Basınç-Hava deliğinin önüne gelir ve basınç dalgası sıkıştırılmış havayı motorun hava doldurma hattına iter, gaz ve hava arasındaki ayırma yüzü, hücre içersinde basınç dalgası olarak yavaşça hareket eder. Ayırma yüzü hava tarafına erişmeden önce de, hücre hava doldurma deliğinin segmanını tarafından kapatılır. Aynı zamanda gaz muhafazasında egzost girişinin deliği kapanır ve hücre egzost borusuyla birleşir. Hücrenin egzostunda bir emme dalgası oluşur, egzost gazı egzost borusundan dışarıya akar. Bu esnada rotorda, emme borusu ve sayesinde açılan kontrol deliği üzerinden taze havayı hücreye emen bir alt basınç oluşur ki böylece, basınç dalga gası devri tekrar baştan başlar.

Basınç dalgası olaylarının devir yük uyumu kumandası statorlarda cep formlu oyuklar tarafından gerçekleştirilir.

Her çalışma noktasına göre bu oyuklarda ilave basınç dalgaları meydana getirilir, ve süreç üstüste bindirilir, böylece sabit nakil oranıyla motora rahat bir tahrik mümkün kılınır. Basınç dalgası doldurucusunda sıkıştırma enerjisi direkt olarak egzost gazından tedarik edildiğinden, sürtünme ve vantilasyon kayıplarını yenmek için mekanik tahrik gücü küçüktür. Tahrik gücü motor gücünün yalnızca aşağı yukarı 0,005'i kadardır.

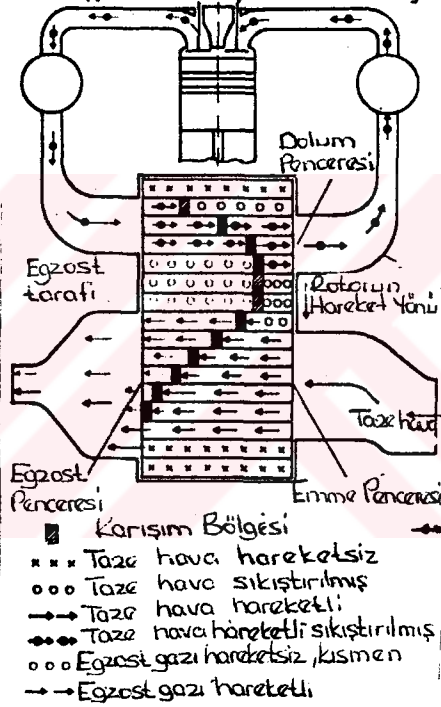


Diyagram 1.2: Comprex doldurucu karakteristiği

Diyagram 1.2 bir Comprex-Doldurucunun emme debisi ve şarj basıncına göre karakteristik alanını göstermektedir. Comprex'te ,turbo doldurucudan farklı olarak, genişleme ve kompresyon aynı cihazda meydana geldiğinden, karşılıklı bağımlılık esas itibarıyla daha kuvvetlidir. Bu nedenle, gösterilen karakteristik alan yalnızca belirli bir Doldurucu/ Motor kombinasyonu için geçerlidir(Ref 2).

1.2.2-Pulse-Converter:

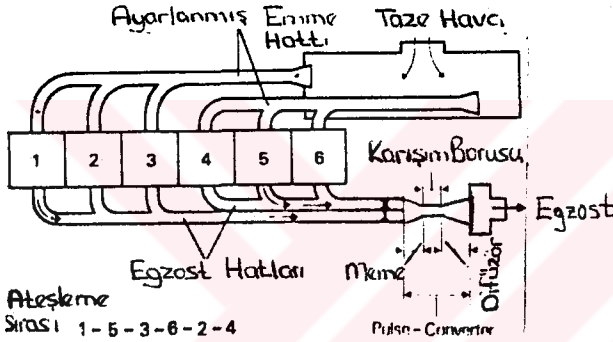
Basınç dalgalarını silindir dolumunu iyileştirmek



Şekil 1.8 :

Comprex doldurucunun çalışma prensibi.

için kullanmada diğer bir imkan Pulse-Converter (Şek.1.9) sunar Pulse-Converter, müşterek bir karışım borusunda difüzörle bağlı olarak yanyana bulunan iki memeden oluşmuştur. Difüzörde hızın basınç enerjisine dönüşmesi sayesinde öyle çok basınç meydana gelirken, egzost gazı atmosfere atılabilir. Her bir silindirin egzost hatları bu şekilde Pulse-Converter'e bağlı olduğunda nöbetleşe ,ilk olarak birinci daha sonra diğer memeden egzost gazı geçebilir.



Şekil 1.9 : Pulse-Converterli altı silindirli dört stroklu motor.

Pulse-Converter, ateşleme aralığı , egzost supabının açıklık süresinden kısa olan motorlarda kullanılabilir.Çalışma tarzı;

örneğin 1 ve 5 silindirlerinde (ateşleme sırasında birbiri ardında bulunan kısaca tarif edilebilir:

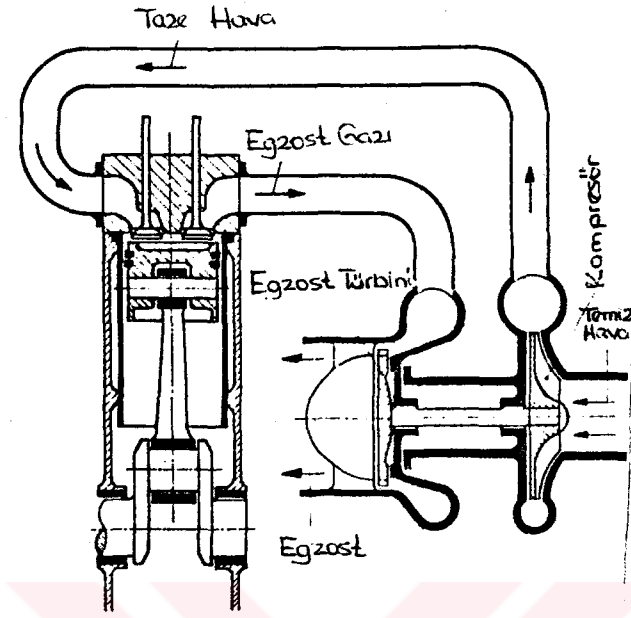
1.Silindirin egzost gazı I nolu memeden akar. Bu olayın sonuna doğru 5 nolu silindirin egzost supabı açılır ve bunun büyük basınçlı egzost gazı II nolu memede kuvvetli bir hızlanmaya ve basınç düşüşüne sebep olur. Karışım borusunda 5 nolu silindirin hızlı akan gazı 1 nolu silindirin gazıyla karşılaşır ve 1 nolu silindirin gazını hızlandırır. Bu sayede I nolu hatta 1. silindire giden kuvvetli bir emme dalgası oluşur. Supab bindirmesi neticesinde 1.silindirin

emme supabı açılır ve gelen emme dalgası taze dolguyu silindire emer. Pulse-Converter üzerindeki emme borularının ayarlanması sayesinde silindir dolumu önemli miktarda iyileştirilir(Ref1).

1.2.3- EGZOST TURBO ŞARJI

Taşıt motorları için düşünülen aşırı doldurma cihazlarından (Egzost turbo şarjcısı,mekanik doldurucu ve basınç dalgası doldurucusu)turbo doldurucu önceden gerçekleştirilmiştir. Daha 1905'te İsveç'li A.Büchi tarafından önerilen yöntem 50 sene önce büyük motorlarda seri halde kullanılmıştır ve bundan sonra sürekli olarak gelişmeye devam etmiştir. Böylece kişisel taşıt motorları için turbo doldurucusu,konstrüksiyon olarak olgunlaştırılmış,ağır yük ve sabit(stasyonner) motorlarda milyonlarca defa uygunluğu anlaşılmış bir teknik üzerine inşa edilmiştir(Ref 4).

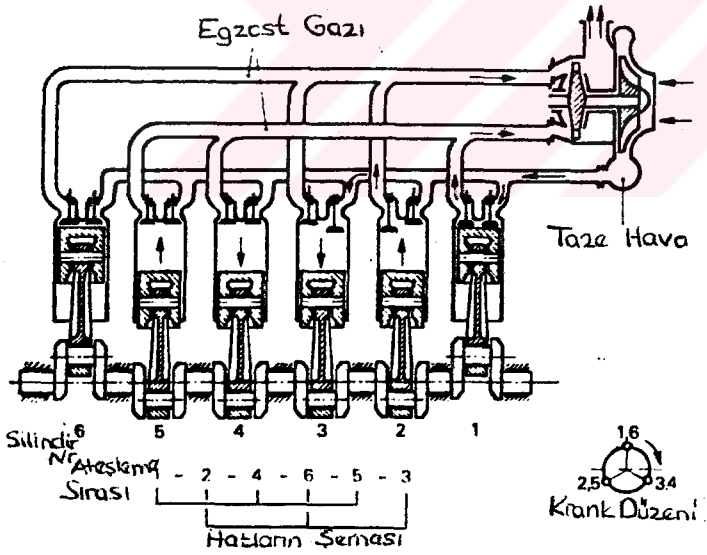
Egzost turbo şarjının bulucusu olan Albert Büchi 20. Y.y.'nin başlarında eş basınçlı gaz türbini imal etme işini üstüne almıştı. Bu türbinle yapılan denemelerde anlaşıldı ki, bu türbin işletme olgunluğuna getirilemezdi,çünkü büyük sıcaklık yükü ve kötü verim neticesinde oluşan zorlukların, o zamanlarda üstesinden gelinememişti. Büchi daha sonra , yanmalı motorların iyileştirilmesiyle uğraştı ve 1905'te eşbasınç (darbesiz) aşırı doldurma üzerine bir patent tescil ettirdi. Bu sistemde motor egzost gazları, bir biriktirme kabına akıyorlar,orada biriktiriliyorlar ve sabit bir basınçla egzost türbinine gönderiliyorlar.



Şekil 1.10 :Egzost turbo şarjcısı.

I.Dünya savaşından kısa bir süre önce Winterthur'daki Sulzer'de egzost turbo şarjlı bir deneme tesisi işletmeye alınmıştı. İyi neticelere rağmen güç yükseltilmesi ve özgül yakıt sarfiyatındaki problemler yüzünden denemeler durduruldu. Egzost turbo şarjıyla teçhiz edilmiş ilk motorlar, iki gemi için MAN-Lisansıyla imal edilmiş dört stroklu diesel motorlarıdır, bunlar 1925'te hizmete girmişti. Bu motorlardaki güç yükselmesi aşağı yukarı %40 civarındaydı. Aynı sene Dr. Büchi, aşırı doldurma sistemi üzerine "Darbeli Aşırı Doldurma" adıyla yeni bir patent aldı. Bu sistemde aynı "Eş Basıncılı Aşırı Doldurma" da olduğu gibi, egzost türbini bir kompresörü tahrik ediyor ama türbin önündeki basınç sabit değildir. Egzost gazları, direkt olarak silindirin çıkışından dar ve kısa tek boru hattı vasıtasıyla türbinin meme gruplarına sevk edilir. Egzost supablarının açılması esna-

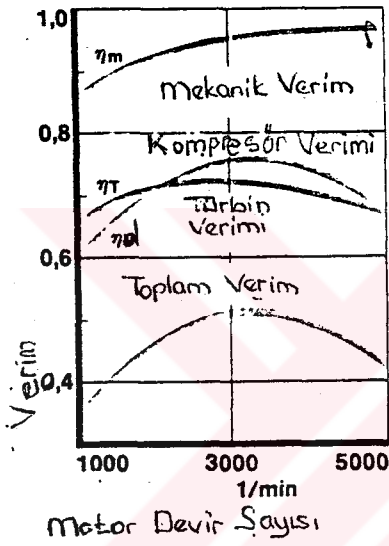
sında basınç, ilk etapta yüksektir ve daha sonra süpürme basıncının altına düşer, öyle ki silindirlerin güçlü bir şekilde süpürülmesini kolaylaştırır. Özellikle, egzostun başlangıcında yüksek olan egzost gazı enerjisi daha iyi kullanılır. Türbinlerin, farklı basınç seviyelerinde iyi verimle çalışmaları gerektiğinden, bunların yerleştirilmesi daha zor bir şekil almaktadır. Yalnızca benzer silindirler müşterek bir boru hattına bağlanabilirler, bunlarda egzost olayları birbirleriyle çakışmazlar, bunlar maximum 3 silindir olabilir. Bu nedenle çok silindirli motorlarda birçok hat türbine sevk edilir (Ref 1).



Şekil 1.11: Darbeli aşırı doldurma.

Turbo doldurucusu, esas itibarıyla müşterek bir mil üzerine yerleştirilmiş iki akım makinasından (bir egzost türbini ve bir kompresör) oluşmaktadır. Türbin egzost gazlarının ihtiva ettiği, normalde faydanılmadan atılan enerjiyi, taze havayı emen ve sıkıştırılmış havayı silindire ba-

san kompresörün tahriki için kullanılmaktadır. Bu sistemde turbo doldurucusu motorla, yalnızca hava ve egzost kitlesel akımları vastasıyla bağlantılıdır. Mekanik bir tahrike ihtiyacı yoktur ve yerleştirme durumu bakımından daima serbesttir.



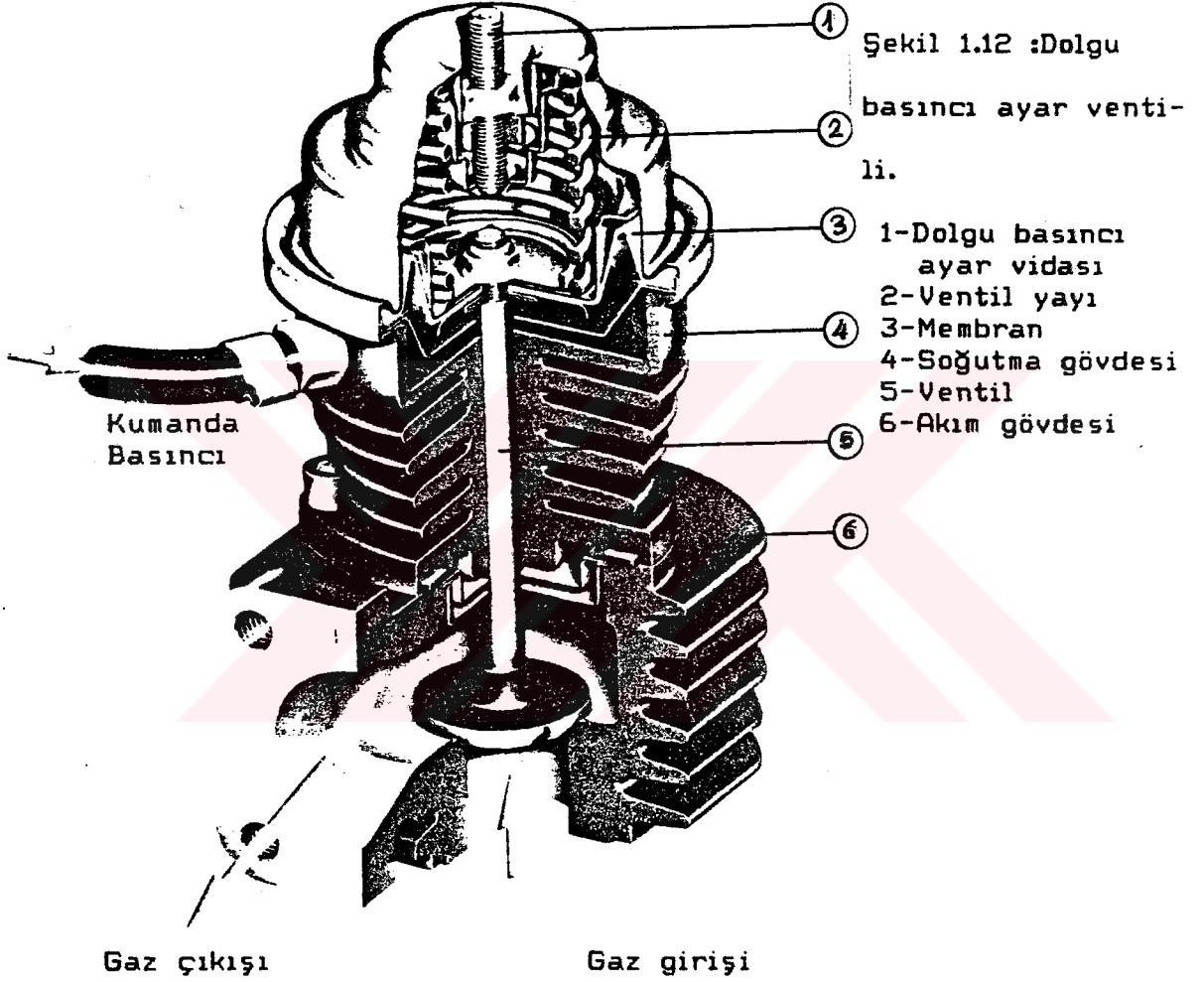
Diyagram 1.3 : Bir egzost turbo şarjcinin verimi.

Küçük kişisel taşıt tesisleri için kullanılan küçük turbo şarjcinin aşağı yukarı 150 000 d/dk devirli akım makineleri, yekpare yapı tarzlarına rağmen, aşağı yukarı 60 mm rotor çapıyla şaşılabilecek derecede yüksek verimlere sahiptirler. Küçük, dışarıdan içeriye doğru akımlı Radyal türbin de (Merkezci Türbin) verim % 70 civarındadır; her ne kadar türbinlere tipine bağlı olarak %10 'dan daha fazla çıkış kaybı yüklense de, böylece merkezci türbinin iç verimi %80- den daha fazladır.

içeriden dışarıya doğru akımlı radyal kompresörler, genellikle rotor çıkışında geriye doğru kavislendirilmiş kürelere (Kanatlara) sahiptirler. Bu yapı tarzı sayesinde, doğrusal kanatlı kompresörlere karşı, kompresörün sabit yayılma (difüzyon) alanı açıkça büyütülmüştür. Bu, yüksek devir sayısı ve difüzyon aralıklı kişisel taşıt motoruna turbo şarjçısının eklenmesinde önemlidir. Bundan başka, verim belirli bir şekilde iyileştirilir. Daha şimdiden, küçük taşıt kişisel taşıt kompresörleri için %75'ten daha iyi verim mümkündür, ağır yük taşıtlarında ve yarış motorları kompresörlerinde %80 verime ulaşılmıştır. Kaymalı yataklı klasik doldurmanın mekanik verimi de , sıcak yağda takriben % 95 kadardır, bu, soğuk-kalın yağda düşer. Motor ve Turbo Şarjçının uygun bir şekilde müşterek çalışması için yalnızca iyi verimler yeterli değildir. Özellikle kişisel taşıtlardaki turbo şarjçılarda ilave olarak, iyi dönme momenti karakteristiğine ve kabul edilebilir hızlanmaya erişmek için, regülatör müdahalesine ihtiyaç vardır.

Regüle edilmemiş bir turbo şarjçısı, türbinine mahsus yükselme oranından dolayı, yalnızca adlandırma (nominal) gücü noktasında (maximum egzost kitlesele akımı ve maximum egzost sıcaklığında) tam doldurma basıncı temin eder. Egzost sıcaklığının düşmesi (diesel motorlarında püskürtme miktarının geri beslenmesi sayesinde) veya egzost kitlesele akımının azalması (örneğin otto motorlarında gaz kelebeğinin kısılması sayesinde) doldurma basıncının düşmesine sebep

verir. Gerçi bu etkiler düşük yüklerde tamamen istenilse de, bu şekilde azalan motor devir sayısı ve azalan kitle- sel akımla doldurma basıncının düşmesi tam yük hattı boyunca istenmez.



Ağır yük taşıtlarının regüle edilmemiş turbo doldurucusuna rağmen başarılı olmasının bir çok sebepleri vardır: Evvela bunlarda darbeli aşırı doldurma yapılır, bu sistemde egzost salınımının ehtiva ettiği kinetik enerjide sürekli

şekilde kullanılır. Bu özellikle düşük basınç düzleminde önemlidir ve azaltılmış devir sayılarında bile relativ olarak yüksek doldurma basıncını gerçekler. Öyleyse darbeli aşırı doldurma bölünmüş, böylece karışık ve pahalı egzost hatlarını, dolayısıyla iki akımlı türbinleri gerektirmektedir. Buna karşı, yağma (darbesiz-biriktirmeli) aşırı doldurmada egzost, basit bir kollektör hattında biriktirilmekte ve tek takımlı bir türbin üzerinden genişletilmektedir. Ayrıca ağır yük taşıtı motorlarındaki devir sayısı aralığı, kişisel taşıt motorlarından daha küçüktür. Kişisel taşıt diesel motorlarında vasat ataklıkla yetinilirse, bu ağır yük taşıtı taslağı tamamıyla uygulanabilir.

Kişisel taşıt turbo diesel ve turbo benzinliler düşük devir sayılarında bile, eşit güçlü aynı strok hacimli emme motorlarının dönme momentine sahip olması için, turbo doldurucunun bir regülasyona ihtiyacı vardır.

Uygulanan teknik, bir doldurma basıncı ayarlama ventilinin eklenmesidir. Türbin devrinin yükselme oranı öyle seçilir ki, düşük motor devir sayılarında ve küçük kitlesel akımlarda bile tam doldurma basıncı oluşturulabilsin. Gittikçe artan motor devir sayısı ile birlikte gittikçe artan bir kısmi kitlesel akım, dolgu basınç ayarlayıcı ventili üzerinden türbin çevresinde dolaştırılır. Böylelikle doldurma basıncı, motorun tam yük hattı boyunca istenilen her değer için ayarlanabilir. Şüphesiz, türbin önündeki motorun egzost karşı basıncı, ayar aralığında gittikçe artan egzost

kitlesel debisiyle öyle artar ki, motorun dolgu basıncı ve egzost karşı basıncı arasındaki basınç farkı negatif olur. Bu, küçük seçilmiş olan türbinlerde çok etkili hissedilebilen tüketim artışına sebep olur. Devir sayısı aralığının aşağı yukarı % 50'sinde regülasyonlu ihtiyatlı türbin seçiminde bu hareketten tamamıyla kurtulunur. Konstrüktif olarak olgun, kuvvetli, güvenilir ve ucuzdur.

Adlandırma gücü noktası civarındaki, türbinin sebep olduğu tüketim kötüleşmesi, emmeli motorlarla mukayese edildiğinde ihmal edilebilir ve normal bir yük ağırlığındaki (örneğin üçte bir karışım) toplam tüketimde kesinlikle görülmez. Mikro elektroniğin eklenmesi sayesinde son zamanlarda doldurma basıncı da, motorun kısmi yük aralığında istenildiği kadar ayarlanabilmektedir. Bu, kısmen önemli miktarda ek tüketim iyileştirmesini gerçeklemektedir.

