

BİRSEN KİTABEVİ YAYINLARI

26 — Yüksek Matematik Cilt I-II, Prof. Emin ALTAN	35.—
27 — Elemanter İhtimaller Hesabı, Cevdet CERİT	9.25
28 — Şantiye Tekniği, Prof. A. Fuat BERKMAN	50.—
29 — Yapı Elemanları, Prof. A. Fuat BERKMAN	30.—
30 — Yapı İşletmesi İdaresi, Prof. A. Fuat BERKMAN	30.—
31 — Betonarme Hesap Esasları, Prof. A. Fuat BERKMAN	60.—
32 — Adım Adım Mimarlık, Prof. Faruk SIRMALI	25.—
33 — Motorlu Taşıtlar, Prof. Mesut TOGAR	45.—
34 — Takım Tezgâhları, Oktay BODUR	50.—
35 — Buhar Kazanları Isıl Hesapları, Prof. Dr. Kemal ONAT	30.—
36 — Buhar Kazanları Mukavemet, Prof. Dr. Kemal ONAT	10.—
37 — Buhar Kazanları Yardımcı Levhalar, Prof. Dr. Kemal ONAT	12.50



BİRSEN KİTABEVİ YAYINLARI

$$\begin{aligned} & \text{D} / \text{A} = \text{---} \\ & \text{A} = \frac{\text{D}^2}{2} \cdot \pi \end{aligned}$$

MOTORLAR



BİRSEN KİTABEVİ YAYINLARI

MOTORLAR

Cild I

TERMODİNAMİK ESASLAR

Yazan :

Prof. Dr. İ. Hakkı ÖZ

İ.T.Ü.

Makina Fakültesi Öğr. Üyesi

ARPAZ MATBAACILIK

İSTANBUL

1976

İçindekiler

Sahife

1 — Motor tipleri ve çalışma prensipleri.

1—1. Terim ve tarifler	1
1—2. Dört zamanlı motor	3
1—3. İki zamanlı motor	4
1—4. Otto ve Diesel motorları	6
1—5. Motorlarda yük ayarı	7
1—6. Konstrüksiyon çeşitleri	10
1—6.1. Silindirlerin yerleştiriliş tarzına göre	10
1—6.2. Benzin motorlarında supapların yerleştiriliş şekline göre	15
1—6.3. Diesel motorlarında yanma odası şekillerine göre	18
1—6.4. İki zamanlı motorların süpürme ve eksoz kanallarına göre	19
1—6.5. Soğutma şekline göre	23
1—6.6. Aşırı doldurma durumuna göre	24

2 — Basınç ölçülmesi.

2—1. Basınç ölçme cihazları	27
2—2. Mekanik endikatörler	28
2—3. Optik endikatörler	28
2—4. Elektriki endikatörler	29
2—5. Muhtelif tip endikatörlerin mukayesesi	31
2—6. Maksimum basınç endikatörü	31
2—7. Ortalama çevrim endikatörü	32
2—7. Ortalama basınç	35
2—8. Mekanik verim	35
2—9. Motor karakteristikleri	36
2—10. Özgül yakıt sarfiyatı	37

	Sahife
3 — İdeal çevrimler.	
3—1. Genel bilgi	39
3—2. Otto çevrimi	39
3—3. Diesel çevrimi	42
3—4. Seiliger çevrimi	44
3—5. İdeal çevrimlerin mukayesesi	47
3—6. Özgül ısı ve kimyasal denge durumu değişmesinin tesiri	49
4 — Yanma.	
4—1. Tam yanma ve hava fazlalık katsayısı	52
4—2. Yanma ısı ve ısı değeri	55
4—2.1. Alt ve üst ısı değeri	57
4—3. Benzin motorlarında yanma	58
4—4. Diesel motorlarında yanma	62
4—5. Kendi kendine tutuşma	65
4—5.1. Isı explozyonu, zincir reaksiyonu ve kendi kendine tutuşma	65
5 — Vuruntu.	
5—1. Vuruntu ve benzin motoru	68
5—1.1. Vuruntuya tesir eden konstrüktif faktörler	69
5—1.2. Vuruntuya tesir eden işletme faktörleri	72
5—1.3. Karışımın bileşigi	73
5—2. Vuruntu ve Diesel motoru	74
5—3. Benzinin vuruntu mukavemetinin tayini	74
5—4. Diesel yakıtlarının vuruntu mukavemetinin tayini	75
5—5. Vuruntunun mahzurları	76
6 — Akaryakıtlar.	
6—1. Genel bilgi	78
6—2. Doymuş karbonlu hidrojenler	78
6—3. Doymamış karbonlu hidrojenler	79
6—4. Alkoller	81
6—5. Akaryakıtların benzin motorlarındaki vuruntu mukavemetine göre sıralanması	81

	Sahife
6—6. Katıklar	83
6—6.1. Benzinlerde kullanılan katıklar	83
6—6.2. Mazota karıştırılan katıklar	83
6—7. Benzinden istenilen özellikler	84
6—8. Diesel yakıtlarından istenilen özellikler	87
7 — Karışım teşkili.	
7—1. Benzin motorlarında akaryakıt donanımı	89
7—2. Venturi lülesinin hesaplanması	90
7—4. Yakıt verdisinin hesaplanması	93
7—5. Basit karbüratör ve karışım oranı	93
7—6. Karbüratörden istenilen özellikler	95
7—6.1. Karışım oranını ayarlamak için takibedilen yollar	96
7—6. Mükemmel karbüratör	97
7—6.1. Yol verme tertibatı	97
7—6.2. Ralanti tertibatı	98
7—6.3. Ekonomi tertibatı	99
7—6.4. Yüksek güç tertibatı	105
7—6.5. İvme tertibatı	105
7—7. Yakıt enjeksiyonu	107
8 — Benzin motorlarında ateşleme.	
8—1. Bataryalı ateşleme sistemi	109
8—2. Manyeto ile ateşleme	112
8—3. Bataryalı ateşleme ile manyetolu ateşlemenin mukayesesi	113
8—4. Ateşleme avansı	114
9 — Diesel motorlarında karışım teşkili.	
9—1. Püskürtme	117
9—2. Diesel motorlarında kullanılan püskürtme pompaları	118
9—3. Muhtelif pompa sistemlerinin mukayesesi	120
9—4. Bazı münferit pompa sistemleri	121
9—4.1. Bosch pompası	121
9—4.2. Ex-Cell-O pompası	125

	Sahife
9-4.3. <i>General Motors</i> Ünít-Enjektörü	127
9-4.4. Eğik kamlı münferit pompalar	128
9-4.5. By-pass igneli münferit pompalar	128
9-5. Tévzi tertibatlı püskürtme pompası	129
9-5.1. <i>International Harvester</i> püskürtme pompası	129
9-5.2. Tévzi tertibatlı <i>Cummins</i> püskürtme pompası	131
9-5.3. Tévzi tertibatlı <i>C.A.V.</i> pompası	131
9-6. Müşterek manifoldlu püskürtme pompası	132
9-6.1. Müşterek manifoldlu <i>Cummins</i> pompası	132
9-7. Enjektörler	133
9-7.1. Açık enjektör	134
9-7.2. Kapalı enjektör	135
9-8. Püskürtme olayı	138
9-8.1. Gönderme kanunu	141
9-8.2. Gönderme dalgasının ilerlemesi ve refleksiyon	143
9-8.2. Püskürtme kanunu	147
9-9. Pompa karakteristiğine tesir eden faktörler	149
9-10. Kompanzasyon	150
9-10.1. <i>Henschel</i> kompanzasyon tertibatı	151
9-10.2. <i>Bosch</i> kompanzasyon tertibatı	151
9-11. Yakıt hüzmesi ve damla	152
9-11.1. Direkt püskürtmeli yanma odası	153
9-11.2. Bölünmüş yanma odalı motor	153
Ön yanma odalı motor	157
Turbülans odalı motor	157
Hava hazneli motor	159
Enerji hazneli motor	160

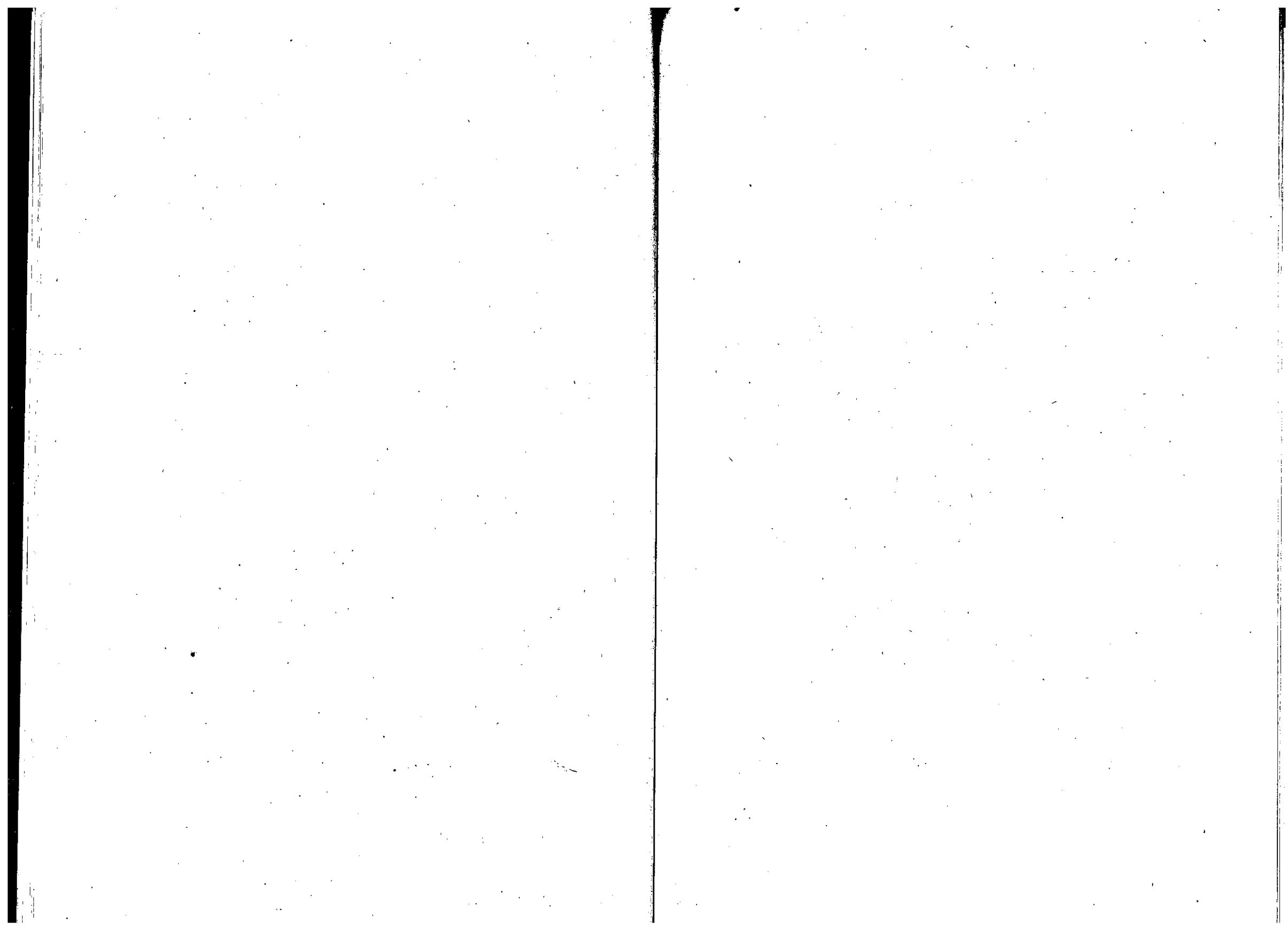
10 — Motor karakteristikleri.

10-1. Isı geçiminin tesiri	163
Piston hızının tesiri	164
Yükün tesiri	165
Motor boyutlarının tesiri	166

	Sahife
10-2. Sürtünme kayıpları	166
Devir sayısının tesiri	169
10-3. Volümetrik verim ve kumanda zamanları	169
10-4. Volümetrik verim ve moment	171

11 — İki ve dört zamanlı motorların kullanma yerleri.

11-1. Motorlardan istenilen özellikler	173
11-2. Karakteristik sayılar	175
11-3. Silindir büyüklüğünün güç ağırlığına ve ömre tesiri	179
11-4. Yakıt sarfiyatının iş çevrimine bağıllığı	181
11-5. Isıl zorlanma	182
11-6. Hacim ve ağırlıklar	183
11-7. Ortalama piston hızı	183
11-8. Ortalama efektif basınç	183
11-9. Piston yüzü gücü	184
11-10. Aşırı doldurma imkânları	184
11-11. Strok çap oranı	186
11-12. Silindirler arası mesafesi	187
11-13. İnşa şekilleri ve silindir vaziyetleri	187
11-14. Özet ve sonuç	190



1 — Motor tipleri ve çalışma prensipleri

1 — 1. Terim ve Tarifler.

Motor tipleri ve bunların çalışma prensiplerine geçmeden evvel motorlarla ilgili bazı isim, terim ve tariflerin bilinmesi gerekir. Bunların başında motorların ana elemanları gelir. Şekil (1—1) de pistonlu bir motorun enine ve boyuna kesiti ile başka bir motorun perspektif resmi görülmektedir.

Üst ölü nokta.

Pistonun silindir içerisinde varabileceği en üst noktadır. Bu durumda piston ile silindir kafası arasındaki mesafe en kısa veya yanma odası tabir edilen hacim en küçüktür.

Alt ölü nokta.

Pistonun silindir içerisinde varabileceği en alt noktadır. Bu durumda pistonun üst yüzeyi ile silindir kafası arasındaki mesafe veya bu suretle tarif edilmiş bulunan hacim en büyüktür. Bu hacme silindir hacmi de denir.

Strok.

Pistonun alt ölü nokta ile üst ölü nokta arasında katettiği mesafeye *strok* ve piston tarafından strok boyunca süpürülen hacme *strok hacmi* denir.

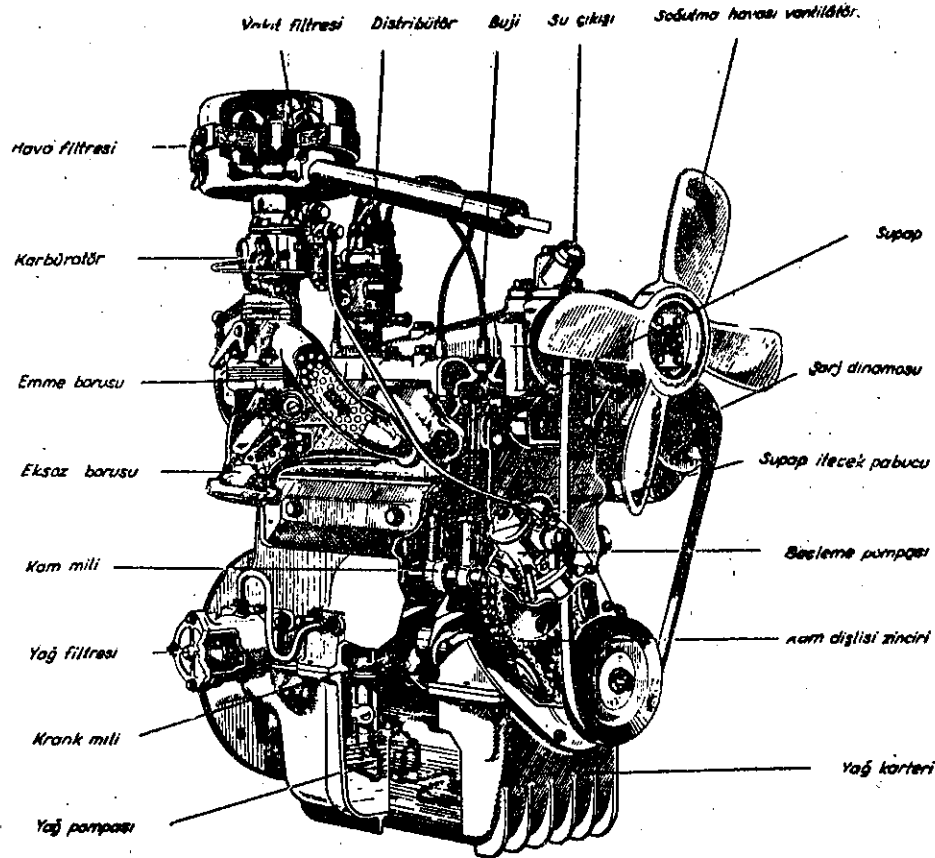
Sıkıştırma hacmi.

Üst ölü noktada silindir kafası ile pistonun taban yüzeyi arasında meydana gelen hacme sıkıştırma hacmi denir. Bu hacim silindir içerisinde elde edilebilen en küçük hacimdir.

Emme hacmi.

Piston alt ölü noktada iken silindir içerisinde meydana gelen hacme emme hacmi denir. Bu hacmin değeri en büyüktür. Silindir içerisine emilen taze dolgu bu hacimle belirtilmiştir. Emme hacminin sıkıştırma hacmine oranına *sıkıştırma oranı* adı verilir.

1 — Motor tipleri ve çalışma prensipleri



Şek. (1-1). Bir benzin motorunun umumî görünüşü ve ana elemanları.

1. Terim ve tarifler

İş çevrimi.

Bir makinada iş elde etmek için tekerrür etmeden cereyan eden olayların topluluğuna iş çevrimi denir. Buna göre iş çevrimi makinada cereyan eden olayların periyodunu da tayin etmektedir.

İş gazı.

İş yapmak için kullanılan ve termodinamik çevrimin gerçekleşmesi için gerekli olan maddeye iş gazı denilecektir. Silindire girmiş bulunan ve enerjisinin tamamını ihtiva eden taze iş gazına *dolgu* adı verilecektir.

1-2. Dört zamanlı motorlar.

Dört zamanlı motorlar bir iş çevrimini dört piston strokunda tamamlar; yani dört zamanlı motorlarda olayların periyodu dört piston strokunu içerisine alır

1. Strok. Emme. Motor birinci strokta silindir içerisine iş yapacak gazı yani iş gazını emer. Benzin motorlarında iş gazı, benzin ile havanın takriben 1/15 oranındaki bir karışımıdır. Diesel motorlarında birinci strokta silindir içerisine emilen iş gazı saf havadan müteşekkildir.

2. Strok. Sıkıştırma. Birinci strokun sonunda, silindire havayı veya karışımı emebilmek için açılmış bulunan emme supabı kapanır. Emme strokunun sonunda alt ölü noktaya gelmiş bulunan piston ikinci strokta alt ölü noktadan üst ölü noktaya doğru hareket eder. Buresle silindir içerisinde dışarı ile irtibatı kesilmiş bulunan iş gazının hacmi küçülmeye başlar. İş gazının hacmi piston üst ölü noktaya gelinceye kadar küçülmeye devam eder. Bunun için ikinci stroka sıkıştırma stroku adı verilir. Sıkıştırma strokunun sonlarına doğru yani termodinamik bakımdan en elverişli olan bir zamanda Otto motorlarında ateşleme, Diesel motorlarında ise yanma başlatılır. Otto motorlarında ateşleme silindir içerisinde sıkıştırılmış bulunan benzin hava karışımının elektriki bir şararı ile yakılması suretiyle cereyan eder. Diesel motorlarında ise yanma, sıkıştırma suretiyle sıcaklığı yükselmiş bulunan hava içerisine yakıtın püskürtülmesi suretiyle kendi kendine başlar.

3. Strok. Genişleme. Otto motorlarında iş gazının bir buji vasıtasıyla ateşlenmesi, Diesel motorlarında ise silindirdeki kızgın hava içerisine püskürtülen yakıtın kendi kendine tutuşması neticesi serbest kalan kimyasal enerji iş gazının basınç seviyesini yükselterek pistonun

üst ölü noktadan alt ölü noktaya doğru itilmesini sağlar. Bu süreçte silindir içerisindeki gazın hacmi genişlediğinden bu stroka genişleme stroku tabir edilir. Bu strok esnasında iş gazının enerjisi piston üzerinden krank miline ve buradan da iş miline mekanik iş olarak intikal ettiğinden bu stroka iş stroku da denir.

4. *Strok. Eksoz.* Genişleme strokunun sonunda iş gazının enerjisi minimum seviyeye düşmüştür. Müteakip iş periyodu için silindire taze dolgu almak üzere bu gazın dışarı atılması gerekir. Genişleme strokunun sonunda açılan eksoz supabı üzerinden silindir, dışarı ile irtibat temin eder. Bu durumda piston alt ölü noktaya gelmiştir. Piston, üst ölü noktaya doğru hareket ederken, enerjisi minimum seviyeye gelmiş bulunan gazı yani eksoz gazını önüne katıp açık bulunan eksoz supabı üzerinden dışarıya atar. Eksoz gazlarının dışarıya atıldığı bu stroka eksoz stroku denir.

1—3. İki zamanlı motorlar.

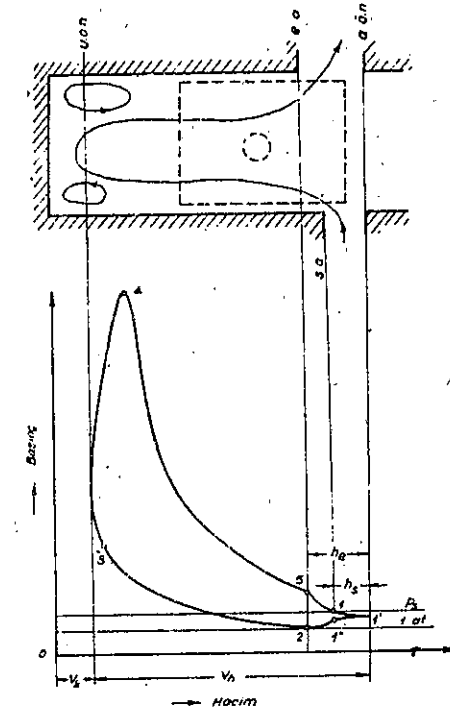
Yukarıdaki izahattan anlaşılacağı veçhile dört zamanlı motorlarda bir iş çevrimi 4 piston strokuna inhisar etmektedir. Dört piston strokunda krank mili iki defa devir yapmaktadır. İki zamanlı motorlarda isminden de anlaşılacağı veçhile bir iş çevrimi iki piston strokunda tamamlanmaktadır.

İki zamanlı bir motorda sıkıştırma ve genişleme olayları birbirini takiben iki strokun üst ölü nokta tarafında kalan kısımlarını işgal eder. Emme ve eksoz olayları ise aynı strokların alt ölü nokta tarafında kalan kısımlarında cereyan eder. İki zamanlı motorlarda emme ve eksoz olayları kısmen iç içe girmiş vaziyettedir.

Şekil (1—2) de simetrik kumandalı yani piston tarafından kumanda edildiği için emme ve eksoz kanalları alt ölü noktaya nazaran simetrik olarak açılıp kapanan iki zamanlı motorun işleme prensibi gösterilmiştir.

1. *Strok. Genişleme-Eksoz-Süpürme.* Piston üst ölü noktadan alt ölü noktaya doğru giderken silindir içerisinde, yüksek basınçlı gazların yani yanmış iş gazının bulunduğunu düşünelim. Bu gazlar genişleyecek ve genişleme esnasında pistonu alt ölü noktaya doğru itmeye devam edecektir. Pistonun taban yüzeyi, eksoz kanalının e. a. ile gösterilen kenarı hizasına geldiği zaman silindirdeki gazlar eksoz kanalından dışarı çıkmaya başlayacaktır. Piston alt ölü noktaya doğru gitmesine devam ederken müteakip süreçte taban yüzeyi süpürme kanalının s. a. ile işaretlenen kenarını açmaya başlayacaktır.

Bu zamana kadar silindir içerisindeki gazların basıncı süpürme kanalı tarafında bulunan taze gazların basıncının altına düşmüş olacaktır. Dolayısı ile süpürme kanalından gelen taze gazlar, eksoz gazını önüne katıp eksoz kanalından dışarı atacak ve binnetice silindiri, bir evvelki çevrimde iş yaparak enerjisini kaybetmiş bulunan eksoz gazlarından



Şek. (1—2). İki zamanlı simetrik kumandalı motorun işleme prensibi.

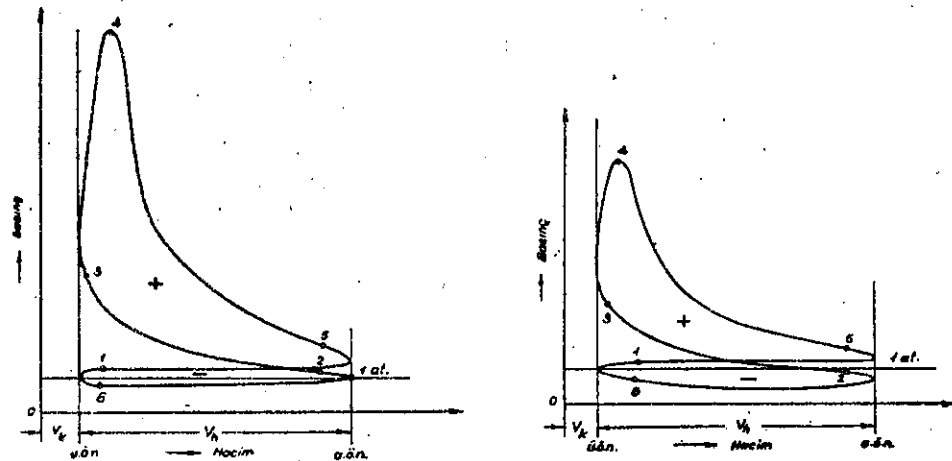
temizleyip dolduracaktır. Silindirin süpürülmesi ve aynı zamanda, dört zamanlı motorlardaki emme olayının benzeri olan taze gazlarla doldurulması taban yüzeyinin s. a. ile işaretlenen kenarı kapatmasına kadar devam eder. Pistonun taban yüzeyi süpürme kanalının s. a. ile işaretlenen kenarını kapadıktan sonra silindir içerisinde taze gaz akımı duracaktır. Bu durumda eksoz kanalı henüz açık vaziyettedir; ve pistonun üst ölü noktaya doğru hareketi sırasında hasıl olan hacim daralması sebebiyle bir miktar taze dolgu dışarı kaçacaktır.

2. *Strok. Süpürme-Eksoz-Sıkıştırma.* Piston alt ölü noktadan üst ölü noktaya doğru giderken, yani ikinci strokunda, taban yüzeyi ek-

soz kanallarının $e. a.$ ile gösterilen kenarını kapattığı zaman silindir ile dışarısının irtibatı kesilir. Süpürme maddesi olarak silindire giren taze dolgu bu andan itibaren sıkıştırılmaya başlar. Sıkıştırma ameliyesi piston üst ölü noktaya gelinceye kadar devam eder. Piston üst ölü noktaya yaklaşırken karışım tıpkı dört zamanlı motorlarda olduğu gibi ateşlenir veya yakıt püskürtülür ve yanma başlatılır. Yanma neticesinde serbest kalan ısı enerjisi sebebiyle gazların sıcaklık ve basıncı yükselir. Olayların bundan sonraki kısmı başlangıçta bahsedildiği şekilde cereyan eder. Görülüyor ki, iki zamanlı motorlarda silindir içerisine taze gazların alınması, sıkıştırılması, tutuşturulması genişleyerek iş yapması ve ek-soz gibi olaylardan müteşekkil bulunan çevrim pistonun iki strokuna yani krank milinin bir devrine sıkıştırılmıştır.

1—4. Otto ve Diesel motorları.

Karışım teşkili ve yanma bakımından motorları iki gruba ayırmak mümkündür. Diesel motorları genel olarak Otto motorlarından daha büyük



Şek. (1—3). Bir Benzin motorunun tam ve kısmi yüklerdeki endikatör diyagramları. (Sol — tam yük, Sağ — kısmi yük).

bir sıkıştırma oranına maliktir. Bu sebepten sıkıştırma strokunun sonunda silindirdeki iş gazının sıcaklığı Otto motorlarındakinden çok daha yüksektir. Binaenaleyh Diesel motorlarında silindir içerisine püskürtülen yakıt hemen tutuşabilir. Otto motorlarında ister sıvı ister gaz şeklinde yakıt

kullanılsın dolgunun yanabilmesi için dışarıdan bir ateşlemeye ihtiyaç vardır. Gazyağı ve gaz şeklindeki yakıtla işliyen motorlardan sarfınazar edilirse, Otto motoru tabiri genel olarak benzin motorları için kullanılır. Bu sebepten Otto motoru denildiği zaman bundan sonra münhasıran benzin motoru kastedilecektir. Otto motorlarında sıkıştırma esnasındaki iş gazı, benzin ve havadan müteşekkil bir karışımdan ibarettir.

