

# TURBOŞARJ SİSTEMİ

**Nedim OŐUR**

MASTER TEZİ

Turbokompresörlerle Motorların  
Aşırı Doldurulması Konusunda  
Yapılan Bir Araştırmadır  
Yöneten: Prof. Dr. Battal KUŞHAN

Eskişehir  
Anadolu Üniversitesi  
Mim. Müh. Fakültesi  
Şubat 1985

## ÖNSÖZ

Bilimin her alanda dev adımlarla ilerlediği bir zamanda yaşamaktayız. Bilimsel ve teknolojik gelişmeler baş döndürücü boyutlarda seyretmektedir. Dünyanın bir çok ülkesinde üniversiteler ve çeşitli sanayi kuruluşları, araştırma-geliştirme departmanlarında bilimsel ve teknolojik çalışmaları hızla sürdürmektedirler. Zamani durdurmak imkansız gibi gözükse de, bir anlamda zamani durduran dâhilerin, sınırlı ömürlerine neleri sığdırabildiklerini tarihi vesikalardan ibretle izlemek mümkündür.

Yurdumuzda bilimsel çalışma yapmanın, bir takım zorlukları vardır. Araştır-geliştirme maliyetlerinin yüksek oluşu, zamanın sınırlı oluşu ve döküman sıkıntısı, bilimsel çalışmaların ülkemizdeki hızının olumsuz yönde etkilenmesine neden olmaktadır. Bunun doğal sonucu olarak ta teknolojik gelişmelere bir çok alanda ayak uydurulamamaktadır. Bu durumda ise dışardan teknoloji ithali zorunlu hale gelmektedir. Ülkelerin, teknik bilgi (Know-How:ustalık bilgisi) maliyetlerini ve transfer şartlarını zorlaştırarak, bunun yerine ürettikleri mal ve hizmetleri ihraç etme eğiliminde oldukları da gözden kaçmamaktadır.

Günümüzde, turboşarj grupları yurt dışında seriler halinde üretilmektedir. Düzenli servis hizmetleri ile, dünyanın her yanına ulaşan belli başlı firmaların, turboşarj konusunda yüklü bir bilgi birikimleri vardır. Çünkü turboşarj konusundaki çalışmaların tarihi oldukça eskidir. Türkiye'de ise turboşarj konusundaki teknik çalışmalar yeni sayılır.

Aşırı doldurma sistemleri içinde turboşarj sistemine duyulan ilgi ise daha fazladır. Turboşarj üzerinde bilimsel çalışma yapan üniversite ve sanayi kuruluşlarının olanaklarını birleştirmeleri zorunludur. Çünkü turboşarj üzerindeki çalışmalar (saglayacağı faydalardan dolayı) hem turboşarjin motor teknigindeki kullanım alanını genişletecek; hem de çalışmalar yeterli düzeye ulaştığında turboşarj imalatı gerçekleşecektir.

Bu tez çalışmamla ben, aşırı doldurma sistemlerinden biri olan TURBOŞARJ sisteminin üzerinde yaptığım araştırmaları ortaya koymaya çalışacağım. Bu konu hakkında yurdumuzda derli toplu bir araştırmanın yapılmamış olması; ya da yapılmış olsa bile böyle bir kaynağı elde edememiş olmam dolayısıyla, yaptığım araştırmaların yeterli olmadığını söyleyebilirim.

Çalışmalarım süresince ilgi ve yardımlarını esirgemeyip çabalarım ışık tutan, tez yönetmenim, danışman hocam sayın Prof. Dr. BATTAL KUŞHAN'a teşekkürlerimi sunmayı bir borç bilirim. Ayrıca Anadolu Üniversitesi Müh. Mim. Fakültesi Öğretim Üye ve Görevlileri ile Kütüphane Yetkililerine de teşekkür ederim.

Şubat, 1985 ESKİŞEHİR.

NEDİM OĞUR

## İÇİNDEKİLER

1. AŞIRI DOLDURMA (SÜPERŞARJ).....	1
1.1. Aşırı doldurmanın faydaları	2
2. MOTOR GÜCÜNÜN ARTTIRILMASI.....	6
2.1. Silindir çapının büyütülmesi	6
2.2. Piston strokunun büyütülmesi	8
2.3. Devir sayısının arttırılması	9
2.4. Motor strokunun arttırılması	9
2.5. Silindir sayısının arttırılması	11
2.6. Ortalama indike basıncın arttırılması	12
3. AŞIRI DOLDURMA SİSTEMLERİ.....	23
3.1. Gaz dinamiği (dalga etkisi) ile aşırı dol- durma	23
3.2. Mekanik sistemlerle aşırı doldurma	24
3.3. Turbokompresörlerle aşırı doldurma	25
4. TURBOŞARJ SİSTEMİ.....	27
4.1. Isı bilançosu	29
4.2. Dört ve iki stroklu motorlarda turboşarj	32
4.3. Diesel ve Otto motorlarında turboşarj	34
5. EKZOST SİSTEMLERİ.....	37
5.1. Sabit basınçlı ekzot sistemi	37
5.2. Sürekli darbe tesirli ekzost sistemi	39
5.3. Kombine ekzost sistemi	45
5.4. Büchi usulü(sistemi)	45
6. SÜPÜRME SİSTEMLERİ.....	48
6.1. Paralel süpürme sistemi	50
6.2. Seri süpürme sistemi	51
6.3. Paralel-Seri süpürme sistemi	52
6.4. Hava işletmeli süpürme sistemi	53
6.5. Enjektörlü süpürme sistemi	54
7. TURBOŞARJ GRUBUNUN TERMODİNAMİK ETÜDÜ.....	55
7.1. Ortalama ekzost sıcaklığı	59
7.2. Basit turboşarj sistemi	64
8. ARA SOĞUTUCULAR.....	67

9. TURBOŞARJ GRUBUNUN KONSTRÜKSİYONLARI.....	74
10. MALZEME VE TEKNOLOJİ.....	94
10.1. Turboşarj yatak boşlukları	97
10.2. Hava basınç oranı kontrol sistemi	101
11. MOTOR TURBOŞARJ UYUMU.....	105
11.1. Turboşarj- Motor uyum hesapları	107
11.2. Bazı turboşarj gruplarının karakteristik değerleri	111
12. YAĞLAMA VE BAKIM .....	112
12.1. Turboşarjin bakımı	113
12.2. Temizlik ve muayene	114
13. TURBOŞARJ ARIZALARI.....	116
FAYDALANILAN KAYNAKLAR.....	117

## 1. AŞIRI DOLDURMA (SÜPERŞARJ):

İçten yanmalı motorların gelişimi ateşli silahların bulunmasıyla başlamıştır. Ateşli silahların bazı parçaları, içten yanmalı motorların bazı uzuvlarına benzemektedir. Örneğin: Topta namlu, silindiri; mermi, pistonu; barut ta yakıtı temsil eder.

1678 yılında ilk deneyleri Abbe Jean d'in tanutefe- uille yapmıştır. Bu tarihte başlayan çalışmalar bir çok i- lim adamı ile sürdürülmüş; 1867 yılında Nicolaus August OTTO'nun atmosferik gaz makinası ile yeni boyutlar kazan- mıştır. 1893 yılında Rudolf DIESEL'in ilk Diesel motorunu gerçekleştirmesi büyük bir olay olarak teknoloji tarihine geçmiştir. Aşırı doldurma ile ilgili ilk fikirler de Dr. Rudolf Diesel'den gelmiştir.<sup>1</sup>

İkinci dünya savaşının ardından İsviçre'de BUCHİ, Almanya'da Fflaum ve İngiltere'de Napier tarafından yapı- lan araştırmalar genel olarak süperşarj sistemine gerekli işletme emniyetini getirmiştir. Halen içten yanmalı motor- larda gücün 50.000 PSe sınırına erişmiş olması yalnız sü- perşarj sistemleri ile mümkün olmuştur.<sup>2</sup>

Aşırı doldurma sistemlerinin sağladığı güç artışı 1965'li yıllarda 50 % civarında iken 1970'li yıllarda 100 % civarında seyretmiştir.<sup>3</sup> Gemi, uçak, lokomotif ve çeşit- li enerji üretimlerinde kullanılan büyük kara tesislerin- de büyük güçlere duyulan ihtiyaç 100 %'ün üzerinde bir aşırı doldurmanın gerçekleşmesini mümkün kılan çalışma- lara sebep olmuştur. 100 %'ün üzerindeki aşırı doldurma- ya " Yüksek Aşırı Doldurma " denir.

Süperşarj grubunun getirdiği ek masraflar, elde edi- len güç artışının ancak çok küçük bir kısmını teşkil etti- ginden, halen orta ve büyük güçlü bütün motorlar, süper- şarjlı olarak yapılmaktadır. Yani bu gruplar modern konst- rüksiyonlarda motorun, piston veya krank mili gibi doğal bir parçası haline gelmiştir.

Patlamalı veya içten yanmalı motorlarda, emme stroku doğal şartlarda gerçekleşirse, silindire giren havanın ba- sıncı , emme stroku sonunda havanın ataleti, supap konst- rüksiyonundaki zorunluluklar vb. nedenlerle atmosfer ba-

sıncından düşük olur. Volumetrik verim %100'den düşük olduğundan ve ayrıca mükemmel bir yanma sağlayabilmek için hava fazlalık katsayısına uymak zorunda bulunulduğuna göre silindire püskürtülecek yakıt oldukça düşüktür. Yakıt miktarını arttırarak beher silindirden daha fazla güç almak mümkündür. Bu da silindire cebren fazla miktarda hava sevk etmekle sağlanabilir.

Silindir başına daha fazla güç elde edebilmek için şu halde silindirde daha fazla yakıtı, daha fazla hava ile yakmak zorundayız. Bu suretle indike basıncı arttıracamız. Bu da gücün artmasını sağlamış olacaktır.

Silindire fazla yakıt sevk etmek gerek Otto, gerekse Diesel motorlarında çok kolaydır. Bunun için gereken güç te önemsiz ölçüdedir. Önemli olan fazla havanın sevk için gereken güçtür. Bunun doğal sonucu olarak silindirde cereyan eden olayların termodinamik etkileri ne olacaktır? Zararlı etkileri giderebilecek konstrüktif çözümler neler olabilir? Sağlanan güç artışı arzu edilen ölçülere gelebilmiş midir? Bunların incelenmesi gerekir.

Silindirlere fazla hava diğer bir ifade ile basınçlı hava sevk ederek güç artışı sağlamak bir aşırı doldurma (süperşarj) işlemidir. Basınçlı hava temini için kullanılacak olan enerji, ya motorun ürettiği kendi gücünden, ya ayrı bir elektrik motorundan yada atmosfere atılmakta olan ekzost gazlarının enerjisinden temin edilir. Bazan ikisinden aynı anda yararlanmak ta gerekebilir.

Bu genel açıklamadan sonra aşırı doldurmanın faydalarından söz etmek yerinde olacaktır.

### 1.1. AŞIRI DOLDURMANIN FAYDALARI:

1.1.1. Ağırlık: Aşırı doldurmalı motorlarda beher beygir gücüne düşen ağırlık azalmıştır. Bu durum özellikle uçak, gemi ve lokomotif imalatında önem arz etmektedir.

1.1.2. Hacim: Aşırı doldurma sisteminin buyutları sağladığı güç artışına göre oldukça küçüktür. Sağlanan güç artışını silindir sayısını arttırarak, yada silindir boyutlarını **büyüterek** elde etmek istense beher beygir gücüne düşen hacim; aşırı doldurma sisteminin aynı güç artışı için

kapladığı hacimden oldukça büyüktür.

1.1.3. Maliyet: Aynı gücü veren aşırı doldurmalı motor aşırı doldurmasız motordan daha ucuzdur. Buna malzeme tasarrufu yanında aşırı doldurma sistemlerinin diğer üstünlükleri de neden olmaktadır.

1.1.4. Yakıt: Aşırı doldurmalı motorlarda özgül yakıt sarfiyatı yaklaşık 5 % oranında azaltılabilir.<sup>4</sup> Şekil:1 Aşırı doldurma grubunun büyüklüğüne ve aşırı doldurma derecesine bağlı olarak daha yüksek yakıt tasarrufları da sağlanabilmektedir. Ayrıca ağır yakıt kullanımı da aşırı doldurmalı motorlarda başarıyla uygulanmıştır. Aşırı doldurma sayesinde sağlanan tam yanma ile hava kirliliği de önemli ölçüde azaltılabilir.

1.1.5. Yağlama: Aşırı doldurmalı motorlarda yağlama yağının özgül sarfiyatı (örneğin: 50 % güç artışı için 20 %-30 %) daha azdır. Turboşarj grubunun tek başına kullanıldığı bir çok taşıt araçlarında 20 % civarındaki güç artışlarına rağmen ek bir yağ ihtiyacı gerekmemektedir. Örneğin: Mercedes OM-352A turboşarjlı motor ile Mercedes OM-352 turboşarjsız motorun her ikisinde de karter, filitre, dişli kutusu toplam yağ kapasitesi ortalama 20 lt.dir. Turboşarj sayesinde güç 130 HP'den 156 HP'ye yükselmiştir. Bu durumda beher beygir gücü başına yağ tasarrufu 3.6 % lt/HP olmaktadır.<sup>5</sup>

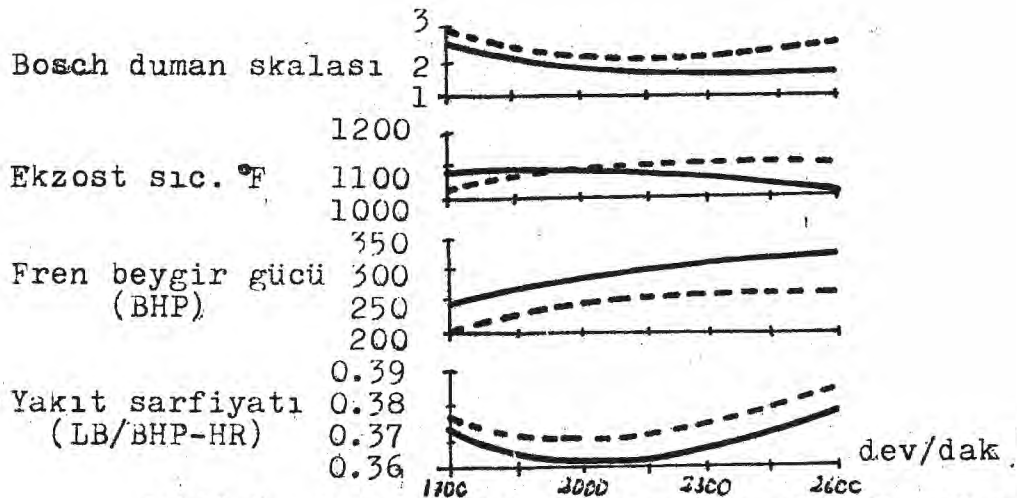
1.1.6. Aşırı Yükleme: Motorun kısa bir süre için nominal gücünün üstünde çalışması gerekebilir. Buna (OVERLOAD) aşırı yükleme denir. Bu (Emergency) olağanüstü hale aşırı doldurmalı motor daha uygundur. Çünkü fazla yüklemeye fazla ekzost gazı meydana gelir; ve Turbo-Kompresör veya mekanik herhangi bir aşırı doldurma kompresörü artan devirle daha fazla havayı silindire sevk ederek o an için gereken güç artışını sağlamış olacaktır.

1.1.7. Rakım: Özellikle deniz seviyesinden yüksek yerlerde çalıştırılan motorların güç kayıpları süpersarj uygulaması ile giderilebilir. Deniz seviyesinden her 1000 ft (304.8m) yüksekte çalışırken motor gross beygir gücünden 3 % kaybeder.<sup>6</sup> Doğal emişli motorlardaki bu kayıp havacılık alanında da büyük önem arzettiğinden aşırı dol-

durma diğer üstünlükleriyle birlikte uçak sanayiinde de-ge-niş uygulama alanı bulmuştur.

**1.1.8 Güç:** Normal aşırı doldurma ile büyük ölçüde konstrüksiyona bağımlı kalmadan 100 % oranında bir güç artışı mümkündür. Ancak yüksek aşırı doldurma ile 100 %'ün üstünde bir güç artışı sağlamak gerektiğinde, malzeme önem arzeder ve konstrüktif çözümlerle 100 % güç artışının çok daha üzerinde güç artışları başarı ile sağlanmıştır. Örneğin: Yüksek aşırı doldurma ile 200 %'lük gayet yüksek bir güç konsantrasyonu ile birlikte 15 % civarında bir yakıt tasarrufu da sağlanabilmektedir.

**1.1.9 Verim:** Özellikle Turbo-Kompresörlerle yapılan aşırı doldurmalarda ekzost gazı enerjisinden faydalandığında termik verim artacaktır. Ayrıca silindire verilen basınçlı hava, bir önceki çevrimden silindirde kalan artık gazların uygun supap bindirme açıları ile süpürülmesine neden olduğundan hem verim artar, hemde aşırı ısınmış iç yüzeyler nispeten soğur. Fazla silindir fazla aşınma ve sürtünme demektir. Aynı güç daha az sayıdaki silindirle aşırı doldurmalı bir motordan elde edileceğinden mekanik verim artar. Bunlara ilaveten aynı silindir hacminde süperşarj ile daha fazla hava yakılabildiğine göre volümetrik verim de artacaktır.



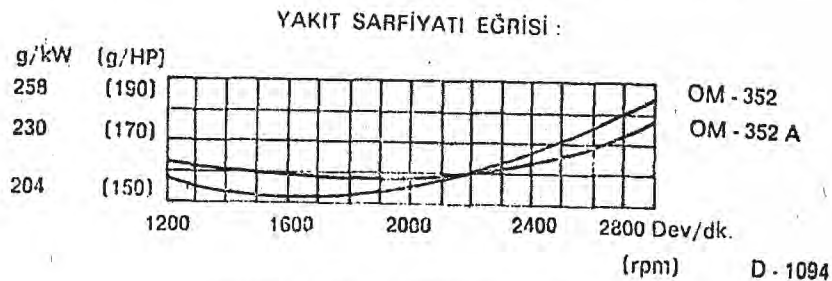
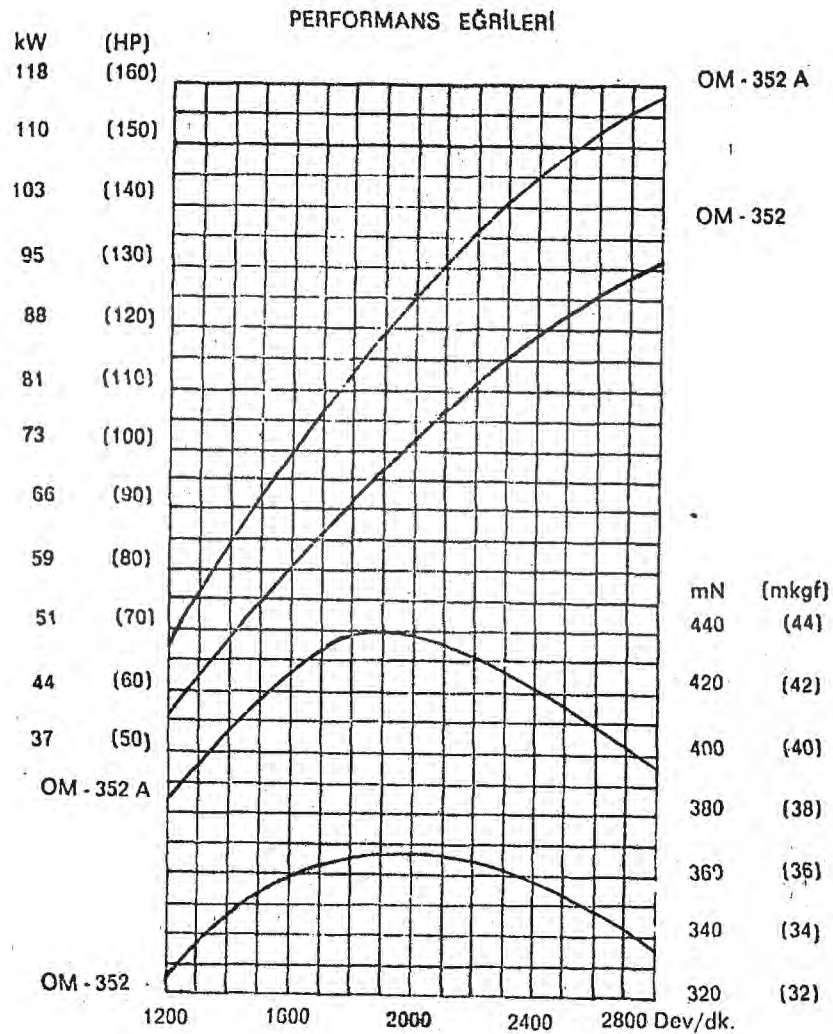
Şekil:1. Doğal emişli ve turboşarjlı V 8'Vine' motorunun performans karakteristikleri.<sup>7</sup> (785 in<sup>3</sup>)

----- Doğal emişli (102 lb/in<sup>2</sup> b.m.e.p.-265 b.h.p.)

————— Turboşarjlı (123 lb/in<sup>2</sup> b.m.e.p.-320 b.h.p.-T 50)

Aşağıdaki şekilde (Şekil 2)<sup>8</sup> Mercedes OM-352A Turboşarjlı Diesel motoru ile Mercedes OM-352 Turboşarjsız Diesel motoruna ait performans eğrileri toplu olarak görülmektedir. Şekilden görüldüğü üzere 2200 dev/dak.'nın üzerinde 156 HP üreten turboşarjlı mercedes motorunun 130 HP üreten turboşarjsız, fakat aynı özelliklere sahip olan mercedes motoruna göre daha az özgül yakıt sarfiyatına sahip olduğu anlaşılmaktadır.

Şekil:2



(rpm) D - 1094

Alman Endüstri (DIN) normuna uygun.

## 2. MOTOR GÜCÜNÜN ARTTIRILMASI

Motor gücünü arttırmak söz konusu olduğunda güç formülünü göz önüne almak yerinde olur. Hava ile yakıtın silindirlerde yanarak, silindir içinde meydana getirdikleri güce "İNDİKE GÜÇ" denir. Biz de bu indike gücü inceleyeceğiz.<sup>9</sup>

$$N_i = \frac{10^4 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot H \cdot n \cdot k \cdot z \cdot P_{mi}}{4 \cdot 60 \cdot 75} ; N_i = \text{SABİT} \cdot D^2 \cdot H \cdot n \cdot k \cdot z \cdot P_{mi}$$

$$\text{SABİT: } 10^4 \cdot \pi / 4 \cdot 60 \cdot 75 = 1.745$$

D : Silindir iç çapı (m)

H : Strok (m)

n : Devir sayısı ( dev/dak )

k : Strok sayısı: 4 stroklu motorlarda k=1/2,  
2 stroklu motorlarda k=1

z : Silindir sayısı

$P_{mi}$  : Ortalama indike basınç (kp/m<sup>2</sup>)

$N_i$  : İndike motor gücü (BG)

Yukardaki ifadeden anlaşılacağı üzere altı parametreye motor gücüne tesir etmektedir. Şimdi bunların üzerinde ayrı ayrı durarak, en uygun güç artışını hangi parametrenin hangi koşullarda sağladığını ortaya koymaya çalışalım.

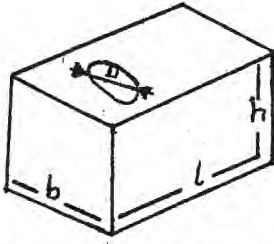
### 2.1. SİLİNDİR ÇAPININ BÜYÜTÜLMESİ (D):

Büyük santral motorlarında ve özellikle gemi motorlarında, hızı az diesellerde çapın rasyonel olarak büyütülmesi üzerinde yapılan çalışmalar neticesinde silindir çapı D=750-800 mm hatta 1050-1080 mm civarına ulaştırılabilmektedir. Zamanla silindir çapları daha da (rasyonel olmak şartıyla) büyütülebilir.

Ancak silindir çapını büyütme çok kere çözüm olmaktan çıkar. Motor tekniğinde aşınma olayı konstrüktörün daima göz önünde bulundurması gereken bir problemdir. Çap artışı, aşınmanın da artması demektir. Aşınma hem motor ömrünü kısaltır; hemde sürtünme kayıplarını arttırır. Dolayısıyla mekanik verim düşer; gabari motor boyutları artar. Şekil:3

Gabari motor hacmi =  $b.l.h.$ ,  $b=f(D)$

$D \Rightarrow b \Rightarrow GMH$ :



- Kullanılan malzeme artar.
- Nakil vasıtalarında (kara, hava, deniz) faydalı kullanma alanı azalır.
- Maliyetler yükselir.

Şekil:3.(GMH)

Bu ve benzeri mahzurları kabullensek dahi, silindir çapının motorculuk tekniginde bağımsız bir değişken olmadığını biliyoruz.

$$N_i = \text{SABİT} \cdot D^2 \cdot H \cdot n \cdot k \cdot z \cdot P_{mi}; \quad N_i = \text{SABİT} \cdot D^3 \cdot \frac{H}{D} \cdot n \cdot k \cdot z \cdot P_{mi}$$

(H/D) oranına strok/çap oranı denir.

Bu oran edinilen deneyimler sonunda, motor tiplerine göre sınırlandırılmıştır. Aşağıdaki tabloda bu durum görülmektedir.

TABLO:110

MOTOR TİPİ	$\Delta=H/D$	Ort. piston hızı (m/san) Cm	Ort. ef. ba. (kg/cm) Pme
4 stroklu düşük hızlı diesel motorları	1.4-1.7	4.0-5.0	5.0-5.5
4 stroklu yüksek hızlı diesel motorları	1.0-1.2	5.0-6.5	4.7-5.2
2 stroklu düşük hızlı diesel motorları	1.7-2.0	4.0-5.0	4.3-5.2
2 stroklu yüksek hızlı diesel motorları	1.0-1.2	5.0-6.0	5.0-7.0
Benzin motorları (OTTO)	1.2-1.5	6.5-12	4.6-5.0

Örneğin: 4 stroklu yüksek hızlı bir diesel motoru dizayni yapılırken strok çap oranı 'yı rasyonel bir seçim için en çok  $\Delta = 1.2$  alabiliriz.

$\Delta = H/D = 1.2$  olacağına göre, bu sabit değeri koruyabilmek için: ( $D \nearrow$  ise  $H \nearrow$ ) Bu da küçük bir motor yerine daha büyük gabari boyutlara sahip bir motor dizaynini gerektirir.

Şu halde, silindir çapını ve buna bağlı olarak stroku büyütmek özellikle taşıt tekniginde güç artışı için is-

tenen bir çözüm degildir. Bu arada motor boyutları büyüdü-  
çe bakımının zorlaştığını da burada ifade etmek yerinde o-  
lacaktır.

2.2. PİSTON STROKUNUN BÜYÜTÜLMESİ (H):

Strok ortalama piston hızına (Cm) ve motorun devir  
sayısına (n) bağlıdır.

$$H = \frac{30.Cm}{n}$$

Cm: Ortalama piston hızı (cm/san)

n : Devir sayısı (dev/dak)

H : Strok (cm)

Stroku (H) arttırdığımızı düşünelim. Motor gücü de  
artar. Buna bağlı olarak Cm artarsa n azalır. Veya sabit  
kalır. Cm ile n, strokun artması ile ters orantılı olarak  
değişirler.

$$H \nearrow : \begin{cases} Cm \nearrow, n \searrow \\ Cm \nearrow, n \rightarrow \\ Cm \nearrow, n \nearrow \end{cases}$$

(b.l.h)

TABLO:2<sup>11</sup>

MOTOR TİPİ	n (dev/dak)	Cm (m/san)
Düşük hızlı motor	100 - 500	4 - 6.5
Orta hızlı motor	500 - 1000	6.5-9
Yüksek hızlı motor	n 1000	9 - 12

Bir motor dizayn edilmezden önce genel bir ifade i-  
le örneğin şöyle tariflenebilir:<sup>12</sup>

"MOTOR: 4 stroklu, 4 silindirli, diesel, kara ve de-  
niz servisleri için, 40 BHP, 1000 dev/dak, Kapalı soğutma  
sistemli, direkt püskürtmeli, monoblok gövde, silindir ka-  
pağı ayrı."

Görüldüğü gibi dizayn edilecek bir motor için bu en  
önemli doneler arasında devir sayısı da yer almaktadır. 40  
BHP yerine 60 BHP gücünde motor dizayni söz konusu olsa ;  
bu güç artışını stroku arttırarak karşılamaya çalışsak; de-  
vir sayısını değıstirmeden (Tablo:2'ye göre) bunu başarama-  
yız. Ayrıca yukardaki formüle göre stroku arttırdığımızda  
devir sayısı ile ortalama piston hızı ters orantılı olarak  
değısmektedir. Halbuki Tablo:2'de tecrübe değerler devir

sayısı ile ortalama piston hızının doğru orantılı olarak <sup>9</sup> değişmesinin rasyonel olacağını ifade etmektedir. Bu durumda:  $H/C_m/n$  ile (doğru orantılı artış) sağlansa bile  $C_m$ 'nin ağırlıkla artışına mukabil "n"nin az artışı yine tablo:2'den görüldüğü gibi rasyonellik sınırlarının dışına taşar.

### 2.3. DEVİR SAYISININ ARTTIRILMASI (n):

Motor dizayninde genellikle devir sayısı; kullanım amacı göz önüne alınarak önceden belirlenir. Örneğin Ticari gemilerde, pervaneye direkt bağlı ana motorun devir sayısı (pervanenin en uygun devir sayısına bağlı olarak)  $n=160-200$  dev/dak. arasındadır. Buna bağlı olarak ortalama piston hızı  $C_m=4-6$  m/san. arasında seçilir. Harp gemilerinde rasyonellik sınırları aşılabileceğinden  $C_m=7.5-10$  m/san seçilebilir.

Devir sayısını arttırmak gücü arttırabilir ama, görüldüğü gibi kullanım alanı devir sayısını sınırlandırmaktadır.

Motorculukta yüksek devir aşınmalara, dolayısıyla motor ömrünün kısalmasına neden olduğundan pek arzu edilmez.

Ayrıca iki stroklu motorlarda, iki işlem bir zamanda (strokta) yapıldığından yüksek devir, büyük güç elde etmek için bir çare olmaktan çıkar.

### 2.4. STROK SAYISININ AZALTILMASI (k):

Motorlar iki ve dört stroklu olarak dizayn edilmektedir. 5000 PSe'den büyük güçlü motorlar tercihen iki stroklu olarak dizayn edilmektedir. Çok küçük güçler (motosiklet) elde etmek için de konstrüksiyon basitliği ve bakım kolaylığı nedeniyle motorlar yine iki stroklu olarak imal edilmektedirler.

Ancak orta güç ve yüksek devir sayıları istendiğinde dört stroklu motorlar tercih edilmektedir.

Şimdi Tablo:3'e bir göz atalım: <sup>13</sup>

Tablo:3'e, daima dört stroklu olarak inşa edilen büyük gaz makinaları veya yarış arabası gibi özel maksat araç motorları alınmamıştır. İki ve dört stroklu motorların

Nr.	KULLANMA MAKSADI	İŞ	METODU	TIP SAYISI	Gm (m/ln.)	Pme (kg/cm <sup>2</sup> )	Np (R/cm <sup>2</sup> )	Σ	Strok hacminin faydalama derecesi (R/cm <sup>2</sup> )	Silindirin Aracı mesafe
1	Gemi, stasyonier sil. strok hacmi 100 L den büyük	4	zamanlı ağır dolaburmasız	13	5.6	5.68	0.106	1.58	0.078	1.78
		4	" " dolaburmalı	8	5.6	7.98	0.143	1.73	0.103	1.84
		2	" " tek tesirli	32	5.38	5.04	0.180	1.68	0.127	1.84
		2	" " çift "	16	5.88	4.85	0.190	1.89	0.210	1.88
		2	" " karış pistona	5	4.17	5.67	0.158	1.68	0.111	1.56
2	Gemi, stasyonier sil. strok hacmi 10 ÷ 100 L	4	" " ağır dolaburmasız	54	6.27	5.48	0.177	1.36	0.095	1.57
		4	" " dolaburmalı	26	6.7	8.22	0.184	1.33	0.152	1.57
		2	" " tek tesirli	32	5.34	5.03	0.180	1.68	0.127	1.82
		2	" " çift "	9	5.51	4.50	0.166	1.48	0.228	1.89
		2	" " karış pistona	2	6.55	6.7	0.296	1.53	0.22	1.0
3	Gemi, stasyonier, otaray ve bot. sil. st. hacmi 10 L ye kadar	4	" " ağır dolaburmalı	32	7.35	5.77	0.141	1.36	0.115	1.48
		2	" " tek tesirli	12	5.41	4.18	0.150	1.49	0.115	1.67
		2	" " karış pistona	3	5.08	5.4	0.183	1.46	0.143	—
4	Otaray, Lotaratif sil. strok hacmi 2 ÷ 27 L	4	" " ağır dolaburmasız	45	8.85	5.95	0.174	1.29	0.149	1.46
		4	" " dolaburmalı	20	9.14	8.23	0.25	1.29	0.211	1.49
		2	" " tek tesirli	4	7.05	5.25	0.246	1.77	0.209	1.72
		2	" " karış pistona	2	6.7	6.27	0.280	1.25	0.210	—
5	Taşırt, traktör silindir strok hacmi 0,16 ÷ 1,5 L.	4	" " ağır dolaburmasız	84	9.4	6.14	0.193	1.27	0.164	1,91
		4	" " dolaburmalı	3	10.3	8.5	0.292	1.32	0.242	—
		2	" " tek tesirli	5	7.72	5.26	0.27	1.24	0.234	1,40
		2	" " karış pistona	1	6.4	6.18	0.265	1.44	0.211	—
6	Motosiklet, otomobil sil. strok hacmi 250 cm <sup>3</sup> e kadar	4	" " ağır dolaburmasız	17	10.8	6.85	0.247	1.22	0.216	—
		2	" " tek tesirli	37	8.35	3.85	0.203	1.1	0.191	—
		2	" " U silindirli	2	10.58	3.56	0.257	1.77	0.172	—
7	Motosiklet, otomobil sil. strok hacmi 250 ÷ 910 cm <sup>3</sup>	4	" " ağır dolaburmasız	106	12.0	6.68	0.266	1.24	0.272	1,22
		2	" " tek tesirli	7	9.5	3.8	0.250	1.045	0.237	—
8	Teyyare sil. strok hacmi 1 ÷ 5 L.	4	" " ağır dolaburmalı	41	14.42	13.7	0.66	1.07	0.63	—
		4	" " dolaburmasız	9	11.07	7.44	0.274	1.17	0.247	—
		4	" " dolaburmalı	3	12.95	10.1	0.435	1.11	0.405	—
		2	" " tek tesirli	3	8.89	6.03	0.362	1.25	0.312	—
		2	" " karış pistona	3	12.07	7.0	0.582	1.67	0.400	1,39
		2	" " " " " "	2	14.4	8.41	0.81	1.5	0.61	1,39

TABLO:3. Geçitli motor tiplerinin ortalama karaktistik sayıları.

tek başlarına hakim olduğu sahalarda strok sayısını azaltmak güç artışı için uygun bir çare olmayabilir.

Ayrıca tabloda; iki stroklu motorların, en küçük boyutlu Otto motorları ile en büyük boyutlu Diesel motorları sahasına hakim oldukları, bu sahalarda dışında dört stroklu motorların tercih edildikleri görülmektedir.

İki stroklu motorların yukarıda belirtilen sahalarda kullanılmalarının bir çok nedenleri vardır. Silindir strok hacmi 250 cm<sup>3</sup>'e kadar olan motosiklet motorlarında iki strokluların hakim olması basitliğe verilen önemdedir. Basitlik genel olarak ucuzluk ve çalışma emniyeti demektir. Bunlarda supap ve supap tahrik mekanizmalarının olmayışı konstrüsyon güçlüklerini ortadan kaldırır. Büyük diesel motorlarında iki strokluların tercih nedenleri ise: yüksek strok hacim güçleri, uzun ömür, emniyet ve düşük devir sayılarıdır.

Şu halde her iki tür motor kendi kullanım alanlarında yanyana çalışmaktadır. Bu alanlar strok sayısını tayin ettiğinden güç artışı için dört stroklu motor yerine her zaman iki stroklu motor inşa etmek mümkün olmaz.

Ozellikle kara nakil vasıtalarında vakit tasarrufu nedeniyle dört stroklu motor tercih edilmektedir. Çünkü iki stroklu motorlarda her devirde püskürtülen yakıt dört stroklu motorlarda iki devirde bir püskürtüldüğünden yakıtta iki misli bir artış olmasına karşılık, faydalı güç; süpürme pompalarının indike gücün 6-12% kadarını çekmeleri nedeniyle 1.7-1.8 katı olur.

O halde; güç artışı için strok sayısını azaltmak her zaman rasyonel bir düşünce tarzı değildir.

#### 2.5. SİLİNDİR SAYISININ ARTTIRILMASI (z):

Silindir sayısı genel olarak:

Dört stroklu motorlar için: 6-9

İki stroklu motorlar için :4-12

aralıklarında değişmektedir.

Bu sayıların daha fazla arttırılması fazla yer kaplamasına neden olmakta ve tesisin bakımını zorlaştırmaktadır. Ticari gemilerde büyük motor güçlerinin mümkün olduğu kadar az sayıda silindirden elde edilmesi istenir. Dolayısıyla

siyle küçülen motor dairesi, yük alanını genişletmiş olur. Denizaltılarda (boyları yeterince uzun olduğından) silindir sayısı arttırılabilir. Ancak şileplerde yer çok önemli olduğundan silindir sayısını arttırmak iyi bir çare olmayabilir.

Ayrıca motorlu taşıtların büyük bir kısmına ve iş makinalarına genel olarak altı silindir sayısı hakimdir. Motor dizaynı başlangıcında silindir sayısı verilir ve değiştirilmesi istenmeyebilir.

Görülüyor ki; güç artışı için silindir sayısını gereğinden fazla arttırmak bazen istenmemekte bazen de mümkün olmamaktadır.

Önemlidir: Buraya kadar incelediğimiz (D,H,n,k,z) boş faktör konstrüksiyona doğrudan bağlıdır. Diğer taraftan şu anda kullanılmakta olan motorların güçlerinin rasyonel olarak nasıl arttırılabileceği problemi de gündemin bir maddesini oluşturmaktadır. Aşırı doldurma ile bu problemlerin rasyonel çözümleri mümkündür.

## 2.6. ORTALAMA İNDİKE BASINÇIN ARTTIRILMASI ( $P_{mi}$ ):

Tanımı:Genişleme stroku boyunca etkili olan ve çevrimden alınan işe eşit iş veren bir sabit basınçtır.

### 2.6.1. Dört stroklu motorlarda indike basınç:

Genel olarak Otto ve Diesel çevrimlerini kapsayan "Sabathe" çevrimini ele alarak indike basınç formüle edelim. Şekil:4.

Sabathe çevrimi için işi hesaplayalım:

Termodinamik iş  $W = \int P.dV$  dir.

Buna göre c-z transiormasyonunu ele alalım. Burada

$V_{cz} = \text{sabit}$ ,  $dV_{cz} = 0$ ,  $W_{cz} = \int P.dV_{cz} = 0$  olur. Aynı şekilde:

$V_{ea} = \text{sabit}$ ,  $dV_{ea} = 0$ ,  $W_{ea} = \int P.dV_{ea} = 0$  olur.

Şimdi işin sıfırdan farklı olduğu diğer transformasyonları ele alalım. Bu arada transformasyonların şeklini de belirtelim.

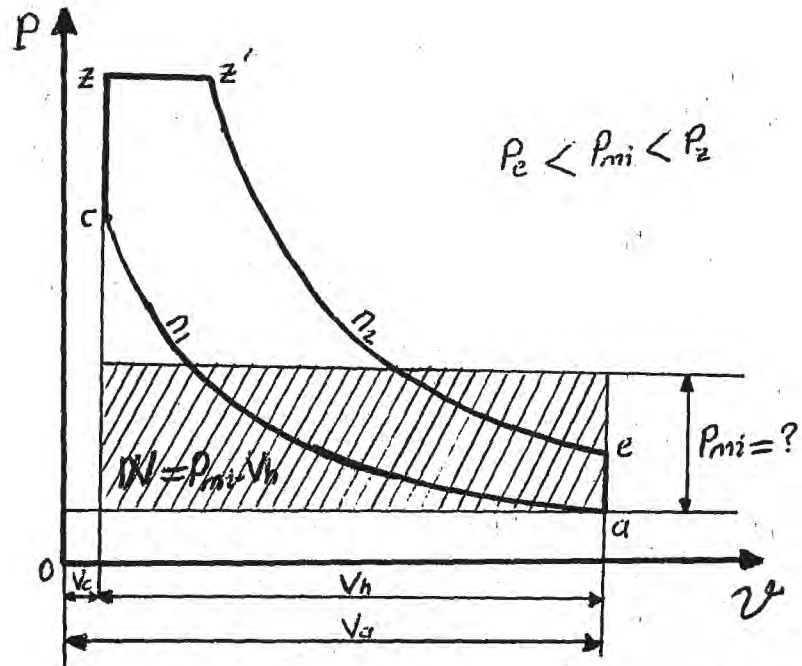
a-c: Politropik sıkıştırma ( $n_1$ : politropik üs)

c-z: Sabit hacimde sıkıştırma ( $V_{cz} = \text{sabit}$ )

z-z': Sabit basınçta genişleme ( $P_{zz'} = \text{sabit}$ )

z'-e: Politropik genişleme ( $n_2$ : politropik üs)

e-a: Ekzost ( $V_{ea} = \text{sabit}$ )



Şekil:4. Sabathe (karişik) çevrim ve ortalama indike basınç.