Gelecekte, şimdi mevcut olan sisteme, teknik sayesinde aşırı doldurma basıncının ayarlanması için hassas ve tabii pahalı bir çözüm getirebilir ; Türbin muhafazasının değişken bir geometrisi sayesinde . Bununla, Türbin yükselme oranı motorun egzost kitlesel akımına göre öyle uyum gösterir ki, her zaman istenilen doldurma basıncı elde edilir ve daha fazla egzost türbin etrafında dolaştırılmaz. Böylece negatif etkili çalkalama akımından ve bununla birlikte tüketim dezavantajlarından motorun dolgu basıncı ayar aralığında kaçınılır. Türbin muhafazasının herhangi bir şekilde küçültülmesi ve böylece yükselme oranının yükseltilmesi bu

sistemde de anlamlı değildir. Eskisi gibi,türbin tekeri mukavemet esasları yüzünden dik bir geometriye sahiptir ve sadece belirli bir kitlesel akım sınırında egzost enerjisini iyi bir verimle kullanabilir. Aşırı derecede küçük kitlesel difüzyonlarda verim o kadar fazla düşer ki, büyük yükselme oranına rağmen yüksek bir doldurma basıncına erişebilmek mümkün olmaz.Halihazırda çeşitli inşa tarzları araştırılmaktadır. Bunların en başarılısı ,ayarlanabilir itici kanatlı türbinler yapabilmektedir, bunlarla (ayarlanabilir kanatlarla) türbin tekerine akış açısının değiştirilmesi sayesinde yükselme oranı ayarlanır.Ama,kısmen veya tamamen ayarlanabilir spiral akımlı türbinlerde düşünülebilir.

Mevcut olan sistemlerin iyileştirilmeleri konusunda turbo şarjının doldurma tarafı üzerinde de önerilerde bulunulabilir.Şarjının mekanik verimini daha fazla iyileştirmek için ve turbo şarjının soğuk hareket esnasında sürtünme kuvvetini azaltmak için, verimleri aşağı yukarı % 98 olan sürtünmesiz (rulmanlı) yatak ilavesi düşünülebilir. Sürtünmesiz yatakların,kaymalı yataklara karşı bu avantajları uzun süreden beri bilinir. Şimdiye kadar yüksek çevresel hızlar ve yüksek yapı elemanları sıcaklıkları neticesinde mukavemet problemleri meydana geliyordu. Sürtünmesiz yatak tekniğindeki ilerleme sayesinde mukavemetli sürtünmesiz yatak ihtimali artmıştır. Yatak alanı çevresindeki yüksek yapı elemanı sıcaklıkları problemi,su soğutmalı yatak muhafazaları ilavesi sayesinde engellenebilir.Böylelikle,geleneksel yatak taslağında yapı elemanı sıcaklıkları etkili bir

şekilde azaltılmıştır. İşletme halindeki ve herşeyden önce tam yükten sonra ani gaz kesmeler de ,yüksek egzost sıcaklıklarında da yağ sıcaklıkları bugün genellikle mahzursuz düzlemde bulunmaktadır.

Yüksek egzost sıcaklıklarından en fazla egzost türbininin gaz geçen tarafları etkilenir. Türbin tekerleri bu yüzden yüksek sıcaklığa mukavemetli karakteristiklerine göre 1050°C 'a kadar egzost sıcaklıklarına kadar kullanılabilen östenit nikel alaşımlarından oluşmaktadır. Türbin muhafazası kullanma durumuna göre çeşitli dökme demirlerden oluşur, basit küresel grafit dökümünden (GGG40), % 35 nikel ilaveli (Nikel Mukavemeti D5)östenit dökme demire kadar.

Uzun vadede türbin tekerlerinde ve türbin muhafazasında ,keramik ilavesi de hesaba katılabilir. Bu madde , ısı sızdırmaz (adyabatik) motorlarda ve çevrim taslağında olduğu gibi önlemler sayesinde, egzost sıcaklıkları Otto motorlarında 1200°C sınırlarına tırmanırsa, gereklidir. Aynı zamanda keramik tekerler, gerekli 450-500 m/s'lik uzun zamanlı tekerlek çevresel hızlarına dayanmak için, oldukça yüksek mukavemet değerlerine sahip olmalıdır(Ref 4).

1.2.3.1-DÖRT STROKLU DIESEL MOTORLARININ TURBO ŞARJI

Dört stroklu diesel motoru hem yağma (darbesiz) hem de darbeli aşırı doldurmayla çalışabilir. Eklenen doldurucular önemli değildir. Pistonlar gazları türbin sayesinde yükselmiş karşı basınca karşı ittiğinden, silindirden gazları

atma esnasında zorluklar meydana gelmez. Yükseltilmiş oksijen konsantrasyonu neticesinde tutuşma gecikmesi küçültüldüğünden, yanma yumuşaktır.

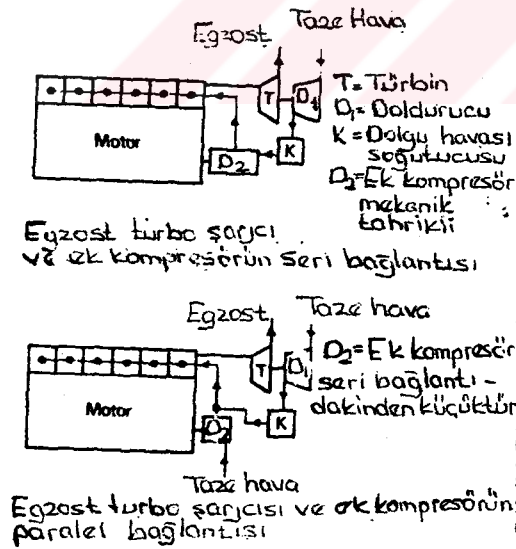
Alçak ve yüksek basınç aşırı doldurulması olarak ayrılır.(Aralarındaki sınır takriben % 50 lik bir güç artırımdır). Alçak basınç aşırı doldurması için, normal güçlendirilmemiş motorlar kullanılabilir. Supab bindirmesi 100 ÷ 146 KMA arasında yapılır, böylelikle sıkıştırma odası iyice süpürülür ve bu sayede sıcaklıklar düşük tutulur.Süpürme havasıyla iyi iç soğutma sayesinde,egzost sıcaklıkları aşırı doldurulmayan motorlardan daha yüksek değildir.

% 50 'den fazla bir güç artırımında, yüksek basınç aşırı doldurulmasından söz edilir. Motor, yüksek mekanik ve termik zorlama için planlanmış olmalıdır. Yanma basıncı 120 bar'a kadar çıkarılabilir. Gücün iki katına çıkarılması durumunda, doldurma basıncı aşağı-yukarı 2,5 bar kadardır.Soğutulmamış aşırı doldurmada sınırlar; doldurma basıncı için aşağı-yukarı 1,8 bar ve kompresörden sonraki sıcaklık için 110 C dolayındadır. Bu nedenle, yüksek basınçlı aşırı doldurmada doldurma havası soğutucusu kullanılmalıdır.Bu soğutucuda havanın,50÷60 C'ye kadar soğutulması gerekmektedir. Hava soğutucusundan motorun soğutma suyu geçer. Egzost sıcaklığı, türbin için uygun sıcaklıktan dolayı, daimi işletme durumunda 600°C'la sınırlanmıştır(Ref 1).

1.2.3.2- İKİ STROKLU DİESEL MOTORLARIN TURBO ŞARJİ

iki stroklu diesel motorlarında egzost turbo şarjı

uygulaması uzun süre beklemiştir. Evvela iki stroklu motorlarda güç artırımı için ilgi yoktu, çünkü esasen iki stroklu motorlar, dört stroklu motorlardan bu konuda daha üstünler. İki stroklu motorlarda silindirlerin ve pistonların ısı yüklenmeleri gibi zorluklar aşılacak zorundaydı. Demekki iki zamanlı motorda yüksek güç, sadece yanma sınırıyla değil, aynı zamanda uygun en yüksek piston sıcaklığıyla belirlenmiştir. Bu nedenle, aşırı doldurulan motorlardaki ısı yüklenmeleri, pratikte aşırı doldurulmayan motorlardaki seviyelerde tutmak için yeni sistemlerin geliştirilmesi gerekmektedir. Termik zorlanmaları alçak tutmak için hava, doldurucudan sonra silindire girmeden önce soğutulur ve fazla hava gönderilir.



Şekil 1.13 : Egzost turbo şarjlı ve ek kompresörlü iki stroklu motor.

Egzost gazları piston tarafından itilmeyip, aksine taze dolgu tarafından silindirden atıldığından, iki stroklu

motorların aşırı doldurması daha zor gerçekleştirilmektedir. Bu nedenle , süpürme basıncı daima türbin önündeki egzost basıncından yüksek olmalıdır. Bu talep, özellikle iki stroklu motorda, aşağıdaki tetkikte görüleceği gibi , doldurmayı güçleştirir.

Egzost türbininin veya kompresörün gücü, küçük basınç oranlarında aşağıdaki formüle göre hesap edilebilir :

$$N = \dot{V} \cdot \Delta p \quad (W)$$

\dot{V} = Hacimsel Debi (m³/s)

Δp = Basınç Farkı (N/m²)

Hacimsel debi genel eşitlikten elde edilir:

$$\dot{V} = \dot{m} \cdot R \cdot T / p$$

\dot{m} = Kitlesel Debi (kg/s)

R = özel Gaz Sabiti (J/kg K)

T = Mutlak Sıcaklık (K)

P = Mutlak Basınç (N/m²)

Türbin tarafından verilen güç, kompresör tarafından kullanılan güce eşit olmalıdır:

$$N_T = N_d$$

T = Türbin

d = Kompresör

Türbin ve kompresör verimleriyle aşağıdaki eşitlik çıkar :

$$\frac{\dot{m}_T}{P_T} \frac{R_T}{T_T} \Delta P_T \eta_T = \frac{\dot{m}_d}{P_d} \frac{R_d}{T_d} \Delta P_d \frac{1}{\eta_d}$$

$\dot{m}_T = \dot{m}_d$, $R_T = R_d$, ve $P_T = P_d$ olduğu kabul edilirse, o zaman türbinden önce gerekli egzost gazı sıcaklığını veren formül elde edilir:

$$T_T = \frac{\Delta P_d}{\Delta P_T} \cdot \frac{1}{\eta_T \cdot \eta_d} \cdot T_d \quad (1.4)$$

Yığma aşırı doldurma için kullanılan değerlere ($P_d = 1.6$ bar $P_T = 1.4$ bar, Atmosfer basıncı $P_a = 1$ bar, $\eta_T \cdot \eta_d = 0.6$ ve $T_d = 300$ K) bulunan gerekli egzost sıcaklığı :

$$T_T = \frac{1.6-1}{1.4-1} \cdot \frac{1}{0.6} \cdot 300 = 750 \text{ K}$$

$$T_T = 480 \text{ C}^\circ$$

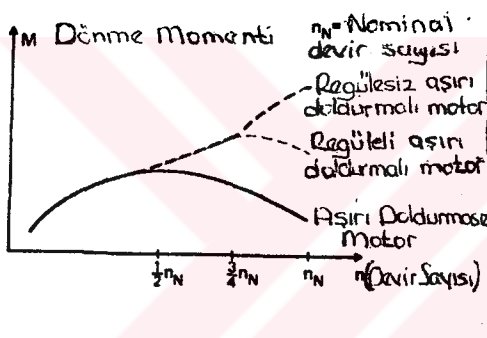
Yukarıdaki örnek gösteriyor ki, eş basınç aşırı doldurmada türbin gücünün doldurucuyu tahrik için yeterli olabilmesi için egzost sıcaklığı aşağı-yukarı 500 C°dolayında olması gerekir. iki stroklu motorlarda egzost sıcaklığı ancak 350 C°a eriştiğinden, motor yalnızca yığma (darbesiz) aşırı doldurmayla çalışamaz. Egzost turbo şarjı ile motor arasına ek bir ilave doldurucu bağlanması gerekir.

iki stroklu motoru yalnızca egzost turbo şarjıyla çalıştırmayı ancak darbeleri aşırı doldurma gerçekler. Egzost gazı enerjisi, motor gücünün değerini, egzost supablarının zamanından önce açılması sayesinde yükseltir. Ancak bu sistem, yalnızca doğru akımla süpürülen motorlarda, simetrik

olmayan kumanda diyagramıyla(egzost supablarının erken açılması) kullanılabilir. Diğer iki stroklu motorlarda, genellikle paralel bunun yanında seri olarak da egzost turbo şarjına bağlanan ek doldurucular yardımcı olur. Güç artırımı iki stroklu motorlarda aşağı yukarı %30 olur(Ref 1).

1.2.3.3-OTTO MOTORLARININ TURBO ŞARJI :

Bugün yalnızca çok az otto motorunda egzost turbo şarjı vardır. Hala büyük, güçlü motorlar küçük aşırı doldurulan motorlara tercih edilir.



Şekil 1.14 :Otto motorlarının dönme momenti karakteristiği.

Otto motorlarının küçük strok hacimlerinde akan gaz hacmi az olduğundan, türbin ve doldurucu rotorları küçük çaplı yapılmalıdır. Örneğin 3 lt hacimli bir motor için rotor çapı 65 mm ve rotor devri 100000 1/dk dır. Böyle küçük rotorlar tabii ki kötü bir verimle çalışırlar. Otto motorlarında ateşleme basıncı, aşağı-yukarı doldurma basıncıyla orantılı olarak artar. Aşırı doldurma sınırları öyle seçilmelidir ki, vuruntu meydana gelmesin. Vuruntu tehlikesinden kaçınmak için sıkıştırma oranı genellikle indirilir.

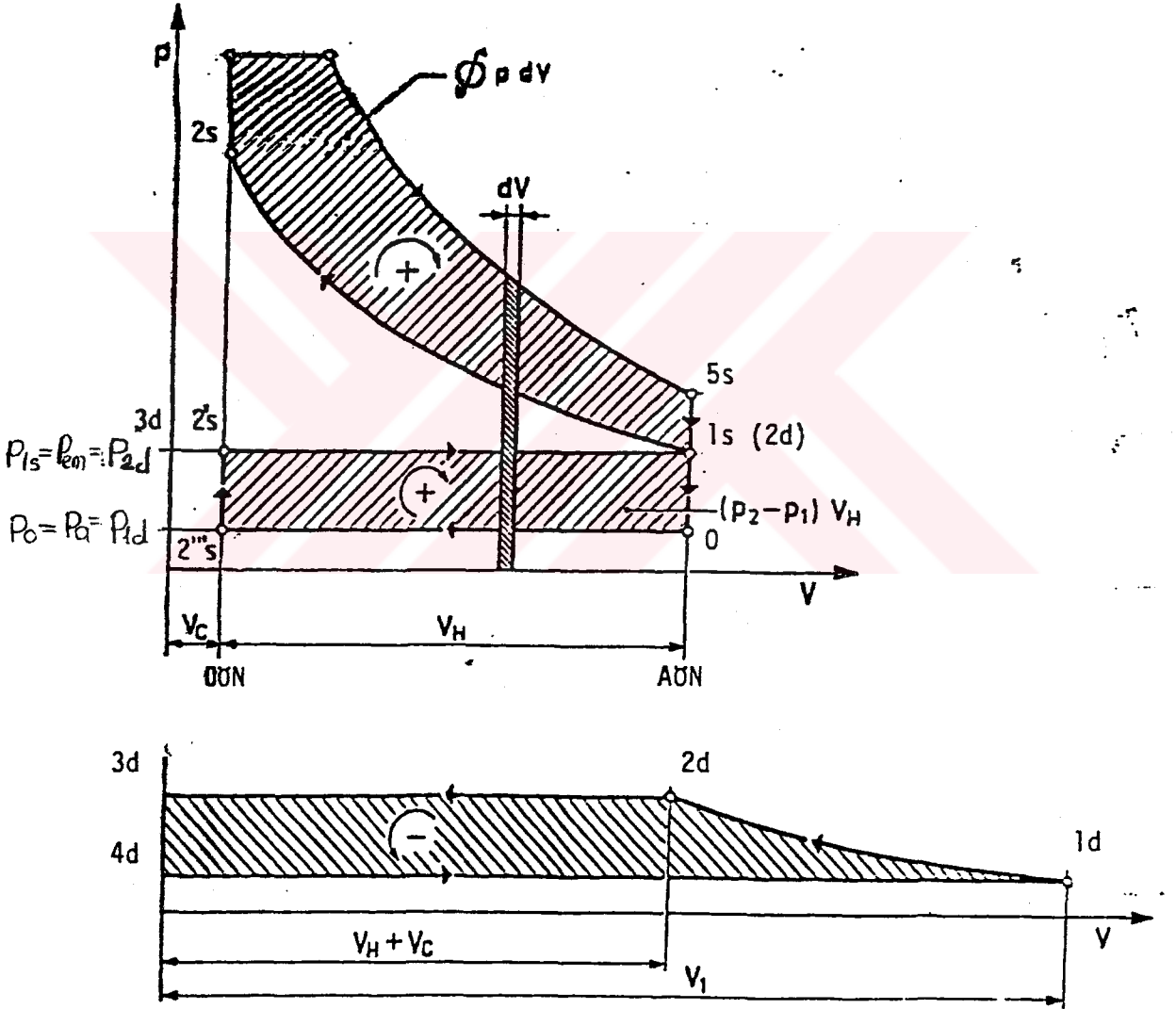
Tek açık gaz kelebeği durumunda, gerçek aşırı doldurma motorun nominal devrinin yarısında başlar, çünkü ancak

o zaman türbin yeterli egzost gazını elde eder. Doldurma basıncı, motor devir sayısının artmasıyla seri olarak yükselir ve 3/4 adlandırma devir sayısında kullanılan maximum değeri ne erişir. Bu tesbitten, egzost turbo şarjı, sayesinde uygun olmayan motor dönme momenti seyri elde edilir. Dönme momentinin iyileştirilmesi için (Düşük devir sayılarında dönme momenti büyük olmalı ve devir sayısı yükseldiğinde azalmalıdır) doldurma ünitesi regüle edilmelidir. Genellikle uygun olan en yüksek doldurma basıncına ulaşıldığında, egzost gazının bir kısmı türbine girmeden direkt olarak egzost sistemine atılır. Karbüratör hem doldurucudan önce, hem de doldurucudan sonra basınçlı karbüratör olarak tanzim edilebilir. Karbüratörlü motorların, sıkıştırma odasının etkili bir şekilde süpürülememesi gibi bir dezavantajı vardır; büyük miktarda yakıt kaybı meydana gelebilir. Bununla birlikte, egzost türbini için uygun sıcaklıklara riayet edilse bile, egzost boruları motorun soğutma havası akımı içine yerleştirilmelidir ki normal yapılmış kanatlı rotorlarda 750°C 'ı ve yüksek sıcaklığa dayanıklı rotorlarda 850°C 'ı tam yük durumunda geçmesin. Benzin püskürtmeli motorlarda diesel motorlarında olduğu gibi, sıkıştırma odası iyi süpürülür, öyle ki; motorun termik zorlanmaları ve egzost sıcaklığı kolayca uygun değerler içinde tutulabilir. Bunun yanında, süpürme esnasında yakıt kaybı meydana gelmez, egzost supabı kapatıldıktan sonra yakıt püskürtülebilir. Bu her silindir için enjektör ayrılması ve kumanda edilmesi demektir (Ref 1).

2-AŞIRI DOLDURMANIN TERMODİNAMİĞİ

2.1 - Mekanik Tahrikli Aşırı Doldurma Sistemi

Şekil 2.1 de mekanik tahrik durumunda motorun ve doldurucunun ideal P-V diyagramları çizilmiştir.



Şekil-2.1: Motor milinden mekanik olarak tahrik edilen bir aşırı doldurma sistemine ait motor ve doldurucu P-V diyagramları.

Burada:

1_a :Motor sıkıştırma başlangıcı

2' :Motor emme başlangıcı

5_a :Egzost başlangıcı

0 :Egzost genişleme sonu

P_a :Atmosfer basıncı

P_{1d} :Doldurucu giriş basıncı(bu basınç pratikte atmosfer basıncından emme havası filtresi,emme susturucusu vb.kayıpları kadar daha düşüktür)

P_{2d} :Doldurucu sıkıştırma sonu basıncı

P_{em} :Motor emme supabı önündeki basınç(bu basınç P_{2d} basıncından emme kanalındaki veya varsa ara soğutucudaki kayıplar kadar daha düşüktür)

P_{1s} :Sıkıştırma başındaki silindir basıncı(bu basınç,emme supabındaki kısılma kayıpları kadar P_{em}'den daha düşüktür.

V_e :ölü hacim

V_h :Strok hacmidir.

Doldurucu tarafından P_{2d} basıncına kadar sıkıştırılan doldurma havası,bu basınçta 3d noktasına kadar,yani ölü hacim de dahil olmak üzere silindire sokulmaktadır.Doldurma sırasında dışarıya ısı kaybı olmadığı kabulü ile, doldurucu tarafından yapılan adyabatik iş:

$$(*) \quad L_{d-2d} = P_{1d} V_{1d} \frac{k}{k-1} \left(1 - \left(\frac{P_{2d}}{P_{1d}} \right)^{\frac{1}{k}} \right) \quad (2.1)$$

dir.Bu iş motor milinden alınmaktadır,işareti (-)dir.

Motor tarafında ise aşırı doldurma basıncı altında, pistonun AÖN'ya hareketi 2' noktasından P_{2d} basıncı ile başlamaktadır. 1' de sıkıştırma ile başlayan iş çevrimi, 5. egzost basıncından sonra 0 genişleme sonuna kadar devam etmektedir. (0-2''') arası, dolgu değişimi çevriminin sabit basınçtaki egzost kısmıdır.

Görüldüğü gibi dolgu değişimi işi (2' - 1' - 0 - 2''' alanı) pozitif olup, toplam çevrim işi:

$$L_c = \int p \, dV + (P_{2d} - P_{1d}) V_h \quad (2.2)$$

şeklinde iş çevrimi ve dolgu değişimi çevrimi işlerinin toplamı olacaktır.