Diesel motorlarında, ister iki ister dört zamanlı olsun, silindir içerisine sadece hava emilir. Yakıt silindir içerisine sıkıştırma strokunun sonlarına doğru püskürtülür. Diesel motorlarında sıkıştırma oranı büyük olduğundan sıkıştırma strokunun sonlarına doğru silindir içerisindeki havanın sıcaklığı yakıtın tutuşma sıcaklığından daha yüksek bir değere erişir. Böylece silindir içerisine gönderilen yakıt hemen tutuşur. Buna göre Otto ve Diesel motorları arasındaki fark karışım teşkili ve yanmada kendisini göstermektedir. Gerçekten yakıt püskürtmeli olarak çalışan modern uçak motorları veya bazı iki zamanlı motosiklet motorları da sıkıştırma esnasında silindirlerinde benzin hava karışımı iktiva etmeleri sebebiyle Otto motoru grubuna dahildir. Mamafî sıkıştırma esnasında silindir içerisindeki iş gazının benzin hava karışımından müteşekkil olması bir neticedir. Motorun hafif yapılabilmesi için sıkıştırma oranı küçük alınmıştır. Sıkıştırma oranının küçük olması ateşlemenin dışarıdan bir vasıta ile yapılmasını gerektirmiştir. Sıkıştırma esnasında silindirdeki iş gazı sıcaklığının düşük olması, iyi bir karışım sağlamak için lüzumlu olan karışım emmeyi mümkün kılmıştır. Böylece Otto motorları küçük sıkıştırma oranının icabı ve neticesi olan bir karışım teşkili ve yanma durumunun gelişmesine yol açmıştır. Diesel motorlarının Otto motorlarından olan farkları ise, yüksek sıkıştırma oranının bir neticesidir. Bunun içindir ki, Otto motorlarına alçak, Diesel motorlarına ise yüksek basınç motoru da denilmektedir.

1—5. Motorlarda yük ayarı.

Bir motorun verdiği iş ile iş mili üzerindeki yük birbirini dengede tutar. Bunun için motorlarda yük ayarı dendiği zaman motorun verdiği işin ayarlanması kastedilir. Enerjinin membaı yakıt olduğuna göre, her çevrimde silindire giren yakıtın miktarı değiştirilerek motorun verdiği iş ayarlanır.

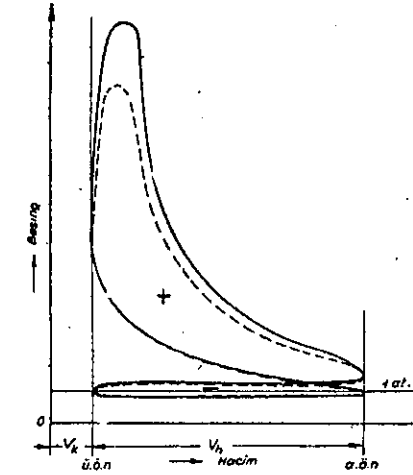
Otto motoru. Otto motorunda ateşleme dışarıdan kumanda edilen bir, ateşleme sistemi ile yapılır. Ateşleme sisteminin silindir içerisindeki organı olan bujinin tırnakları arasında meydana gelen şerare rastladığı yerdeki yakıt moleküllerini oksijenle reaksiyon yapma sıcaklığına kadar ısıtır. Eğer benzinle hava karışımı, şerarenin müsait oranda yakıt hava zerresine rastlayamayacağı kadar fakir, veya intişar eden ısı civardaki yakıt

moleküllerini ısıtıp buharlaştıracak ve bir yanma tevliid edecek kadar fazla değilse ki bu durum zengin karışımlarda zuhur eder, motor çalışmaz. Bu sonuncu hale motor boğuldu denir. Görülüyor ki, buji ile ateşleme yapılan motorlarda karışım içerisinde belirli bir oranda yakıt bulunması gerekir. Bu nispetin dışında buji, karışımı muntazam olarak ateşleyemez. Bunun içindir ki karbüratörün yakıtla hava karışımını uygun bir nispette hazırlaması gerekir.

Bu izahattan anlaşılacağı veçhile, benzin motorlarında yükü ayarlamak için karışım içerisindeki yakıtın miktarını değiştirmek, pratik olarak takibedilebilecek bir yol değildir. Benzin motorlarında yük ayarı için takibedilen usul, benzin hava oranı belirli sınırlar arasında sabit tutulan karışımın miktarını ayarlamaktır. Bu sebepten bu ayarlama şekline dolgu ayarı adı verilir; ve motorun gaz keleşi vasıtasıyla silindire giren dolgunun kısılması suretiyle temin edilir. Kısılma emme kanalındaki karışımın basıncını düşürür. Sabit emme sıcaklığında basıncın düşmesi silindir içerisine giren dolgunun yoğunluğunu ve dolayısı ile ağırlığını azaltır. Buna göre benzin motorlarında kısmi yüklerde emme kanalındaki kısılma sebebiyle bir miktar iş kaybı meydana gelir. Şekil (1—3) de, bir benzin motorunun tam ve kısmi yüklerdeki endikatör diyagramı görülmektedir. Görülüyor ki, kısmi yükte negatif alan, yani emme ve eksoz basıncı çizgileri tarafından meydana getirilen alan tam yüke nazaran çok daha büyüktür. Dolgu değişimi işi veya *pompalama kaybı* adı verilen bu negatif alan benzin motorlarında kısmi yüklerde verimin çok fazla düşmesine veya aynı şey demek olan özgül yakıt sarfiyatının artmasına sebep olur.

Diesel motoru. Diesel motorunda emme strokunda silindir içerisine saf hava emilir. Sıkıştırma strokunun sonlarına kadar silindir içerisinde saf hava ve bir evvelki iş çevriminden arta kalan az bir miktar eksoz gazı bulunur. Enerji kaynağı olan yakıt silindir içerisine sıkıştırma stroku sonlarına doğru püskürtülür. Bu anda silindir içerisindeki havanın sıcaklığı 450-600°C arasındadır. Bu sıcaklıklar Diesel motorlarında kullanılan yakıtın kendi kendine tutuşma sıcaklığının üstündedir. Bu sıcaklıktaki hava içerisine püskürtülen yakıt hangi miktarda olursa olsun püskürtüldüğü anda yanar. Bu sebepten Diesel motorlarında yük ayarı, dolgu içerisindeki yakıtın miktarı bakımından herhangi bir şekilde sınırlanmış değildir. Binaenaleyh silindir içerisine motordan alınması istenilen işe uyacak miktarda yakıt püskürtülebilir ve emilen havanın miktarı her yük durumunda sabit tutulabilir. Normal çalışma durumunda silindir içerisindeki yakıtın havaya oranı ağırlık bakımından 1/20 — 1/25 mertebesinde

dedir. Bu nispete göre, pratik mülâhazalar için silindire püskürtülen yakıtın miktarı havaya nazaran kabili ihmalidir. Bu kabulün neticesi olarak denilebilir ki Diesel motorlarında her yük durumunda silindire emilen dolgunun miktarı sabittir; yükün ayarlanması hava içerisine püskürtülen yakıtın miktarını veya başka bir deyimle karışım oranını değiştirmek suretiyle yapılır. Buna karışım ayarı adı verilir. Her yük durumunda silindir içerisine aynı miktar dolgu emilmesi sebebiyle kısmi yüklerde dolgunun kısılmasına lüzum yoktur. Bu sebepten Diesel motorlarında dolgu değişimi kayıpları yük durumuna bağlı olmayıp her durumda pratik olarak aynı değeri hatırdır. Bu özellik Diesel motorlarının kısmi yüklerde benzin motorlarından çok daha yüksek bir verimle çalışmasını intaç eder. Şekil (1—4), bir Diesel motoruna ait endikatör diyagramını



Şek. (1—4). Bir Diesel motorunun tam ve kısmi yüklerdeki endikatör diyagramları.

— Tam yük, Kısmi yük.

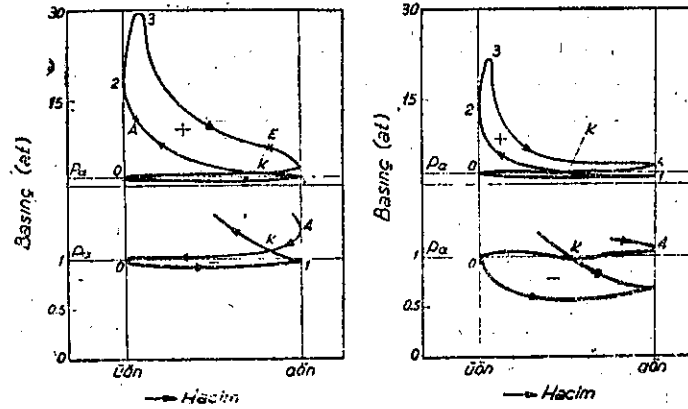
göstermektedir. Tam çizgi tam gaz durumuna, noktalı çizgi ise kısmi yük durumuna tekabül etmektedir. Bu şekilden anlaşılacağı veçhile Diesel motorlarında tam ve kısmi yüklerdeki dolgu değişimi kaybı hemen hemen aynı kalmaktadır *). Şekil (1—5) de bir benzin motoruna ait ince yay diyagramı gösterilmiştir. Bu şekil, benzin motorlarında

(*) Hatta kısmi yüklerde eksoz basıncının azalması sebebiyle dolgu değişimi kaybı daha küçüktür.

kısılmanın sebep olduğu pompalama kaybının önemi hakkında sarıh bir fikir vermektedir.

1—6. Konstrüksiyon çeşitleri.

Benzin motorlarında supapların yerleştiriliş tarzına, Diesel motorlarında yanma odaların şekillerine, iki zamanlı motorlarda kanalların durumuna ilah... göre bir çok motor konstrüksiyonu çeşitleri ortaya çıkmıştır.



Şek. (1—5). Bir benzin motoruna ait ince yay diyagramı. (Kısmi yük durumu)

1—6. 1. Silindirlerin yerleştiriliş tarzına göre.

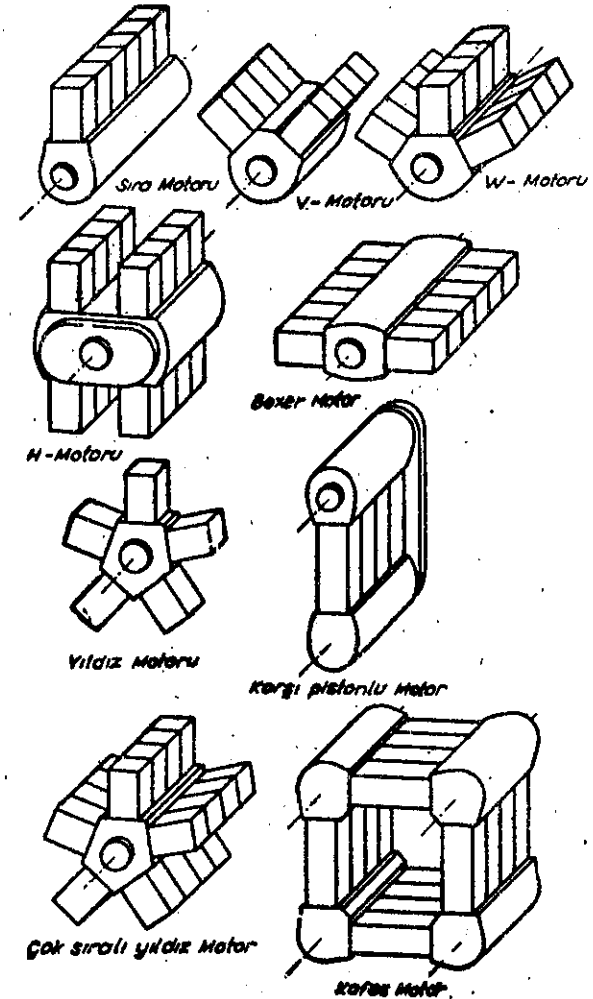
Motorların birim strok hacminden elde edilen gücü yani litre gücünü artırmak için takibedilen yollardan birisi devir sayısını artırmak, ikincisi ise çevrim başına daha fazla iş sağlamaktır. Devir sayısı atalet kuvvetleri ve kısılma kayıpları ile sınırlanmıştır. Kısılma kayıplarından şimdilik sarfı nazar edersek devir sayısını artırmak için silindir ebatlarının küçültülmesi gerektiği neticesi çıkar.

Belirli bir strok hacminin çok sayıda silindirlere bölünmesi neticesi olarak ortaya çıkan silindirlerin yerleştiriliş tarzına göre çeşitli motor tipleri mevcuttur. Şekil (1—6) da bu suretle elde edilmiş bulunan bazı motor konstrüksiyonu çeşitleri gösterilmiştir.

a) Sıra motor.

Bu tip konstrüksiyonda silindirler bir sıraya yerleştirilmiştir. Bütün silindirlerde yapılan işler ayrı ayrı piston biyel mekanizması vasıtasıyla aynı bir krank miline tesir etmektedir. Motor hava ile soğutulursa silindirler ayrı ayrı olarak ve aralarında havanın geçmesine yetecek bir boşluk kalacak şekilde krank karterine tespit edilir ve silindir kafası her silin-

dir için ayrıdır. Su ile soğutulan motorlarda eğer büyük stasyonier motorlar istisna edilirse, bütün silindirler yekpare bir blok halinde inşa edilir. Bu bloka silindir bloku adı verilir. Krank mili de bu blok içerisine yataklanır. Yağ karteri bu bloku alttan kapatır.



Şek. (1—6). Silindirlerin yerleştiriliş şekline göre motor konstrüksiyonu çeşitleri.

b) V—motoru.

İki sıra motorun krank eksenlerinin üst üste getirildiği ve silindir eksenlerini içerisine alan düzlemlerin de bir V teşkil edecek şe-

kilde yerleştirildiği tasavvur edilirse V—motoru meydana gelir. Motora, krank mili ekseninde bakılırsa silindir eksenlerini içerisine alan iki düzlemin bir V teşkil ettiği görülür. V—motorunun yalnız bir krank mili vardır. V nin kollarını teşkil eden sıralardaki silindirler sıra motorunda olduğu gibi birer adet piston ve biyele maliktir. Her sıradan birer adet biyel aynı bir krank muylusuna bağlıdır. Bu biyeler ya normal cinsten olup yan yana çalışırlar, ya birisi çatal diğeri bu çatalın içerisinde çalışacak şekilde yapılmıştır; veyahutta birisi ana biyel diğeri yardımcı biyel şeklinde olur.

c) W—motoru.

W—motoru prensip itibariyle V—motorunun aynıdır. Sadece iki sıra motor yerine üç sıra motor karşidan bakıldığı zaman bir W harfi teşkil edecek şekilde yerleştirilmiştir. Her sıradan bir silindir aynı bir krank muylusu ile müşterek çalışır. Yani W—motorunun da bir krank mili vardır; ve her krank muylusu üzerine üç adet biyelden gelen iş nakledilir. Bu motorlarda biyelerin krank muylusu üzerine bağlanışı bir ana biyel ve iki yardımcı biyel şeklindedir.

d) Bokser — motoru.

Diştan görünüşü V—açısı 180° olan bir V—motoruna benzeyen bu motorun hususiyeti kendisini teşkil eden iki sıranın karşılıklı silindirlerine ait biyelerin krank mili merkezine nazaran simetrik vaziyetteki iki muyluya tesir etmesindedir. Şekil (1—7) de dört silindirli bir bokser motorunun kesit resmi verilmiştir. Buna göre karşılıklı olarak çalışan silindirlere ait pistonlar aynı zamanda alt ölü noktaya veya üst ölü noktaya gelmektedir; yani hareketleri krank mili eksenine göre simetriktir.

e) H—motoru.

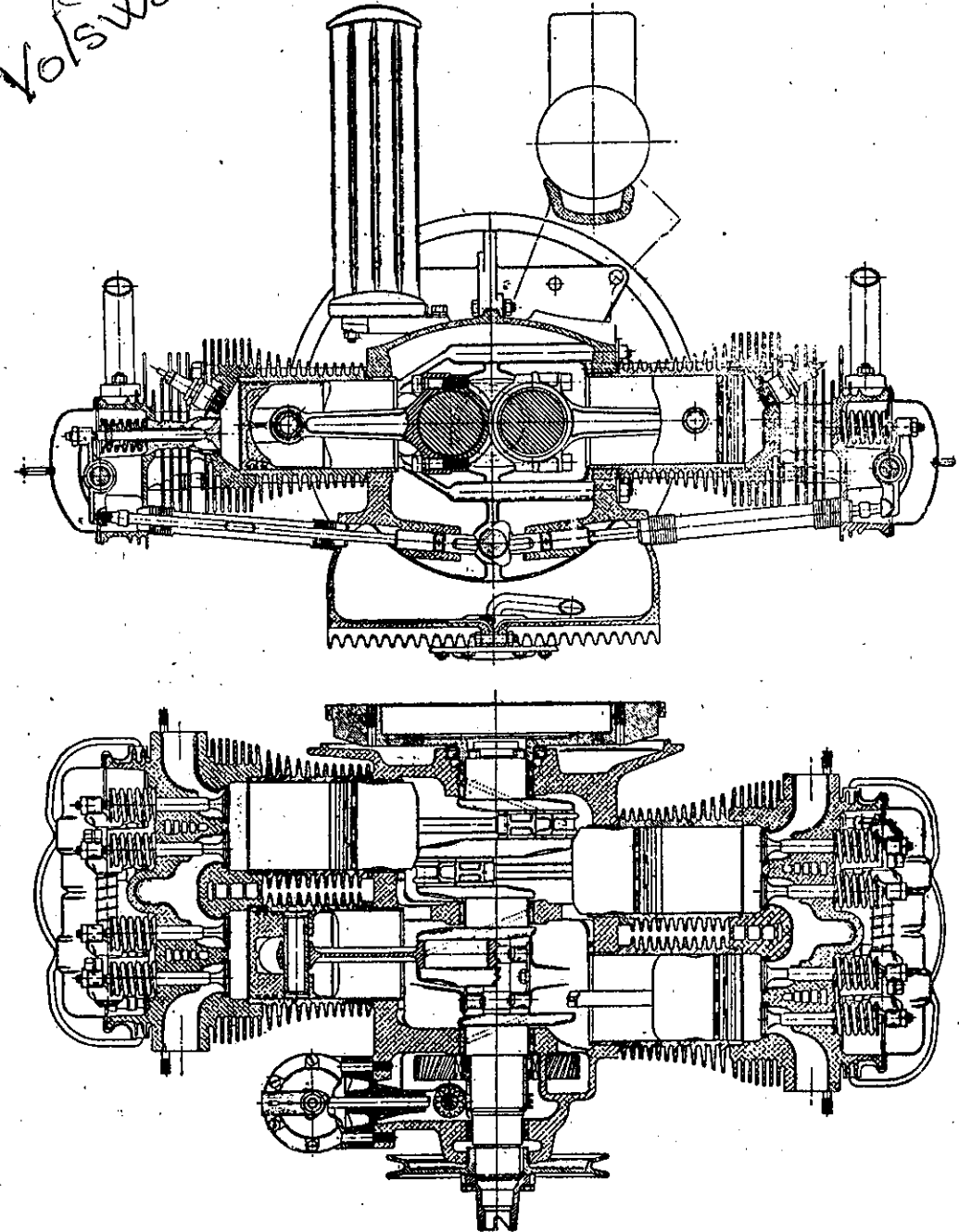
V açısı 180° olan iki V—motorunun kranklarının birer dişli ile müşterek bir mile bağlandığı tasavvur edilirse bir H—motoru meydana gelir. Silindir blokları aynı bir kartere bağlanmaktadır. Buna göre H—motoru dört sıra motorunun bir H harfi teşkil edecek şekilde birleştirilmesinden meydana gelir. Dört krank mili yerine iki krank mili ve bir tek iş alma mili mevcuttur.

f) Yıldız — motoru.

Bir dairenin eşit açılı aralıkları ile çizilen yarı çapları, üzerine yerleştirilen silindirlerin eksenleri olarak tasavvur edilirse meydana gelen motora

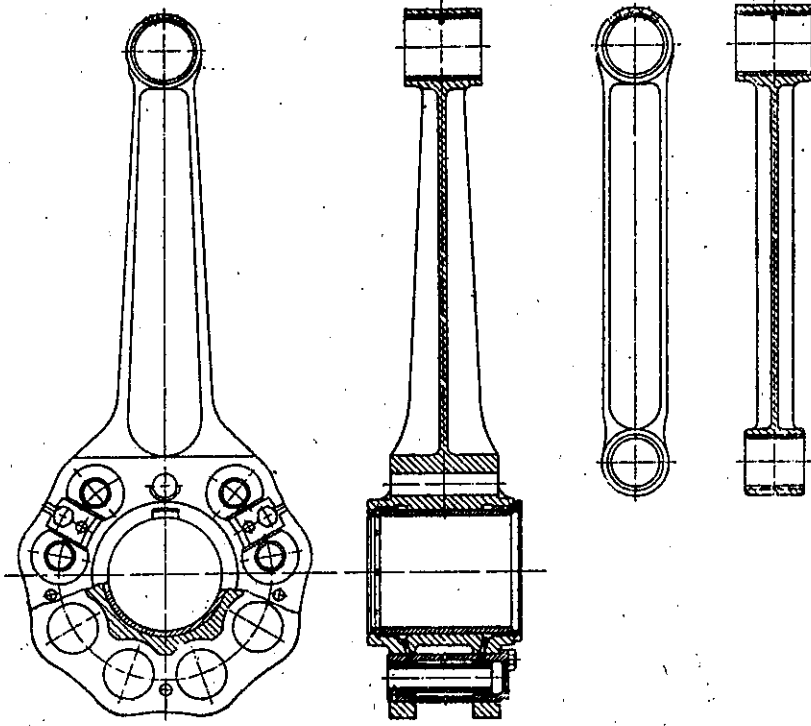
VW

Volkswagen



Şek. (1—7). Hava ile soğutulan dört silindirli bir bokser motorunun enine ve boyuna kesiti.

yıldız motoru denir. Bütün silindirlere ait biyeler aynı bir krank mıylusu üzerine bağlanmıştır. Biyelerin krank mıylusuna bağlanışına dair bir misal Şekil (1—8) de gösterilmiştir. W—motorunda olduğu gibi küçük biyellere biyelcik veya yardımcı biyel, bunların raptedildiği biyele ana biyel denir.



Şek. (1—8). Yıldız motoru biyel takımından bazı görünüş ve kesitler.

Yıldız motoru dört zamanlı olduğu zaman tek sayıda, iki zamanlı olduğu zaman çift sayıda silindiri haizdir. Ateşleme aralığının muntazam olması için buna ihtiyaç vardır.

Yıldız motoru tek sıra olabildiği gibi birden fazla sıralı da olabilir. Bu vaziyette krank mili de sıra sayısı kadar mıylu ihtiva eder. Şimdiye kadar en fazla dört sıralı yıldız motoru yapılmıştır.

g) Karşı pistonlu motor.

Aynı silindir gömleği içerisinde karşılıklı olarak hareket eden iki piston, biyel ve krank mekanizmasının teşkil ettiği motora karşı pistonlu motor

denir. Karşı pistonlu motorlar iki krank milli olduğu gibi tek krank milli de olabilir. Bu cins motorlar iki zamanlı olarak yapılırlar. Dört adet karşı pistonlu motor bir küpün dört yüzeyi üzerine bir kafes teşkil edecek şekilde yerleştirilirse *kafes motor* meydana gelir.

1—6.2. Benzin motorlarında supapların yerleştiriliş şekline göre.

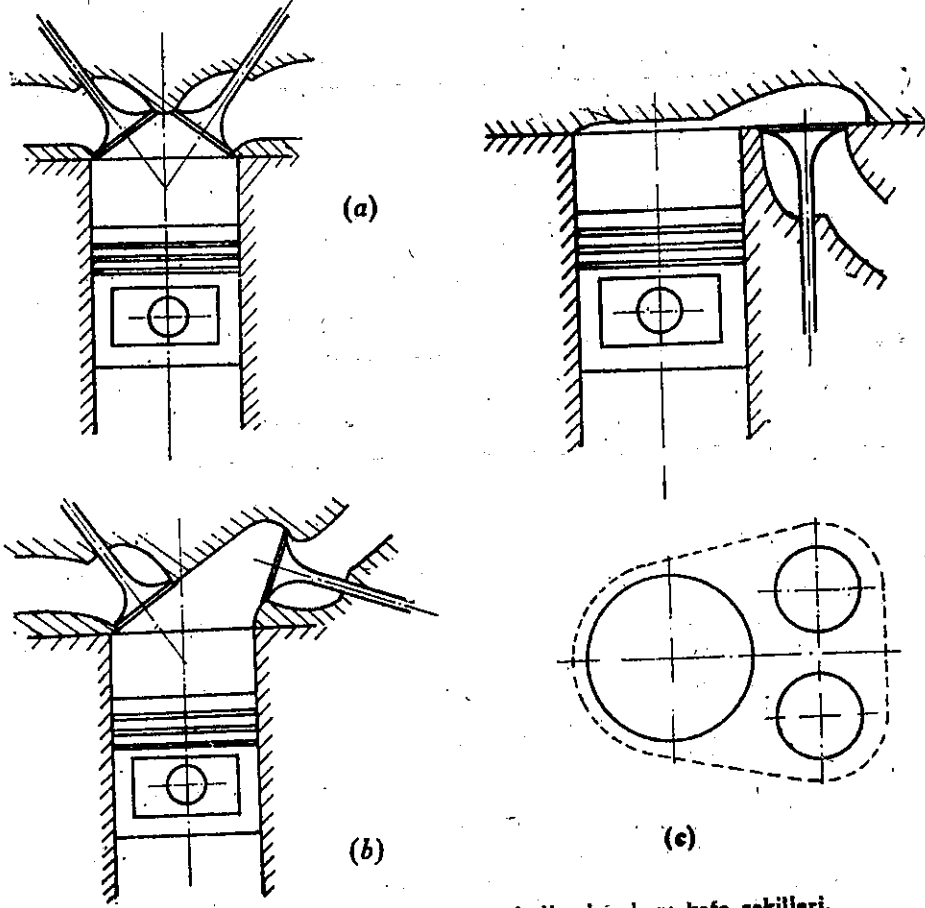
Benzin motorlarında vuruntu, verim ve güç bakımından supapların yerleştiriliş tarzı büyük önemi haizdir. Heride etraflı olarak tedkik edileceği veçhile benzin motorlarında vuruntu, gücü ve verimi sınırlamaktadır. Sıkıştırma oranı ne kadar fazla olursa yani silindir içerisine emilen yakıt hava karışımı yanmaya başlamadan evvel ne kadar fazla sıkıştırılırsa motorun verimi okadar yüksek ve dolayısı ile aynı miktar yakıt hava karışımından elde edilen iş okadar fazla olur. Diğer taraftan silindir cidarına, pistonu, silindir kafasına ve supaplara geçen ısı ne kadar fazla olursa motorun arıza yapması ihtimali okadar artar. Filhakika supaplara giden ısı, supap yuvalarının harap olmasına ve neticede gaz kaçağına sebebiyet verir. Piston üzerinden cidara geçen ısıнын fazla olması, segmanların elastikiyetinin azalmasına, yağlama yağının fazla miktarda yanarak kömürleşmesine ve dolayısı ile segman yuvalarına dolarak segmanların hareketsiz kalacak derecede sıkışmasına, yağ deliklerinin tıkanmasına sebep olacaktır. Bütün bunlar segmanların vazife görmesine mani olacak ve motorun güçten düşmesine yol açacaktır. Bu kısa izahattan anlaşılacağı veçhile kafaya, pistonu, silindire ve supaplara fazla miktarda ısıнын geçmesi çok mahzurludur.

Yanma neticesinde serbest kalan ısıнын bir kısmı bahsi geçen bu yollardan dışarıya kaçar; bir kısmı ise mekanik işe değişir. Mekanik işe değişen kısım ne kadar fazla olursa büyük zararlar tevhit eden ısı kayıpları azalır. Silindir içerisindeki hava hareketinin, yanma odasının yüzey hacim oranının, bujilerin yerleştirildiği yerlerin, emme ve eksoz kanallarının şeklinin, supapların büyüklük ve yerlerinin verim üzerinde büyük tesiri vardır. Motordan alınacak güç silindire girebilen dolgunun miktarı ile verilmiştir. Bu sebepten bilhassa supapların silindir kafasına yerleştirilmesi bakımından bazı mühim konstrüksiyon şekilleri ortaya çıkmıştır. Şekil (1—9) da benzin motorlarında supapların yerleştiriliş tarzlarına göre meydana gelmiş kafa şekilleri görülmektedir.

a) T-kafası.

Emme ve eksoz supapları silindir bloku içerisine yerleştirilmiştir. Bugün hemen hemen hiç kullanılmayan bir kafa çeşididir; alev yolu oldukça

uzun olduğu/için vuruntuya kuvvetle meyyaldır; emme ve eksoz kanal larının uzunluğu sebebiyle dolgu değişimi esnasındaki kısılmalar fazla ve dolayısıyla volümetrik verimi düşüktür. Yüzey hacim/oranı veya aynı şey demek olan soğutan yüzeylerin iş yapan gazın hacmine oranı büyük olduğu için T-kafalı motorların termik randımanı da düşüktür. Bu sebeb-



Şek. (1—9). Benzin motorlarında kullanılan bazı kafa şekilleri.
(a) I — kafası, (b) F — kafası, (c) L — kafası.

lerden bu kafa cecidine bugün artık terk edilmiş bir konstrüksiyon nazarı ile bakılabilir.

b) F-kafası.