Kabüller:

$P_z/P_c = \lambda$  (Yanma esnasındaki basınç artış oranı)  $\lambda_{diesel} = 1$

$V_{z'}/V_c = \beta$  (Ön genişleme oranı) Otto'da  $\beta = 1$

$V_a/V_c = \xi$  (Sıkıştırma oranı: Otto ve Diesel için aynı)

Termodinamik işlerin hesabı:

a-c :  $W_{ac} = ?$

$$P V_c^{n_1} = P_c V_c^{n_1}$$

$$P = \frac{P_c V_c^{n_1}}{V^{n_1}}$$

$$W_{ac} = \int P dV = \int_{V_a}^{V_c} P_c V_c^{n_1} \frac{dV}{V^{n_1}} = P_c V_c^{n_1} \int_{V_a}^{V_c} \frac{dV}{V^{n_1}} = P_c V_c^{n_1} \frac{V^{-n_1+1}}{-n_1+1} \Big|_{V_a}^{V_c}$$

$$W_{ac} = \frac{P_c V_c^{n_1}}{1-n_1} \left( \frac{1}{V_a^{n_1-1}} - \frac{1}{V_c^{n_1-1}} \right) = \frac{P_c V_c^{n_1}}{1-n_1} \left( \frac{1}{V_a^{n_1-1}} - \frac{1}{V_c^{n_1-1}} \right)$$

$$= \frac{P_c V_c^{n_1}}{n_1-1} \left( \frac{1}{V_a^{n_1-1}} - \frac{1}{V_c^{n_1-1}} \right)$$

$$W_{ac} = \frac{P_c V_c}{n_1-1} \left( \frac{V_c^{n_1-1}}{V_a^{n_1-1}} - \frac{V_c^{n_1-1}}{V_c^{n_1-1}} \right) = \frac{P_c V_c}{n_1-1} \left( \frac{1}{\xi^{n_1-1}} - 1 \right)$$

$$W_{ac} = \frac{P_c V_c}{n_1-1} \left( \frac{1}{\xi^{n_1-1}} - 1 \right)$$

$$c-z : W_{cz} = ?$$

$$V = \text{sabit}, dV = 0 ; W_{cz} = \int PdV = 0 ; W_{cz} = 0$$

$$z-z' : W_{zz'} = ?$$

$$P = P_z = P_{z'} = \text{sabit}$$

$$\begin{aligned} W_{zz'} &= \int PdV = P_z \int_{V_z}^{V_{z'}} dV = P_z V \Big|_{V_z}^{V_{z'}} = P_z (V_{z'} - V_z) \\ &= P_z (V_{z'} - V_z) = P_c \frac{P_z}{P_c} V_c \left( \frac{V_{z'}}{V_c} - \frac{V_z}{V_c} \right) = \lambda(\beta - 1) P_c V_c \end{aligned}$$

$$z'-e : W_{z'e} = ?$$

$$\begin{aligned} PV^{n_2} &= P_z V_{z'}^{n_2} ; P = \frac{P_z V_{z'}^{n_2}}{V^{n_2}} \\ W_{z'e} &= \int PdV = \int_{V_{z'}}^{V_e} \frac{P_z V_{z'}^{n_2}}{V^{n_2}} dV = P_z V_{z'}^{n_2} \int_{V_{z'}}^{V_e} V^{-n_2} dV = P_z V_{z'}^{n_2} \frac{V^{-n_2+1}}{-n_2+1} \Big|_{V_{z'}}^{V_e} \\ &= \frac{P_z V_{z'}^{n_2}}{1-n_2} \left( \frac{1}{V_e^{n_2-1}} - \frac{1}{V_{z'}^{n_2-1}} \right) = \frac{P_z V_{z'}^{n_2}}{n_2-1} \left( \frac{1}{V_{z'}^{n_2-1}} - \frac{1}{V_e^{n_2-1}} \right) = \\ &= \frac{\frac{P_{z'}}{P_c} \frac{V_{z'}}{V_c} P_c V_c}{n_2-1} \left( \frac{1}{V_{z'}^{n_2-1}} - \frac{1}{V_e^{n_2-1}} \right) = \frac{\lambda \beta P_c V_c}{n_2-1} \left[ 1 - \left( \frac{V_{z'}}{V_e} \right)^{n_2-1} \right] = \\ &= \frac{\lambda \beta P_c V_c}{n_2-1} \left[ 1 - \left( \frac{\beta}{\xi} \right)^{n_2-1} \right] \end{aligned}$$

$$e-a : W_{ea} = ?$$

$$V = V_e = V_a = \text{sabit}, dV = 0 ; W_{ea} = \int PdV = 0$$

$$\text{ÇEV.} : W_{\xi} = W_{ac} + W_{cz} + W_{zz'} + W_{z'e} + W_{ea} = W_{zz'} + W_{z'e} + W_{ac}$$

$$W_{\xi} = \lambda(\beta - 1) P_c V_c + \frac{\lambda \beta P_c V_c}{n_2-1} \left( 1 - \left( \frac{\beta}{\xi} \right)^{n_2-1} \right) - \frac{P_c V_c}{n_2-1} \left( 1 - \frac{1}{\xi^{n_2-1}} \right)$$

$$V_h = V_a - V_c = \left( \frac{V_a}{V_c} - \frac{V_c}{V_c} \right) V_c = (\xi - 1) V_c, \text{şeklinde ifade edilir.}$$

Sabatthe çevriminin teorik ortalama indike basıncı .

$$P_{mi}' = ?$$

$$P_{mi-sabathe}' = \frac{W_g}{V_h} = \frac{\lambda(\rho-1)P_c V_c + \frac{\lambda \rho P_c V_c}{n_2-1} \left(1 - \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{n_2-1}\right) - \frac{\rho V_c}{n_1-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\right)}{V_c(\varepsilon-1)}$$

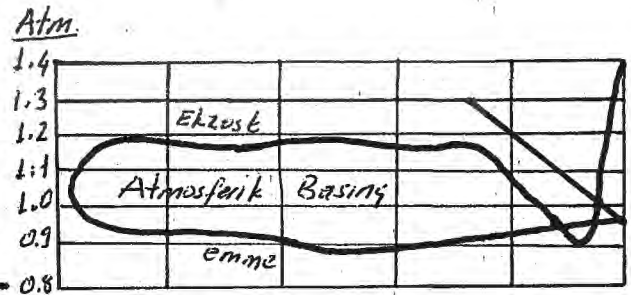
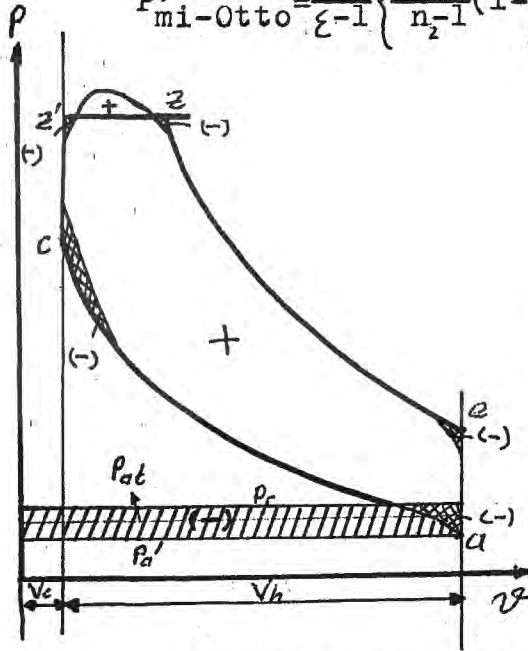
$$P_{mi-s}' = \frac{P_c}{\varepsilon-1} \left\{ \lambda(\rho-1) + \frac{\lambda \rho}{n_2-1} \left(1 - \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{n_2-1}\right) - \frac{1}{n_1-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\right) \right\}$$

$\lambda=1$ : DİESEL

$$P_{mi-Diesel}' = \frac{P_c}{\varepsilon-1} \left\{ (\rho-1) + \frac{\rho}{n_2-1} \left(1 - \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{n_2-1}\right) - \frac{1}{n_1-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\right) \right\}$$

$\rho=1$ : OTTO

$$P_{mi-Otto}' = \frac{P_c}{\varepsilon-1} \left\{ \frac{\lambda}{n_2-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}}\right) - \frac{1}{n_1-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\right) \right\}$$



Şekil:5 Hakiki diyagram

Şekil:6 Emme ve ekzost

$\varphi_r$ :Diyagram yuvarlatma katsayısı olsun.

Dört stroklu motorlarda:  $\varphi_r=0.92--0.97$  a rasındadır.

$\varphi_{r-Otto} > \varphi_{r-Diesel}$  dir.

Bu durumda dört stroklu motorlarda ortalama indike basıncın gerçek değeri:  $\Delta P_{mi}$  = Pompalama kayıpları olmak üzere:

$$P_{mi} = \varphi_r P_{mi}' - \Delta P_{mi} \quad (\text{MN/m}^2) \quad \text{olur.}$$

Pompalama kayıpları:

$$\Delta P_{mi} = P_r - P_a \quad (\text{MN/m}^2)$$

$P_r$ : ekzost (çıkış) basıncı  $(\text{MN/m}^2)$

$P_a$ : emme (giriş) basıncı  $(\text{MN/m}^2)$

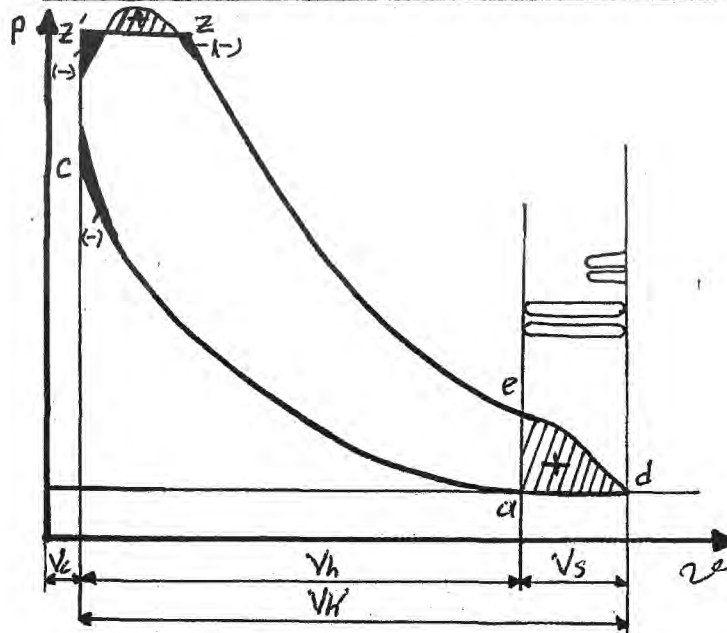
$$\Delta P_{mi} = 0.025 \text{--} 0.040 \quad (\text{MN/m}^2)^{1.4}$$

aşırı doldurucular kullanıldığında:  $P_a > P_r$  olacağından yardımcı işlemlerde kullanılmış olan işin (pompalama kayıplarının) mekanik kayıplarla birlikte karşılanmasından dolayı yukardaki formül:

$$P_{mi} = \varphi_r P_{mi}' \quad (\text{MN/m}^2) \dots \dots \dots (\text{Aşırı doldurmalı mot})$$

şeklini almış olacaktır.

### 2.6.2. İki stroklu motorlarda indike basınç:



Şekil:6. İki stroklu motor çevrimi (hakiki diyagram)

$\Psi$ : Kayıp hacim kısmı olsun

$$P_{mi} = \varphi_r (1 - \Psi) P_{mi}' \text{ olur.}$$

İki stroklu motorlarda:  $\varphi_r = 0.92 \text{--} 1.0$  arasındır.<sup>15</sup>

Silindirden ekzost gazlarının boşalma şekline bağlı olarak iki stroklu motorlarda  $P_{mi}$  şu şekilde hesaplanır:

a : ekzost pencere yüksekliği olmak üzere:

Ekzost pencereleri tarafından kapsanan hacim:

$$V_s = \frac{\pi D^2}{4} a_e \text{ olur.}$$

Ekzost pencerelerinin yüksekliğinin stroka oranı

(% strok) "S" olmak üzere:

$$S = \frac{V_s a_e}{V_h H} \text{ olacaktır.}$$

$V_h = (m^3)$  Bir strok esnasında piston tarafından tarranan hacim.

$V_a = (m^3)$  Gazın sıkışma başlangıcındaki hacmidir.

$V_s = (m^3)$  Ekzost pencereleri tarafından kaplanan hacim.

$$W_{G-4st} = P_{mi} V_h$$

$$W_{G-2st} = P_{mi} V_h$$

(eda) alanının, diyagramı yuvarlatma katsayısını kaldırarak kayıpları karşıladığını kabul edersek işler eşitlenir.

$$P_{mi} V_h = P_{mi} V_h$$

$$P_{mi} V_h = P_{mi} (V_h - V_s)$$

$$P_{mi} = P_{mi} \frac{V_h - V_s}{V_h} = P_{mi} \left(1 - \frac{V_s}{V_h}\right) = P_{mi} (1-S)$$

$$P_{mi} = P_{mi} (1-S)$$

Ortalama indike basıncın pratikte rastlanan değerleri:<sup>16</sup>

	$P_{mi} (MN/m^2)$	$P_{mi} (Kp/cm^2)$
Dört stroklu diesel mot:	0.8 ÷ 1.2	8 ÷ 12
Dört stroklu benzin mot:	0.75 ÷ 1.05	7.5 ÷ 10
Dört st. süperşarjlı d.m:	0.8 ÷ 2	8 ÷ 20
İki st. tek tesirli doğru akım süpürmeli	0.65 ÷ 0.70	6.5 ÷ 7
İki st. diğer tip. süpür.:	0.55 ÷ 0.65	5.5 ÷ 6.5
İki st çift tes. mot.	0.5 ÷ 0.6	5 ÷ 6

Çalışmakta olan motorların ortalama indike basıncı, PLANİMETRE ile, saptanan indikatör diyagramının alanı, ölçülerek bulunur. Bunun için:

$$P_{mi} = mA_i / l \quad (\text{Kp/cm}^2), (\text{bar})$$

ifadesinden yararlanılır, Burada, l:diyagramın uzunluğu (mm),  $A_i$ :diyagramın alanı (mm<sup>2</sup>), m:yay ölçüsü (mKp/cm<sup>2</sup>)dir.

Ortalama indike basınç ( $P_{mi}$ ), P-V endikatör diyagramının eksenleri üzerinde çizilmiş ve bu alanlara eş yüzeyli bir dikdörtgenin dik kenarlarına eşittir.

Ortalama indike basıncın teorik ifadesini ( $P_{mi}'$ ) çıkardıktan sonra, dört ve iki stroklu motorlardaki gerçek ort. in basınçları ( $P_{mi}$ ) hesapladık. Çalışmakta olan bir motorda ort. in, basıncın nasıl tesbit edileceğini de ifade ettik.

Şimdi teorik ortalama indike basıncı ele alarak bunun rasyonel olarak nasıl arttırılabileceğini araştıralım.

$$P_{mi}' = \frac{P_c}{\epsilon - 1} \left\{ \frac{\lambda p}{n_1 - 1} \left( 1 - \left( \frac{p}{\epsilon} \right)^{n_1 - 1} \right) + \lambda (p - 1) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right\}$$

Karışık çevrim içinteorik ortalama indike basınç bu idi. Burada " $P_c$ " leri yok edelim:

$$P_c V_c^{n_1} = P_a V_a^{n_1}$$

$$P_c = P_a \left( \frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1}, \quad \frac{V_a}{V_c} = \epsilon \quad (\text{sıkıştırma oranı})$$

$P_c = \epsilon^{n_1} P_a$  olur. Bunu yukardaki denklemde yerine koyalım:

$$P_{mi}' = \frac{\epsilon^{n_1}}{\epsilon - 1} P_a \left\{ \frac{\lambda p}{n_1 - 1} \left( 1 - \left( \frac{p}{\epsilon} \right)^{n_1 - 1} \right) + \lambda (p - 1) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right\}$$

-SİKİŞTİRMA ORANINI ELE ALALIM ( $\epsilon$ ):

$$P_{mi}' = f \left\{ \left( \frac{\epsilon^{n_1}}{\epsilon - 1} \right) \left[ \dots \dots \dots \right] \right\}$$

olduğundan  $\epsilon$  büyüdükçe  $P_{mi}'$  büyür. Ancak max. silindiriçi sıcaklık ve basınçları da ( $\epsilon$ ) sıkıştırma oranına bağlıdır.

$$P_c = \epsilon^{n_1} P_a \quad ; \quad T_c = \epsilon^{n_1 - 1} T_a$$

Malzeme ve konstrüksiyon  $P_c$  ve  $T_c$ 'nin max. değerlerini sınırlandırmaktadır. Bu da nun sınırlandırılması demektir. Malzeme alanındaki gelişmeler ile konstrüktif çözümler her geçen gün  $P_c$  ve  $T_c$ 'nin biraz daha yükseltilebilmesini mümkün kılsa bile  $P_{mi}$ 'yi dolayısıyla güç artışını zamana bırakmak yersiz olur.

TABLO:4. Sıkıştırma olayının parametreleri.<sup>17</sup>

Parametreler	Benzin Motoru	Diesel Mot.
Sıkıştırma oranı ( $\epsilon$ )	6---9	14---21
Ortalama Politropik üs ( $n_p$ )	1.3---1.37	1.32---1.40
Sıkıştırma sonu basıncı ( $P_c$ ) $\frac{Kp}{cm^2}$	9---15	35---50
Sıkıştırma sonu sıcaklığı ( $T_c$ ) $^{\circ}K$	550---750	700---900

Yanma sırasında basınç benzinli mot.  $P_z=30-50 Kp/cm^2$

Yanma sırasında basınç diesel mot.  $P_z=50-110 Kp/cm^2$

Sıcaklığın benzin motorunda:  $2300-2700^{\circ}K$

Sıcaklığın diesel motorunda:  $1800-2200^{\circ}K$

civarlarında olduğu göz önüne alınırsa sıkıştırma oranına etki etmenin yersiz olacağı (bu günkü koşullarda) görülmektedir.

Tablo:4'e göz atacak olursak  $\epsilon$  için Benzin motoru yerine Diesel motorunu tercih etmek gerekir. Yüksek sıkıştırma oranı nedeniyle  $\eta_o > \eta_o$  olduğundan ve Diesel yakıtının Benzinden ucuz olması nedeniyle bugün Diesel motorlarına olan ilgi artmaktadır.

Ayrıca Diesel motorları aşırı doldurmaya daha uygundur.

Sonuç olarak sıkıştırma oranı malzeme, konstrüksiyon ve yakıt özellikleri ile sınırlandırılmıştır. İndike basıncı arttırmak için uygun bir faktör değildir.

#### - HAVA ÇOKLUK KATSAYISININ AZALTILMASI:

Silindire giren yakıtın tam yanması için gerekli olan hava  $L_{min}$ 'dir. Aslında bu hava yakıt zerreleri ile homojen bir karışım teşkili yapabilse tam yanma için yeterlidir. Ancak  $L_{min}$  konstrüktif nedenlerle yeterli olmaz. Silindire bu nedenle:

$$L_{\text{gerçek}} = \alpha L_{\text{min}} , \alpha > 1$$

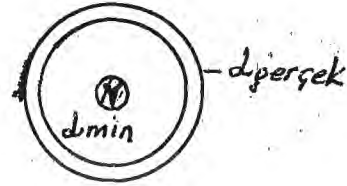
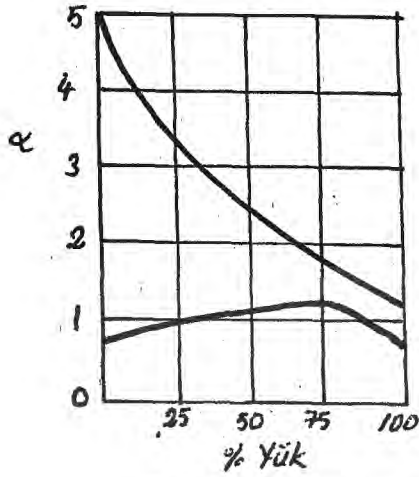
förmülü ile ifade edilen miktarda hava sevkedilir. Benzin motorlarında iyi bir karbüratör sistemi ile homojen bir karışım elde etmek mümkün olduğundan,

$$\alpha_{\text{otto}} = 1.1 \text{---} 1.3$$

arasında kararlı bir yanma elde edilir. Ve verim max. olur.

$$\alpha'_{\text{otto}} = 0.85 \text{---} 0.9$$

arasında ise motordan max. güç elde edilir.



Şekil:7. Hava fazlalık katsayısının yük ile değişimi.

$$P'_{mi} = \frac{27 \cdot \eta_v}{23 \cdot 1 \cdot \alpha L_{\text{min}}^{b_i}}$$

TABLO:(5). Hava Fazlalık Katsayısı<sup>18</sup>

Motor Tipi	$\alpha$
Hava Püskürtmeli Diesel	1.7---2.0
Mekanik Püskürtmeli Diesel	1.8---2.2
Semi Diesel	2.0---2.4
Benzin Motorları	0.9---1.4

Diesel motorlarında karışımın kalitesini ifade eden hava fazlalık katsayısı ( $\alpha$ ) yüke bağlı olarak çok değişir. Şekil:7. Buna göre tam yükte  $\alpha = 1.25 \text{---} 1.4$  iken düşük yükte  $\alpha = 5$  olabilir.

Bu durumda havanın  $L'_{\text{min}}$  dan fazlası yanmaya katılmadığından fayda yerine zarar getirir.  $P_z$ : basıncı lüzumsuz yere-

artar.  $T_z$  sıcaklığı artar. Konstrüktif zorluklar meydana gelir. Ekzost sırasında bu fazla hava bir miktar enerjiyi yüklenerek dışarı atar.

$\alpha < 1$  olması hallerinde de özgül yakıt sarfiyatı artar. Görüldüğü gibi hava fazlalık katsayısına tesir etmek konstrüksiyonu mükemmelleştirmekle kısmen mümkün olsa da  $\alpha$ 'nın azaltılması  $\alpha = 1$  ile sınırlıdır. Max. yanma verimi için  $\alpha$ 'nın daha fazla küçültülmesi olası değildir.

Sonuç olarak; bu yolla  $P_{mi}$ 'nin büyütülmesi az ve sınırlıdır.

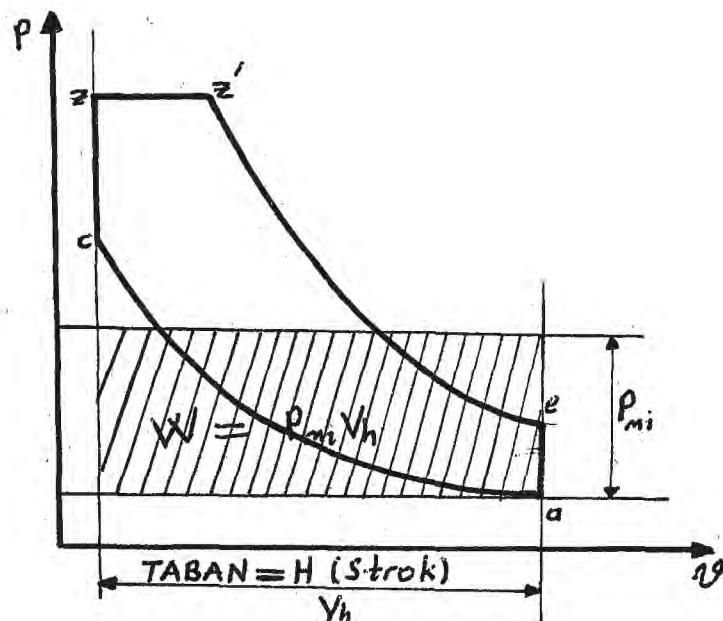
#### - SİLİNDİRE GİREN HAVA MİKTARININ ARTTIRILMASI:

$P_{mi} = \frac{ALAN}{TABAN}$ , formülü ile ifade edilebilir.

Taban stroku (H) ifade eder. Stroku sabit kabul edelim.  $P_{mi}$ 'yi arttırabilmek için tek çare alanı arttırmaktır. Ancak alanı bedava arttıramayız. Çünkü:

$$ALAN = İŞ = W = \int PdV, \text{ dir.}$$

Alanı arttırabilmek için silindire fazla yakıt göndermek gerekir. O da bir şartla mümkündür. Giren yakıtın yanması şarttır. Ekzostan yanmadan çıkarsa anlamsız olur. Yakıtın yanması için ise fazla oksijene ihtiyaç vardır. Fazla oksijense "FAZLA HAVA" demektir.



Şekil:8. Ortalama indike basınç.

Fazla yakıt doğal emme havası ile tam yanmaz. Doğal emişli motorlarda volümetrik verimi aşmak mümkün olmadığına göre tek çare silindire "BASINÇLI HAVA" nın verilmesidir. Yani motoru zorla beslemek gerekir.

İşte fazla hava ve fazla yakıtın silindire verilerek gücü arttırma yöntemine "AŞIRI DOLDURMA" (Super-Charge) denilir.

Motor tekniğinde aynı hacimden fazla güç elde etmek istenen bir metottur.

Eski kitaplarda aşırı doldurmaya TAZYİKLİ İMLA denmektedir. Aşırı doldurma, aşırı yükleme ile karıştırılmamalıdır. Teknik tabirler aşağıdaki tabloda verilmiştir.

TABLO:6. Aşırı doldurma ile ilgili teknik tabirler.

TÜRKÇE	İNGİLİZCE	ALMANCA	FRANSIZCA
Aşırı Doldurma (Süperşarj)	Süper-Charge Pressure-Charge	Aufladung	Suralimentation
Aşırı(üst) yükleme	Overload	Überlastung	Surcharge

Aşırı doldurma fikri Dr. Diesel zamanında da vardı. Ancak başarılı olunamadı. 1927 yıllarında aşırı doldurmalı motorlar yayılmaya başlamıştır.

Aşırı doldurmalı çevrim ilk defa Junkers tarafından gerçekleştirilmiş idi. (İki stroklu motorlarda)

Motor gücünün aşırı doldurma ile artması, yaklaşık olarak sıkıştırma başlangıcındaki  $P_a$  basıncının artması ile orantılıdır.

Buraya kadar yazılanları özetleyecek olursak; motor gücünü rasyonel bir metotla arttırmak istedik. Güç formülündeki değişkenleri ayrı ayrı irdeledik. Enuygun yolun indike basıncı arttırmak olduğunu ileri sürdük. İndike basıncı arttırabilmek için tabanı değiştirmeden, alanı arttırmak gereklidir dedik. Alanı arttırmak için fazla hava ile fazla yakıtın silindirlerde yakılmasını önerdik.

Silindire fazla yakıt sevk etmek kolaydır. Önemli olan silindire fazla havanın sevkidir. Fazla hava ya da ba-

sınglı havanın hazırlanması ve sevk edilmesi için özel düzeneklere gereksinim vardır. Bu düzenekleri tahrik etmek için de enerji gereklidir.

Şimdi; aşırı doldurma işleminin nasıl gerçekleştirileceğini, beraberinde getireceği problemlerin neler olacağını ve nasıl çözümlenebileceğini, gerekli olan enerjinin nereden temin edileceğini, sevk tertibatlarını, hesap ve konstrüksiyonlarını, çalıştırma ve bakımlarının nasıl yapılacağını izaha çalışalım.

### 3. AŞIRI DOLDURMA SİSTEMLERİ:

Aşırı doldurma sistemlerini üç grup altında inceleyebiliriz.

- 3.1. Gaz dinamiği (Dalga etkisi) ile aşırı doldurma.
- 3.2. Mekanik sistemlerle aşırı doldurma.
- 3.3. Turbo-Kompresörlerle motorların aşırı doldurulması.(Turboşarj sistemi)

#### 3.1.GAZ DİNAMİĞİ (DALGA ETKİSİ) İLE AŞIRI DOLDURMA:

Bu metot (Gas dynamic i.e. wave action method) emme ve ekzost manifoldları içindeki basınç dalgalarının birbirine etkisi prensibine dayanır. Enerjiyi basınç dalgaları vasıtasıyla fazla enerji içeren bir akışkandan daha az enerjiye sahip olan bir diğerine nakletmek mümkündür.

Gaz dinamiği prensibine dayanarak yapılacak olan aşırı doldurmada iki metot kullanılmaktadır.

- 3.1.1. Manifold Akordu (Manifold tuning)
- 3.1.2. Kompres sistemleri (compres system)

BBC firması ufak güçlü motorlarda klasik turboşarj gruplarının yerine geçen bir cihazı geliştirmiştir. Şu anda 180 ile 300 PSe'lik taşıt motorlarında kullanılmakta olan bu cihaz COMPREX adını almaktadır. Bu cihaz aslında gaz dinamiği prensibine dayanan bir basınç dalgası makinesidir. Bu makinenin tahriki doğrudan doğruya motorun kendisi tarafından (krank milinden) bir kayış vasıtasıyla yapılmaktadır. Burada fazla enerjili akışkan ekzost gazların, az enerjili akışkan ise yakma havasıdır. Şimdiye kadar elde edilmiş olan deney sonuçları, bu cihazın; mekanik deplasmanlı komp-

resör ile aşağıda açıklanacak olan klasik turboşarj grubunun uygun özelliklerini birleştirdiği, mahiyetindedir.

### 3.2. MEKANİK SİSTEMLERLE AŞIRI DOLDURMA:

**Mechanical Supercharging:** Motora mekanik olarak bağlı bir kompresörün silindire basınçlı hava göndermesi esasına dayanır. Bu kompresörün temin ettiği hava, doğal olarak motor gücüne bağlı olduğundan bu sistem işletme şartlarına kolaylıkla uyum sağlayacaktır. Ancak kompresör için gereken güç motorun faydalı gücünden temin edildiğinden mekanik sistemlerle aşırı doldurma süperşarjın sağlayabileceği faydaların önem arzettiği hallerde kullanılmaktadır. Çok kere de iş makinelerinde ve diğer küçük güçlü motorlarda turboşarjla birlikte kullanılmaktadır.

Günümüzde altı çeşit mekanik aşırı doldurucu pratikte kullanılmaktadır. Bunlar şunlardır:

3.2.1. Santrifuj kompresörler.

3.2.2. Eksenel (Aksiyal)

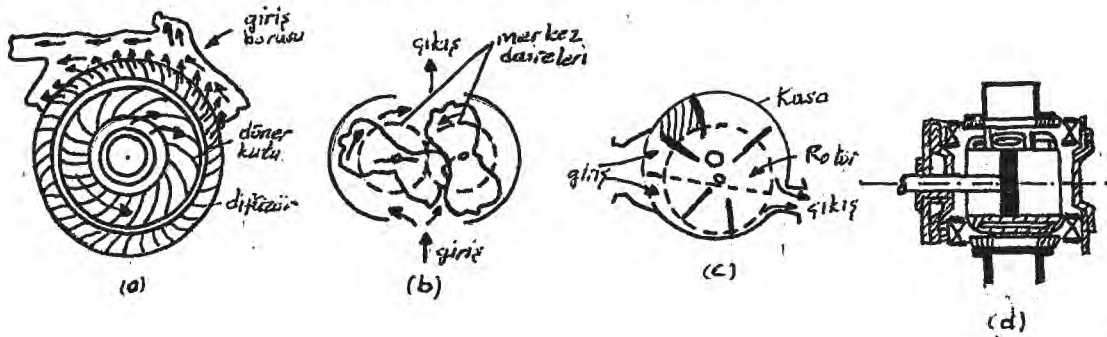
3.2.3. Döner paletli kompresörler. (Wane tipi)

3.2.4. Helezoni kompresörler. (Screw compressor tipi)

3.2.5. Döner yer değiştirmeli kompresörler(Roots " )

3.2.6. Pistonlu kompresörler (Alternatif yer deyiş.)

Bunlar motordan ayrı imal edilmektedir. Gerekli olan hava debisini sağlayacak boyutlarda olup genellikle gereksinimleri olan gücü motordan alırlar. Bazen bir elektrik motoru ile tahrik edildikleri de görülür.



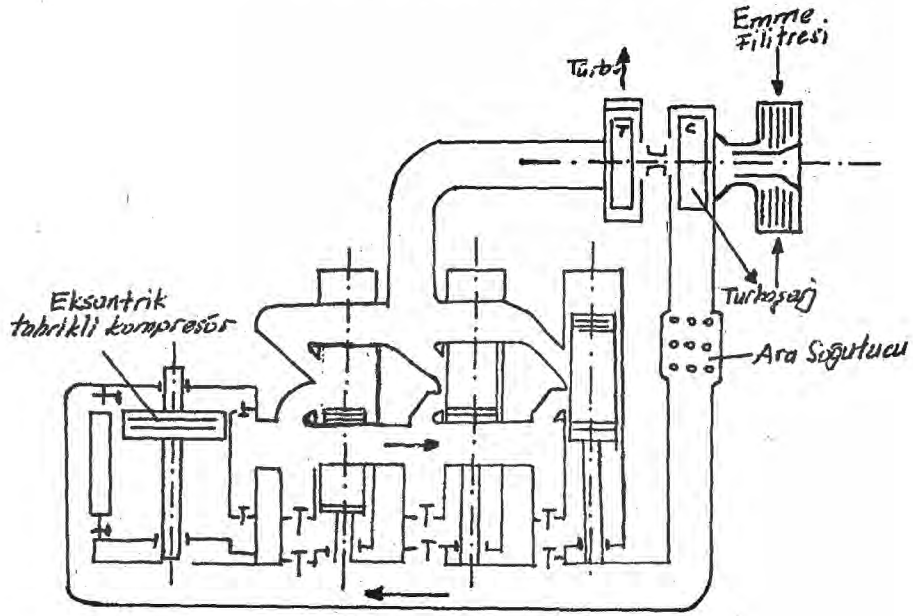
Şekil:9. Aşırı doldurucu tipleri (Santrifuj, Roots Wane, piston-silindir tipleri. (a, b, c, d)

Bunlardan başka silindirlerin kamtere bakan yüzlerini piston gibi kullanarak bir tür pistonlu kompresör elde

edip motoru bununla beslemek te mümkündür. Bunlara " Dip taraf pompaları" denir.

Genellikle aşırı doldurucu için gereken güç bu sistemde motorun faydalı gücünden alındığına göre bu gücü krank milinden mi almak iyidir; yoksa eksantrik milinden mi almalıdır; ya da özel konstrüksiyonlarla hava pompalama işini motorun kendi iç konstrüksiyonu sırasında mı çözmek daha uygun olacaktır? Bunları motordan beklenen özellikler saptanmadan kararlaştırmak zor olsa gerektir.

Aşağıda dip taraf pompalarına bir örnek verilmiştir.



Şekil:10. Dip taraf pompaları.

Bu pompa darbesiz çalıştırma metodu için aşırı doldurma işlevini yerine getirmekte kullanılmaktadır.

### 3.3. TURBOKOMPRESORLERLE AŞIRI DOLDURMA:

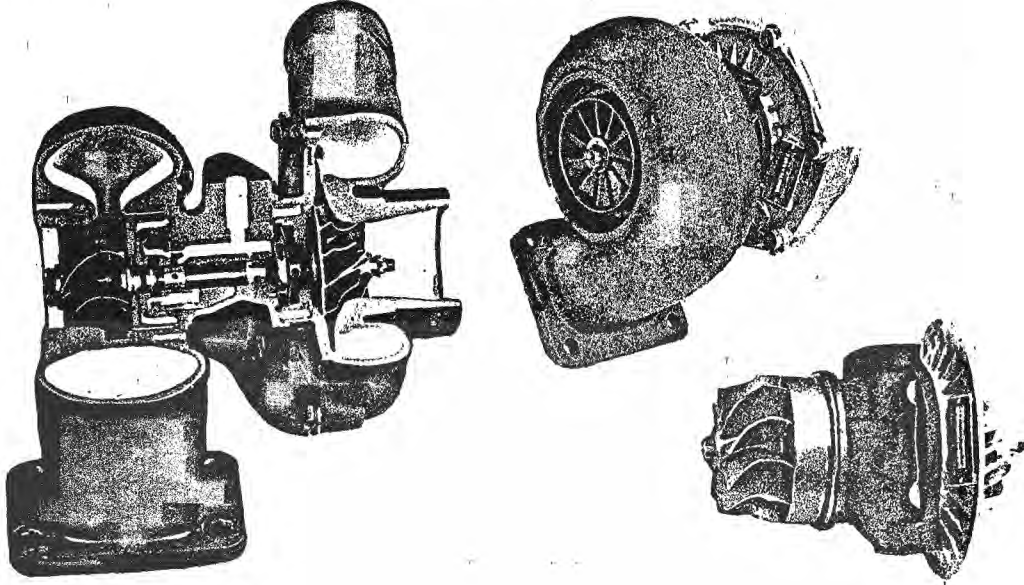
Ekzost turboşarjı (Exhaust Turbocharging) veya sadece turboşarj da denilen bu sistemde basınç ile basınçlı havayı sağlayan kompresör bir gaz türbini tarafından tahrik edilmektedir. Bu türbin sıcak egzost duman gazlarının sahip olduğu enerji ile çalıştığından turbokompresör de denilen bu sistem ısı ekonomisine canlı bir misal teşkil eder.

Turbokompresör adından da anlaşılacağı gibi, motorun emme manifolduna basınçlı hava vererek motorun verimini ve çıkış gücünü arttırmak amacıyla motordan ayrı olarak dzayn

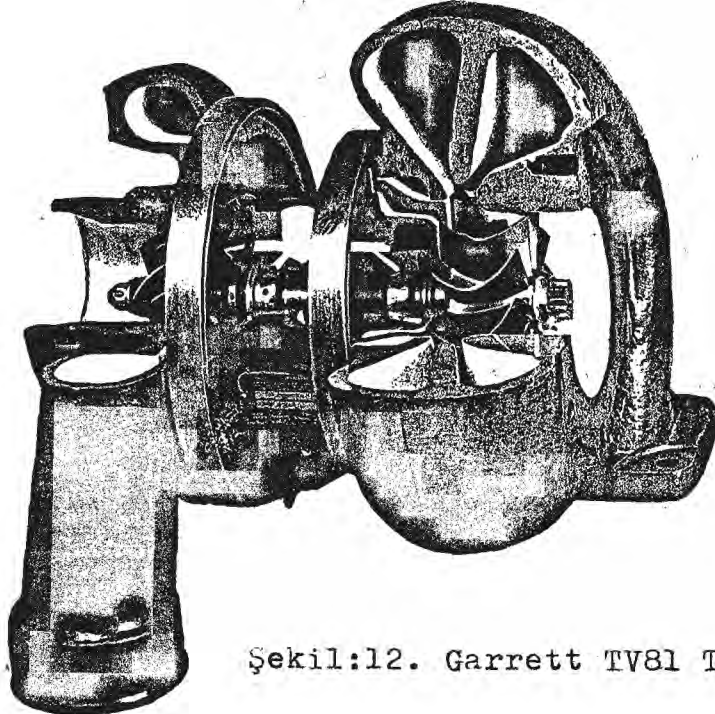
edilip, motora termik olarak bağlı bir sistemdir.

Aşırı doldurma sistemlerini böylece özetledikten sonra Turboşarj sistemi ile konunun detaylarına inmeye çalışacağız. Diğer aşırı doldurma sistemleri Turboşarj sisteminden sonra mümkün olursa incelenecektir.

Aşagıda turbokompresörlere ait örnekler görölmektedir. İsim karışıklığını önlemek için buradan itibaren bu sistemi turboşarj şeklinde ifade edeceğiz.



Şekil:11. Garrett T04B turboşarjı (kısmi kesit)



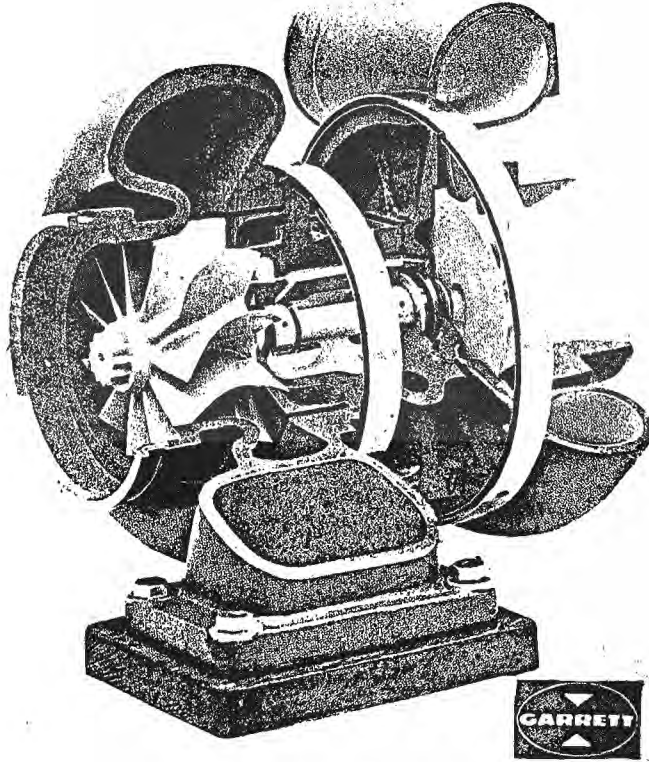
Şekil:12. Garrett TV81 Turboşarjı.

#### 4. TURBOŞARJ SİSTEMİ:

TURBOŞARJ, "radyal içe akışlı türbin, santrifüj bir kompresör çarkı, dönen tertibata mesnet görevi yapan bir merkez muhafaza, rulmanlar ve keçeler, bir türbin muhafazası ve kompresör muhafazasından meydana gelmiştir."<sup>19</sup>

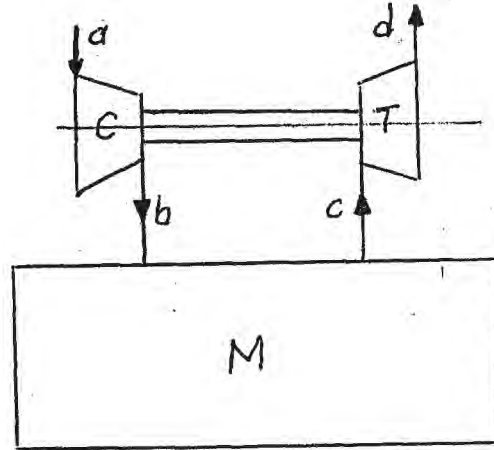
Bu klasik bir tanımdır. Bu gün turboşarj grubu konstrüksiyonları, çeşitli motor tiplerine uydurulmak üzere çok değişik özellikler kazanmışlardır. Buna rağmen ana elemanlar hemen hemen hepsinde aynıdır.

Aşağıda:Garrett firmasına ait bir turboşarj görülmektedir.



Şekil:13. Garrett firmasına ait bir turboşarj.

Turboşarj grubunda dönen tertibat denilen türbin ve kompresör 1000 ile 140.000 dev/dak gibi çok yüksek devirlerde dönerler. Hatta demey merkezlerinde 500.000 dev/dak'nın üzerinde (yani dönen tertibat deforme oluncaya kadar) deneylere tabi tutulurlar.



Şekil:14. Motor turboşarj ilişkisi (C:kompresör, T:türbin, M:motor.)

- a: Atmosferik şartlarda C tarafından emilen taze hava
- b: Motora giden basınçlı hava.
- c: Motordan türbine giden ekzost gazları.
- d: Türbinden atmosfere atılan ekzost gazları.

Şekil 14'te görüldüğü gibi, ekzost supaplarından çıkan duman gazları aşağıda izah edilecek olan ekzost sistemlerinden birine uygun olarak türbin önüne gelmekte ve çeşitli meme gruplarından türbine girip türbin çarkını döndürmektedir. Türbin miline doğrudan doğruya bağlı olan kompresör çarkı da sıkıştırdığı havayı emme borusu ve emme supabından silindirlere göndermektedir.

Aşırı doldurmasız çalışan (doğal emişli) bir motorun emdiği hava miktarı silindir hacmine tamamen karşı gelmez. Bu miktar aşağıdaki nedenlerle azalmaktadır:

1. Silindirin ölü hacim kadar kısmı bir önceki çevrimden kalan artık gazlar tarafından işgal edilmiştir.
2. Artık gazlar ve yanma odasının sıcak çeperleri tarafından ısıtıldığından, emilen havanın özgül ağırlığı azalmaktadır.
3. Emme supabındaki dirençlerin tesirleri. Bu tesirler özellikle hızı çok olan motorlarda oldukça önemlidir.
4. Havanın ataleti (tembelliği).