Motorun verdiği toplam iş artmış gibi görünmekte ise de doldurucu işi (-) motor milinden alındığından ve bu iş dolgu değişimi işinden (taralı alanlar kadar),

$$L_{d-2d} > (P_{2d} - P_{1d}) V_h$$

Şeklinde büyük olduğundan, sonuçta toplam motor işi küçülmektedir. Bu nedenle motor milinden yapılan mekanik tahrikli aşırı doldurmada toplam motor veriminde her zaman bir düşme görülecektir. Verimdeki azalma, sıkıştırma sonu basıncı (P_{2d}) büyüdükçe önemli değerlere ulaşabilir. Örneğin $P_{m0} = 1.8 \text{ MPa}$ ortalama efektif basınç elde etmek için gerekli yüksek P_{2d}/P_{1d} sıkıştırma oranlarında motor çıkış mili gücündeki azalma % 30'lara varabilir. (Ref.3)

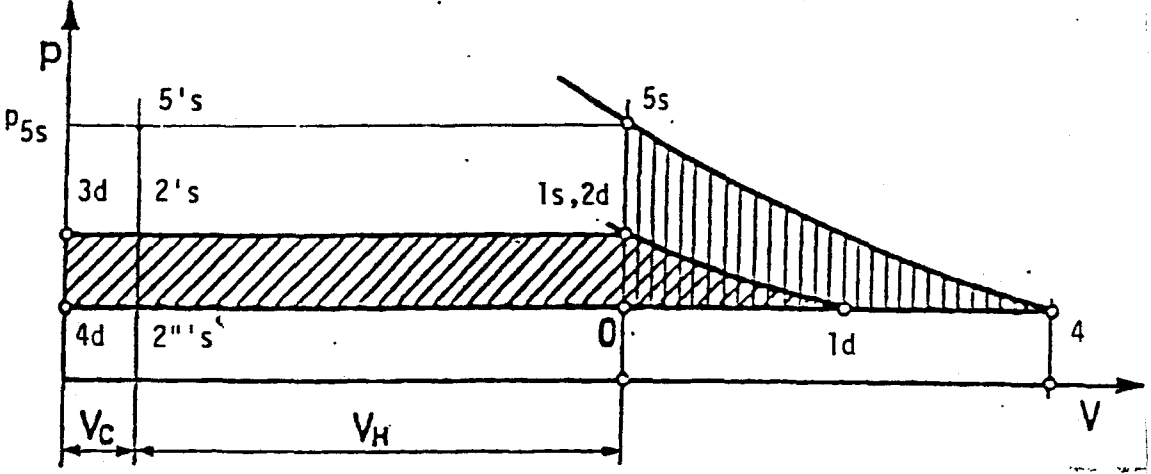
(*) $L_{d-2d} = m(\dot{u}_{1d} - \dot{u}_{2d}) = mC_p(T_{1d} - T_{2d}) = mC_p T_{1d} (1 - T_{2d}/T_{1d})$
 $mT = pV/R$, $R = C_p(k-1)/k$, adyabatik sıkıştırmada
 $T_2/T_1 = (P_2/P_1)^{1-1/k}$ ile $L_{d-2d} = pV \frac{k}{k-1} (1 - (P_2/P_1)^{1-1/k})$
 $P_2 > P_1$ olduğundan $L_{d-2d} < 0$ ($P = N/m^2$, $V = m^3$, $m = \text{kg}$, $L = Nm$)

fere atılmaktadır. (P_4) basıncı türbin çalışma şartlarına bağlı olarak (P_a) atmosfer basıncında veya bunun biraz üstünde değerler almaktadır.

Türbine doğrudan bağlı olan doldurucu (1_d)'den aldığı atmosfer havasının basıncını (P_{2d})ye kadar yükselttikten sonra emme periyodu sırasında ($2'_s-1_s$) boyunca silindire sokmaktadır. Egzost karşı basıncı türbin giriş basıncına yaklaşık olarak eşit ($P_{2d} = P_{3t}$) kabul edilirse havanın silindire girişi ($P_{2d} - P_{3t}$) basınç farkı altında olmaktadır. Atmosfer havasının sıkıştırılması sırasında türbin tarafından sağlanan iş ($3_t-4-4''-3''$) alanıdır. Doldurucunun yaptığı iş ise, motor ölü hacmi de doldurulduğuna göre, ($1_d-2_d-3_d-4_d$) alanı olup, bu türbin işine eşittir. Egzost gazlarının akış yönü doldurucudan türbine doğru olduğuna göre her zaman ($P_{2d} > P_s > P_{3t}$)'dir. Bu durumda görüldüğü gibi, motor dolgu değişimi işi olan ($1_s-1'_s-2''_s-2'_s$) alanı pozitif olup, bu iş net olarak motor çevrim işine katılmaktadır. Bu nedenle ETAD durumunda toplam motor veriminde genel olarak artma görülür. (Ref.5)

2.2.2-Egzost Gazlarının işi

Şekil 2.3.de egzost gazlarının teorik olarak yapabilecekleri iş (5_s-4-0) alanı ile verilmiştir. Doldurucunun işi ise yine ($1_d-2_d-3_d-4_d$) alanıdır. Doldurucu işi, toplam dolgu değişimi işinden ($2'_s-1_s-0-2''_s$ alanı) büyük olmakla beraber, bu iş artık egzost gazlarının enerjisinden karşılandığı için verim düşmesi söz konusu değildir.



Şekil 2.4: Egzost gazlarının ve doldurucunun işi

Egzost supabının (5_s) noktasında açılmasıyla (4) noktasına kadar genişleyen egzost gazlarının teorik olarak yapabilecekleri iş

$$L_{e0} = \int_{5s}^4 P dV - P_4 (V_4 - V_{5s}) \quad (2.3)$$

olup, 5_s-4 genişleme eğrisinin adyabat olduğu kabulü ile

$$V_4 = V_{5s} (P_{5s}/P_4)^{1/k}$$

$$V_{5s} = V_{1s} = R T_{5s} / P_{5s}$$

yazılıp bu integral alınırsa (2.4) ;

$$L_{e0} = \frac{R T_{5s}}{k-1} (1 - (P_4/P_{5s})^{1-1/k}) - P_4 \frac{R T_{5s}}{P_{5s}} ((P_{5s}/P_4)^{1/k} - 1)$$

olur. Egzost gazlarının enerji seviyeleri genel olarak doldurma işinin gerektirdiğinin çok üstündedir. Sayısal bir örnek vermek gerekirse:

$$T_{e0} = 1200 \text{ K}, P_{5s} = 0.8 \text{ MPa}, P_4 = 0.1 \text{ MPa} (10^5 \text{ N/m}^2 = 1 \text{ bar})$$

motor değerleri ve

$$R = 287 \text{ J/kgK}, k = 1.4$$

egzost gazı değerleri ile 1 kg egzost gazı başına

$$L_{e0} = +2.38 \cdot 10^5 \text{ J/kg} \quad \text{elde edilir.}$$

buna karşın $P_{2d} = 0.2 \text{ MPa}$ lık bir doldurma basıncı için gerekli doldurucu işi

$$L_{d-2d} = C_p T_{1d} \left(1 - \left(\frac{P_{2d}}{P_{1d}} \right)^{1-1/k} \right)$$

ifadesinden ,egzost gazlarının sabit basınç özgül ısısı

$$C_p = 1005 \text{ J/kgK} \text{ değeri için}$$

$$L_{d-2d} = -0.65 \cdot 10^5 \text{ J} \quad \text{bulunur.}$$

Görölmektedir ki teorik olarak elde edilebilecek işin yalnızca %27 kadarı doldurma işi için yeterlidir.Ancak,pratikte doldurma işi için,egzost gazlarının enerjisinin % 100'ünden yararlanılamaz.Gerçekten,ister egzost gazları türbine gönderilmeden önce atmosfer basıncına kadar genişletilerek, bütün enerjileri hız enerjisine çevrildikten sonra bir aksiyon türbininde kullanılsın,isterse,bir diğer aşırı durum olarak,egzost gazları egzost basıncı ile türbine gönderildikten sonra türbin içinde atmosfer basıncına kadar genişletilsinler,gerek egzost supabındaki gerekse türbindeki genişleme ve turbilans kayıpları oldukça büyük değerlere ulaşmaktadır.Egzost supabındaki genişleme verimi 0.8 ,türbinin toplam verimi 0.7,doldurucunun toplam verimi 0.8 alınırsa, egzost gazlarının toplam enerjisinin ancak % 45'i doldurma için hazır demektir.Yukarıda verilen örnek durumunda bu defa kalan işin % 65 kadarı doldurmada kullanılacaktır.

. Böylece egzost gazlarının genişlemesiyle elde edilebilecek en büyük türbin gücü ile doldurucu için gerekli güç arasındaki farkın, özellikle yüksek aşırı doldurma oranları veya yüksek güçlerde pek fazla olmadığı anlaşılmaktadır. Ayrıca, motor boşta veya düşük yükte çalışırken alçak bir hızda dönmekte olan türbinin, ani güç isteklerine cevap vermek üzere yüksek devirlere hızla çıkabilmesi için belli bir yedek gücün bulunması gerekmektedir. Yedek güç durumu, düşük doldurma dereceleri için oldukça iyidir. Örneğin; $P_{3a} = 0.42 \text{ MPa}$ $P_{2a} = 0.105 \text{ MPa}$ için, diğer değerler önceki örnekteki gibi kalmak üzere W_{a-3a} , teorik egzost gazları işinin yalnızca % 3'ü tutmaktadır. (Ref.3)

2.2.3- Egzost Gazları Enerjilerini Kullanma Yolları

Egzost supabı açıldığında egzost gazları, basınç ve sıcaklık enerjilerine sahip olarak silindirden çıkarlar. Teorik olarak egzost gazlarının bu enerjilerini üç şekilde kullanarak türbini tahrik edebiliriz.

(i) Tam Genişlemeli Tahrik

Tam genişlemeli tahrikte egzost gazları egzost supabından çıktıktan hemen sonra P_4 türbin çıkış basıncına kadar genişletilerek, basınç enerjileri bütünüyle kinetik enerjiye çevrilmektedir. Bu gazlar daha sonra bir aksiyon türbinini tahrik ederler. Ancak bu durumda egzost supabının silindir ve egzost kanalı taraflarındaki basınç farkı, $(P_{3a} - P_4)$ gibi çok büyük bir değer alacağından, supaptaki hızlar ses hızı mertebelerine ulaşır ve kısılma kayıpları çok büyük olur. Bu

nedenle bu metod hiç kullanılmamaktadır.

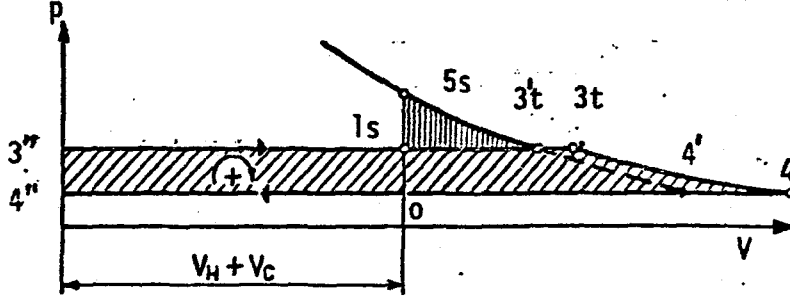
(ii) Tam Basıncılı Tahrik

Tam basınçlı tahrikte egzost basınçları hiç düşürülmeden (P_{e_2}) basıncı ile türbin girişine getirilir ve (P_4) basıncına kadar genişleme reaksiyon türbini içinde olur. Bu metod ancak 4 zamanlı motorlarda uygulanabilir. Çünkü bu şekilde tahrikte egzost karşı basıncı ile silindir basıncı aynı değerlerde olduklarından, egzost gazları silindirden türbine ancak piston tarafından bir iş harcanarak gönderilebilirler. Bu, pistona fazladan bir iş (Şekil 2.3'deki $5_2-1_2-2'_2-5'_2$ alanı) yaptırmak anlamına gelmektedir. Pistona bu iş yaptırılrsa bile ölü hacimde (P_{e_2}) basıncında egzost gazları kalmaktadır. Ayrıca bu durumda bütün genişleme türbin içinde olduğundan, türbin verimi düşmektedir. Bu bakımdan bu yol da optimum bir yol değildir.

(iii) Yarı Genişlemeli Tahrik

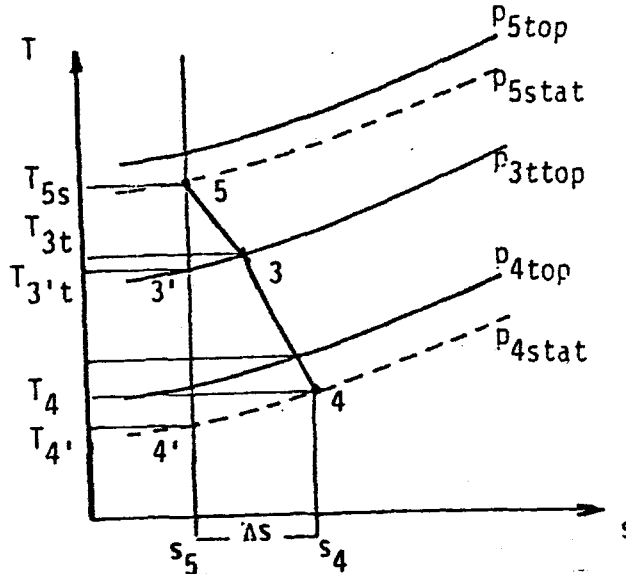
Genel olarak en iyi çözüm ilk genişlemeyi yaklaşık olarak, doldurma basıncı (P_{e_d})'ye kadar yapmak ve (P_{3t}) türbin giriş basıncını bu seviyede tutmaktır. Akışın doldurucudan türbine doğru gerçekleşebilmesi için 4 ve 2 zamanlılarda her zaman ($P_{e_d} > P_{3t}$) şartı sağlanmalıdır. 4 zamanlılarda egzost zamanının sonuna doğru ve ancak kısmi yüklerde (P_{3t})'nin bir miktar (P_{e_d})'nin üstüne çıkmasına izin verilebilir. Bu şekilde supap bindirmesi sırasında bir miktar geri süpürme (egzost gazının silindire geri dönüşü) ve yine bir miktar

piston pompalama işi göze alınarak türbin gücü artırılabilir. Egzost gazlarının genişleme kayıpları, motor-türbin p-V diyagramını Şekil 2.5.'deki gibi değiştirmektedir. Teorik



Şekil 2.5: Genişleme kaybı nedeniyle türbin giriş şartlarının değişmesi

olarak (5s-4-0) alanına denk bir enerjiye sahip olan egzost gazları genişlerken yaklaşık (5s-3't-1s) alanı kadarlık enerji, sürtünme ve türbilans kayıpları nedeniyle ısıya çevrilmektedir. Bununla birlikte genişleme sonucu ulaşılan gerçek sıcaklık (T3t) izentropik bir genişleme olsaydı erişilecek olan sıcaklık (T3't)'den daha büyüktür. Bu durumda Şekil 2.6'da, egzost gazlarının supapta ve türbin içinde genişlemesine ait T-S diyagramı üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 2.6 :Motor ve türbin çıkışı arasında egzost gazlarının entropilerinin değişimi

Kayıplar nedeniyle, genişleme sırasında 5-3'-4' yolu yerine 5-3-4 yolu izlenmektedir. Genişleme sonunda egzost gazlarının toplam entropisinde $(S_4 - S_5)$ 'lık ve sıcaklığında da $(T_4 - T_4')$ 'lük bir artış ortaya çıkmaktadır. Gerçek genişlemeyi veren bu T-S diyagramı üzerindeki basınçlar da gerçek durumu yansıtacak şekilde kısmen statik basınç (P_{stat}) ve kısmen de toplam basınç olarak alınmışlardır. Toplam basınç statik basınç ve kinetik enerjinin toplamı olup, V_5 silindir gazlarının hızı, V_{t0} türbin giriş hızı, V_{t0} türbin çıkış hızı olmak üzere ;

$$P_{5s \text{ top}} = P_{5s \text{ stat}} + 0.5 v_5^2 \quad (2.5)$$

$$P_{3t \text{ top}} = P_{3t \text{ stat}} + 0.5 v_{t0}^2 \quad (2.6)$$

$$P_{4 \text{ top}} = P_{4 \text{ stat}} + 0.5 v_{t0}^2 \quad (2.7)$$

dır. Pratikte silindir gazlarının hızından ve egzost gazlarının türbinden çıkış hızından faydalanılamadığı için, basınçlar ($P_{5s \text{ stat}}, P_{3t \text{ top}}, P_{4 \text{ stat}}$) olarak alınmıştır. (T_{3t}) sıcaklığı, bazı basitleştirici kabullerle yaklaşık olarak bulunabilir. Bu kabuller:

- Egzost supabının açılması ile gazlar (P_{5s}) basıncından (P_{3t})' ye kadar izentropik olarak sonsuz genişlerler. Ancak bu genişleme sonucu sıcaklıktaki düşme daha sonra aerodinamik kayıplar sonucu yeniden kazanılır. Böylece gazların iç enerjileri değişmemektedir,

- ilk genişlemeden sonra silindir gazları piston tarafından (V_{5s}) hacminden süpürülerek yine (P_{3t}) basıncında

V_{e0} egzost sistemi hacmine kadar sıkıştırılırlar, şeklinde olup, egzost sisteminin hacmi için ($V_{e0} = V_{3t} - V_{5e}$) yazabiliriz. İç enerji kaybı olmadığına göre, U_{5e} silindir gazları iç enerjisi

$$U_{5e} = U_{3t} + P_{3t} (V_{3t} - V_{5e}) / m_{e0} \quad (\text{j/kg}) \quad (2.8)$$

yazılabilir. Burada (m_{e0}) egzost hacmindeki gaz kütlesi olup bu ifade

$$U = i - Pv$$

ve özgül hacim ($v = V/m$) ile, entalpiler (i : j/kg) cinsinden

$$i_{5e} - P_{5e} v_{5e} = i_{3t} - P_{3t} v_{3t} + P_{3t} (v_{3t} - v_{5e}),$$

$$i_{5e} - i_{3t} = P_{5e} v_{5e} (1 - P_{3t} / P_{5e})$$

şeklinde yazılırsa, burada

$$i = C_p T, \quad R = C_p - C_v, \quad C_p / C_v = k$$

kullanarak

$$T_{5e} - T_{3t} = \frac{R T_{5e}}{C_p} (1 - P_{3t} / P_{5e}), \quad (2.9)$$

den

$$T_{3t} = T_{5e} \left(1 - \frac{k-1}{k} (1 - P_{3t} / P_{5e})\right) \quad (2.10)$$

elde edilir. Eğer egzost genişlemesi sırasındaki ısı kayıpları ihmal edilecek olursa bu şekilde bulunan sıcaklık, izentropik genişleme ile erişilen (T_{3t}) sıcaklığından 80-100 K daha büyük çıkmaktadır. (Ref.5)

2.2.4 Türbin ve Doldurucunun Gücü, Sistemin Toplam Verimi

Isı kayıpsız (adyabatik) türbin işi Şekil 2.5 deki (3t-4-4''-3'') alanı olup, bu alanın değeri

$$L_{t-aa} = R_{ee} T_{3t} \frac{k}{k-1} (1 - (P_4 / P_{3t})^{1-1/k}) \quad (\text{j/kg}) \quad (2.11)$$

veya (m_t :kg) türbin gazı için

$$L_{t-aa} = m_t C_{pe} T_{3t} (1 - (P_4 / P_{1d})^{1-1/k}) \quad (\text{j}) \quad (2.12)$$

dir.Burada (R_{ee}) egzost gazının gaz sabitidir.Aynı şekilde

(m_d :kg) doldurucu havası miktarı için doldurucu işi

$$L_{d-aa} = m_d R_n T_{1d} \frac{k}{k-1} (1 - (P_{2d} / P_{1d})^{1-1/k}) \quad (2.13)$$

veya,daha önce verilmiş olan doldurucu işi

$$L_{d-aa} = m_d C_{pn} T_{1d} (1 - (P_{2d} / P_{1d})^{1-1/k}) \quad (2.14)$$

yazılabilir.

Gerek doldurucu ve gerekse türbindeki ısı kayıplarını k adyabatik üs yerine n politropik üs değeri kullanarak hesaba sokabiliriz.Ancak bundan daha önemli olan,mekanik ve aerodinamik kayıpları içeren bir doldurucu ve türbin verimi tanımlamaktır.Doldurucu verimi (η_d) ve doldurma havası debisi (\dot{m}_d) ise doldurucu için gerekli güç

$$N_d = \dot{m}_d C_{pn} T_{1d} (1 - (P_{2d} / P_{1d})^{1-1/n}) / \eta_d \quad (\text{W}) \quad (2.15)$$

ve türbin verimi (η_T),egzost gazı debisi (\dot{m}_t) ise,türbin mil gücü

$$N_t = \dot{m}_t C_{pe} T_{3t} (1 - (P_4 / P_{3t})^{1-1/n}) \cdot \eta_T \quad (\text{W}) \quad (2.16)$$

olur.Sistemin toplam verimi ise

$$\eta_o = \eta_T \eta_d \quad (2.17)$$

şeklinde tanımlanmaktadır.

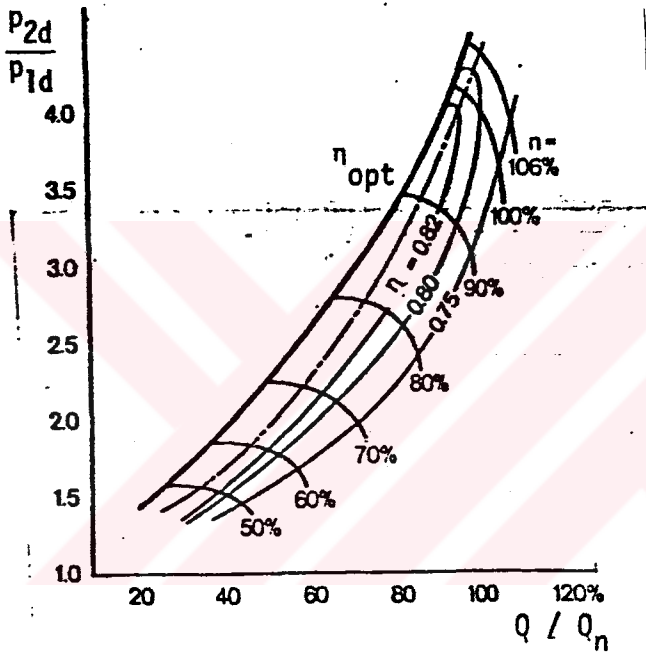
Rejim halinde çalışmada türbin ve doldurucu güçleri eşit o-

lacağından,(2.15)ve(2.16) ifadelerinin eşitlenmesi ile sistem verimi (2.18);

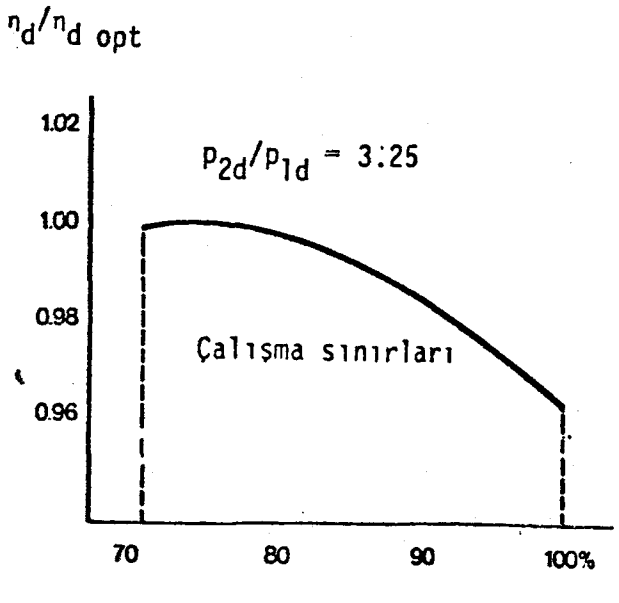
$$\eta_{s,tot,stat} = \frac{m_d C_{pH} T_a (1 - (P_{2d,stat} / P_a)^{1-1/n})}{m_t C_{peg} T_{3t} (1 - (P_{4,stat} / P_{3t,tot})^{1-1/n})}$$

elde edilir.Bu tanımlamada,doldurucu çıkışındaki yüksek hızların motor tarafından kullanılmadığı ve türbin çıkışındaki hız enerjisinin ise atmosfere atıldığı gerçeğinden hareket ederek doldurucu çıkış basıncı ve türbin çıkış basıncı statik alınmıştır.Ayrıca,doldurucu giriş basıncı ve giriş sıcaklığı,atmosfer şartlarına (P_a, T_a) eşit alınarak,verimin filtre veya susturucu kayıpları veya doldurucu havasının girişte ısınması nedeniyle ,yapay olarak büyük görünmesi önlenmiş olmaktadır. $\eta_{s,tot,stat}$ gösterimi basınç değerlerinin yukarıda açıklandığı şekilde kısmen toplam (total) ve kısmen statik alındığını ifade etmektedir.Santrifüj doldurucuların verimleri basınç oranı ve debiye bağlı olarak geniş bir aralıkta değişmektedir.En iyi değer olarak 0.85 gibi değerlere erişmek olanaklıdır.Şekil2.7 de MAN firmasının ürettiği bir doldurucunun veriminin,çeşitli çalışma şartlarında değişimi görülmektedir.Şekil2.8 de ise gene aynı firmanın, aynı dış çapa ancak farklı genişliklere sahip bir seri doldurucu çarkının verim eğrileri zarfı verilmiştir.Görüldüğü gibi,verim ,genişçe bir debi aralığı için en iyi verime sahip çarkın verimine göre ,ancak % 4 kadar değişmektedir.Buda her bir çarkın en iyi verim eğrisinin,stabil çalışma sınırı

na yeterli uzaklıkta kalması ile sağlanabilmektedir. Böylece aynı ana geometriye sahip çarklar üzerinde yalnızca bazı yapısal değişiklikler yaparak, tek bir doldurucuyu % 70 ile % 100 arasında değişen nominal debiler için çok az bir verim değişmesi ile kullanmak mümkün olmaktadır.