Supaplardan birisi silindir kafasına diğeri ise silindir blokuna yerleştirilmiş olduğu için motorun enine kesiti bir F harfine benzetilebilir.

Ekseriya emme supabı silindir kafasına, eksoz supabı ise silindir blokuna yerleştirilmiştir. Havanın silindir içerisine girişi nispeten kolaydır. Bundan dolayı motorun volümetrik verimi oldukça yüksektir. Motorun iş yapma kabiliyeti bilhassa benzin motorlarında emilen havanın miktarı ile verilmiş olduğundan, volümetrik verim ne kadar fazla olursa motorun birim hacminden elde edilen güç okadar fazla olur. Mekanik kayıplar için sarfedilen kısım belirli bir devir sayısında hemen hemen sabit kabul edilebileceğinden birim hacimden elde edilen işin artması ile mekanik verim de yükselir. Buna göre denilebilir ki; F-kafası yüksek güçlü motorlar için uygundur. Böyle bir kafa ile mücehhez benzin motorunun genel verimi oldukça yüksektir. Zira, yanma odasının şekli dolayısıyla meydana gelen ve uzun zaman sönmeden devam edebilen hava hareketi yanma hızını artırır. Bu kafada buji eksoz supabına yakın olarak konur. Piston üzerindeki hacimde yakıt hava karışımı en sonra yanar. Şekilden görüleceği veçhile bu hacim gayet küçük bir değerde tutulabilir. Buna rağmen soğutma yüzeylerini asgari bir değerde tutmak ve bu suretle verimi düşüren ısı kayıplarını azaltmak mümkündür. İleride vuruntu bahsinde görüleceği veçhile böyle bir kafa vuruntu bakımından da avantajlı durum arzeder.

c) I-kafası.

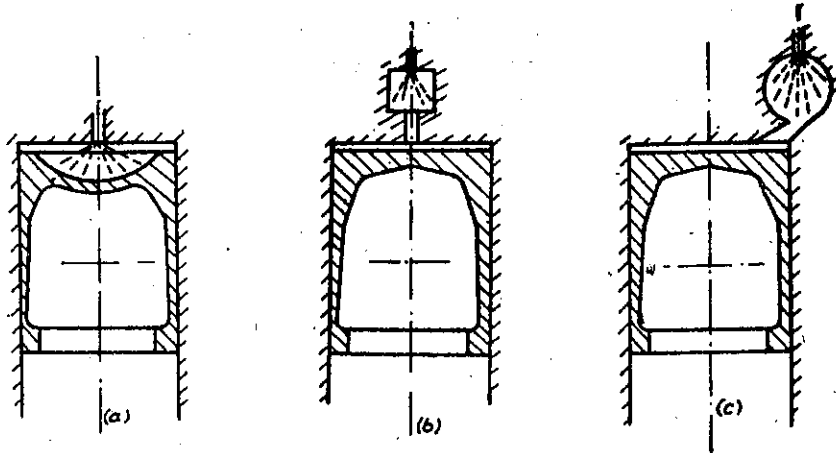
Bu kafa tipinde supaplar silindir kafası üzerine yerleştirilmiştir; ısı kayıplarına sebep olan soğutma yüzeyi iş yapan gazların hacmine nazaran en azdır. Buji silindir kafasına merkezi olarak yerleştirilebilir. Binnetice, alev uzun zamana ihtiyaç göstermeden karışımın tamamını yakar. Bu sebepten bu kafa şekli hem vuruntuya mukavim hem de ısı verimi en yüksek olan kafadır. Silindire giriş ve çıkıştaki kanallar kısa olduğu ve az kavisle yapılabildiği için bu kafa ile mücehhez motorların volümetrik verimleri en yüksektir. Buna mukabil, supapların silindir kafasına yerleştirilmesi sebebiyle, supaplara, kam milinden hareketin nakli pahalı bir yoldan yapılmak zorundadır.

d) L-kafası.

L-kafasında supaplar gövdeye yerleştirilmiştir. Bu sebepten kam milinden supaplara hareketin nakli daha ucuz bir şekilde sağlanabilir. Buji, silindir bloku içerisinde bulunan eksoz supabına karşı olarak yerleştirilir. En son yanan karışımın miktarını en küçük değerde tutabilmek için silindir kafası pistonun üst ölü noktasına azami derecede yaklaştırılmıştır. Pistonun üst kısmında bulunan hacimle, supapların üst kısmında bulunan hacim dar bir yarıkla birleştirilmiş gibidir. Sıkıştırma strokunun sonla-

rına doğru silindirdeki karışım büyük bir hızla supapların üst tarafında kalan hacme akar. Bu suretle meydana gelen kuvvetli hava hareketi yanma hızının artmasını intaç eder. Yüksek yanma hızı, vuruşta bahsinde görüleceği veçhile vuruntuyu azaltıcı olarak tesir eder.

L-Kafasına, ilk patentini alan araştırmacıya izafeten *Ricardo* kafası da denir. Ucuz motorların ekserisi bu cins kafa konstrüksiyonuna maliktir. Mamafî bu kafa ile temin edilen toplam verim, I- veya F- kafası ile elde edilen verim kadar yüksek değildir. Bunun sebebi, emme ve eksoz kanallarının uzunluğu hasebiyle volümetrik verimin azlığı, kısılma kayıpla-



Şek. (1—10). Muhtelif çeşit Diesel motoru yanma odası konstrüksiyonları.

a — Direkt püskürtmeli, b — Ön yanma odalı, c — Turbülans odalı

rının fazlalığı ve büyük yüzey hacim oranı ve binnetice ısı kayıplarının yüksekliğidir.

1—6.3. Diesel motorlarında yanma odası şekillerine göre konstrüksiyon çeşitleri.

Diesel motorları, piston ile silindir kafası arasında kalan ve yanma odası adı verilen kısmın şekline göre tasnif edilirler.

a) Direkt püskürtmeli Diesel motoru.

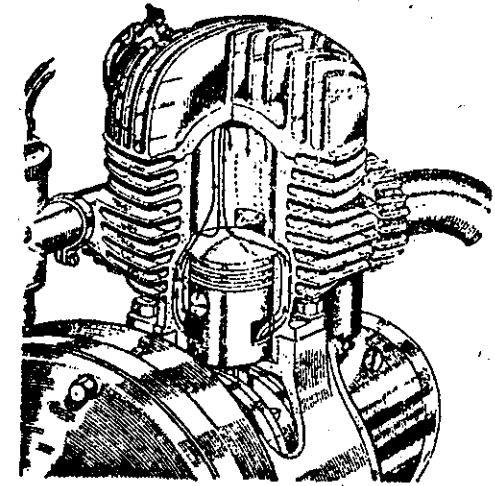
Bu cins Diesel motorunda yakıt, doğrudan doğruya pistonla silindir kafası arasında kalan ve tek bir oda halinde bulunan hacme püskürtülür.

b) Yanma odası bölünmüş Diesel motoru.

Yanma odasından dar bir kanalla ayrılmış ikinci bir odacık, muhtelif şekil ve hacimlerde yapılarak yakıtla havanın kısa bir zamanda karışmasını sağlamak hususunda kullanılır. Bu çeşit Diesel motorlarına bölün-

müş yanma odalı Diesel motorları denir. Bunlarda yakıt, ana yanma odasından dar bir kanalla ayrılmış bulunan odacığa püskürtülür. İlk yanma bu odacıkta olur.

Bölünmüş yanma odalı Diesel motorlarını da odacığın tipine göre ön yanma odalı, turbülans odalı, hava hazneli ve enerji hazneli olmak üzere tasnif etmek mümkündür. Birbirlerinden ayrı bir çok özellikler ihtiva eden bu tip yanma odaları ileride Diesel motorlarında karışım teşkili ve yanma bahsinde etraflı olarak tetkik edilecektir. Burada şu hususu belirtmekle iktifa edeceğiz. Diesel motorlarındaki bu değişik tipler daha ziyade muhtelif çalışma şartlarında sür'atli bir karışım teşkili ve iyi bir yanma temin etmek için ortaya çıkmıştır. Direkt püskürtmeli Diesel motorlarında karışım teşkiliyle ilgili bütün mes'uliyet enjektöre



Şek. (1—11). Üç kanallı iki zamanlı bir motosiklet motorunun perspektif kesiti.

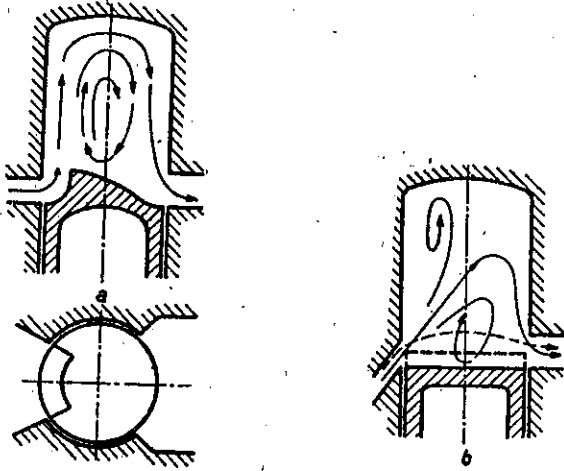
yüklenmiştir. Bölünmüş yanma odalı Diesel motorlarında ise karışım teşkili ve yanmanın mükemmelliği yanma odasını bölmekle elde edilen hava hareketine bağlıdır.

1—6.4. İki zamanlı motorların süpürme ve eksoz kanallarına göre konstrüksiyon çeşitleri.

İki zamanlı motorlarda silindir içerisindeki eksoz gazlarının tamamen süpürülmesi yüksek devir sayılarında büyük zorluklar arzeder. Bu zorlukların giderilmesi maksadıyla çeşitli konstrüksiyonlar meydana getirilmiştir.

a) Karterden süpürmeli iki zamanlı motorlar.

Ekseriya üç kanallı olarak yapılan bu motorlarda pistonun alt yüzü, süpürme havasını karter içerisinde sıkıştırmak için kullanılır. Piston alt ölü noktaya doğru giderken alt yüzü ile, kartere emilen karışımı sıkıştırır. Pistonun üst kenarı tarafından serbest bırakılan eksoz kanalından silindirdeki eksoz gazları dışarıya atılır. Bunu takibeden sürede piston üzerindeki pencere gövdedeki kanalın karşısına gelir ve karterde bu ana kadar sıkışma durumunda olan karışım bu pencere ve kanal üzerinden silindir içerisine akar; ve silindir içerisindeki eksoz gazlarını dışarı atar. Kartere taze karışımın emilmesi piston üst ölü noktaya doğru giderken alt kenarının dışarıya açılan bir kanalı serbest bırakmasıyla başlar. Bū-



Şek. (1-12) a. İki zamanlı enine süpürmeli bir motorun prensip şeması.

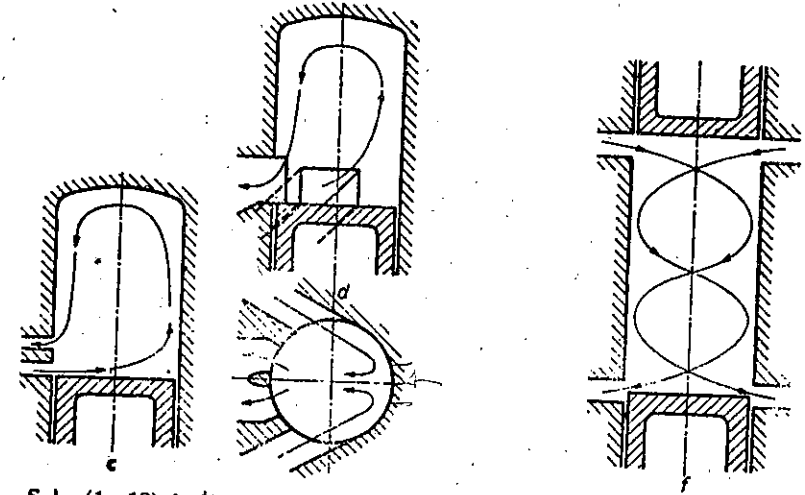
tün sıkıştırma stroku boyunca yani piston alt ölü noktadan üst ölü noktaya varıncaya kadar kartere bu kanal üzerinden taze karışım emilir. Şekil (1-11) de üç kanallı hava ile soğütulan iki zamanlı bir motosiklet motorunun perspektif kesiti görülmektedir.

b) Enine süpürmeli iki zamanlı motor.

Şekil (1-12) a da iki zamanlı enine süpürmeli bir motorun şematik resmi verilmiştir. Bu resimden anlaşılacağı veçhile süpürme havası silindirin bir tarafından içeri girmekte ve eksoz gazlarını önüne katıp karşı taraftan dışarıya atmaktadır.

c) Dönüşlü süpürmeli iki zamanlı motor.

Şekil (1-12) b de dönüşlü süpürmeli iki zamanlı motorlara ait kesitler görülmektedir. Bu tip iki zamanlı motora, ilk patentini alan şahsa izafeten *Schnürle* süpürmeli iki zamanlı motor da denir. Süpürme havası silindire girdikten sonra karşı cidara çarparak silindir kafasına ve oradan da ilk geldiği istikamete doğru bir halka yaparak geri döner. Bu



Şek. (1-12) b. İki zamanlı dönüşlü süpürmeli motorun prensip şemaları.

Şek. (1-12) c. İki zamanlı doğru akım süpürmeli bir motorun prensip şeması.

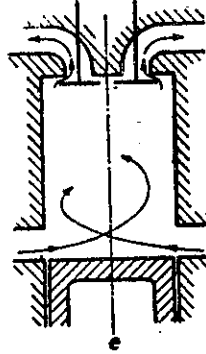
suretle silindir eksoz gazlarından daha iyi bir şekilde süpürülmektedir. Dönüşlü süpürmeli iki zamanlı motor, süpürmenin daha mükemmel olması hasebiyle daha yüksek ortalama efektif basınç temin etmeyi mümkün kılar. Bu tip iki zamanlı motorda süpürme havasının takibettiği yol nispeten daha uzun olduğundan daha yüksek süpürme basınçlarına ihtiyaç vardır.

d) Doğru akım süpürmeli iki zamanlı motor.

Şekil (1-12) c de doğru akım süpürmeli iki zamanlı bir motorun prensip şeması verilmiştir. Doğru akım süpürmeli iki zamanlı motorlarda süpürme havası bir yönde akar. Bu suretle yanma odası ile irtibatla olan elemanların maruz kaldığı sıcaklık değişimlerinin sınırları daraltılmış olur. Böylece sıcaklık değişimlerinin sebep olduğu gerilim değişimleri ve binetice bu değişimlerin cereyan ettiği elemanların yorulması azaltılmış olur. Doğru akım süpürmesinin diğer bir faydası da akım kesitlerinin fazla yapılabilmesi ve akımın büyük istikamet değişimlerine maruz kal-

madan cereyan edebilmesi sebebiyle daha yüksek bir volümetrik verim vermesidir.

Piston alışmaları genel olarak sıcaklığa daha az mukavimdir. İki zamanlı motorların bir mahzuru pistonun, yüksek hızlı yani ısı iletgenlik katsayısı çok yüksek olan eksoz gazlarının tahripkâr tesirine maruz kalmasıdır. Doğru akım süpürmeli iki zamanlı motorlarda pistonla kumanda edilen eksoz penceresi yerine supap kullanmak mümkündür. Bu suretle motora daha büyük bir emniyet sağlanmış olur. Şekil (1—13) de eksoz supaplı doğru akım süpürmeli iki zamanlı bir motorun kesiti verilmiştir.

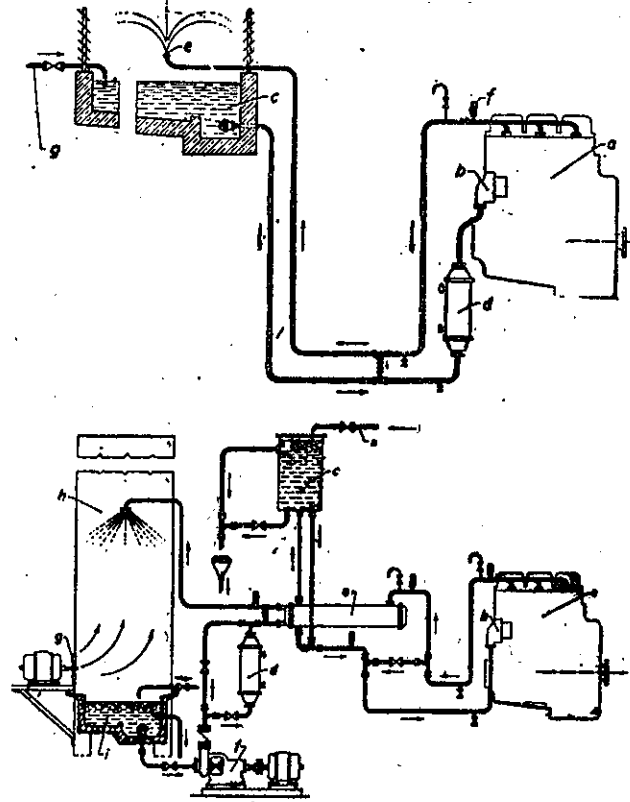


Şek. (1—13). İki zamanlı, eksoz supaplı doğru akım süpürmeli bir motorun kesiti.

Doğru akım süpürmesi dolgu değişiminin *asimetrik* bir şekilde kumanda edilebilmesini sağlar. Diğer çeşit iki zamanlı motorlarda, süpürme ve eksoz pencerelerinin kumandası bir piston vasıtasıyla yapıldığından kumanda zamanları ölü noktaya nazaran simetriktir. Süpürmenin az bir maddede ve enerji kaybıyla yapılabilmesi için simetrik kumandalı iki zamanlı motorlarda eksoz penceresinin süpürme penceresinden erken açılması lazımdır. Erken açılma, kumanda zamanlarının simetrik olması hasebiyle geç kapanmayı icabettirir. Böyle bir motorda, silindire daha fazla dolgunun girmesini temin etmek için *art doldurma* yapmak imkânı yoktur. Doğru akım süpürmeli iki zamanlı motorlarda ise ister supaplı ister supapsız olsun *asimetrik* kumanda temin etmek mümkündür; yani eksoz pencere veya supabını süpürme penceresinden, evvel açıp erken kapamak mümkündür. Böylece eksoz penceresi kapandıktan sonra dahi açık tutulan süpürme penceresinden silindire daha fazla dolgu göndermek mümkündür. İki zamanlı motorlarda eksoz penceresi kapandıktan sonra silindir içerisine dolgu gönderme ameliyesine *art doldurma* adı verilir. Tariften de anlaşılacağı veçhile, *art doldurma* daha yüksek bir ortalama efektif basıncın elde edilmesini sağlar.

1—6.5. Soğutma şekline göre konstrüksiyon çeşitleri.

Soğutma şekillerine göre motorları *hava ve su ile soğutulan* olmak üzere ikiye ayırmak mümkündür. Hava ile soğutulan motorlarda bir vantilatörle emilen soğutma havası doğrudan doğruya soğutulması gereken silindir cidarı ve silindir kafası ile temas eder. Su ile soğutulan motorlarda ise çift cidarlı olarak yapılan silindir gömleği ve silindir kafası bu



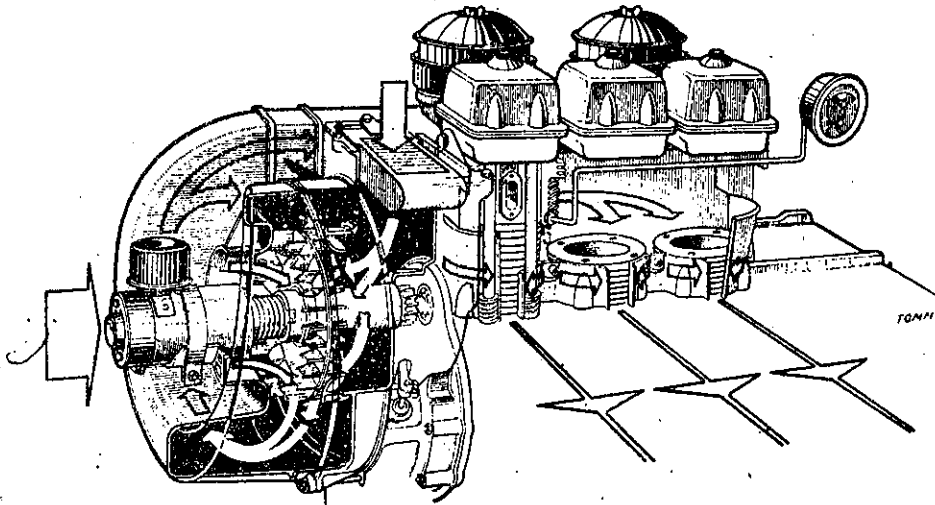
Şek. (1—14). Su ile soğutulan motorlarda kullanılan tek ve çift devreli soğutma sistemlerinin prensip şemaları. (Üstte — Tek devreli, altta — Çift devreli soğutma sistemi).

cidarlar arasında dolaşan soğutma suyu ile soğutulur. Su ile soğutma çift veya tek devreli olarak yapılır. Çift devreli soğutmada dış devrede ekseriya hava kullanılır. Büyük stasyonier motorlarda dış devrede su dolaşır. Tek devreli soğutmada soğutma suyu motoru soğuttuktan sonra doğrudan doğruya dışarıya atılır. Küçük bot motorları da bu tiptendir. Şekil (1—14) de su ile soğutulan motorlarda kullanılan tek ve çift devreli soğutma sistemlerinin prensip şemaları verilmiştir.

Şekil (1—15) de hava ile soğutulan bir motorun umumî görünüşü verilmiştir. Bu resimden de anlaşılacağı veçhile hava ile soğutulan motorlar su ile soğutulan motorlardan çok daha basit ve imali kolaydır. Hava ile soğutulan motorların imalindeki bu kolaylığa rağmen gelişmelerinin son senelere kadar gecikmesinin sebebi efektif bir soğutmanın teminindeki ve pistonla silindir arasındaki toleransların arzu edilen değerde tutulmasındaki zorluk olmuştur.

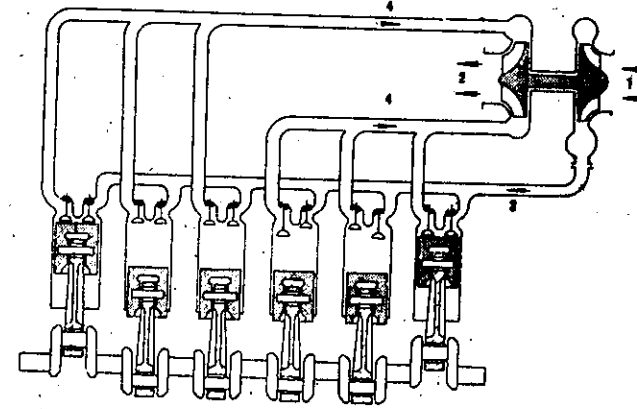
1—6.6. Aşırı doldurma durumuna göre konstrüksiyon çeşitleri.

Belirli bir strok hacmine malik bulunan bir motordan alınan güç, motorun

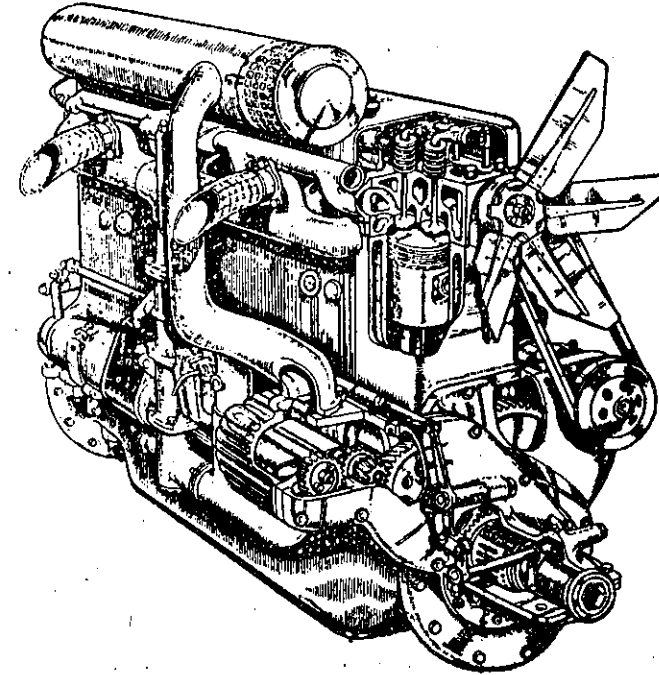


Şek. (1—15). Hava ile soğutulan bir motorun görünüşü.

yanma odasına sokulan yakıtın miktarına bağlıdır. Yakıtın silindir içerisinde kifayetti bir verimle yanabilmesi için ağırlığının asgari 10—25 misli havaya ihtiyaç vardır. Bu değerlerden küçüğü benzin büyüğü ise Diesel motorlarındaki tam gaz durumuna tekabül eder. Buna göre motorlardan alınabilen gücün azami değeri silindir içerisine sokulabilen havanın miktarına bağlıdır. Normal olarak atmosfer basıncını haiz bulunan bir ortamdan emiş yapan motorlardan daha fazla bir güç alabilmek için silindir içerisine havayı daha yüksek bir basınç altında sokmak gerekir. Bu çeşit motorlara *aşırı doldurmalı* motorlar denir. Aşırı doldurmalı motorlarda emme periyodu sonundaki basınçlar normal olarak 1,2—1,6 at arasında hatta bazı özel gemi motorlarında çok daha yüksek olduğundan sıkıştırma sonu basınç ve sıcaklıkları aşırı doldurmasız motorlarınkinden çok daha yüksektir. Binnétice yanması kontrolsüz olarak



Şek. (1—16). Turbo-kompresörle aşırı doldurmanın prensip şeması.



Şek. (1—17). Mekanik kompresörlü bir taşıt benzin motoru.

cereyan eden benzin motorlarında aşırı doldurma halinde yanma sonu basınç ve sıcaklıkları da normal motorlarınkisinden çok daha yüksektir. Diesel motorlarında ise durum, yanmanın kontrollü olarak cereyan etmesi sebebiyle biraz farklıdır. Sıkıştırma sonundaki sıcaklıkların yüksek olması sebebiyle Diesel motorlarında yanma daha müsait şartlar altında cereyan edeceğinden ileride etraflı olarak izah edilecek olan tutuşma gecikmesi azalır ve dolayısı ile yanma esnasındaki basınçlar normal Diesel motorlarındakinden daha küçük olabilir.

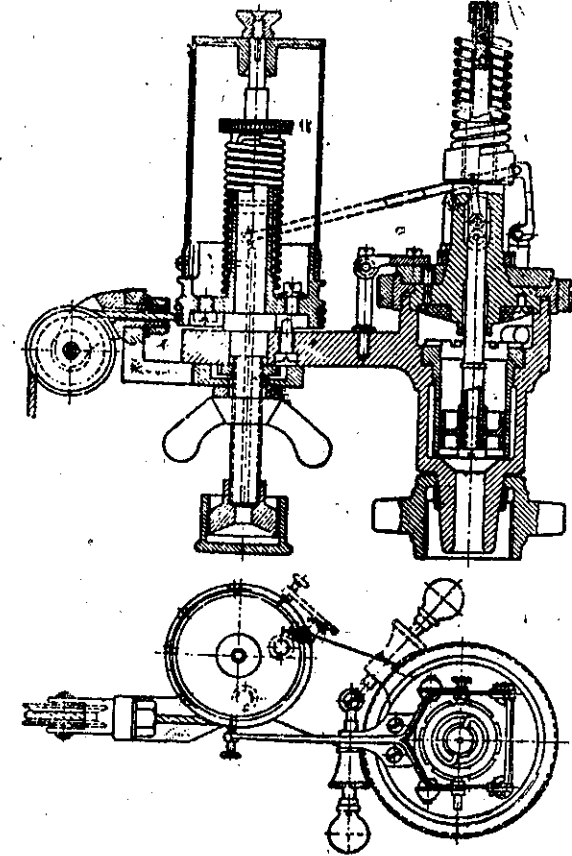
Aşırı doldurma, havayı sıkıştıran kompresörün tahrik şekline göre *mekanik* veya *turbo-kompresörlü* olabilir. Mekanik kompresörle aşırı doldurulan motorda kompresör genel olarak krank milinden hareketini alır. Turbo-kompresörle aşırı doldurmada kompresör bir gaz turbini vasıtasıyla tahrik edilir.

Şekil (1—16) ve (1—17) de mekanik ve turbo-kompresörle aşırı doldurmaya ait prensip şemaları verilmiştir.

2 — Basınç Ölçülmesi

2 — 1. Basınç Ölçme cihazları.

Motorlarda teorik çevrimin ne nispette gerçekleştiğini yani her çevrimde silindir içerisine sevk edilen yakıtın enerjisinin ne kadarının mekanik işe değiştiğini tespit edebilmek için silindir içerisindeki basınç değişiminin bilinmesi gerekir. Bundan başka motor içerisinde muhtelif stroklarda cereyan eden olayları etüd edebilmek, hareket elemanlarının gerek mekanik ve gerekse termik zorlanmalarını hesaplayabilmek için silindir



Şek. (2—1). Helisel yaylı mekanik endikatörün prensip şeması.

içerisindeki basıncın ve bunların türevlerinin zamana göre değişimini bilmek gerekir.