Eğer motora sıkıştırılmış (basınçlı) hava sevk edilirse silindirdeki havanın ağırlığı arttırılmış olur. Bundan başka belirli bir basınç altında giren hava yanma odasının artık gazlardan süpürülmesini temin eder. Bu süpürme

özellikle dört stroklu motorlarda etkili bir şekilde gerçekleştirilebilir.

Şu halde; aşırı doldurma havası silindirde bir kaç yönden etkili olmaktadır:

1. Yanmaya mahsus hava ağırlığının arttırılması.
2. Artık gazların süpürülmesi.
3. Yanma odasının tüm yüzeylerinin soğutulması.

Havanın arttırılmış ağırlığı sıcaklıkları arttırmaksızın, yakıtın daha büyük bir miktarının yakılmasını sağlar. Bu esnada ısı yükü genellikle küçüktür; ve gücün 50%-70 % kadar arttırılmasına karşılık aşırı doldurmasız motorlardakine eşit olur. Gücü yaklaşık olarak 60 % kadar arttırılmış aşırı doldurmalı bir motorun ekzost sıcaklığı ve soğutma suyunun çıkış sıcaklığı, aşırı doldurmasız motorunkine denktir.

Aşırı doldurma havasının hazırlanması belirli bir enerji sarfiyatını gerektirir. Bu enerji, aşırı doldurma derecesine bağlı olarak değişmektedir.

Aşırı doldurmanın ekonomik olabilmesi için adı geçen enerjinin dışardan verilmesi arzu edilmez. Motorun faydalı gücünden arınması da gerekmiyorsa istenmez. Bu nedenle turboşarj grubu gerekli olan enerjiyi motorun iş çevriminden alır. Bu enerji aslında ekzosttan dışarı atılmaktadır.

#### 4.1. ISI BİLANÇOSU:

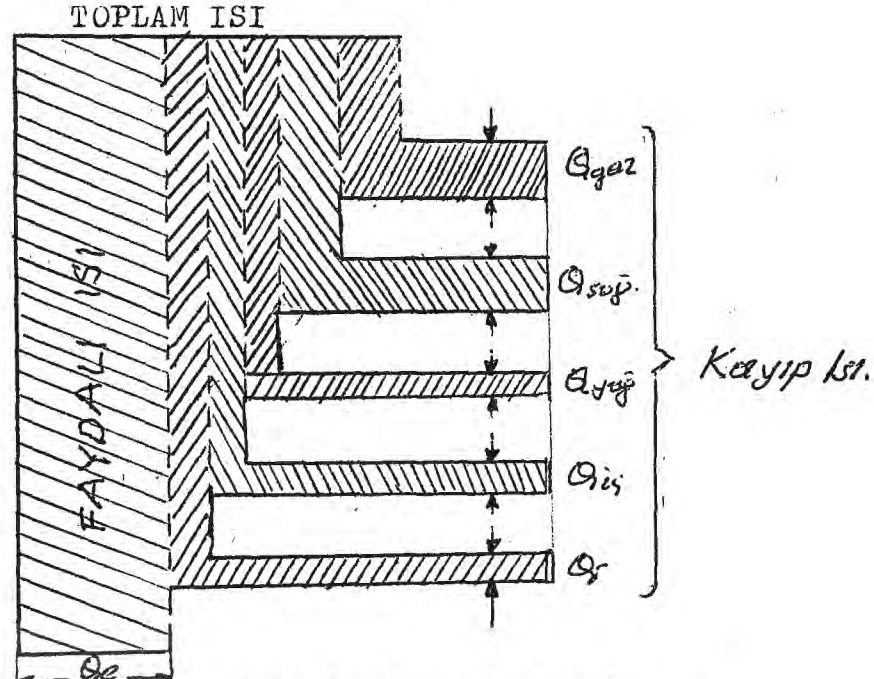
Yanma sonucu meydana gelen ısının bir kısmı faydalı işe dönüşür. Diğer bir kısmı ise çeşitli kayıplara gider. Motorlarda ısı dağılımı (ısı bilançosu), çalışma koşullarını tanımlayan; yük, dönme sayısı ve karışımın bileşimi gibi etkenlere bağlıdır. Yanma sonucu oluşan ısı dağılımı teorik olarak ve deneysel olarak saptanabilir.

Benzin ve diesel motorlarında silindirlerde üretilen ısı şöyle dağılır:

1. Faydalı ısı ( $Q_e$ )
2. Ekzost gazları ile dışarı atılan ısı ( $Q_{gaz}$ )
3. Soğutma sistemine giden ısı ( $Q_{soğ}$ )
4. Eksik yanma nedeniyle kaybolan ısı ( $Q_{iç}$ )
5. Yağlama yağına geçen ısı ( $Q_{yağ}$ )
6. Artık kayıplar ( $Q_r$ )

Bu durum da toplam ısı:

$$Q_{top} = Q_e + Q_{gaz} + Q_{soğ} + Q_{iç} + Q_{yağ} + Q_r$$



Şekil: 15. Motorlarda ısı dağılımı.

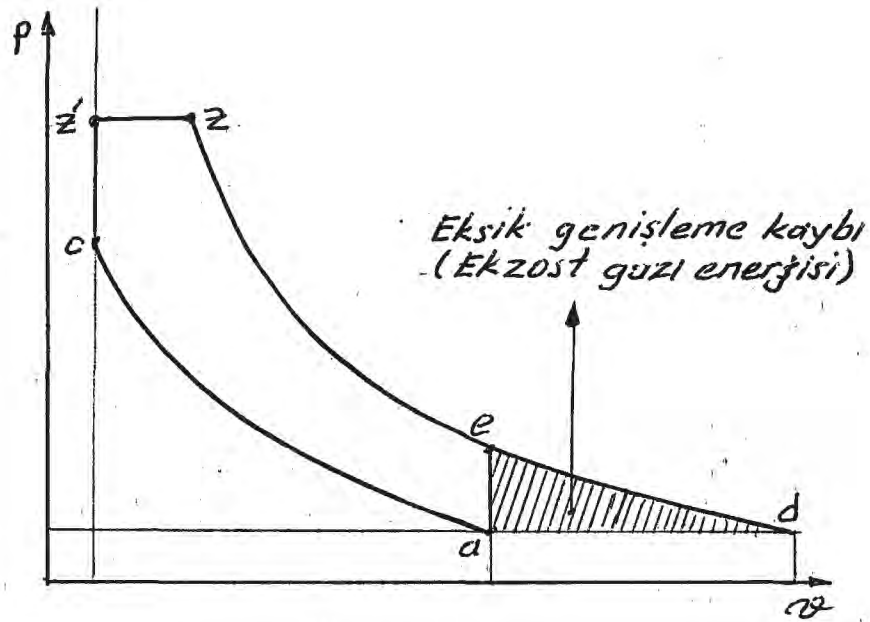
TABLO:7. Isı bilançosu.<sup>20</sup>

MOTOR TİPİ	$q_e$	$q_{gaz}$	$q_{soğ}$	$q_{iç}$	$q_{yağ} + q_r$
BENZİN MOTORU	21-28	30-35	12-17	0-45	3-10
DİSEL MOTORU	29-42	25-45	15-35	0-5	2-5

Tablo:7'den görüldüğü gibi toplam ısının en büyük yüzdesi egzost gazlarıyla dışarı atılmaktadır. İşte aşırı doldurma havasını hazırlayan kompresörü tahrik eden türbin bu egzost gazının enerjisi ile döner. Bu bir anlamda bedava enerji nedeniyle turboşarj sistemi diğer aşırı doldurma sistemlerine üstünlük sağladığından bugün uygulamada en yaygın olan aşırı doldurma sistemi de turboşarj sistemidir.

Şimdi bu ısının karışık çevrimde (P-V) diyagramındaki yerini görelim.

Aşağıdaki diyagramdaki (eda) alanı ile bu ısının tamamını ifade edilmiştir. Buna eksik genişleme kaybı denir.



Şekil:16. Eksik genişleme kaybı.

Ekzost gazları ile dışarı atılan bu ısıyı şu formül ile hesaplamak mümkündür.<sup>21</sup>

$$Q_{\text{gaz}} = G_f \left\{ M_2 (\mu C_p) t_{\text{gaz}} - M_1 (\mu C_p) t_o \right\} \dots \text{KCal/saat, (j/san)}$$

Burada:

$G_f M_2 (\mu C_p) t_{\text{gaz}}$  : Ekzost gazları ile silindirden atılan ısının miktarı. (KCal/saat), (j/san)

$G_f M_1 (\mu C_p) t_o$  : Taze hava ile silindire alınan ısı miktarı. (KCal/saat), (j/san)

$\mu C_p$  : Sabit basınçta yanma ürünlerinin molar ısı kapasiteleri. (KCal/Kmol<sup>o</sup>C) (J/Kmol<sup>o</sup>C)

$\mu C_p$  : Sabit basınçta taze dolgunun molar ısı kapasitesi. (KCal/Kmol<sup>o</sup>C), (J/Kmol<sup>o</sup>C)

$t_{\text{gaz}}$  : Ekzost basıncında çıkan gazların sıcaklığı (°C).

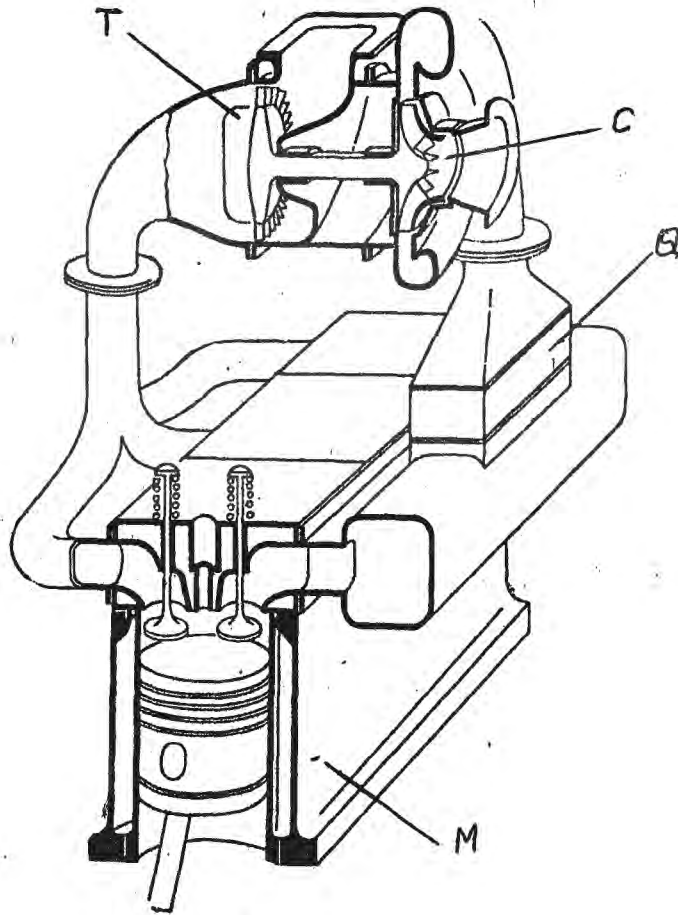
$t_o$  : Silindire giren taze dolgunun sıcaklığı (°C).

$Q_{\text{gaz}}$  enerjisine sahip olan egzost gazları silindiri, ateşleme sırasına uygun stroklarda terkederler. Ekzost gazları türbin önüne rastgele götürülmezler.  $Q_{\text{gaz}}$  enerjisinden yeteri kadar faydalanabilmek için silindir türbin ara-

sında çeşitli konstrüksiyonlar düşünülmüştür. Bu konstrüksiyonlarda belli ekzost sistemleri esas alınır.

#### 4.2. DÖRT VE İKİ STROKLU MOTORLARDA TURBOŞARJ:

Dört stroklu motorlar, emme stroku yardımıyla, çalışmalarına gerekli havayı elde ettiklerinden yani emme yapabildiklerinden, ilk harekette, gaz türbininin etkisi olmasına karşılık çalışabilirler. Bu sebepten başlangıçta düşük olan doldurma basıncı, yalnız gücü düşürürse de motorun çalışmasını önleyemez. Sistemin prensip şeması aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



Şekil:17. Dört stroklu motorda turboşarj sistemi.

Şekil:17'de ara soğutuculu modern bir turboşarj grubunun çalışma tarzı görülmektedir. Giriş ve çıkış valflerinden anlaşılacağı üzere dört stroklu bir motora ait bu-

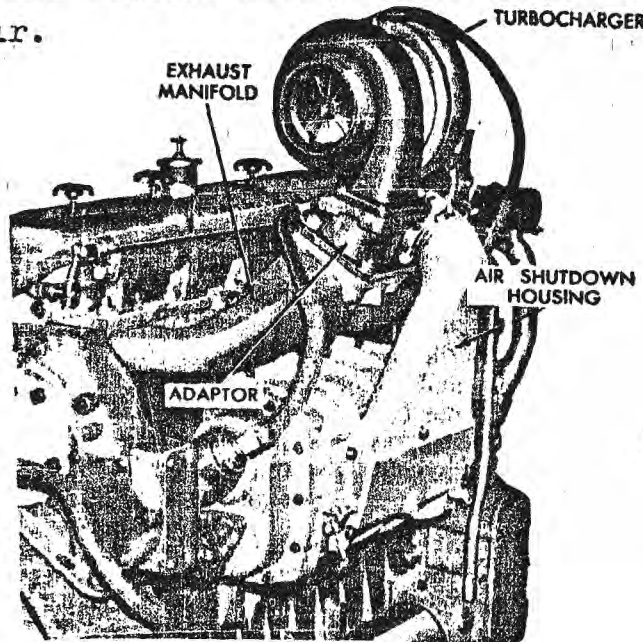
lunan bu şemada C:Hava kompresörünü, T:Ekzost gazı türbini-  
ni, Q:Ara soğutucuyu, M:Motoru ifade etmektedir.

İki stroklu motorlara gelince; bunlar, kendiliklerin-  
den emme yapamadıklarından, silindir içine hava, motorun  
veya yardımcı bir elektrik motorunun çalıştırdığı süpürme  
pompasından gelerek silindirlere girer.Eğer turboşarjın  
"süpürme" işini de yapması beklenirse o zaman ilk harekete  
geçtikten sonra başlangıçta süpürmeyi sağlayan hava elde  
edilemez; çünkü türbin yavaş yavaş hızlanır.

Dört stroklu motorlarda işe yarayan bu sistem "tur-  
boşarj" tek başına bu sebeple iki stroklu motorlarda kulla-  
nılmaz.

Brown Boveri-Curtiss (BBC) sisteminde, motorun krank  
milinden hareket alan ve süpürmeyi sağlayan bir pompa ile  
ayrıca bir de turboşarj vardır. Turboşarj burada yanma için  
gereken aşırı doldurma havasını sağlar.

Ayrıca sadece turboşarja sahip iki stroklu bir motor-  
da silindire doldurulan hava aynı zamanda silindir içinin  
süpürülmesini de sağladığından havanın bir kısmı duman gaz-  
ları ile dışarıya atılır. Bu yüzden egzost sıcaklığı dört  
stroklu motorlara göre daha düşük olacak; dolayısıyla ek-  
zost gazı enerjisi belki de aşırı doldurma havasının ancak  
bir kısmını sağlayacaktır. Bundan dolayı iki stroklu motor-  
ların aşırı doldurulmasına dört stroklu motorlardan çok da-  
ha sonra başlanabilmiş ve neticâye de çok daha sonra ulaşılmış-  
tır.



Şekil:18.Turboşarj ve  
Roots bloveri  
(2 st. motor)

#### 4.3. DİESEL VE OTTO MOTORLARINDA TURBOŞARJ:

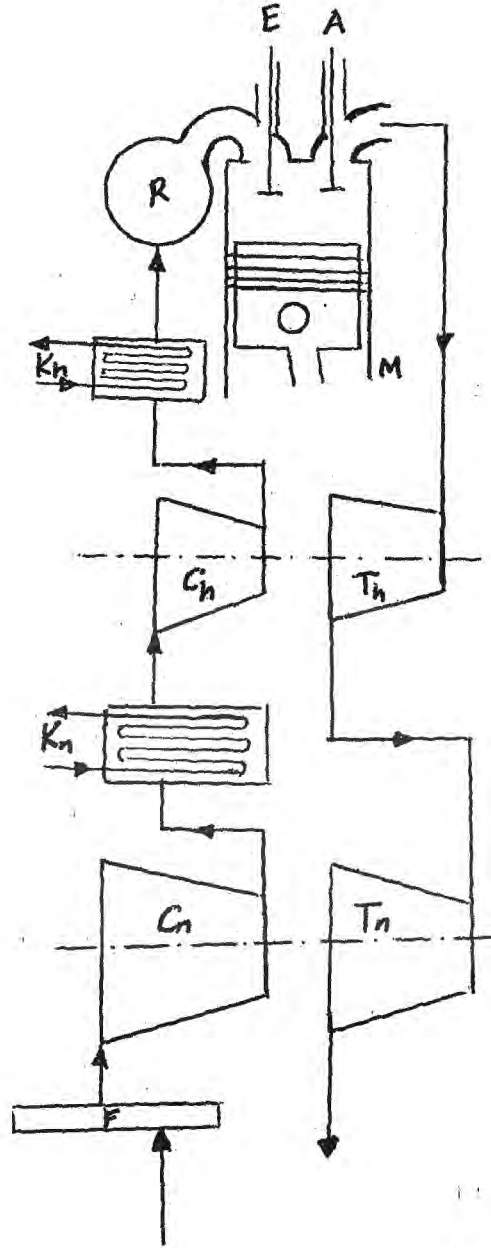
Bugün aşırı doldurma sistemleri diesel motorlarında başarı ile kullanılmaktadır. Bu alanda turboşarjın yeri ise oldukça büyüktür.

Bilindiği gibi turboşarj grubunun kompresöründe sıkıştırılan havanın sıcaklığı artacaktır. Eğer bu havayı bir diesel motoru silindirine bu sıcaklıkla gönderirsek havanın densitesi (yoğunluğu) düşük olacağından miktarı da az olacaktır. Az hava ile az yakıt yakılacağından aşırı doldurmadan beklediğimiz güç artışını tam manasıyla elde edemeyiz. Ancak bu durumda bile aşırı doldurma az bir kayıpla gerçekleşmiş olur. Nitekim bu kayıba razı olunduğu, bugün taşıt tekniginde kullanılan bir çok turboşarj gruplarına, ilave bir sistemin katılmamış olması nedeniyle görülmektedir. Büyük güçlü motorlarda bu nedenle kompresörden sonra "ARA SOĞUTUCU" veya "HAVA SOĞUTUCU" (İnter cooler) denilen bir ısı eşanjörü sisteme eklenmektedir. Silindire girmezden önce havanın sıcaklığını düşüren bu sistemde genellikle soğutucu akışkan olarak su, nadiren de hava kullanılmaktadır. Burada şunu ifade etmek yerinde olacaktır. Kompresörden çıkan havanın, diesel motorlarında bile soğutulmasına ve ondan sonra silindire girmesine bugün olanaklar ölçüsünde özen gösterilmektedir. Hatta bazı motor konstrüksiyonlarında hava iki kademe sıkıştırılmakta ve iki de ara soğutucudan geçerek silindirlere girmektedir. Böyle bir sistemin prensip şeması Şekil:19'da gösterilmiştir.

Hal böyle iken, benzin motorlarında karbüratör önüne yada karbüratörden sonra yerleştirilen turboşarj grubunu ele alalım. Diesel motorunun sıkıştırma tutuşmalı bir motor olmasına karşılık benzin motoru kıvılcım tutuşmalı bir motordur.

Eğer aşırı doldurma grubu karbüratör önüne yerleştirilirse (Şekil:20); karbüratör basınçlı havanın etkisi altında kalacaktır. Bu durumda karbüratör sistemi ile aşırı doldurma sistemi arasında uyumsuzluk meydana gelir.

Şekil:19



Şekil:19'da iki kademeli air aşırı doldurma sistemine sahip, dört stroklu bir motora ait tesisat şeması verilmiştir. Burada; A:Silindirin ekzost valfini, F: Hava filitresini,  $K_h$ : Yüksek basınç kompresörü hava soğutucusunu,  $K_n$ : Alçak basınç kompresörü hava soğutucusunu, M: Motor silindirlerini, R: Hava kollektörünü,  $T_h$ : Ekzost türbininin yüksek basınç kısmını,  $T_n$ : Ekzos türbininin alçak basınç kısmını,  $C_h$ : Yüksek basınç kompresörünü,  $C_n$ : Alçak basınç kompresörünü ifade etmektedir.

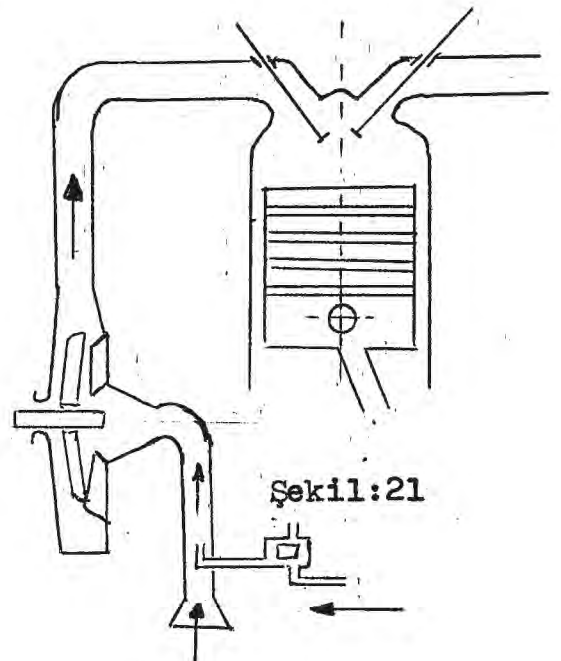
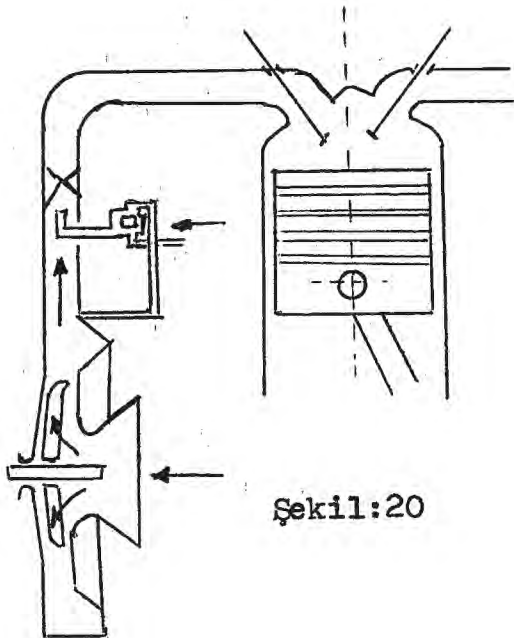
Şekil:20'de turboşarj gurubunun karbüratör önüne yerleştirilmesi gösterilmiştir.

Şekil:21'de ise turboşarj gurubu karbüratörden sonra (Karbüratörle silindir arasında) yerleştirilmiştir.

Karbüratör önüne yerleştirilen turboşarj gurubunda hava, sıkıştırılarak basınçlı halde karbüratörden geçtiğinden, karışımın istenen nitelikte hazırlanmasının mümkün olamayacağını ifade etmiştik. Buna karşılık silindir ve karbüratör arasında yerleştirilen bir turboşarj gurubunda karışım, sıkıştırılacaktır. Bu durumda sıkıştırma silindirlerindeki sıkıştırma oranlarından düşük olmasına rağmen yüksek devirlerde turboşarj içinde bir tutuşma söz konusu olabilir.

Bunlara ilaveten her iki halde de silindir içinde karışım mevcuttur. Ve karışımın basıncı ve sıcaklığında aşırı doldurma derecesi oranında yüksektir. Benzin motorları kıvılcım tutuşmalı olduklarından ateşleme yapılmazdan önce, karışımın oktan sayısına da bağlı olarak tutuşması söz konusudur. Böyle bir hale ise ilk etapta razı olamaz.

Benzin motorlarındaki güçlükler nedeni ile aşırı doldurma en geniş alanı diesel motorlarında bulmuştur. Bununla beraber son zamanlarda Turboşarj sistemi Benzinli motor alanlarında da görülmektedir.



## 5. EKZOST SİSTEMLERİ:

Isı bilançosunda ekzost gazlarının sahip olduğu enerjinin, bir aşırı doldurucu türbinini döndürecek nitelikte olduğunu ve bunun nasıl hesaplanabileceğini görmüştük.

İşte burada sözünü ettiğimiz aşırı doldurma grubu, turboşarj grubudur. Ve turboşarj grupları istisnasız olarak ekzost gazları enerjisi ile çalışırlar. Ancak bu ekzost gazlarının silindirlerden alınıp türbin önüne getirilmesi bazı nedenlerle özel konstrüksiyonları gerekli kılmaktadır. Bu konuda önemli bir faktör de ekzost gazlarının özel konstrüksiyonlarla türbine ne şekilde gireceğidir.

Turboşarjlı motorlarda ekzost gazlarının türbine girişi üç şekilde gerçekleşmektedir.

1. Sabit basınçlı ekzost sistemi.
2. Sürekli darbe tesirli ekzost sistemi.
3. Kombine ekzost sistemi.

### 5.1. SABİT BASINÇLI EKZOST SİSTEMİ:

Sabit basınçlı ekzost sisteminde, tüm silindirlerden çıkan ekzost gazları ortak bir kollektörde toplanırlar. Böylece ekzost türbinini giriş basıncı hemen hemen sabit imiş gibi kabul edilir.

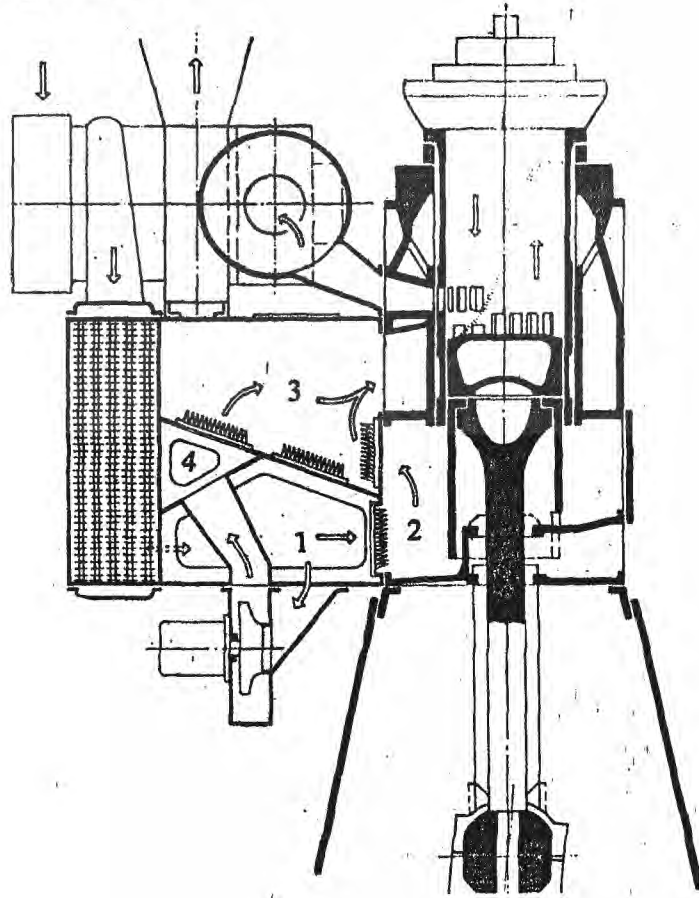
Bu sistemde motordan çıkan ekzost gazları içinde bulunan enerji dört zamanlı motorlarda ekzost valfindan, iki zamanlı motorlarda ise ekzost portlarından çıkarken kısılmağa maruz kaldığından ısı enerjisine dönüşmektedir. Türbin içindeki genişlemede basınç oranı büyük olduğu takdirde, bu ısı enerjisinin büyük bir kısmından antalpi düşüşü olarak yararlanılmaktadır.

Türbine giden ekzost gazı basıncını sabitleştiren kollektör, ancak çok silindirli motorlarda iyi sonuç verir. Motor silindir sayısının az olması halinde, kollektörün yerini büyük hacimli bir hazne alır.

Türbin içindeki genişlemede basınç oranı ancak yüksek aşırı doldurmalı motorlarda büyüktür. Bu nedenden dolayı sabit basınçlı ekzost sistemi ancak aşırı doldurma oranı

yükseldikten sonra kullanılmaya başlanmıştır. Çünkü supersarj oranının düşük olması halinde veya alt yüklerde bu sistemin aşağıda belirtilen sakıncaları ortaya çıkar.

Supersarj oranı düşük olan ve sabit basınçlı egzost sistemine uygun çalışan iki stroklu motorlarda ayrıca hareketini motordan alan bir süpürme havası pompasına gereksinim duyulur. Aynı sisteme sahip dört stroklu motorlarda ise bu ilave pompaya gereksinim yoktur. Fakat bunlarda da alçak yüklerden ani olarak yüksek yüklere geçebilmek için turboşarj grubu motoruna ivme verecek bir teçhizat gerekir. Çünkü, basit bir sabit basınçlı egzost sistemi, ani yük artışının egzost gazı seviyesinde meydana getirdiği enerji artışının ancak bir kısmını kullanabilir. Sistemle ilgili şekiller aşağıdadır.



Şekil:22. Sabit basınçlı egzost sistemi ile (sulzer sistemi) darbesiz çalıştırma metodu.

- 1- Müşterek kollektör. 2- Silindir yan hücresi. 3- Süpürme odası.
- 4- Basınçlı kamal.

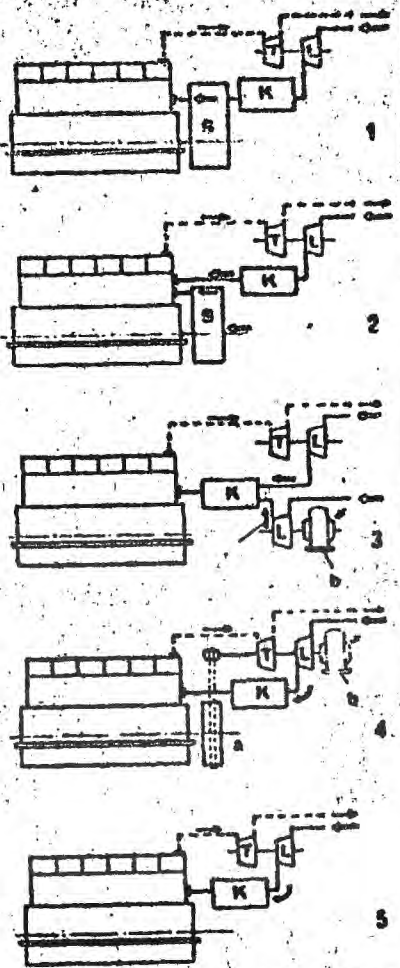
## 5.2. SÜREKLİ DARBE TESİRLİ EKZOST SİSTEMİ:

Sürekli darbe tesirli ekzost sistemi, bundan evvel görülmüş olan sabit basınçlı sistemde yapılması gerekli kısılmaya gereksinim bırakmamaktadır. Bunun sonucu olarak ta kısılma kayıpları ortadan kalkmaktadır. Bu sistemin esasını ufak çaplı ekzost boruları oluşturmaktadır. Bu ufak çaplı ekzost boruları nedeniyle ekzost boru devresinin hacmi de küçüktür. Bunun için de ekzost portu veya valfinin açılmaya başlamasının hemen ardından ekzost sistemi içindeki gaz basıncı da hemen silindir içine yaklaşacak kadar yükselmiş olur. Bunun sonucu olarak ta silindir içindeki basınç enerjisi basınç dalgaları aracılığıyla ve gayet az bir kayıpla türbine kadar nakledilmiş ve burada da mekanik enerjiye çevrilmiş olur. Sabit basınçlı ve sürekli darbe tesirli (darbesiz ve darbeli) ekzost sistemlerine ait prensip şemaları Şekil:23'te gösterilmiştir. Şekil:24'te ise turboşarj gruplarının iki stroklu motorlarda bağlama şemaları verilmiştir.

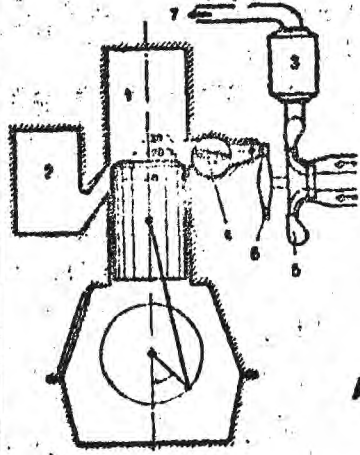
Sürekli darbe tesirli ekzost sistemi , nabız atmasına benzediğinden İngilizcede aynı anlamı taşıyan "Pulse" kelimesiyle ifade edilmektedir. Bu sisteme sahip bir motorda yük, ilave yakıt yakmak suretiyle ani olarak arttırıldığı takdirde, silindir içindeki basınç ta ani olarak artmış olur. Bu durumda, ekzost başlangıcında danha yüksek bir basınç mevcut olacak; bu da hemen hemen ani olarak türbin önüne kadar gidecektir. Turboşarj gruplarında türbin kısmı, kompresöre nazaran daima bir güç rezervine sahip bulunduğundan türbine gelen ek enerji sayesinde, rotor derhal akselere edilmiş olacak; yani yeni şartlara uyacaktır.

Bu sistemde ekzost borularının ufak çaplı olmaları sebebiyle bir silindirden çıkan gazın diğerinden çıkan üzerine zararlı bir etkisinin dokunmaması için dikkat etmek gerekir. Önemli olan husus, bir ekzost portu veya valfindan çıkan basınç dalgasının diğerleri tarafından bozulmadan türbin önüne varmasıdır.

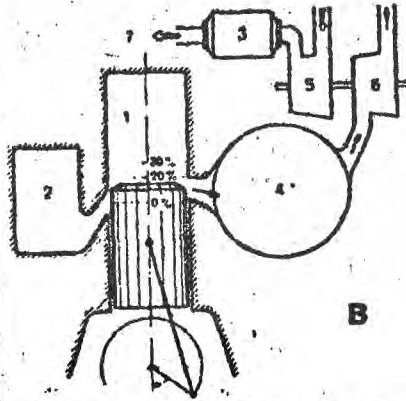
Modern ekzost devresi konstrüksiyonlarında basınç dalgalarının birbirini bozmaması ve hatta birbirine yardımcı olması sağlanmaktadır. Klasik olarak bu husus türbinde,



Şekil 24. İki stroklu motorlara ait süperarj bağlama şemaları. T = Türbin, K = Soğutucu, L = Doldurucu (Kompresör), S = Süpürme pompası, - - - = Egzost gazları, — = Hava.  
 1 = Süpürme pompasının Curtis bağlanması. 2 = Küçültülmüş süpürme pompasının paralel bağlanması. 3 = Küçük bir ek kompresörün paralel bağlanması. 4 = Süpürme pompası, fakat turboarj grubu ek bir tahrikle mücehhezdir (a - Krank milinden tahrik, b - bir elektrik motoruyla tahrik). 5 = Süpürme pompası. (Bütün hava turbokompresör tarafından temin edilmektedir.



A



B

Şekil 23. Türbin bağlama çeşitleri: Darbeli ve darbesiz (sabit basınçlı) çalışma tarzları.

A = Darbeli çalışma.

B = Darbesiz çalışma.

1 = Silindir.

2 = Süpürme resiveri.

3 = Hava soğutucusu.

4 = Egzost çekmecesini (Kelebeği).

4 = Egzost toplayıcısı (Kollektör).

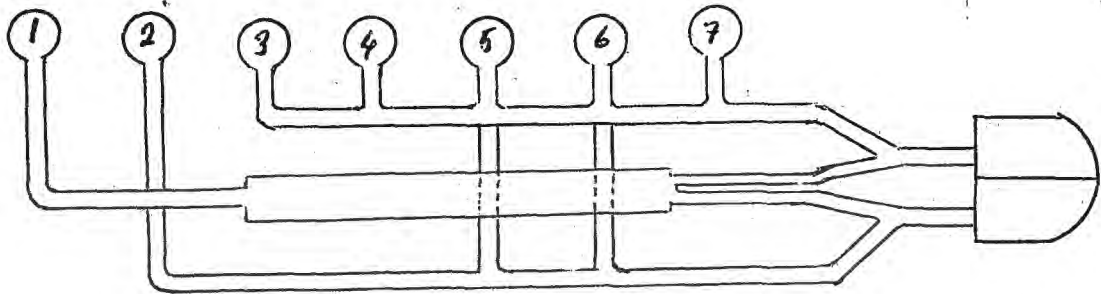
5 = Kompresör.

6 = Türbin.

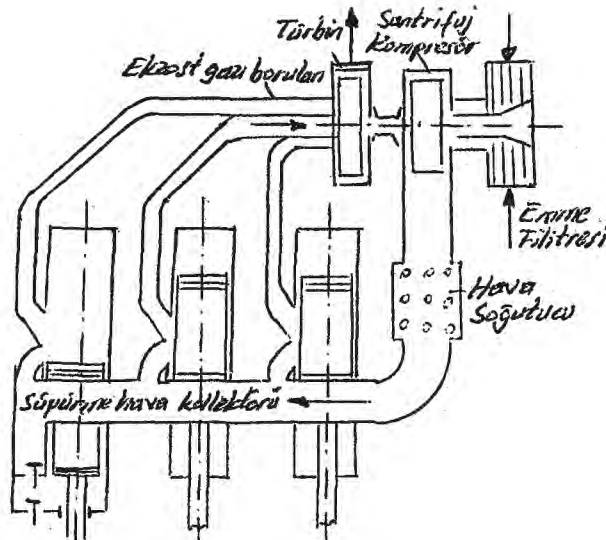
7 = Doldurma havası.

aynı meme grubuna çalışma maddesini veren motor silindirlerini müşterek bir egzost borusu vasıtasıyla bağlamak suretiyle yapılır. Bu müşterek boruya bağlı bulunan silindirlerde egzost açılışları aynı zamanda yapılmamakta veya bunların açılış zamanları birbirini pek kısa bir entervalde kesmektedir.

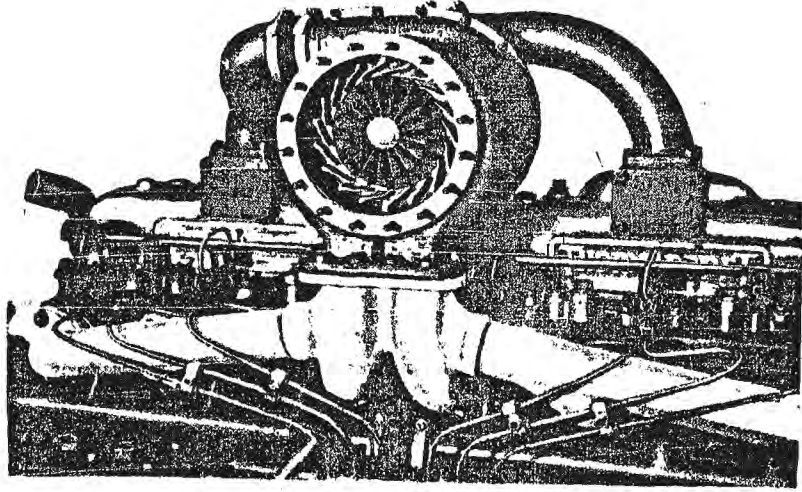
Aşağıdaki şekilde sürekli darbe tesirli egzost sistemine sahip dört stroklu ve yedi silindirli bir motorun, ateşleme sırası: 1-2-4-6-7-5-3 olmak üzere egzost borularının nasıl bağlandıkları görülmektedir. Burada ufak daireler motor silindirlerini ifade etmektedir.



Şekil:25. Sürekli darbe tesirli egzost sistemi  
(Egzost borularının bağlanış şekilleri)



Şekil:26. Sürekli darbe tesirli egzost sisteminin prensip şeması.



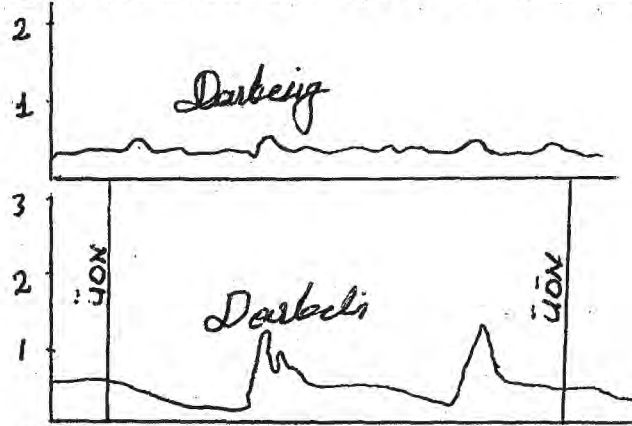
Şekil:27. Turboşarj grubunun sürekli darbe tesirli ekzost sisteminde motora montajı.

#### SABİT BASINÇLI VE SÜREKLİ DARBE TESİRLİ EKZOST SİSTEMLERİNİN BASINÇ DEĞERLERİ:

Dört stroklu motorlarda ekzost borusu içerisinde çeşitli silindirlerin kolayca süpürülmelerine engel olan basınç dalgalarının dikkate alınması ne derecede önemli ise, iki stroklu motorlarda da enerji kaybını azaltabilmek için, motor içindeki akış dirençlerinin küçük tutulmasına o derece dikkat etme mecburiyeti vardır.

Sabit basınçlı ekzost sistemi halinde, türbinin önünde mümkün olduğu kadar düzgün bir ekzost basıncının teminine çalışılmaktadır. Bu metotta da silindirlerin bir araya bağlanış tarzlarına son derece dikkat etmek gerekir. Ekzost darbeleri burada bile ekzost borusunun içinde kuvvetli basınç dalgalarının dolmasına sebebiyet vermektedirler. Böyle bir basınç dalgası süpürme periyodu sırasında komşu silindirlerin önünden geçerse, o silindirdeki süpürmeye engel olmakta, yanma aralarını bozmakta ve motorun toplam süpürme direncini arttırmaktadır. Şekil:28'de sabit basınçlı ve sürekli darbe tesirli ekzost sistemleri için türbin önündeki basınç değişimleri karşılıklı olarak gösterilmiştir. Sürekli darbe tesirli ekzost sisteminde, basınç tepeleri göze çarpmaktadır. Fakat bunlar bir komşu silindirün süpürülmesine hemen hemen engel olmaktadır.

Bu nedenle silindirlerin birbirine bağlantılarında bu hususa dikkat edilmiştir. Süpürme zamanları birbirleriyle kesişmeyen silindirler aynı bir ekzost borusuna bağlanmıştır.



Şekil:28. Ekzost borusunda sabit basınçlı ve sürekli darbe tesirli ekzost sisteminde basınç değişimi (Aşırı doldurmalı; iki stroklu K7Z 78/1400 motoru,  $N_e=8000PSe$ ,  $n=115dev/dak$ )

Eğer bu kuvvetli basınç darbeleri çabuk sönmezse, bir silindirin kendi süpürmesini rahatsız etmesi olasıdır. Türbinin meme kesiti ögle boyutlandırılmalıdır ki, basınç darbelerini yutabilsin. Bundan başka, silindirlerden türbine giden ekzost borusunun da söz konusu faktörlere uygun olarak yapılması zorunludur.