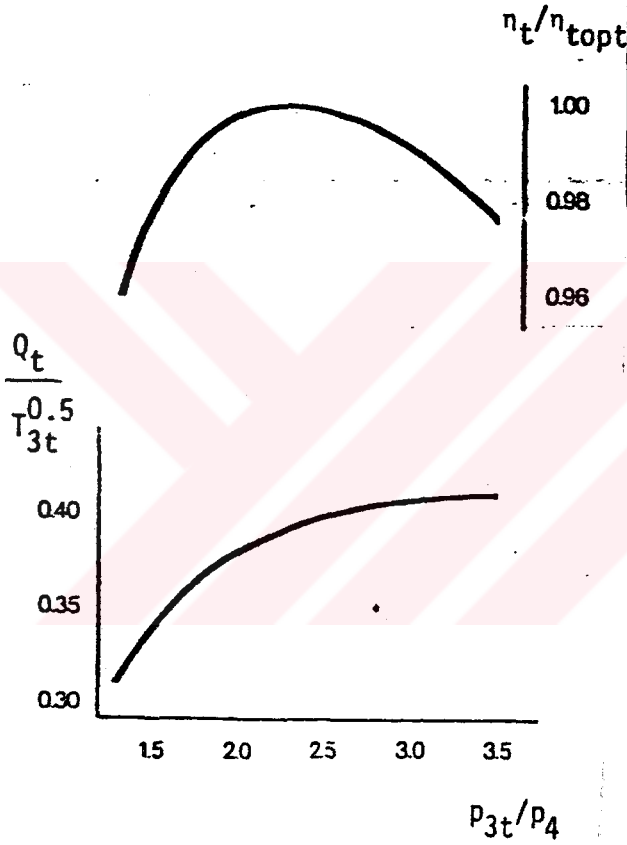


Şekil 2.7 -MAN NA tipi bir turbo doldurucu ünitesinin doldurucu karakteristiği



Şekil 2.8: MAN doldurucu serisinin en büyük verim eğrileri zarfı

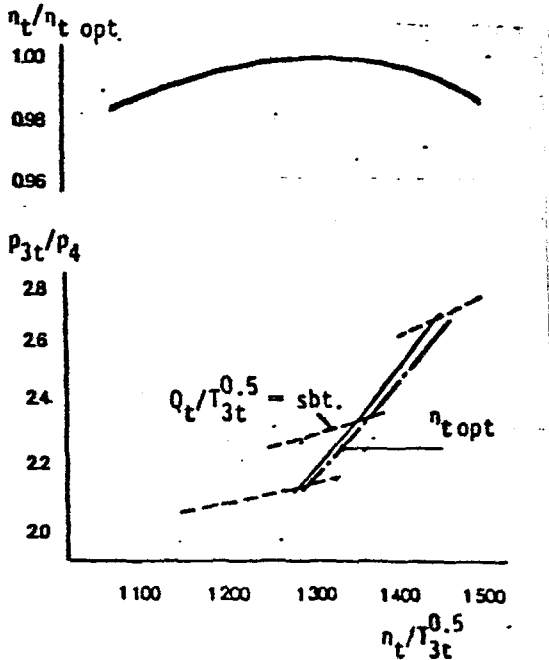
Doldurucu verimlerine benzer olarak türbin verimi de P_{3t}/P_4 basınç oranına ve \dot{m}_{3t} egzost debisine ,dolayısıyla motor çalışma şartlarına bağlı olarak değişmektedir.Şekil2.9 da tipik bir türbin verimi değişimi verilmiştir.



Şekil2.9 -MAN NA 57 tipi türbinin veriminin değişimi

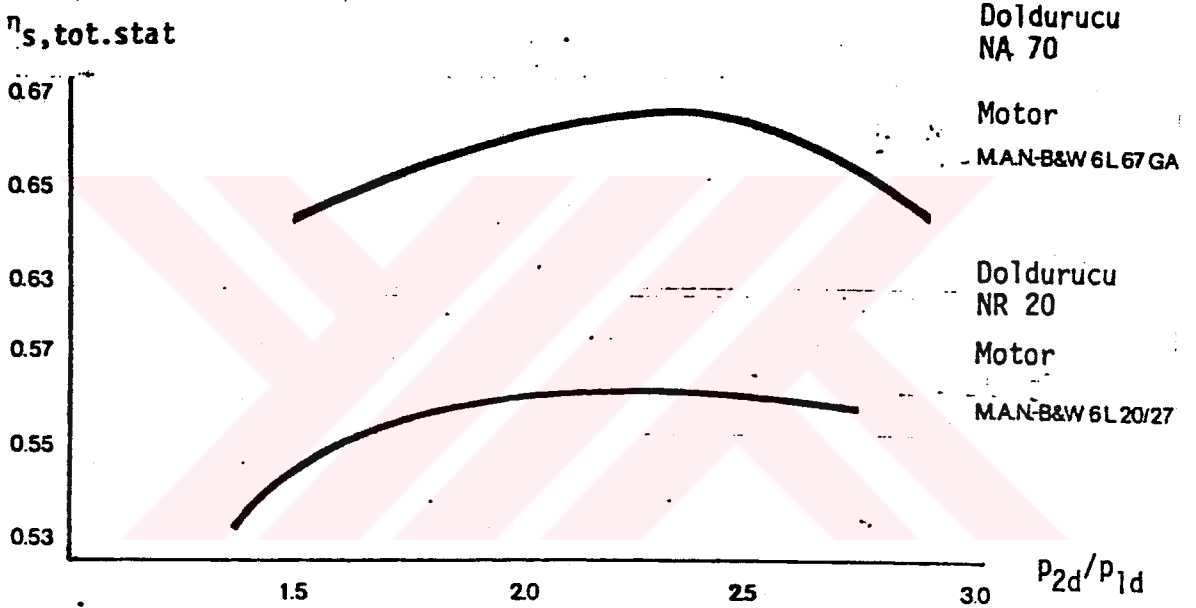
örnek alınan türbin MAN MA 57 tipi eksenel türbindir.Mekanik türbin verimi ile adyabatik türbin veriminin çarpımları toplam türbin verimi olarak alınmış ve bu değer türbin karakteristiği içinde basınç oranına göre beliren optimum verim ile karşılaştırılmıştır.Eksenel türbin için önemli bir parametre olan $\dot{Q}_t / T_{3t}^{0.5}$ göreceli türbin debisinin (\dot{Q}_t şacimsel türbin debisi) basınç oranı arttıkça belli bir sınıra değere ulaştığı görülmektedir. Bu sınır değerinde türbin

kanatları veya yönlendirici kanatları arasında ses hızına erişilmekte ve türbin giriş basıncı arttırılmadıkça, türbin debisi, dolayısıyla türbin gücü daha fazla artmamaktadır. Bu aerodinamik blokaj olayı aksenel türbinlerin güçlerine sınır getirmektedir. Ancak, kanat boyları ve açıları ile oynayarak $(Q_t/T_{3t}^{0.5})$ nın sınır değerine ulaştığı yer nominal tasarım noktasına göre bir miktar kaydırılabilir. Radyal türbinlerde ise önemli kriter, türbin girişinde ses hızına erişilmesi değil, santrifüj kuvvet etkisiyle artan toplam çıkış çıkış basıncı ile, türbin çarkı giriş basıncı farkının azalmasıdır. Azalan basınç farkı ile debi de azalacaktır. Bu bakımdan radyal türbinlerde basınç oranından daha çok dönme sayısının verime etkisini ilk plana çıkarmak daha uygundur. Şekil 2.10'da MAN NR 20 radyal türbininin verim karakteristiği verilmiştir. n_t türbin dönme sayısı olmak üzere $n_t/T_{3t}^{0.5}$ göreceli dönme hızı arttıkça aynı debiyi verecek basınç oranının $(\Pi_t = P_{3t}/P_4)$ artması, yani türbin giriş basıncının bü-



Şekil 2.10: MAN NR 20 tipi türbinin veriminin değişimi

Şekil 2.11 de toplam sistem veriminin motor çalışma şartlarına göre değişmesine sayısal örnek olarak MAN firması tarafından üretilen doldurma ünitelerinin toplam verimleri verilmiştir. Toplam verimin bağlı olduğu bir parametre de sistemin büyüklüğüdür. Sistem büyüdükçe, kaçaklar ve kısa devre kayıpları, mekanik ve aerodinamik kayıplar göreceli olarak azalacağından, verim büyümektedir. (Ref.5)



Şekil 2.11- MAN NA ve NR serisi doldurucularının motor üzerinde çalışmada ölçülmüş toplam verimleri

örneğin:

700 mm çapta bir sistem için (MAN NA70) toplam verim 0.67

gibi bir değere ulaşırken, 200 mm çaplı sistemde (MAN NR 20)

bu değer 0.57'de kalmaktadır.

Kullanılan Birimler :

m (Kütle) : kg

T (Sıcaklık) : K

N (Güç) : kg/s j/kg = j/s = W

C_p , C_v (özgül ısılar) : j/kg K

2.3- MOTOR-DOLDURUCU SİSTEMİNİN ANA BÜYÜKLÜKLERİNİN BELİRLENMESİ

Burada istenilen motor gücüne göre sırayla;

- Ortalama indike basınç (P_{mi}),
- Bu basıncı verecek olan yakıt debisi (\dot{m}_v),
- Seçilecek hava fazlalık katsayısına (λ) bağlı olarak gerekli hava debisi (\dot{m}_h),
- Bunlara bağlı olarak doldurma basıncı (P_{zd}),

belirlenmelidir. Bundan sonra, basınç oranı ve hava debisi kullanılarak, doldurucu ve türbin hesapları yapılabilir.

- Motor Gücü, Ortalama indike Basınç ve Hava Miktarı Arasındaki ilişki

2.3.1- Ortalama indike Basınç

Silindirde bir çevrimde elde edilen iş, indike silindir işi, (2.2) ifadesi ile verilmiştir:

$$L_c = \int p dV + (P_{zd} - P_{1d}) V_H$$

Bu işin, strok hacmi boyunca, sabit bir çevrim basıncı (ortalama indike basınç, P_{mi}) ile elde edildiği düşünülüp, çevrim

$$\text{iş} ; L_c = P_{mi} V_H \quad (\text{Nm/çevrim})$$

şeklinde yazılabilir. (*)(Ref.3)

2.3.2- 4 Zamanlı Motorda Hava Debisi ve Volümetrik Verim

Motorun hacimsel debisi, 4 zamanlı motor için, iki devirde bir emme periyodu olduğuna göre ;

$$\dot{Q}_m = n/120 V_H \quad \text{Çev/s} \quad \text{m}^3/\text{Çev} = \text{m}^3/\text{s} \quad (2.19)$$

(*) Ortalama indike basınç (P_{mi}) aynı silindir işini veren ve strok hacmi boyunca sabit kalan basınçtır. Silindir içinde ölçüldüğünden mekanik sürtünme kayıplarını içermemektedir. 4 zamanlı motorda, n (d/dak) dönme sayısında saniyede ($n/120$) iş periyodu olduğuna göre, indike güç (silindir gücü)

$$N_1 = P_{mi} V_H n/0.12 (\text{kW}) \quad \text{dir. } P_{mi}: \text{MPa} = 10^6 \text{ N/m}^2, V_H: \text{m}^3, n: \text{d/dak}$$

$$N_1 = P_{mi} V_H n/1200 (\text{kW}) \quad P_{mi}: \text{bar} (10^5 \text{ N/m}^2), V_H: 1 = 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$N_1 = P_{mi} V_H n/900 (\text{BG}) \quad P_{mi}: \text{kg/cm}^2, V_H: 1 = 10^{-3} \text{ m}^3$$

ve herhangi (0) referans şartlarına göre kütleli debi;

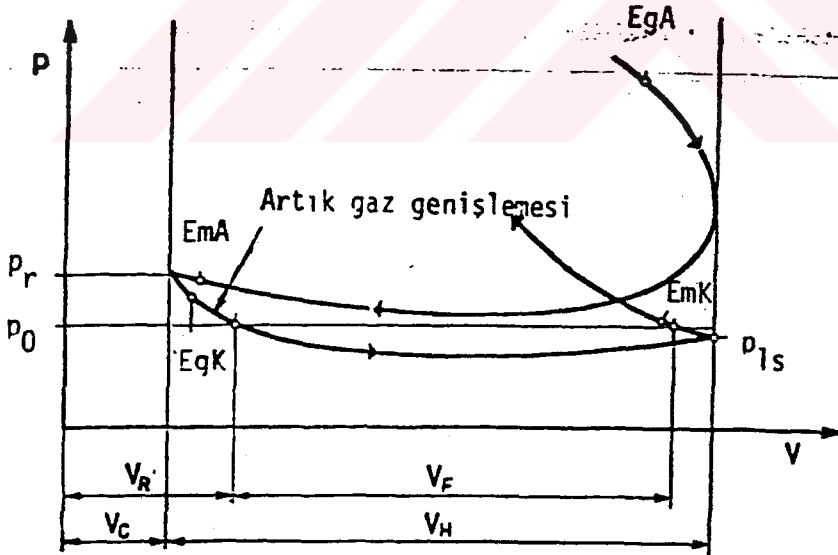
$$\dot{m}_{0m} = \dot{Q}_m P_0 / R T_0 \quad (2.20)$$

yazılabilir. Gerçekte silindir içinde referans şartlarından (referans şartları normal emmeli motorlarda atmosfer veya emme supabı giriş şartları, aşırı doldurulmalılarda doldurucu çıkış şartları veya gene emme supabı girişi olarak alınabilir) farklı şartlar bulunmaktadır. Bu nedenle motor havası debisi de referans şartlarındaki debiden farklıdır. Bu farklılık bir volumetrik verim tanımı ile belirlenebilir.

Volumetrik verim :

$$\eta_v = \dot{m}_m / \dot{m}_{0m} \quad (2.21)$$

şeklinde gerçek hava debisinin, referans şartlarına göre olan hava debisine oranı ile tanımlanmaktadır.



Şekil2.12 Normal emmeli motorun gaz değişimi diyagramı

Şekil 2.12'de normal emmeli, Şekil2.13'de ise aşırı doldurulmalı motorun p-V diyagramınının gaz değişimi kısmı verilmiş-

tır. Görüldüğü gibi sıkıştırma başında silindir içinde P_0 referans basıncından daha düşük bir P_{1s} basıncı vardır.

Normal emmeli motorda :

Egzost stroku sonunda silindirde kalan artık gazların referans basıncındaki hacimleri (V_r) sıcaklıkları (T_r) ise, bunların kütlesi;

$$m_r = P_0 V_r / R_r T_r \quad , \quad (2.22)$$

emme stroku sonunda, referans basıncındaki silindir havası miktarı ise;

$$m_s = P_0 (V_f + V_r) / R_s T_s \quad (2.23)$$

olurlar. Bir strokta motora emilen gerçek hava V_f faydalı strok hacmindeki miktardır;

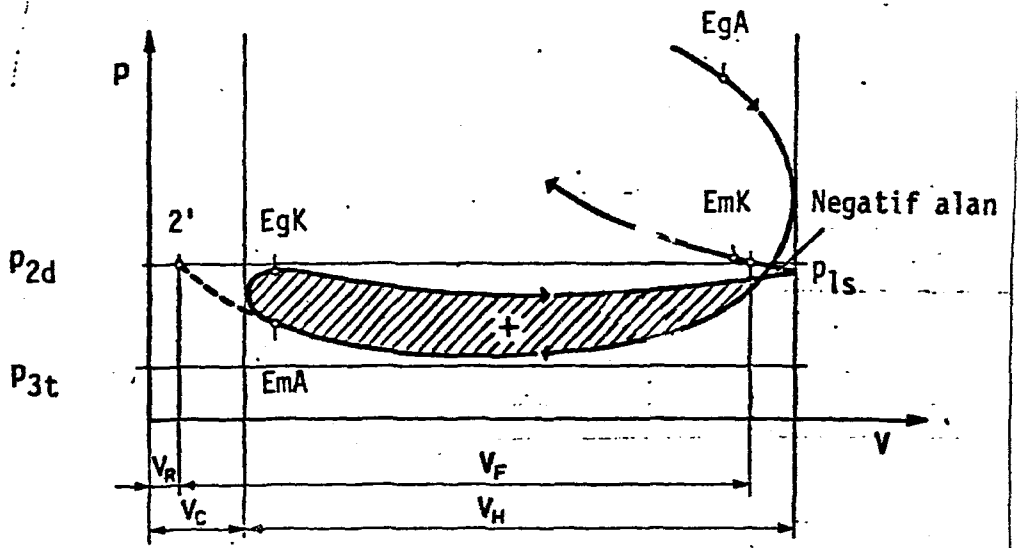
$$m_m = m_s - m_r = V_f P_0 / R_s T_s \quad (2.24)$$

Referans basıncındaki silindir havası miktarı;

$$m_{0m} = P_0 V_H / R_0 T_0$$

olmak üzere , volumetrik verim için;

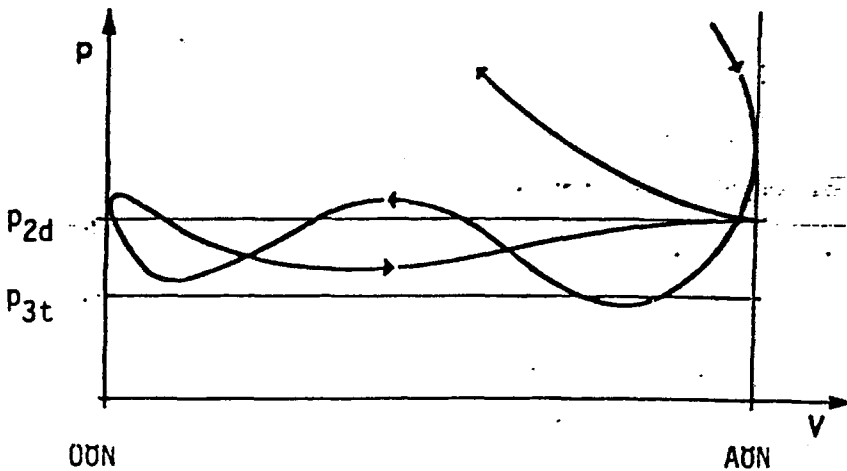
$$\eta_v = V_f T_0 / V_H T_s \quad , \quad \text{bulunur.} \quad (2.25)$$



Şekil 2.13-Aşırı doldurmalı motorun gaz değişimi diyagramı

Aşırı doldurmalı durumda ise :

Artık egzost gazları sanal bir sıkıştırma eğrisi boyunca aşırı doldurma için referans basıncı alınabilecek olan (P_{2d})'ye kadar sıkıştırılıyor kabul edilmektedir (Şekil 2.13 üzerinde 2' noktası). Artık egzost gazlarının sıcaklığı, referans sıcaklığından büyük olduğundan ($T_r > T_o$), normal emmeli motorda her zaman $\eta < 1$ 'dir. Aşırı doldurmalı motorda ise, $P_{2d} > P_{3t}$ olduğu zaman , egzost ve emme supaplarının birlikte açık kalma süreleri (supap süper pozisyonu) yeterli derecede büyükse, artık gazlar aşırı doldurma havası tarafından tamamen süpürülerek dışarı atılırlar ve V_r giderek sıfıra yaklaşır. Bu durumda volumetrik verim 1'den büyük değerler alabilir. Ancak P_{2d} ile P_{3t} arasında fark çok az ve supap süper pozisyonu yoksa $V_r > V_e$ olacak ve volumetrik verim 1'e yakın veya 1'den küçük değerler alacaktır. Aşırı doldurmalı 4 stroklu motorda gaz değişimi gerçekte Şekil 2.14 deki gibi olmaktadır:



Şekil 2.14- 4 stroklu aşırı doldurmalı motorda gerçek bir dolgu değişimi çevrimi

- Egzost supabı açılınca silindir basıncı hızla P_{3t} türbin giriş basıncının altına düşer.
- Silindir gazlarının piston tarafından süpürülmesi sırasında giderek artan gaz hızları nedeniyle egzost supabındaki kısılma kayıpları artmakta ve silindir basıncı yükselmektedir.
- ÜÖN' ya doğru piston hızı azalmakta, basınç yükselişi yavaşlamakta ve basınç daha sonra düşmeye başlamaktadır.
- Ancak, bundan sonra egzost supabı kapanmaya başladığı için kısılma kayıpları iyice artmakta, silindir basıncı yeniden yükselmektedir. Silindir basıncı ÜÖN'da veya buradan biraz sonra doldurma basıncının üstüne de çıkabilir.
- Emme, daha doğrusu doldurma stroku sırasında emme supabındaki kayıplar nedeniyle silindir basıncı her zaman doldurma basıncının altındadır. Emme stroku sonunda, emme supabı yeterince geç kapatılarak, doldurma havasının dinamik basıncının statik basınca dönüşmesi ve silindir basıncının biraz daha yükselmesi beklenmektedir.