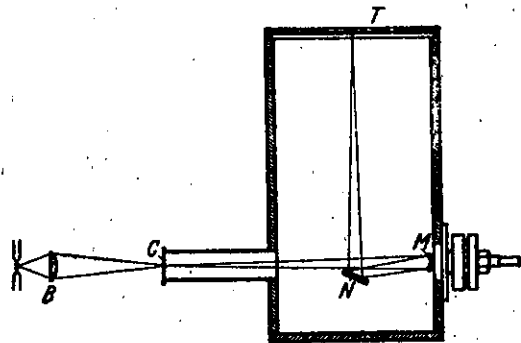
2—2. Mekanik endikatörler.

Şekil (2—1) de mekanik bir endikatörün şematik resmi verilmiştir. İşleyiş tarzı ve ana elemanları resimden kolayca anlaşılabilen bu endikatörün ataleti sebebiyle yüksek devirli motorlarda kullanılması mevzuu bahis değildir. Bu tip endikatörlerin kullanma sınırı takriben 400 — 500 devir/dakikadır. Mamafî çubuk yaylı ve çok hafif yazma tertibatlı endikatörler vasıtasıyla kullanma sınırını 750 devir/dakikaya çıkarmak mümkündür. Mekanik endikatörlerin mahzurlarını aşağıdaki şekilde sıralayabiliriz:

- 1 — Fazla atalet dolayısı ile süratlı olarak değişen olayların basıncını distorziyonsuz gösteremez.
- 2 — Silindir içerisindeki yüksek basınçların gösterilebilmesi için kuvvetli olarak yapılması gereken yaylarla dolgu değişimi olaylarına tekabül eden alçak basınçların kaydı mümkün olmaz. Dolgu değişimi olaylarının kaydı için *ince yay* kullanmak zarureti vardır. Bu yaylarla da yüksek basınçların kaydı mümkün olmaz.
- 3 — Gazların tesir ettiği piston ile silindir arasındaki ve hareketin naklini temin eden elemanların mafsallarındaki sürtünmeler aletin hassasiyetini azaltır.

Mekanik endikatörlerin en önemli avantajı basitlik, ucuzluk ve kullanmadaki kolaylıktır.

2—3 Optik endikatörler.



Şek. (2—2). Optik endikatörün prensip şeması.

B — Mercek, C — Diyafram, M — Verici ayna, N — Zaman verici ayna T — Buzlu cam

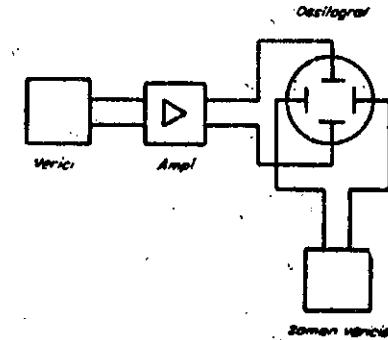
Optik endikatörlerde basıncın tesir ettiği eleman veya eleman grubu aynen mekanik endikatörlerde olduğu gibidir. Yegane fark yazma tertibatıdır.

batındadır. Basınç tıpkı mekanik endikatörlerde olduğu gibi ya bir piston veyahutta elastiklik sınırları dahilinde zorlanan bir membran üzerine tesir eder. Pistona veya membrana raptedilen küçük bir ayna, üzerine düşürülen bir ışık hüzmesini saptırır. Işık hüzmesinin sapması bir fotoğraf kâğıdı üzerine kaydedilir.

Şekil (2—2) de optik bir endikatörün prensip şeması verilmiştir.

1—3. Elektrik endikatörler.

Elektrik endikatörler Şekil (2—3) de verilen blok şemadan anlaşılacağı veçhile üç grup elemandan müteşekkildir. Birinci grup *verici* dir. Verici mekanik impulsu elektrik büyüklüğe çevirir. Normal olarak bu elektrik büyüklükler herhangi bir gösterme cihazında direkt göstermeye yetecek kuvvette değildir. Bunun için bu değerlerin büyütülmesi gerekir. İkinci



Şek. (2—3). Elektrik endikatörün blok şeması.

grup elemanlar büyütme işini yapar ve *amplifikatör* adını alır. Üçüncü grup elemanlar *gösterici* adı altında toplanır. Elektrik endikatörler vericilerinin adıyla adlandırılır. Bilindiği veçhile *mekanik tesirler altında metallerin elektrik direnci, kapasitesi, reaktansı* ilah. değişir. Buna göre elektrik endikatörleri vericilerine izafeten aşağıdaki şekilde sıralayabiliriz:

1 — Direnç vericili endikatörler.

Genel olarak iletgenlerin hacimlerini küçültme ve dolayısıyla moleküllerini birbirlerine yaklaştıran her tesir bu iletgenin özgül direncini azaltır. Diğer taraftan bir telin direnci uzunluğuyla direkt, kesit alanı ile ters orantılıdır. Mekanik zorlanmalar altında gerek uzunluk ve gerekse kesit alanı değişeceğinden tellerin direnç değişimleri mekanik zorlanmaların ölçülmesinde kullanılabilir.

2 — Kapasitif vericili endikatörler.

Aralarındaki mesafe plakların ebadına nazaran kabili ihmal olan bir kondensatörün kapasitesi plaklarının arasındaki mesafe ile ters orantılıdır. Plaklardan birisinin sabit diğerinin müteharrik olarak yerleştirildiğini kabul edelim. Müteharrik plaka basınçla orantılı bir yer değiştirmesi verilirse bu kondensatörün kapasitesi basınçla orantılı olarak değişir. Bir elektriki titreşim devresine bağlanmış bulunan bu kondensatör sebebiyle devrenin rezonans frekansı, devrede geçen akım ve faz farkı değişir. Bu değişimler yardımıyla kapasitenin değişmesine sebep olan basınç elektriki yoldan ölçülebilir.

3 — Endüktif vericili endikatörler.

Doğru akımla beslenen bir elektromagnetin manyetik alanı içerisinde hareket ettirilen yumuşak demirden yapılmış bir membran, elektromagnetin sargı tellerinde veya bunun üzerine sarılmış başka bir sargının tellerinde membranın hareket hızı ile orantılı bir gerilimin endüklenmesine sebep olur. Bu gerilim basıncın değişme hızı ile orantılıdır. Böyle bir verici ile ölçülen değer basıncın zamana göre türevidir. Elektromagnetin sargılarından geçen akım alternatif ise elektromagnetin çekirdeği ile membran arasındaki hava boşluğunun değişmesi elektromagnetin empedansını değiştirir. Dolayısıyla elektromagnetin sargısından geçen akımın şiddeti membranı hareket ettiren basıncın değişmesi ile ilgili olarak değişir.

4 — Manyeto-elektrik vericili endikatörler.

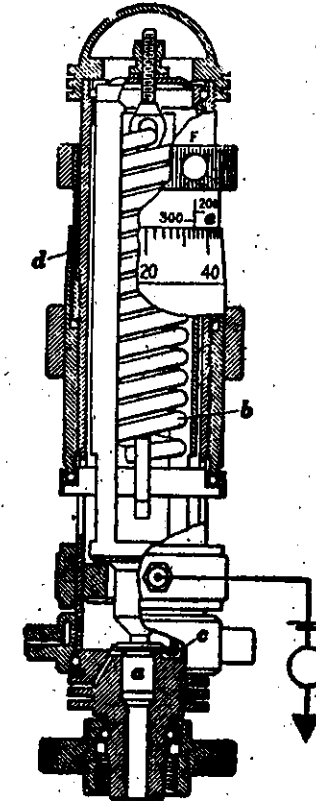
Ferro-manyetik madenlerin burulma, çekme ve basma gibi mekanik zorlanmaların tesiri altında manyetik özelliklerinde değişmeler meydana gelir. Buna *Wiedemann-Effekt'i* denir. Bu suretle meydana gelen manyetik değişmeler elektriki yoldan mekanik değişmelerin ölçülmesini mümkün kılar.

5 — Piezo-Elektrik vericili endikatörler.

Bazı kristallerin, mekanik zorlanmaların tesiri altında potansiyallerinde bir değişme meydana gelir. *Kuvars*, *turmalin* ve *senyet* bu cins kristallerin teknikte basınç ölçümünde kullanılan birkaçıdır. Kuvars kristali ile basıncın ölçülmesi bilhassa yüksek basınç ve sıcaklıklara dayanıklılığı sebebiyle motor tekniği sahasında geniş bir tatbikat yeri bulmuştur. Kuvars kristali elektriki eksen istikametinde sıkıştırıldığı zaman beher kilogram için $2 \cdot 10^{-11}$ Coulomb luk bir elektrostatik potansiyal meydana gelmektedir. Piezo-Elektrik vericilerin en büyük mahzuru izolasyon ve etalonaj zorluğudur.

2-5. Muhtelif tip endikatörlerin mukayesesi.

Mekanik endikatörler ucuz, dış tesirlere karşı daha mukavim ve kullanılması kolaydır. Buna mukabil ataleti fazla olduğu için yüksek devirli motorlara uygun değildir. Elektriki endikatörlerle basınç değişiminin büyük bir hassasiyetle kaydı veya takibi mümkündür. Piezo-Elektrik vericiler müstesna diğer bütün elektriki vericiler sıcaklığa karşı hassas olup sıcaklık kompanzasyonu ile mücehhez olmayan endikatörlerde bu yüz-



Şek. (2-4). Maksimum basınca erişildiğini elektriki olarak gösteren maksimum basınç endikatörü.

den hata zuhur edebileceği unutulmamalıdır. Mekanik, optik ve elektromanyetik endikatörler motor gövdesindeki mekanik titreşimlere karşı hassastır.

2-6. Maksimum basınç endikatörü.

Bilhassa Diesel motorlarında her silindire eşit miktarda yakıt püskürtülüp

püskürtmediğini, püskürtme avansının ayar durumunu ve kompresyon sonu basınçlarını kontrol etmek için silindirler içerisindeki basınç değişimini bilmek pratik maksatlar için çok masraflıdır. Bunun için sadece maksimum basınçların ölçülmesi maksada götüren bir kriter temin eder. Şekil (2—4) de maksimum basınca erişildiğini elektriki olarak gösteren bir maksimum basınç endikatörünün kesit resmi verilmiştir.

(a) Pistonu üzerine bir taraftan silindir içerisindeki basınç diğer taraftan gerginliği elle ayarlanabilen bir yay tesir etmektedir. Silindir tarafındaki basınç yayın basıncından daha büyük olduğu müddetçe (c) kontaktörü elektriki devreyi kapatır ve devredeki neon lambasını yakar. Yayın basıncı yavaş yavaş artırılarak lambanın hiç yanmadığı durum elde edilir. Bu durumda yay basıncı silindir içerisindeki maksimum basınca eşittir. Yay basıncı mikrometrik bir tertibatla okunur. Neon lambası kullanılması sebebi ataletsiz bir yanıp sönme sağlamaktır.

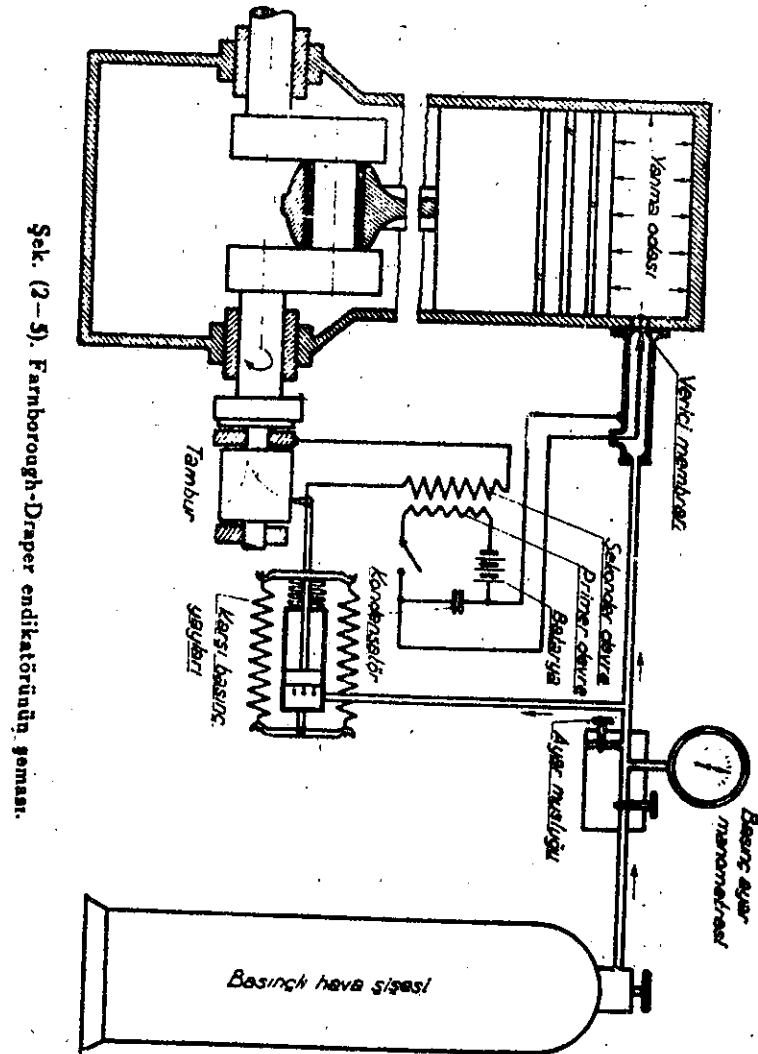
2—7. Ortalama çevrim endikatörü.

Enerji bilançosunun mevzu bahis olduğu hallerde ortalama çevrim endikatörlerinin kullanılması gerekir. Zira silindir içerisinde cereyan eden olaylar her çevrimde birbirlerinden ihmal edilemeyecek farklar arzeder. Bunun için uzunca bir zamana teşmil edilen olayların ortalamasını veren diyagramlar momentan diyagramlara nazaran daha sahih bir bilanço verirler. Şekil (2—5) ve (2—6) da elektriki ve optik olarak kayıt yapan iki ortalama basınç endikatörünün prensip şeması verilmiştir. Yanma odasına takılan verici elastik bir membran ve elektrodan müteşekkildir. Elektrod alçak gerilimli elektriki devrenin bir elemanıdır. Membran, aynı devrenin motor gövdesi üzerinden topraklanan ucudur. Membran üzerine bir tarafından silindir içerisindeki basınç, diğer tarafından değeri elle ayarlanan bir basınç tesir eder. Membran karşısındaki elektrodla temas ettiği müddetçe elektriki devreden bir akım geçer. Devre, silindir içerisindeki basınç, ayar basıncından büyük oldukça kapanır. Ayar basıncını sıfırdan itibaren yavaş yavaş artırarak silindir içerisindeki basıncın seyrini tespit etmek mümkündür.

Elektriki yazıcı tertibatı haiz bulunan tiplerde elektriki devreden akımın geçmeye başladığı ve akımın kesildiği anlarda meydana gelen manyetik alan değişimleri sebebiyle endüklenen gerilimler yazma tertibatında bir elektriki deşarjın olmasını temin eder. Deşarj esnasında geçen akım kayıt tertibatındaki kâğıt üzerine bir delik açar. Buna göre bu tip endikatörde diyagram ince deliklerle sınırlanmıştır.

Optik kayıt tertibatlı endikatörde kayıt ameliyesi devreden geçen akı-

min neon lâmbasını aydınlattığı sırada elde edilen ışığın fotoğraf kâğıdı üzerine tesir etmesiyle sağlanır ¹⁾

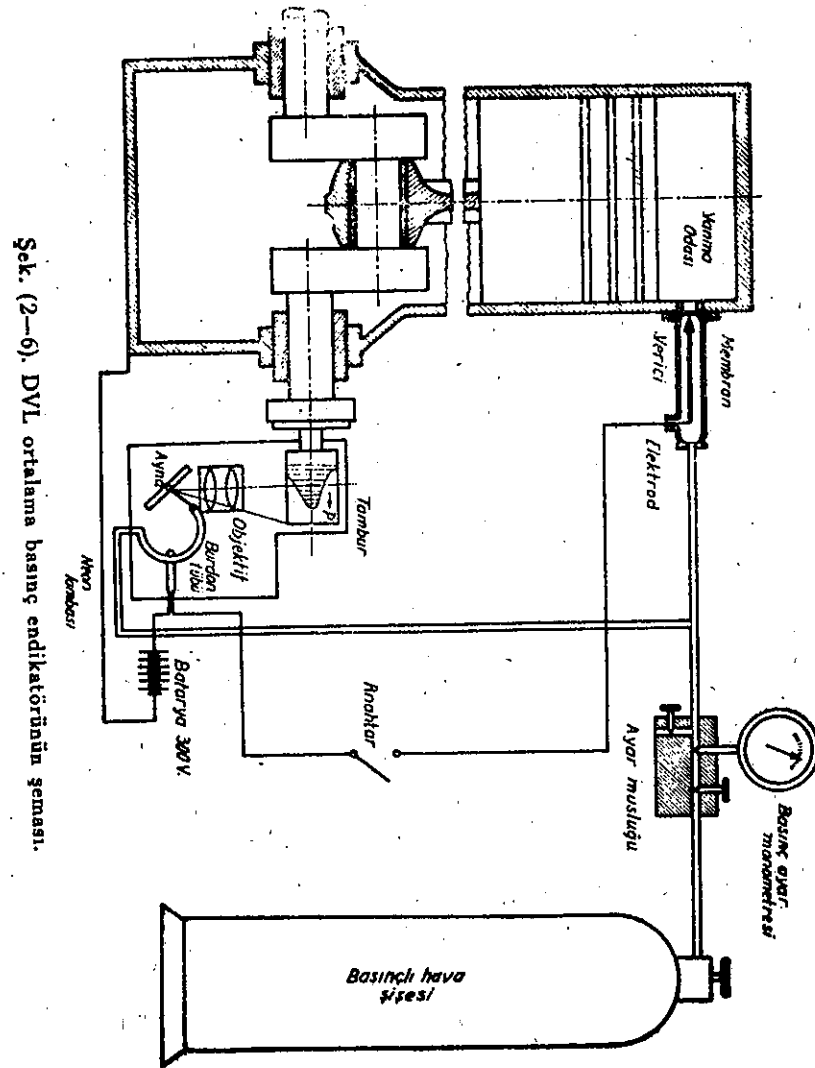


Şek. (2—5). Farnborough-Draper endikatörünün şeması.

Mukayese basıncı Farnborough-Draper endikatöründe deşarj kaleminin bağlı bulunduğu pistonu, DVL-endikatöründe ise üzerine neon lambasından

1) Daha fazla bilgi edinilmesi için İ. H. Öz, Kuvvet Makinalarında Ölçü Tekniği, 1959, İ. T. Ü. Yayın NO. 426'ya bak.

gelen ışığın düşürüldüğü aynanın tesbit edilmiş bulunduğu Bourdon tüpüne tesir etmektedir. Bu suretle endikatör diyagramının alınması için



Şek. (2-6). DVL ortalama basınç endikatörünün geması.

gerekli olan düşey sapmaların basınçla orantılı olarak cereyan etmesi sağlanır.

2-7. Ortalama basınç.

Bir çevrimde yapılan işin pistonun strok hacmine oranına *ortalama basınç* denir. Yapılan iş olarak endikatör diyagramından bulunan iş nazarı itibara alınır bu tarife göre hesaplanan ortalama basınca *endike ortalama basınç* denir. Eğer iş olarak efektif iş yani motorun iş milinden alınan iş nazarı itibare alınır bulunana ortalama basınca *effektif ortalama basınç* denir ¹⁾

Endikatör diyagramından ortalama endike basınç

$$p_{mi} = \frac{F}{s} \cdot a \quad \dots\dots(2-1)$$

denklemleri yardımıyla bulunur. Burada

p_{mi} = Ortalama endike basınç $\dots\dots\dots(\text{kg/cm}^2)$

F = Endikatör diyagramının alan. $\dots\dots\dots(\text{mm}^2)$

s = Endikatör diyagramının taban uzunluğu $\dots\dots(\text{mm})$

a = Endikatörün yay katsayısı $\dots\dots\dots(\text{kg/cm}^2/\text{mm})$

dir.

2-8. Mekanik verim.

Endikatör diyagramı vasıtasıyla ölçülen iş, gazlar tarafından pistonla verilen işe eşittir. Pistonla silindir, millerle yataklar ve benzeri elemanlar daki izafi hareketin sebep olduğu sürtünmeler sebebiyle bu işin bir kısmı zayi olur ve motorun iş miline endikatör diyagramının alanına tekabül eden işten daha küçük bir iş intikal eder. Genel olarak alınan endikatör diyagramları dolgu değişimi esnasında meydana gelen basınç değişimlerini göstermez. Bu sebepten bu diyagramlardan bulunan iş sadece yüksek basınçların hüküm sürdüğü sıkıştırma ve genişleme stroklarında gazlar tarafından pistonla verilen işe eşittir. Yani endikatör diyagramının alanı gerçek olarak pistonla intikal eden işten dolgu değişimine tekabül eden iş kadar daha büyüktür. Bu husus Şekil (1-5) den anlaşılmaktadır. İnce yay diyagramında görülen bu kayıp sürtünme kayıpları ile birlikte nazarı itibara alınır.

İş milinden alınan işle endikatör diyagramının alanından bulunan işin oranına *mekanik verim* denir. Buna göre

1) Daha fazla bilgi edinilmesi için İ. H. Öz. Kuvvet Makinalarında Ölçü Tekniği, 1959, İ. T. Ü. yayınları No. 426 ya bak.

$$\eta_m = \frac{N_o}{N_i} \cdot 100 \quad \dots (2-2)$$

dir. Burada

η_m = Mekanik verim (%)

N_i = Endikatör diyagramının alanından bulunan işe tekabül eden güç (Ps)

N_o = Motorun iş milinden alınan güç (Ps)

Motorun iş milinden alınan güce efektif güçte denir ve

$$N_o = N_i - \Sigma N_k$$

denkleminde hesaplanabilir. Bu denklemde N_k bil'umum kayıplara tekabül eden güçtür. Yani

$$\Sigma N_k = \text{Sürtünme kayıpları} + \text{Pompalama kaybı}$$

dır.

2-9. Motor karakteristikleri.

Moment ve yakıt sarfiyatı *karakteristik* olarak adlandırılır. Momente dış, yakıt sarfiyatına ise iç karakteristik denir. Motorun iç ve dış karakteristikleri devir sayısına ve çalışma durumuna kuvvetle bağlıdır. Bu bağlantılılık motorun *karakteristik alanını* teşkil eder. Nominal değerler bu alanın belirli noktalarıdır.

Kolayca göstermek mümkündür ki, ortalama efektif basınç da moment gibi bir dış karakteristik olarak nazarı itibare alınabilir. Gerçekten ortalama efektif basıncın tarifinden

$$N_o = p_{ms} \cdot \frac{V_H \cdot n}{450 \cdot a} \quad \dots (2-3)$$

yazılabilir. Bu denklemde

N_o = Efektif güç (Ps)

p_{ms} = Efektif ortalama basınç (kg/cm²)

V_H = Strok hacmi (litre)

n = Devir sayısı (d/d)

a = Bir iş çevrimini içerisinde alan krank mili devir sayısı (iki zamanlı motorlar için $a = 1$, dört zamanlı motorlar için $a = 2$)

Diğer taraftan güç, moment ve devir sayısı arasında

$$N_o = \frac{M \cdot n}{116,2} \quad \dots (2-4)$$

bağıntısı vardır. Bu denklemde

M = Moment (kgm)

dir. Denklem (2-2) ve (2-4) den c^* bir sabit olmak üzere

$$p_{ms} = c^* \cdot M \quad \dots (2-5)$$

bulunur. Buradan anlaşılacağı veçhile ortalama efektif basınç da motorun dış karakteristigidir.

2-10. Özgül yakıt sarfiyatı.

Birim zamanda beher beygir gücü başına sarfedilen yakıt miktarına *ölgül yakıt sarfiyatı* denir. Buna göre ölgül yakıt sarfiyatı

$$b = \frac{B \cdot 3600}{\Delta t \cdot N} \quad \dots (2-6)$$

denklemini ile belirtilmiştir. Bu denklemde

N = Güç (Ps)

B = Δt saniyede sarfedilen yakıt (g)

b = Ölgül yakıt sarfiyatı (g/Ps-saat)

dir. Ölgül yakıt sarfiyatı hangi güce indirgenmişse ona uygun bir ad alır. Meselâ endike güce indirgenmişse *endike ölgül yakıt sarfiyatı*, efektif güce indirgenmişse *effektif ölgül yakıt sarfiyatı* denir. Denklem (2-6) dan

$$b_i \cdot N_i = b_o \cdot N_o$$

yazılabilir. Buradan denklem (2-2) yardımıyla

$$\eta_m = \frac{b_1}{b_2} \dots\dots(2-7)$$

elde edilir.

Bir Ps-saat lik iş yapmak için özgül yakıt sarfiyatı kadar yakıt sarfedildiğine göre

$$b \cdot H_u \cdot \eta = 632 \dots\dots(2-8)$$

denklemini yazılabilir.

$$\eta = \text{Verim} \dots\dots\dots(\%)$$

dir.

Buradan anlaşılacağı veçhile özgül yakıt sarfiyatı motorların verimi hakkında kesin bir bilgi vermektedir.

Denklem (2-8) deki verimin cinsi nazarı itibare alınan özgül yakıt sarfiyatına göre belirtilmiştir. Nazarı itibare alınan özgül yakıt sarfiyatı efektif özgül yakıt sarfiyatı ise verim *effektif verim*dir.

3 — İdeal Çevrimler

3-1. Genel bilgi.

Motor çevrimlerindeki olayların çokluğu ve bunların bir birlerine karşılıklı olarak tesir etmesi çevrimlerin incelenmesinde bazı basitleştirici kabuller yapılmasını zaruri kılar. Bunları şu şekilde sıralayabiliriz :

- 1 — Her durumda, çevrimde iş yapan gazların miktarı sabittir.
- 2 — Her durumda, çevrimde iş yapan gazların fiziksel ve kimyasal özellikleri aynıdır.
- 3 — Çevrime ısının sokulması ve çevrimden ısının atılması dış membalar yardımıyla olur.
- 4 — Bütün olaylar reversibl olarak cereyan eder.
- 5 — Genişleme ve sıkıştırma izantropik olarak cereyan eder.
- 6 — Dolgu değişimi mevzuubahis değildir. Zira her çevrimde aynı iş gazı hiçbir değişmeye maruz kalmadan yeniden kullanılmaktadır.

Bu basitleştirmelere göre tasarlanan çevrimlere *İdeal Çevrim* denir. İdeal çevrim şartlarına göre elde edilen neticeler, hernekadar gerçek şartlara tam olarak uymazsa da geliştirme çalışmalarına yol göstermesi bakımından önemi haizdir.

3-2. Otto çevrimi.

Otto çevrimi iki adiyabat ve iki sabit hacim eğrisi ile sınırlanmıştır. Çevrime ısı sabit hacimde sokulmakta ve sabit hacimde atılmaktadır. Sıkıştırma ve genişleme adiyabatik olarak yapılmaktadır. Şekil (3-1) de bir Otto çevrimi pv- ve Ts-diyagramlarında gösterilmiştir. Verim

$$\eta_r = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \dots\dots(3-1)$$

denklemini ile verilmiştir. Burada

$Q_1 = 23$ — eğrisi boyunca çevrime sokulan ısıyı,

$Q_2 = 41$ — Eğrisi boyunca çevrimden atılan ısıyı

göstermektedir. Sistemde iş yapan gazın özellikleri ve miktarı her durumda aynı kaldığından

$$Q_1 = G c_p (T_3 - T_2)$$

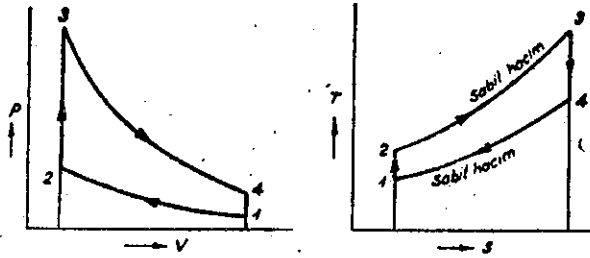
$$Q_2 = G c_p (T_4 - T_1)$$

denklemleri yardımıyla verim için

$$\eta_T = \frac{(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)}{T_3 - T_2} \quad \dots\dots(3-2)$$

bulunur.

G sistemde iş yapan gazın ağırlığı, c_p iş gazının özgül ısıdır. T sıcaklıkları göstermektedir.



Şek. (3-1). Otto çevriminin Pv- ve Ts-diyagramlarında gösterilişi.