Sabit basınçlı ekzost sisteminde basınç değişimi daha düzgündür. Basınç tepeleri sönümlenmiştir. Buna rağmen ekzost borusunda kendilerini yine de belli etmektedirler. Eğer özel tertiplere baş vurulmazlarsa bunlar, müşterek ekzost borusu içerisinde bulunmaları itibarıyla süpürmeye etki edebilirler.

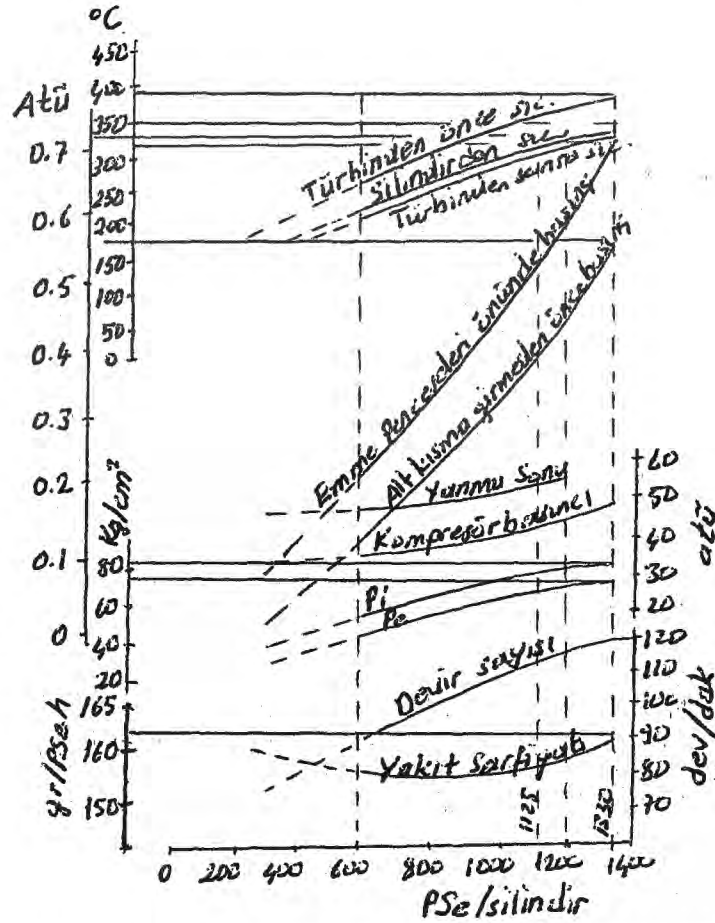
Şimdi yedi silindirli bir K7Z 78/140 motoruna ait deney sonuçlarını darbesiz ve darbeli ekzost sistemleri için inceleyelim.<sup>22</sup>

Bu motorda ekzost gazlarını basınç dalgalarının kumandası gayet büyük güçlüklerin yenilmesiyle mümkün olabilmektedir.

Sabit basınçlı ekzost sistemi için müşterek ekzost borusuna iki adet BBC (Brown Boveri Co) aşırı doldurucusu bağlanmıştır. Doldurucuların kompresörleri, havayı iki soğutucudan geçirdikten sonra süpürme pompalarının emme boru-

larına basmaktadırlar.

Süpürme pompası olarak silindirlerin alt tarafları ve ayrıca motorun alın tarafına yerleştirilmiş olan bir süpürme pompası hizmet görmektedir. Bu pompaların toplam strok hacimleri, motor silindirlerinin toplam strok hacimlerinin **hiç** katına karşı gelmektedir. Süpürme pompaları kendilerine gönderilen basınçlı havayı daha da sıkıştırmakta ve süpürme borusundan geçirerek silindirlere sevketmektedirler. Sevkedilen havanın miktarı tam yükte 7Kg/PSe değerinin üzerine kadar ulaşabilmektedir. İşletme deneylerinin sonuçları şekil:29'da topluca verilmiştir.



Şekil:29. Pervane tahrikinde kullanılan K7Z 78/140 motorunun sabit basınçlı ekzost sistemi-ne göre aşırı doldurması halinde işletme karakteristikleri.

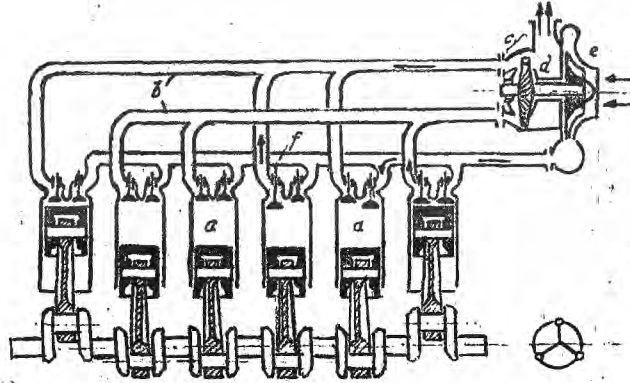
### 5.3. KOMBİNE EKZOST SİSTEMİ:

Bu sistemde sabit basınçlı ve sürekli darbe tesirli ekzost sistemlerinin sahip oldukları avantajlardan mümkün olduğu ölçüde yararlanılır. Türbin devamlı surette beslenerek sabit basınçlı sistem; enerjinin en az kayıpla nakledilmesini sağlayan basınç dalgalarının türbin önüne getirilmesi ile de sürekli darbe tesirli sistem, birlikte gerçekleştirilmiş olacaktır.

Silindir sayısı üçe bölünemeyen motorlarda basınç dalgalarının uygun tarzda modüle edilmesini sağlayacak, özel ekzost konstrüksiyonlarının yapılması kombine ekzost sisteminin esasını oluşturur.

### 5.4. BUCHI USULÜ (SİSTEMİ):

Çok silindirli bir motorda her bir silindir kendine özgü tek bir aşırı doldurma grubuna sahip değildir. Bunlarda bütün silindirlere ait tek bir grup mevcuttur. Şekil:30



Şekil:30. Büchi aşırı doldurma sistemine sahip dört stroklu, altı silindirli bir diesel motoru (a: motor silindirleri, b: iki kollu ekzost kollektörü, c: aşırı doldurma grubu, d: ekzost türbini, e: kompresör çarkı, f: aşırı doldurma havası borusu).

Şekilde görüldüğü gibi, ekzost kollektörü iki kollu olarak gerçekleştirilmiştir. Ekzost borusunun bu şekilde tertiplenmesi Büchi usulünün esasını teşkil eder ve ancak bunun sayesinde ekzost türbini yardımıyla aşırı doldurma geniş uygulama sahası bulmuştur.

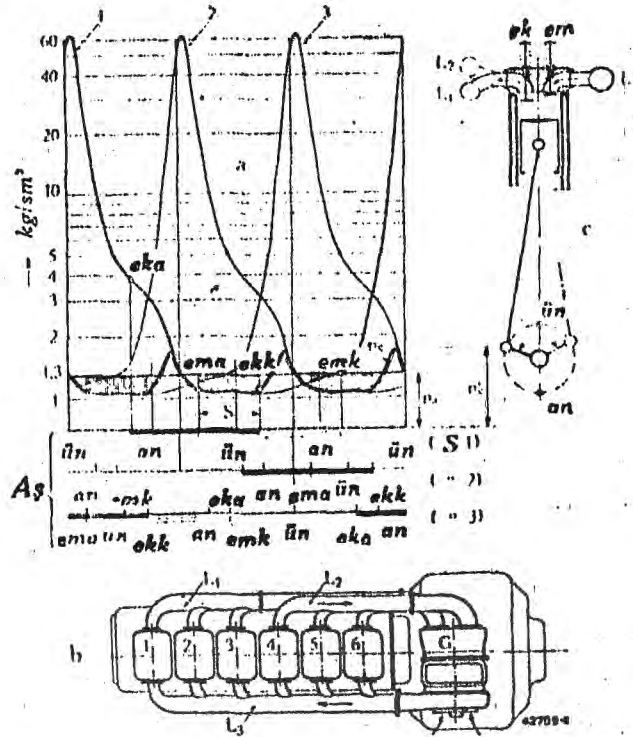
Yanma odasının süpürülmesinin mümkün olabilmesi için, bir silindirin ekzost basıncının kollektörde meydana getirdiği basıncın, diğer silindirlerin ekzost basınçlarından fazla olmaması gerekir. İşte bu maksatla Büchi, motor ve ekzost türbini arasındaki kollektörde büyük basınç değişimlerinin suni olarak elde edilmesinin teklif etmiştir. Bu ise kollektörün yukarıda söylendiği gibi, ikiye bölünmesini gerekir. Pratik, süpürmenin etkisi olması için ekzost gazlarının kollektöre girişleri arasında  $180^{\circ}$ 'lik krank dönüş açısından daha az bir aralık bulunmaması gerektiğini göstermiştir. Bu ise dört stroklu motorlarda dörtten fazla silindir aynı kollektöre bağlanmaması demektir.

Bu durumda kollektörde meydana gelen basınç dalgalarının; alt karın kısımları, süpürmenin gerçekleşmesini sağlar. Sözü geçen basınç dalgaları ekzost strokunun başlangıcında türbin önünde büyük basınç darbelerini de oluştururlar.

Diğer taraftan, süpürme periyodu esnasında, iyi bir süpürme etkisi sağlayan basınç düşüklüklerini temin etmiş olurlar. Şekil:31'de basınç dalgalarının meydana gelişini şematik olarak gösterilmiştir.

1,2 ve 3 egrileri 1-3 silindirindeki basınç değişimlerini temsil etmektedir. Bu egriler, silindirlerin her birisinin serbest bir şekilde ekzost yaptığına göre çizilmiştir. Fakat sözü geçen üç silindir müşterek aynı bir kollektöre ekzost yaptıkları zaman, bu kollektörde, şekilde gösterildiği gibi, üç ekzostun süper pozisyonundan meydana gelen bileşke bir basınç dalgası oluşur.  $P_a$ : Sıkıştırılmış havanın basıncı ve "S" de 1 numaralı silindirin ekzost ve emme supaplarının aynı zamanda açık bulunduğu süpürme periyodudur. Bu periyot esnasında, şemadan açıkça görüldüğü gibi, ekzost basıncı aşırı doldurma havası basıncına göre oldukça daha küçüktür. Hava resivörü ve ekzost kollektörü arasındaki basınç düşüşü kuvvetli bir süpürme atımı temin eder. 1. numaralı silindirin ekzost supabının kapatılmasından önce 2 numaralı silindirin ekzost supabı açılır. Yeni bir ekzost darbesi belirli bir zaman aralığı için basınç artışı doğurmaktadır. 1 ve 3 numaralı silindirlerin supapları

bu esnada kapalı olduğundan gazların diğer silindirlere girmesi önlenmiş olur. Bundan sonra olaylar benzer şekilde tekrarlanır.



Şekil:31. Dört stroklu bir Diesel motorunun Büchi usulüne göre aşırı doldurulması.

a) Basınç değişimlerinin hasil olması.

Ordinatlar : basınç, ata, (logaritmik ölçek).

Aksisler : krank yolu (dört strok).

1 = 1 numaralı silindirde basınç değişimleri

2 = 2 numaralı silindirde basınç değişimleri

3 = 3 numaralı silindirde basınç değişimleri

Aş : 2 ilâ 3 numaralı silindirlerin aşır şemaları

ün : Üst Ölü Nokta

an : Alt Ölü Nokta

eka - eksoz supabı açılır

ekk - eksoz supabı kapatılır

S - süpürme periyodu

$p_n$  - aşırı doldurma havasının basıncı

$p_g'$  - eksoz gazlarının kolektördeki maksimum basıncı

Siyah şeritler - eksoz supabı açıktır

Beyaz şeritler - emme supabı kapalıdır.

b) Dört stroklu, altı silindirli bir Diesel motorunun şeması.

$L_1$  = 1 ilâ 3 numaralı silindirlere ait eksoz borusu

$L_2$  = 4 ilâ 6 numaralı silindirlere ait eksoz borusu

$L_3$  = aşırı doldurma havası rezervi

G = aşırı doldurma grubu.

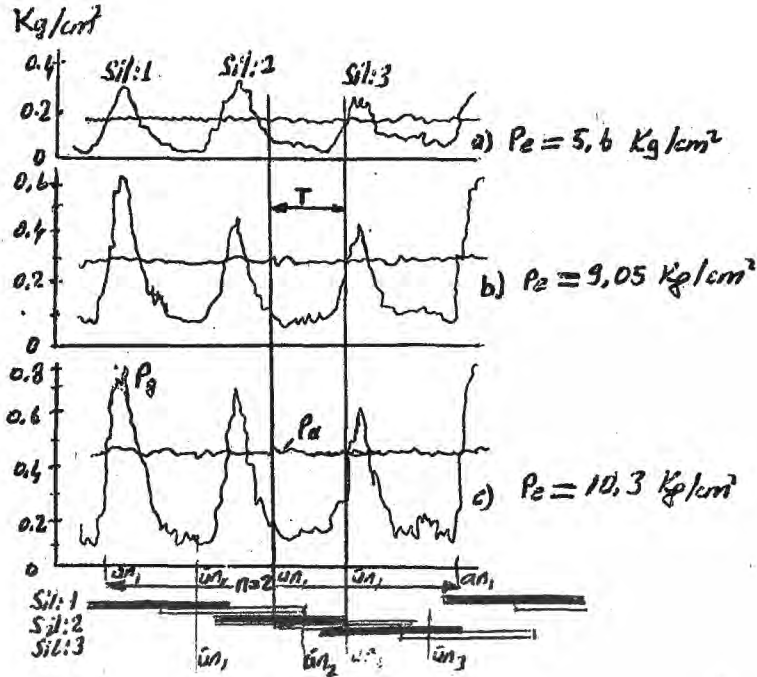
c) Silindirden kesit.

ek - eksoz supabı

em - emme supabı,

Şekil:32'de basınç dalgalarının gerçekte ne şekilde oldukları görülmektedir. Bunlar 700 dev/dak' da ve çeşitli yükler için ossilograf yardımıyla elde edilmiştir. Aşırı

doldurma grubunun verimi ne kadar iyi olursa, aşırı doldurma basıncı o kadar yüksek ve "süpürme karınları" da alçak ve geniş olur.



Şekil:32. Aşırı doldurma ve ekzost basınçlarının çeşitli yüklere ait ossilogramları (MAN-Diesel motoru, tip W6Vu 30/38)<sup>23</sup>

Siyah şeritler:Ekzost supabı açıktır.

Beyaz şeritler:Emme supabı açıktır.

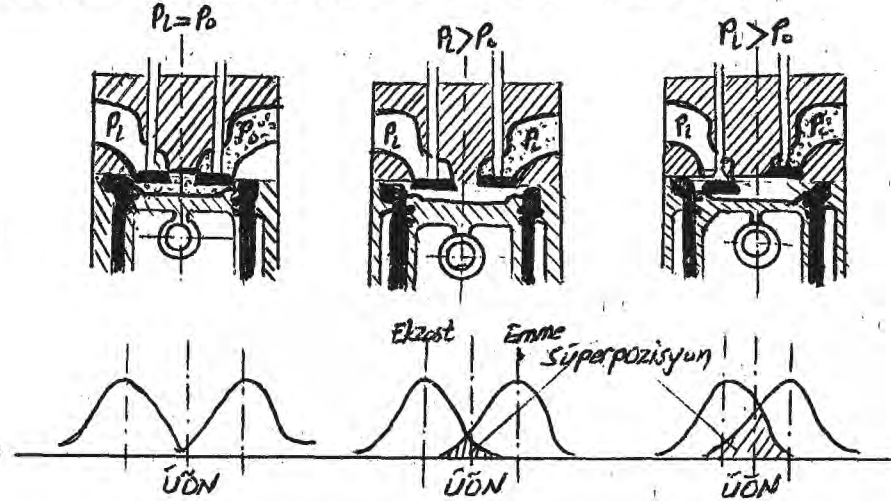
## 6. SÜPÜRME SİSTEMLERİ:

Ekzost stroku sonunda genel olarak motorlarda ölü hacim oranında bir miktar artık gaz silindirde kalır. İki stroklu motorlarda süpürme pompaları vasıtasıyla bu gazların atmosfere atılması sağlanmıştır. Ancak dört stroklu doğal emişli bir motorda bu mümkün olmamaktadır. İşte, aşırı doldurmalı motorlarda kompresörün silindirlere sevkettiği basınçlı havanın, aynı anda hem emme, hem de ekzost supaplarının kısa bir süre açık kalması sağlanarak, artık gazları silindirden süpürüp dışarı atması temin edilmiştir.

Şekil:33

İki stroklu diesel motorlarında silindir içindeki süpürme olayını temin etmek için bir süpürme pompasına ih-

tiyaç vardır. Bu sisteme bir de turboşarj grubu ilave edilerek hem silindir içinin süpürülmesi (ve dolayısıyla soğutulması) hem de basınçlı havanın silindire verilerek aşırı doldurmanın gerçekleşmesi sağlanabilir.



Şekil:33. Artık ekzost gazlarının süpürülmesi (supap süper pozisyonu arttıkça süpürme o kadar etkili olur.)

Şekil:33'te supap süper pozisyonunun rolü incelemek olursa:<sup>24</sup> (a) şeklinde süper pozisyon yoktur. Taze dolgu basıncı  $P_1$  ekzost basıncı  $P_0$  a eşit olduğundan yanma odası içinde bir evvelki periyottan ekzost gazları kalacaktır. Dolayısıyla silindire o miktarda az taze dolgu girecektir. Ortadaki (b) şeklinde ise, süper pozisyon mevcuttur fakat nispeten küçüktür.  $P_1 > P_0$  olduğu için silindir içi, ekzost gazlarından süpürülmüştür. Sağdaki (c) şeklinde de daha fazla bir süper pozisyon vardır. Bu sebeple taze dolgunun bir kısmı ekzosta geçmiştir. Buna aşırı süpürme denilir ki, böylece ekzost sıcaklığı düşürülmüş ve bu yüzden aşırı ısınmalar önlenmiş olur. Süper pozisyon derecesini konstrüksiyon şartları belirler.

İki stroklu motorların hava ihtiyacı fazla olduğundan tek başına turboşarj sistemi bu havayı sağlayamaz. Bu nedenle gerekli olan mekanik bir kompresör turboşarj grubu ile birlikte, bugün özellikle iş makinelerinde yaygın olarak kullanılmaktadır.

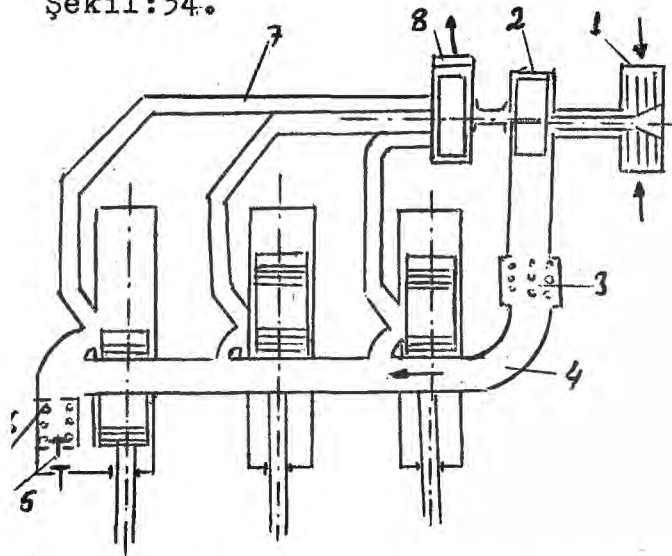
Mekanik kompresörle turboşarjın süpürme-aşırı doldurma işlemini gerçekleştirirken birbirlerine ne şekilde bağlanacakları aşırı doldurma sistemlerinin temelini teş-

kil eder. Süpürme sistemleri çok çeşitli konstrüktif özellikler göstermektedirler. Ancak biz bunların içinde etkin özellik gösteren süpürme sistemlerini beş grupta inceleyeceğiz.<sup>25</sup>

1. Paralel süpürme sistemi.
2. Seri süpürme sistemi.
3. Seri-Paralel süpürme sistemi.
4. Hava işletmeli süpürme sistemi.
5. Enjektörlü süpürme sistemi.

#### 6.1. PARALEL SÜPÜRME SİSTEMİ:

Mekanik kompresörle sağlanan hava ile turboşarj sisteminin sağladığı havanın paralel bir akış temin etmesidir. Şekil:34.



1. Emme filitresi.
2. Kompresör.
3. Hava (ara) soğutucu.
4. Süpürme havasını nakleden boru.
5. Paralel pompa altı.
6. Hava (ara) soğutucu.
7. Ekzost gazı boruları.
8. Türbin.

Şekil:34. Paralel süpürme sistemi prensip şeması.

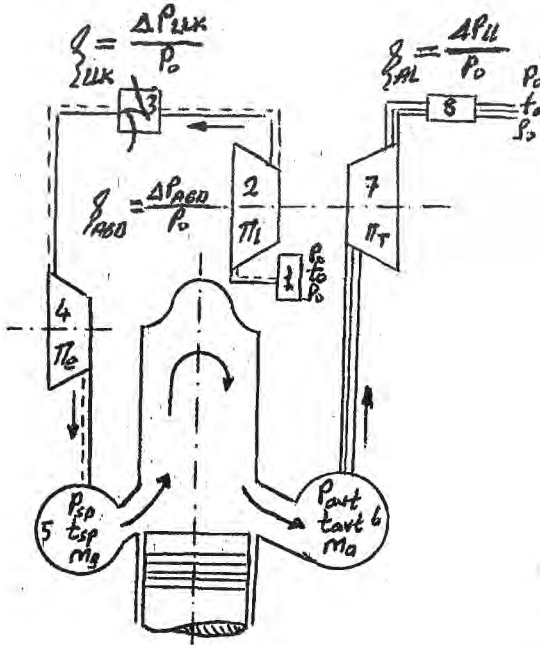
Yukardaki şekilden görüldüğü gibi, 1. pistonun alt yüzü mekanik bir süpürme pompasını oluşturmuştur. (Dip taraf pompası) Ancak bu özel supaplarla teçhiz edilmiş kompresör, süpürme için gerekli havayı sağlamaya kâfi değildir. Sadece turboşarjın sağladığı havayı besleyici niteliktedir. Aşırı doldurma için gereken hava böyle sağlandığı gibi diğer silindirlerin de alt kısımlarından faydalanılabilir. Ya da ayrı bir mekanik kompresör kullanılabilir. Önemli olan, iki kompresörün (mekanik ve turbokompresörün) birbirine paralel olarak bağlanmasıdır. Bu sistemde süpürme havası miktarında 15% - 30% bir artış temin edilir. Burada dikkat edilecek hususlar şunlardır: Piston alt tarafına bağlı

olarak öyle bir hava fazlalık katsayısı seçilmelidir ki, özgül yakıt sarfiyatı ile mükemmel bir yanma sağlanmış olsun. Yanma veriminin ( $\eta_y=0.98$ ) olması istenir. Ayrıca pistonlu kompresör ile turboşarj kompresörünün taşıyıcı karakteristikleri çok fazladır. Onun için böyle bir sistemin, yalnız sürekli darbe tesirli ekzost sistemi ile gaz türbinine bağlanması olasıdır.

### 6.2. SERİ SÜPÜRME SİSTEMİ:

Mekanik bir kompresörle turboşarj kompresörünün aynı emme boru hattı üzerinde seri olarak birbirine bağlanmaları şeklinde tanımlanabilir.

Aşırı doldurma grubunun kompresörü havayı atmosferden bir filtre vasıtasıyla emer. Bu ön sıkıştırılmış hava krosheadli motorda süpürme borusuna, dalma pistonlu motorlarda mekanik olarak tahrik edilen santrifuj kompresöre gönderilerek burada, istenilen basınca kadar sıkıştırılır.



1. Emme filtresi.
2. Kompresör.
3. Ara soğutucu.
4. Mekanik tahrikli kompresör.
5. Süpürme havası sevkedici.
6. Ekzost kolektörü.
7. Türbin.
8. Ekzost gazı aşanjörü.

$\pi_T$ : Basınç oranı.

$\pi_L$ : Komp. sıkıştırma oranı.

$\pi_e$ : Mek. Komp. sıkıştırma oranı.

LLK: Akış kaybı (Soğutucuda)

AGD: Yük kaybı (Filtreden komp.)

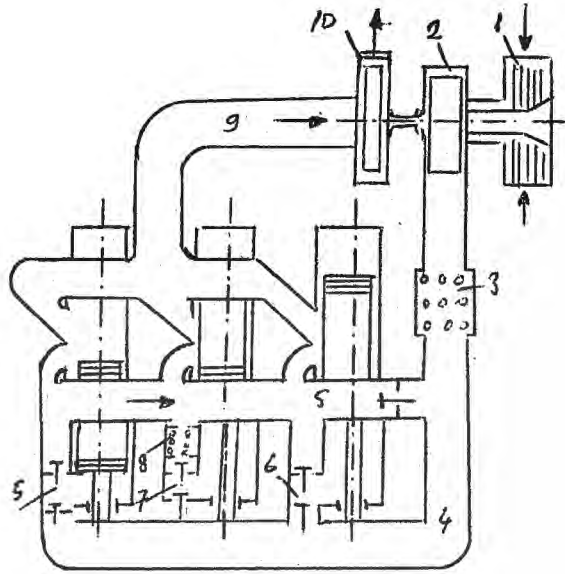
AL: Çıkış boru kayıpları.

Şekil:35. Seri metot. (Şekilde kayıp enerjiler de gösterilmiştir)

### 6.3. SERİ-PARALEL SÜPÜRME SİSTEMİ:

Aşırı doldurma grubunda ikiden fazla kompresörün bulunması halinde (iki pistonun ya da daha fazla pistonun alt yüzlerinin kompresör görevi görmesi de dahil) seri ve paralel bağlanmanın birlikte gerçekleştirilmesi bir seri-paralel süpürme sistemi oluşturur.

Bu sistem kroshedli motorlarda daha çok kullanılır. Şekil:36.



1. Emme filitresi.
2. Turboşarj kompresörü.
3. Hava soğutucu.
4. Süpürme havasını sevk edici boru. 1
5. Süpürme havasını sevk edici boru. 2
6. Seri olarak çalışan pompa alt tarafı.
7. Paralel olarak çalışan pompa alt tarafı.
8. Hava soğutucu.
9. Ekzost gazı borusu.
10. Türbin.

### Şekil:36. Seri-Paralel Metot.

Yukardaki şekildeki seri-paralel sistemin çalışma tarzı şöyledir. Turboşarj türbini egzost gazı enerjisi ile tahrik olmaktadır. Turboşarj kompresörü bir hava filitresinden emdiği havayı süpürme havası borusuna basar. Hava soğutucusuna girer. Mevcut pistonların ikisi bu boruya seri, biri ise paralel bağlıdır. Seri olarak çalışan piston tarafından emilen ön sıkıştırılmış hava ve paralel çalışan piston tarafından atmosferden emilen hava sıkıştırıldıktan sonra ikinci kademe süpürme borusuna basılarak süpürme işlemini yapar. Süpürme havası basıncını sabit tutabilmek için ikinci kademede bir emniyet supabı bulunmaktadır. Bu, basınç değişiminden dolayı meydana gelen yük değişikliğini ayar eder. Böylece silindir içinde mükemmel bir yanma elde edilmiş olur.

Seri-paralel sistemin özellikleri şöyle sıralanabilir;

1. Piston alt kısmının pompa gibi çalışması şeklindeki inşa tarzı bazı diesel motorlarında gerçekleştirilmeye çok uygundur.

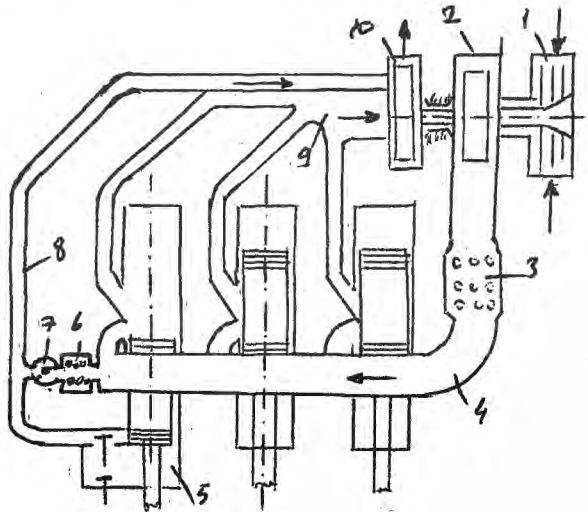
2. Motorlardaki turbo yük kaybı kendi işletme kabiliyetine bağlıdır.

3. Piston alt kısmının süpürme pompası olarak kullanılması ile havanın iki kademeye yollanması şeklindeki inşa tarzı paralel işletmeye nazaran çoğunluktadır.

4. Bu sistem paralel süpürme sistemine göre yüksek özgül yakıt sarfiyatı gerektirir.

#### 6.4. HAVA İŞLETMELİ SÜPÜRME SİSTEMİ:

Bu sistemde pistonlardan sadece birisi pompa olarak çalışmaktadır. Şekil:37.



1. Emme filtresi.
2. Kompresör.
3. Hava soğutucu.
4. Süpürme havası sevk edici.
5. Pompa alt tarafı.
6. Hava soğutucu.
7. Yön değiştirme ventili.
8. Hava borusu.
9. Ekzost gazı borusu.
10. Türbin.

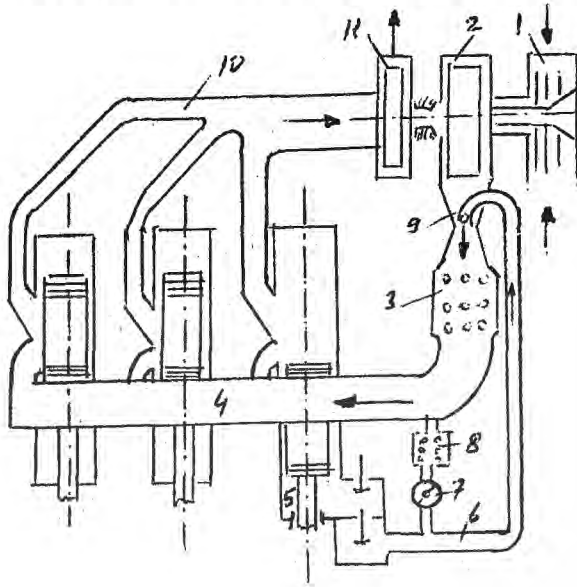
Şekil:37. Hava işletmeli süpürme sistemi.

Sistemin çalışma prensibi şöyledir: Hava bir filtreden turboşarj grubunun santrifuj kompresörü tarafından emilir. Burada belirli bir basınca kadar sıkıştırıldıktan sonra süpürme borusuna sevk edilmektedir. Soğutucudan geçen hava süpürme işlevini yerine getirmek üzere silindire sevk edilir. Pistonun alt kısmı tarafından basılan hava süpürme işlevi için kullanılmayıp, direkt olarak türbine sevk edilir. Gaye: Pompalama suretiyle, sistemden kaybolan enerjiyi sisteme kazandırmaktır. Süpürme hava borusuyla türbine hava sevk eden boru arasına bir yön değiştiren supap bağlanmıştır.

Bunun faydası, süpürme borusunda biriken fazla havayı türbine sevk etmektir. Bu sevk edilen havanın taşımakta olduğu enerji, ekzost gazı enerjisinden küçük olmasına karşılık türbin enerjisini yükseltici özelliktedir. Ve türbin gücünde hissedilir bir şekilde artma görülür.

#### 6.5. ENJEKTÖRLÜ SÜPÜRME SİSTEMİ:

Bu sistemde yine pistonlardan biri veya bir kaç pompa gibi çalışmaktadır. Şekil:38.

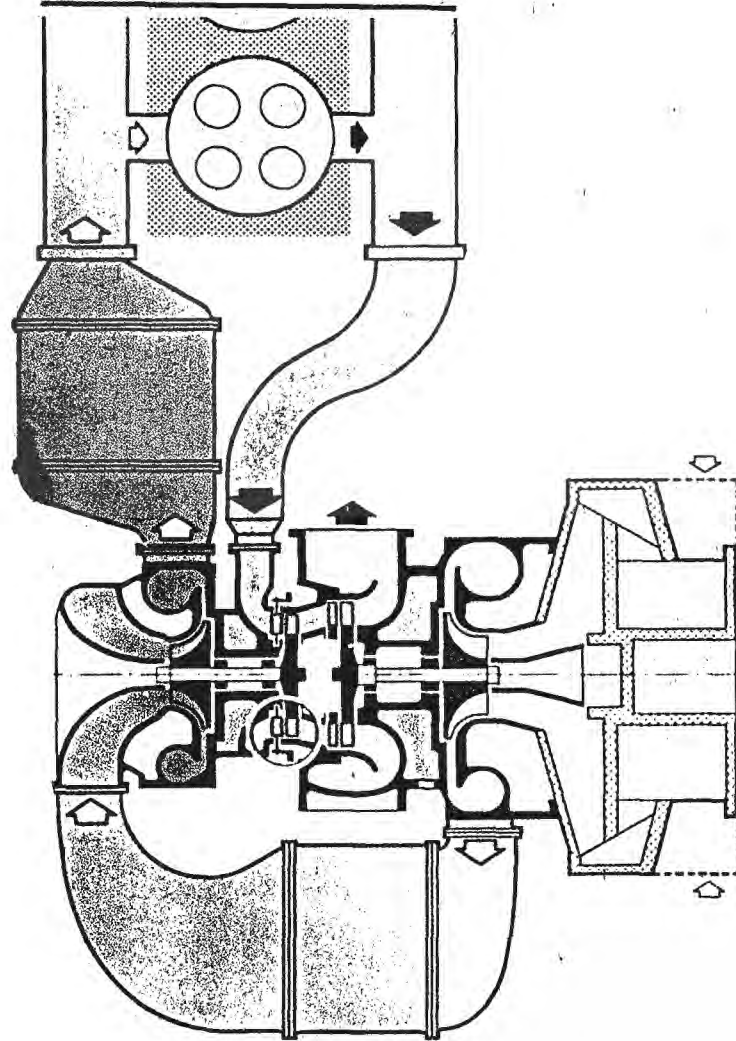


1. Emme filtresi.
2. Kompresör.
3. Hava soğutucu.
4. Süpürme havasını sevk edici.
5. Pompa alt tarafı.
6. Enjektör borusu.
7. Yön değiştirici ventili.
8. Hava soğutucu.
9. Enjektör.
10. Ekzost gazı borusu.
11. Türbin.

Şekil:38. Enjektörlü süpürme sistemi prensip şeması.

Santrifuj kompresör atmosferden havayı bir filtre tarafından emer; ve süpürme borusuna basar. Pistonun alt tarafıyla hava süpürme borusuna sevk edilir. Şöyle ki, santrifuj kompresörün hemen arkasına bir lüle yerleştirilmiştir. Lüle de basınç enerjisi hız enerjisine döşür. Ve neticede kompresör arkasında bir basınç düşmesi meydana gelir. Böylece kompresörün basma kabiliyeti artmış olur. Süpürme borusuyla sevk borusu arasına bir yön değiştirici supap yerleştirilmiştir. Neticede her iki boru arasında denge sağlanmış olur. Sistemin prensip şemasından çalışma tarzı açık bir şekilde görülmektedir.

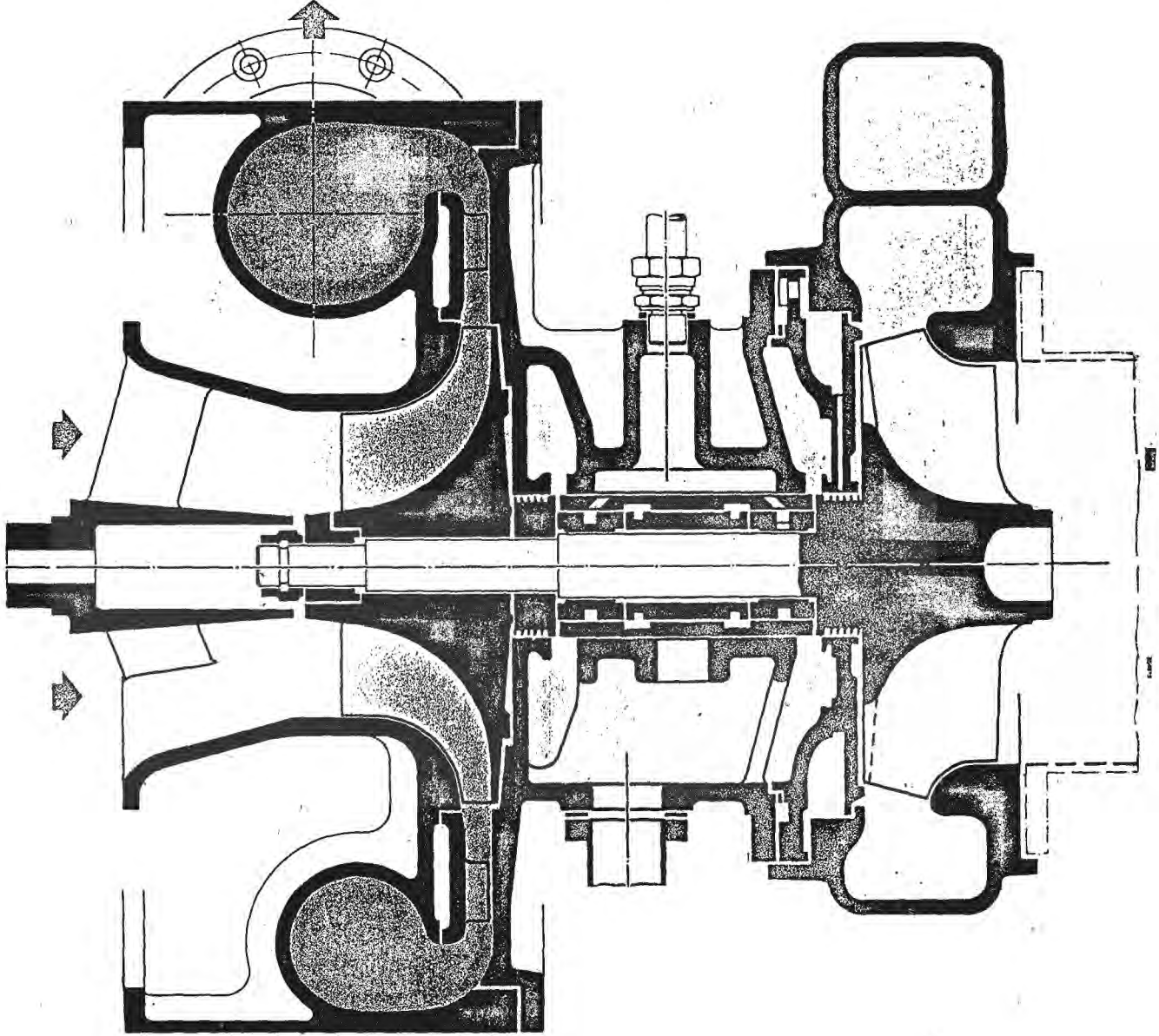
Bir turboşarj gurubu; bir gaz türbini ve bir kompresörden meydana gelen DÖNEN TERTİBAT'a sahiptir. Küçük turboşarj guruplarında gaz türbinleri genellikle radyal türbinlerdir. Büyük turboşarj guruplarında ise türbinler genellikle aksenel (aksiyal) tipte olup; tek veya çok kademeli olarak üretilmektedirler. Kompresörler ise çoğunlukla difüzörlü yada difüzörsüz radyal fanlar ile tek kademeli santrifuj tiptedirler. Şekil: 39'da iki kademeli dönel tertibata sahip, aksenel türbinli ve santrifuj kompresörlü bir turboşarj sistemi görülmektedir.



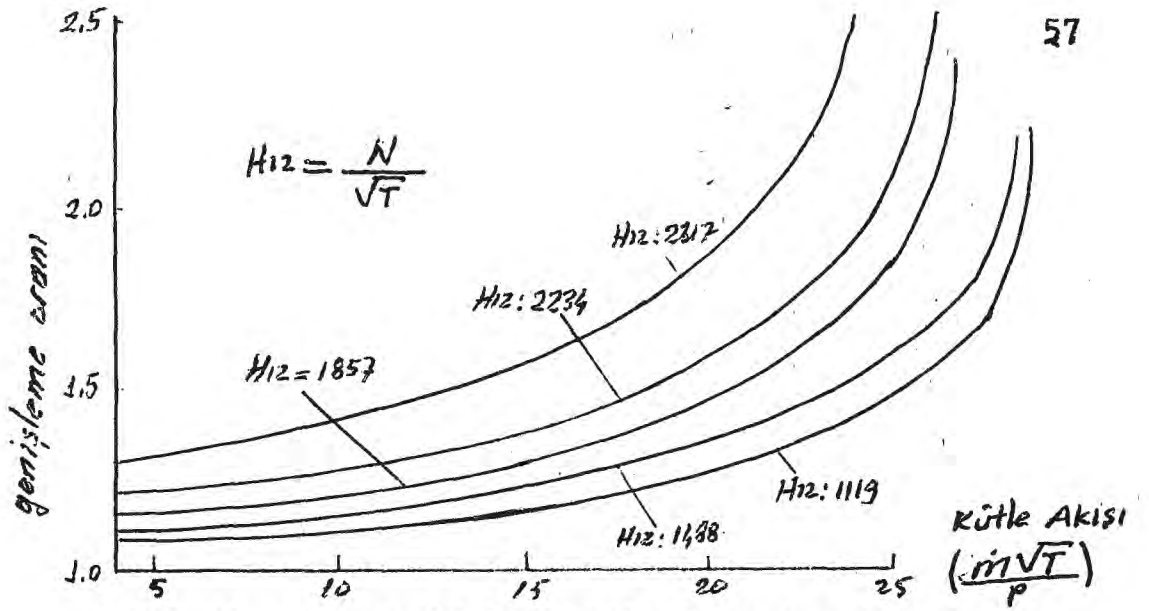
Şekil:39. İki kademeli turboşarj sistemi.

Radyal ve aksenel tipli türbinlere ait karakteristikler şekil: 41,42,43 ve 44'te gösterilmiştir.