Isı iletimi nedeniyle her zaman $(T_c < T_e)$ olup, (T_e) ne kadar küçükse, volumetrik verim o kadar büyüktür. Doldurma havasının sıkıştırma başındaki sıcaklığı için, tam süpürme ($V_r = 0$) durumunda;

$$T_{1s} = 313 + (5/6) t_{em} \quad (K) \quad (2.26)$$

ifadesi kullanılabilir. Supap bindirmesinin yeterli olmadığı durumda doldurma havası yalnızca silindir çeperlerinden olan ısı iletimi nedeniyle değil, sıcak artık egzost gazlarının karışması sonucu da ısınmaktadır. Bu bakımdan, bu durumda

supap bindirme miktarını ve sıkıştırma oranını da hesaba ka-
tan,ZAPF tarafından verilmiş, aşağıdaki ifadeleri kullanmak
daha doğru sonuç vermektedir:(Ref.3)

Normal emmeli motorda: (2.27)

$$T_{1s} = 296 + 0.86 t_{em} + 1.3 C_m + 0.11 t_{wm} - 3 \lambda - 0.7 \epsilon \quad (K)$$

Aşırı doldurmalı motorda :

$$T_{1s} = (T_{1s})_{normal\ em.} - 0.14 V_u - 1.8 P_z \quad (K) \quad (2.28)$$

Burada :

t_{em} : Emme kanalı sıcaklığı, ($^{\circ}C$)

C_m : Ortalama piston hızı ($H n /30$), (m/s)

t_{wm} : Ortalama silindir cidarı sıcaklığı, ($^{\circ}C$)

λ : Hava fazlalık katsayısı

ϵ : Sıkıştırma oranı

V_u : Supap bindirme açısı , (KMA)

P_z : Doldurma basıncı, (kg/cm^2) 'dır.

Bu ifadeler $11 < \epsilon < 22$, $V_u < 110$ KMA sınırları için ge-
çerlidir.Daha büyük sıkıştırma oranı veya supap bindirmesi
durumunda üst sınırları (22 ve 110 KMA) kullanmak yeterli
bir doğruluk sağlamaktadır.

Seçilen referans sıcaklığı da volumetrik verime etkilidir.

Referans şartlarının değişmesinin etkisi volumetrik verime
aşağıdaki ampirik ifade ile yansıtılabilir :

$$\frac{\eta_{v1}}{\eta_{v2}} = \left(\frac{T_{02}}{T_{01}} \right)^{0.2-0.25} \quad (2.29)$$

Görüldüğü gibi referans sıcaklığının artması volumetrik
verimi göreceli olarak büyütmektedir.

Volumetrik verime etkili büyüklükler:

(2.25)ifadesinde (V_r/V_H) oranını biraz daha açarak volumetrik verime etkili sıcaklık ve basınçları daha açık görmek mümkündür.Silindirde kalan artık egzost gazlarının kütlesi için (2.22)ifadesi yerine büyük bir yaklaşıklıkla

$$m_r = P_r V_c / R_r T_r \quad (2.30)$$

ve toplam silindir havası için (2.23)ifadesi yerine

$$m_s = P_{1s} (V_c + V_H) / R_{1s} T_{1s} \quad (2.31)$$

yazılabilir.Bunlarla volumetrik verim

$$\eta_v = \frac{m_s - m_r}{m_c} = \frac{T_c R_c}{V_H P_c} \left(\frac{P_{1s} (V_H + V_c)}{T_{1s} R_{1s}} - \frac{P_r V_c}{T_r R_r} \right) \quad (2.32)$$

ve $R_r = R_{1s} = R_c$ kabulü ve $\epsilon = (V_H + V_c) / V_c$ ile

$$\eta_v = \frac{1}{\epsilon - 1} \frac{T_c}{P_c} \left(\frac{\epsilon P_{1s}}{T_{1s}} - \frac{P_r}{T_r} \right) \quad (2.33)$$

olur.Görülmektedir ki:

- Silindir emme sonu basıncı (P_{1s}) büyüdükçe,yani emme supabındaki aerodinamik kayıplar azaldıkça volumetrik verim büyümektedir.
- Silindir egzost sonu basıncı (P_r) küçüldükçe, yani egzost supabındaki aerodinamik kayıplar azaldıkça ve kalan egzost gazı miktarı (m_r) azaldıkça volumetrik verim büyümektedir.
- Silindir emme sonu sıcaklığı (T_{1s}) küçüldükçe,yani emme gazlarına olan ısı iletimi azaldıkça volumetrik verim büyümektedir.Aşırı doldurma havasının ayrıca soğutulması (ara-soğutma) volumetrik verimi artırmaktadır.

- Silindir egzost sonu sıcaklığı (T_e) küçüldükçe volumetrik verim büyümektedir.Bu sıcaklık,motor yükü ve silindirde kalan egzost gazı yüzdesi arttıkça artmaktadır.
- Sıkıştırma oranının volumetrik verime gerçek etkisini (2.33) ifadesinden doğrudan görmek kolay değildir.Çünkü sıkıştırma oranının artması bir yandan sıcaklık seviyelerini arttırdığı için volumetrik verime olumsuz yönde etki ederken, diğer taraftan artık egzost gazı miktarını azalttığı için volumetrik verimi artırıcı yönde etki etmektedir.Bu bakımdan sıkıştırma oranının etkisini (2.27),(2.28) gibi ampirik ifadeler kullanarak görmek daha uygundur.(Ref.5)

2.3.3- istenilen indike Güç için Gerekli Doldurma Basıncı

Motorun gerçek hava debisi (2.2b) 'den

$$\dot{m}_m = \eta_v \cdot \dot{m}_{om} \quad (2.34)$$

H_u (J/kg) yakıtın alt ısıl değeri , L_{m1n} (kg-hava /kg yakıt)

1 kg yakıtın tam yanması için gerekli (stokiyometrik) hava miktarı ve λ hava fazlalık katsayısı olmak üzere 1 kg karışımın (yakıt + hava) ısıl değeri ($H_{u\lambda}$)

$$(H_{u\lambda} = H_u / (1 + \lambda L_{m1n}) \quad (\text{J/kg-karışım}) \quad (2.35)$$

ve motora bu karışım ile birim zamanda giren enerji miktarı

$$\dot{N}_2 = \eta_v \cdot \dot{m}_{om} (H_{u\lambda}) \quad (\text{J/s}) \quad (2.36)$$

olur. \dot{N}_2 'i silindire sokulan gerçek güç olduğu için (\dot{m}_m) gerçek hava debisini kullanmak gerekmektedir.Motordan aldığımız indike güç

$$\dot{N}_2 = \eta_T \eta_\sigma \eta_v \eta_v \cdot \dot{m}_{om} (H_{u\lambda}) \quad (\text{J/s}) \quad (2.37)$$

dir.Burada :

η_T : Termik verim,

η_e : iyilik derecesi(gerçek çevrimin ideal çevrime yaklaşma derecesi),

η_v : Yanma verimi,

olup bu verimler *i indike verim

$$\eta_i = \eta_T \eta_e \eta_v$$

şeklinde bir araya toplanabilir.Hava fazlalık katsayısı > 1 için yanma verimi =1 (gerçekte 0.9 - 0.95) ve hava fazlalık katsayısı < 1 için, $\eta_v =$ hava fazlalık katsayısı alınabilir.Diğer taraftan indike motor gücü, 2 stroklularda $a=1$, stroklularda $a=2$ olmak üzere

$$N_i = \eta_i \eta_v \dot{m}_{om} (H_u) \lambda = \frac{P_{m1} V_H n}{a 60} \quad (2.38)$$

yazılırsa

$$P_{m1} = \frac{60 a \eta_i \eta_v \dot{m}_{om} (H_u) \lambda}{V_H n} \quad (2.39)$$

veya (2.19), (2.20) ve (2.39) ifadeleri kullanılarak

$$P_{m1} = \eta_i \eta_v \frac{P_0}{T_0 R} \frac{H_u}{1 + \lambda H_{m1n}} \quad (2.40)$$

bulunur.(2.20) referans şartlarındaki hava miktarı ifadesi, aşırı doldurma referans şartları olan P_{zd} , T_{zd} cinsinden

$$\dot{m}_{om} = Q_m P_0 / R T_0 = Q_m P_{zd} / R T_{zd}$$

şeklinde yazılıp,buradan bulunan

$$P_0 / T_0 = P_{zd} / T_{zd}$$

(2.40) ' de yerine konup P_{zd} çekilirse

$$P_{zd} = \frac{P_{m1} T_{zd} R (1 + \lambda H_{m1n})}{\eta_i \eta_v H_u} \quad (2.41)$$

bulunur.Diğer taraftan adyabatik sıkıştırma sonu sıcaklığı

$$T_{zd} = T_{1d} (P_{zd}/P_{1d})^{1-1/k} \quad (2.42)$$

olup, bu değer (2.41) de kullanılarak, seçilen bir indike güce karşı gelen ortalama indike basınç için doldurucu çıkış basıncı

$$P_{zd} = \left(\frac{P_{m1} T_{zd} R (1 + \lambda L_{min})}{\eta_1 \eta_v H_u P_{1d}} \right)^k \quad (2.43)$$

olarak elde edilir.

Daha önce de bahsedildiği gibi ortalama indike basınç silindir gücünü vermektedir. Efektif güç (mil gücü) indike güçten $N_e = N_1 - N_m$ şeklinde, mekanik sürtünme gücü kadar daha azdır.

Eğer efektif güçten hareket edilecekse, η_m mekanik verim olmak üzere

$$N_1 = N_e / \eta_m$$

veya

$$P_{m1} = P_{me} / \eta_m$$

alınmalıdır.

- Mekanik verimin değeri motor yapısına ve işletme şartlarına bağlıdır. Genel olarak motor boyutları arttıkça sürtünme kuvvetleri artmakta, buna karşın motor devri artırılmadığı için güç artışı daha az olmaktadır. Bu nedenle motor büyüdükçe mekanik verim küçülmektedir.
- Belli bir motorda ise yük (P_{me}) arttıkça, kuvvetler, dolayısıyla sürtünme kayıpları da artmakta ise de, güç artışı daha fazla olduğundan, genel olarak motor yükü arttıkça mekanik verim de artar.
- Aynı şekilde, artan motor devir sayısı ile birlikte mekanik

verim göreceli olarak artar.

Mekanik verim 0.75-0.95 gibi değerler almaktadır.(Ref.3)

2.4-Motorun Toplam Verimi Ve özgül Yakıt Tüketimi

Motorun toplam verimi mekanik verim ve termik verimin yanında, diğer verimlere etki eden bir parametre olarak büyük ölçüde hava fazlalık katsayısına bağlıdır. Toplam verim (η_e) özgül yakıt tüketimi ile ters orantılıdır. Dolayısıyla özgül yakıt tüketimi de, pratikte, gerek benzin gerekse diesel motorlarında sıkı bir şekilde hava fazlalık katsayısına bağlıdır.

Toplam verimi, efektif gücün, motora birim zamanda sokulan ($\dot{Q}_t : J/s$) toplam enerji miktarına oranı olarak (dikkat edilirse \dot{Q}_t ve N_e aynıdır);

$$\eta_e = N_e / \dot{Q}_t \quad (2.44)$$

şeklinde yazabiliriz. Diğer taraftan motora birim zamanda sokulan yakıt miktarı (\dot{m}_y) ise, birim zamanda sokulan ısı miktarı;

$$\dot{Q}_t = \dot{m}_y H_u \quad (2.45)$$

olup bu (2.44) 'da yerine koyulursa

$$1/\eta_e H_u = \dot{m}_y / N_e \quad (2.46)$$

elde edilir. ($\dot{m}_y : g/s$) ve ($N_e : kW : kJ/s$) ise (2.46)'ın sol tarafı

$$\frac{1}{\eta_e H_u} : g/kW s$$

olacaktır. Veya bir saatte birim güç başına tüketilen yakıt

miktarı olarak tanımlanan özgül yakıt tüketimi (b_e)

$$b_e = \frac{3600 \cdot m_f}{N_e} \quad (\text{g/ kW saat}) \quad (2.47)$$

$$b_e = \frac{3600}{\epsilon \cdot H_u} \quad (\text{g/kW saat}) \quad (2.48)$$

olur.Toplam verim ise

$$\eta_t = \frac{3600}{b_e \cdot H_u} \quad (2.49)$$

olacaktır.Burada ifadede (H_u)' nun birimi kJ/g olarak alınmalıdır.Sayısal bir örnek vermek gerekirse:

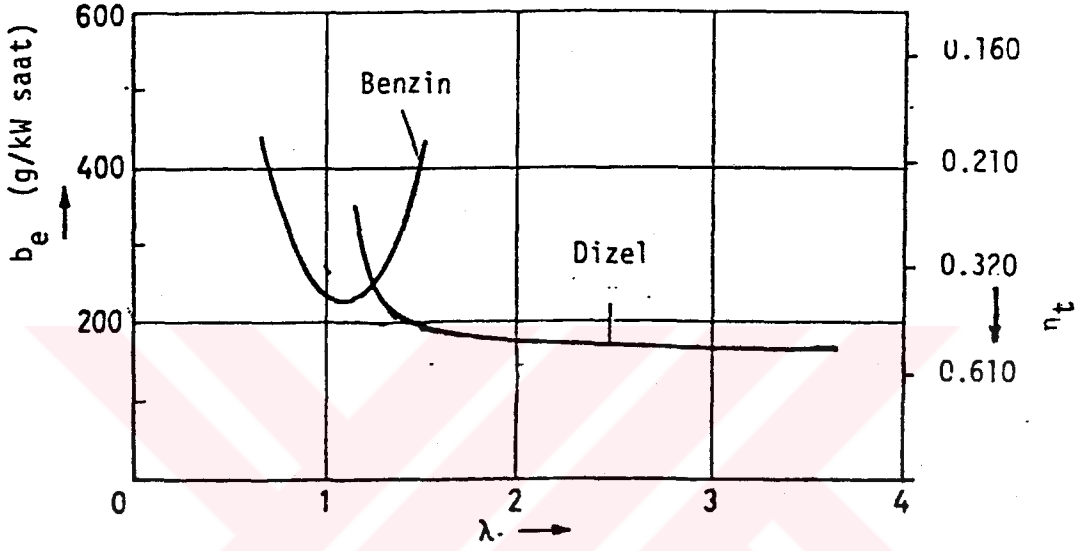
Bir gemi diesel motorunda ölçülen ($b_e = 180 \text{ g/kW h}$)'lik özgül yakıt tüketimi ($H_u = 42 \text{ kJ/g}$ değeri ile) $\eta_t = 0.476$ 'lık bir toplam verime karşı gelmektedir.

Yakıt-hava karışımının ısı değeri ve ayrıca,dissosiasyon etkisi de dahil olmak üzere,yanma verimini farklı bir şekilde etkilemediği için,hava fazlalık katsayısının toplam verime etkisi benzin ve diesel motorunda farklı olmaktadır

(Şekil 2.15)

- Benzin motorları , dissosiasyon etkisinin minimum olduğu (Hava fazlalık katsayısı = 1.1) civarında en yüksek verime sahiptir.
- Diesel motorlarında toplam verim,yanma veriminin yükselmesi nedeniyle,(Hava fazlalık katsayısı = 2'ye kadar) hızla yükselmekte, hava fazlalığı arttıkça daha yavaş olmakla beraber iyileşme devam etmektedir.
- Aşırı doldurmalı diesel motorunda hava fazlalığı her za-

man yüksek tutulabileceğinden, bunlarda toplam verim de daha yüksek tutulabilir.(Ref.3)



ŞEKİL 2.15- özgül yakıt tüketimi ve toplam verimin hava fazlalık katsayısına bağılılığı

2.5-AŞIRI DOLDURMALI MOTORLARIN MOMENT KARAKTERİSTİKLERİNİ İYİLEŞTİRME YOLLARI

Aşırı doldurmalı motorların gerek sabit devir-değişken moment, gerekse devrin karesi ile değişen moment ile çalışması durumunda motor momenti açısından ortaya bir problem çıkmamaktadır. Buna karşın, alçak devirlerde de motor momentinin yüksek olması istenen taşıt tahriki durumunda, egzoz türbini yapılan aşırı doldurmada , en yüksek motor momenti ile alçak devirlerdeki motor momenti arasındaki fark çok büyüktür. (0.8-0.9 MPa)lık ortalama efektif basınçlar için bu fark pek fazla değildir. Ancak çoğu kez ek önlemler olarak motor moment karakteristiğini düzeltmek gereklidir. Bunun için sistemin yapısında bir değişiklik yapılmadan, bazı büyüklüklerin uygun bir şekilde değiştirilmesi yolu ile doldurma basıncının azalan devirle birlikte olan azalması yavaşlatılabileceği gibi, sisteme bazı yapısal değişiklikler getirerek de doldurma basıncı sabit tutlmaya çalışılabilir.

2.5.1-Yapısal Olmayan önlemler

Yapısal olmayan önlemler türbin tahrik metodunun seçiminden , türbin,doldurucu ve motor karakteristiklerinin istendiği şekilde, birbirlerine göre kayık, seçilmesine kadar uzanmaktadır.(Ref.3)

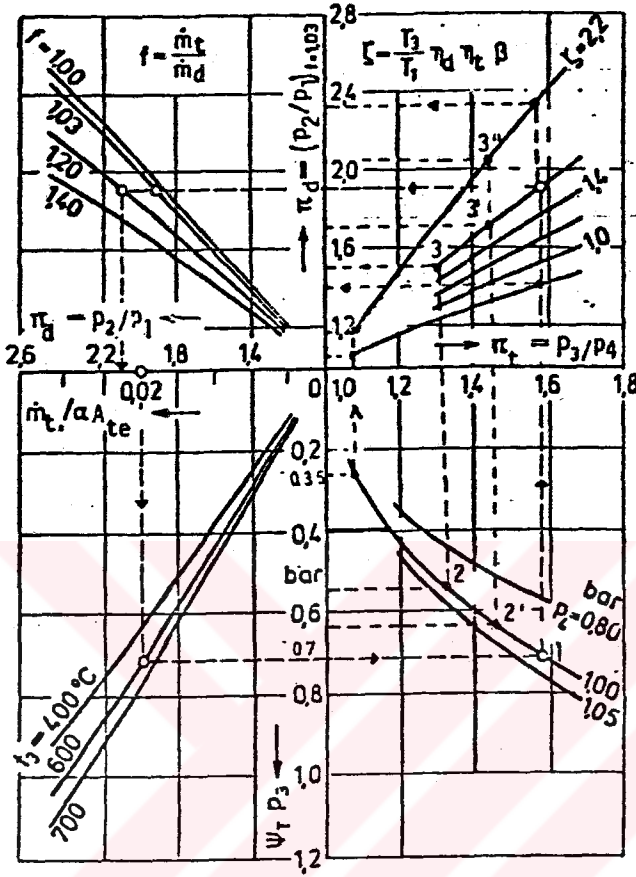
(i) Tahrik metodunun seçimi

Motor devrinin yarıya inmesiyle, yaklaşık olarak, motor havası ve türbin debisi de yarıya inmektedir. Türbin debisini veren

$$m_t = A_{t0} \gamma_t \frac{P_{3t}}{T_{3t}^{0.5}} (2/R)^{0.5} \quad (2.50)$$

ifadesine bakılırsa (\dot{m}_t) ' nin yarıya inmesinin, $(\psi_t P_{3t})$ ' nin yarıya inmesi anlamına geldiği görülür. Şekil 2.16 da görüldüğü gibi, bu durumda (P_{2d} / P_{1d}) oranı da azalmaktadır. Ancak dikkat edilirse, basınç oranındaki bu azalma $(\xi = 0.8)$ için % 25 kadar iken, $(\xi = 2.2)$ için %40'a kadar yükselmektedir.

Darbeli basınçla tahrik durumunda türbin debisinin azalmasının basınç oranına etkisi daha azdır.Çünkü daha önce de bahsedildiği gibi şekilde, alçak devirlerde de istenilen motor momentini sağlayabilmek amacıyla, motora gönderilen yakıt miktarı azalmadığından egzoz basıncının tepe değeri pek değişmemiş, buna karşın devrin nedniyle, birim zaman içindeki sayıları arasındaki zaman uzayınca, buradaki basınç P_4 türbin çıkış basıncına kadar düşebilmektedir. Birleşme noktasındaki en küçük ve en büyük basınçlar arasındaki fark büyüdükçe (α) küçülmekte (β) ise büyümektedir. Böylece darbeli basınç-la tahrikte türbin debisi azaldıkça; $-(A_{te})$ 'nin düşmesi sonucu, $(\psi_t P_{3t})$ sabit basınçla tahrik durumunda olduğundan daha az düşmekte ve basınç oranı da daha az düşmektedir.(örneğin;Şekil2.16da 2 noktası yerine 2' noktasına ve 3 noktası yerine 3' noktasına gelinir).(Ref.3)

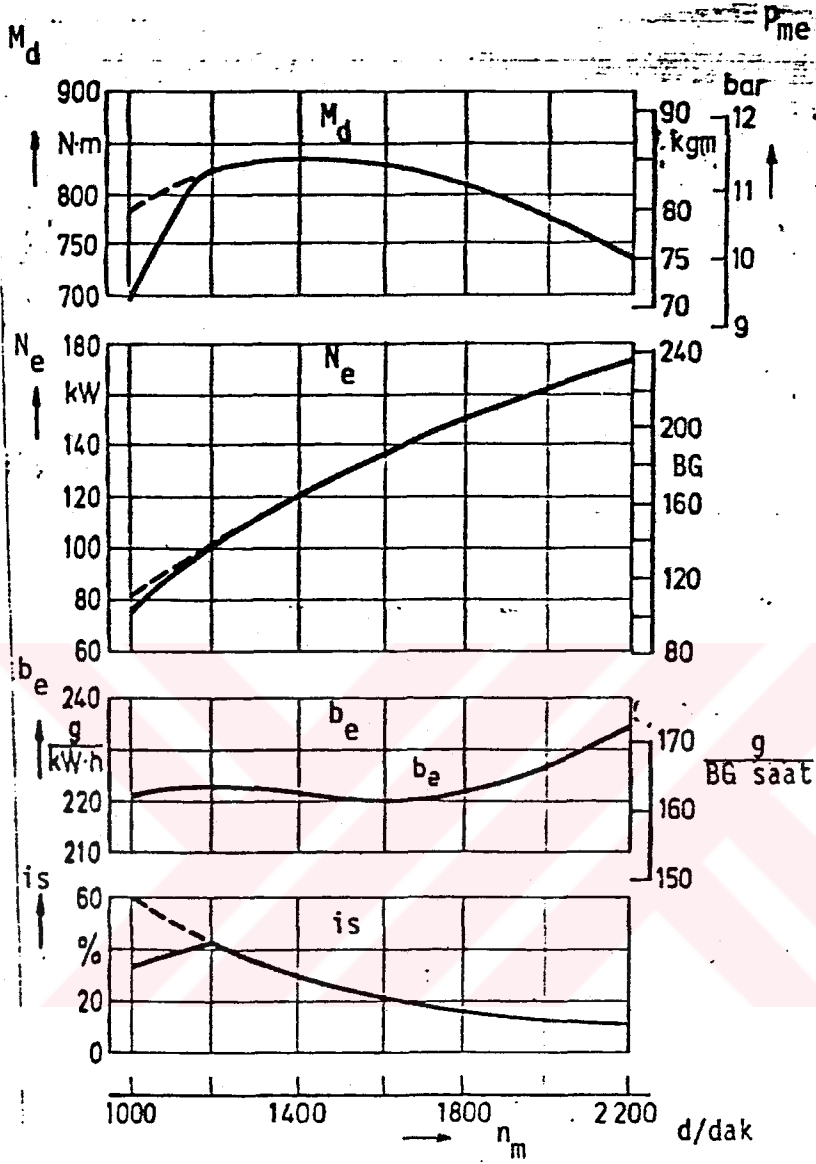


Şekil 2.16 Darbeli basınçla veya sabit basınçla tahrik durumunda parametrelerin basınç oranına etkileri