Adiyabatik durum değişimleri olarak kabul edilen sıkıştırma ve genişleme aynı iki sabit hacim arasında cereyan ettiğinden

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

dir. Buradan

$$\frac{T_3 - T_2}{T_4 - T_1} = \frac{T_2}{T_1}$$

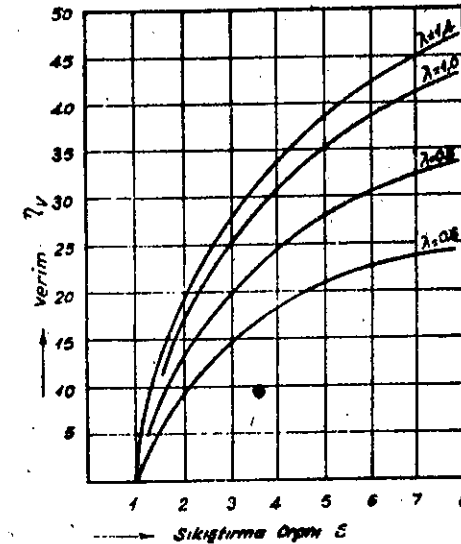
yazılabilir ve Denklem (3-2) ye vazedilerek

$$\eta_T = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad \dots\dots(3-3)$$

elde edilir. Diğer taraftan T_1 ve T_2 sıcaklıkları hacimler cinsinden ifade edilerek verim için

$$\eta_T = 1 - \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} \quad \dots\dots(2-3.1)$$

yazılabilir. k adiyabatlık eksponentidir. v_2 hacmi sıkıştırma sonundaki hacmi gösterdiği için v_1/v_2 oranına sıkıştırma oranı denir. Bu oran ϵ ile gösterilerek verim için bulunan (3-3.1) denklemi



Şek. (3-2). Otto çevrimine ait termik verimin sıkıştırma oranına ve hava fazlalık katsayısına bağlılığı.

$$\eta_T = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \quad \dots\dots(3-3.2)$$

şekline sokulabilir.

Bu denklemden anlaşılacağı veçhile Otto çevriminin verimi

1 — Sıkıştırma oranı,

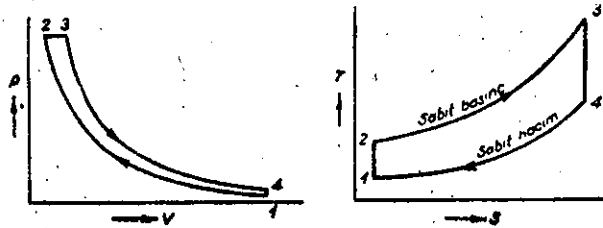
2 — k adiyabatlık eksponenti

arttıkça artar. Saf havanın adiyabatlık eksponenti eksoz gazlarınınkinden daha büyüktür. Şekil (3-2) de termik verimin sıkıştırma oranı ile değişimi gösterilmiştir.

Bu şekilden anlaşılabileceği ve hile Otto çevriminin verimi $\varepsilon = 1$ için sifıra eşittir. Sıkıştırma oranının sonsuza gitmesi halinde termik verim asimtotik olarak 1'e yaklaşır. Yine eğrinin seyrinden anlaşılabileceği ve hile sıkıştırma oranının küçük değerlerinde verimin artması daha sür'atli olarak vukubulmaktadır. Sıkıştırma oranının belirli bir değerden fazla olması verimin ekonomik bir şekilde artırılmasını sağlayamamaktadır. Zira sıkıştırma oranını artırmakla elde edilen verim artması, aynı tesirle meydana gelen ilâve basınç ve sıcaklık artmalarının tevhit edeceği zorlanmaları gidermek için yapılan masrafları karşılamaz. Otto motorlarında bugünkü yakıt şartlarında kullanılan optimum sıkıştırma oranları 7—8 civarındadır. Özel katıklılı yakıtlar kullanılmak suretiyle bu oran bugünkü taşıt benzin motorlarında 10'a kadar çıkarılmaktadır.

3—3. Diesel çevrimi.

Diesel çevriminin sınırları Şekil (3—3) de Pv- ve Ts-diyagramlarında gösterilmiştir. Bu çevrime ısı, sabit basınçta sokulmakta ve sabit hacimde



Şek. (3—3). İdeal Diesel çevriminin Pv- ve Ts-diyagramında gösterilişi.

atılmaktadır. Sıkıştırma ve genişleme adiyabatik olarak cereyan etmektedir. Basıncılı hava ile püskürtmeli, alçak devirli Diesel motorlarının endikatör diyagramı bu çevrimle belirtilmiş bulunan sınırlara uygun bir şekil arzeder.

Termik verim için

$$\eta_T = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \quad \dots\dots(3-1.1)$$

denkleminde

$$Q_1 = G c_p (T_3 - T_2)$$

$$Q_2 = G c_p (T_4 - T_1)$$

yardımla

$$\eta_T = 1 - \frac{1}{k} \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad \dots\dots(3-4)$$

yazılabilir. Bu denklemden c_p sabit basınçtaki özgül ısıdır.

Diğer taraftan Ts-diyagramından kolayca görüleceği ve hile

$$\Delta S_{23} = \Delta S_{41}$$

olduğu nazarı itibare alınarak

$$c_p \ln \frac{T_3}{T_2} = c_p \ln \frac{T_4}{T_1}$$

veya basitleştirme yapılarak

$$\left(\frac{T_3}{T_2} \right)^k = \frac{T_4}{T_1} \quad \dots\dots(3-5)$$

bulunur. Denklem (3—5), Denklem (3—4) de yerine konarak

$$\eta_T = 1 - \frac{1}{k} \cdot \frac{T_1}{T_2} \left[\frac{\left(\frac{T_3}{T_2} \right)^k - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1} \right]$$

bulunur. 23 — arasındaki durum değişmesi sabit basınçta cereyan ettiğinden

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{V_3}{V_2}$$

yazılabilir; ve verim denklemi

$$\eta_T = 1 - \frac{1}{k} \cdot \frac{T_1}{T_2} \left[\frac{\left(\frac{V_3}{V_2} \right)^k - 1}{\frac{V_3}{V_2} - 1} \right] \quad \dots\dots(3-6)$$

şeklini alır. Sıkıştırmanın adiyabatik olarak cereyan ettiği nazarı itibare alınarak ve

$$\frac{V_1}{V_2} = \varepsilon, \quad \frac{V_3}{V_2} = \sigma$$

yazarak Denklem (3-6) dan

$$\eta_T = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \left[\frac{\sigma^k - 1}{k(\sigma - 1)} \right] \quad \dots\dots(3-7)$$

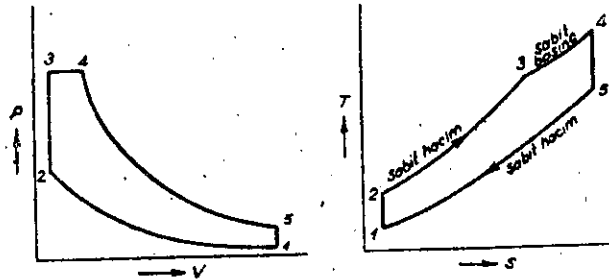
bulunur.

$$\frac{\sigma^k - 1}{k(\sigma - 1)}$$

terimi daima birden büyüktür. Bu sebepten aynı sıkıştırma oranında Diesel çevriminin verimi Otto çevriminkinden daha küçüktür.

3-4. Seiliger çevrimi.

Seiliger çevrimi, ısı sokumu kısmen sabit hacimde ve kısmen sabit basınçta olan bir Diesel çevrimidir. Yüksek devirli Diesel motorlarının endikatör diyagramı daha ziyade Seiliger çevrimine benzer. Bu çevrimin sınırları Şekil (3-4) de gösterilmiştir.



Şek. (3-4). Seiliger çevriminin Pv- ve Ts-diyagramındaki sınırları.

Bu çevrimin termik verimi

$$\eta_T = \frac{(Q_1' + Q_1') - Q_2}{Q_1' + Q_1'} \quad \dots\dots(3-1.2)$$

denklemleri ile belirtilmiştir.

Q_1' = Çevrime sabit hacimde sokulan ısı,

Q_1' = Çevrime sabit basınçta sokulan ısı

Q_2 = Çevrimden atılan ısıdır.

Buna göre.

$$Q_1' = G c_p (T_3 - T_2)$$

$$Q_1 = G c_p (T_4 - T_3)$$

$$Q_2 = G c_p (T_5 - T_1)$$

yazılabilir. Sokulan ve atılan ısıları gösteren bu bağıntılar Denklem (3-1.2) de yerlerine konularak

$$\eta_T = 1 - \frac{T_5 - T_2}{(T_3 - T_2) + k(T_4 - T_3)} \quad \dots\dots(3-8)$$

veya sağ taraftaki ikinci terimin payını T_1 ve paydasını T_1 ile bölerek

$$\eta_T = 1 - \frac{T_1}{T_2} \left[\frac{\frac{T_5}{T_1} - 1}{\left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right) + k\left(\frac{T_4}{T_2} - \frac{T_3}{T_2}\right)} \right] \quad \dots\dots(3-8.1)$$

bağıntısı elde edilir. Diğer taraftan

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

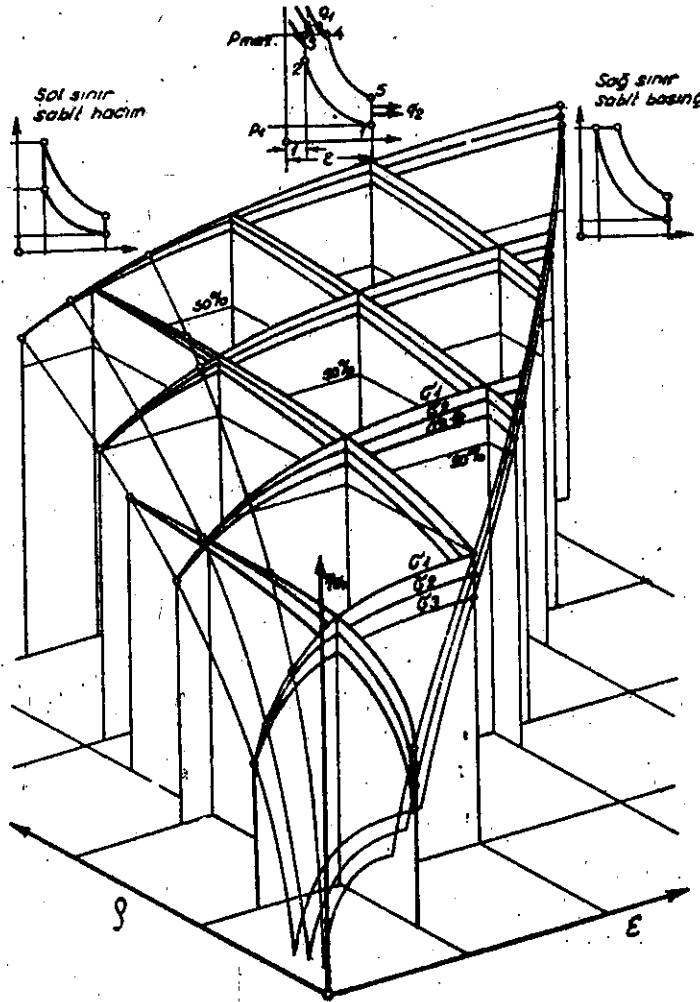
$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{P_3}{P_2}$$

$$\frac{T_4}{T_2} = \frac{T_4}{T_3} \cdot \frac{T_3}{T_2} \quad \text{veya} \quad \frac{T_4}{T_2} = \frac{V_4}{V_3} \cdot \frac{P_3}{P_2}$$

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

olduğu nazarı itibara alınarak

$$\eta_T = 1 - \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1} \left[\frac{\left(\frac{V_4}{V_5}\right)^{k-1} \cdot \frac{V_4}{V_3} \cdot \frac{P_3}{P_2} \cdot \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{k-1} - 1}{\left(\frac{P_3}{P_2} - 1\right) + k\left(\frac{V_4}{V_3} \cdot \frac{P_3}{P_2} - \frac{P_3}{P_2}\right)} \right] \quad \dots\dots(3-8.2)$$



Şek. (3-5). Termik verimin sıkıştırma oranı ϵ , yükleme derecesi σ , basınç oranı ρ ya bağlılığı.

veya

$$\eta_T = 1 - \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{k-1} \left[\frac{\left(\frac{V_4}{V_2} \right)^k \cdot \frac{P_3}{P_2} - 1}{\left(\frac{P_3}{P_2} - 1 \right) + k \left(\frac{V_4}{V_2} - 1 \right) \frac{P_3}{P_2}} \right] \dots (3-7.3)$$

bulunur.

$$\frac{P_3}{P_2} = \rho, \quad \frac{V_4}{V_2} = \sigma, \quad \frac{V_1}{V_2} = \epsilon$$

yazarak

$$\eta_T = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \left[\frac{\sigma^k \cdot \rho - 1}{(\rho - 1) + k \rho (\sigma - 1)} \right] \dots (3-9)$$

elde edilir.

Motorların verimini ve verime tesir eden çeşitli faktörlerin tesir yönünü gösteren (3-3.2), (3-7) ve (3-8) denklemlerinden anlaşılacağı veçhile, verim için en önemli faktör sıkıştırma oranıdır. Şekil (3-5) de, sıkıştırma oranı ϵ nun, basınç oranı $P_3/P_2 = \rho$ nun, yükleme derecesi $V_4/V_2 = \sigma$ nun termik verim üzerindeki tesirleri gösterilmiştir.

Bu şekilden anlaşılacağı veçhile verilen bir sıkıştırma oranı için $\sigma = 1$ olduğu zaman termik verim en büyüktür ve değeri Denklem (3-3.2) ile belirtilmiştir.

Verilen bir maksimum basınç için sıkıştırma oranı ϵ ne kadar büyük olursa verim okadar yüksek olur. Bu durumda $\rho = 1$ için yani Diesel çevrimi teessüs ettiği zaman termik verim en büyüktür; ve değeri Denklem (3-7) ile belirtilmiştir.

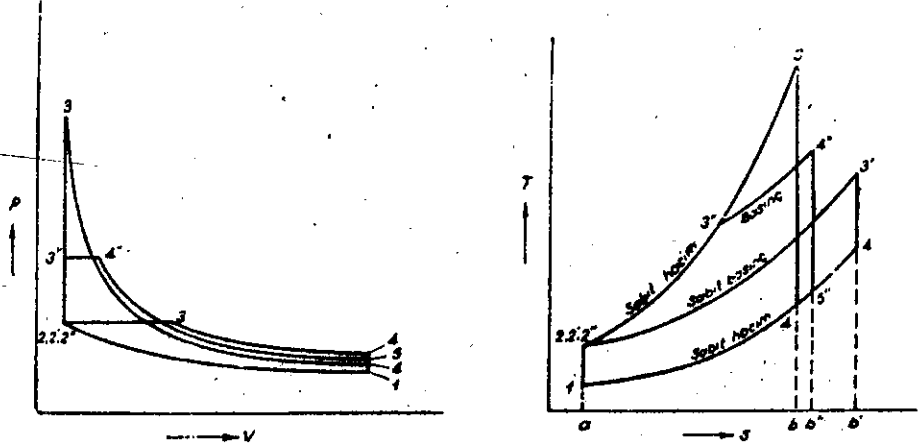
Seiliger çevriminde yükleme derecesi σ ne kadar küçükse termik verim okadar büyük olur.

3-5. İdeal çevrimlerin mukayesesi.

Sıkıştırma oranı ve sokulan ısı aynı.

1, 2, 3, 4,... sayıları Otto, 1', 2', 3', 4',... sayıları Diesel ve 1'', 2'', 3'', 4'',... Seiliger çevrimine ait noktaları gösterebilir. Şekil (3-6) da sıkıştırma oranları ve sokulan ısıları aynı olan Otto, Diesel ve Seiliger çevrimine ait diyagramlar P_v - ve T_s - diyagramlarında üst üste mukayeseli olarak gösterilmiştir. 23 eğrisi sabit hacimdeki, 2'3' eğrisi sabit basıncıdaki ve 2'3'4'-eğrisi sabit hacim ve sabit basıncıdaki ısı sokumlarını ifade etmek-

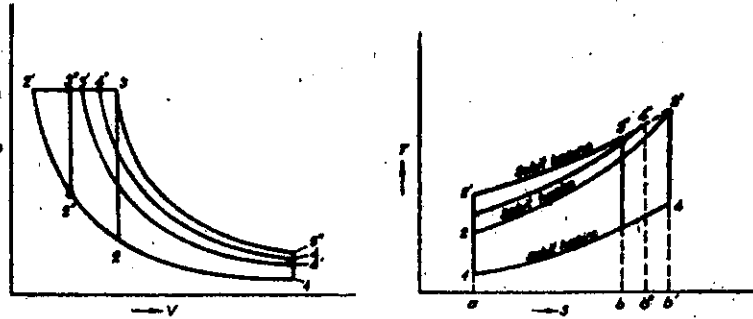
tedir. Bu eğrilerin alt tarafında kalan alanlar sokulan ısılarla eşittir. Görülüyor ki bu şartlar altında Otto çevriminin verimi en yüksek Diesel çevriminkisi en fenadır.



Şek. (3-6). Sıkıştırma oranları ve sokulan ısıları aynı olan Otto, Diesel ve Seiliger çevrimlerinin mukayesesi.

Maksimum basınç ve sokulan ısı aynı.

Şekil (3-7) de bu şartlar altında muhtelif çevrimlere ^{ait} karakteristik noktalar mukayeseli olarak gösterilmiştir. Her üç çevrimin üst sınırı $P_{max} = \text{sabit}$ ve alt sınırı $v_1 = \text{sabit}$ eğrileri ile verilmiştir.



Şek. (3-7). Verilen bir maksimum basınç ve ısı sokumu için Otto, Diesel ve Seiliger çevrimlerinin mukayesesi.

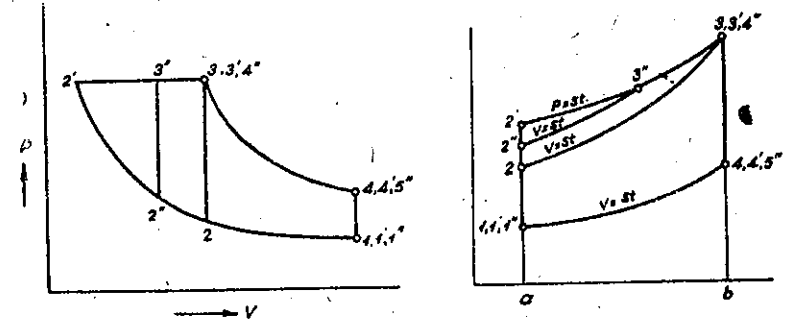
Bu şekillerden anlaşılacağı veçhile bu şartlar altında Diesel çevriminin verimi en yüksek, Otto çevriminin verimi ise en küçüktür. Seiliger çevrimi her durumda Otto çevrimi ile Diesel çevrimi arasında bir verime maliktir.

Maksimum basınç ve atılan ısı aynı.

Şekil (3-8) de maksimum basınçları ile atılan ısıları aynı olan Otto Diesel ve Seiliger çevrimleri mukayeseli olarak gösterilmiştir. Bu şekillerden anlaşılacağı veçhile atılan ısıları aynı olan bu çevrimlerden sabit basınçlısında yani Diesel çevriminde sokulan ısı en büyüktür. Buna mukabil Otto çevriminde aynı maksimum basıncı elde etmek için sokulması gereken ısı miktarı en küçüktür. O halde aynı atılan ısıya mukabil en fazla sokulan ısı durumu arzeden çevrimin yani Diesel çevriminin verimi en büyüktür.

Maksimum basınç ve maksimum sıcaklıklar aynı.

Maksimum basınç ve maksimum sıcaklığın aynı olması adiyabatik genişlemenin başında her üç çevirme tekabül eden noktanın aynı olması



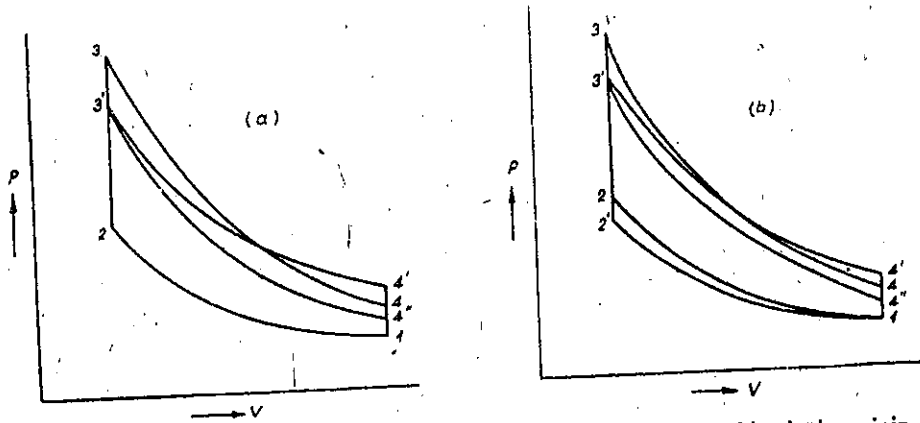
Şek. (3-8). Maksimum basınç ve atılan ısıları aynı olan Otto, Diesel ve Seiliger çevrimlerinin mukayesesi. (Bu hal aynı zamanda sıcaklık ve maksimum basınçların aynı olduğu hale tekabül etmektedir).

demektir. Buna göre bu şartlar altında Otto, Diesel ve Seiliger çevrimlerine tekabül eden noktalar da Şekil (3-8) de verilen karşılıklı durumu haiz olacaktır. Bu şeklin tedkikinden kolayca anlaşılacağı veçhile bu durum böylece bir evvelki hale irca edilmiş olmaktadır.

3-6. Özgül ısı ve kimyasal denge durumu değişmesinin tesiri.

Paragraf (3-1) de özgül ısıların bütün çevrim boyunca aynı kaldığı ve ısının geçim yolu ile çevrime sokulduğu kabul edilmişti. Gerçek makinede özgül ısı bir taraftan sıcaklığın fonksiyonudur; diğer taraftan yanma ürünlerinin kimyasal bileşenlerine bağlı olarak değişir.

Bundan başka yanma esnasında sıcaklıkla belirtilen bir kimyasal denge durumu teessüs eder. Bu denge, sıcaklık arttıkça yanma sonu ürünlerini azaltacak şekildedir. Yani sıcaklık arttıkça denge, yanmanın ilk kademelerine doğru değişmesini icabettirir. Sıcaklık azaldıkça denge durumu yanmanın tamamlanması yönünde değişir. Yanmanın ısı neşreden, dissosiyasyon veya çözülmenin ise ısı bağlayan bir reaksiyon olduğu nazarı itibare alınırsa, çevrimde sıcaklığın artması bir taraftan özgül ısıların artmasına diğer taraftan ise dissosiyasyon sebebiyle bir miktar ısınin artmasına yol açar. Bunun neticesi olarak termik verim düşer. Her ne kadar dissosiyasyon yoluyla bağlanmış olan ısınin bir kısmı, çevrimin sıcaklık seviyesi düşük bir bölgesinde tekrar serbest kalırsa da bu suretle serbest kalan ısı, alçak sıcaklıklarda çevrime sokulmuş olacağından yüksek bir verimle işe değişmez. Buna göre gerek özgül ısıların ve gerekse dissosiyasyonun sıcaklıkla artması yüksek sıcaklık bölgelerinde sistemin basınç ve sıcaklıklarının düşük olmasına ve alçak sıcaklık bölgelerinde ise basınç ve sıcaklıkların yüksek olmasına yol açmaktadır. Bu durum Şekil (3—9) da gösterilmiştir.



Şek. (3—9). Özgül ısıların ve kimyasal denge durumunun sıcaklıkla değişmesinin yapılan işe tesiri.

Şekil (3—9) a da sadece dissosiyasyonun tesiri nazarı itibare alınmıştır. Bu şekilden anlaşılacağı veçhile dissosiyasyon maksimum basıncın tam değerine yükselmesine mani olmaktadır. Teorik yani dissosiyasyonsuz Otto çevriminin sınırları 1234 noktaları ile belirtilmiştir. Dissosiyasyon sebebiyle maksimum basınç ancak 3' noktası ile belirtilen değere kadar yükselebilmektedir. Eğer dissosiyasyonla bağlanmış bulunan ısınin bir kısmı sıcaklıklar azalınca tekrar serbest kalmasa idi çevrim 3'4' eğrisi

boyunca seyerden bir genişlemeye göre cereyan edecekti. Alçak sıcaklıklarda dissosiyasyonla bağlanan ısınin bir kısmı serbest kaldığından çevrim 3'4' ile verilmiş bulunan bir genişleme eğrisine malik olacaktır. Şekil (3—9) b de sıcaklıkla özgül ısıların değişmesinin de tesiri nazarı itibare alınmıştır. Özgül ısıların sıcaklıkla artması maksimum basıncın daha da azalmasını intaç eder. Kalitatif bilgi veren bir P-v diyagramında gözle görülebilen yegane fark sıkıştırma eğrisinin, özgül ısınin artması sebebiyle teorik diyagramdan inhiraf etmesidir. Bu inhiraf sıkıştırma basınçlarının teorik diyagraminkisinden daha düşük olması şeklindedir.

**

IV — Yanma

4—1. Tam yanma ve hava fazlalık katsayısı.

Herne kadar olayın kendisi ve neticeden evvelki ara kademelerin bünyesi çok karışık ve ekseriya tamamen malûm değilse de, yanmaya, yakıtın oksijenle birleşmesi nazarı ile bakılabilir.

Motorlarda kullanılan yakıtlar $C_m H_n$ kapalı formülü ile verilen bir molekül yapısına maliktir. Tam yanma halinde yakıtın bileşiminde bulunan karbon ve hidrojenin tamamı yanmanın son kademesine kadar gider. Yani bunların yanmasında



bağıntıları caridir. Bazı hallerde yakıtın bileşiminde kabili ihmal derecede de olsa kükürt ve oksijen bulunur. Bu hallerde kükürdün yanması için de oksijene ihtiyaç vardır. Yakıtın bileşiminde bulunan oksijen, yanmaya iştirak ve oksijen ihtiyacını azaltıcı yönde tesir eder. Kükürdün yanması



denkleminde göre olur.

Sıvı ve katı yakıtların yanması.

Sıvı ve katı yakıtlar elementer analiz ile bulunmuş olan ağırlık yüzdesi cinsinden belirtilir. Bir kg yakıt içerisinde bulunan ve değeri kg cinsinden verilmiş bulunan bileşenlere yakıtın *ağırlık bileşenleri* adı verilir. Bu bileşenler c, h, s, o,... ilâh olmak üzere küçük harflerle gösterilecektir. 1 kg yakıtın tam olarak yanması için gerekli minimum oksijen miktarını bulmak için Denklem (4—1), (4—2), (4—3) den faydalanılır. Bu denklemlerden

$$12 \text{ kg karbon} + 32 \text{ kg oksijen} = 44 \text{ kg karbon dioksit}$$

$$2 \text{ kg hidrojen} + 16 \text{ kg } " = 18 \text{ kg su}$$

$$32 \text{ kg kükürt} + 32 \text{ kg } " = 64 \text{ kg kükürt dioksit}$$

bağıntıları elde edilir. Bu bağıntılardan 1 kg karbon, 1 kg hidrojen, 1 kg kükürt için gerekli oksijen miktarları hesaplanabilir. Böylece

$$1 \text{ kg karbonun tam yanması için } 8/3 \text{ kg oksijen}$$

$$1 \text{ kg hidrojenin } " " " 8 \text{ kg } "$$

$$1 \text{ kg kükürdün } " " " 1 \text{ kg } "$$

gerektiği neticesi çıkarılır. Buna göre 1 kg yakıtı tam olarak yakmak için gereken oksijenin minimum miktarı

$$O_{min} = \frac{8}{3} c \sigma \quad (\text{kg/kg}) \quad \dots\dots(4-4)$$

olarak bulunur. Bu denklemden

$$\sigma = 1 + \frac{3}{c} \left(h - \frac{o-s}{8} \right)$$

olup *Mollier* tarafından yakıtın *asal sayısı* olarak adlandırılmıştır. Motorlarda yakıtın yakılması için oksijen değil hava kullanılır. Dolayısıyla 1 kg yakıtın tam olarak yanması için gerekli bulunan minimum havanın bilinmesi daha çok şayanı arzudur.

Miktarı ihmal edilebilecek kadar az olan asil gazlardan sarfınazar edilirse kuru havanın *ağırlık bileşenleri*

% 23 Oksijen

% 77 Azot

ve hacim bileşenleri

% 21 Oksijen

% 79 Azot

olarak kabul edilebilir. Buradan 1 kg yakıtın tam olarak yanması için gereken minimum hava ağırlığı

$$L_{min} = \frac{O_{min}}{0,23} \quad (\text{kg/kg}) \quad \dots\dots(4-5)$$

olarak bulunur.

1 kg yakıtın tam olarak yanması için gereken minimum hava miktarını Nm^3 cinsinden bulmak arzu edilirse yine Denklem (4-1), (4-2) ve (4-3) den faydalanılır.