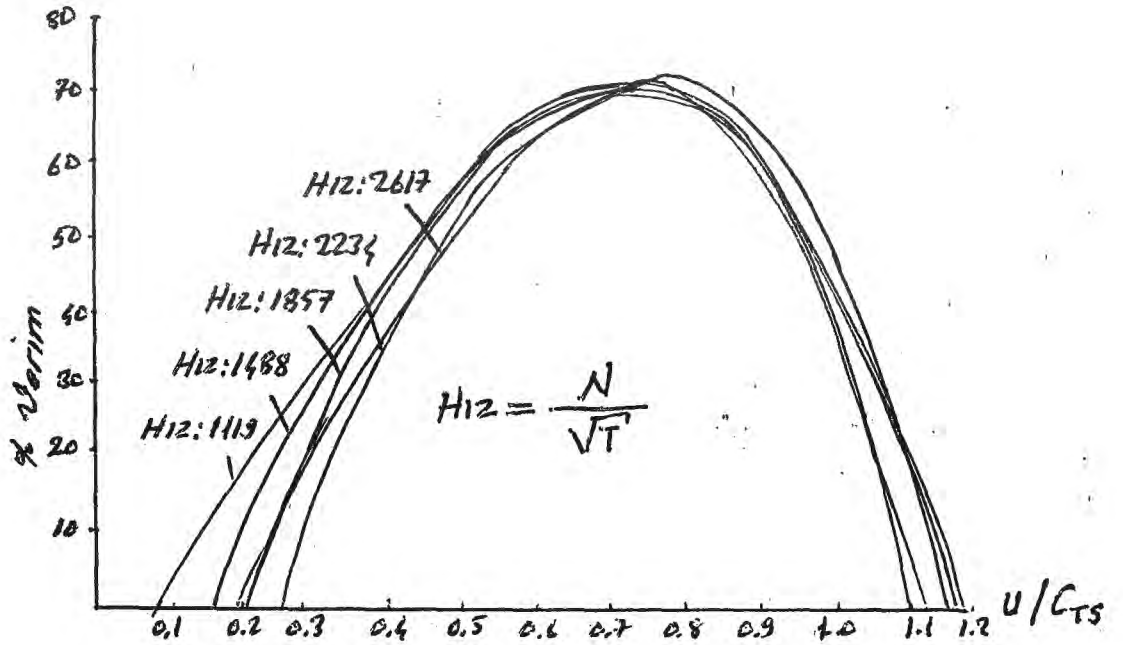
Aşğıdaki şekilde de radyal türbinli ve santrifuj kompresörlü bir turboşarj sistemi görölmektedir.



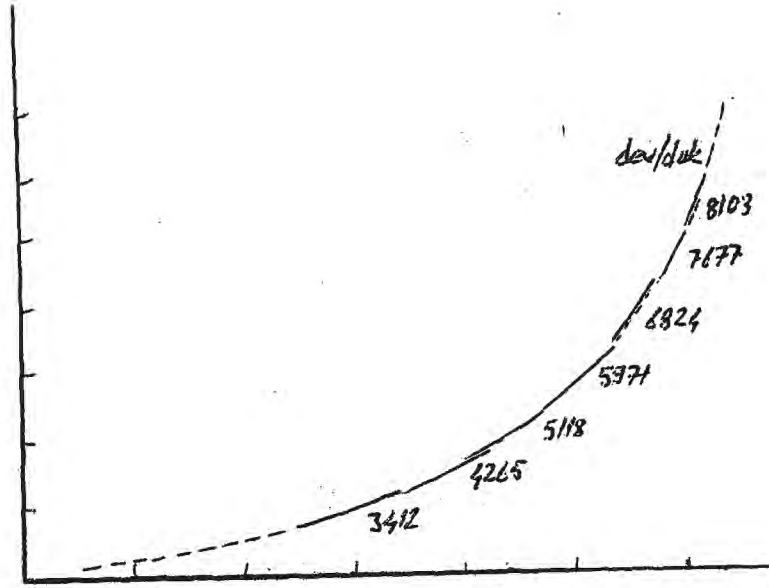
şekil:40. TCU-Turboşarjı (NR-Serisinden)



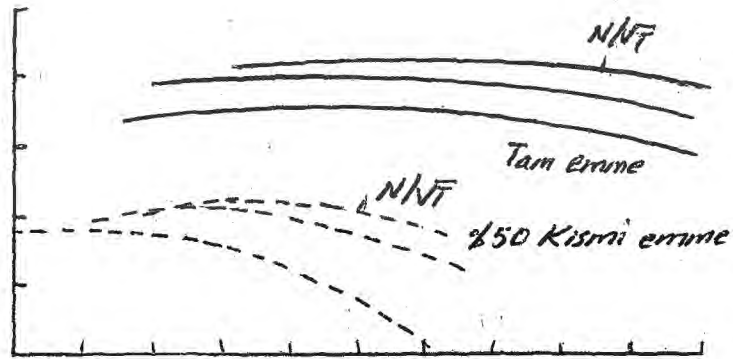
Şekil:41. Radyal türbin kütle akış karakteristikleri. ( m: akış miktarı, T: giriş sıcaklığı, P: giriş basıncı, N: rotor dev/zaman )



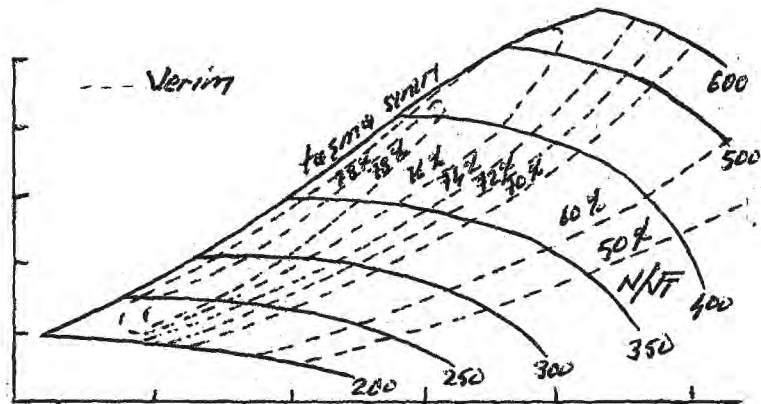
Şekil:42. Radyal türbin verimi. ( N: Rotor dev/zaman  
T: Giriş sıcaklığı.)



Şekil:43. Aksenel türbin karakteristiği.



Şekil:44. Aksenel türbin verimi.



Şekil:45. Kompresör karakteristikleri.

İki türbin tipi arasındaki temel fark; radyal türbinlerin akış kanakteristiklerine bağlı olan hızdır. Türbin toplam statik verimi kanat hız oranıyla ( $U/C_{TS}$ ), türbin rotor hızıyla ( $N/\sqrt{T}$ ) ve giriş kesiti ile (Şekil:42-44'e bak) değişir. Bir motor üzerindeki ekzost sistemi içindeki bir türbin; düzensiz bir şekilde değişen sıcaklık ve basınç dalgaları, kanat hız oranları, zamanla değişen toplam statik verim, kütleli debi değişiklikleri gibi olaylarla karşı karşıyadır. Bu değişimler Şekil:46'da ayrı ayrı görülmektedir.

Düzensiz değişimleri göz önüne almadan ortalama bir türbin verimi şöyle hesaplanabilir:

$$\eta_T = \frac{\int \eta_{TS} \dot{m} \Delta h_{is} dt}{\int \dot{m} \Delta h_{is} dt} \quad (1.0)$$

Burada:

$\dot{m}$ : Ani kütle akımı.

$\Delta h_{is}$ : Ani izentropik entalpi düşüşü.

$\eta_{TS}$ : Ani toplam statik verim dir.

Her ne kadar kapalı bir çevrim gibi düşünülse de motor ve ona bağlı (termik olarak) olan turboşarj grubu aslında bir açık çevrimi gerçekleştirmektedirler.

Bu nedenle değişik zamanlarda değişik kütleler sisteme girip çıkmakta, ekzost gazı enerjisi de zamanla değişmektedir.

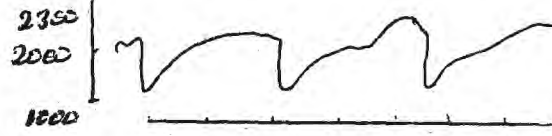
Bunların bir sonucu olarakta ani bir ortalama türbin verimi söz konusu edilmiştir.

### 7.1. ORTALAMA EKZOST SICAKLIĞI:

Türbini döndürmek için gereken enerji bilindiği gibi ekzost gazlarından elde edilir. Ekzost sıcaklık ve basıncı zamanla düzensiz bir şekilde değişmektedir. Buna rağmen biz turboşarj sisteminin termodinamik etüdünde kullanılabilecek ortalama bir ekzost sıcaklığı çıkaracağız. Şekil:47.

Şekil:47'deki temsili şemada  $Q$ : Isı transferidir. Isı transferi normalde genellikle motordan dışarı doğrudur. Bu nedenle  $Q$  : pozitif bir sayı olmak üzere kayıp ısıyı

$$\frac{N/N_T}{\sqrt{R}} : (\text{dev/dak})$$



$$U/C_{TS} : \frac{\text{Kanat Hızı}}{\text{İzentropik Hız}}$$



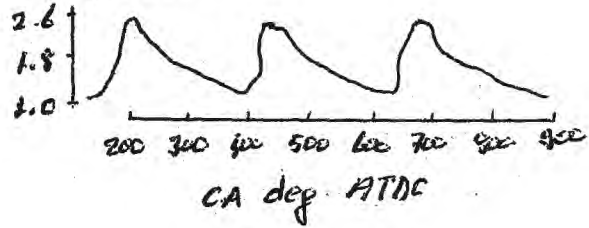
$$\eta_{TS} : \text{Toplam statik verim}$$



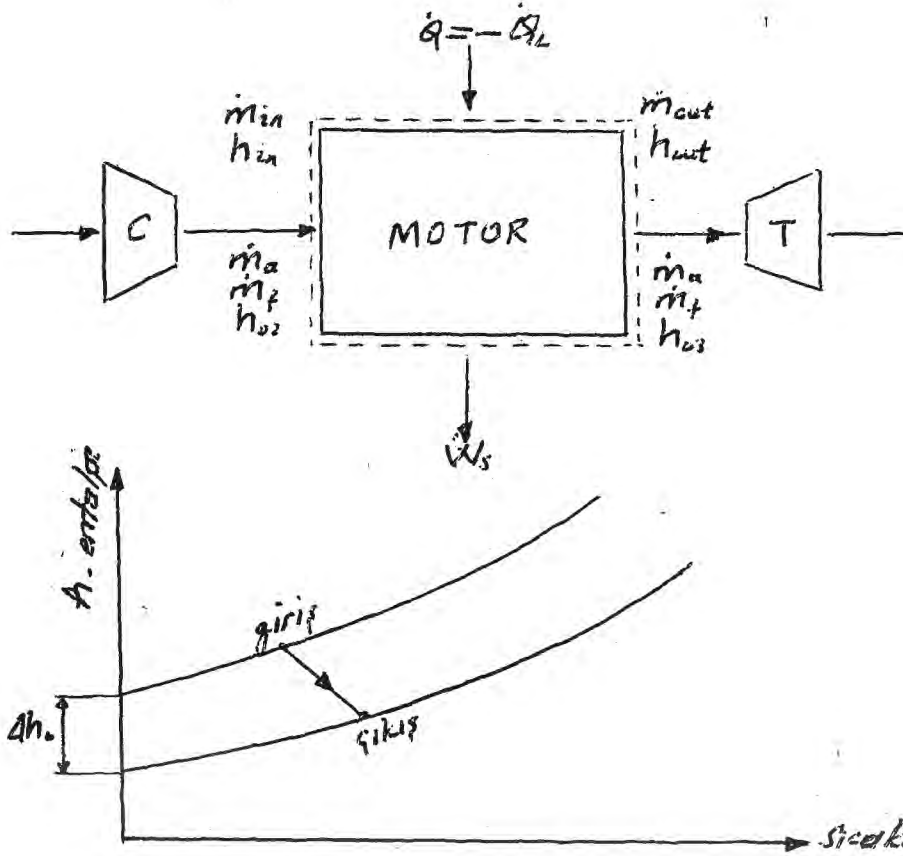
$$lb/s : \text{Kütleli debi}$$



$$\frac{\text{giris basıncı}}{\text{çıkış basıncı}}$$



Şekil: 46. Turboşarj türbininin geçici (değişim) karakteristikleri.



Şekil:47. Ortalama ekzost sıcaklığının hesabı için kontrol sistemi. C:Kompresör T:Türbin.

$\dot{Q} = -\dot{Q}_L$  ile ifade edeceğiz.

Termodinamığın birinci kanununu sistem için şöyle ifade etmek mümkündür.

$$-\dot{Q}_L - W_s = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) C_{pE} T_{O3} - \dot{m}_a C_{pA} T_{O2} + (\dot{m}_a + \dot{m}_f)(h_{op} - h_{or})$$

$(h_{op} - h_{or})$  terimi: Reaksiyonun mutlak sıfırdaki özgül entalpi veya reaksiyon ısısıdır. Ve  $\Delta h_o$  sembolü ile gösterilmiştir.

$\Delta H_o$ : Toplam reaksiyon ısısı olmak üzere

$$\Delta H_o = (\dot{m}_a + \dot{m}_f)(h_{op} - h_{or}) \text{ olarak ifade edilirse}$$

$$-\Delta H_o - \dot{Q}_L - W_s = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) C_{pE} T_{O3} - \dot{m}_a C_{pA} T_{O2}$$

$\Delta H_o$ : ekzotermik bir reaksiyon olduğundan negatiftir.

Eğer  $-\dot{Q}_f$ : yakıt kütlelerinden dolayı reaksiyon ısısı ise  $Q$ : Pozitif bir sayı olmak üzere:

$\Delta H_o = -\dot{m}_f \dot{Q}_f$  olur ve termodinamığın birinci kanununu şöyle ifade edebiliriz:

$$\dot{m}_f \dot{Q}_f - \dot{Q}_L - \dot{W}_s = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) C_{pE} T_{o3} - \dot{m}_a C_{pa} T_{o2} \quad (1.1)$$

Motorun termik verimi ise şöyle hesaplanır:

$$\eta_{TH} = \frac{\dot{W}_s}{\dot{m}_f \dot{Q}_f}$$

Yüzde ısı kaybı da şöyle ifade edilebilir:  $\xi_L = ?$

$$\xi_L = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{m}_f \dot{Q}_f}$$

Yakıt ekzost enerji oranı ise:

$$\xi_E = 1 - \xi_L - \eta_{TH} \quad \text{olmak üzere;}$$

(1.1) ifadesinin her iki tarafını  $(\dot{m}_a + \dot{m}_f) C_{pE}$  ile bölersek:

$$\frac{\dot{m}_f \dot{Q}_f}{(\dot{m}_a + \dot{m}_f) C_{pE}} (1 - \xi_L - \eta_{TH}) = T_{o3} - \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_a + \dot{m}_f} \left( \frac{C_{pa}}{C_{pE}} \right) T_{o2}$$

veya:

$$\frac{1}{\left( \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \right) + 1} \frac{\dot{Q}_f}{C_{pE}} \xi_E = T_{o3} - \left( \frac{\dot{m}_a / \dot{m}_f}{\left( \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \right) + 1} \right) \left( \frac{C_{pa}}{C_{pE}} \right) T_{o2} \quad (1.2)$$

Burada:

$(\dot{m}_a / \dot{m}_f) = (A/F)$ : yakıt oranıdır.

$(C_{pa} / C_{pE})$ : ortalama özgül ısıların oranıdır.

$\left( \frac{\dot{m}_a / \dot{m}_f}{\left( \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \right) + 1} \right) \left( \frac{C_{pa}}{C_{pE}} \right) \approx (0.92 - 1.00)$ : normal hava/yakıt oranı ve normal sıcaklıklarda bu ifade bire yaklaşıyor. Bu nedenle (1.2) denklemini şöyle yazılabilir:

$$\left( \frac{1}{1 + \left( \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \right)} \right) \left( \frac{\dot{Q}_f}{C_{pE}} \right) \xi_E = T_{o3} - T_{o2} = \Delta T \quad (1.3)$$

$(\dot{Q}_f / C_{pE})$  grubu termik verim ve ısı kaybı ile bağlıdır. Termik verim hava/yakıt karışım oranıyla değişir ve ısı kaybı da hava/yakıt oranı ve hız ile değişmektedir. Eğer biz:

$$K = \frac{\dot{Q}_f}{C_{pE}} \xi_E$$

olsun dersek, o zaman:

$$K = K(\dot{m}_a / \dot{m}_f, \eta_{TH}) \quad (1.4)$$

fonksiyonu ile verilmiş bir motor için çizilebilir.

Böylece:

$$\Delta T = \frac{K}{1 + (m_a/m_f)} \quad \text{veya:} \quad (1.5)$$

$$T_{03} = T_{01} + \frac{K}{1 + (m_a/m_f)} \quad (1.6)$$

Şekil:48'de tipik bir motor için  $(m_a/m_f)$ 'ye karşı K diyagramı çizilmiştir. Dikkat edilecek olursa geniş bir hava/yakıt oranı alanında "K" hemen hemen sabittir. Fakat hava/yakıt oranı azaldıkça "K" nin de düşmekte olduğu açıkça görülmektedir. Bu azalmanın sebebi hiç yanmadan motoru terkeden yakıt miktarıdır.

$\eta_E$  : ifadesini göz önüne alalım:

$$\eta_E = 1 - \xi_L - \eta_{TH} \quad \text{idi. Burada:}$$

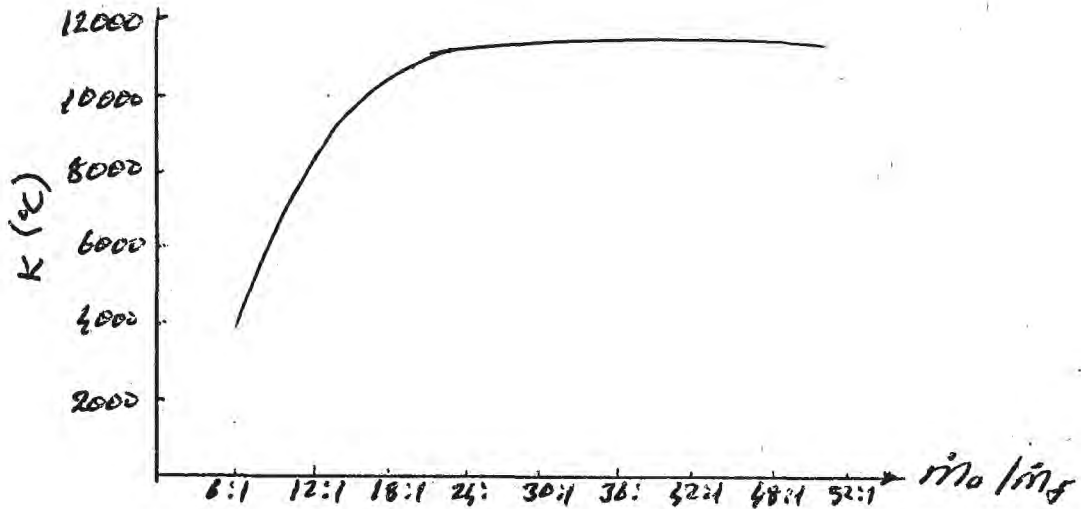
$$\eta_{TH} + \xi_L + \eta_E = 1 \quad \text{yazılabilir.}$$

$\eta_{TH}$  : termik verim (faydalı enerjinin bir ölçüsüdür)

$\xi_L$  : kayıpların yüzdesi (soğutma ve diğer kayıp enerjilerin bir ölçüsüdür)

$\eta_E$  : kullanışlı ekzost gazı enerjisinin bir ölçüsüdür.

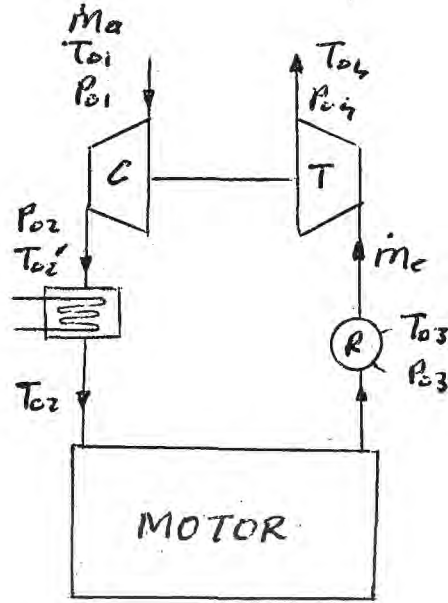
$T_{03}$  : türbin önündeki ani ekzost sıcaklığı olmayıp (1.0) ifadesinde verilen ortalama türbin verimine benzer bir tarzda eşdeğer bir ortalama ekzost sıcaklığıdır.



Şekil:48. Motor sıcaklığı yükseliş faktörü (K)

## 7.2. BASİT TURBOŞARJ SİSTEMİ:

Basit bir turboşarj sistemi şematik olarak şekil:49 da gösterilmiştir.



Şekil:49. Basit turboşarj sistemi. C: Kompresör, T: Türbin, I: Ara soğutucu, R: Toplayıcı.

Şekil:49'a bakacak olursak; atmosferik hava "C" kompresörüne  $\dot{m}_a, T_{a1}, P_{a1}$  şartlarında girer. Kompresörde bu hava sıcaklığı  $T_{a2}$  basıncı  $P_{a2}$  olmak üzere sıkıştırılır. Bundan sonra hava bir ara soğutucuda soğutulur  $T_{a2}$  sıcaklığında motora girer.

Ekzost gazı ise silindirleri terkederek büyük bir manifolda (ekzost kollektörüne) veya toplayıcıya (risiver)  $T_{a3}$  sıcaklığı ve  $P_{a3}$  basıncında girer. Daha sonra gaz, türbinde  $P_{a4}$  alt basıncına genişletilir.

Bu açıklamadan sonra çalışma tarzına uygun hesaplamalara geçebiliriz;  $\dot{W}_T$  : Türbin işi  $\dot{W}_C$  : Kompresör işi olmak üzere aralarındaki bağıntı şöyle ifade edilebilir:

$$\dot{W}_C = \eta_m \dot{W}_T$$

Burada  $\eta_m$  sistemin mekanik verimidir. Mekanik verimi de başlıca yatak sürtünmeleri etkiler.

Kompresör işini hesaplayalım:

$$\dot{W}_C = \dot{m} \Delta h = \dot{m} C_p \Delta T$$

$$\Delta T = T_{02} - T_{01}$$

Bu arada kompresörde adyabatik bir sıkıştırma olduğunu kabul edeceğiz. Bu durumda kompresör verimi:

$$\eta_C = \frac{T_{02}' - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} = \frac{\text{Adyabatik sıcaklık artışı}}{\text{Hakiki sıcaklık artışı}} \quad \text{Burada:}$$

$$T_{02}' = T_{01} (P_{02} / P_{01})^{\frac{k-1}{k}}$$

olacaktır. Bu durumda kompresör işi de:

$$\dot{W}_C = \frac{\dot{m} C_p T_{01}}{\eta_C} \left( \left( \frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (1.7)$$

Eğer bu kompresör mekanik bir kompresör olup gücünü motordan alacak olsaydı, çalışma sırasındaki mekanik kayıplardan dolayı ( $\dot{W}_{CE}$ : Kompresörü çalıştıracak motor gücü) daha büyük olacaktı ve:  $\dot{W}_{CE}$  şöyle hesaplanabilirdi:

$$\dot{W}_{CE} = \frac{\dot{m} C_p T_{01}}{\eta_m \eta_C} \left( \left( \frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (1.8)$$

Biz, turboşarj grubu kompresörünün işi için (1.7) denklemini göz önüne alacağız.

Türbin işi ise şöyle hesaplanabilir:

$$\dot{W}_T = \dot{m}_e C_{pg} (T_{03} - T_{04})$$

Adyabatik sıcaklığı " $T_{04}'$ " olarak tanımlarsak  $P_{03}$ 'den  $P_{04}$ 'e uygun genişleme halinde:

$$T_{04}' = T_{03} (P_{04} / P_{03})^{\frac{k_g-1}{k_g}}$$

olur. Bu durumda türbin adyabatik verimi:

$$\eta_T = \frac{T_{03} - T_{04}'}{T_{03} - T_{04}} = \frac{\text{Gerçek entalpi düşüşü}}{\text{İzentropik entalpi düşüşü}}$$

Bu durumda türbin işini:

$$\dot{W}_T = \dot{m}_e \eta_T C_{pg} T_{03} \left( 1 - (P_{04} / P_{03})^{\frac{k_g-1}{k_g}} \right) \quad (1.9)$$

Denge durumunda ise:

$$\dot{W}_c = \eta_m \dot{W}_T$$

$$\frac{\dot{m}_a C_p T_{01}}{\eta_c} \left( \left( \frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \eta_T \eta_m \eta_c C_{pg} T_{03} \left( 1 - \left( \frac{P_{04}}{P_{03}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) \quad \text{)}$$

Veya:

$$\eta_m \eta_T \eta_c = \left( \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_e} \right) \left( \frac{C_p}{C_{pg}} \right) \left( \frac{T_{01}}{T_{03}} \right) \frac{\left( \left( \frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\left( 1 - \left( \frac{P_{04}}{P_{03}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)} \quad (1.10)$$

$(\eta_m \eta_T \eta_c)$  terimini turboşarjın toplam verimi olarak  $\eta_{TC}$  sembolü ile ifade edecek olursak ve şu kabulleri de yaparsak:  $\dot{m}_a = \dot{m}_e$ ,  $C_p = C_{pg}$ ,  $k = k$ , bu durumda:

$$\eta_{TC} = \frac{T_{01}}{T_{03}} \cdot \frac{\left( \left( \frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\left( 1 - \left( \frac{P_{04}}{P_{03}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)} \quad (1.11)$$

Buradan:

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \left\{ 1 + \eta_{TC} \left( \frac{T_{03}}{T_{01}} \right) \left[ 1 - \left( \frac{P_{04}}{P_{03}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \right\}^{\frac{k}{k-1}} \quad (1.12)$$

Bu son ifade göz önüne alınacak olursa, yüksek bir sıkıştırma oranı turboşarjdan alabilmek için hangi faktörler üzerinde çalışmalarımızı yoğunlaştıracağımız görülecektir.

Turboşarj gurubunun toplam verimi için (1.10) genel denklemini ele alalım:

$$\eta_{TC} = \left( \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_e} \right) \left( \frac{C_p}{C_{pg}} \right) \left( \frac{T_{01}}{T_{03}} \right) \frac{\left( \left( \frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\left( 1 - \left( \frac{P_{04}}{P_{03}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}$$

Ekzost gazlarının kütlesi, püskürtülen yakıt yüzünden silindire alınan havanın kütlesinden fazladır.

Mekanik püskürtmeli motorlarda:

$$\dot{m}_e = (1.025 - 1.035) \dot{m}_a$$

Hava ile püskürtmeli motorlarda daha fazla:

$$\dot{m}_e = 1.13 \dot{m}_a$$

olarak ifade edilebilir.

Şimdi desabit basınçta hava ve egzost gazlarının ısınma ısılarını belirleyelim:

$$C_p = 0.242 \text{ KCal/Kg}^\circ\text{C}$$

$$C_{pg} = 0.256 \text{ KCal/Kg}^\circ\text{C}$$

67  
olarak kabul edilebilir. Ayrıca (1.10) denklemdeki pol-  
litropik genişleme sabitini  $k_g = 1.3$  olarak kabul edebili-  
riz.

NOT: Motora tek başına bağlı olan bir turboşarj  
gurubunun, belirli bir aşırı doldurma basıncı sağlayabil-  
mesi için veriminin bir sınırdan aşağı düşmemesi gerekir.

Küçük gruplar için :  $\eta_{TC} = 40\%$

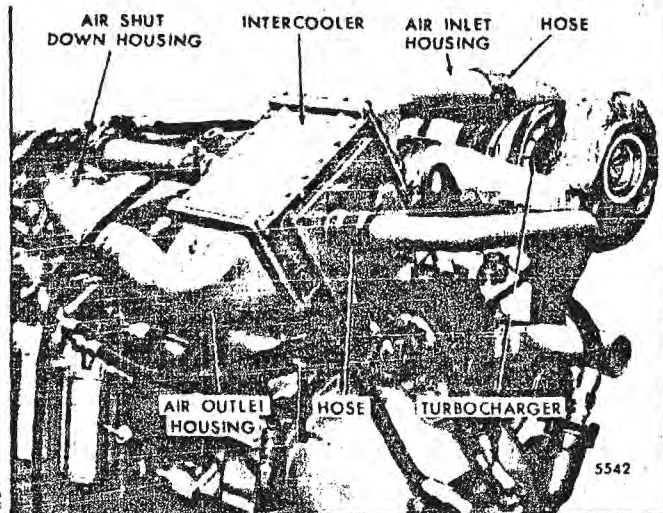
Orta büyüklükteki gruplar :  $\eta_{TC} = 50\% - 60\%$

Büyük gruplar için :  $\eta_{TC} = 70\%$

Bu değerler Brown Boveri firması tarafından imal  
edilen aşırı doldurma gruplarının toplam verimleridir.

### 8. ARA SOĞUTUCULAR:

Atmosferden emilerek bir turboşarj grubuna ait  
kompresörde sıkıştırılan havanın ısınacağı doğaldır. Bu  
hava, motor silindrine girmeden evvel bir soğutucudan  
geçirilmek suretiyle soğutulduğu taktirde, densitesi ar-  
tacagından, hacmi küçülmüş olur. Bu durumda belirli sabit  
bir hacme sahip olan motor silindiri içine daha fazla ha-  
va dolmuş olur. Şu halde, turboşarj grubu ile motor ara-  
sına bir soğutucu yerleştirmek bu motorda verim artışına  
sebebiyet vermektedir. Bu sebepten dolayı modern turbo-  
şarj grupları, ara soğutuculu olarak yapılmaktadır. Bun-  
larda, soğutma maddesi olarak genellikle su, bazen de ha-  
va kullanılmaktadır. Aşağıdaki şekilde motora monte edilmiş  
bir ara soğutucu (inter cooler) görülmektedir.



Şekil:50. Ara Soğutucunun Montajı

Ara soğutucu aslında bir ısı eşanjörü gibidir. Motorun soğutma sistemine bağlanabilir.

Soğutma suyu tarafından alınan ısı miktarı şöyle hesaplanabilir.

$$Q_{1,2} = G_s C \Delta T \quad (\text{Kcal/san})$$

Sıkıştırılan havanın kilogramı başına:

$$q_{1,2} = \frac{Q_{1,2}}{G_s} \quad (\text{Kcal/kg})$$

$Q_{1,2}$  : Soğutma suyu tarafından alınan ısı miktarı (Kcal/san)

$G_s$  : Ara soğutucuda devreden su miktarı (Kg/sn)

$C$  : Suyun ısınma ısısı  $(1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}})$

$\Delta T$  : Ara soğutucuya suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları farkı ( $^\circ\text{C}$ )

$q_{1,2}$  : Soğutma suyu tarafından kg başına alınan ısı (Kcal/Kg)

Şimdi soğutmayı hangi sıcaklığa kadar yapacağız bunu inceleyelim.

Herşeyden önce bir örnek üzerinde sıkıştırmayı; adyabatik, politropik, iki kademeli politropik ve izotermik şartlarda inceleyelim. Bu transformasyonlar sonucunda elde ettiğimiz verileri değerlendirdikten sonra soğutmayı hangi sıcaklıkta olması gerektiğini de tesbit edilebilecektir.

ÖRNEK: 27.

Bir kompresör  $17^\circ\text{C}$  ve 1 ata şartlarındaki  $450 \text{ m}^3/\text{saat}$  havayı 9 ata basıncına çıkaracaktır. Çeşitli transformasyon şartlarında şunları hesaplayınız.

- Hacim ne olur?
- Basıncılı havanın sıcaklığı nedir?
- Kompresörün gücü ne olmalıdır?
- Soğutma suyu  $15^\circ\text{C}$  girip  $27^\circ\text{C}$  çıktığına göre su sarfiyatı nedir? (Havanın  $17^\circ\text{C}$  olması için )

İZOTERMİK SIKIŞTIRMA HALİ:

$$a) V_2 = V_1 (P_1/P_2) = 450 (1/9) = 50 \text{ m}^3/\text{saat}.$$

$$b) T_2 = T_1 = 17 + 273 = 290^\circ \text{K} .$$

$$c) W = 2,3 P_1 V_1 \text{Log} (P_1/P_2) = 2,3 \cdot 10^4 \cdot 450 \cdot \text{Log} (1/9) =$$

$$W = -9880000 \text{ Kgm/saat} .$$

$$N = \frac{9880000}{3600 \cdot 75} = 36,6 \text{ Bb} .$$

d) Sıkıştırma işine karşı gelen ısı:

$$Q_{1,2} = \frac{W}{J} = \frac{9880000}{427} = 23100 \text{ KCal/saat} .$$

Bu ısının tümü soğutma suyu tarafından alındığına göre:

$$Y = \frac{Q_{1,2}}{c(27-15)} = \frac{23100}{12} = 1925 \text{ Kg/saat} = 1925 \text{ lt/sa} .$$

ADYABATİK SIKIŞTIRMA HALİ:

$$a) V_2 = \frac{V_1}{(P_2/P_1)^{1/k}} = 450 / (9)^{1/4} = (450/4,8) = 93,8 \text{ m}^3/\text{saat} .$$

$$b) T_2 = T_1 (P_2/P_1)^{\frac{k-1}{k}} = (273+17)(9)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 290 \cdot 1,873 = 543^\circ \text{K} .$$

$$c) W = \frac{k}{1-k} (P_2 V_2 - P_1 V_1) = \frac{1,4}{1-1,4} (90000 \cdot 93,8 - 10000 \cdot 450)$$

$$W = -13650000 \text{ Kgm/saat}$$

$$N = \frac{13650000}{3600 \cdot 75} = 50,5 \text{ Bb} .$$

$$d) Q_{1,2} = 0 , \quad Y = \frac{Q_{1,2}}{c(27-15)} = 0$$

POLİTROPİK SIKIŞTIRMA HALİ:

$$a) V_2 = \frac{V_1}{(P_2/P_1)^{1/n}} = \frac{450}{(9)^{1/3}} = \frac{450}{5,42} = 83 \text{ m}^3/\text{saat} .$$

$$b) T_2 = T_1 (P_2/P_1)^{\frac{n-1}{n}} = 290 \cdot (9)^{\frac{1,3-1}{1,3}} = 290 \cdot 1,66 = 481^\circ \text{K}$$

$$c) W = \frac{n}{1-n} (P_2 V_2 - P_1 V_1) = \frac{1,3}{1-1,3} (90000 \cdot 83 - 10000 \cdot 450)$$

$$W = -12800000 \text{ Kgm/saat} .$$

$$N = \frac{12800000}{3600 \cdot 75} = 47,3 \text{ Bb}$$

d) Sıkıştırılan havanın ağırlığı:

$$G = \frac{P_1 V_1}{R T_1} = \frac{10000 \cdot 450}{29,27 \cdot 290} = 530 \text{ Kg/saat.}$$

70

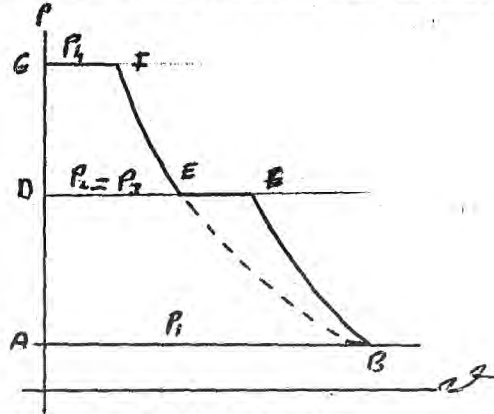
Devreden su miktarı:

$$Q_{1,2} = GC_n (T_2 - T_1) = GC_v \left( \frac{k-n}{1-n} \right) (T_2 - T_1)$$

$$Q_{1,2} = 530 \cdot 0,172 \frac{1,4-1,3}{1-1,3} (481-290) = -5770 \text{ KCal/sa.}$$

$$Y = \frac{Q_{1,2}}{C(27-15)} = \frac{5770}{12} = 481 \text{ Kg/saat} = 481 \text{ lt/saat.}$$

İKİ KADEMELİ POLİTROPİK SIKIŞTIRMA HALİ:



1. Alçak basınç silindiri:

$$P_2 = \sqrt{P_1 P_4} = \sqrt{1 \cdot 9} = 3 \text{ ata.}$$

$$a) V_2 = \frac{V_1}{(P_2/P_1)^{1/n}} = \frac{450}{(3)^{1/1,3}} = (450/2,33) = 193 \text{ m}^3/\text{saat.}$$

$$b) T_2 = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 290 (3)^{\frac{0,3}{1,3}} = 290 \cdot 1,289 = 374^\circ \text{K.}$$

$$c) W_a = \frac{n}{1-n} (P_2 V_2 - P_1 V_1) = \frac{1,3}{1-1,3} (30000 \cdot 193 - 10000 \cdot 450) = 5600000 \text{ Kgm/saat.}$$

$$N = \frac{5600000}{3600 \cdot 75} = 20,7 \text{ Bb.}$$

$$d) G = \frac{P_1 V_1}{R T_1} = \frac{10000 \cdot 450}{29,27 \cdot 290} = 530 \text{ Kg/saat.}$$

$$Q_n = GC_n (T_2 - T_1) = 530 \cdot 0,172 \left( \frac{1,4-1,3}{1-1,3} \right) (374-290)$$

$$Q_n = -2550 \text{ KCal/saat.}$$

$$Y = \frac{Q_n}{C(27-15)} = \frac{2550}{12} = 212,5 \text{ lt/saat.}$$

2. Ara soğutucu:

$T_3 = T_1$  olması istendiğinden hava ikinci kademeye girmeden önce bir ara soğutucuya gönderilir. Şekilden de anlaşılacağı gibi E noktasına BE izotermi ile gidildiği de kabul edilebilir. O halde:

$$V_3 = V_1 (P_1/P_3) = 450(L/3) = 150 \text{ m}^3/\text{saat.}$$

Ara soğutucunun aldığı ısı:

$$Q_2 = GC_p (T_1 - T_3)$$

$$C_p = 0,241 \text{ 0,0000313 } \left( \frac{17 \cdot 101}{2} \right) \approx 0,241$$

$$Q_2 = 0,241(290 - 374) \cdot 530 = -10700 \text{ KCal/saat.}$$

Bu maksatla devreden su miktarı:

$$Y_2 = \frac{Q_2}{c(27-15)} = (10700/12) = 892 \text{ litre/saat.}$$

3. Yüksek basınç silindiri:

$$\frac{P_4}{P_3} = \frac{9}{3} = 3$$

$$a) V_4 = \frac{V_3}{2,33} = (150/2,33) = 64,4 \text{ m}^3/\text{saat.}$$

$$b) T_4 = T_3 \cdot 1,289 = 290 \cdot 1,289 = 374^\circ\text{K}$$

c) Yüksek basınç silindiri işi DEFG alanı ile gösterilir ve:

$$W_y = \frac{n}{n-1} (P_4 V_4 - P_3 V_3) = \frac{1,3}{1-1,3} (90000 \cdot 64,4 - 30000 \cdot 150) = -5600000 \text{ Kgm/saat.}$$

$$N_y = \frac{5600000}{3600 \cdot 75} = 20,7 \text{ Bb}$$

d) Su ceketindeki suyun almış olduğu ısı:

$$Q_y = C_v \frac{k-n}{1-n} (T_4 - T_3) G = 0,172 \frac{1,4-1,3}{1-1,3} (374-290) 530 = -2550 \text{ KCal/saat.}$$

$$Y_3 = \frac{Q_y}{c(27-15)} = (2550/12) = 211,5 \text{ litre/saat.}$$

Bu durumda iki kademeli kompresörün bütün gücü:

$$N = N_x + N_y = 20,7 = 41,4 \text{ Bb.}$$

Bütün soğutma suyu miktarı:

$$Y = Y_1 + Y_2 + Y_3 = 0,2125 + 0,8920 + 0,2125 = 1,317 \text{ m}^3/\text{saat.}$$

İzotermik olarak 9 ataya sıkıştırılmış havanın hacmi  $50 \text{ m}^3$  olarak bulunmuştu. Bu hava 1 ataya kadar adyabatik olarak genişler ise alınabilecek iş:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{9}{1} = 9, \quad k = 1,4 \text{ için.}$$

$$\frac{V_1}{V_2} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} = (9)^{\frac{1}{1,4}} = 4,8$$

$$V_1 = 50 \cdot 4,8 = 240 \text{ m}^3/\text{saat.}$$

$$\frac{T_1}{T_4} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = (9)^{\frac{0,4}{1,4}} = 1,873$$

$$T_4 = \frac{290}{1,873} = 150^\circ\text{K}, \quad (t_4 = -123^\circ\text{C})$$

Genişleme işi:

$$W_o = \frac{k}{1-k} (P_2 V_2 - P_1 V_1) = \frac{1,4}{1-1,4} (10000 \cdot 240 - 90000 \cdot 50) = 7350000 \text{ Kgm/saat.}$$

Güç ise:

$$N_o = \frac{7350000}{3600 \cdot 75} = 27,2 \text{ Bb.}$$

O halde bu gücün, havanın sıkıştırılmasına harcanan güce olan oranı, basınçlı hava tesisatının teorik genel verimi olacaktır.

Şimdiye kadar elde edilen neticeler aşağıdaki tabloda özetlenmiştir.

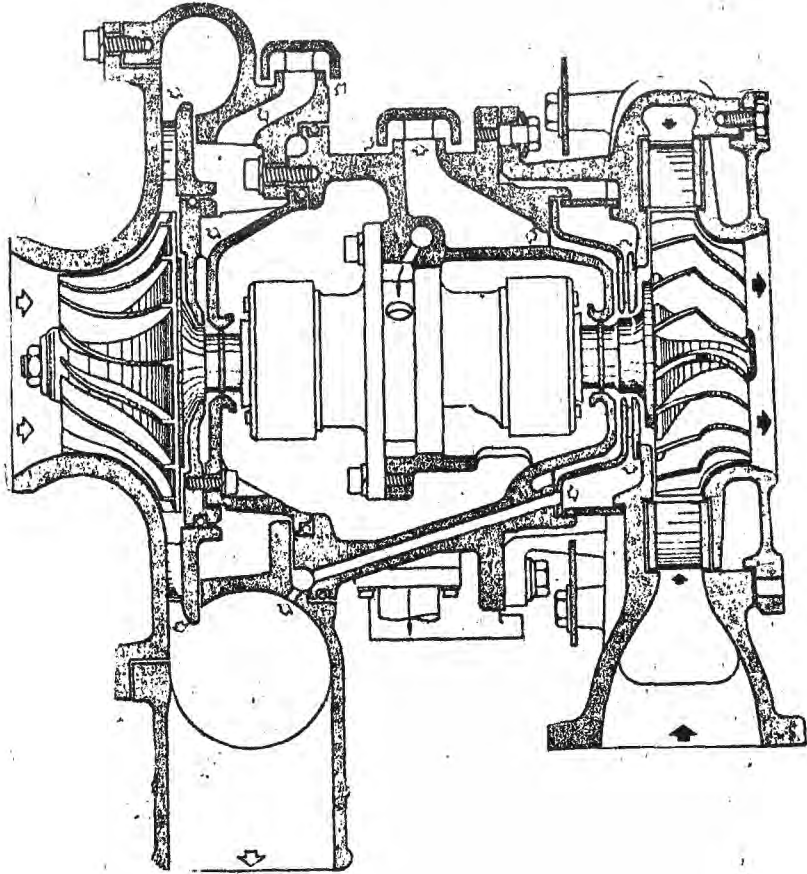
TABLO:8

SIKIŞTIRMA CİNSİ	Basınçlı hava		Soğ. suyu $\frac{m^3}{sa}$ Y	İŞ		η
	$\frac{m^3}{sa}$	$t$ °C		Sarf olu. Bb	Geri alı. Bb	
k= 1,4:Adyabatik	93,8	270	0	50,5	27,2	0,538
n= 1,3:Politropik	83	208	0,481	47,3	27,2	0,574
n= 1,3:Politropik iki kademeli	64,4	101	1,317	41,4	27,2	0,656
n=1 :İzotermik	50	17	1,925	36,6	27,2	0,774

### 9. TURBOŞARJ GRUBUNUN KONSTRÜKSİYONLARI

Orta ve büyük güçlü turboşarj grupları halen BBC (Brown Boveri Co.), Napier, MAN, Elliot gibi sayılı birkaç firma tarafından yapılmaktadır. Ufak güçlü motorlar için ise, turboşarj grupları imal eden firmaların sayısı çok daha fazladır. Bunların başında da General Motors gelmektedir.