(ii) Türbin - Doldurucu - Motor Karakteristiklerinin Seçimi

Türbin ve doldurucu o şekilde tasarımılanabilir ki, sistemin verimi en büyük motor yükündeki hava debisi için değil, daha düşük bir debi için en fazladır. Böylece, en büyük motor momenti de daha alçak devirlere kaydırılmış olur (% 50-60 n_{max} gibi). Yalnızca bu önlemin yetmediği durumlarda motorda ek tedbirler alarak maximum momenti daha alçak devirlere kaydırmak gerekebilir. Bu amaçla, motora gönderilen yakıt yüksek devirlere gelindikçe azaltılır ve motor giderek artan bir hava fazlalığı ile çalışır. Bu durumda motordan alınabilecek en büyük güçten vazgeçilmektedir. Ayrıca, doldur-

ma sisteminin verimi de isteyerek düşük tutulmaktadır.Şekil 2.17'de darbeli basınç türbini ile aşırı doldurulmuş VOLVO TD 96 motorunun karakteristikleri verilmiştir.Görüldüğü gibi en büyük motor momenti (1400 d/dk) civarında oluşmuştur ve (1150 d/dk)'ya kadar sabit kalmaktadır.Bu devrin altındaki çalışmada ve özellikle buralardaki ivmelenme sırasında,doldurucu havasının yetersiz kalması nedeniyle is oluşmakta ve BOSCH skalasına göre verilmiş olan (% 40)'lık sınır aşılmaktadır.Bu durum şekilde kesik çizgilerle gösterilmiştir.(% 40)'lık is sınırını tuttura bilmek amacıyla yakıt ayar koluna, doldurucu çıkış basıncına göre çalışan bir regülatör ile ayrıca kumanda edilerek yakıt miktarı azaltılmaktadır.Moment eğrisinde bu nedenle hızlı bir düşme görülmektedir.Yüksek devirlerde ise, kısılan yakıt miktarı sonucu is çok azalmakla beraber özgül yakıt tüketimi artmış mıştır.(Ref.3)



Şekil2.17 -Aşırı doldurulmuş VOLVO TD 96 motorunun moment, güç,özellik tüketimi karakteristikleri ve BOSCH skalasına göre i_s değerleri

2.5.2-Yapısal önlemler

Motor ve özellikle doldurma sistemi üzerinde,alçak devirlerde motor momentinin düşmesini önleyecek şekilde, bazı yapısal değişiklikler yapmak mümkündür.Supap bindirme süresi uzatılarak, toplam türbin debisindeki motor dönme sayısının payı azaltılabilir.Ancak süpürme

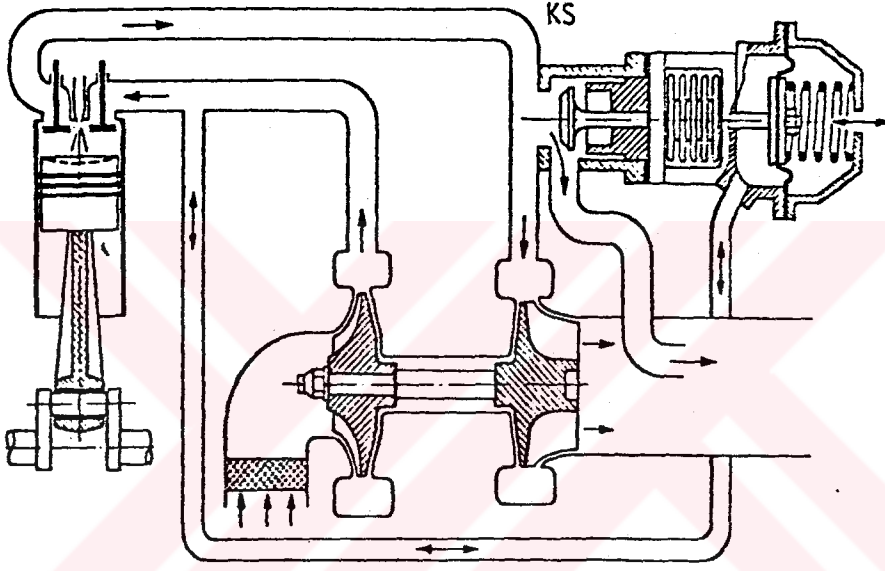
havasının 4 zamanlı motorun debisindeki payı zaten sınırlı olduğundan, bu şekilde elde edilen düzelme pek fazla olamaz. Buna karşın, türbin üzerinde, doldurma basıncına oldukça etkili yapısal değişiklikler yapmak mümkündür;

(i) Egzost Gazı Kaçırılması (Wastegate)

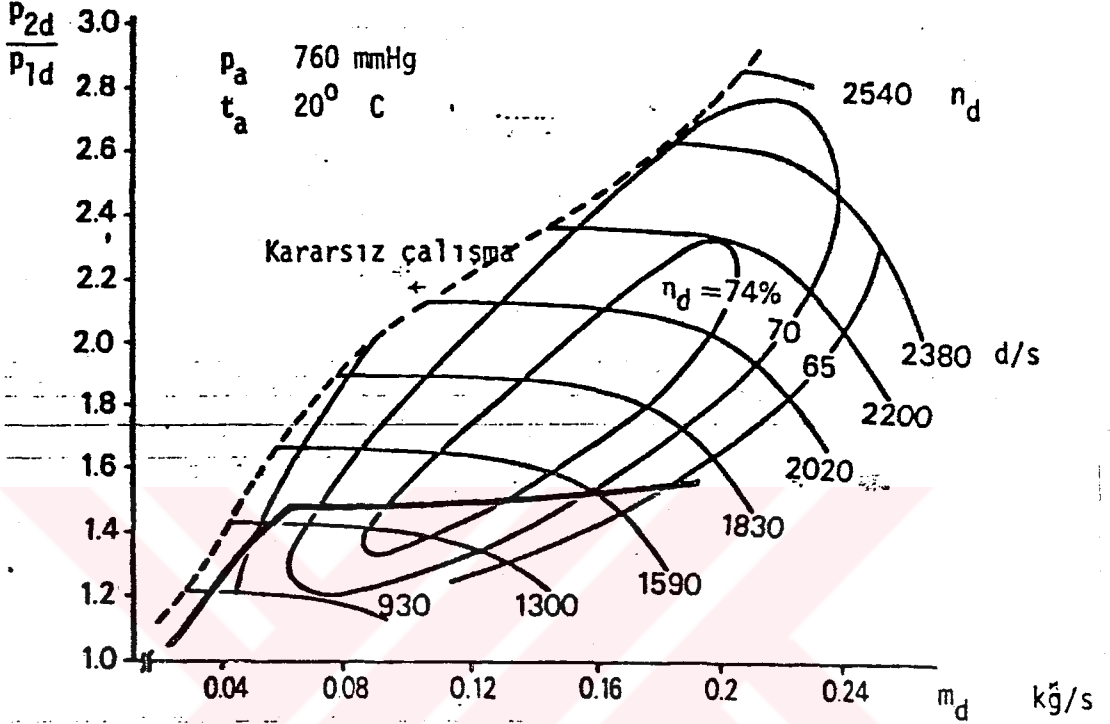
Burada yapılan iş, yapısal olmayan önlemlerde görüldüğü şekilde, motoru önce büyük boyutlu tutup sonra verebileceği güçten vazgeçmek değil, tam tersine aşırı doldurma sistemini büyük boyutlu tutup yüksek dönme sayılarında sağlayabileceği hava miktarının bir kısmından vazgeçmektir. Bunun için türbin alçak dönme sayılarında da istenilen (P_{2d} / P_{1d}) oranını sağlayacak güçte yapılır, ancak yüksek motor devirlerinde, seçilen bu oranın sabit kalmasını sağlamak için, egzoz gazının bir kısmı türbine gönderilmeden atmosfere atılır.

Şekil 2.18'de böyle bir sistemin şeması verilmiştir. Bu sistemde (P_{2d}) doldurucu çıkış basıncı (KS) kaçırma süpabının pistonunun bir yüzüne etki etmektedir. Pistonun öteki yüzüne ise yay kuvveti etki etmektedir. Doldurucu çıkış basıncı belli bir değeri aştığında yay kuvveti yenilmekte ve süpabın açılmasıyla egzoz gazlarının bir kısmı atmosfere atılarak türbingücü sabit tutulmaktadır. Bu şekilde, oldukça geniş bir debi aralığında motor dönme sayısından ve yükünden bağımsız olarak sabit bir (P_{2d}) elde edilmektedir. Şekil 2.19'da böyle bir sistemin karakteristiği verilmiştir. Bu sistem 2.8 l'lik DATSUN benzin motorunda kullanılmakta-

dır. Görüldüğü gibi, aşağı yukarı (2000 d/dak)'lık motor devrinde karşılık gelen (0.06 kg/s)'lık hava debisinden itibaren ($P_{2d} / P_{1D} = 1.5$) olarak sabit tutulmuştur. Doldurucu geniş bir aralıkta (0.7)'lik bir verimle çalışmakta, en düşük verim (0.65) değerinde kalmaktadır. Ancak açıkça görülmektedir ki, ($\eta_d = 0.7$) ve ($P_{2d}/P_{1d} = 2.2$) ile ve



Şekil 2.18 -Egzoz gazı kaçırmalı türbin tahrik sistemi



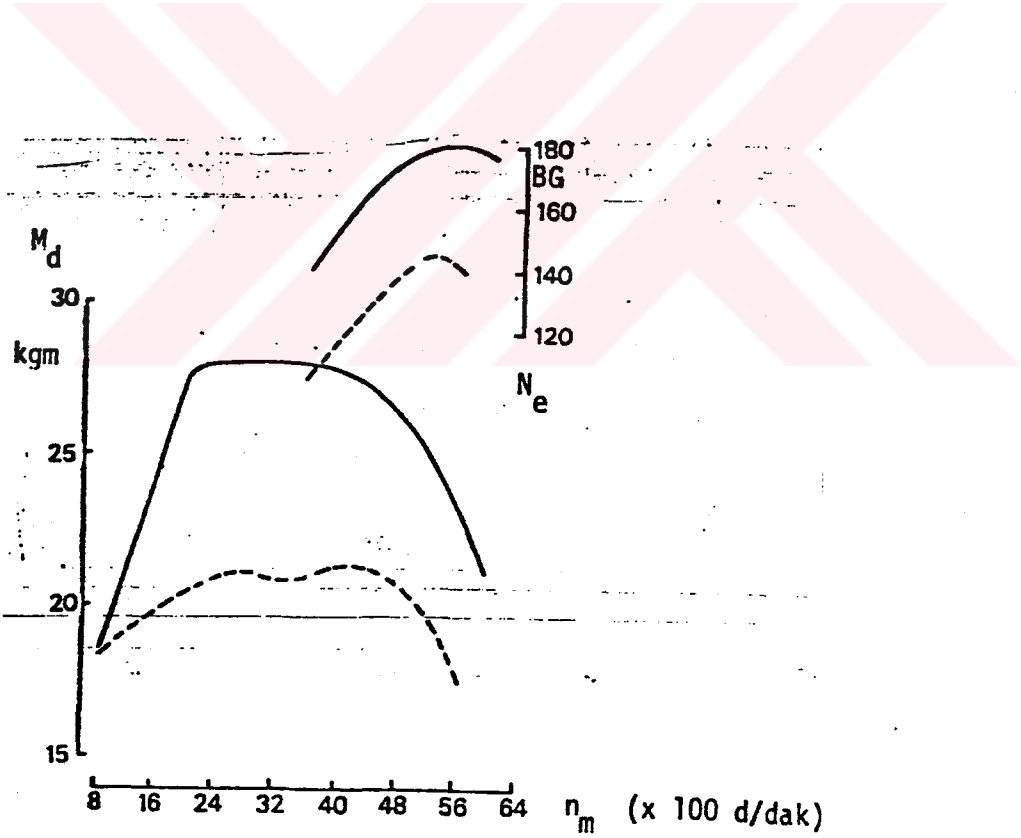
Şekil 2.19-2.8 l'lik DATSUN motorunda kullanılan egzoz gazı kaçırmalı sistemin doldurucu karakteristiği

kararlılık sınırından uzak çalışabilecek şekilde tasarlanmış olmasına karşın, oldukça düşük bir performansta çalıştırılmaktadır.

Bu doldurucu ile elde edilen motor momentleri Şekil 2.20' de verilmiştir. Şekilde aynı motorun normal emmeli durumda verdiği momentde çizilmiştir. Normal emmeli motor en büyük momentini (4000 d/dak)' da verirken, aşırı doldurmalı motor (2800 d/dak)' da vermekte ve geniş bir dönme sayısı a-

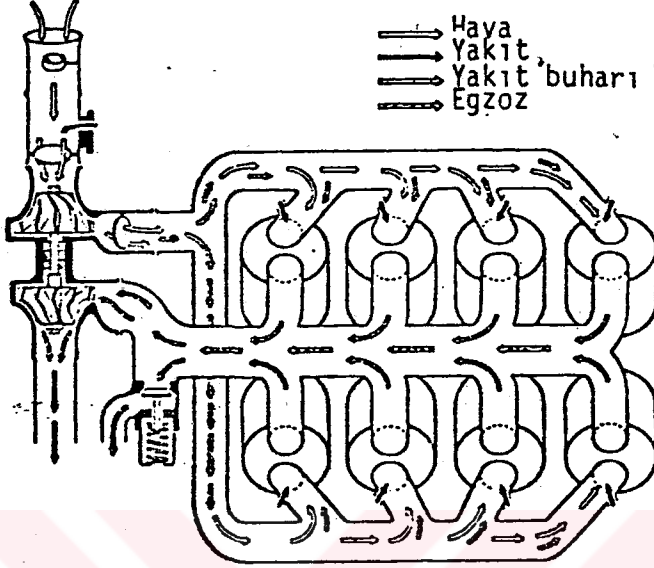
ralığında bu değeri korumaktadır.

Benzin motorlarının aşırı doldurulmasında, bazen gaz kelebeğine ek olarak doldurucunun girişine (veya gaz kelebeği doldurucu girişinde ise doldurucunun çıkışına) bir ikinci kelebek konularak düşük yüklerde hava doldurucu içine hapsedilir ve doldurucunun çektiği güç düşük bir seviyede tutulur. Böylece dönme sayısının düşmesi önlenerek ivmelenme yeteneği artırılır. Şekil 2.21'de böyle bir sistem şematik olarak verilmiştir.(Ref.3)



Şekil 2.20-2.8 1.7 lık DATSUN motorunun moment karakteristiği

— Aşırı doldurmalı, - - - - Normal emmeli



Şekil 2.21-iki kelebekli doldurma sistemi

(ii) Türbin kesiti daraltılması

Burada, düşük motor dönme sayıları ve yüklerinde, türbin gücünü artırmak amacıyla türbin giriş kesiti mekanik olarak daraltılmaktadır. Daha önce de görüldüğü gibi, belli bir türbin debisi için, türbin kesiti azaltıldığında,

$$\dot{m}_t = A_{t0} \psi_t \frac{P_{3t}}{T_{3t}^{0.5}} \left(\frac{2}{R} \right)^{0.5} \quad (2.51)$$

ifadesine uygun olarak $(\psi_t P_{3t})$ büyümekte ve türbin gücünde büyüyerek (P_{2d} / P_{1d}) oranı artmaktadır (bak. Şekil 2.16)

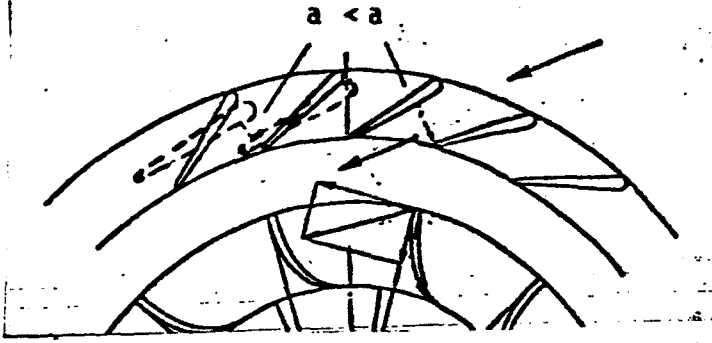
Motora bağlı olmadan çalışan bir türbin durumunda gi-

riş kesiti daraltılırsa debi azalacaktır. Ancak motora bağlı olarak çalışma sırasında aynı miktarda egzoz gazı daha küçük bir kesitten motor tarafından pompalanarak geçirildiği için türbin giriş basıncı (P_{2t}) bu debiyi sağlayacak şekilde büyümektedir. Sonuç olarak motorla birlikte çalışma da türbin eşdeğer kesit alanının daraltılması türbin gücünde bir artmaya neden olmaktadır. Daha doğrusu bu artma, debideki azalma sonucu olan güç düşmesini karşılamaktadır.

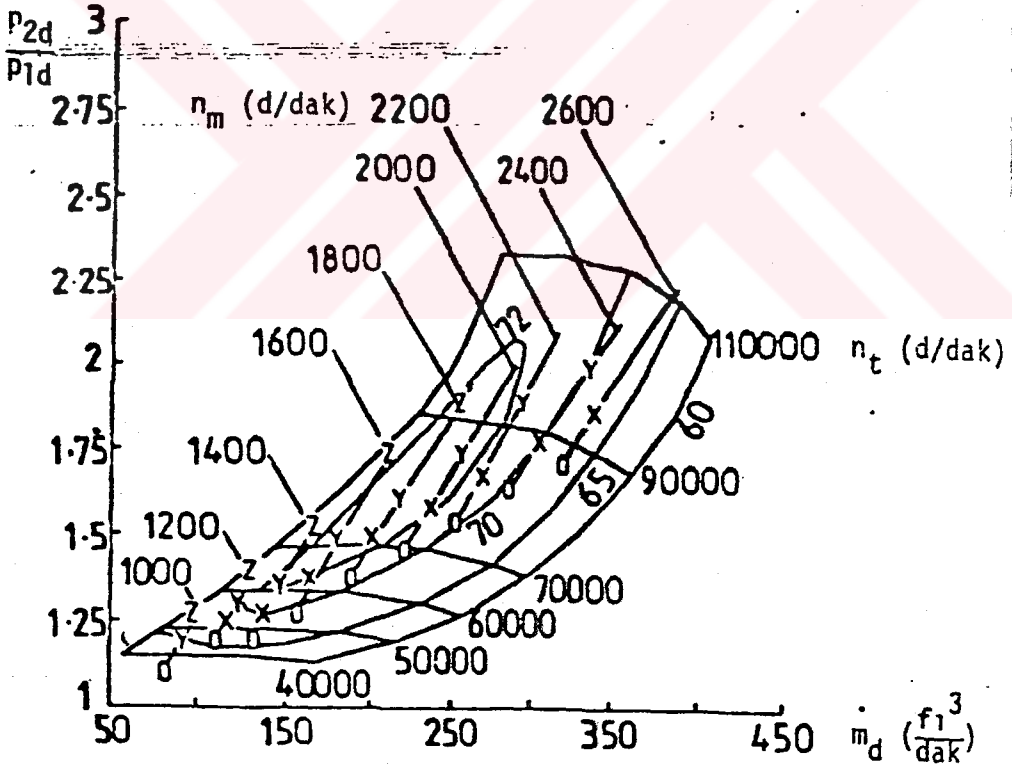
Türbin giriş kesiti daraltılması, genel olarak, girişte hareketli yönlendirici kanat kullanarak sağlanmaktadır (Şekil 2.22). Ancak, hareket edebilir kanat, sistemi bir yandan karışık ve pahalı duruma getirmekte diğer taraftan, özellikle aksenal türbinlerde, hareketli kanat ile gövde arasında bırakılması gerekli olan genişleme boşlukları düşük sıcaklıklarda (kısmi yüklerde) etkili olarak verim düşmesine neden olmaktadır. Radyal türbinlerde durum bu açıdan daha iyidir. Ayrıca, kesit daraltılması durumunda, sistemin optimum tasarım noktasından uzaklaşması da ek bir verim kaybı getirecektir.

Şekil 2.23'de bir motor ile birlikte çalışan ve ayarlanabilir türbin giriş kesitine sahip sistemin karakteristiği verilmiştir. Görüldüğü gibi motor debisi azalmasına rağmen, türbin giriş kesitinin daraltılması ile basınç oranını yeniden yükseltmek mümkün olmaktadır. Bu sırada sistem verimi, bazı noktalar dışında, çok fazla düşmemektedir. Sonuçta, Şekil 2.24'de görülebileceği gibi, alçak dönme sayılarında

kesit daraltılması ile motor momentinde belli bir iyileşmeye ulaşılmıştır.(Ref.3)



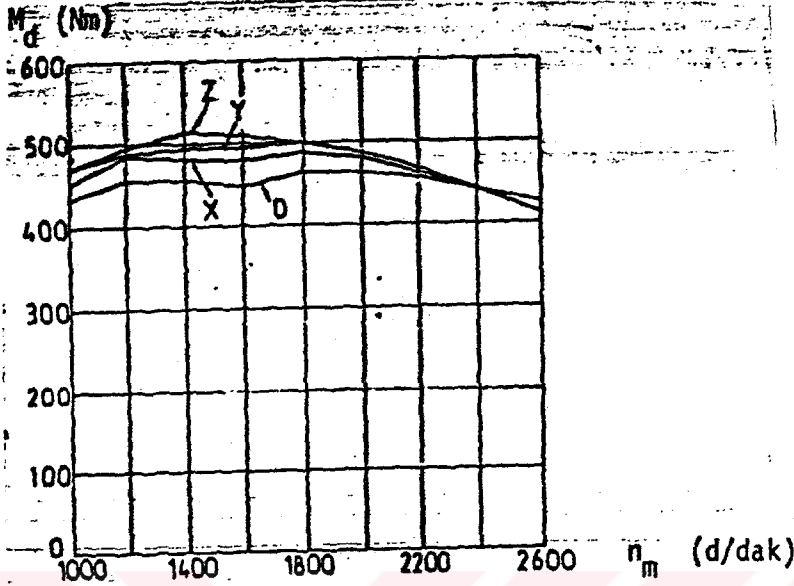
Şekil 2.22- Hareketli yönlendirme kanatları ile yapılan kesit daraltılması



Şekil 2.23- Türbin giriş kesitinin doldurucu performansına etkisi

(O)-Türbin giriş kesiti
%100 açık
(Y)-Türbin giriş kesiti

(X)-Türbin giriş kesiti
kesiti %25 açık
(Z)-Türbin giriş kesiti



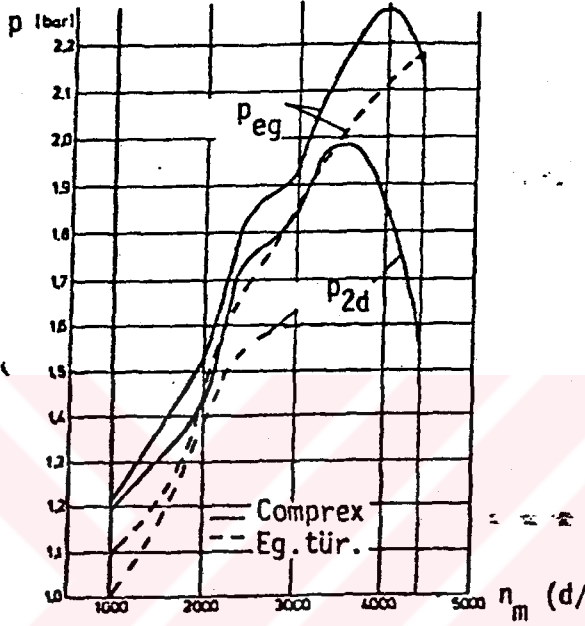
Şekil 2.24-Şekil 2.23'deki doldurucu ile çalışan motorun moment karakteristiği

(iii) COMPREX sistemi

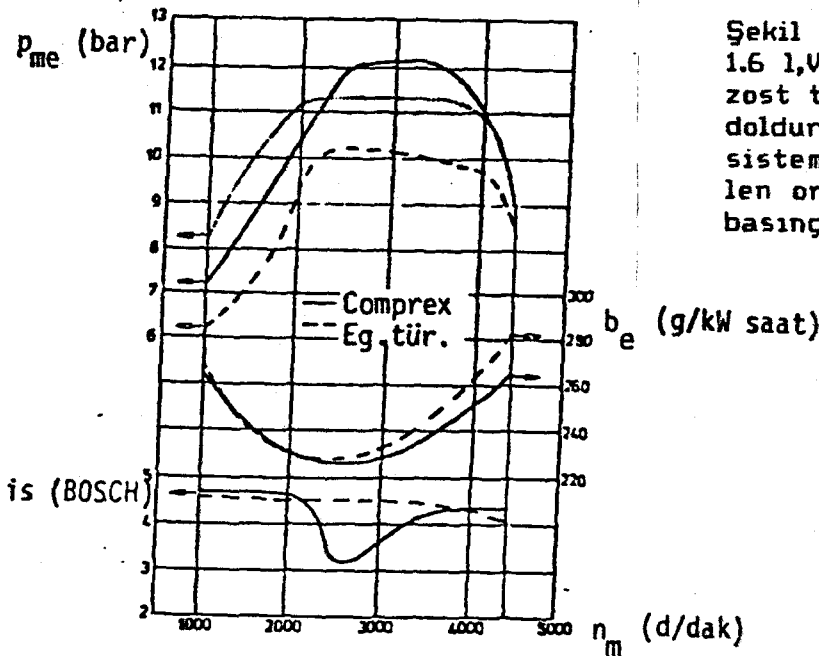
COMPREX sistemi, düşük yük ve dönme sayılarında ETAD'a göre çok daha yüksek basınç oranları sağlayabilmektedir. Bu özelliği nedeniyle, COMPREX sistemi, bugün taşıt motorlarında daha sık kullanılmaktadır.