Molekül ağırlığı belirli bir değeri haiz olmıyan karbon ve kükürt'ün hacim yüzdelerini bulmak için molekül ağırlığı yerine atom ağırlığı yazılacak ve normal metre küplerinin işgal ettiği hacimler bulunacaktır. Böylece karbon, hidrojen, kükürt ve oksijenden müteşekkil bir yakıtın tam olarak yanması için gerekli minimum oksijen hacmi için

$$O_{min} = \frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32} \left(\frac{\text{kmol}}{\text{kg}} \right) \quad \dots\dots(4-6)$$

bulunur. Basitleştirmeler yapılarak

$$O_{min} = \frac{22,4}{12} c \left[1 + \frac{3}{c} \left(h - \frac{o-s}{8} \right) \right] \left(\frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}} \right) \quad \dots\dots(4-7)$$

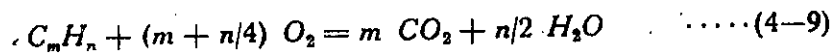
bulunur. Havanın içerisinde bulunan oksijenin hacim yüzdesi 0,21 olduğundan bir kg yakıtın tam olarak yanması için gereken minimum hava miktarı

$$L_{min} = 8,87 \text{ cc} \dots \left(\frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}} \right) \quad \dots\dots(4-8)$$

olarak elde edilir. Bu denklemde σ Mollier asal sayısıdır.

Gaz şeklindeki yakıtların yanması.

Gaz şeklindeki yakıtların bileşenleri hacim yüzdesi olarak verilir ve bu yüzdeler $V(H)$, $V(CH)$, $V(CO)$, $V(\dots)$ ilâh olarak gösterilir.



denklemini nazarı itibara alınırsa 1 kmol $C_m H_n$ nin tam olarak yanması için gereken oksijen miktarı $(m + n/4)$ kmol olarak bulunur.

Karbon monoksitin tam olarak yanması için gereken minimum oksijen miktarı



denkleminde bulunur. Buna göre 1 Nm^3 gaz şeklindeki yakıt için gereken minimum oksijen miktarı denklem (4-2), (4-9) ve (4-10) dan

$$O_{min} = \frac{1}{2} V(H_2) + \left(m + \frac{n}{4} \right) V(C_m H_n) + \frac{1}{2} V(CO) \frac{\text{Nm}^3}{\text{Nm}^3} \quad \dots\dots(4-11)$$

veya hava hacmi olarak

$$L_{min} = \frac{1}{0,21} \left[\frac{1}{2} V(H_2) + \left(m + \frac{n}{4} \right) V(C_m H_n) + \frac{1}{2} V(CO) \right] \frac{\text{Nm}^3}{\text{Nm}^3} \quad \dots\dots(4-12)$$

elde edilir.

1 kg yakıtı yakmak için silindir içerisine gönderilen havanın miktarı normal olarak bu şekilde hesaplanan minimum hava miktarından farklıdır; ve ekseriya daha büyüktür. Motorlarda 1 kg yakıtı yakmak için ne nispette fazla hava kullanıldığı *hava fazlalık katsayısı* ile ifade edilir. Buna göre hava fazlalık katsayısı

$$\lambda = \frac{L}{L_{min}} \quad \dots\dots(4-13)$$

dir.

4-2. Yanma ısısı ve ısı değeri.

Sıcaklığı T_1 olan yakıt hava karışımı yakılsın; ve yanmadan sonraki sıcaklık T_2 değerine yükselsin. Sıcaklığın T_1 değerinden T_2 ye yükselmesi yanma esnasında serbest kalan ısı ile temin edilir. Yanma sonucu ürünlerini T_2 sıcaklığından tekrar T_1 sıcaklığına getirmek için alınması gereken ısıya *yanma ısısı* denir. Kullanılan yakıtın miktarı 1 kg, havanın miktarı $\lambda = 1$ ile belirtilen değere eşit ve yanma tam ise bu suretle tarif edilen yanma ısısına *ısı değeri* adı verilir.

Görülüyor ki, ısı değeri yanmanın cinsine bağlıdır. Yanma sabit hacimde veya sabit basınçta olabilir. Yanmanın şekline göre elde edilen ısı değeri farklı büyüklükler arzeder.

Yanmanın sabit hacimde cereyan ettiği düşünülürse, termodinamiğin 1. kanunundan

$$C_1 = U_2 - U_1 \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot (4-14)$$

yazılabilir. Bu denklemde

C_1 = Karışımın yanmadan evvelki kimyasal enerjisi,

U_1 = Karışımın yanmadan evvelki iç enerjisi

U_2 = Karışımın yanmadan sonraki iç enerjisi

dir. Bu denklemde, yanmadan sonra elde edilen yanma ürünlerinin hiç bir kimyasal enerji ihtiva etmediği yani yanmanın tam olarak cereyan ettiği kabul edilmiştir.

Kimyasal enerji yanmış gazların iç enerjisini U_2 ye artırır. Yanmış gazları ilk sıcaklık temin edilinceye kadar soğutursak ve soğutma esnasında sistemden dışarıya atılan ısı Q_e ile gösterilirse, yine termodinamiğin 1. kanununa göre

$$Q_e = U_2 - U_3 \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot (4-15)$$

yazılabilir. Bu denklemde, U_3 ilk sıcaklık durumuna kadar soğutulmuş bulunan yanmış gazların iç enerjisidir.

Denklem (4-15) den elde edilen Q_e ısı 1 kg yakıtı irca edilirse bulunan ısı değerine *sabit hacimdeki ısı değeri* denir. Yanma sabit basınçta cereyan ederse elde edilen ısı değerine *sabit basınçtaki ısı değeri* adı verilir. Sabit basınç altında bir kanaldan meselâ *Junkers kalorimetresi* nden akan yakıt hava karışımını nazarı itibare alalım. Böyle bir kalorimetrede yanmadan evvel ve sonraki sıcaklıkları sabit hacimde yapılan yanmadakine eşit kılmak mümkündür. Termodinamiğin 1. kanununu bu şartlar altında cereyan eden yanma olayına tatbik ederek

$$C_1 = I_2 - I_1 \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot (4-14.1)$$

elde edilir. Burada I_1 ve I_2 karışımın yanmadan evvel ve sonraki intalpilerini göstermektedir. Kalorimetredeki soğuma için

$$Q_p = I_2 - I_3 \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot (4-15.1)$$

denklemi yazılabilir. Q_p sabit basınç altındaki sistemden kalorimetre veya soğutma suretiyle alınan ısı olup *sabit basınçtaki ısı değeri* adını alır.

Denklem (4-15) ve (4-15.1) den sabit basınç ve sabit hacimdeki ısı değerleri arasındaki fark hesaplanabilir. Gerçekten

$$Q_p - Q_e = (I_2 - I_3) - (U_2 - U_3)$$

ve denklem (4-14) ve (4-14.1) yardımıyla

$$Q_p - Q_e = (I_1 - I_3) - (U_1 - U_3) \cdot \cdot \cdot \cdot (4-16)$$

elde edilir. İntalpi ile iç enerji arasındaki bağıntıdan

$$Q_p - Q_e = A P (V_1 - V_3) \cdot \cdot \cdot \cdot (4-17)$$

yazılabilir. (1) ve (3) durumlarındaki sıcaklık ve basınçlar aynı olduğu için işgal edilen hacimler mol sayısı ile orantılıdır. Binaenaleyh n mol sayılarını göstermek şartıyla

$$Q_p - Q_e = A P V (n_1 - n_2)$$

veya

$$Q_p - Q_e = - A P V \Delta n \cdot \cdot \cdot \cdot (4-18)$$

dir. Bu denklemden anlaşılacağı veçhile sabit basınç ve sabit hacimdeki ısı değerleri arasındaki fark yanma esnasında yakıtın molekül sayısının artması ile orantılıdır.

4-2.1. Alt ve üst ısı değeri

Yanma esnasında yakıtın bileşiğinde bulunan hidrojen, oksijenle birleşerek su teşekkül eder. Yanma sıcaklığının yüksek olmasından dolayı teşekkül eden su buharlaşır. Suyun buharlaşması için gereken ısı yakıtın kimyasal enerjisinden alınır. Buna göre su buharının ihtiva ettiği *latent* enerji 1 kg yakıttan elde edilebilecek ısıyı yani yakıtın ısı değerini azaltır. Yakıtın bünyesindeki hidrojenin oksijenle birleşmesi neticesinde meydana gelen su, ısı değerinin belirtilmesi sırasında buhar halinde bulunuyorsa bu suretle elde edilen ısı değerine *alt ısı değeri* denir. Eğer su buharı su haline yoğunlaştırulursa buharın buharlaşma ısı kadar fazla bir değeri haiz bulunan ısı değeri elde edilir. Bu suretle belirtilen ısı değerine *üst ısı değeri* adı verilir. Motorlar için mevzu bahis olan ısı değeri alt ısı değeridir. Zira yakıtın motorda kullanıldığı şartlar altında yanma sonunda meydana gelen su daima buhar halindedir.

Bunun dışında yakıtın ısı değeri, yanmadan evvel yakıtın sıvı veya gaz halinde bulunuşuna da bağlıdır. Sıvı halinde bulunan yakıt yanma esnasında buharlaşır. Bu buharlaşma için gerekli olan ısı da yakıtın ısı enerjisinden karşılanır. Binaenaleyh sıvı olarak yanma odasına gönderilen

yakıt, buhar olarak yanma odasına sevk edilenden sıvı yakıtın buharlaşmasına tekabül eden ısı kadar daha az bir ısı değeri gösterir. Yine denklem (4—15) ve (4—15.1) den anlaşılacağı veçhile ısı değeri, tayin edildiği sıcaklığa da bağlıdır. Bu sebeplerden dolayı verim hesaplarında verimin hangi ısı değerine indirgendiğinin belirtilmesi gerekir. Her seferinde farklı şartlara göre belirtilmiş bulunan ısı değerlerini aynı tabana indirgemek yerine, verim hesapları için, belirli bir ısı değeri kabul etmek daha yerindedir. Genel olarak kabul edilen ısı değeri 20°C da sabit hacimde yanmaya tekabül eden, gaz haline getirilmiş yakıtın alt ısı değeridir.

4—3. Benzin motorlarında yanma.

Benzin motorlarında silindir içerisinde bulunan yakıt hava karışımı buji tırnakları arasında çaktırılan bir şerare vasıtasıyla ateşlenir. Buji tırnakları arasında çakan şerare tarafından ısıtılan yakıt ve hava moleküllerinin enerji seviyesi kritik bir değerin üstüne çıkarak bu bölgede bir yanma çakırdeği teşekkül eder. Benzin motorları için en uygun karışım oranlarında buji tırnakları arasındaki 0.5 mm lik mesafeyi içerisine alan hacimde takriben bir milyon yakıt ve hava molekülü vardır. Buji şeraresi tarafından ısıtılan moleküller gayet yüksek hızlarla hareket ederek rastladıkları moleküllere enerjilerinin bir kısmını nakledebilir.

Moleküllerin enerji seviyesi ve dolayısı ile bu moleküllerden teşekkül eden ortamın sıcaklığı bunların muhtelif hareket serbestliklerine giden kinetik enerji ile verilmiştir. Normal atmosfer şartlarında hava moleküllerinin ortalama hızı 500 m/s mertebesinde.

Tek atomlu bir molekülün rotasyon ve translasyondan müteşekkil olmak üzere iki hareket serbestisi vardır. Atom çapının çok küçük olması sebebiyle rotasyon hareketine tekabül eden kinetik enerji kabili ihmalidir. Birden fazla atom ihtiva eden moleküllerin kinetik enerjisi translasyon, rotasyon ve titreşim hareket serbestlikleriyle belirtilmiştir. Atom sayısı birden fazla olan bir yakıt molekülüne, enerji seviyesi yüksek başka bir molekülün çarpışmasını kabul edelim. Bu çarpışmanın sonunda yakıt molekülü de büyük bir hızla uçmaya başlayacak ve bu uçuş esnasında bir taraftan molekülü teşkil eden atomlar birbirlerine nazaran intanzif bir şekilde titreşecek ve çarpışmanın yönüne göre molekül atalet eksenlerinin birisi etrafında dönecektir. Çarpma çok şiddetli olmuşsa titreşim esnasında molekülü teşkil eden atomlar birbirlerinden ayrılacak ve kendi başlarına seyredeceklerdir. Benzer olaylar oksijen moleküllerinin de başına gelebileceğinden şerarenin çakmasını takibeden çok kısa bir zaman

zarfında bu ortamda, çok sayıda yeni doğmuş halde bulunan serbest atomlar teşekkül edecektir. Bu serbest atomlardan ekzoterm reaksiyon doğurabileceklerin birleşmesi tutuşmayı başlatır. Ekzoterm reaksiyon neticesinde meydana gelen ısı, ısınma ve geçim yoluyla civar moleküllere intikal eder. Civar moleküllere intikal eden ısı bir taraftan bu moleküllerden başka moleküllere aktarılacak diğer taraftan bu moleküllerde serbest atomların meydana gelmesine yol açacaktır. Ortam sadece oksijen ve yakıt moleküllerinden müteşekkil olmadığı, yani silindir içerisinde azot ve eksoz gazı artıkları gibi inert gazlar da bulunduğu için her çarpışma muhakkak ekzoterm bir reaksiyona yol açma şansı olan bir molekülle olmayabilir. Nitekim azot molekülü ile vukubulan her çarpışma yüksek enerjili moleküllerin enerji seviyesini düşürmekten başka bir şeye yaramaz. Devamlı bir kimyasal reaksiyon olabilmesi için reaksiyon doğurmayan çarpışmalarla zayi olan enerjiden daha fazla bir ısının serbest kalması lazımdır.

Görülüyor ki kimyasal reaksiyonun hızı yani birim zamanda yanan yakıt hava karışımının ağırlığı

- 1 — Moleküllerin enerji seviyesine,
- 2 — Çarpışmaların sıklığına,
- 3 — Kimyasal reaksiyon doğurabilecek çarpışma sayısına

bağlıdır.

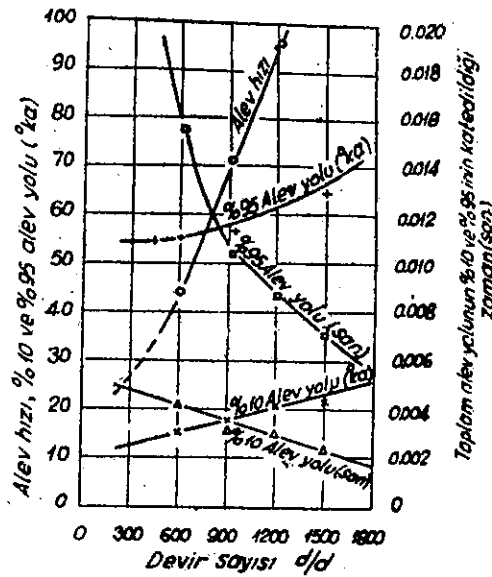
Bunlardan birincisi moleküllerin sıcaklığını tayin eder. Bu sıcaklık ne kadar fazla ise moleküllerin enerji seviyesi o kadar yüksek ve dolayısı ile kimyasal reaksiyona yol açabilecek kritik enerji seviyesini elde edebilmek için maruz kalmaları icabeden çarpışma sayısı okadar az olacaktır.

Çarpışmaların sıklığı karışımın yoğunluğu ile verilmiştir. Yoğunluk ne kadar fazla ise moleküllerinin iki çarpışma arasındaki serbest yolları okadar kısa olur. Kimyasal reaksiyon doğurabilecek çarpışma sayısı hava fazlalık katsayısı ile verilmiştir. Kritik enerji seviyesine erişmiş bulunan moleküllerden ancak oksijen ve yakıt molekülleri kimyasal reaksiyon yapabilirler. Diğer cins moleküllerin hususiyle azot, eksoz gazı artığı veya cidarı teşkil eden malzemenin moleküllerinin mevcudiyeti sadece enerji dağılmasına sebebiyet vereceğinden yanma için elverişli değildir. Bundan başka kuvvetli bir turbülans, aktif elemanların birbirleriyle temasını kolaylaştırır. Böylece turbülans reaksiyon hızını arttıran bir tesir icra eder.

İç mekanizması ana hatları ile yukarıda belirtilen şekilde olan benzin motorlarındaki yanma, yüksek enerji membaı olan bujiden başlar ; ve bir küre yüzeyi halinde yanma odasının diğer kısımlarına doğru ilerler. Bu yüzey tabiidir ki, mevzi şartlara uyarak bazı şekil değişikliklerine maruz kalır. Pratik düşünceler için, bujiden başlayan yanma olayının meydana getirdiği alev yüzeyinin devamlı olarak şişirilen bir balon gibi yanma odası içerisinde yanmamış karışıma doğru ilerlediği kabul edilebilir.

Alev yüzeyinin ilerleme hızına *yanma hızı* denir. Yanma hızı motorlarda işleme şartlarına kuvvetle bağlıdır. Şekil (4—1) de yanma hızının motorun devir sayısına bağlılığı gösterilmiştir.

Yanma odasının cidarlarına çok yakın olmanın noktalarda ölçülen yanma hızının devir sayısı ile hemen hemen orantılı olduğu tespit edilmiştir.



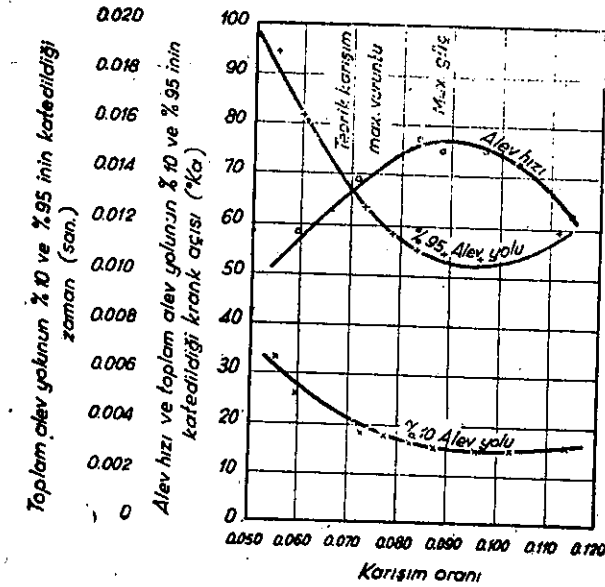
Şek. (4—1). Yanma hızının devir sayısına bağlılığı.

Cidara çok yakın olan noktalarda ise yanma hızı devir sayısına pek az bağlıdır. Bunun sebebi cidar civarına yakın olan noktalarda turbülans durumunun devir sayısına bağlı olmadan sabit kalmasıdır. Gerçekten cidarla olan sürtünme sebebiyle cidara çok yakın olan bölgelerde karışımın hızı hemen hemen aynı mertebede kalmaktadır.

Alev tarafından katedilen mesafeye *alev yolu* denir. Benzin motorlarında ateşleme bujiden yani cidara yakın bir noktadan başlar ; ve cidara

yakın bir noktada biter. Alevin başladığı nokta ile herhangi başka bir nokta arasındaki ortalama alev hızı, toplam alev yolunun yüzdesi olarak ölçülen mesafe ile ifade edilir. Karakteristik olan yanma hızları, % 10 ve % 95 alev yoluna tekabül eden yani alevin bu mesafeleri katetmek için geçen zamanlarla belirtilen ortalama hızlardır.

Yakıt hava karışımının homojen bir durumda olduğu kabul edilirse, yanma hızı sabit devir sayısında, $\lambda = 1$ iken yani stökiyometrik yakıt hava oranında en büyüktür. Zira bu karışım oranında, belirli bir çarpışma sayısında, kimyasal reaksiyon doğurabileceklerin sayısı en fazladır. Şekil (4—2) de gerçek şartlarda yanma hızının karışım oranına bağlılığı gösterilmiştir. Bu şekilden anlaşılacağı veçhile stökiyometrik karışım oranında yani bir kg yakıtın tam olarak yanması için gereken minimum hava du-



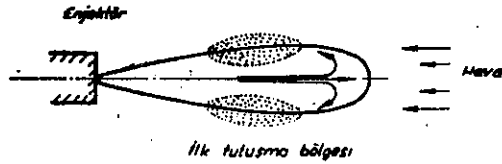
Şek. (4—2). Yanma hızının karışım oranına bağlılığı.

rumunda, yanma hızı en büyük değildir. Bunun sebebi, karışımın mükemmel olmaması sebebiyle yanmanın eksik kalması ve bütün yakıt enerjisinin molekülleri en kısa zamanda kritik enerji seviyesine yükseltecek şekilde açığa çıkamamasıdır. Yanma hızının maksimum değeri stökiyometrik değerden daha zengin olan bir karışım oranındadır. Gerçekten bu durumda mevcut bütün oksijen sarfedildiğinden karışımın en büyük enerji alınabilmekte ve yanma odasındaki karışımın sıcaklığı en yüksek seviyesine gelebilmektedir. Buradan anlaşılacağı veçhile bu karışım oranı en büyük gücün temin edilebileceği karışım oranıdır. Bu durumda, silin-

dir içerisinde zengin bir karışım bulunduğundan intişar eden ısıнын bir kısmı daha yanmamış karışımındaki yakıtı buharlaştıracak ve böylece vuruntusuz bir çalışma temin edilebilecektir.

4-4. Diesel motorlarında yanma.

Diesel motorlarında, benzin motorlarında olduğu gibi homojen bir karışım mevcut değildir; ateşleme, sıkıştırma suretiyle sıcaklığı 600-700°C'ye gelmiş bulunan hava içerisinde yakıtın püskürtülmesi ile yapılır. Yakıt, silindir içerisinde üst ölü nokta civarında yani ısıнын termodinamik bakımından en fazla faydalı olduğu bir anda püskürtülür. Silindir içerisinde giren yakıt, yakıt memesinin ucunda normal bir sıvı halindedir. Yakıt hüzmesi sıcak hava içerisinde ilerlerken ısınır; buharlaşır ve basınç altında bulunan hava ile frenlenerek yavaşlar. Yavaşlayan yakıt ortadan gelen yüksek basınçlı ve yüksek hızlı yakıt tarafından hüzmanın yan dış tarafına doğru atılır. Hüzmanın uç ve kenar kısmı hava ile en fazla temas halinde olduğu için sürtünme sebebiyle iyice ufalanmış haldedir. Küçük taneler hava ile daha büyük bir yüzey üzerinden temas eder. Bu sebepten yanmaya müsait homojen karışım, ilk önce hüzmanın Şekil (4-3) de gösterilen kısımlarında teşekkül eder.



Şek. (4-3). Diesel motorlarında yakıt hüzmesi ve yanmanın ilk önce başladığı bölgeler.

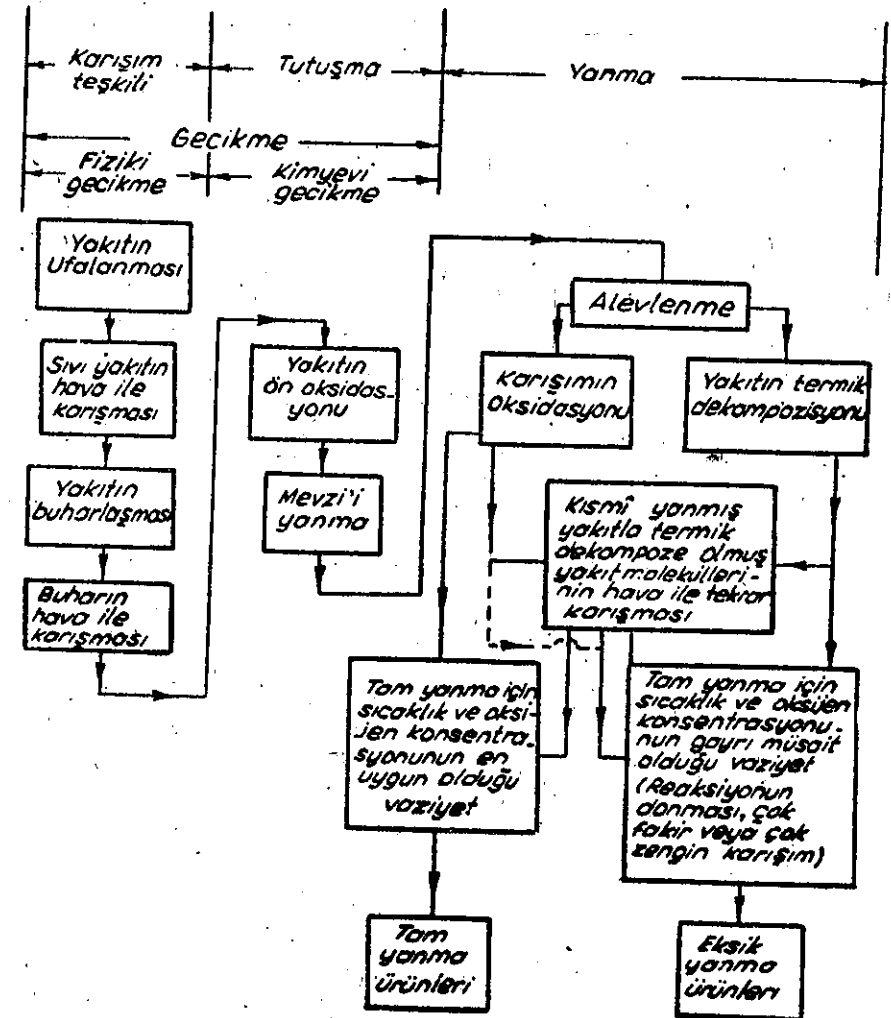
Görülüyor ki, Diesel motorlarında yanma olayı benzin motorlarınınkinden bambaşka bir hususiyet arz etmektedir. Bu fark herşeyden evvel yakıt-hava karışımının hazırlanmasındadır. Benzin motorlarında karışım hazır ve pratik olarak homojen denilebilecek bir vaziyettedir. Diesel motorlarında ise yakıtla havanın karışması silindir içerisinde cereyan eder. Bunun için belirli bir zamana ihtiyaç vardır. Yakıtın silindir içerisinde püskürtüldüğü andan ilk yanmanın başladığı ana kadar geçen zamana *tutuşma gecikmesi* adı verilir. Yukarıdaki izahattan da anlaşılacağı veçhile tutuşma gecikmesi iki kısımdan mütesekkildir.

1 — Fiziksel gecikme,

2 — Kimyasal gecikme.

Fiziksel gecikme, yakıtın ufalanması, ısınıp buharlaşması ve hava ile iyice karışması için geçen zamandır.

Kimyasal gecikme yakıtın yüksek enerji seviyeli hava molekülleri ile



Şek. (4-4). Diesel motorlarındaki yanma olayının şeması.

bombardıman edilerek benzin motorlarındaki mekanizmaya göre kimyasal reaksiyona hazırlanmasıdır. Buna göre Diesel motorlarındaki karışım teş-

kili ve yanma olayını Şekil (4—4) de verilen sıraya göre şematize etmek mümkündür.

Tutuşma gecikmesinin sonunda tutuşan yakıt, silindir içerisindeki sıcaklığı artırır. Bu sebepten tutuşma gecikmesini takibeden sürede silindir içerisine püskürtülen yakıt silindire girer girmez tutuşur. Bu anlayışa göre H. R. Ricardo Diesel motorlarındaki yanma olayını dört ana kısma ayırmaktadır. Bunlar

- 1 — Tutuşma gecikmesi,
- 2 — Kumandasız yanma,
- 3 — Kumandalı yanma,
- 4 — Art yanma.

Tutuşma gecikmesi süresinde silindir içerisine gelmiş bulunan yakıt bu sürenin sonunda ani olarak yanar. Buna *kumandasız yanma* denir. Kumandasız yanma silindir içerisinde ani bir basınç yükselmesi şeklinde tezahür eder. Silindirden alınan bir endikatör diyagramı ile bu durum kesin olarak görülebilir. Gerçekten silindir içindeki havanın, püskürtmenin başlangıcında belirli bir sıcaklığı ve buna tekabül eden bir basıncı vardır. Silindir içerisine gelen yakıt buharlaşma enerjisini silindirdeki havadan aldığı için, tutuşma gecikmesi esnasında silindirdeki sıcaklık ve basıncın bir miktar düşmesi icabeder. Bu esnada sıkıştırma devam ettiğinden soğuma sebebiyle meydana gelen basınç düşmesi, sıkıştırma ile tekrar karşılanır. Tutuşma gecikmesi süresince, silindirdeki basınç netice olarak düşmese bile yükselmez. Basıncın yükselmesi ilk tutuşmalardan sonra başlar. Böylece endikatör diyagramının seyrinden tutuşma gecikmesinin sonunu ve dolayısı ile kumandasız yanmanın başını tayin etmek mümkündür. Kumandasız yanma büyük bir basınç yükselme hızı ile cereyan eder. Meydana gelen basınç titreşimleri motor hareket elemanlarının aşırı zorlanmasına sebep olur. Kumandasız yanma enerjinin üst ölü nokta civarında serbest kalmasını sağlar. Böylece motor çevriminin verimi artarsa da, gerek motor ömrünü arttırmak ve gerekse gürültülü çalışmayı önlemek bakımından kumandasız yanmayı sınırlamak lazımdır. Kumandasız yanmanın sebebi, tutuşma gecikmesi ve dolayısıyla tutuşma gecikmesi esnasında silindire püskürtülmüş bulunan yakıt olduğu için ani basınç yükselmelerini önlemek ancak bu sürede silindir içerisine püskürtülen yakıtın miktarını azaltmakla mümkündür. Bu miktar, genel olarak silindirdeki basınç yükselme hızı

$$\frac{dp}{d\alpha} < 2,5 \frac{\text{kg/cm}^2}{\text{°ka}}$$

olacak şekilde sınırlanır.