Turboşarj grupları çeşitli standard büyüklükler için, seriler halinde üretilmektedirler. Bu gruplar normal olarak aynı şaft üzerine monte edilmiş, tek kademeli bir kompresör ile yine tek kademeli bir türbinden meydana gelir. Normal basınç oranlarında bu kompresör radyal tipte yapılmaktadır. Basınç oranının yüksek olması halinde birden fazla radyal veya aksenel basamağa (kademeye) geçilir. Küçük hava miktarlarında, türbin kısmı da radyal tipte yapılır. Büyük güçlü gruplarda ise, türbin aksenel tipte, tek ve nadiren de çok kademeli olabilirler.



Şekil:51. BBC firmasına ait RR tipi bir turboşarj

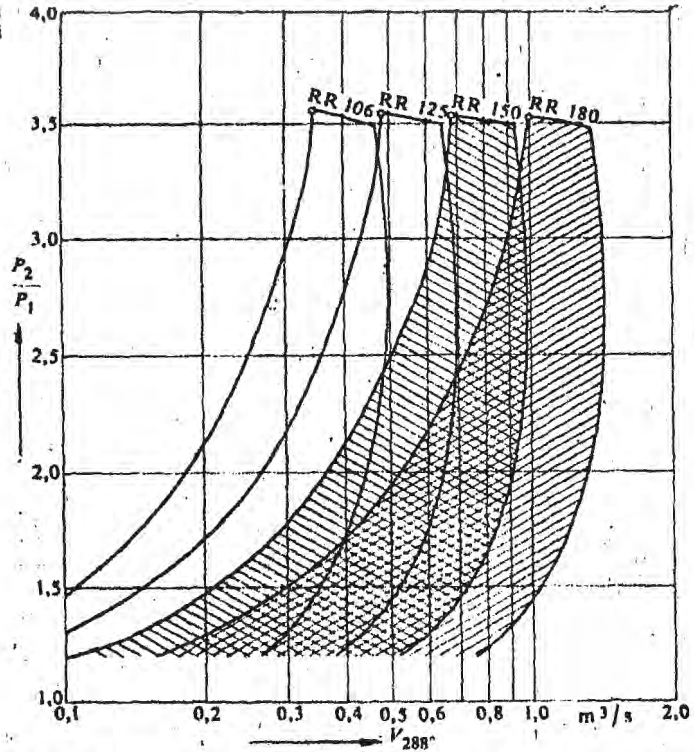
Dünyanın en büyük süperşarj gurupları imalatçısı olan BBC firması ve bunun lisansiyeleri halen; RR ve VTR olmak üzere, iki ayrı tipi çeşitli büyüklüklerde yapmaktadırlar. Bunlardan nispeten yeni olan RR tipi, nispeten ufak güçlü motorlar için düşünülmüştür. İlk olarak 1946 yılında yapılarak, 2500 PSE gücüne sahip bir diesel motoruna takılmış olan VTR tipi ise, arada geçen zaman süresinde çok geliştirilmiştir. Şekil:51 de BBC firması yapısı RR tipi bir turboşarj gurubunun kesit resmi verilmiştir. Gücü 200 ila 1100 PSE olan diesel motorları için düşünülmüş olan bu seri:

RR 106  
 RR 125  
 RR 150  
 RR 153  
 RR 180  
 RR 212

olmak üzere altı standart büyüklüğü ihtiva etmektedir.

Bu gurupların kompresörlerinde sızdırmazlığın temini hava ile yapılmaktadır. Şekil üzerinde beyaz oklar hava akışını, siyah oklar ise gaz akışını göstermektedir.

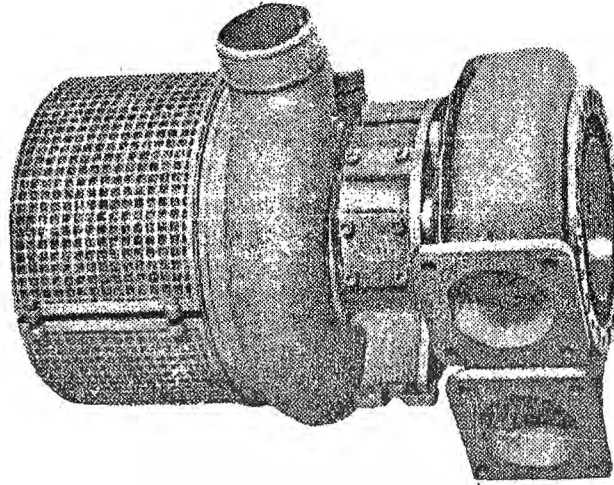
Şekil:52 de ise RR tipi turboşarj guruplarının karakteristik değerleri verilmiştir.



Şekil:52. RR tipi turboşarj guruplarının karakteristikleri.

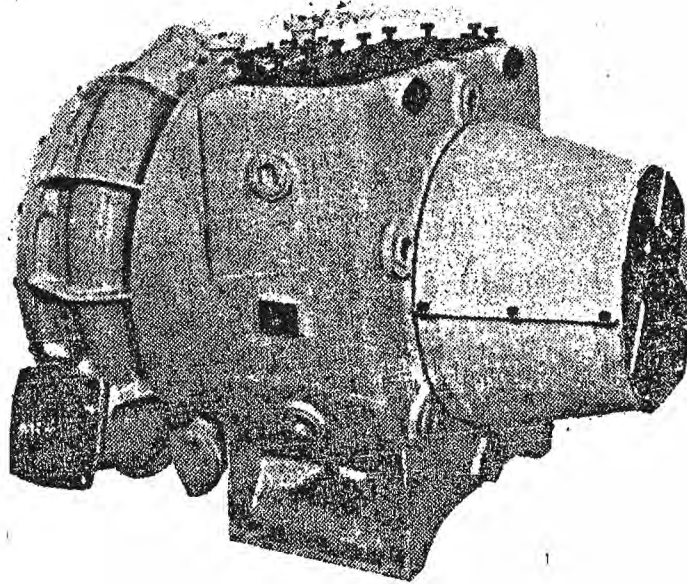
Bu diyagramdan görüldüğü üzere bu gruplarda hava debisi ortalama 1,75 kg/s, basınç oranı ise 3,5' e kadar gitmektedir.

Aşağıdaki şekilde, BBC yapısı RR tipi bir turboşarj grubunun dış görünüşü görülmektedir. Resim üzerinde filtreli hava girişi, hava çıkışı, iki ağızdan yapılan egzost gazı girişi ve egzost gazı çıkışları bariz olarak görülmektedir.



Şekil:53. BBC yapısı RR tipi bir turboşarj grubu.

Şekil:54. de de Sulzer yapısı bir turboşarj grubunun dış görünüşü verilmiştir.



Şekil:54. Sulzer yapısı bir turboşarj grubu.

Gücü 3000 Pse ye kadar çıkan yüksek devirli motorlar için düşünülmüş olan bu konstrüksiyon, radyal tipte tek bir kompresör basamağı ile aksenel tipte tek bir türbin basamağından oluşmuştur.

BBC firması yapısı VTR tipinde 3000 ile 50.000 Pse gücüne haiz motorlar için gerekli basınçlı hava, 10 çeşitli büyüklükte grup tarafından sağlanmaktadır. Mamafih, daha basit olmaları bakımından ufak güçlü motorlarda halen daha ziyade RR tipi tercih edilmektedir.

VTR tipi turboşarj gruplarında basınç oranı 2 olduğu takdirde, hava miktarı 1 ila 30 m<sup>3</sup>/s arasında değişmektedir. Mamafih bu grupları: 3,3 basınç oranına ve 700 C ekzost sıcaklığına kadar kullanmak mümkündür. Son yıllarda aşağıdaki şekilde görüldüğü üzere basınç oranları gittikçe artmaktadır. Bu noktalar fiilen yapılmış olan süpersarj gruplarını işaret etmektedir.

Bu tipte 1946 yılında kullanılan ilk grup VTR 630 işaretini taşımaktadır. Arada geçmiş olan zaman zarfında, bu tip çok geliştirilmiş ve verimi de çok yükselmiş olmakla beraber, yerini halen VTR 631 tipi almıştır. Diğer çok kullanılan tipler de şunlardır.

VTR 500

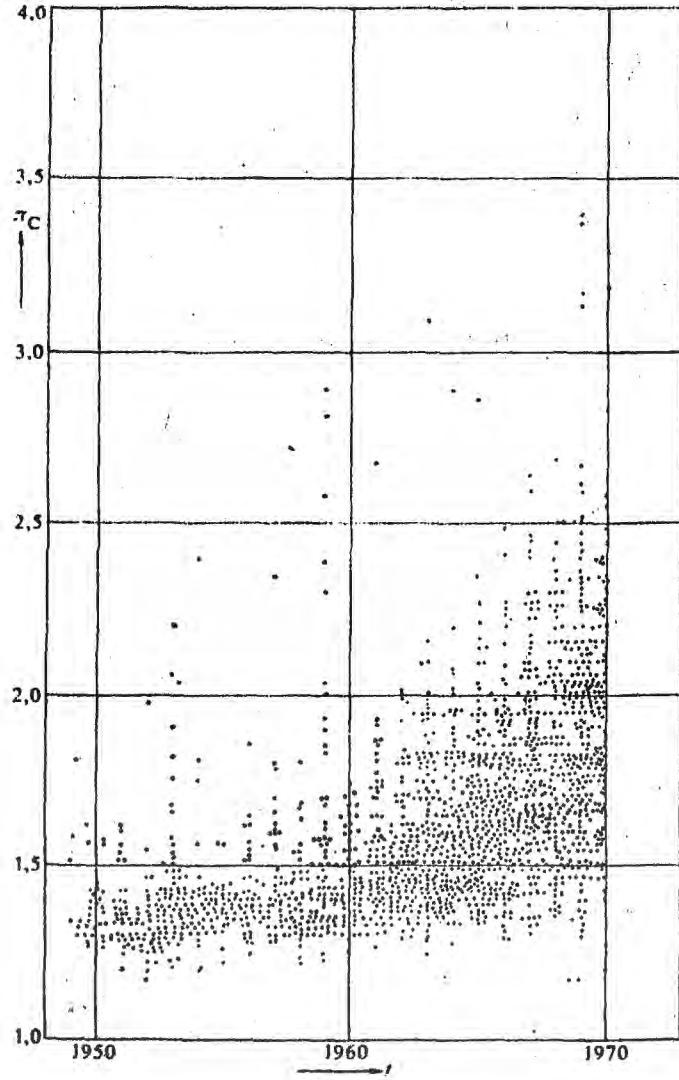
VTR 630

VTR 631

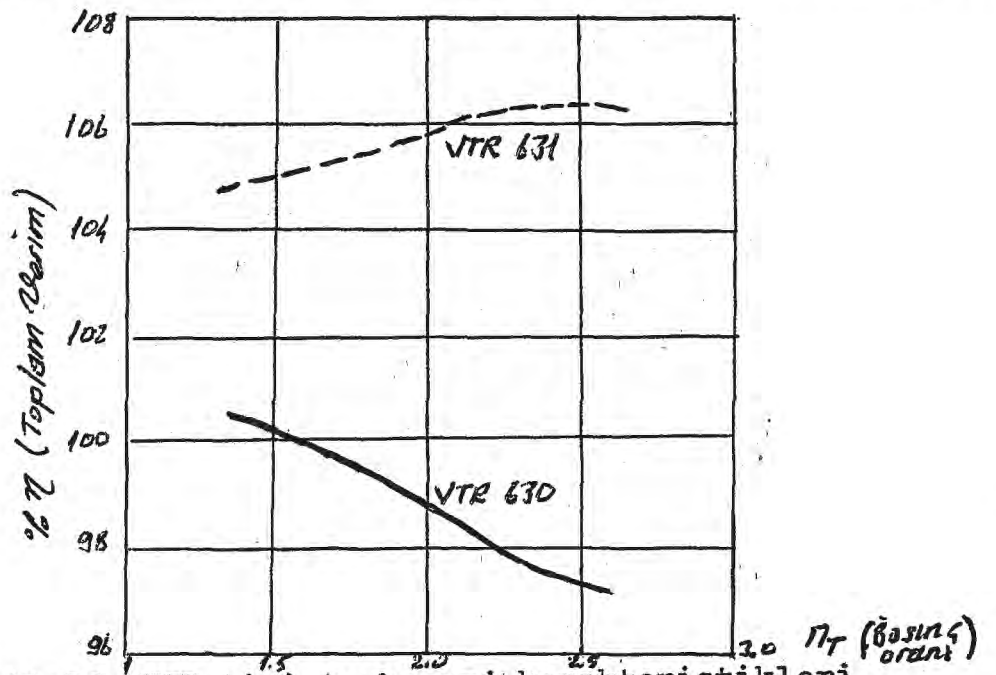
VTR 750

VTR 900

VTR 630 tipinde 1,5 basınç oranına karşılık gelen toplam verim baz olarak alındığı takdirde aşağıdaki şekilde görüldüğü üzere artan basınç oranıyla ilgili olarak bu verimin düştüğü görülür.



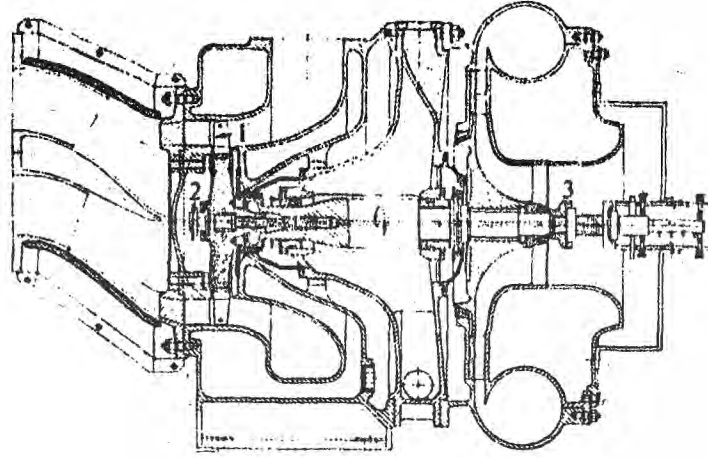
Şekil:55. 1970 yılına kadar yapılmış olan turboşarjlar.



Şekil:56. VTR tipi turboşarj karakteristikleri.

Basınç oranının örneğin 2,5 olması halinde bu verim düşüşü yaklaşık olarak % 3 ü bulmaktadır. Halbuki aynı diyagramdan gömüldüğü gibi, aynı basınç oranları için VTR 631 tipi turboşarj gruplarında, tiplerin verim değerleri daha yüksek bulunmakta ve bu değerler artan basınç oranı ile birlikte, önce hızlı daha sonra da yavaş olarak artmaktadır. Örneğin 2,5 basınç oranında VTR 630 ve VTR 631 tipini haiz gruplar arasındaki toplam verim farkı % 9 u bulmaktadır.

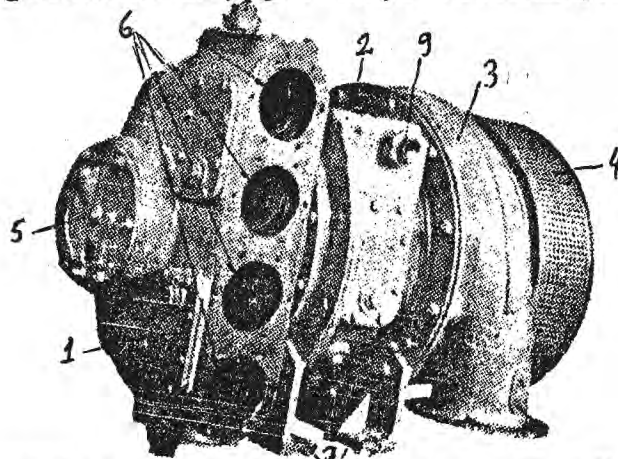
Şekil 57'de VTR serisinden ufak güçlü motorlara has bir turboşarj grubunun bir kesit resmi verilmiştir.



Şekil:57. VTR tipi turboşarj kesiti.

Burada: 1:eksenel tipli türbin, 2:tek kademeli gaz türbini rotoru, 3:radyal tipli hava kompresörünü ifade etmektedir.

Şekil 58'de ise yukarıda kesit resmi verilen turboşarj grubunun dış görünüşü verilmiştir.

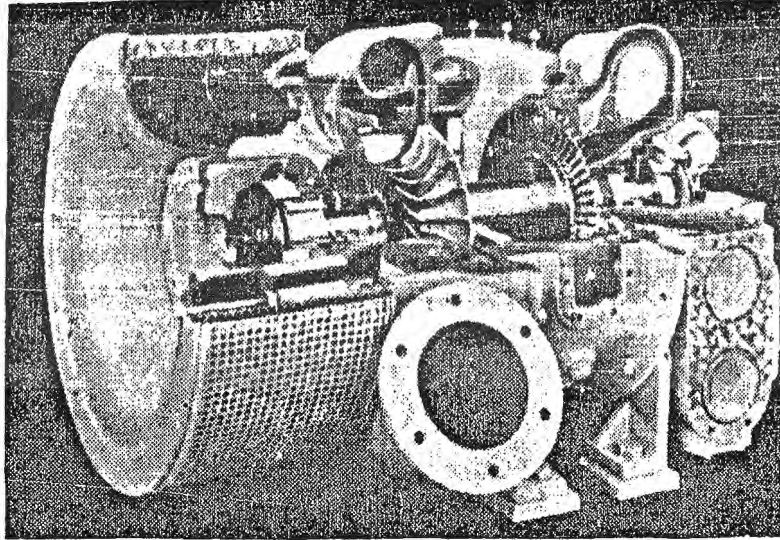


Şekil:58. VTR turboşarjı dış görünüşü.

Çalışma maddesini oluşturan ekzost gazlarının 4. ağızdan türbin içine girdiği ve 800 PSe'lik motora ait bulunan bu konstrüksiyonda:

1. Türbin karterini
2. Gaz çıkışını
3. Kompresör karterini
4. Hava filitresi ve susturucuyu içeren hava giriş ağızını
5. Grubun türbin tarafındaki taşıyıcı yatağını
6. Ekzost gazı giriş ağızlarını
7. Grubu motora bağlamaya yarayan ayakları
8. Soğutma suyu girişini
9. Soğutma suyu çıkışını göstermektedir.

Şekil 59'da bu grubun kısmen kesit, kısmen de dış görünüş nesmi verilmiştir.



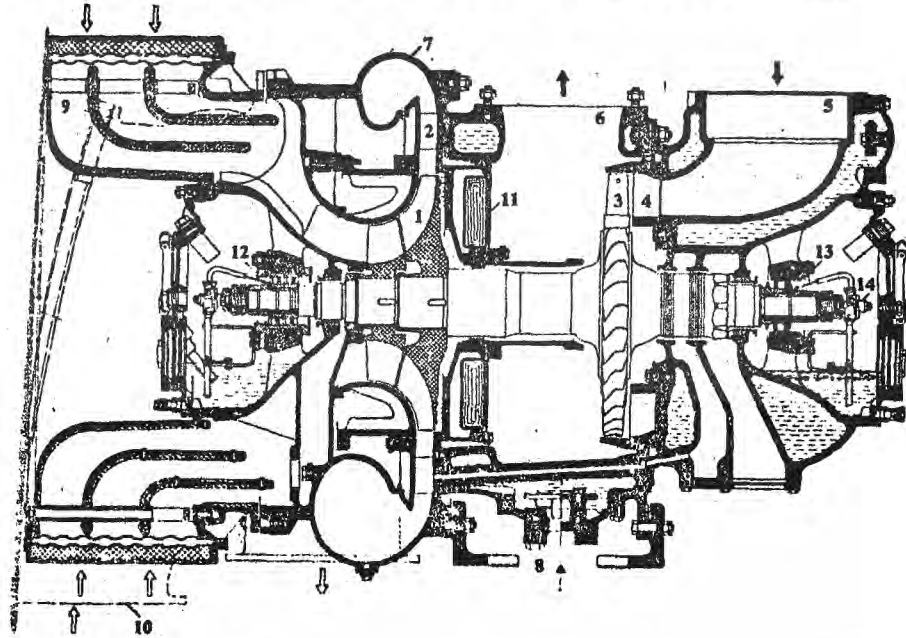
Şekil:59. VTR tipi turboşarjın kısmen kesit ve kısmen de dış görünüşü.

Burada radyal tipte tek kademeli olan hava kompresörü ile aksel tipte olan yine tek kademeli gaz türbini, gayet açık olarak görülmektedir.

Şekil60'ta BBC yapısı VTR 500 tipi bir turboşarj grubunun komple kesit resmi verilmiştir. Burada: Siyah oklar ekzost gazını, beyaz oklar ise havayı ifade etmektedir. Şekilde görüldüğü gibi: gerek kompresör, gerekse türbin tekerleği aynı shaft tarafından taşınmaktadır. Türbin karteri su ile soğutulmakta, hava ise bir filitreden

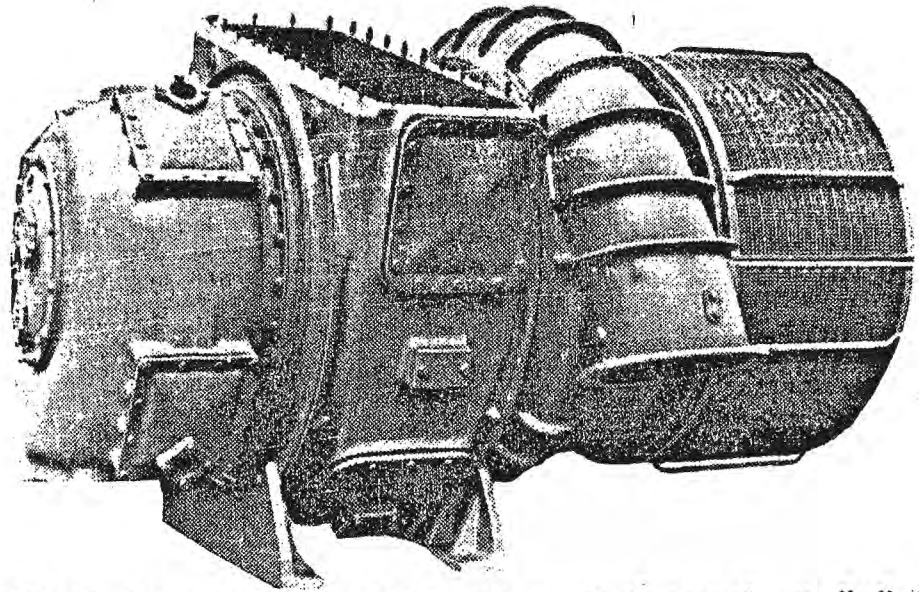
geçerek kompresöre girmektedir. Şekil üzerinde:

1. Kompresör tekerleğini
2. Difüzörü
3. Ekzost gazı türbinini
4. Meme halkasını
5. Su soğutmalı hava giriş ağzını
6. Su soğutmalı hava çıkış ağzını
7. Kompresör karterini
8. Taşıyıcı ayakları
9. Hava filitre ve susuturucusunu
10. Hava emme ağzının
11. Üstü izole madde ile kaplı ara perdeyi
12. Ruşmanlı tipte taşıyıcı ve sırast yatağı blokunu
13. Ruşmanlı tipte palamar yatağını
14. Yağlama yağı pompasını göstermektedir.



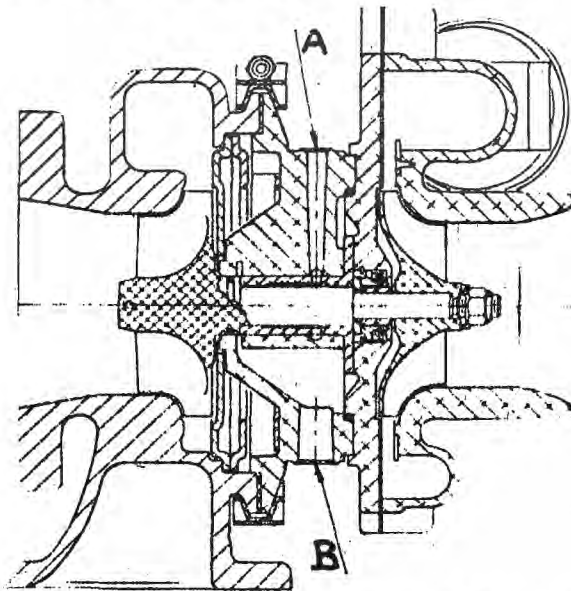
Şekil:60. BBC yapısı VTR 500 tipi turboşarj kesiti.  
Şekil 61'de ise VTR 631 turboşarjının dış görünüşü verilmiştir.

Bu tip turboşarj grubu, sağlanan basınç oranının örneğin 2 olması halinde, kompresör tarafından motor silindirlerine basılan hava miktarının motorun turboşarjsız olarak havayı doğal emişle atmosferden emmesi haline göre %35 daha fazla olmasını sağlamaktadır.



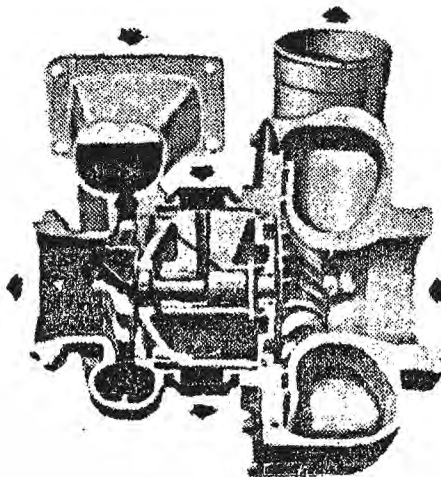
Şekil:61. VTR 631 tipi turboşarjının dış görünüşü. Şimdi de Rajay yapısı turboşarj grubu konstrüksiyonlarına bir göz atalım:

Şekil 62'de Rajay yapısı 301 tipi bir turboşarj grubunun kesit resmi verilmiştir.



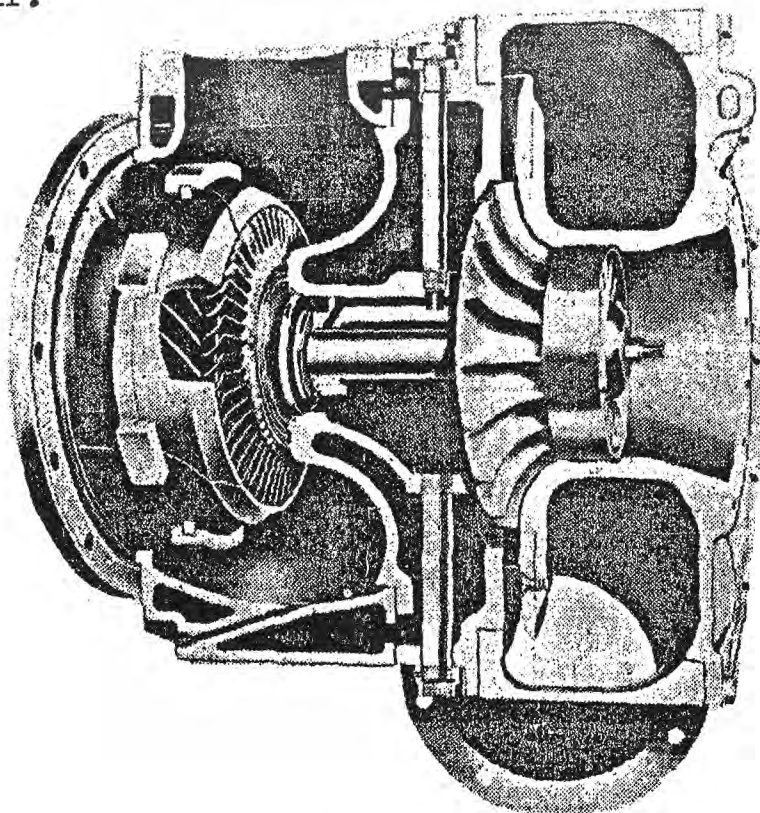
Şekil:62. Rajay yapısı 301 tipi turboşarj kesiti. Gerek türbin, gerekse kompresör kısmı, radyal tip-  
li tek kanallı olarak yapılan bu konstrüksiyon, özellikle  
kara nakil araç motorlarının aşırı doldurulması için düşün-  
ülmüştür. Şekil üzerinde: A: grubun yağlama yağı girişini,  
B: bu yağın çıkışını göstermektedir.

Şekil 63'de Cummins yapısı VT 50 tipi, diğer bir turboşarj grubunun perspektif kesit resmi görülmektedir. Özellikle kara nakil araçları motorlarının aşırı doldurulması için düşünülmüş olan bu grubun, bundan evvel verilmiş olandan pek büyük farkı yoktur.



Şekil:63. Cummins yapısı VT 50 tipi turboşarj.

Şekil 64'de, Elliott yapısı L tipi, ufak güçlü ve alçak basınçlı bir turboşarj grubunun perspektif kesit resmidir.

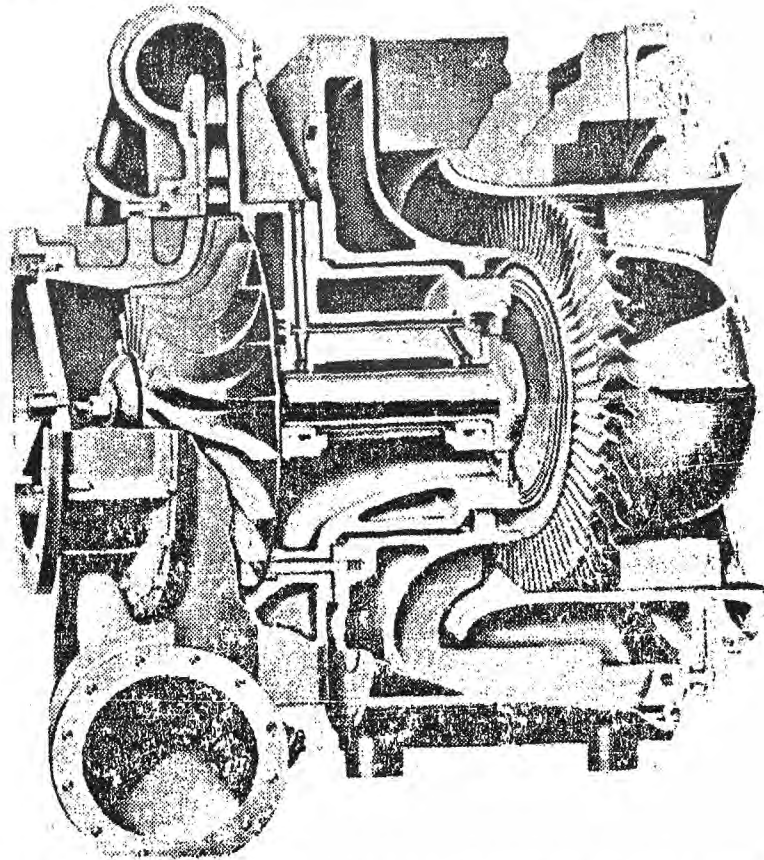


Şekil:64. ELLIOTT yapısı L tipi turboşarj.

Türbin kısmı aksenel, kompresör kısmı ise radyal olan bu konstrüksiyon 7 muhtelif büyüklükte yapılmaktadır. Bunlarda: Gaz sıcaklığı değerleri  $590^{\circ}$  ile  $650^{\circ}\text{C}$ ; basınç oranları ise 1,2 ilâ 1,6 arasında değişmekte, saniyede geçen gaz miktarları ise,  $0,25$  ilâ  $5,65 \text{ m}^3/\text{saniye}$  arasında bulunmaktadır.

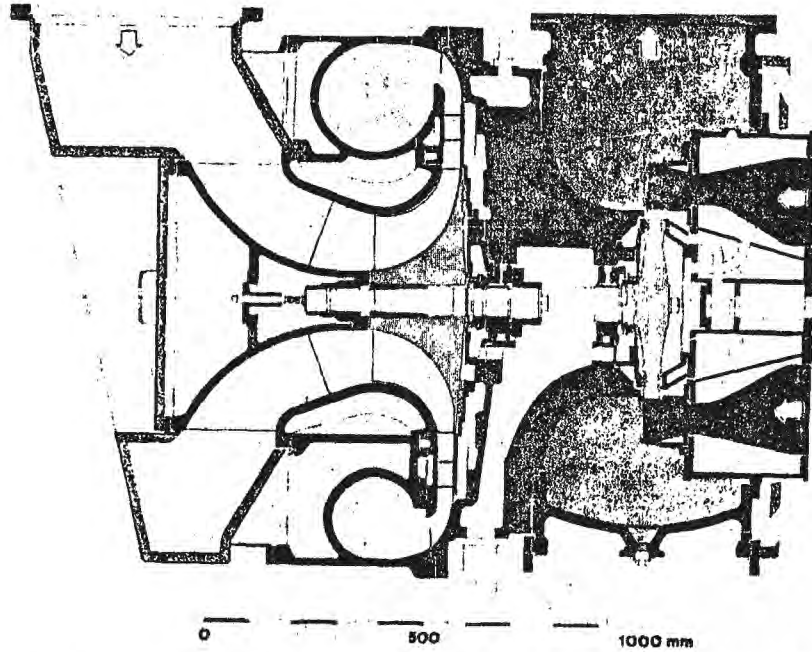
Şekil 65'te de aynı firmanın G- tipi, yüksek basınçlı ve orta güçlü bir turboşarj grubunun perspektif kesit resmi görülmektedir. Konstrüksiyon bakımından, bir evvelkinden esaslı bir farkı bulunmayan bu tipte, gaz giriş sıcaklığı:  $650^{\circ}\text{C}$  civarında, basınç oranı:  $2,5$  ilâ  $3,5$ , saniyede geçen gaz miktarı ise  $2,8$  ilâ  $14 \text{ m}^3/\text{saniye}$  arasında değişmektedir.

Bu tip, imalatçı firma tarafından 5 çeşitli büyüklükte yapılmaktadır.



Şekil:65. Elliott yapısı G tipi turboşarj.

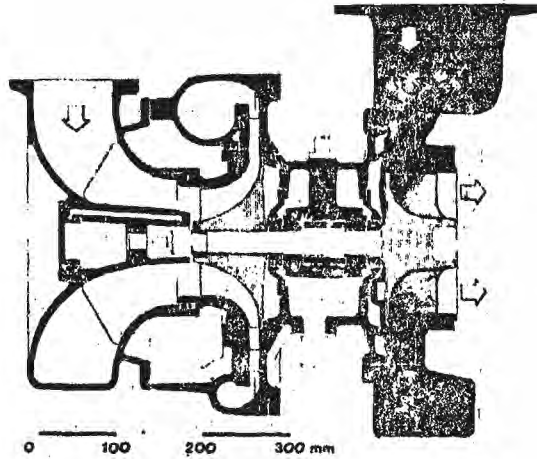
Şekil 66'da MAN yapısı, NA tipi, ufak bir turboşarj grubunun kesit resmi görülmektedir. Burada kompresör kısmı radyal, türbin kısmı ise akseneldir.



Şekil: 66. MAN yapısı NA tipi turboşarj.

Gaz giriş ağız dış tarafta olan bu tip, 4 büyüklükte yapılmakta ve 5 ile 14,7 m<sup>3</sup>/saniye lik gaz miktarlarını karşılamaktadır. Her 4 tipte de basma oranı 3 olmaktadır. NA tipi gruplar 2000 ile 10000 PS lik, 4 ve 2 stroklu motorların aşırı doldurulması için düşünülmüştür.

Şekil 67 de iş MAN yapısı fakat NR tipi orta güçlü bir turboşarj grubunun kesit resmi verilmiştir.

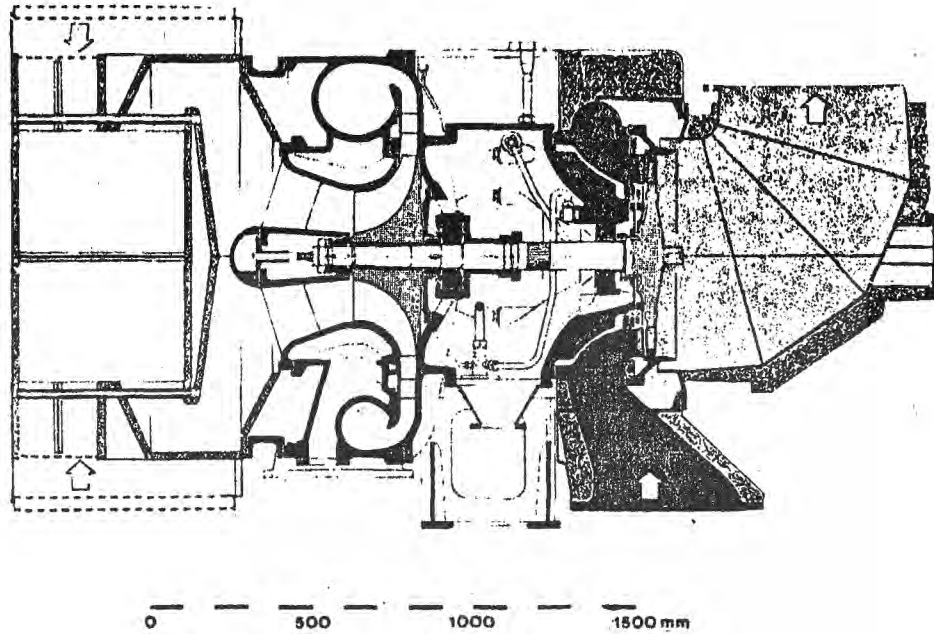


Şekil:67. MAN yapısı NR tipi turboşarj kesiti.

Gerek türbin, gerekse kompresör kısmı, tek kademeli radyal tipte olan bu konstrüksiyon: NR 20,NR 30 olmak üzere iki büyüklükte yapılmaktadır. Bunların birincisi sani-

yede 18, ikincisi ise  $3 \text{ m}^3$  gaz miktarı ile çalışmaktadır. Her ikisinde de sıkıştırma oranı 3 tür. Hava soğutmalı olan bu tip: 400 ile 2500 PS lik 4 stroklu motorların aşırı doldurulması için düşünülmüştür.

Şekil 68, yine aynı firmanın yapısı, ZA tipi büyük bir turboşarj grubunun kesit resmidir. Gaz giriş ağzı, iç tarafta olan bu tip 3 çeşitli büyüklükte yapılmakta ve 14,7 ile  $38 \text{ m}^3/\text{saniye}$  lik gaz miktarlarını karşılamaktadır. Her üç tiptede basınç oranı 3 tür.



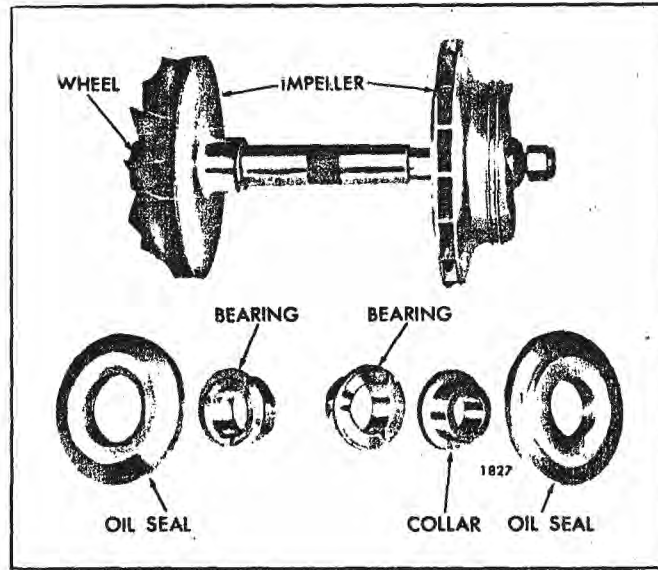
Şekil:68. MAN yapısı. ZA tipi büyük bir turboşarj kesiti.

ZA tipi gruplar, 5000 ile 20000 PS lik motorların, aşırı doldurulması için düşünülmüştür.

Turboşarj üreten tüm firmaların ürettikleri turboşarjlardan burada söz etmek mümkün değildir. Zaten buna gerek te yoktur. Önemli olan bir konstrüksiyona temel olan ana elemanların özellikleri hakkında bir ön bilgiye sahip olmaktır.

Turboşarjı tanımlarken; bir türbin çarkı, bir kompresör fanı ve bu ikisinin üzerinde bulunduğu türbin çarkı ile yekpare olan bir mil, bu mile yataklık yapan özel yüz rulmanlar, çark ve fan muhafazaları ve sızdırmazlık elemanlarından söz etmiştik.

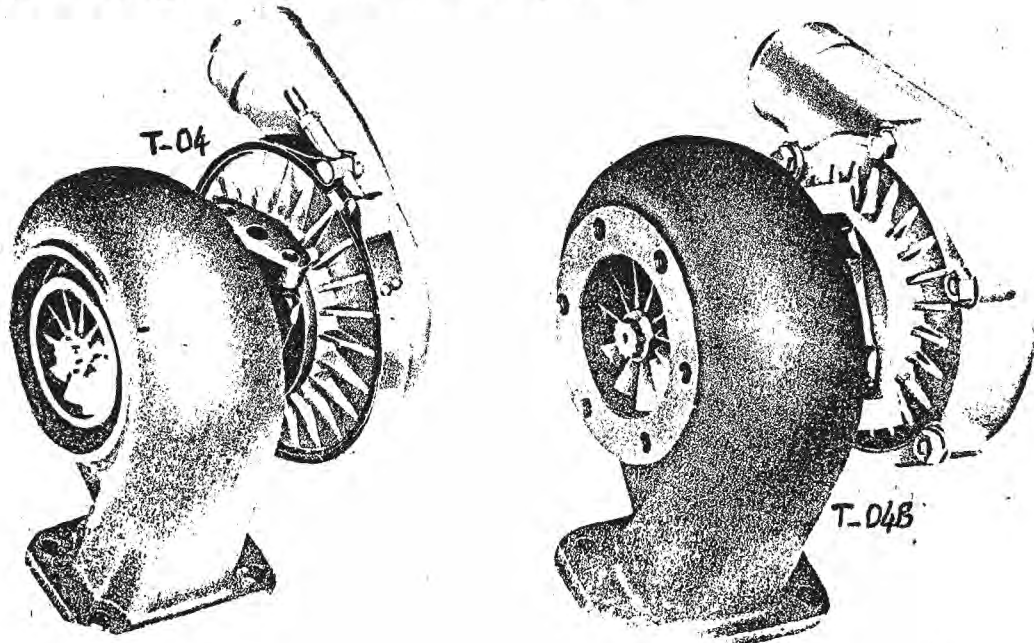
Şekil 69 da bir turboşarj grubunun aktif parçaları görülmektedir.