Şekil 2.25 'de 3-Sil., 1.6l, VW motorunun ETAD 'lı ve COMPREX sistemle aşırıdoldurmalı durumları için, doldurucu basınç oranının dönme sayısı ile değişimi, Şekil 2.26 'da ise ortalama efektif basıncın değişimi verilmiştir. Görüldüğü gibi COMPREX sistemi alçak dönme sayılarında daha yüksek basınç oranı ve buna bağlı olarak daha yüksek ortalama basınç sağlayabilmektedir. Ayrıca yakıt tüketimi gerekse BOSCH skalasına göre verilmiş, is değerleri de comrex sistemde daha

iyidir. Noktalı verilen eğri complex sistemin ideal olarak sağlaması gereken ortalama efektif basınç eğrisidir. Şekil 2.27 'de complex ve türbinli sistemin basınç yükseliş hızla yükselmektedir.(Ref.3)

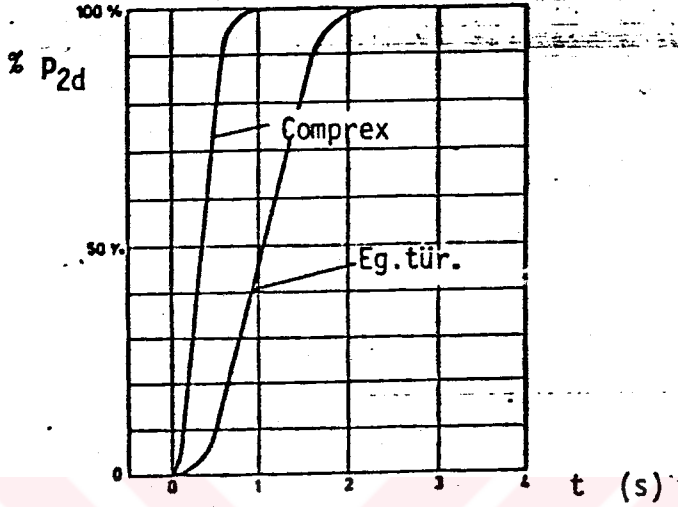


Şekil 2.25 3-Sil.,1.6 l, VW motorunda egzoz türbini-santrifüj doldurucu ve COMPREX sistemi ile elde edilen basınç oranları

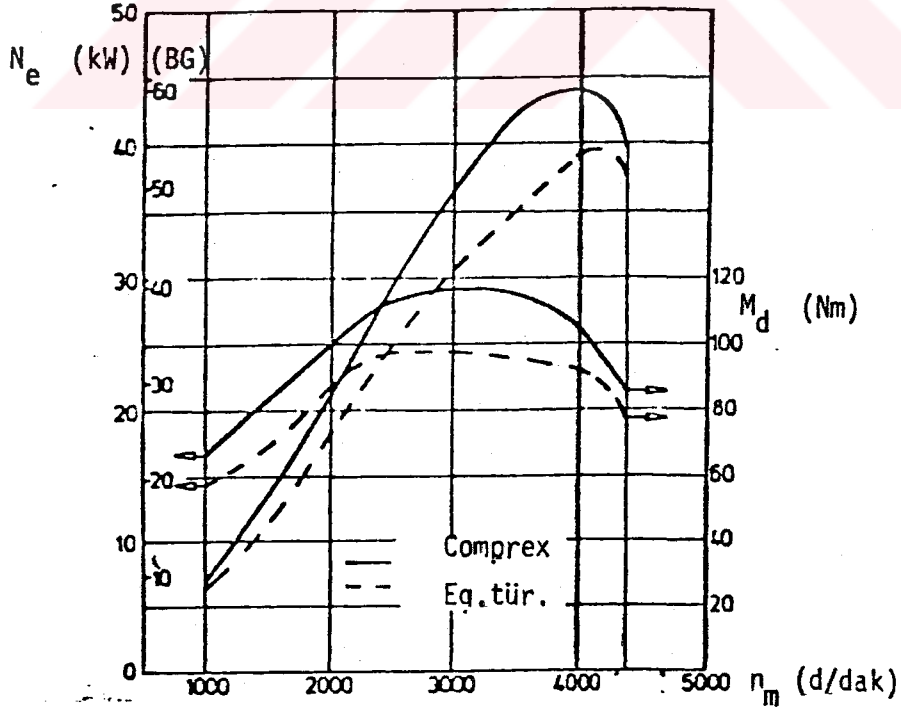


Şekil 2.26: 3-Sil., 1.6 l, VW motorunda egzoz türbini-santrifüj doldurucu ve COMPREX sistemi ile elde edilen ortalama efektif basınçlar.

Şekil 2.28 'de ise söz konusu motorun her iki sistem ile sağladığı güç ve moment karakteristikleri verilmiştir.



Şekil 2.27 -3-Sil.,1.6 I, VW motorunda egzoz türbini-santrifüj doldurucu ve COMPREX sistemi ile elde edilen basınç yükseliş hızları



Şekil 2.28 -3Sil.,1.6 I, VW motorunda egzoz türbini-santrifüj doldurucu ve Comprex sistemi ile elde edilen motor güçleri ve momentleri

2.6- AŞIRI DOLDURMA HAVASININ SOĞUTULMASI

Adyabatik sıkıştırma sonunda doldurucudan çıkış sıcaklığı

$$T_{2ad} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1-1/k}$$

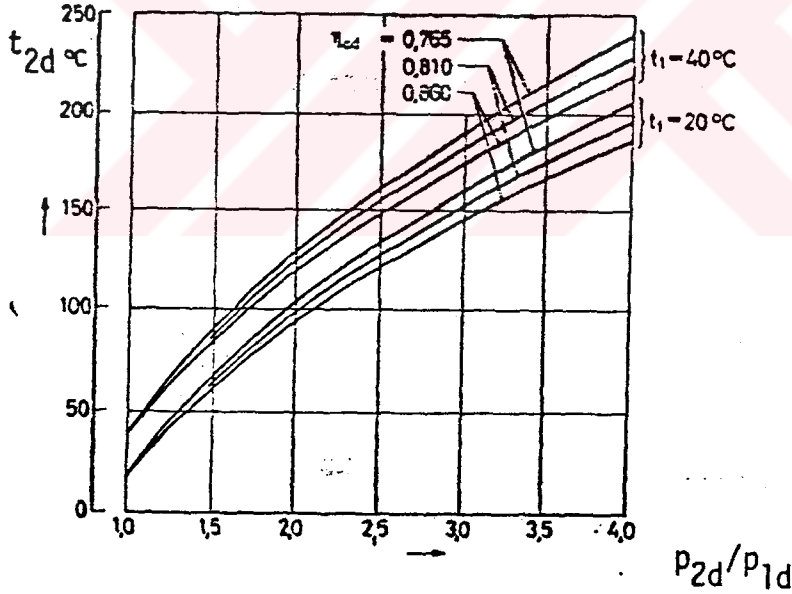
şeklinde yükselmekte, yoğunluk ise

$$\rho_{2ad} = \rho_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1/k}$$

şeklinde azalmaktadır. Ancak doldurucudaki aerodinamik kayıplar nedeniyle ortaya çıkan ve (3.9) ifadesi ile verilen

$$\eta_{d-ad} = (T_{2ad} - T_1) / (T_2 - T_1)$$

adyabatik doldurucu verimi de göz önüne alınırsa



Şekil 2.33- Basınç oranına ve adyabatik doldurucu verimine bağlı olarak doldurucu çıkış sıcaklıkları

$$T_2 > T_{2ad}$$

olacak ve yoğunluk

$$P_2 < P_{2ad}$$

şeklinde daha da azalacaktır. Şekil 2.33 'de basınç oranına ve adyabatik doldurucu verimine bağlı olarak çıkış sıcaklıkları verilmiştir.

örneğin,

$$T_1 = 293 \text{ K}, \quad P_2/P_1 = 1.5, \quad \eta_{d-ad} = 0.765 \quad \text{için} \quad T = 46.5 \text{ K}$$

$$T_1 = 293 \text{ K}, \quad P_2/P_1 = 1.5, \quad \eta_{d-ad} = 0.860 \quad \text{için} \quad T = 42.5 \text{ K}$$

$$T_1 = 313 \text{ K}, \quad P_2/P_1 = 1.5, \quad \eta_{d-ad} = 0.765 \quad \text{için} \quad T = 50.0 \text{ K}$$

$$T_1 = 313 \text{ K}, \quad P_2/P_1 = 1.5, \quad \eta_{d-ad} = 0.860 \quad \text{için} \quad T = 45.0 \text{ K}$$

$$T_1 = 293 \text{ K}, \quad P_2/P_1 = 3.0, \quad \eta_{d-ad} = 0.765 \quad \text{için} \quad T = 142 \text{ K}$$

$$T_1 = 293 \text{ K}, \quad P_2/P_1 = 3.0, \quad \eta_{d-ad} = 0.860 \quad \text{için} \quad T = 126 \text{ K}$$

$$T_1 = 313 \text{ K}, \quad P_2/P_1 = 3.0, \quad \eta_{d-ad} = 0.765 \quad \text{için} \quad T = 152 \text{ K}$$

$$T_1 = 313 \text{ K}, \quad P_2/P_1 = 3.0, \quad \eta_{d-ad} = 0.860 \quad \text{için} \quad T = 134 \text{ K}$$

olmaktadır. Görüldüğü gibi basınç oranı arttıkça çıkış sıcaklığı oldukça yükselmekte ve her durumda, adyabatik doldurucu verimindeki (% 13-14)'lük bir artış sıcaklıkta (%8-10) luk bir düşme getirmektedir.

Dodurma havası yoğunluğunda ,dolayısıyla motor havası miktarında ve motor gücünde azalmanın önüne geçmek için çıkış havası motora gönderilmeden önce soğutulmalıdır. Soğutma, aynı derecede, sıkıştırma başı sıcaklıklarının, dolayısıyla genel sıcaklık seviyesinin yükselmemesi için de gereklidir. Doldurucu çıkış havasının soğutulması (ara soğutma) sonucu, aynı doldurma basıncı için, motor havası miktarı arttığından , erişilen ortalama efektif basınç da büyümekte ve hem mekanik verim göreceli olarak büyüdüğü, hem de düşen sı-

caklıklar ile ısı kaybı azaldığı için motor verimi de artmaktadır.

Genel olarak (P_2/P_1) 1.5) 'den sonra ara soğutma ekonomik olmaya başlamaktadır. (P_2/P_1) 2) için ara soğutma şart gibidir. Giriş havasının sıcaklığını (50-60°C)'a indirmek genellikle yeterlidir. Bu bakımdan nispeten küçük boyutta bir su ile soğutma sistemi kullanarak ekonomik bir soğutma yapmak mümkün olmaktadır. Soğutma suyu ısı değişimciye (45-40°C)'ta girer ve (55-60°C)'ta çıkar. Soğutma aracı olarak hava kullanarak doldurucu çıkış havası sıcaklığını ortam sıcaklığının (15°C) üstüne kadar düşürmek olanaklıdır.

Doldurma havasını soğuturken atılan ısıyı daha sonra egzostdan sonra atmaya gerek kalmamaktadır. Genel sıcaklık seviyesi de düşmüş olduğundan soğutma suyu ile atılan ısı da azalmaktadır. Böylece motor soğutma sistemi küçülecektir. Ortalama efektif basınç arttıkça, ara soğutma ile atılan ısı miktarı da arttığından, motor devresinden atılan ısıda azalmaktadır. Örneğin, (1.3 MPa)'lık ortalama efektif basınca sahip bir lokomotif motorunda doldurma havasının soğutulması sırasında atılan ısı toplam yakıt enerjisinin (%5.2)'si ve motor soğutma suyu ile atılan ısı (%15.5)'i iken, ($P_{m.} = 1.77$ MPa)'lık bir gemi motorunda bu oranlar (%12.2) ve (%10.6)'dır. Ancak dikkat edilirse her iki motorda da soğutmaya giden toplam ısı oldukça azalmış (%21-22) mertebelerin de kalmıştır. Aşırı doldurmada genel olarak egzoz gazlarına

daha çok,soğutma suyuna ise daha az enerji bırakılmaktadır.

Su ile soğutma durumunda doldurma havasını soğutmak için gerekli soğutucu hacmi, doldurma havası ve soğutucu akışkan arasındaki küçük sıcaklık farkı nedeniyle,büyük tutulmak mecburiyetindedir. Ancak soğutma ile atılan toplam ısının düşmüş olması nedeniyle toplam soğutucu hacminde belirgin bir artış olmamaktadır.

Yaklaşık olarak,doldurma havasının sıcaklığındaki her (10°C) 'lik düşme yoğunluğu (%3) kadar artmaktadır. Bu da güçte (%3) 'lük bir artış demektir. Ayrıca sıcaklık seviyesinin düşmesi sonucu özgül yakıt tüketiminde de (%0.5)' lik bir düşme görülmektedir. Aynı yakıt tüketim miktarı korunacak olursa güçteki artma (%3.5)'u bulmaktadır. Bunlara ilave olarak, eğer doldurma havasını soğuttuktan sonra sıcaklık seviyesini yeniden soğutulmamış duruma çıkaracak şekilde ilave yakıt kullanacak olursa , ara soğutma ile elde edilecek güç artışını, her (10°C)'lik soğutma için(%5)'e çıkarmak olanaklıdır. Tablo 2.2 ' de ($P_{m.} = 1.76 \text{ MPa}$)'lık bir MAN gemi motorunda ,ara soğutmanın etkisini görmek amacıyla ,doldurma havasının motora giriş sıcaklığının (40°C) yükselmesi durumunda ,çeşitli büyüklüklerin nasıl değiştiği gösterilmiştir. Sonuçlar motor çevriminin nümerik olarak hesabı sonunda elde edilmiştir;

-(1.) kolonda yakıt miktarı ve türbin giriş kesiti sabit tutulmakta ve doldurucu çıkış basıncının (motora giriş basıncı) değişmesine izin verilmektedir. Görüldüğü gibi motor havası miktarı azalmakta , buna paralel olarak ,

yakıt miktarı değişmediği halde, türbin giriş sıcaklığı (eg zoz çıkış sıcaklığı) yükselmektedir. Türbin kesiti sabit kalmasına rağmen, (T_3) büyüdüğü için (ψ_{tP_3}) ve (ξ) büyümekte ve dolayısıyla (P_{ed}) ve (P_{em}) büyümektedir. Ancak soğutmaya giden ısı da büyüdüğünden ortalama basınçlarda ve verimlerde azalma ortaya çıkmaktadır.

- (2.) kolonda yakıt miktarı ve doldurucu çıkış basıncı sabit tutulmuştur. Türbin giriş sıcaklığı artmış olmasına rağmen doldurucu çıkış basıncının (türbin kesiti artırılarak) sabit tutulması nedeniyle motor havası miktarı artmamış, tersine daha da azalmıştır. Sonuçta soğutmaya giden ısı ve verimler azalmaktadır.

- (3.) kolonda (\dot{m}_v) azaltılarak türbin giriş sıcaklığı düşürülmüş ve soğutmaya giden ısı sabit tutulmuştur. Türbin gücü düştüğünden ortalama basınçlarda büyük bir azalma gözlenmektedir.

- (4.) kolonda yakıt miktarı azaltılmış ve türbin gücünde görülecek düşme türbin kesiti daraltılarak yeniden kazanılmıştır. Bu şekilde doldurma basıncı sabit tutulabilmiştir. Ancak verimlerde ve ortalama basınçlarda düşme gözlenmektedir. Dikkat edilirse efektif verimdeki azalma (%2) kadar olupda bu, daha önce verilen ve deneysel verilerden elde edilmiş olan, her (10°C)'lik giriş sıcaklığı artışına karşı verimdeki (%0.5)'lik azalmaya ,çok uygun düşmektedir. (Ref.3)

	m_y :sabit A_t :sabit P_{m1} :değiş.	m_y :sabit A_t :değiş. P_{m1} :sabit	m_y :değişken A_t :sabit $Q_{soğ}$:sabit	m_y :değişken P_{m1} :sabit $Q_{soğ}$:sabit
$\frac{\Delta \dot{m}_m}{\dot{m}_m}$	% -2.6	% -5.1	% -13.7	% - 7.15
ΔT_{T3}	+ 34.9	+43.4	+18.7	+14.2
$\frac{\Delta P_{m1}}{P_{m1}}$	% + 4.2	% 0	% - 6.2	% 0
$\frac{\Delta P_{m2}}{P_{m2}}$	% - 1.1	% - 1.23	% - 15.4	% - 13.7
$\frac{\Delta Q_{soğ}}{Q_{soğ}}$	% + 14.3	% + 16.2	% 0	% 0
$\frac{\Delta A_t}{A_t}$	% 0	% + 6.8	% 0	% - 7.2
$\frac{\Delta \dot{m}_y}{\dot{m}_y}$	% 0	% 0	% - 14.4	% - 12.7
$\frac{\Delta \eta_i}{\eta_i}$	% - 1.1	% - 1.23	% - 1.0	% - 1.0
$\frac{\Delta P_{m1}}{P_{m1}}$	% - 1.13	% - 1.25	% - 16.8	% - 14.7
$\frac{\Delta \eta_e}{\eta_e}$	% - 1.13	% - 1.25	% - 2.4	% - 2.0

Tablo 2.2- ($P_{m1} = 1.76$ MPa)'lık bir MAN gemi motorunda doldurma havasının motora giriş sıcaklığının ($40^\circ C$) yükseltilmesi durumunda çeşitli büyüklüklerin değişimi

\dot{m}_m :Motor havası debisi
 P_{m1} :Doldurma havası motora giriş basıncı
 $Q_{soğ}$:Soğutmaya giden ısı
 η_i, η_e :indike-efektif verim

T_{T3} :Türbin giriş sıcaklığı
 P_{m2} :Ortalama indike basıncı
 A_t :Türbin kesiti

3 - AŞIRI DOLDURMANIN MOTOR VERİMİNE VE EGZOZ EMİSYONUNA ETKİSİ

Aşırı doldurmanın motor verimine etkisi, doldurucu gücü ortalama efektif basınç cinsinden yazılırsa daha açık olarak görülebilir. Doldurucu gücü ($N_d = W$) ise ,bu gücü verecek olan ortalama basınç ($P_{md} = N/m^2$), motor büyüklükleri ($n_m = d/s$, $V_H = m^3$) cinsinden

$$P_{md} = \frac{N_d}{n_m V_H} \quad (3.1)$$

olarak yazılabilir.

Doldurucu gücü , ayrıca (2.15) ifadesi ile

$$N_d = \frac{1}{\eta_d} \dot{m}_d C_{ph} T_{1d} \left(1 - \left(\frac{P_{2d}}{P_{1d}} \right)^{\gamma-1/\kappa} \right)$$

şeklinde verilmiş idi. Doldurucu debisi ($\dot{m}_d = kg / s$), motor büyüklükleri ($V_H = m^3$, $n_m = d/s$) cinsinden

$$\dot{m}_d = V_H n_m f_{1d} \eta_v = V_H n_m \eta_v P_{1d} / R T_{1d}$$

yazılırsa , (3.1) ifadesi

$$P_{md} = \frac{\eta_v}{\eta_d} P_{1d} \frac{C_{ph}}{R} \left(1 - \left(\frac{P_{2d}}{P_{1d}} \right)^{\gamma-1/\kappa} \right) \quad (3.2)$$

olur. (Ref 3)

3.1-Mekanik tahrik ile ETAD arasında verim karşılaştırması

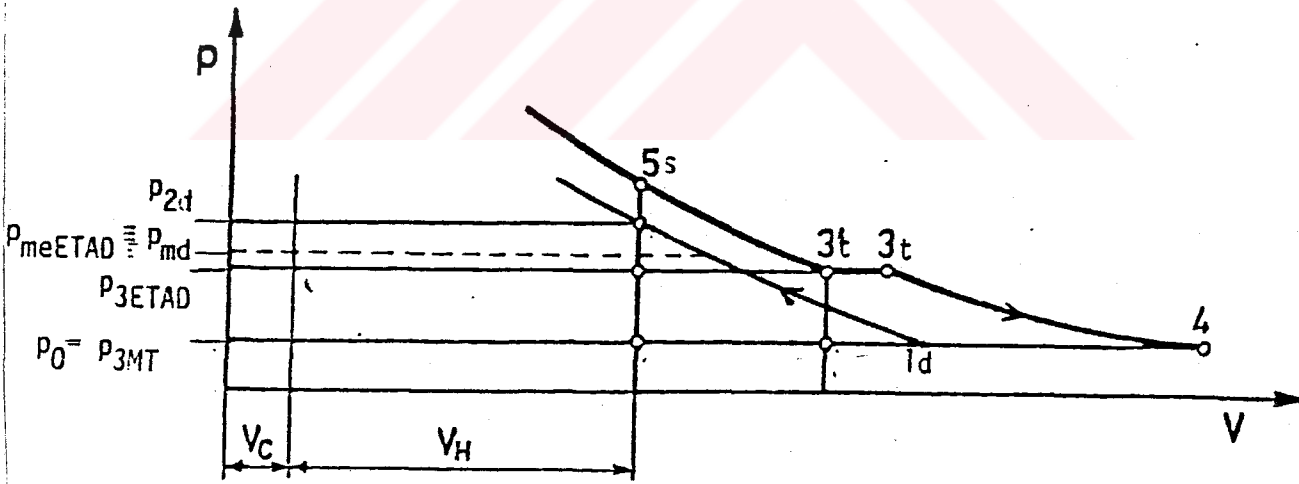
Mekanik tahrikte doldurucu gücü doğrudan motordan çekilmekte, ancak dolgu değişimi sırasında kısmen geri kazanılmaktadır. 2 zamanlı motorda doldurucu işinin geri kazanılması söz konusu olmadığı için karşılaştırma 4 zamanlı motor için yapılacaktır. Karşılaştırmada her iki tahrik şekli için (P_{2d})

(T_{2d}) ve (\dot{m}_d) 'ler aynı alınacaktır. Böylece doldurucu güçleri aynı olmaktadır. Her iki motor için hava fazlalık katsayıları da aynı alınmaktadır. Motora giriş sıcaklıkları (T_{2d}) ve hava fazlalık katsayıları aynı olunca her iki motorun termik zorlamaları da aynı olacaktır.