Alev cephesinin teşekkül etmesinden sonra silindir içerisindeki havanın sıcaklığı çok yükselecek ve bundan sonra silindir içerisine püskürtülen yakıt hemen yanacaktır. Bu devrede silindir içerisine sevkedilen yakıtın miktarı ayarlanarak serbest kalan ısıнын ve dolayısı ile basınç yükselme hızının değerine kumanda edilebilir. Bu sebepten, yanmanın bu kısmına Diesel motorlarında *kumandalı yanma* adı verilir.

Art yanma, püskürtme olayı bittikten sonra silindirde bulunan yakıt hava karışımının yanmasıdır. Diesel motorlarında karışım homojen olmadığı için yanma, genişleme süresine de intikal edecek ve yakıtla hava temasa geldiği müddetçe sürünge de olsa devam edecektir. Buna göre, ani bir basınç yükselmesi ile başlayan Diesel yanması sürünge bir şekilde bitecektir.

4—5. Kendi kendine tutuşma.

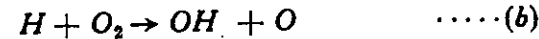
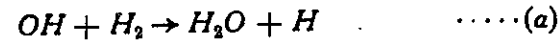
Tutuşmanın olabilmesi için karışımın alevle veya kızgın bir yüzeyle temasa gelmesine ihtiyaç yoktur. Adiyabatik olarak yüksek bir basınca kadar sıkıştırılan yakıt hava karışımı da kendi kendine tutuşabilir. Tutuşma hızı yukarıda da izah edildiği veçhile karışımın sıcaklığına, yoğunluğuna, hava fazlalık katsayısına ve turbülans derecesine tabidir. Homojen bir karışımı bir silindir içerisinde gayet sür'atlı olarak sıkıştırılabilir. Belirli bir sıcaklığın altında hissedilebilir herhangi bir kimyasal reaksiyon olmaz. Sıkıştırma sıcaklığı yakıt hava karışımının cinsine tabi olan bu belirli sıcaklığın üzerine çıkarılırsa bu sıcaklıkta geçen kısa bir zaman sonra kimyasal bir reaksiyonun cereyan ettiği görülür. Kimyasal bir reaksiyonun cereyan etmeğe başladığı bu belirli sıcaklığa kendi kendine *tutuşma sıcaklığı* ve bu sıcaklıkta reaksiyon başlamadan evvel geçen zamana da *hazırlama* veya *endüksiyon zamanı* denir. Sıkıştırma sonu sıcaklığı veya reaksiyon sıcaklığı arttıkça hazırlama zamanı kısalmır. Hazırlama zamanında bazı hazırlayıcı reaksiyonların cereyan ettiği ve bazı yanma ara ürünlerinin meydana geldiği tespit edilmiştir. Bu ara ürünlerin, müteakip yanma reaksiyonunda katalizör olarak tesir ettiğine inanılmaktadır.

4—5.1. Isı explozyonu, zincir reaksiyonu teorileri ve kendi kendine tutuşma.

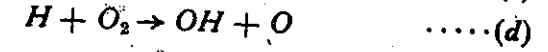
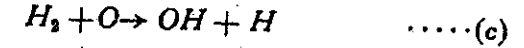
Uzunca bir silindir içerisine hapsedilmiş bulunan homojen bir karışımın silindirin bir ucunda bulunan bir buji ile ateşlendiğini düşünelim. Buji civarında bir alev yüzeyi teşekkül edecek ve bu alev yüzeyi yanmamış

kısma doğru ilerleyecektir. Alev yüzeyi ile gerek yanmış ve gerekse henüz yanmamış kısım arasında kuvvetli bir madde ve enerji mubadelesi cereyan eder. Alev yüzeyi, yanma esnasında serbest kalan ısı sebebiyle daha yüksek bir basınç ve sıcaklığa maliktir. Basınç dalgası henüz yanmamış karışıma doğru ses hızı ile ilerliyerek bu kısmın basıncını artırır yani henüz yanmamış kısım alev yüzeyi tarafından bir piston gibi sıkıştırılır. Bu sıkışma sonunda henüz yanmamış karışımın sıcaklığı adiyabatik durum değişmesinden daha sür'atli artar. Zira alev yüzeyinden henüz yanmamış karışıma doğru ısı iletim ve konveksiyon yolu ile kuvvetli bir ısı geçimi de vukubulur. Bütünle henüz yanmamış karışımın bir çok noktasında sıcaklık, daha alev yüzeyi gelmeden *kritik sıcaklık* tabir edilen ve mevzu bahis karışım için belirli bir değeri haiz olan kendi kendine tutuşma sıcaklığının fevkine çıkabilir; ve tutuşma başlayabilir. Kendi kendine tutuşmanın meydana gelişini bu şekilde izah eden teoriye *ısı eksplozyonu teorisi* adı verilir.

Teknikte bir çok tutuşma olayı vardır ki bu reaksiyonları ısı eksplozyonu teorisi ile izah etmek imkanı yoktur. Mesela deneylerle tespit edilmiştir ki oksijen hidrojen karışımlarında sabit sıcaklıkta basıncın azaltılması reaksiyon hızını azaltmaktadır. Bu husus ısı eksplozyonu ile bağdaşmaktadır. Basınç azaltılmaya devam edilirse öyle bir basınca gelinir ki bu basınçta reaksiyon hızı tekrar eksplozyon mertebesinde artar. Reaksiyon hızının bu artışı ısı eksplozyonu teorisi ile kabili telif değildir. Hidrojenin oksijenle birleşmesi aşağıdaki şekilde meydana gelmiş gibi düşünülebilir. Verilmiş bulunan sıcaklıkta yüksek enerjili bir molekülle çarpışarak *aktifleşme* derecesine kadar enerjisi artmış bulunan bir hidrojen molekülü atomlarına ayrılabilir. Mevcut sıcaklıkta oksijenle hidrojen, hidrojen peroksit teşekkül edecek şekilde de birleşmiş olabilirler. Hidrojen peroksit hidroksil gruplarına ayrılmış olabilir. Bu elemanlar aşağıdaki şekilde meydana gelebilir:



görüldüğü ki suyun meydana gelmesinde harcanan OH tekrar doğmakta ve yeniden doğan OH radikali suyun meydana gelişini devam ettirmektedir. Bu misalde olduğu gibi bir reaksiyon esnasında harcanan ilksel elemanların reaksiyon sonunda tekrar meydana geldiği reaksiyonlara *zincir reaksiyonu* adı verilir. Reaksiyonu yürüten bu elemana da *zincir taşıyıcı* denir. (b) dengesi nazarı itibara alınırsa OH zincir taşıyıcı elemanın iki taraflı olarak meydana geldiği görülür. Filhakika



reaksiyonları neticesinde OH radikalleri elde edilmektedir. Bu çeşit reaksiyonlara yani harcanan bir zincir taşıyıcının yerine birden fazlasının meydana geldiği reaksiyonlara *dallanan zincir reaksiyonu* adı verilir. Bu çeşit reaksiyonlar yanmanın gayet sür'atli yani eksplozyon şeklinde olmasını icabettirir.

Zincir reaksiyonu, zincir taşıyıcı elemanların cidarla teması neticesinde durabilir; yani *zincir kopabilir*. Genel olarak alçak basınçlar zincir taşıyıcı radikallerin doğmasını tacil eder. Bu sebepten zincir reaksiyonuna göre cereyan eden yanmalar alçak basınçlarda daha büyük bir hızla seyder.

Zincir reaksiyonu teorisi aşağıdaki olayları izah edebilir:

1 — Hazırlama zamanı (= kimyasal tutuşma gecikmesi).

2 — Yanma olaylarının

a) Kurşun tetraetil, demir pentakarbonil, v.s gibi zincir koparıcı katıklara,

b) Eksoz gazı gibi inert katıklara,

c) Peroksit, aldehit gibi aktifleyici katıklara,

d) Yanma olayının cereyan ettiği hacmin cidarının malzemesine bağlılığı zincir reaksiyonu teorisi ile izah edilebilmekte buna mukabil ısı eksplozyonu teorisi bu olayların tesirini izah hususunda acze düşmektedir.

5 — Vuruntu

5—1. Vuruntu ve benzin motoru.

Kendi kendine tutuşmanın şiddetli olarak cereyan etmesine vuruntu denir. Bundan evvelki bölümde de izah edildiği veçhile kendi kendine tutuşmanın hızı şu faktörlere bağlıdır :

- 1 — Karışımın sıcaklığı,
- 2 — Karışımın yoğunluğu,
- 3 — Karışımın turbülans derecesi,
- 4 — Hazırlama zamanı,
- 5 — Karışımın özeliği.

Bu faktörler diğer taraftan motorun konstrüktif özelliklerine, işletme şartlarına ve yakıtın cinsine tabidir.

Sıcaklığın ve yoğunluğun fazla olması benzin motorlarında vuruntuyu tacil eder. Benzin motorlarında vuruntunun sebebi alev cephesi ile henüz temasa gelmemiş bulunan karışımın yani *art karışımın* kendi kendine tutuşmasıdır. Buna göre art karışımın tutuşmasını tacil eden her faktör benzin motorlarında vuruntuyu artırır. Diğer bir deyimle art karışımın sıcaklık ve yoğunluğunu artıran tesirler vuruntuyu da artırır.

Turbülansın fazla olması alev cephesinin ilerleme hızını artırır. Zira turbülans ısı ve madde transferi hızını artırdığından alev yüzeyine komşu yüzeylerin sür'atle ısınması; ve reaksiyonu tacil eden zincir taşıyıcıların bu bölgelere sür'atle geçmesi temin edilir. Böylece art karışımındaki hazırlama devresi sona ermeden alev cephesi yanma odasını bir baştan diğer başa kateder.

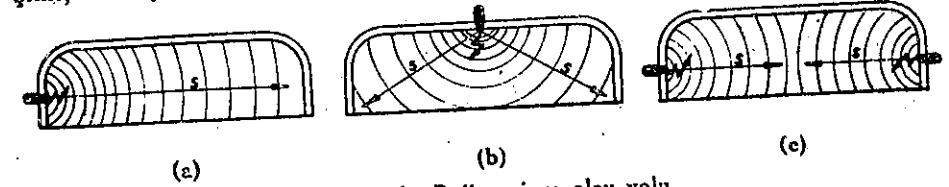
Hazırlama zamanı kısa olan yakıtlar vuruntuyu tacil eder. Zira bu cins bir yakıt ile havadan müteşekkil art karışımında hazırlama süresi alev yüzeyi gelmeden sona ereceğinden vuruntu meydana gelecektir.

Çok fakir ve çok zengin karışımlarda hazırlama zamanı uzundur. Bu sebepten çok fakir ve çok zengin karışımlar vuruntuyu önleyici tesir yapar.

5—1.1. Vuruntuya tesir eden konstrüktif faktörler.

- 1 — Alev yolunun uzamasını icabettiren konstrüksiyonlar vuruntuyu artırır.

Bujilerin yanma odasındaki yerlerinin alev yolunun uzunluğu üzerinde büyük tesiri vardır. Şekil (5—1) de yanma odasının üç muhtelif yerine yerleştirilmiş bulunan bujiler gösterilmiştir. Şekil (5—1) a da buji yanma odasının bir ucuna yerleştirilmiştir. Bu konstrüksiyonda alev yüzeyinin yanma odasını bir baştan diğer başa katetmesi için uzun bir zaman geçecektir. Binaenaleyh bujiden en uzak olan bölgedeki yakıt hava karışımı, alev yüzeyi gelmeden hazırlanabilecek ve dolayısı ile kendi kendine



Şek. (5—1). Buji yeri ve alev yolu.

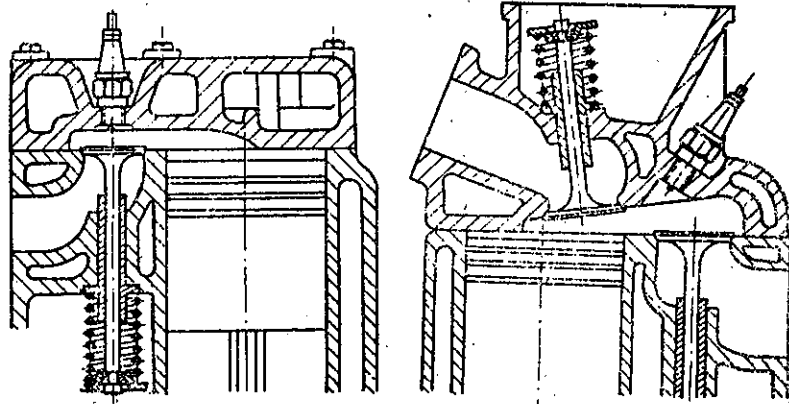
tutuşabilecektir. Bu sebepten bu yanma odası vuruntu bakımından fena bir konstrüksiyondur. Şekil (5—1) b de bu fena durumu önlemek için buji yanma odasına ortalı olarak yerleştirilmiştir. Bu suretle alev yüzeyinin en uzak yere varması için geçecek zaman takriben yarıya indirilmiştir. Şekil (5—1) c de iki adet buji kullanılmıştır. Bu suretle hem art karışım kadar olan alev yolu kısaltılmış ve hem de emniyetli bir ateşleme durumu temin edilmiştir. Bu tip, ateşlemedeki emniyeti dolayısı ile uçak motorlarında kullanılır.

- 2 — Yanma odasındaki sıcak noktalar, civardaki karışımın daha çabuk hazırlanmasını sağlar.

Bu sebepten yanma odasındaki sıcak noktaların alev yüzeyi tarafından mümkün olduğu kadar erken yalanması gerekir. Eksoz supabı üzerindeki sıcaklıklar 600-700 °C mertebesinde. Bu sıcaklıklarda yakıt hava karışımı sür'atle hazırlanır. Vuruntunun olmaması için bujinin eksoz supabına yakın yerleştirilmesi gerekir. Şekil (5—2) de vuruntuyu önlemek için eksoz supabının üst tarafına yerleştirilmiş bulunan bir buji görülmektedir.

Burada bir başka hususu açıklamak faydalıdır. Bujilerin yerleştirilmesinde iki farklı nokta nazar vardır. Bunlardan birincisi vuruntu, ikincisi ise ekonomik çalışmadır. Yüksek hızlı eksoz gazları tarafından yalanan eksoz supabı motorda en sıcak yerlerden birisidir. Bu sebepten vuruntunun önlenmesi için ateşlemenin eksoz supabına yakın bir noktadan başlatılması yani bujinin yukarıda belirtildiği veçhile eksoz supabına yakın bir yere yerleştirilmesi icabeder.

Diğer taraftan ekonomik bir çalışma sağlamak için karışımın, ateşlemenin



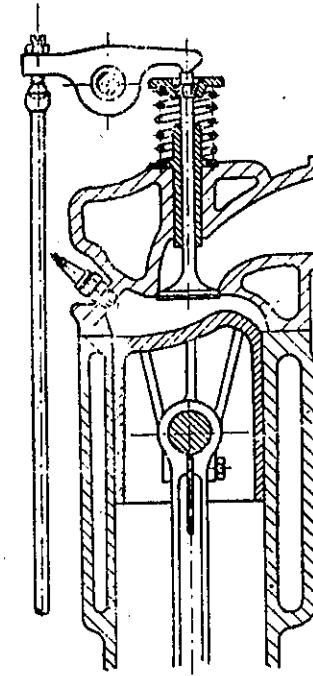
Şek. (5-2). Vuruntuyu önlemek için bujisi eksoz supabına yakın olarak yerleştirilmiş bulunan yanma odaları.

müsaade ettiği nispette fakire ayarlanması lazımdır. Benzin motorlarında hernekadar daima homojen bir karışımdan bahsedilirse de karışım silindirin her tarafında aynı miktarda benzin buharı ihtiva etmez. Emme supabına yakın bölgelerde karışım en zengin durumdadır. Binaenaleyh ekonomik bir çalışma sağlamak maksadıyla fakire ayarlanmış bir karışım halinde emniyetli bir ateşleme için bujinin emme supabına yakın bir yere yerleştirilmiş olması lazımdır. Şekil (5-2) nin sağ tarafında bu durum görülmektedir.

3 — Art karışımın miktarı ve durumu

Art karışımın kendi kendine tutuşması vuruntuya sebep olduğu için konstrüksiyonun ya vuruntuyu önleyecek veyahutta şiddetini azaltacak şekilde yapılmış olması gerekir. Bir karışımın soğutulma derecesi bu karışımı çevreleyen yüzeyin hacmine oranı ile verilmektedir. Bu oran nekadardır büyük ise soğutma derecesi okadar fazla olur. Vuruntu bakımından uygun olan bir yanma odasında art karışımın hacmine nazaran yüzeyi

daha büyüktür. Art gazın hacminin küçük olmasının vuruntu bakımından bir diğer avantajı da yandığı zaman serbest kalabilecek enerjinin azlığıdır. Böyle bir art karışımında vuruntu olsa bile bu vuruntunun fazla tahripkar bir tesiri olmayacaktır. Şekil (5-3) de art karışımın soğutulması ve miktarının azaltılması ile ilgili olmak üzere bir yanma odası şekli gösterilmiştir.



Şek. (5-3). Art karışımın azaltılması ve soğutulması.

4 — Sıkıştırma oranı.

Vuruntu üzerine tesir eden konstrüktif faktörlerden birisi de sıkıştırma oranıdır. Verimin yüksek olması için sıkıştırma oranını artırmak icabeder. Vuruntu, sıkıştırma oranının artırılmasına bir sınır çekmiştir. Zira sıkıştırma oranının artırılması bütün karışımın dolayısı ile art karışımın basınç ve sıcaklığının artmasına sebep olur. Vuruntuyu emniyetli bir şekilde önleyici tedbirler almadan sıkıştırma oranının artırılması doğru değildir.

5—1.2. Vuruntuya tesir eden işletme faktörleri.

Bunları şu şekilde sıralamak mümkündür :

1 — Yük.

Bir motorun yük durumu ortalama efektif basıncıyla tarif edilmiştir. Her kelebek açıklığı belirli bir yük durumuna tekabül eder. Kelebek açıklığı motorun emme basıncını ve dolayısı ile endikatör diyagramının şeklini yani yanma odasındaki basıncın değişimini tayin eder. Emme basıncının fazla olması sıkıştırma sonundaki karışımın basınç ve sıcaklığının da yüksek olmasını intaç eder. Cidar sıcaklıkları da yüklerle birlikte artar. Zira her devirde silindir içersine daha fazla karışım emildiği için birim zamanda serbest kalan ısı miktarı artar ve cidara daha fazla miktarda ısı geçer. Buseuretle yük arttıkça motor vuruntuya meyyleder.

2 — Devir sayısı.

Şekil (4—1) den de anlaşılacağı veçhile ortalama alev hızı devir sayısı ile hemen hemen lineer olarak artar. Böylece, devir sayısı arttıkça alevin yanma odasını katetmek için sarfedeceği zaman kısalmış ve hazırlama zamanı aynı kalan bir karışım için vuruntu yapma ihtimali azalır.

3 — Ateşleme avansı.

Art karışım bir yandan üst ölü noktaya doğru hareket eden piston, diğer yandan yüksek bir basınca malik bulunan alev yüzeyi tarafından sıkıştırılır. Ateşlemenin geç yapılması halinde alev yüzeyinin, basınç ve sıcaklığı artıran tesiri genişleme strokuna başlamış bulunan pistonun hareketiyle karşılaşır. Böylece art karışımın sıcaklığı aşırı mertebede yükselmez. Ateşleme, alev yüzeyinin bu tesirinin piston tarafından önlenmeyeceği hatta kuvvetlendirileceği bir zamanda başlatılırsa art karışımın alev yüzeyi gelmeden tutuşması önlenemez. Bu sebepten ateşleme avansı artırıldıkça vuruntu meyli de artar.

4 — Soğutma suyu sıcaklığı.

Soğutma suyu sıcaklığı doğrudan doğruya silindir cidarı sıcaklığını ve dolayısıyla emilen karışımın sıcaklığını tayin eder. Buna göre soğutma suyu sıcaklığının artması vuruntu meylini arttırır.

5 — Aşırı doldurma

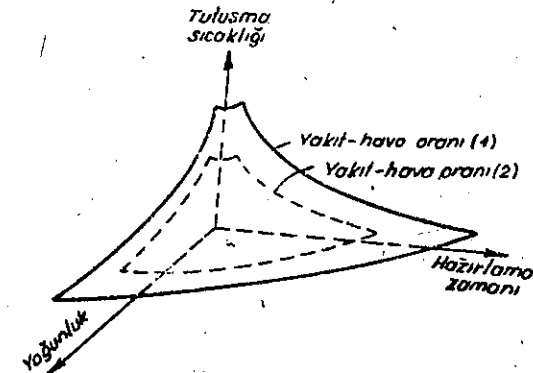
Aşırı doldurma silindir içersine emilen karışımın basıncını arttırmak demektir. Aşırı doldurma yapılan motorlarda, emme ve eksoz supaplarının açık kalma zamanlarını kesiştirerek ısı yükünün yani piston ve yanma odası cidarlarının ortalama sıcaklıklarının normal motorunkinden daha fazla olmaması temin edilebilirse de genel olarak bilinmektedir ki aşırı doldurulan motorun ısı yükü normal motorunkinden daima daha fazladır. Bu da vuruntu meylini arttırır.

5—1.3. Karışımın bileşiği.

Karışım içersinde bulunan yakıtın cinsi ve karışımın yakıt hava oranı vuruntu üzerinde önemli tesirleri haizdir. Stökiyometrik oran civarında karışım vuruntuya en fazla meyyaldır. Çok fakir ve çok zengin karışımların vuruntuya mukavemeti fazladır. Zira çarpışmaların bir kısmı kimyasal reaksiyona iştirak edemiyen moleküllerle olmaktadır. Bu sebepten çok fakir ve çok zengin karışımların hazırlanma zamanı uzundur. Karışımın bileşiğinin vuruntu üzerindeki tesirleri şu üç noktada toplanabilir:

- 1 — Hazırlama zamanı,
- 2 — Tutuşma noktası,
- 3 — Reaksiyona iştirak etmeyen gazların yüzdesi.

Hazırlama zamanının kısa, tutuşma noktasının alçak ve karışım oranının stökiyometrik değere yakın olması vuruntuyu tacil eder. Şekil (5—6) da bu faktörlerin birbirleriyle olan bağılılığı gösterilmiştir.



Şek. (5—6). Vuruntuya tesir eden karışım özelliklerinin birbirleriyle olan bağıntısı.

5—2. Vuruntu ve Diesel motoru.

Paragraf (4—4) de izah edildiği veçhile, Diesel motorlarında vuruntu, benzin motorlarındaki vuruntunun tamamen zıttına sebeplerden ileri gelmektedir. Yine bu paragrafta gösterildiği veçhile Diesel motorlarında vuruntuya sebep olan ana faktör tutuşma gecikmesi zamanıdır. Tutuşma gecikmesinin fiziksel kısmı yani yakıtın silindire girdikten sonra ufalanıp buharlaşması ve hava ile karışması, püskürtme bölümünde etraflı olarak incelenecektir. Bu sebepten burada daha ziyade tutuşma gecikmesinin kimyasal kısmı bahis konusu edilecektir. Tutuşma gecikmesinin uzun olması bu sürede silindir içersine giren yakıtın miktarını artıracaktır. Sürenin sonunda yanan yakıtın enerjisi fazla olacağından, uzun tutuşma gecikmesi silindir içersinde ani basınç yükselmelerine yol açacak ve vuruntunun şiddetini arttıracaktır. Buradan anlaşılacağı veçhile tutuşma gecikmesini kısaltan bütün faktörler Diesel vuruntusunu azaltacak yönde tesir eder. Tutuşma gecikmesinin kimyasal kısmı, karışımın tutuşmaya hazırlanması için geçen zamandır. Bu zamana endüksiyon zamanı da denir; ve şu faktörlere bağlıdır:

- 1 — Sıcaklık,
- 2 — Basınç,
- 3 — Turbülans,
- 4 — Yakıtın cinsi.

Bu faktörlerden yalnız turbülans benzin motorlarındaki yönde tesir eder. Yani turbülansın artması kimyasal tutuşma gecikmesini kısaltır. Diğer üç faktör ise tamamen benzin motorlarındaki vuruntunun aksine tesirleri haizdir. Yani sıcaklığın ve basıncın artması Diesel vuruntusunu azaltır. Benzin motorlarında vuruntuyu tacil eden her yakıt Diesel motorlarında vuruntuyu frenler.

Benzin motorlarında vuruntu bahsinde izah edilen konstrüktif ve işletme faktörleri ile karışımın özelliklerinin tesiri iç bünye itibariyle aynen burada da caridir.

5—3. Benzinin vuruntu mukavemetinin tayini.

Bilindiği veçhile n-Heptan vuruntuya çok meyyal, Izo-Oktan ise vuruntu mukavemeti çok yüksek olan bir yakıttır. Bu sebepten yakıtların vuruntuya mukavemeti *Oktan sayısı* ile ölçülür.

Benzin, özel olarak inşa edilmiş bulunan bir motorda vuruntu şiddeti

bakımından bir mukayese yakıtı ile karşılaştırılır. Bu maksat için muhtelif memleketlerde çeşitli motorlar kullanılmakta ise de bütün dünyanın kabul ettiği motor Waukesha Co. tarafından imal edilen ASTM-CFR motoru veya kısa adıyla CFR-motorudur. Bu motorun çapı 3 1/4 stroku 4 1/2 inc olup sıkıştırma oranı çalışma esnasında 4-12 arasında değiştirilebilir.

CFR-motorunda önce vuruntu mukavemeti belirtilmek istenilen yakıt denenir. Knock-metre denilen bir aletle vuruntu tespit edilinceye kadar motorun sıkıştırma oranı arttırılır. Motor bu rejim ve ayar durumunda çalışırken silindire mukayese yakıtı yerine n-Heptan ve Izo-Oktan yakıtlarının karışımı gönderilir. n-Heptan ve Izo-Oktanın karışım içersindeki hacim yüzdeleri o şekilde ayarlanır ki, motordaki vuruntu, vuruntu mukavemeti tayin edilmek istenilen yakıtla çalışma halindeki aynı olsun. Bu suretle ayarlanan n-Heptan ve Izo-Oktan karışımı içersindeki Izo-Oktanın hacim yüzdesi mevzubahis yakıtın Oktan sayısı olarak adlandırılır. Deneyler esnasında emme basıncı, emme sıcaklığı, havanın rutubet derecesi soğutma suyu sıcaklığı, motorun yükü ve devir sayısı daima aynı bir değerde sabit tutulur. Sabit tutulan şartlara göre dört türlü CFR mukayese metodu tefrik olunur. Bunlar :

- CFR — Research metodu,
- CFR — Motor metodu,
- CFR — Aşırı doldurma metodu,
- CFR — Havacılık metodudur.

Bu metodları birbirinden ayıran ana faktörler devir sayısı, emme basıncı ve sıcaklığıdır.

5—4. Diesel yakıtlarının vuruntu mukavemetinin tayini.

Diesel motorlarında kullanılan yakıtların mümkün olduğu kadar tutuşmaya hevesli olması icap eder. Aksi halde tutuşma gecikmesi uzun olacağından arzu edilmeyen Diesel vuruntusu cereyan eder. Setan tutuşma hevesi büyük olan bir yakıttır; ve Diesel yakıtlarının vuruntu mukavemetini tayinde mukayese yakıtı olarak kullanılır.

Diesel motorlarında kullanılan yakıtların Setan sayısı da, benzin motorlarında kullanılan yakıtların Oktan sayısına benzer şekilde tayin edilir. Mukayese yakıtı olarak Setan ve Alfa-metil-naftalin karışımı kullanılır. Setan sayısı belirtilmek istenilen yakıtla yapılan deneyde motor işletme şartları sabit tutularak sıkıştırma oranı değiştirilir; ve kendi kendine

tutuşmanın olduğu sıkıştırma oranı tesbit edilir. Motorun bu durumu muhafaza edilerek dışarıdan tahrike devam edilir ve silindir içerisine Seten Alfa-metil-naftalin karışımı püskürtülür. Aynı tutuşma gecikmesini veren Seten Alfa-metil-naftalin karışımındaki Setenin hacim yüzdesi vuruntu mukavemeti belirtilmesi arzu edilen yakıtın *Seten sayısı* olarak adlandırılır. Tutuşma hevesi saf Setenden daha fazla olan yakıtların vuruntu mukavemeti Seten Alfa-metil-naftalin karışımı ile tayin edilir.

Deney motoru olarak değişik bir CFR-motoru, IG, IPF motorlarından birisi kullanılabilirse de dünyaca kabul edilen motor CFR tipi motordur. CFR-motoruyla yapılan Seten sayısı deneylerinde yakıt daima üst ölü noktadan 13° krank açısı önce püskürtülür; ve motorun sıkıştırma oranı kendi kendine tutuşma tam üst ölü noktada olacak şekilde değiştirilir.