Şekil:69. Döner tertibat, yataklar, yağ keçeleri ve baskı bileziği.

Şüphesiz turboşarj grubunda çok daha fazla eleman vardır. Fakat bunların en önemlileri türbin çarkı ve kompresör fanıdır.

Şekil 70 de Garrett T-04 ve T-04B serisi turboşarjların dış görünüşleri verilmiştir.



Şekil:70. Garrett T-04 ve T-04B turboşarjları.

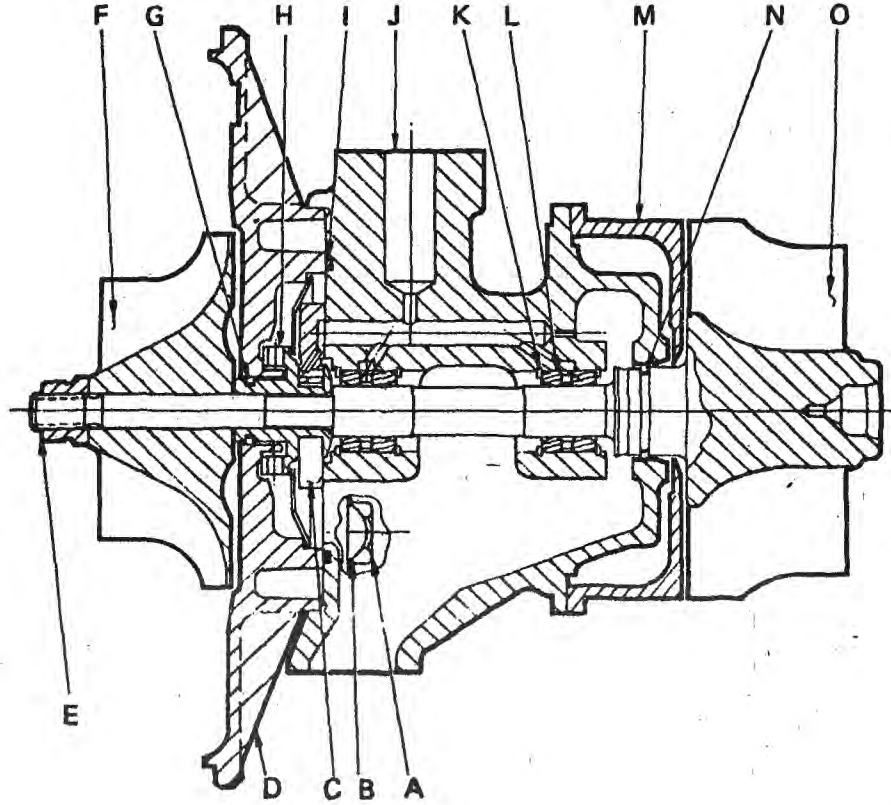
Şimdi de şekil 71 de kesit resimleri verilen Garrett T-04 ve T-04B turboşarjlarına bir göz atalım. Bu turboşarjlara ait tüm elemanlar şekil 72 ve 73 de gösterilmiş olup takip eden sahifelerde ise parça listeleri verilmiştir.<sup>29</sup> Bunlardan T-04B turboşarjı bugün Mercedes OM-352A motorlarında kullanılmaktadır.

Bilindiği gibi türbin çarkı ekzost gazlarının sahip olduğu enerji ile dönmektedir. Milin öbür ucunda bulunan ve bir kılitleme somunu ile mile sabitleştirilen kompresör fanı, türbin çarkı ile birlikte döner. Dönen bu tertibata mesnetlik görevi yapan merkezi muhafazanın iki tarafında yüzer rulmanlar mevcuttur. Bu yüzer rulmanlar merkezi muhafaza içinde segmanlarla tahdit edilmişlerdir. Bu halleriyle boşluklu bir geçme oluşturan yüzer rulmanlar motor karterinden merkezi muhafazaya basılan basınçlı yağın etkisi ile bir yağ filmi üzerinde dönerek türbin çarkı ve kompresör fanının yüksek devirlerde çalışmalarına en uygun şartları oluştururlar. Bu özellikleri ile yüzer yatakların yağlanmaları çok büyük dikkat ister. Hatta ileride anlatılacak olan turboşarj grubu arızacılığında en büyük rolü bu yağlama şartlarının oynadığı görülecektir.

Sızdırmazlık elemanları ise, ekzost gazları, filtre edilmiş basınçlı hava ile yağlama yağlarının birbirlerine karışmasını önlerler.

T-04 ve T-04B turboşarj gruplarında mil ortadan yataklanmıştır. Bu durum yağlama imkanlarını zorlaştırmaktadır. Küçük gruplarda, özellikle kara nakil araçları motorlarında kullanılan gruplarda halen yataklama bu şekilde yapılmasına rağmen mil daha kolay bir şekilde uçlarından yataklanabilmektedir.

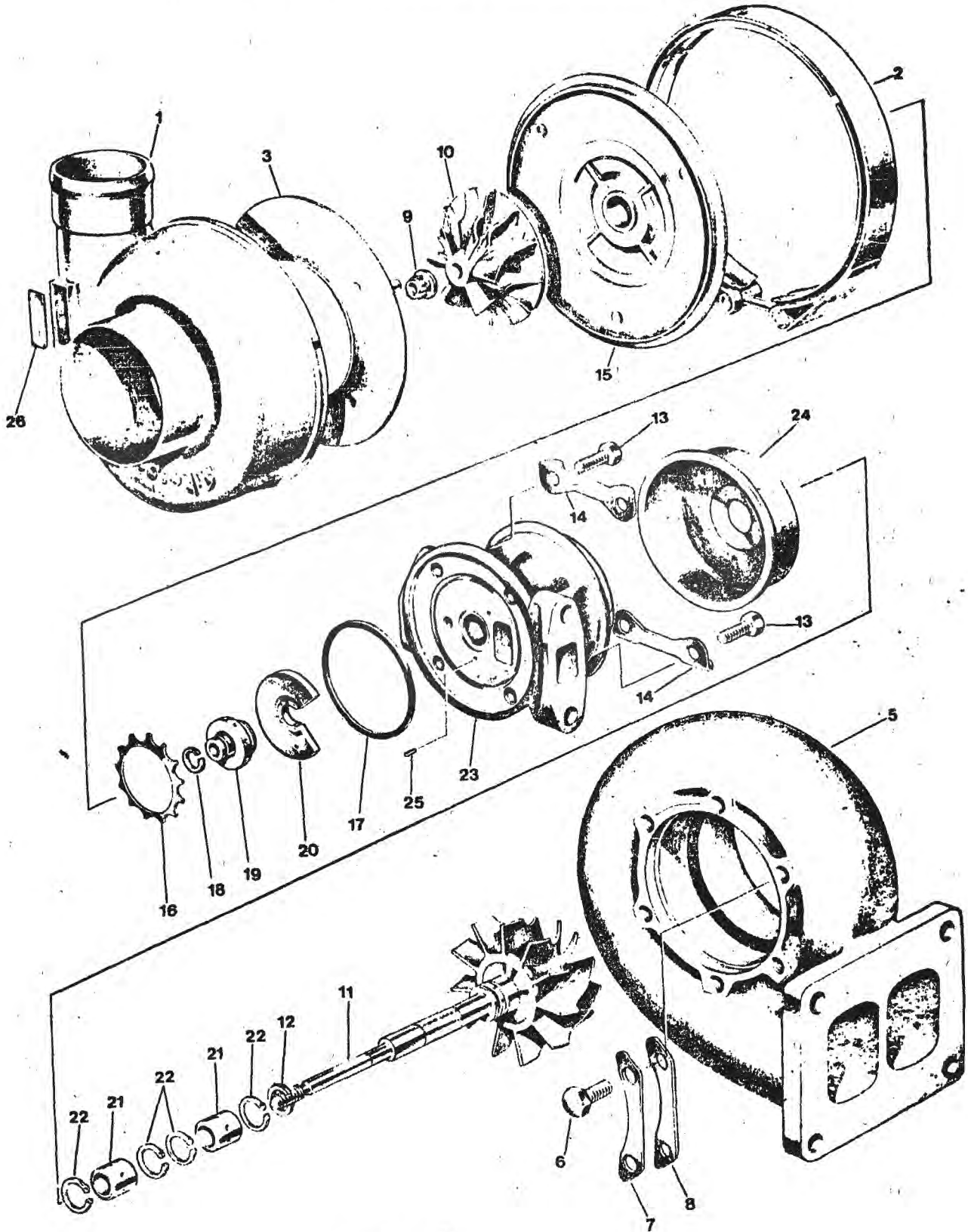
GARRETT: T-04 VE T-04B SERİSİ TÜRBO-ŞARJİN  
KESİTİ



Şekil:71

- |                                 |                            |
|---------------------------------|----------------------------|
| A = Civata                      | K = Tesbit bileziği        |
| B = Kilitleme plâkası           | L = Rulman                 |
| C = Baskı rulmanı               | M = Siperlik               |
| D = Mesnet plâka                | N = Türbin piston bileziği |
| E = Kilitleme somunu tertibatı  | O = Komple çark tertibatı. |
| F = Kompresör çarkı             |                            |
| G = Kompresörün piston bileziği |                            |
| H = Baskı bileziği              |                            |
| I = Keçe                        |                            |
| J = Merkez muhafaza tertibatı   |                            |

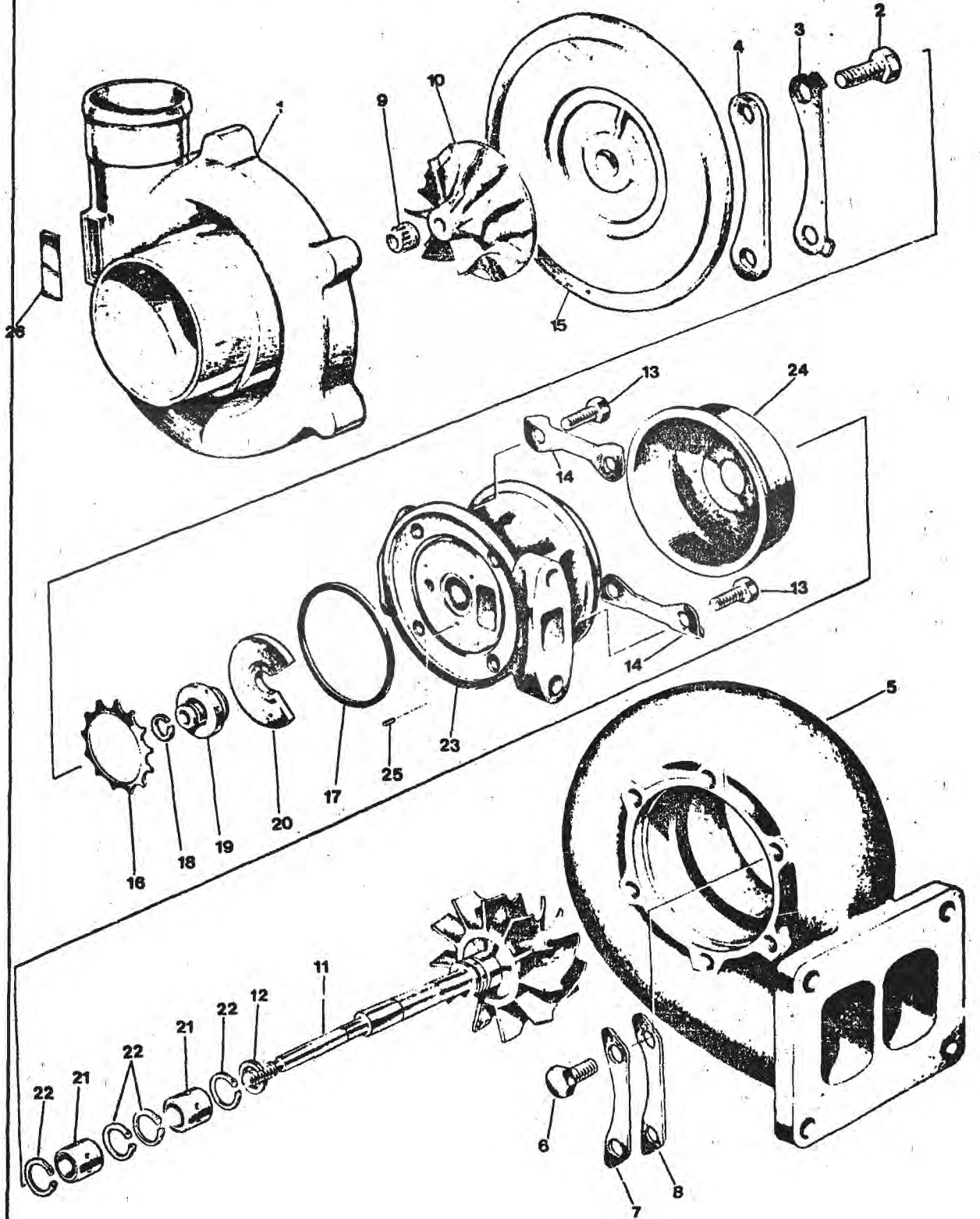
T-04 TÜRBO-ŞARJİN PARÇA LİSTESİ



Şekil:72.

INDEX NÖ:	PARÇANIN ADI	TO4 TURBOŞARJI	ADEDİ
1	Kompresör muhafazası		1
2	(V) Bant kaplingi		1
3	Difüzör (Dağıtıcı)		1
4	--		--
5	Türbin muhafazası		1
6	Cıvata (5/16"-18)		6
7	Kilitleme plakası (sacı)		3
8	Kelepçe		3
9	Kompresör çarkı kilitleme somunu		1
10	Kompresör çarkı (fan)		1
11	Türbin çarkı ve mili		1
12	Piston segmanı		1
13	Cıvata (1/4" 20)		4
14	Kilitleme plakası (sacı)		2
15	Arka plaka		1
16	Baskı yayı		1
17	Keçe bilezik		1
18	Piston segmanı		1
19	Baskı bileziği		1
20	Baskı bilyası		1
21	Rulman (yatak)		2
22	Tespit segmanı		4
23	Merkezi muhafaza		1
24	Çark zırhı (kapağı)		1
25	Pim-Yay		2
26	Turboşarj model ve tipini belirtir pl.		1

## T-04B TÜRBO-ŞARJİN PARÇA LİSTESİ



Şekil:73.

İNDEX NO:	PARÇANIN ADI	TO4B - TURBOŞARJI	ADEDİ <sup>93</sup>
1	Kompresör muhafazası		1
2	Gövde civatası (5/16"-18)		6
3	Kilitleme plakası (sacı)		3
4	Kelepçe (bağlantı sacı)		3
5	Türbin muhafazası (gövdesi)		1
6	Cıvata (5/16"-18)		6
7	Kilitleme plakası (sacı)		3
8	Kelepçe (bağlantı sacı)		3
9	Kompresör çarkı (fan) kilitleme som.		1
10	Kompresör fanı		1
11	Milli türbin çark tertibatı		1
12	Piston segmanı		1
13	Cıvata (1/4"-20)		4
14	Kilitleme plakası (sacı)		2
15	Arka plaka		1
16	Baskı yayı		1
17	Keçe bilezik		1
18	Piston segmanı		1
19	Baskı bileziği		1
20	Baskı rulmanı		1
21	Rulman (yatak)		2
22	Tespit segmanı		4
23	Merkezi muhafaza		1
24	Çark zırhı (kapağı)		1
25	Pim-Yay		2
26	Turboşarj modeli, tipi ve seri nosunu belirtir plaka		1

## 10. MALZEME VE TEKNOLOJİ:<sup>30</sup>

Türbin kanadı: Büyük türbin kanatları hassas dövme (precision-forging) ile veya düşük sıcaklıklarda ergiyen metal alaşımlarının ingot(külçe)kalıplara dökülmesi ile ilk şekillerini kazanırlar. Daha sonra taşlama ve perdahlama ile son şekillerini alırlar.

Büyük turboşarj gruplarında türbin disklerinin ve bu diskler üzerine monte edilen kanatlar dolayısıyla rotor çapı oldukça büyür. Bu nedenle kanatlar uç kısımlarından bir çemberle birbirlerine bağlanarak mukavemetleri artırılır.

Çok kere bir turboşarjın tüm aksamı turboşarjı üreten firma tarafından yapılmaz. Çünkü bazı konstrüksiyonlar özel tezgahları gerektirir. Örneğin MAN ve diğer bazı turboşarj üreticisi firmalar, Doncasters, Monk Bridge Limited şirketi gibi özellikle türbin imal eden firmalara bu kanatları yaptırmaktadırlar. Bu firma bugün 4"(inç) den 16"(inç)e kadar olan uzunluktaki, kanatları hassas dövme ile üretilmektedir.

Türbin kanatlarında nikel esaslı ve titanyum esaslı yüksek ısı gerilme ve mukavemete sahip özel çelikler de kullanılmaktadır.

Türbin rotoru: Dövme ham parça olarak sağlanıp, bazı konstrüksiyonlarda türbin mili ve diski kaynakla birleştirilmektedir. Örneğin: NR 26 turboşarjlarında türbin diski ve mili sürtünme kaynağı ile birleştirilmiştir. Türbin rotorlarının kaba tornalaması CNC tezgahlarında yapılmaktadır. Bazen yatakların mil üzerinde çalıştıkları kısımlar sert metal dolgu ile kaplanarak milin uzun ömürlü olması sağlanmaktadır. Metal kaplama kompresör tekerinin monte edildiği kısma da uygulanabilir.

Türbin rotoru üzerine türbin kanatları X-ışın kaynağı ile kaynak edildiği gibi çözülebilir bir bağlantı elde etmek de mümkündür. Bazen kanatlardan biri hasara uğrayabilir. Ve değiştirmek gerekir. Böyle durumlarda Broş tezgahlarında açılan çam ağacı profili şeklindeki oluklara türbin kanatları monte edilmektedir.

Türbin rotoru üzerindeki diskin çevresine çam ağacı şeklinde oluk açmak için yatay oluk açma makinası kullanılır. Bu makineler her bir yivi bir pasoda açabilecek 10m. uzunluğundaki broşlara sahiptir.

Bu broşlar bir kaç yüksek kaliteli takım ve pahalı parçalardan ibarettir. Broşlama sırasında kullanılan takımların ömrünü uzatmak için özel yağlama ve soğutma sistemlerine de bu tezgahlar sahiptir.

Bazen türbin tekeri mil ile yekpare imal edilir. Özellikle taşıt tekniğinde kullanılan küçük ebatlı turboşarjlar böyledir. Bunları için şu alaşımlar emniyetle kullanılır.

G-ALCu4TiMg

veya

G-ALCu9TiMg

Garrett firmasının T04 B turboşarjlarında kullandıkları mil türbin çarkı ile yekpare olup özel bir çeliktir ve bu miller 800°C a kadar emniyetle kullanılabilirler.

Türbin muhafazaları ve diğer turboşarja mahsus ekzozost aksamı için de ısıya dayanıklı döküm malzemeler kullanılır. Örneğin austenitik dökme demir (Ni-Resist) veya özel alaşımlı dökme demirler bu gaye ile kullanılır.

Kompresör fanı: Kanatçıkların max. çevre hızları çok kare ses hızının üzerinde olduğundan kullanılan malzeme ve bu malzemenin özelliklerinin bilinmesi kesin bir zorunluluktur. Ayrıca toleransların bile büyük bir hassasiyetle verilmesi gerekmektedir.

Kompresör fanları ham alüminyum döküm veya dövme alüminyumdan yapılmaktadır. Şüphesiz ham alüminyum saf alüminyum olmayıp bir alaşım olacaktır. Bu ham malzeme daha henüz işlenmeden geniş malzeme testlerine tabi tutulmaktadır.

Kompresör tekerleri de CNC (Küçük nümerik kontrollü) takım tezgahlarında büyük bir hassasiyetle işlenirler.

Otomatik kontrollü olan (CNC) tezgahlarında frezelemek suretiyle şekillendirilir. Bu frezeleme işleminin hassasiyeti de balans açısından çok önemlidir. Frezeleme ile bir kanal bir pasoda değil birkaç pasoda çıkarılır. Kanat profiline uygun pasolarla kanat aralıkları bir defada değil birkaç turdan sonra çıkarılır.

NA 85 turboşarjının nominal kompresör fan çapı 83 cm. dir. Verimi ise 70 % civarındadır. Bu çapla böyle yüksek bir verime ulaşılması geriye egik kanatların kullanılması saye-

sinde olmuştur. Yeni bir teknolojik gelişme olarak nitelendirilebileceğimiz bu geriye eğik kanatlar normal profilli kanatlara nazaran 10-12 % lik bir üstünlük arz etmektedirler. Bugün geriye eğik kanat konstrüksiyonu hemen hemen her turboşarj imalatçısı firma tarafından benimsenmiştir.

Kompresör muhafazaları kum kalıplara Alüminyum alaşımlarından dökülerek imal edilmektedir. Alüminyum alaşımının kimyasal analizi dar tolerans sınırları içinde kalmaktadır. Ayrıca bu alaşımların uzama, genleşme oranlarının yüksek olması istenmez. Çünkü yüksek devir hassas toleransları gerektirmektedir. Kompresör muhafazaları için kullanılmakta olan malzemelerde şöyle bir örnek verebiliriz.

DIN 1725/2.

G-ALSİLOMg

Malzeme test laboratuvarlarında radyografik muayenelerle yapılan tüm döküm parçalar tam bir emniyet zaruriyetinden dolayı kontrol edilir.

Turboşarjın çalışma koşullarındaki güçlükler tasarım ve üretimde yeni teknolojilere gerek duyulmasına neden olmuştur. YÜKSEK DEVİR ve ARTAN SICAKLIKLAR turboşarj teknolojisinin daima en önde gelen problemlerinden biri olmuştur. Malzeme seçimini de etkileyen en büyük problemler bunlardır. Bu yüksek devir ve benzeri problemler modern ölçü aletlerinin geliştirilmesini de zorunlu kılmıştır. Örneğin: 120000 dev/dak. nın üzerindeki çalışma koşullarında kanat gerilmelerinin hatasız, hassas ölçümü için schwitzer mühendisleri tek modüle edilmiş ışık kaynaklı uzaktan ölçme sistemini (modülasyon ışık kaynaklı uzak ölçücü sistem -The unique modulated light source telemetry system) geliştirmişlerdir.

Turboşar rotorları ses geçirmez kontrol kabinlerinde 500000 iş devrini gerçekleştirebilmektedirler. Hatta bu deneyler hız sınırlarının tesbiti için rotor parçalarınınca kadar sürdürülmektedir. Emniyetin, mukavemetin ve uygun işletme koşullarının sınırlarının belirlenmesi için her yeni konstrüksiyon da bu deneyler ve kontroller büyük bir titizlikle tamamen tahrip oluncaya kadar yapılmaktadır. Bu laboratuvarlardan arazi koşullarında turboşarj performanslarının tesbiti için de yararlanılmaktadır.

Turboşarj imalatında seri üretim metodu kullanılmaktadır. Alüminyum ve çelikten oluşan dövme ve döküm parçaların talaşlı imalatı sırasında beş eksenli nümerik kontrolü takım tezgahları büyük bir başarı ile kullanılmaktadır. Ayrıca CNC (kubik nümerik kontrollü takım tezgahları da turboşarj teknolojisinin üstün başarısında en büyük rolü oynamaktadırlar.

Diğer deneyler yatak malzemesinin ömrünü, contaların dayanıklılığını tesbit için yapılmaktadır. Turboşarj mili yatak ve motorun izafi uyumu (birbirlerine intibakı) da dinamometrik test kabinlerinde büyük bir hassasiyetle ölçülmektedir.

Bütün bu tahribatlı ve tahribatsız deneyler turboşarj teknolojisinin vazgeçilmez işlemleri olup geleceğe ve yeniliklere ışık tutmaktadır.

Unutulmamalıdır ki deney ve tecrübeler teknolojik gelişmenin, yeniliklerin, buluşların baş kaynağıdır.

#### 10.1. TURBOŞARJ YATAK BOŞLUKLARI:<sup>31</sup>

Çok yüksek devir sayılarına (130.000 d/dak. ya kadar) sahip olan turboşarj gruplarında yatak boşlukları büyük önem arzeder. Eksenel ve radyal yatak boşlukları olarak kompresörle ölçülen bu boşluk değerlerinin imalatçı firma tarafından verilen TEKNİK DEĞERLER sınırlarının içinde kalması şarttır.

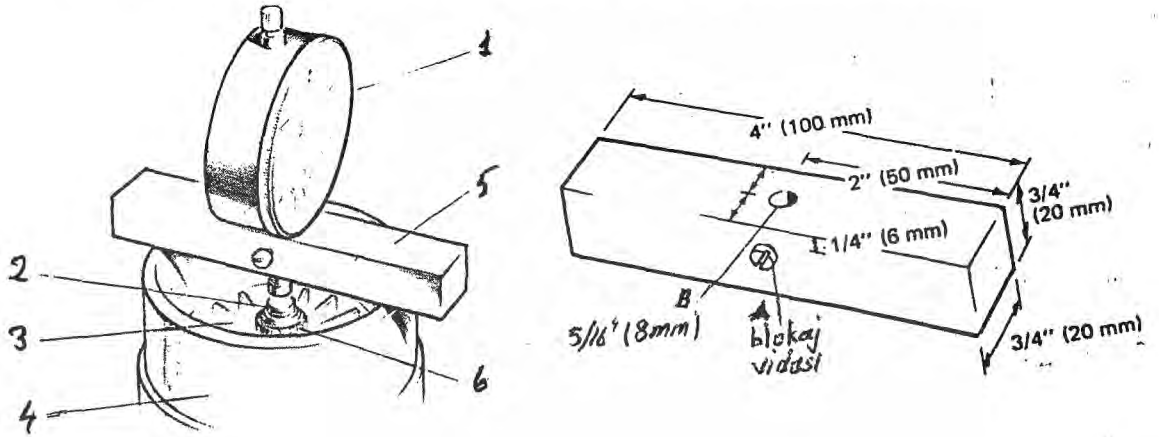
Turboşarj yatağının durumu turboşarjı dağıtmadan (hatta motor üzerinden bile sökmeden) kompresör pervanesini, türbin ve muhafazaları muayene etmek suretiyle çabucak kontrol edilebilir. Pervane ve türbin, muhafazalar içinde sürtünme yapmayacak olursa genellikle yatak boşluklarının tatminkar olduğu anlaşılır.

Yatak boşluklarının daha emin bir şekilde kontrol edilebilmesi için turboşarj grubunun sökülmesi ve dağıtılması, yatakların, mil muylu çaplarının ve muhafazadaki delik çaplarının fiilen ölçülmesi gerekir. Bu çapların, teknik değerler kısmında imalatçı firma tarafından verilen sınırlar içinde kalmasına dikkat edilmelidir. Eğer ölçülen değerler teknik değerlerin dışına taşıyorsa turboşarj grubu kesinlikle çalıştırılmayıp revizyona tabi tutulur.

### 10.1.2. EKSENEL YATAK (RULMAN) BOŞLUĞUNUN KONTROLÜ:

Kompretörün çubuğu aşağıdaki şekilde gösterildiği gibi yerleştirilir. 0.312" inç veya 8mm.lik çubuğu olan planjer tipi bir kompresör de aynı işi görür. Her iki kompresörde dünyanın her tarafında kullanılan tiptir. Kompretör çubuğu takılır ve tesbit vidası hafifçe sıkılır. Bundan sonra kompretör ve tesbit çubuğu şekildeki gibi kompresör giriş deliğine iyice tesbit edilir. Daha sonra da türbin çarkı elle ön ve arkaya doğru itilir.

Toplam kompretör değeri teknik değerler sınırı içinde kalıyorsa sorun yoktur. Kalmıyorsa döner tertibat tamir edilmeli veya gereken elemanlar değiştirilmelidir.



Şekil:74. Aksenal yatak boşluğu kontrolü.

- |                         |                               |
|-------------------------|-------------------------------|
| 1. Kompretör            | 5. Tesbit çubuğu              |
| 2. Turboşarj mili       | 6. Kanat kilitleme somunu     |
| 3. Kanat                | A. Tesbit vidası              |
| 4. Kompresör muhafazası | B. Delik çapı: 5/16 inç (8mm) |

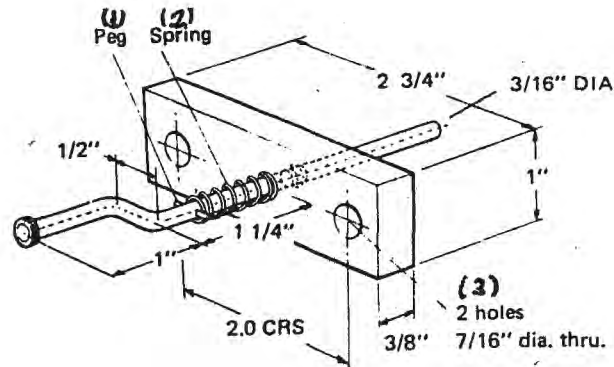
Kompretör tesbit çubuğunun malzemesi: Yumuşak çeliktir.

Eksenel boşluk ölçülürken şuna dikkat etmek gerekir.

Kompretörün planjeri milin uç kısmına ve tam merkeze yerleştirilmelidir. Bazı hallerde planjerin boyu uygun uzatma parçalarının ilavesiyle uzatılması gerekir.

### 10.1.2. RADYAL YATAK (RULMAN) BOŞLUĞUNUN KONTROLÜ:

Ölçüleri aşağıdaki şekilde gösterilmiş olan eğri ayak adaptörünü kullanarak eğri ayacın ucunu yağ girişinden o şekilde yerleştirmelidir ki eğri ayacın ucu turboşarj miline kare şeklinde oturmalıdır. Ve bundan sonra şekildeki plaka yağ çıkışına vidalanmalıdır.



Şekil:75. Radyal yatak boşluk kontrolü.

Radyal yatak boşluğunun ölçülmesi için eğri ayak adaptörü:şekil.75 de görülmektedir.

1 : pim, 2 : yay, 3 : delikler.2 adet 7/16" inç iç çaplıdır.

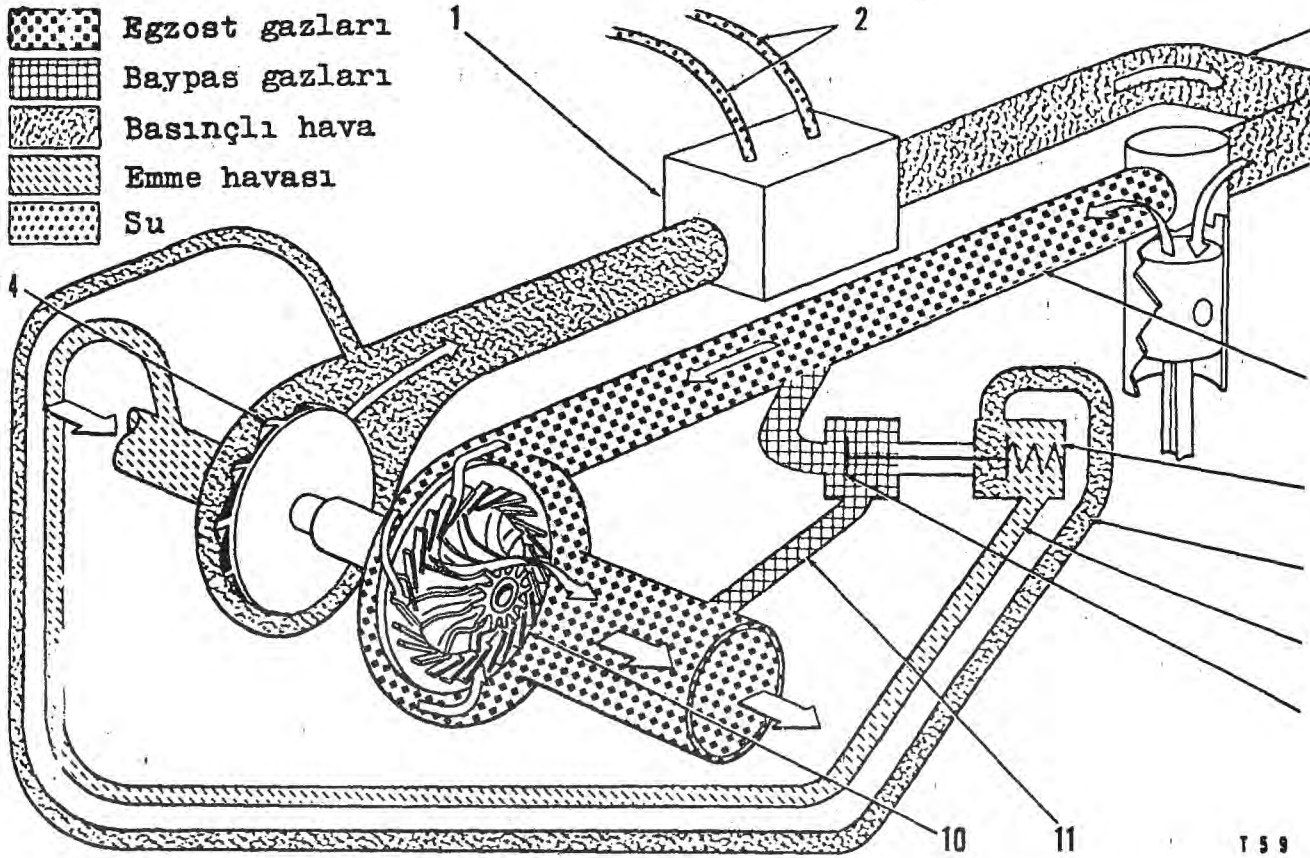
Kompretör, eğri ayak milinin ucuna monte edilmiş durumda Turboşarj milinin hareketi kompretör ibresinin aynı yönünde olacak şekilde turboşarj milinin iki ucuna eşdeğerde basınç uygulanır.

Turboşarj milinin toplam radyal hareketi, turboşarj milini iki yönde yükleyerek sağlanır. Ve böylece radyal boşluk ölçüsü alınmış olur.

Bu şekilde ölçülen aksenel ve radyal boşlukların bazı turboşarj grupları için teknik değerleri aşağıdaki tabloda verilmiştir. Ancak bu tabloda yer alan değerlerin kara taşıtları ile iş makinalarına ait turboşarjların aksenel ve radyal boşluklarının teknik değerleri olduğu unutulmamalıdır. Bu değerler imalatçı firmalar tarafından laboratuvar testleri ile tespit edilmektedirler.

TABLO: 9

TURBOŞARJIN MAKİNANIN		BULUNDUĞU MOTORUN		TURBOŞARJIN			BOŞLUKLARI	
MARKA VE CİNSİ	MODELİ	MARKAŞI	MODELİ	MARKAŞI	MODELİ	(d/d) DEVİRİ (RPM)	EKSENEL BOŞLUK	RADYAL BOŞLUK
Mercedes-Benz Kamyon	LK-1513A/3,60	Mercedes-Benz	OM-352A	Garrett	T-04827	70.000	0,025 - 0,4 mm (0,001" - 0,004")	0,075 - 0,18 mm (0,003" - 0,007")
Volvo "N10" Serisi Kamyon ve Çekici	N10-46, N10-38	Volvo	TD-100A	Holset	4LE/K	70.000	0,08 - 0,15 mm (0,003" - 0,006")	0,61 mm (0,023")
Bolton Greyder	T-600B	İnter	UDT-466	Garrett	T-04818	70.000	0,025 - 0,1 mm	0,075 - 0,18 mm
İnter-Dozer	TD-20B	İnter	DT-429	Solar	TC-4A		0,034"	0,010"
Caterpillar			3304	Airesearch	T-04891		0,025 - 0,102 mm 0,001" - 0,004"	0,076 - 0,152 mm (0,003" - 0,006")
Caterpillar			3306	Schwitzer	F 444		0,114 ± 0,038 mm (0,0045" ± 0,0015")	0,009"
Caterpillar	343	Skreyper Puzer	631 834	Airesearch	T14 T18		0,005" - 0,012" 0,004" - 0,011"	0,011" 0,011"



Şekil:76. Hava emme ve egzost sisteminin şematik görünüşü.

1: Hava soğutucusu, 2: Su boruları, 3: Emme manifoldu, 4: Turboşarj kompresör pervanesi, 5: Egzost manifoldu, 6: Hava basınç oranı kontrol regülatörü, 7: Emme manifoldu basınçlı hava borusu, 8: Turboşarj kompresöründen gelen basınçlı hava borusu, 9: Baypas valfi, 10: Turboşarj türbini, 11: Egzost baypas borusu,

Yukarıdaki şekilde görülen motor bir turboşarj grubu ile teçhiz edilmiştir. Turboşarj egzost gazları enerjisi ile çalışmaktadır.

Motor çalışmaya başlar başlamaz, egzost manifoldundaki (5) egzost gazları turboşarj içindeki türbine (10) sevk edilir. (Bu sırada egzost baypas valfi (9) kapalı durumdadır.) Türbinin kanatları arasından geçerek egzost sisteminden dışarı çıkan egzost gazlarında bulunan enerji türbini döndürmeye başlar. Kompresörün pervanesi (4) türbin ile aynı mil üzerinde bağlı bulunduğu için kompresörün pervaneside dönmeye başlar.

na mil üzerinde bağılı bulunduğu için kompresörün pervanesi-  
de dönmeye başlar. Pervane, havayı orta kısımdan alıp çevre-  
sinden verdiği için emme manifoldunda (3) bir basınç yüksel-  
mesi meydana gelir.

Hava yakıt karışımına daha fazla yakıt ilave edilin-  
ce ekzost gazlarına daha fazla enerji verilmiş olur. Ekzost  
gazlarındaki artan enerji sebebiyle türbinin dönüş hızı ar-  
tar. Ve kompresör pervanesinin dönüş hızıda artmış olur. Per-  
vanenin dönüş hızının artması ise motora daha fazla hava  
verilmesini sağlar. Motorun yükü arttığı zaman da ekzost  
gazları yine daha fazla enerji kazanmış olacağı için ay-  
na mil üzerinde dönen türbin ve kompresör pervanesinin  
de hızı artar. Motorun yükü azalınca veya motorun devri yük-  
sek rölantiden alçak rölantiye düştüğü zaman ekzost gazla-  
rının enerjisi azalacağı için kompresör pervanesi motora  
daha az hava vermeye başlar.

Kompresör muhafazası ile hava emme manifoldu arasın-  
da su ile çalışan bir hava soğutucusu (1) bulunmaktadır.  
Motora girecek hava pervaneden geçerken ısındığı için ba-  
sınçtındaki bu havanın soğutulması gerekmektedir. Çünkü ha-  
vanın sıcaklığı ne kadar düşük olursa yoğunluğu o kadar faz-  
la olacağı için silindirlere daha fazla hava basılmış ola-  
cak, eldeki oksijen miktarı ne kadar çok olursa yanma sonu-  
cunda meydana gelecek güç de o kadar çok olacaktır.

Buraya kadar verdığımız açıklamada ekzost gazlarının  
turboşarjdan tam olarak geçtiğini varsaymıştık. Türbinden  
geçecek ekzost gazlarının miktarını ayarlamak amacıyla bir  
basınç oranı kontrol sistemi kullanılmaktadır. Kısaca açık-  
layacak olursak, hafif yük koşulları altında ekzost gazla-  
rının tamamı türbinden geçmektedir, fakat tam yük veya bazı  
ağır yüklü çalışma koşulları altında ekzost gazlarının bir  
kısmı türbinden geçmeden ekzost sisteminden çıkıp gitmek  
suretiyle turboşarjın arzu edilen sür'atle çalışması temin  
edilmektedir.

Basınç oranı kontrol sisteminin detaylı olarak ça-  
lışması şöyledir: Basınç oranı kontrol sistemi ;motorun  
normal çalışma hızları boyunca turboşarj giriş havası ba-  
sıncı (8) ile turboşarj kompresör çıkış basıncı (10) ara-  
sında arzu edilen oranı muhafaza etmek için hava basıncı  
ile çalışan bir basınç oranı kontrol regülatörü (2) kul-  
lanılır. Bu kontrol mekanizması, turboşarj kompresörünün

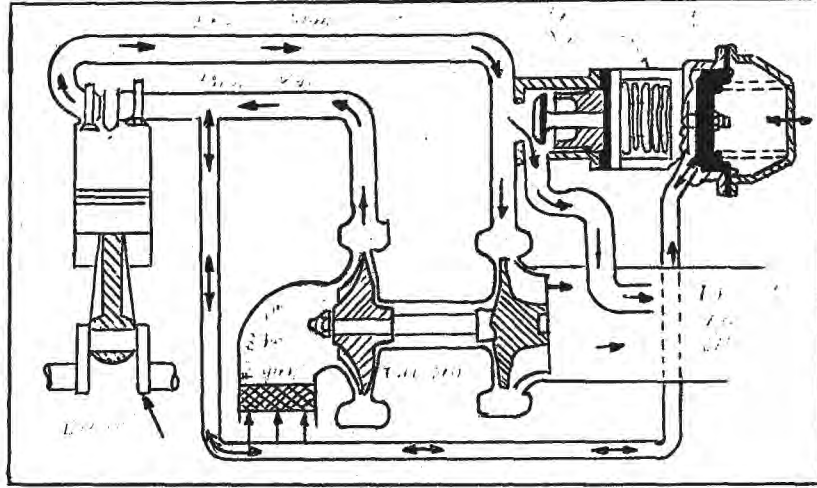
sında arzu edilen oranı muhafaza etmek için hava basıncı ile çalışan bir basınç oranı kontrol regülatörü (2) kullanılır. Bu kontrol mekanizması, turboşarj kompresörünün azami hızını kontrol eden turboşarj türbininden geçen ekzost gazlarının hacmini sınırlandırmak suretiyle oranı muhafaza eder. Turboşarjı yavaşlatmak ve turboşarjın yardımını azaltmak için ekzost gazları turboşarjın çevresine yöneltilir ve ekzost baypas borusundan (3) ekzost dirseğine (5) gönderilir.

Baypas valfi (7) KAPALI iken, bütün ekzost gazları (9) turboşarj türbinine (1) gönderilir. Ve turboşarjın hızı yükselerek turboşarj kompresör çıkış havasının basıncının regülatör kanallarında (resimde koyu renkte gösterilmiştir.) ve emme manifoldunda yükselmesine sebep olur. Bu halik hareketlerde veya hafif yada yüksüz durumdan yüklü duruma ani geçişlerde meydana gelir. Basınç oranı, düşük bir değerden bu yük şartına uygun azami degere yükselir. Basınç oranı (yani, turboşarj kompresörü çıkış basıncı (10) ile turboşarj kompresörü giriş basıncı (8) arasındaki oran) önceden tesbit edilmiş olan azami degere ulaşıncaya diyafram (B) sola doğru hareket edip valfin (13) yuvasından ayrılmasını sağlar. Valfin (13) açılması ile, (A) hücrendeki basıncın turboşarj giriş basıncına düşmesine sebep olur. (A) hücrendeki basınç şimdi (C) diyaframının arkasındaki basınçtan düşük olduğundan, baypas valfi **AÇILIR** ve ekzost gazlarının bir kısmı turboşarj türbinini (1) baypas ederek dışarı çıkar.