Mekanik tahrikle (MT) aşırı doldurmada ve ETAD durumunda $(p-V)$ diyagramının iş çevirimi kısmının değişmediği, (P_{me}) 'lerdeki farkın her iki tahriğe ait $(p-V)$ diyagramlarının dolgu değişimi kısmından kaynaklandığı kabul edilecek olursa, her iki tahrik şeklinin ortalama efektif basınç farkı (ΔP_{me}) için Şekil 2.29'dan

$$\Delta P_{me} = P_{meETAD} - P_{meMT} = P_{md} - (P_{3ETAD} - P_{3MT}) \quad (3.3)$$

veya $(P_{3MT} = P_{1d} = P_0 = \text{Atmosfer basıncı})$ kabülü ile



Şekil 2.29- Dolgu değişimi ve doldurucu çevirimleri

$$\Delta P_{me} = P_{md} - P_{3ETAD} + P_0 \quad (3.4)$$

yazılabilir. Her iki motor için hava miktarı ve hava fazlalık katsayısı aynı alındıklarına göre bunların tükettiği

yakıt miktarları da aynıdır. Böylece özgül yakıt tüketimi farkı güç farkı ile orantılı olmaktadır. Farkları ETAD büyüklüklerine oranlarsak ;

$$\frac{\Delta N_e}{N_{eETAD}} = \frac{\Delta P_{me}}{P_{meETAD}} = \frac{\Delta b_e}{b_{eETAD}} = \frac{P_{md} - P_{eETAD} + P_0}{P_{meETAD}}$$

olacaktır. Tablo 2.1'de ölçülmüş bazı tipik değerler verilmiştir.

P_{meETAD}	(MPa)	0.9	1.4	1.8
P_{md}	(MPa)	0.07	0.24	0.53
N_d/N_e	(%)	7.8	17	30
$\frac{\Delta P_{me}}{P_{meETAD}} = \frac{\Delta b_e}{b_{eETAD}}$	(%)	4.5	13	23

Tablo 2.1 - Mekanik tahrik ve etad durumunda ölçülmüş bazı değerler

Görüldüğü gibi ETAD ile (1.8 MPa)'lık bir ortalama efektif basınç elde edilirken, doldurucu ortalama basıncı (0.53 MPa)'a ulaşmaktadır. Böylece mekanik tahrikte doldurucu tarafın-

dan motordan çekilen güç (%30)'u bulacak ve ortalama efektif basınç (1.27 MPa)'a düşecektir. Ancak dikkat edilirse mekanik tahrik ile ETAD arasında özgül yakıt tüketimi farkı ancak (%23)'dür. Bunun nedeni mekanik tahrik durumunda, dolgu değişimi sırasında çekilen gücün (%7) kadarının geri kazanılmasıdır. Mekanik tahriğe gerçek ortalama efektif basınç 1.27 MPa 'dan daha fazladır. Çünkü kazanılan güç mekanik tahrikte daha fazladır. Gerçekten Şekil 2.29'da görüldüğü gibi

$$(P_{ed} - P_{id}) V_H > (P_{ed} - P_{3t}) V_H$$

dir. 2 stroklu motorda dolgu değişimi çevrimi bulunmadığı için geri kazanılan güç de yoktur. Bunlarda iyi bir süpürme yapabilmek için , hava miktarı 4 stroklulardan daha fazla tutulduğundan doldurucu gücü ($P_{me} = 1$)'da bile motor gücünün (%25)'ni bulabilir. Bu nedenle 2 stroklu motorlarda mekanik tahrik daha çok düşük basınçlı süpürme için kullanılır.

Yukarıda yapılan, p-V diyagramının iş çevirimi kısmının her iki doldurma şekli içinde aynı olduğu kabülü pratikte pek doğru değildir. Çünkü ETAD halinde, egzoz gazları (P_{id}) 'den daha büyük olan (p_{3t}) basıncına karşı aktıklarından, egzoz açılma basıncı (P_{e}) 'i mekanik tahriktekinden daha yüksek tutmak gerekebilir. Bu nedenle umulan verim kazancına erişilmeyebilir. (Ref.3)

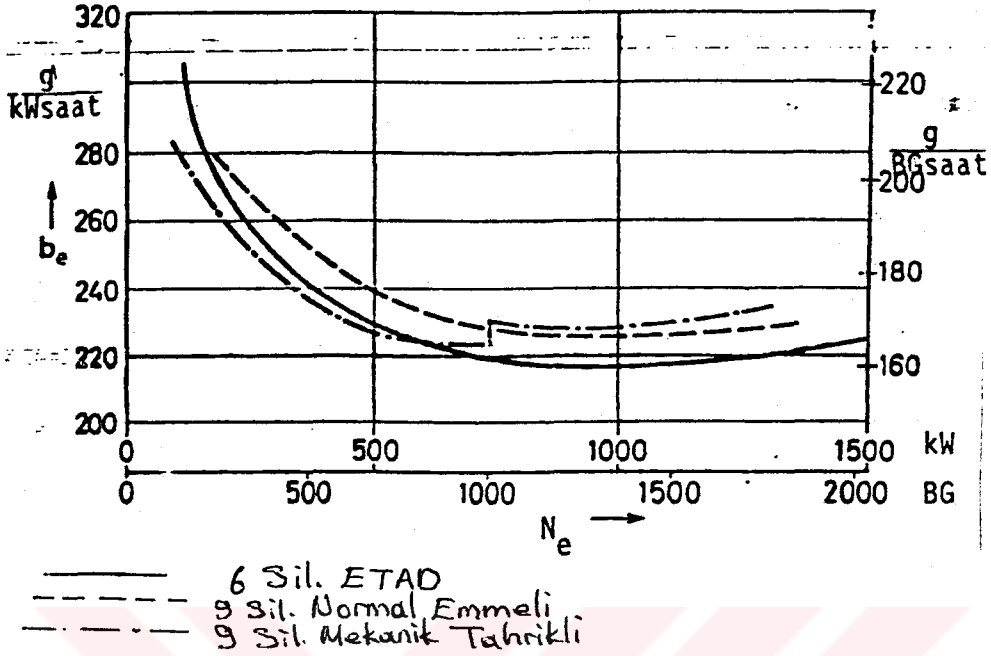
3.1.1-Normal emmeli motor ile verim karşılaştırması

Aşırı doldurma ile ortalama efektif basınç büyüktür. Büyüyen (P_{me}) ile mekanik verim de göreceli olarak

arttığından (aynı güç için motor boyutu küçülüyor) mekanik tahrikli aşırı doldurulmuş motor ile normal emmeli motor arasındaki verim farkı, mekanik tahrikli aşırı doldurulmuş motor ile egzoz türbini ile aşırı doldurulmuş motor arasındaki farktan azdır. Kısmi yüklerde, mekanik verimin karşılayıcı etkisi azaldığından, normal emmeliye göre olan verim kaybı büyür ETAD halinde ise daha önce bahsedilen nedenlerden dolayı alçak yük ve dönme sayılarında bile verim normal emmeli motordan yüksektir. Şekil 2.30'da bir seri motorda elde edilmiş özgül yakıt tüketimi değerleri verilmiştir. Mekanik tahrikle aşırı doldurmalı ve 6 silindirli motorda aşırı doldurma ünitesi yarı yükte devreye girmektedir. Bu noktadan önce bu motorun verimi 9 silindirli normal emmeli motordan daha yüksektir. Şekil 2.31'de ise normal emmeli ve ETAD 71 iki motor karşılaştırılmışlardır.(Ref.3)

3.1.2-Benzin motorlarında aşırı doldurmanın verime etkisi

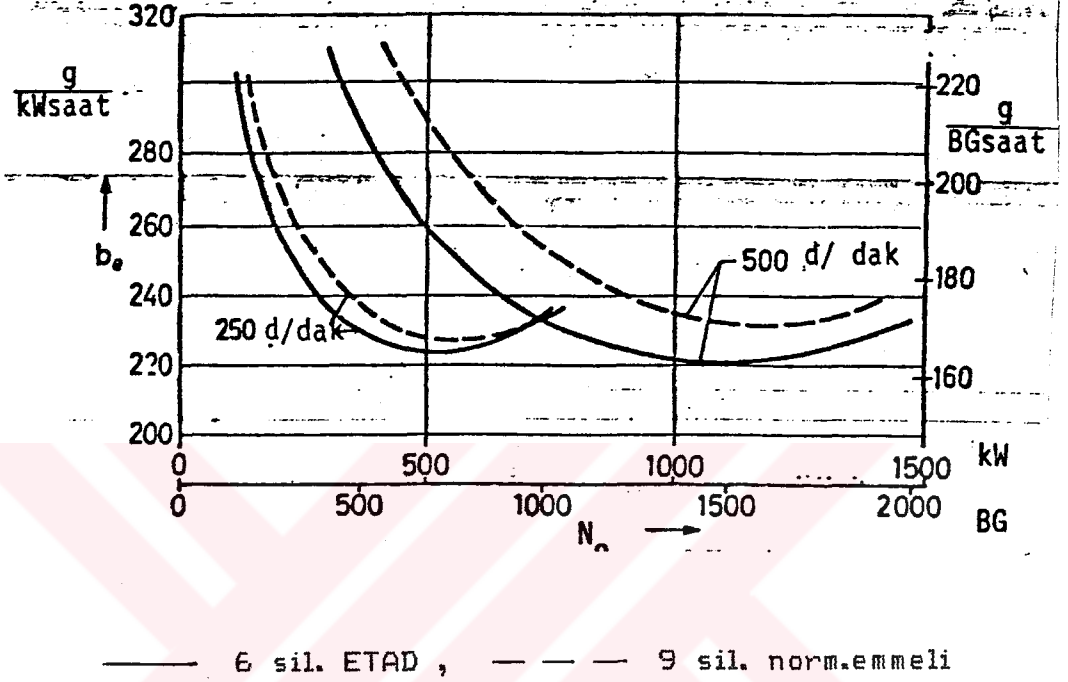
Benzin motorlarında aşırı doldurma yapıldığında vuruntu ortaya çıkmaması için,yükselmiş bulunan sıkıştırma sonu basınçlarını yeniden eski seviyelerine getirmek amacıyla sıkıştırma oranı düşük tutulmaktadır. Benzin motorları için geçerli olan (8-10) luk sıkıştırma oranları seviyesinde termik verim sıkıştırma oranı ile hızlı bir şekilde değiştiğinden , aşırı doldurmalı benzin motorlarında belli bir verim kaybı göze alınmalıdır.(Ref.3)



Şekil 2.30 - Mekanik tahrikle aşırı doldurmalı, egzost türbini ile aşırı doldurmalı ve normal emmeli motorların özgül yakıt tüketimleri

3.2 - Aşırı Doldurmanın Egzoz Emisyonuna Etkisi

Aşırı doldurmanın egzoz emisyonuna etkisi, hava fazlalık katsayısının değişmesi nedeni ile çalışma şartlarına göre değişik olmaktadır. Mekanik tahrik durumunda, kısmi yüklerde ve düşük devirlerde aşırı doldurmalı motor normal emmeliye göre daha büyük hava fazlalığı ile çalışırken, büyük yüklerde her iki motorun hava fazlalık katsayıları birbirlerine yaklaşmaktadırlar. ETAD durumunda ise durum tam tersinedir. (Ref.3)



Şekil 2.31- Egzoz türbini ile aşırı doldurmalı ve normal emmeli motorların özgül yakıt tüketimleri

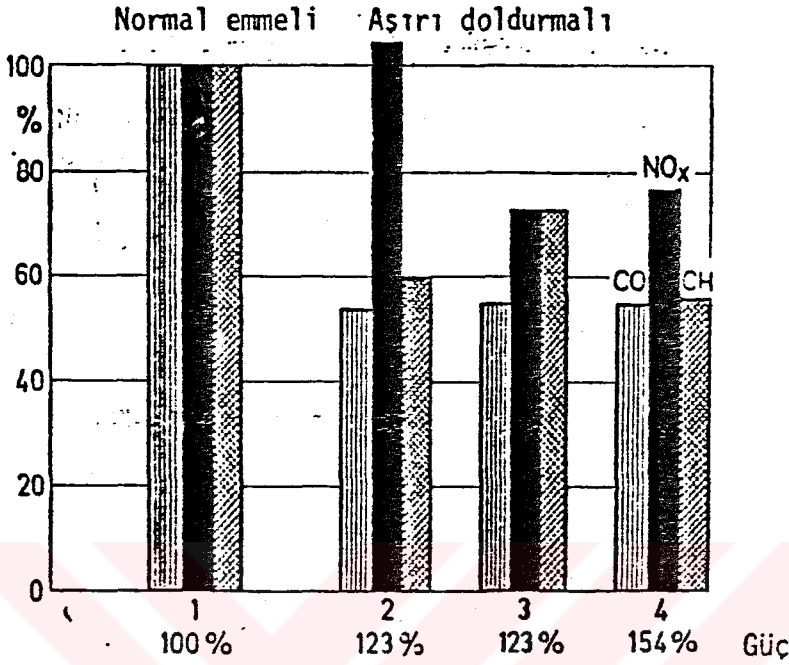
3.2.1-is emisyonu

Dizel motorlarında hava katsayısının üzerinde en fazla etkili olduğu emisyon is emisyonudur. ETAD durumunda, yüksek yüklerde , hava fazlalık katsayısı hemen her zaman is sınırının üstünde kalmaktadır. Bunlarda is sınırından daha önce termik ve mekanik zorlanma sınırına gelmektedir. Gerçekten örneğin çalışma yeri yüksekliğinin artması ile düşen hava yoğunluğu nedeniyle motora daha az miktarda hava gitse bile, az hava ile yanma sonucu artan egzoz sıcaklıklarına

azalan hava miktarı otomatik olarak karşılanmaktadır.Ancak bu durumda genel ısı seviyesi de yükselmiştir.Alçak motor yükü ve dönme sayılarında ve özellikle hızlanma sırasında ise, daha önce de bahsedildiği gibi , durum tam tersinedir ve ETAD 71 motorlar buralarda. azalan türbin gücüne bağlı olarak azalan hava debisi nedeniyle, kolaylıkla is sınırına girebilirler.(Ref.3)

3.2.2-CO,CH,NO_x emisyonları

Birim güç başına CO,CH emisyonları aşırı doldurma so nucu azalır. Bunun nedeni sıcaklıkların aşırı doldurma ile yükselmesidir.NO_x için ise bu azalma ancak doldurma havası soğutulup genel sıcaklık seviyesi normal emmeli motorun seviyesine indirilirse mümkün olabilir.Çünkü, yüksek ve oksijen konsantrasyonu CO,CH üzerine azaltıcı yönde etki ederken NO_x'de durum tam tersinedir. Şekil 2.32'de hava soğutmalı bir kamyon motorunda çeşitli yüklerde ölçülmüş emisyon miktarları verilmiştir. Görüldüğü gibi ,CO,CH emisyonlarında önemli azalmalar elde edilmiştir.NO_x emisyonu ise doldurma havasının soğutulmasıyla azalmaktadır.Dikkat edilirse ara soğutma CH üzerine olumsuz etki etmektedir.Ancak,ara soğutmalı durumda bile, artangüçle birlikte artan sıcaklıklar nedeniyle CH emisyonunun yeniden düşmüştür.(Ref.3)



Şekil 2.32- Hava soğutmalı bir kamyon motorunda aşırı doldurmanın egzost emisyonuna etkisi

- (1) Aşırı doldurma yok
- (2) Ara soğutmasız aşırı doldurma
- (3) Ara soğutmalı aşırı doldurma

3.2.3-Aşırı doldurmanın benzin motorlarında emisyonuna etkisi

Benzin motorları yüksek güç istendiğinde, hava fazlalık katsayısı = 0.9-0.95, yüksek verim istendiğinde ise hava fazlalık katsayısı = 1.05-1.10 gibi değerlerde çalıştırılmaktadır. Hava fazlalık katsayısının 1'den küçük olması durumunda CO, CH emisyonları artmaktadır. NO_x emisyonu ise hava fazlalık katsayısı = 1 civarında bir maksimuma sahiptir. Bu nokta NO_x emisyonuna etkili olan sıcaklık ve oksijen kon

santrasyonunun birlikte en yüksek değere ulaştığı noktadır. Ara soğutma olmadan yapılan bir aşırı doldurma, sıcaklık seviyesini yükselteceğinden, NO_x emisyonuna olumsuz etki edecektir.

Benzin motorlarında emisyon kontrolü katalizatör kullanıp egzoz gazlarını silindirden çıktıktan sonra temizleyerek yapılabilir. Her üç bileşene de etkili olan katalizörler hava fazlalık katsayısı=1'de tam etkilidirler. Diğer taraftan, hava fazlalık katsayısını 1.1 civarında seçerek CO, CH emisyonlarını daha yanma sırasında önemli ölçüde azaltmak da olanaklıdır. NO_x emisyonunu azaltmanın bir yolu ise, ateşleme noktasını ÜÖN'ya yaklaştırarak (ateşleme avansını azaltarak) yanmayı geciktirmek ve bir yandan sıcaklık seviyesini düşürürken diğer yandan yüksek sıcaklık bölgesini oksijen konsantrasyonunun azalmış olduğu yanında sonuna kaydırmaktır.

Ancak, gerek katalizatör kullanarak gerekse büyük hava fazlalık katsayıları ile çalışılıp ateşleme noktasını ÜÖN'ya yaklaştırarak egzoz emisyonunda elde edilen iyileştirmeler beraberinde bir güç kaybı getirmektedir. Aşırı doldurma benzin motorlarında bu güç kaybını yeniden kazanmak için bir yol olarak kullanılabilir. (Ref.3)

SONUÇ : Sonuç olarak Aşırı doldurmalı motorlarda normal emmeli motorlara göre belirgin bir güç artışı ve özgül yakıt tüketiminde azalma meydana gelmektedir. Bu olumlu duruma karşın ilk yatırım maliyetinde ve araç ağırlığında bir artış da gerçekleşmektedir. Ancak birim ağırlık başına elde edilen güç artışı ve özgül yakıt tüketimindeki azalma, ortaya çıkan olumsuzlukları telafi edecek şekildedir. önceleri yalnızca dört stroklu ve iki stroklu diesel motorlarında geniş bir uygulama alanı bulan aşırı doldurma, günümüzde küçük motor hacimlerinden büyük dört stroklu Otto motorlarında da rağbet görmektedir.

Aşırı doldurmanın avantajları yanında henüz tam olarak çözülmeyen problemleride mevcuttur. Bunlar arasındaki en önemli problemlerden biri yüksek moment ihtiyacına yeterince cevap verememesidir. Bu konuda üretici firmalar çeşitli yöntemler üzerinde yoğun çalışmalar yaparak çözüm aramaktadırlar. Aşırı doldurmayla ortaya çıkan diğer önemli sonuçta, atmosfere atılan egzost gazlarından CO ve HC oranlarında belirgin bir azalma gözlemlenirken, yanma sonu sıcaklıklarının artması sonucunda NOx gazlarının konsantrasyonunun artmasıdır. Asit özelliği bulunan bu gazların konsantrasyonunun azaltılması için katalitik konverter kullanımı ve yanma sonu sıcaklıklarının çeşitli yöntemlerle düşürülmesi yoluna gidilmektedir. Gelecekte yakıt olarak petrol ürünlerinin kullanıldığı motorlarda aşırı doldurma yöntemlerinin daha çok geliştirilerek uygulamadaki problemlerin en aza indirgenmesi gerekmektedir

Çünkü, özellikle ulaşım ve taşıma sektörlerinde gün geçtikçe daha az yakıtla , daha güçlü ve seri araçlara talep artmaktadır.

Dünyanın çevre problemleri ve petrol rezervlerindeki sıkıntılar gözönünde bulundurulursa, alternatif enerji kaynaklarındaki gelişmeler tatmin edici seviyeye gelene kadar, aşırı doldurma zaman kazandırıcı bir faktör olacaktır.



KAYNAKLAR

- 1- Otto und Diesel Motoren :Arbeitsweise, Aufbau und Berechnung von Zweitakt-und Viertakt-Verbrennungsmotoren-Dipl. Ing. Grohe, Heinz. -9. Auflage. Würzburg:Vogel, 1990
- 2-Alternativen Zum Turbolader-Ladesysteme-MOT Technik Seminar (1/1984)-Dr.Walzer, Peter.
- 3- Aufladung von Verbrennungs Motoren- Prof.Zinner,Karl
- 4- Kraft aus dem Abgas - Turbolader /MOT Technik Seminar (26/1983).-Dr. Ing.Zloch,Norbert.
- 5- iğten Yanmalı Motorlarda Aşırı Doldurma- Dç. Dr.Ergeneman, Metin

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Cüneyt TAÇ
Doğum Tarihi : 22.04.1965
Doğum Yeri : Çorum

1977 yılı'nda Çorum Bahçelievler İlk-
okulu'ndan mezun oldu.

1980 yılı'nda Amasya Atatürk Lisesi'nin
orta bölümünü bitirdi.

1983 yılı'nda İstanbul Eyüp Otakçılar
Lisesi'nden mezun oldu.

1983-1984 öğretim yılında Yıldız
Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina
Mühendisliği Bölümünü kazandı.

1989-1990 öğretim yılında Makina
Mühendisliği Enerji Makinaları Bölümünü bitirdi.

1990-1991 öğretim yılında Yıldız
Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans
Giriş sınavlarını kazanarak Enerji Makinaları
Bölümünde öğrenimine devam etti.

1993-1994 yılı'nda Aşırı Doldurmalı
Motorlar üzerine tez hazırladı.