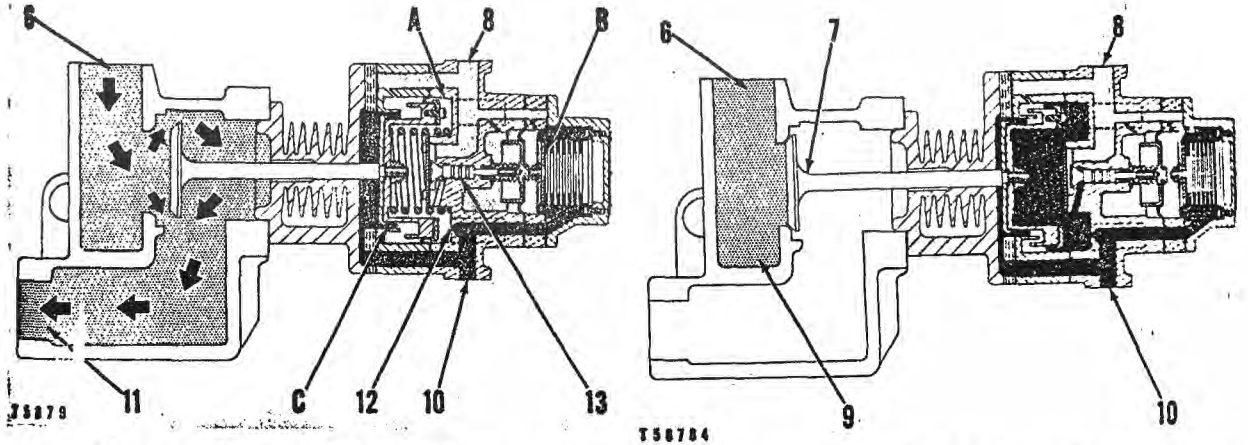
Ekzost gazlarının bir kısmı turboşarjı baypas ettiğinde, türbinin hızı, arzu edilen azami basınç oranını muhafaza edecek şekilde istikrar kazanmış olur. Motor üzerindeki yük azaldığında, ekzost gazlarının hacmi, türbin hızının düşmesine sebep olacak şekilde azalır. Dolayısıyla kompresör çıkış basıncının (10) düşmesine ve valfin (13) kapanmasına sebep olur. Valf (15) kapandığında, (A) hücrendeki basınç delik (12) vasıtasıyla turboşarj çıkış basıncına (10) eşitlenir ve yayın baypas valfini (17) kapamasını sağlar.

Kontrol sistemi ile ilgili şekil ve resimler aşağıda gösterilmiştir.

Aşağıda BASINÇ ORANI KONTROL TERTİBATI ile ilgili resim ve şemalar görülmektedir.



Şekil:77. Basınç oranı kontrol tertibatı.



BASINÇ ORANI REGÜLATÖRÜNÜN ÇALIŞMA ŞEKLİ  
(BAYPAS VALFİ AÇIK)

6- Egzost manifoldundan, 8- Basınçlı hava borusu (türboçarcer kompresörü girişi), 10- Basınçlı hava borusu (türboçarcer kompresörü çıkışı), 11- Egzost borusuna 12- Delik, 13- Valf, A- Hücre, B- Diyafram, C-Di-sörü çıkışı

BASINÇ ORANI REGÜLATÖRÜNÜN ÇALIŞMA ŞEKLİ  
(BAYPAS VALFİ KAPALI)

6- Egzost manifoldundan, 7- Baypas valfi, 8- Basınçlı hava borusu bağlantısı (türboçarcer kompresörü girişi), 9- Egzost gazları, 10- Basınçlı hava borusu bağlantısı (türboçarcer kompresörü çıkışı)

Şekil:78. Basınç oranı regülâtörünün çalışma şekli.(Baypas valfi açık ve baypas valfi kapalı)

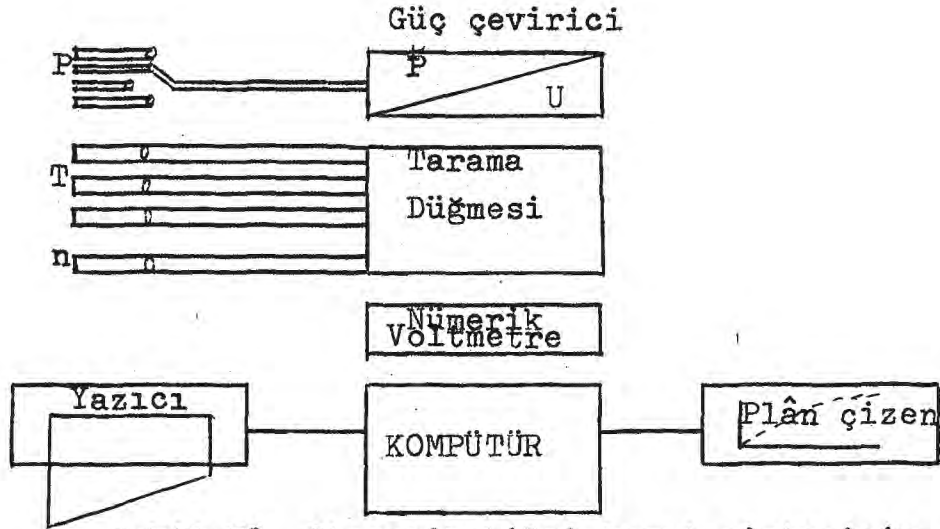
Turboşarj gruplarının motordan tamamen ayrı özel bir konstrüksiyona sahip olduğunu ve motora termik olarak bağlı bulunduğunu daha önce ifade etmiştik. Ayrıca turboşarj gruplarının dünyada birçok firma tarafından seriler halinde üretilmekte olduklarını belirtmiştik.

İmalatçı firmalar dünyanın birçok ülkesine yaydıkları servis istasyonları vasıtasıyla günümüzde, bu turboşarj gruplarını önceden doğal emişli olarak üretilmiş olan motorlara da takmaktadırlar. Bu çalışmalardan başarılı sonuçlar da alınmaktadır. Ancak bu uygulamaların geçici olduğunu, motor-turboşarj uyumunun motor üretim merkezlerinde gerçekleştirilmesinin her bakımdan daha ekonomik olabileceğini söyleyebiliriz. Nitekim iş makinalarında genellikle turboşarj gruplarının, mekanik aşırı doldurma sistemleri ile birlikte kullanıldıklarını görmekteyiz. Ayrıca havacılıkta, denizcilikte ve demiryolu taşımacılığında da büyük turboşarj gruplarının oldukça iyi sonuçlar vererek motor güçlerinin arttırılması ve diğer üstünlükleri sağlaması amacıyla kullanıldıklarını da biliyoruz.

Özellikle kara taşıtlarına sonradan takılan turboşarj grupları motorda bazı tadilatları da gerektirmektedir. Bu nedenle aracın kullanım alanı ve benzeri şartları göz önüne alarak turboşarjın takılıp takılmamasına karar verilmelidir.

Turboşarjın sağlayacağı faydaları gerçekleştirebilecek olan bir motora turboşarj takılması için verilecek karardan sonra izlenecek yollar tespit edilir. Gerekli hesaplar yapılarak, alınacak turboşarj grubuna göre motorun ilgili kısımları dizayn edilir.

Bu uydurma işlemi herşeye rağmen bir deneme yanılma, geriye dönüp yeniden hesaplama ve en uygunu bulma işlemidir. Bu, turboşarj-motor uyumunu sağlama işlemi sırasında bazı test merkezlerinde elde edilen deney sonuçlarından yararlanılmaktadır. Otomatik bilgi toplama, değerlendirme ve kayıt sistemleri ile test merkezlerinde turboşarjlar çeşitli deneylere tabi tutulurlar. Aşağıda örnek bir bilgi kayıt sisteminin şematik resmi görülmektedir.



Şekil:79. Otomatik bilgi kayıt sisteminin şematik resmi.<sup>34</sup>

Test merkezlerinde edinilen bilgiler, kompütürler vasıtasıyla diyagram şeklindeki verilere dönüştürülür. İşte bu diyagramlar turboşarj gruplarının türbin ve kompresör kısımlarına ait karakteristikleri içerirler. Bu karakteristiklerden bazıları şunlardır:

- Kompresör giriş ve çıkış sıcaklıkları.
- Türbin giriş ve çıkış sıcaklıkları.
- Kompresör giriş ve çıkış basınçları.
- Türbin giriş ve çıkış basınçları.
- Kompresörden geçen havanın kütleli debisi.
- Türbinden geçen ekzost gazı kütleli debisi.
- Turboşarj devir sayıları, çevresel hızlar.
- Türbin ve kompresör verimleri vs.

Test merkezlerinde karakteristik değerler tespit edilirken deneyler çok kere, turboşarj hasara uğrayıncaya hatta parçalanıncaya kadar sürdürülür.

Motorların karakteristik değerleri imalatçı firma tarafından tespit edilmiştir. Böylece, turboşarj ve motor karakteristikleri yardımıyla, motor-turboşarj uyumu sağlanabilir.

Aşağıda, turboşarj gruplarını seriler halinde üreten firmaların kompütürlerle test merkezlerinde tespit ettikleri bazı karakteristik değerler görülmektedir.

## 11.1. TURBOŞARJ-MOTOR UYUM HESAPLARI:

Turboşarjlı motora uydurmanın birkaç metodu vardır. Tipik kompresör karakteristikleri Şekil: .de gösterilmiştir.

Kompresör çıkış gücü ifadesine,  $\dot{W}_C$ : Kompresör verimini de ekleyecek olursak, kompresör gücü:

$$\dot{W}_C = \frac{\dot{m}_C C_p}{\eta_C} (T_{02s} - T_{01})$$

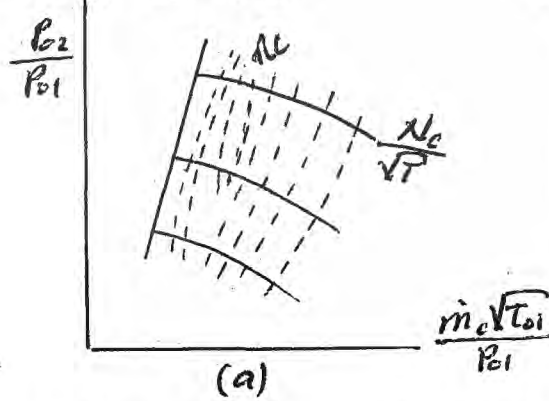
olur. Bu ifade  $C_p$ , yok edilerek şöyle düzenlenebilir.

$$\dot{W}_C = \dot{m}_C \frac{k}{k-1} R \frac{T_{01}}{\eta_C} \left( (P_{02}/P_{01})^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad \text{veya:}$$

$$\frac{\dot{W}_C}{P_{01} \sqrt{T_{01}}} = \frac{1}{\eta_C} \left( \frac{\dot{m}_C \sqrt{T_{01}}}{P_{01}} \right) \cdot \left( (P_{02}/P_{01})^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \left( \frac{kR}{k-1} \right) \dots (1.13)$$

$(P_{02}/P_{01})$ 'e karşı  $\frac{\dot{W}_C}{P_{01} \sqrt{T_{01}}}$  'in eğrisi aşağıdaki şekilde gösterilmiştir. Türbin gücü ise:

$$\dot{W}_T = \eta_T \dot{m}_T C_p (T_{03} - T_{04s})$$



Şekil:80. Kompresör karakteristikleri.

Türbin gücünü:

$$\dot{W}_T = \eta_T \dot{m}_T C_p T_{03} \left( 1 - (P_{04}/P_{03})^{\frac{k-1}{k}} \right) \quad \text{veya,}$$

$$\frac{\dot{W}_T}{\dot{m}_T T_{03}} = \eta_T C_p \left( 1 - (P_{04}/P_{03})^{\frac{k-1}{k}} \right) \quad (1.14)$$

Türbin karakteristikleri genel olarak aşağıdaki şekilde verilmiştir. Bu diyagramda görülen  $U/C_{TS}$  kanat hız oranı da şu şekilde hesaplanabilir:

$$\frac{U}{C_{TS}} = \frac{\pi D N_T}{(2C_p (T_{03} - T_{04s}))^{1/2}} = \frac{\pi D N_T}{(2C_p T_{03} (1 - (P_{04}/P_{03})^{1/\gamma}))^{1/2}}$$

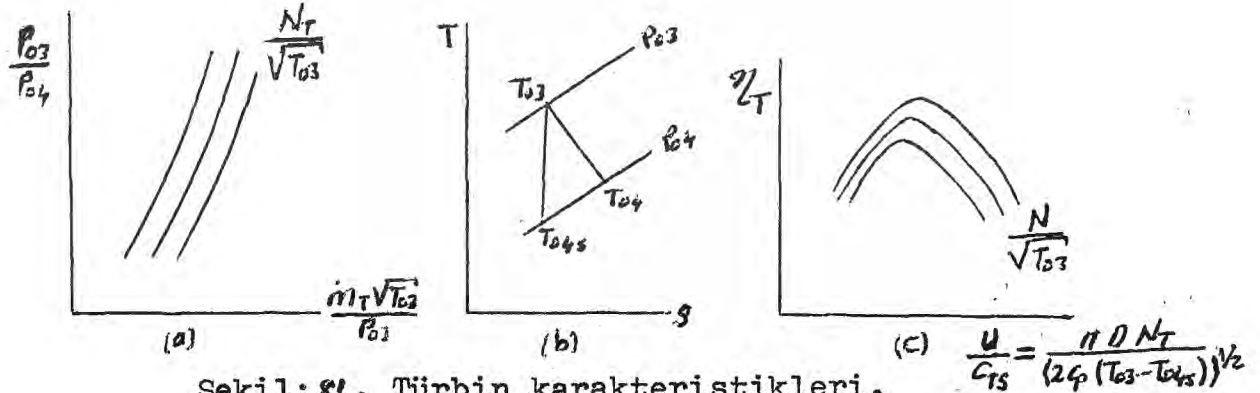
$$\frac{U}{C_{TS}} = \frac{\pi D}{(2C_p)^{1/2}} \cdot \frac{N_T / \sqrt{T_{03}}}{(1 - (P_{04}/P_{03})^{1/\gamma})^{1/2}} \quad (1.15)$$

Burada "D" Rotor çapıdır.

Türbin için kütle akış parametresi şu şekilde tarif edilmiştir:

$$\frac{\dot{m}_T \sqrt{T_{03}}}{P_{04}} = \frac{\dot{m}_T \sqrt{T_{03}}}{P_{03}} \cdot \frac{P_{03}}{P_{04}} \quad (1.16)$$

ve Şekil:80. (a) basınç/kütle akış karakteristikleri Şekil 82.(e)'de gösterilen şekle dönüştürülmüştür. Türbin işi parametresi (1.14 denklemi) Şekil:82.(e) basınç/kütle akış eğrileri üzerinde değerlendirilmiştir. Ve Şekil:84.(c) verim eğrisi (1.15) ifadesi içinde verilerek eğriler Şekil: 82 (f) de gösterilmiştir.



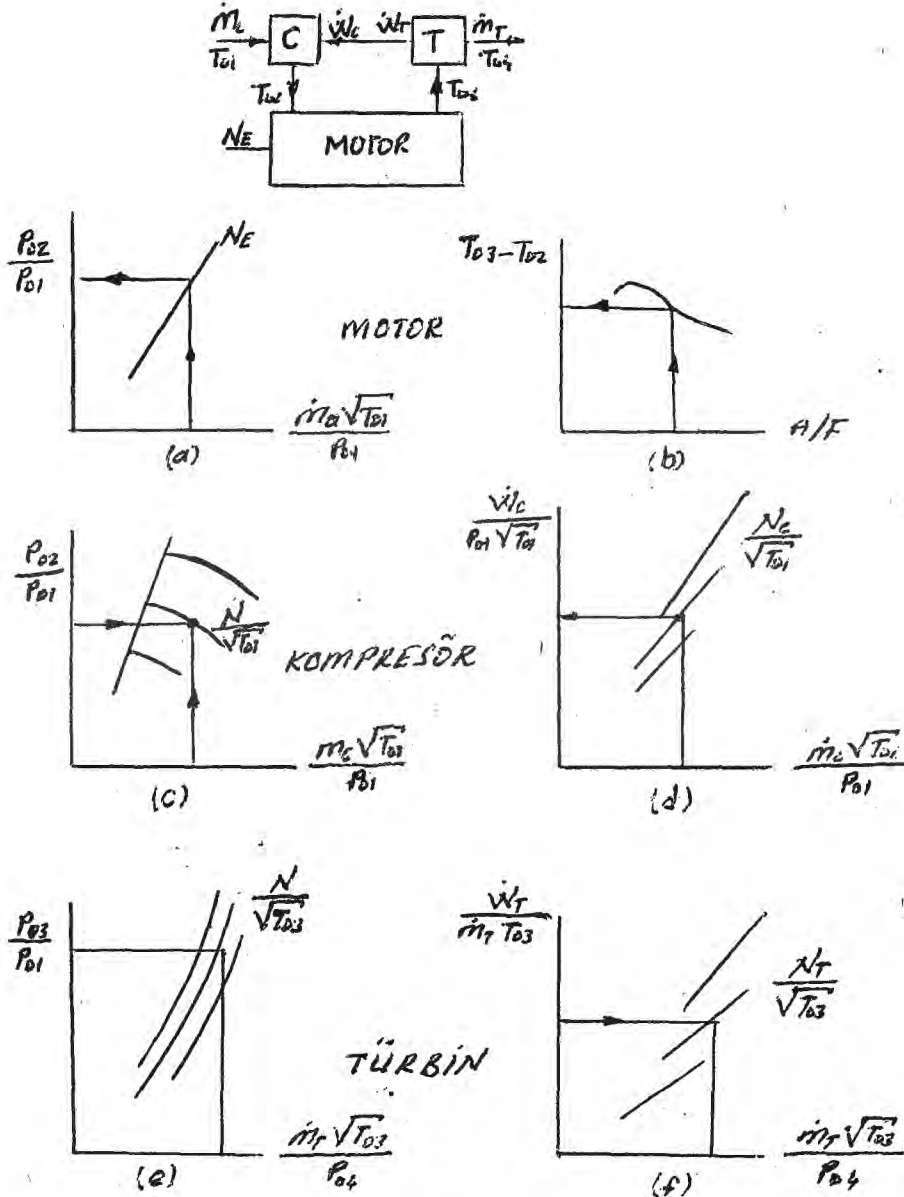
Şekil:81. Türbin karakteristikleri.

Uydurma işlemi bir deneme yanılma hesabıdır. Bu nedenle bu uydurma işlemine Örneğin: Arttırılabilecek olan bir basınç oranı ( $P_{02}/P_{01}$ ) ile başlanabilir. 40% lık bir aşırı doldurma söz konusu olduğunu varsayalım. Bu durumda ( $P_{02}/P_{01}$ ) = (1,4/1) = 1,4 alınarak işe başlanabilir. Bundan sonra ise Şekil:82. (a) dan hava akış miktarına karar verilebilir. Ya da önce  $\dot{m}_a$ : Hava akış miktarı tespit edilip, aynı diyagramdan basınç oranı bulunur. Her iki durumda da hava/yakıt oranı, yakıt miktarının bulunması ile saptanır. Motor silindirine girecek olan havanın kütledebisi belli olduktan sonra, bu hava miktarı ile tam bir yanma sağlayacak olan yakıt miktarı motorların termodinamik

hesapları sırasında saptanmıştır.

$$(A/F) = m_a/m_f \quad (1.17)$$

Hava/yakıt oranından sıcaklık yükselmesi ( $T_{03}-T_{02}$ ) tayin edilir. Şekil:82.(b), Şekil:48'den sıcaklık yükselmesi bulunabileceği gibiverilmiş bir motor için de (1.6) denkleminde hesaplanabilir.



Şekil:82. Motor-Turboşarj uyum grafikleri.

Kompresör debisi  $\dot{m}_C = \dot{m}_a$  dir. Ve basınç artışı da bilindiğine göre Şekil:82.(c) den böylece kompresör devri tespit edilebilir. Şekil:82.(d) den de daha sonra  $\dot{W}_C$  kompresör gücü kararlaştırılabilir.

Daha önce de üzerinde durulan akışın sabit olmayan karakterinden dolayı ortalama türbin verimi  $\eta_{TA}$  Şekil: 81 (c)'de verilen değerden farklı olacaktır. Eğer aradaki bağıntıyı "PF" faktörü ile ifade edecek olursak bu durumda:

$$\eta_{TA} = PF \cdot \eta_T \quad (1.18)$$

Türbin işi de şöyle olur:

$$\dot{W}_T = \eta_{TA} \eta_m \dot{W}_C \quad (1.19)$$

Burada  $\eta_m$ : Turboşarjın mekânîk verimidir. Şimdi de:

$$\dot{m}_T = \dot{m}_a + \dot{m}_f$$

$$T_{03} = T_{02} + (T_{03} - T_{02})$$

$$N_T = N_C, \quad \text{şeklinde ifade edebiliriz.}$$

Buradan türbin için kütle akış parametresi ( $\dot{m}_T T_{03}/P_{04}$ ) Şekil: 82.(f) karakteristiklerinden tespit edilebilir. Bunun için türbin ekzost basıncı  $P_{04}$  şöyledir.

$$P_{04} = \left( \frac{P_{04}}{\dot{m}_T \sqrt{T_{03}}} \right) \dot{m}_T \sqrt{T_{03}} \quad (1.20)$$

Bu ( $P_{04}$ ) basıncı türbin ekzostundan karşı konulan  $P_b$  basıncına eşdeğerdir. Eğer  $P_b = P_{04}$  olursa bu durumda uyum sağlanmış olur. Şayet  $P_b \neq P_{04}$  ise bu durumda ya başka bir kütle akış miktarı  $\dot{m}_a$  seçmeli ya da ( $P_{02}/P_{01}$ ) basınç artışını değiştirmelidir. Bu iki parametreden birisinde yapılacak değişiklikten sonra yukarıdaki hesaplamaları tekrarlayarak  $P_b = P_{04}$  şartını sağlamaya çalışmalıdır.

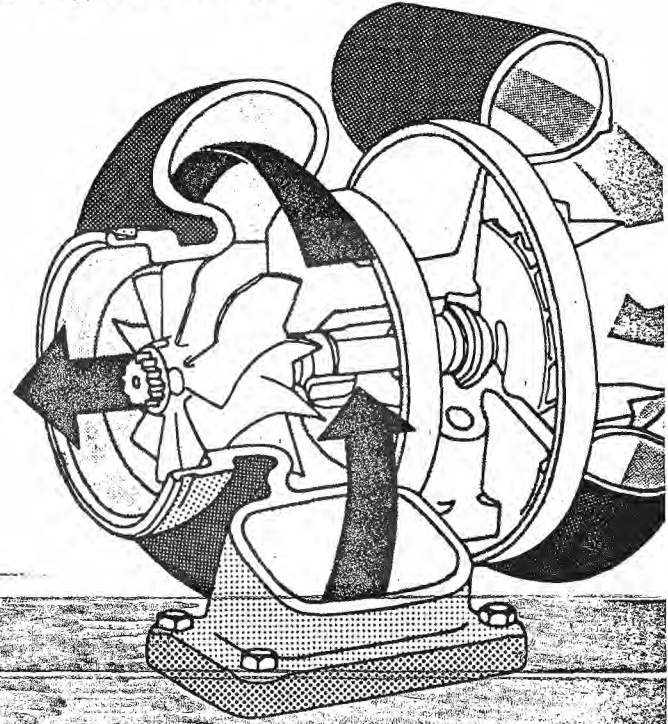
Empülsiyon (şok) faktörü (Pulse Factor) PF, ekzost sistemi dizaynine bağlıdır. Ayrıca uygun bir valfin seçimi de test neticelerinde elde edilen bilgilere bağlıdır.

Turboşarjların motorlara uydurulması için diğer usuller, sabit olmayan akışlar için izin verilen, gaz değişim işleminin ayrıntılı olarak hesaplanmasına dayanır.

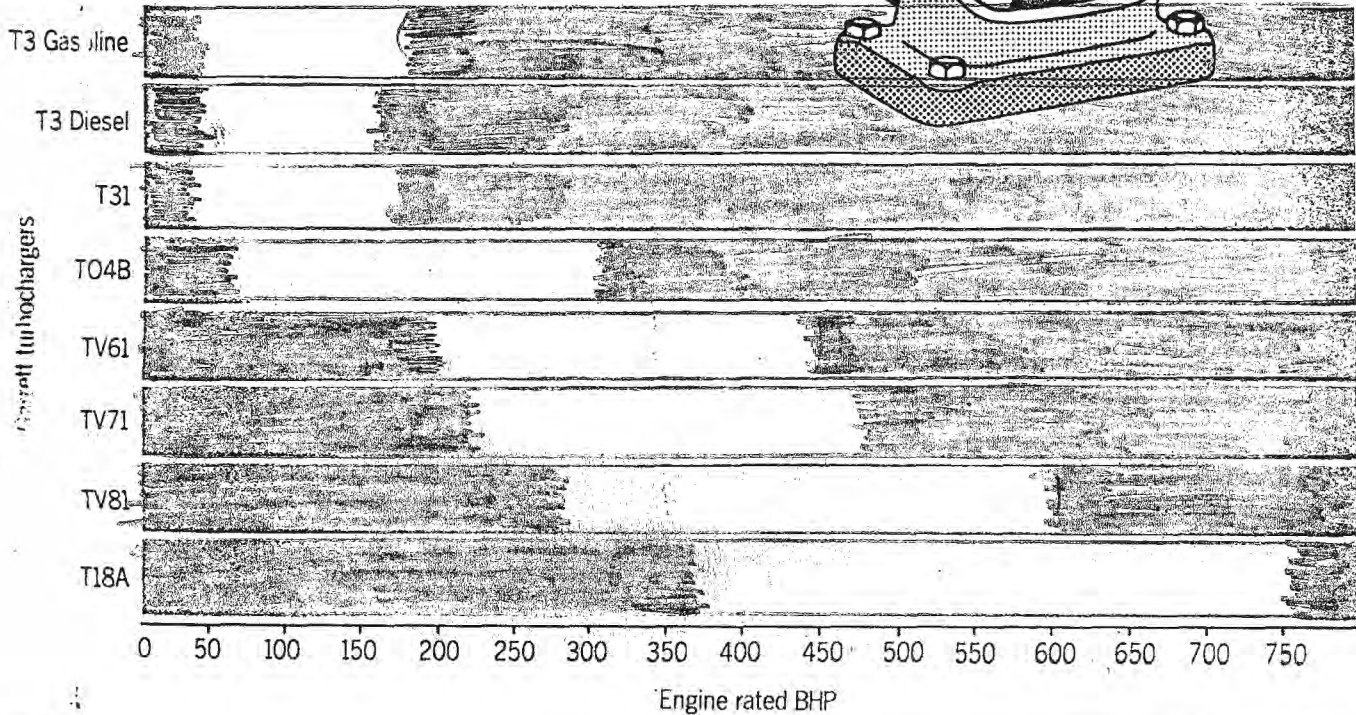
## 11.2. BAZI TURBOŞARJ GRUPLARININ KARAKTERİSTİK DEĞERLERİ

Dünyada, ufak güçlü motorlar için seri halde birçok turboşarj grupları üretilmektedir. Motor-Turboşarj uyumunun daha iyi anlaşılması için bu turboşarj gruplarını üreten firmaların test merkezlerinde tespit ettikleri karakteristik değerlerden bazı örnekler vereceğiz.

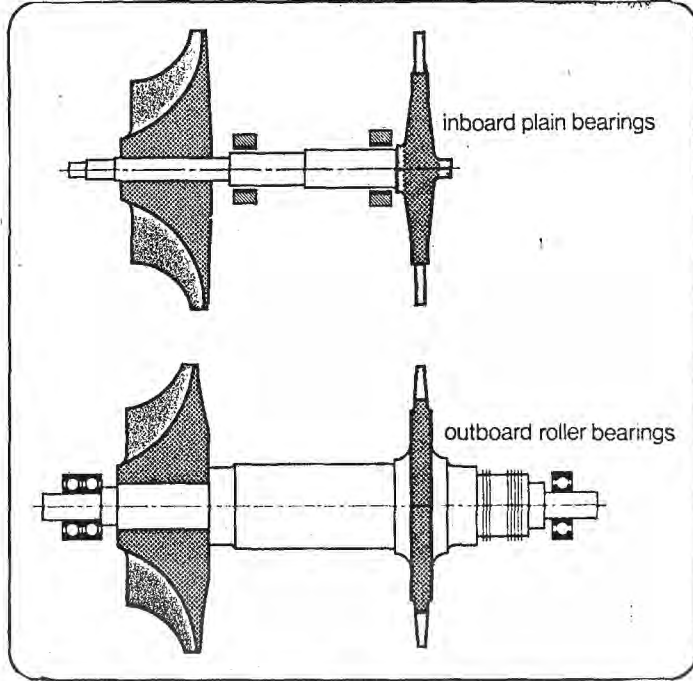
Aşağıda Garrett firmasının ürettiği turboşarjlardan bazılarının hangi güçteki motorlar için uygun oldukları görülmektedir. Bu değerler en uygunu bulabilme için yapılacak olan deneme yanılma hesaplarına ışık tutması bakımından önemlidir.



TABLO: 10



Turboşarj grubunun mili merkezi muhafaza tarafından veya uç kısımlarından yataklanır. Şekil:83.



Şekil:83. Turboşarj milinin içten ve uçlarından yataklanması.

Dolayısıyla mil muylu yataklarının yağlanması gerekecektir. Türbin çarkı ile akuple çalışan kompresör fanının devirleri çok yüksek olduğundan yataklar yüzer tip özel yataklar olup, yağlanmaları çok büyük önem arzeder.

Motor yağı merkez muhafazasındaki kanallardan ve basınçla pompalanır. Yağ muylu yataklarına ve baskı bilyalarına merkezi muhafazadaki kanallar vasıtasıyla basılır. daha sonra genellikle motorun yağlama sistemi ile yataklara basılan basınçlı yağ, yer çekimi kuvvetiyle motor karterine döner.

Turboşarj milinin türbin tarafında yağ sızıntısına engel olmak için bası konstrüksiyonlarda bir yağ savurma sacı kullanılmıştır. Kompresör tarafında ise piston segmanı tipi bir keçe ile spiral kanal kullanılmıştır. Bazı konstrüksiyonlarda ise yağın sızması hem kompresörden hem de türbinden merkezi muhafazanın iki tarafında da konulan keçeler ile önlenmiştir. Yataklar ve baskı bilya-

larını yağlayan yağların türbin ve kompresör kısımlarına sızması genel olarak sızdırmazlık elemanları yardımıyla önlenmektedir denilebilir. baskı bileziği üzerinde bulunan radyal delikler de yağın santrifuj tesir ile yatak muhafazasına geri gitmesini sağlamaktadır.

Turboşarja gelen yağın görevlerini şöyle sıralayabiliriz.

1. Yatakları yağlamak (Turboşarj yatakları yağ yastıkları üzerinde çalışmaktadır.)
2. Turboşarj grubunun soğumasını sağlamak.
3. Turboşarjda titreşimleri yok ederek sarsıntısız bir çalışma sağlamak.

Genellikle yağın 20 mikronluk yağ filitrelerinden geçmesi arzu edilir. Motrun kendi yağ filitresi 20 mikronluk değilse 20 mikronluk tam akışlı, yardımcı bir filtre kullanılabilir. Yardımcı filtre pislikle dolduğu zaman yağ akışının durmasını önlemek için, bu filitrelerde baypas valfleri bulunmalıdır.

Turboşarjın yağ girişindeki yağın basıncının da yüksek olması gerekir. Örneğin, Mercedes OM-352A motorlarında kullanılan T-04B27 turboşarjı için düşük rölantide 10 Psi (0,7 Kg/cm<sup>2</sup>) olması gerekirken; asgari tam devir yağ basıncı turboşarj girişinde 20 Psi (1,4 Kg/cm<sup>2</sup>) olmaktadır. Buna bağlı olarak söz konusu turboşarjın yağ ikmal borusunun minimum iç çapı 1/4" (6,3mm) (Normal ısı şartlarında) iken, düşük ısı şartlarında yağ giriş borusu iç çapı 3/8" (9,5mm) olması istenmektedir. Buna karşılık tüm çalışma şartlarında turboşarjdaki yağ, kendi ağırlığı ile tahliye olduğundan, yağ tahliye borusunun iç çapı en az 3/4" (19mm) olması gerekmektedir.

#### 12.1. TURBOŞARJ IN BAKIMI:

##### A) Yapılması gerekenler:

1. Motor yağı ve yağ filitresi elemanı mutlaka zamanında değiştirilmelidir.
2. Motorda tavsiye edilen yağ kullanılmalıdır.
3. Hava filitresine zamanında bakım yapılmalıdır. Filtre elemanı, zamanında değiştirilmelidir.
4. Turboşarj arıza yaptığında nedeni mutlaka araştırılmalıdır.

B) Yapılmaması gerekenler:

1. Turboşarj yataklarının yağsız kalmaması için motoru stop ederken, gaz vererek stop etmemelidir.
2. Soğuk motorda, motor harareti normal ısısına gelmeden önce motora tam gaz verilmemelidir.
3. Motor güç altında ve yüksek hızda, ısınmış ise ısı, rolantide normale indikten sonra motor stop edilmez.

## 12.2. TEMİZLİK VE MUAYENE:

Bütün dönen parçalar belirli periyotlarda tutukluk kusur veya birbirine sürtünme bakımından muayene edilmelidir. Hatalı görülen elemanlar değiştirilmelidir.

Kompresör fanı ve türbin çarkından başka tüm elemanlar temizleyici bir mayi içinde yıkanıp iyice kurutulmalıdır. Türbin muhafazasındaki karbon vs. birikintiler bir tel fırça ile temizlenmelidir.

Türbin veya kompresör çarkı üzerindeki karbon vs. birikintileri ufak parçalar halinde kopacak kadar çok birikmemiş olduğu taktirde türbin ve kompresörün temizlenmesine gerek yoktur. Türbin ve kompresör üzerindeki birikintiler yer yer kopmamış ise döner tertibatın balansı bozulmamıştır. Bununla beraber türbin üzerindeki büyük karbon birikintilerinin, türbinin üzerinde kalmasına izin verilecek olursa bunlar zamanla kopacak veya yanacak olduğu için türbin, mil ve fanın bozulmasına sebebiyet verilmiş olur.

Turboşarj tamamen dağıtılıp fan çıkarılmış ise karbon birikintisi çok olmasa bile türbin üzerindeki karbonun bir kısmı giderilmiş olabilir. Giderilen bu karbon gözle fark edilmeyecek kadar az olsa bile türbinin iyice temizlenmesini gerektirir.

Karbon birikintisinin iyice eritilebilmesi için türbinin kuvvetli bir temizlik sıvısı ile temizlenmesi gerekir. Karbon birikintisinin yumuşatılması için türbinin kuvvetli temizlik sıvısı içinde ne kadar bekletileceği karbon birikintisinin miktarına ve cinsine bağlıdır. Karbon birikintisi çok sert ise bir saat veya daha fazla

temizlik sıvısı içinde bekletmek gerekir. Yumuşayan karbon, sert bir fırça veya özel şekilde hazırlanmış bir tahta parçası ile temizlenmeli ve gerektiği takdirde bu işlem tekrar edilmelidir. Karbon birikintisi yumuşak kurumdan oluşmuş ise bunun, temizlik sıvısına batırılarak, sert bir fırça ile temizlenip temiz su ile çalkalanması yeterlidir.

Çok kuvvetli temizlik sıvısı sızdırmazlık halkalarına zarar verebileceği için sıvının yalnız türbine sürülmesine dikkat edilmelidir. Bu temizliği yapan kimselerin koruyucu eldiven giymeleri gerekir. Balansın korunabilmesi için türbinin iyice temizlenmesi icabeder.

Türbinin kanat uçları çok hafif bir şekilde eğilmiş ise bunlar bir bez ile birlikte kullanılacak takım ile düzeltilebilir. Kanatlar çok eğilmiş ise, bu durumda turboşarj komple hasara uğrayabileceğinden döner tertibat değiştirilmelidir.

Fanın temizlenmesi gerektiğinde küçük bir kıl fırça kullanılmalıdır. Veya birikintiler çok ve kaınca ise bunları yumuşak bir tahta parçası ile temizlemelidir. Daha sonra da, fan kanatları üzerinde kalan tüm birikintileri temizlemek için liflenmeyen cinsten temiz bir bezi temizleyici sıvı içine batırarak temizlemelidir. Bu temizlik için çamaşır sabunu ile sıcak su da kullanılabilir. Hiçbir zaman sert fırça kullanılmamalıdır. Yatakların arıza yapmaması için kompresör fanının iyice temizlenmesi önemlidir.

Turboşarj grubu iyice temizlenip, dikkatli bir şekilde dağıtılıp toplanmış olursa çalışma ömrünün uzamasına yardım edilmiş olur. Turboşarj bir yerde uzun zaman bekletilecek veya bir yerden başka bir yere gönderilecek ise tüm yağ ve hava deliklerinin uygun bir şekilde iyice kapatılması, kuru ve temiz bir yerde korunması unutulmamalıdır.

Bu anlattıklarımız daha çok küçük turboşarj gruplarına uygulanan temizlik ve bakım yöntemleridir. Şüphesiz imalatçı firmalar kendi turboşarjlarına ait temizlik, bakım ve benzeri talimatları broşürler halinde kullanıcıya ulaştırmaktadırlar.

13. TURBOŞARJ ARIZALARI:

Bu konudaki incelemelere geçmeden şunu ifade etmek yerinde olacaktır. Bu bilgiler tüm turboşarj gruplarının arızalarını içeremez, ancak bu konuda bir ön bilgi vermesi bakımından ilginçtir.

Turboşarj grubunun yalnız olarak aşırı doldurma işlevini gerçekleştirmesi halinde, motora termik olarak bağlı bulunduğunu daha önce ifade etmiştik. Bu nedenle grubun tamamen hasara uğraması halinde bile motorda herhangi bir hasar söz konusu değildir. Ancak turboşarjın arızalı çalışması motor performanslarını etkiler ve beklenen faydalar elde edilemediği gibi düşük performanslara da neden olur.

Aşağıdaki tabloda çalışmakta olan bir motor ve turboşarj grubundaki arızaların bulunmasına yardımcı olabilecek bilgiler yer almaktadır.

TABLO: 11<sup>36</sup>

ARIZA:	NEDENİ:	GIDERİLMESİ:
GURULULU ÇALIŞMA VEYA TITREŞİM	Rulmanlar Yağlanmıyor..	-Gerekli yağ basıncı sağlanmalı -Yağ borusu temizlenmeli veya değiştirilmelidir. -Arıza devam ediyorsa turboşarjı revizyona tabi tutmalıdır.
	Motor emme veya ekzost manifoldun- da sızıntı var.	-Gevşek bağlantılar sıkılmalıdır. -Gerekirse manifold contaları değiştirilmelidir.
MOTOR AYARLANMIŞ GÜCÜ VERMİYOR	Motor arızaları.	-Motor tamir kitabına bakın.
	Manifold sis.tıkalı	-Bütün borular temizlenmelidir.
	Komp.çarkı veya türbine yabancı mad- deler dolmuş.	-Sökülüp temizlenmelidir.
	Kompresörde aşırı derecede pislik bi- rikmiş.	-Komp.tamamen temizlenmelidir. -Hava filitresi temizlenmelidir. -Hava sızıntısı kontrol edilmeli.
	Motor emme veya ekzost manifoldunda sızıntı var.	-Gevşek bağlantıları sıkılmalıdır. -Gerekliyse manifold contalarını değiştirmelidir.
	Dönen tertibatın rulmanı sıkışmış.	-Turboşarj revizyona tabi tutulmalıdır.

Sonuç olarak denilebilir ki; turboşarj arızalarına yağlama şartları, rotordaki dengesizlikler, sızdırmazlık elemanları ve kurum birikintileri gibi faktörler neden olmaktadır. Ara soğutuculu çok kademeli büyük turboşarj gruplarında arızaya neden olan çok daha fazla neden vardır.

1. Diploma Projesi 731-A.Ü. Eskişehir 1977
2. BYJCE Suavi-Gaz Türbini Testleri-Cilt:2, Sf:229-Sa-  
harya DİWA Yayınları:2-İst. 1977
3. " " " " " " "
4. Motorlar ders notları-A.Ü. 1980 " " "
5. Mercedes-Benz Orta Hizmet Yarı Burunlu Araç Kullanma  
Talinata Sf:104
6. Makina El KİTABI-Cilt:1, Sf:406-YSE Ofset-Ank. 1976
7. J.J. Neff and N.A. Weil-A New Family Of Compact Cummins  
Turbochargers Sf:117-1966-1967
8. Mercedes-Benz Orta Hizmet Yarı Burunlu Araçlar Kullan-  
ma Talimatı Sf:103
9. Motorlar ders notları-A.Ü. 1980
10. SEZGEN H.-Internal Combustion Engine Design Sf:14  
Ankara 1975
11. Motorlar ders notları-A.Ü. 1980
12. SEZGEN H.-Internal Combustion Engine Design Sf:137  
Ankara 1975
13. ÖZ I. Hakkı-Motorlar Cilt:1, Sf:177-İst. 1976
14. Motorlar ders notları-A.Ü. 1980
15. " " " "
16. " " " "
17. SAĞÇINIL Dehşet-Pistonlu Motorlar, Cilt:1, Sf:112-İst. 1981
18. SEZGEN H.-Internal Combustion Engine Design Sf:23  
Ankara 1975
19. Garrett-Turboçarj Bakım Talimatı
20. SAĞÇINIL Dehşet-Pistonlu Motorlar, Cilt:1, Sf:187-İst. 1981
21. " " " "
22. Diploma Projesi 733-A.Ü. Sf:46-Esk. 1977 Sf:188 "
23. " " " Sf:37 "
24. " " " Sf:22 "
25. " " " Sf:48 "
26. BENSON R., W.D.N.-Internal Com. Eng. Cilt:1, Sf:344 Londra 1979
27. AYBERS Nejat-Mühendislik Termodinamiğinin Esasları
28. BYJCE Suavi-Gaz Tür? TSE. Cilt:2, Sf:237-İst. 1977
29. Garrett-Turboçarj Bakım Talimatı
30. Turbo Charger Union (TCU) Katalogları
31. Garrett-Turboçarj Bakım Talimatı
32. Caterpillar Diesel Motor Tamir Kitabı-Model 343, Sf:91  
Karayolları Yayını-Ankara 1973
33. BENSON R., W.D.N.-Internal Combustion Engines Cilt:1  
Sf:392 Londra 1979
34. N.A.N. Turboçarj Katalogu-Şiş 13, 1982
35. Garrett- Turboçarj Bakım Katalogu
36. " " " "