5-5. Vuruntunun mahzurları.

Vuruntu, gerek hasıl ettiği ani basınç yükselmesi ve gerekse bu ani basınç yükselmesine refakat eden akustik titreşimler sebebiyle motorun hareket elemanlarını aşırı derecede mekanik ve termik olarak zorlar. Vuruntulu çalışma halinde silindir kafası, supap, piston, biyel, vesaire gibi hareket elemanlarının aşırı olarak zorlanmasıyla ilgili basınç ve sıcaklığın mutlak değerlerinden ziyade vuruntu ile birlikte tezahür eden basınç dalgalarıdır. Bu basınç dalgalarının tesiriyle hareket elemanları titreşimli bir mekanik zorlanmaya maruz kalırlar. Basınç dalgaları ve bunun sebep olduğu kuvvetli gaz hareketi gazlardan yanma odası çepetine ısının daha büyük bir geçirgenlik katsayısı ile geçmesine de yol açar. Bu sebepten devamlı olarak vuruntu halinde çalışan motorlarda supap ve pistonlar yanabilir. Hatta bazı hallerde pistonun dibi eriyerek delinebilir. Buna göre bilhassa benzin motorlarında vuruntunun zuhuruna meydan vermemek lazımdır. Bunun için şu hususlara dikkat etmek kâfidir.

- 1 — Motoru aşırı derecede yüklememek. Devamlı olarak tam gazda çalışmak motorun çok fazla ısınmasına ve dolayısıyla yanma odasında kendi kendine tutuşma yapacak kızgın noktaların teşekkül etmesine sebep olur.
- 2 — Vantilatörün, radyatörde iyi bir soğutma yapacak miktarda hava vermesini sağlamak.
- 3 — Avansı, platin ve buji tırnak aralıklarını fabrikanın verdiği değerlerde tutmak.

Fazla avans, fazla platin ve küçük buji tırnak aralığı vuruntuyu tacil eder.

4 — Bujileri supapları ve silindir kafasını uygun zamanlarda temizlemek ve karbon birikintilerine meydan vermemek. Karbon birikintileri kızgın yanma mihrakları teşkil ederek kendi kendine tutuşmaya yol açar.

5 — Karbüratörü iyi ayarlamak. Hernekadar çok fakir karışım, fazla bir hazırlama zamanına malikse de, yanma odasında kızgın noktaların teşekkülüne sebebiyet vereceğinden vuruntuyu tacil eder. Gerçekten çok fakir bir karışım halinde yanma hızı küçüktür. Bundan dolayı yanma genişleme strokuna intikal eder; ve eksoz gazlarının silindiri çok sıcak olarak terketmesine yol açar. Netice olarak eksoz supapları civarında kızgın noktalar meydana gelir. Avans ve karbüratör ayarı birbirine intibak ettirilmelidir.

6 — Motorda kullanılacak benzinin oktan sayısı umumiyetle motorun sıkıştırma oranıyla belirtilmiş bulunan ve fabrikaca tavsiye edilen değerden aşağı olmamalıdır. Lüzumsuz derecede yüksek oktanlı benzin ise hem daha pahalı olması hem de motorda kendi kendine tutuşmaya yol açabilecek birikinti yapması sebebiyle mahzurludur.

7 — Otomobil motoru halinde, vuruntu sesi duyulur duyulmaz bir küçük vites geçilmelidir. Vuruntu olmadıkça en yüksek vitesle seyretmek en yüksek verimle çalışmayı mümkün kılar.

6 — Akaryakıtlar

6—1. Genel Bilgi.

Motorlarda kullanılan akaryakıtlar umumiyetle kapalı formülü C_nH_n ile gösterilen karbonlu hidrojenler veya bunların karışımıdır. Bazı ballerde vuruntu mukavemetini arttırmak için yakıtta alkol de karıştırılır. Alkolün başlı başına yakıt olarak kullanılması da mümkündür. Bilhassa milli ser-vetlerden tam manasıyla istifade edebilmek için alkolün yakıt olarak kul-lanılması yoluna da gidilmiştir.

Yakıtın ısı değeri bileşiğinde bulunan hidrojen atomunun karbon atomuna oranıyla verilmiştir. Hidrojen atomunun sayısı karbon atomuna nazaran ne kadar fazla olursa yakıtın ısı değeri o kadar fazladır.

Yakıtın uçuculuğu yani kaynama noktası ise molekül ağırlığı ile belirtil-miştir. Molekül ağırlığı yüksek olan karbonlu hidrojenler daha az uçucu-dur. Aynı sınıftan olan yakıtlarda bir moleküldeki karbon atomu sayısı arttıkça vuruntuya karşı mukavemet azalır.

Akaryakıtları aşağıdaki sınıflara ayırmak mümkündür.

6—2. Doymuş karbonlu hidrojenler.

Doymuş karbonlu hidrojenler ya zincir tipinde veyahutta kapalı bir formu haiz bulunan siklik cinsten olabilir. Zincir tipinden olanların kapalı for-mülü C_nH_{2n+2} dir. Yani her karbon atomuna karbon atomunun iki mis-linden iki fazla hidrojen atomu tekabül etmektedir. Bu sınıfa *parafin* sınıfı da denir. Parafin tipi yakıtlar ya *düz zincir* şeklinde veyahutta *dallı zincir* şeklinde bir strüktüre malik olabilir.

Düz zincir strüktürlü parafinlere *normal parafinler* denir. Yan kollara malik parafinlere parafinlerin bir izomeri olduğu için *ISO-Parafinler* denir. Parafin sınıfı yakıtlar, grek sayılarının sonuna *an* ilâve edilerek adlandırılır. Meselâ bileşiminde

- | | | |
|---|----------------------------|---------------|
| 1 | karbon atomu olan parafine | <i>Metan</i> |
| 2 | » | <i>Etan</i> |
| 3 | » | <i>Propan</i> |

v.s. denir. Dört karbon atomluya kadar olan parafinler gaz halindedir. Yan kollara malik parafinlerin yani ISO parafinlerin vuruntuya karşı mukavemeti düz zincir tipinde olan *normal parafinlerden* daha fazladır. Doymuş karbonlu hidrojenlerin siklik olan sınıfına *naften* denir ; ve ka-palı formülü C_nH_{2n} şeklindedir. Bu karbonlu hidrojenler normal parafin-lerin iki ucunun birleşmesi şeklinde telâkki edilebilirler. Bunlar bazan, parafin sınıfındaki adların başına bir *siklo* kelimesi ilâve edilerek anılır-lar. Meselâ 6 karbonlu bir naften'e *siklo heksan* da denir.

Naftenlerin vuruntu mukavemeti parafinlerden çok daha yüksektir. Bu bakımdan bu yakıtlar iyi cins benzin motoru yakıtlarıdır. Vuruntu özel-liklerinden başka buharlaşma özellikleri de karbüratörlü motorlara çok uygundur.

6—3. Doymamış karbonlu hidrojenler.

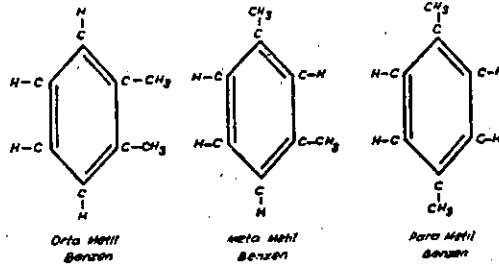
Bunlar *olefin* ve *aromat* olmak üzere ikiye ayrılır. Aromat sınıfı ya-kıtlara *benzen* veya *benzol* da denir.

Olefinler zincir tipindedir ; ve bir veya iki serbest bağa maliktir. Bir serbest bağı olana *monoolefin* denir ; ve kapalı formülü C_nH_{2n} ile gös-terilir. İki serbest bağı olefinlere *di-olefin* denir ; ve kapalı formülü C_nH_{2n-2} şeklindedir. Olefin sınıfı yakıtlar benzin motoruna uygun de-ğildir. Bunların serbest kolları depo edildikleri yerde zamanla oksijenle birleşerek reçine yapar. Benzin içindeki reçine, motorun akaryakıt dona-nımında çökerek tıkanmalara yol açar. Karbüratör memelerinin tıkan-masının bir sebebi de olefinlerin meydana getirdiği bu reçinedir. Bu reçineye teknik literatürde *gom*'da tabir edilir.

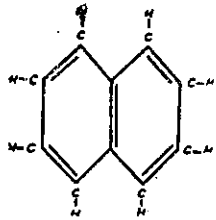
Aromatların esasını altı karbonlu benzen teşkil eder. *Hekzagonal siklik* bir strüktüre malik bulunan benzen vuruntu mukavemetinin yüksek ol-masından dolayı çok iyi bir benzin motoru yakıtıdır. Benzende ki kar-bonların hidrojen tarafından işgal edilen bağları başka bir radikal tara-fından da bağlanabilir. Bu radikallerin sayısı birden fazla olursa bağla-dığı karbonun yerine göre yakıtın özelliği de değişir. Buradan anlaşıla-cağı veçhile benzende ki karbonların bağ bakımından belirli özellikleri vardır. Bu sebepten bünyede bulunan karbonlara birer ad verilmiştir. Meselâ iki radikal, komşu iki karbondaki hidrojenlerin yerine gelmiş ise bu benzene *orto benzen* denir. Aynı radikaller aralarında başka bir karbon atomu bulunan iki karbondaki hidrojenlerin yerine gelirse bu şekildeki benzene *meta* ; ve aralarında iki karbon atomu bulunan diya-gonal karbonlara gelirse *para benzen* denir. Şekil (6—1) de *normal orto, meta, para benzenler* için birer misal verilmiştir. Bu misallerdeki

radikaller metil radikalidir; bu sebepten orto-metil-benzen, meta-metil-benzen ilâh. olarak adlandırılır.

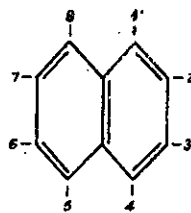
Benzen, ısı değeri parafin sınıfı yakıtlardan az olmasına rağmen uçuculuğu ve yuruntuya mukavemeti sebebiyle benzin motorlarına daha çok elverişli bir yakıttır.



Şek. (6-1). Benzen sınıfı yakıtların tipleri.



Şek. (6-2). Naftalinin açık formülü.



Şek. (6-3). Naftalinde alfa ve beta özelliklerine tekabül eden konumlar.

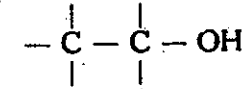
Aromatların bir diğer çeşidi de *naftalin*lerdir. Naftalinlerin kapalı formülü $C_{10}H_{8}$ şeklindedir. Bunların açık formülü Şekil (6-2) de gösterilmiştir. Naftalinler α ve β ile gösterilen iki ayrı özellik arzederler. α özelliğine malik bir yakıt meselâ α -metil naftalindir.

α -metil naftalin tutuşma hevesi gayet az yani vuruntu mukavemeti gayet yüksek bir yakıttır ve Diesel yakıtlarının seten sayısını tayin için kullanılır. α ve β özellikleri moleküldeki radikallerin yeri dolayısıyla ortaya çıkar. Şekil (6-3) de hangi yerlerin α hangi yerlerin β özelliğini doğurduğu gösterilmiştir. Bu şekilde 1, 4, 5, 8 konumlarındaki bağların özelliği birbirinin aynı olup α ile gösterilir. Bu yerlerdeki bağlardan birisini işgal eden radikal meselâ bir metil radikali ise meydana gelen yakıt α -metil naftalin denir. α -metil naftalinin açık formülü Şekil (6-2) de gösterilmiştir. 2, 3, 6, 7 pozisyonları da aynı özellik gösterdiklerinden

β konumu olarak adlandırılır. Bu konumdaki karbonlardan birisiyle birleşen bir metil grubu β -metil naftalin adı verilen ve yine tutuşma hevesi az olan bir yakıt teşkil eder.

6-4. Alkoller.

Karbonlu hidrojenlerdeki hidrojenlerden birinin yerini bir hidroksil grubunun işgal etmesi ile meydana gelen yakıtlara *alkol* denir. Meselâ; etandaki hidrojenlerden birisinin yerine bir hidroksil grubunun geldiğini düşünelim. Bu suretle hasıl olan alkole *etanol* denir. Etanol'ün kapalı formülü $C_2H_5 - OH$ ve açık formülü



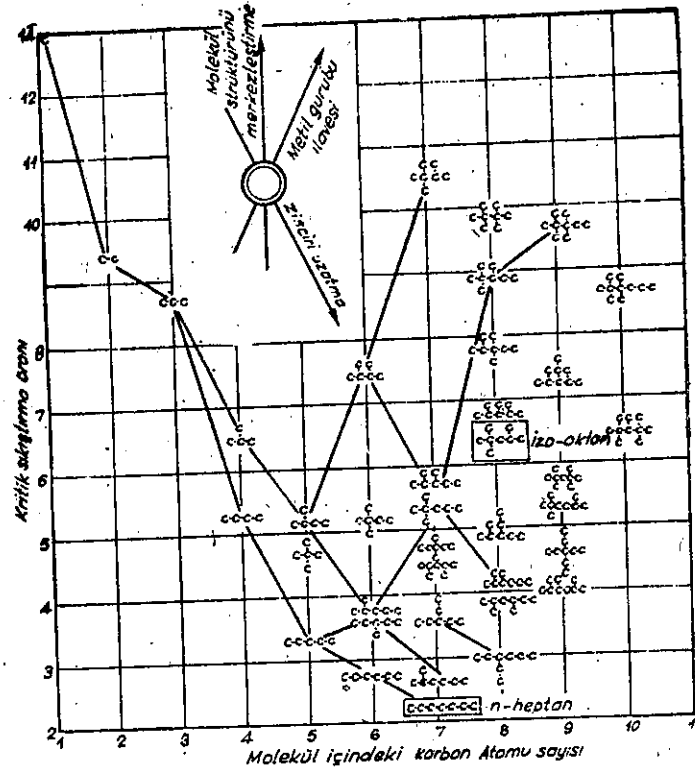
şeklindedir. Alkoller ısı değeri çok düşük, buna mukabil vuruntu mukavemeti çok yüksek yakıtlardır. Bu yakıtların buharlaşma özellikleri fena-dır. Bu sebepten ısıtma tertibatına malik bulunmayan bir motorda karışım teşkiline müsaade etmezler. Buharlaşma ısılarının büyük olmasından dolayı alkoller, daha ziyade uçak motorlarında tam yük çalışmalarında motoru soğutup vuruntuyu önlemek için kullanılır. Püskürtme silindir veya emme kanalına yapılarak hava soğutulmakta ve bu suretle sıkıştırma oranları yüksek olan uçak motorlarında iç soğutma temin edilerek vuruntu meyli azaltılmaktadır.

6-5. Akaryakıtların benzin motorlarındaki vuruntu mukavemetine göre sıralanması.

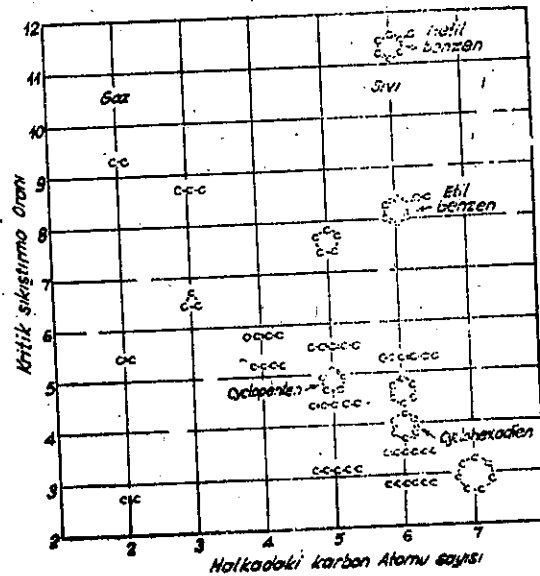
- 1 — Parafin sınıfı yakıtlarda zincir uzadıkça vuruntu mukavemeti azalır.
- 2 — Zincirlerin yan kolları arttıkça vuruntu mukavemeti artar.
- 3 — Zincirin dallarını arttırarak esas molekülü sentral simetrik bir hale sokmak vuruntu mukavemetini arttırır.

Şekil (6-4) de parafin sınıfı yakıtların vuruntu mukavemeti gösterilmiştir. Şekil (6-5) de sıklık ve zincir tipi yakıtlara ait umumi bir bağıntı verilmiştir.

Bu eğrilerden anlaşılacağı veçhile çift bağlar zincir tipi yakıtlarda kritik sıkıştırma oranını arttırmaktadır. Kritik sıkıştırma oranı, motorda vuruntu



Şek. (6-4). Parafin sınıfı yakıtların vuruntu mukavemetinin bir molekül içerisinde bulunan karbon atomu sayısına bağlılığı.



Sek. (6—5). Doymuş cesinin ve sıklık durumun kritik sıkıktırma orana tesiri.

başlamadan elde edilebilecek en büyük sıkıştırma oranıdır. Çift bağlar zincirin ortalarına doğru kaydığından vuruntu mukavemeti daha süratli olarak artar.

Siklik karbonlu hidrojenler, normal ve izoparafinlere nazaran daha yüksek bir kritik sıkıştırma oranı sağlar. Siklik karbonlu hidrojenlerde çift bağların teşkili, düz zincir tipi parafinlerdekinin aksine tesir yapar. Ma-mafi bunlardan çift bağları arttırarak elde edilen benzen (C_6H_6), çok yüksek bir vuruntu mukavemetine maliktir. Benzene ilâve edilen yan zincirler vuruntu mukavemetini düşürür.

Buna göre umumi olarak denilebilir ki, siklik karbonlu hidrojenler zincir tipindekilere nazaran daha yüksek bir kritik sıkıştırma oranına maliktir. Aromatik yakıtlar tutuşmadan evvelki hazırlama reaksiyonlarına daha fazla mukavemet gösterir. Bu sebeptendir ki, kurşun tetra etil v.s. gibi hazırlama reaksiyonlarını frenliyen katıklar aromatik sınıfı yakıtlara az tesir eder.

6-6. Katıklar.

Gerek benzin motorlarında ve gerekse Diesel motorlarında kullanılan yakıtlara bazı maddeler ilâve ederek bunların motor tekniği bakımından arzu edilen özellikleri mükemmelleştirilebilir.

6-6.1. Benzinlerde kullanılan katıklar.

Benzin içersine.

Kurşun tetra etil. $Pb(CH_3)_4$

Demir penta karbonil $Fe(CO)_5$

Mono metil anilin $C_6H_5-NH-CH_3$

gibi maddeler karıştırarak vuruntu mukavemesi önemli şekilde artırılabilir; ve bu suretle motorda sıkıştırma oranını vurutuya yol açmadan arttırmak mümkün olur. Benzine ilâve edilen katıkların rolü zincir reaksiyonunu doğuran ara ürünlerin meselâ peroksitlerin, aldeit ve benzerlerinin doğmasına mani olmaktır. Ençok kullanılan katık kurşun tetra etilidir. Kritik sıkıştırma oranını arttırmak için benzine karıştırılan kurşun tetra etilin miktarı umumiyetle 10 lt ye 15 cm³ civarındadır. Katıklardan kurşun tetra etil ve demir penta karbonil yanma sonunda kurşun oksit ve demir oksit yapar. Bunlar buji ve supapların iyi vazife görme-

sine mani olur. Bu oksitlerin teşekkülüne ve dolayısıyla yanma odası yüzeylerine çökmesine mani olmak için yakıt içersine ilâveten etilen bromür de karıştırılır.

6—6.2. Mazota karıştırılan katıklar.

Bunları da aşağıdaki şekilde sıralayabiliriz.

Amil nitrat	$C_5H_{11}NO_3$
Etil nitrat	$C_2H_5NO_3$
Amil tiyo nitrit	$C_2H_5SNO_2$
Peroksitler	

Peroksit teşkil ediciler.

Bunlar ve yakıt içersinde bulunan kükürt kolayca okside olarak kendi kendine tutuşma mihrakları meydana getirirler.

6—7. Benzinden istenilen özellikler.

1) Uçuculuk

- a — Soğukta yol verme,
- b — Çabuk ısınma,
- c — Akselerasyon,
- d — Yağlama yağını inceltmeme,
- e — Buhar tıkaçı

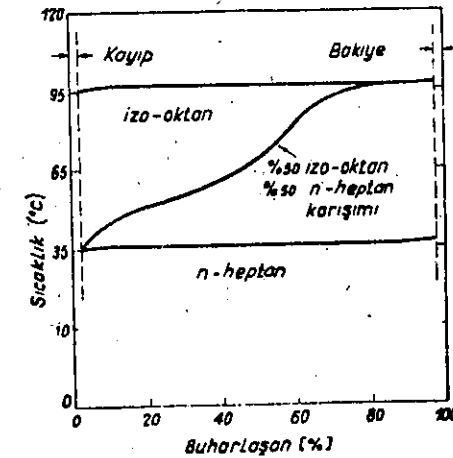
noktai nazarlarına göre seçilir. Benzin ne kadar çabuk buharlaşırsa yani buharlaşma noktası ne kadar alçaksa motora okadar kolay yol verilebilir. Kışın kullanılan benzinin daha alçak buharlaşma noktasına malik olması icabeder. Buharlaşma noktasının alçak olması motora yol vermeyi kolaylaştırır gibi, motorun çabuk ısınmasını da temin eder. Normal seyirde çalışan bir motorun emme kanalında ince bir benzin filmi, kanalın cidarları boyunca silindirlere doğru akar. Yakıtın bir kısmı bu akış esnasında buharlaşarak, silindire giren yakıt buharı hava karışımının yanmaya müsait sınırlar arasında olmasını temin eder.

Motoru hızlandırmak için, ani olarak gaz pedalına basıldığı zaman, yani gaz keleşbeği emme kanalını daha fazla açacak şekilde hareket ettirildiği zaman, emilen havanın miktarı ve buna uygun olarak ta karbüratörün verdiği yakıt miktarı artar. Fakat emilen yakıtın ancak bir kısmı-

nın emme kanalı boyunca buharlaşmasından dolayı ani keleşbeğ hareketlerinde silindirlere giren yakıtın miktarı havaya uymıyacaktır. Bu suretle akselerasyon esnasında motor fakir karışım, yavaşlama esnasında ise zengin karışım emecektir. Bu durumun önlenmesi için karışımın ısıtılması veya yakıtın buharlaşma noktasının düşük olması lâzımdır. Karışımın ısıtılması motorun volumetrik verimini düşürür. Zira ısıtmadan dolayı hasil olan genişlemeye tekabül eden hacim kadar yakıt buharı - hava karışımı silindire az girecektir.

Modern motorlarda ani keleşbeğ hareketlerinde uygun bir karışım oranı sağlamak için ekseriya bir akselerasyon pompası kullanılır. Gaz keleşbeğine bağlı bulunan bu pompa gaz keleşbeği açıklığı arttırıldığı esnada emme kanalına ilâveten yakıt gönderir.

Silindir içersine giren karışımındaki yakıt buharının bir kısmının silindir cidarı ile temasa gelerek yoğuşması muhtemeldir. Yoğuşan bu kısım benzinin buharlaşma eğrisine ve bilhassa bu eğrinin % 80 buharlaşma noktasına tabidir. Yoğuşan yakıt zerrelere silindir cidarları boyunca akarak yağlama yağına karışır; ve yağın incelerek yağlama özelliklerinin bozulmasına amil olur. Şekil (6—6) da n-Heptan ve Iso-Oktandan müteşekkil bir benzinin buharlaşma eğrisi gösterilmiştir.



Sek. (6—6). Normal Heptan ve Iso-Oktan müteşekkil bir benzinin buharlaşma eğrisi.

Buhar tıkaçı.

Benzin deposu ile karbüratör arasındaki seviye farkının fazla olmadığı hallerde benzin borusu içersinde benzinin buharlaşması yakıtın pompa tarafından emilmesine mani olur. Buna buhar tıkaçı denir. Bilhassa bu-

harlaşma noktası alçak olan benzinler, sıcak yaz mevsimlerinde buhar tıkaçı olayını tacil eder. Mamafî bugün, buhar tıkaçı olayı yakıt mühendislerinden ziyade motor konstrüktörleri tarafından düşünülmesi gereken bir meseledir ve yakıt deposuyla karbüratör arasındaki seviye farkını arttırarak, daha geniş benzin borusu kullanarak ve bu boruları seyir ve vantilâtör rüzgarı ile soğutarak önlenabilir. Buhar tıkaçı yapmaması için benzinlerde müsaade olunan azami buhar basıncı $37,5^{\circ}\text{C}$ de 0,8 ata dır (*Reid buhar basıncı*).

2) Reçine teşekkülü.

Olefin sınıfı benzinler reçine teşekkülüne daha çok müsaittir. Zira bunlar depo edildiği tanklarda oksijenle birleşerek çöküntü yaparlar. Bu çöküntüler karbüratör memelerinin tıkanmasına sebep olur. Bilhassa uzun zaman bekliyen benzin bu bakımdan daha fena durumdadır. Benzinin içindeki reçine miktarı normal benzinlerin nekadark beklemiş olduğu hakkında sarîh bir fikir verir. Benzinin içindeki reçine nisbeti 5 mg/100 cm³ den küçük olmalıdır.

3) Korrozyon.

Yakıtın bünyesinde bulunan kükürt, yakıtın korrozyon hassası hakkında bir kriterdir. Bilhassa yanmadan sonra meydana gelen kükürt oksitleri yine yanma esnasında meydana gelen su buharı ile birleşerek korrozyona yol açan asit sülfirik yapar. Bu sebepten yakıtın terkiбинdeki kükürdün % 010 dan fazla olmaması istenir.

Aşağıdaki cetvelde Amerikan Hükümeti Şartnamelerinde ticarî benzinden istenilen özellikler verilmiştir.

% 10 un uçuculuğu	75°C
% 50 nin	110°C
% 90 nin	190°C
Bakiye	% 2
Reid buhar basıncı	0,8 ata ($37,5^{\circ}\text{C}$ de)
Reçine	2—5 mg/100 cm ³
Kükürt	% 010

6—8. Diesel yakıtlarından istenilen özellikler.

Diesel yakıtlarından istenilen özellikleri de benzinde olduğu gibi aşağıdaki bakımlardan sıralamak mümkündür.

1) Vuruntu.

Diesel yakıtlarının vuruntu yapmamaları için küçük tutuşma geçikmesine malik olması gerekir. Bunun için Seten sayılarının yüksek olması icabeder.

2) Yol verme.

Çabuk buharlaşan ve tutuşma noktası alçak olan yakıtlar yol vermeyi kolaylaştırır. Maalesef uçuculuğu arttıkça yakıtın tutuşma noktası da yükselir. Bu bakımdan Diesel motorlarında uçuculuk ile Seten sayısı özelliği bağdaştırılmaz. Bunun için bu iki özellik arasında bir kompromi yapmak gerekir.

3) Duman ve koku.

Eksoz gazlarının ıssız ve kokusuz olması için yakıtın silindir içersinde iyice buharlaşması ve hava ile iyice karışması icabeder. Bu sebepten Diesel motorlarında kullanılacak olan yakıtların aynı zamanda kolay buharlaşabilecek özellikte olması şayanı arzudur.

4) Korrozyon ve aşınma.

Yakıtın içindeki anorganik maddeler ve kükürt aşınmayı artırır. Anorganik maddeler, yanmadan sonra kül halinde kalarak silindirin, supap yuva ve burçlarının aşınmasını tacil ederler.

5) Kullanma kolaylığı.

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

6 — Anilin noktası ve Diesel İndisi.

Diesel yakıtlarının tutuşma özellikleri bazan *Diesel İndisi* ile de verilir. Bilindiği veçhile Diesel motorlarına en uygun yakıtlar parafin sınıfından olanlardır. En az uygun olanlar ise aromatlardır. Anilin aromata sınıfı bir hidrokarbürdür; ve çok alçak sıcaklıklar da bile diğer cins aromatlarla karışabilir. Bu sebepten çok defa, anilinin verilen bir yakıt içerisinde tamamen erime sıcaklığı, Diesel yakıtlarının tutuşma özelliğini tayin eden bir kriter olarak kullanılır. Bu maksat için Diesel İndisi olarak adlandırılan bir sayı tarif edilir.

$$DI = \frac{\text{Anilin noktası} \times API \text{ derecesi}}{100}$$

olarak kabul edilir. Burada:

DI = Diesel İndisi.

API derecesi = 60°F daki Baumé derecesidir.

Aşağıda Amerikan şartnamelerine uygun bir Diesel yakıtının özellikleri verilmiştir.

% 10 buharlaşma noktası	185—210°C
% 90 buharlaşma noktası	235—238°C
Seten sayısı	40—65
API derecesi	40—46 Baumé
Özgül ağırlık	0,825-0,797
Kükürt (Ağırlık)	% 0,04—0,1
Kül	0,00
Akma noktası	(— 60) (—25)

7 — Karışım teşkili

7—1. Benzin motorların akaryakıt donamını.

Benzin motorlarında akaryakıt donamını, depo, yakıt pompası, karbüratör veya püskürtme pompasından teşekkül eder. Uçak motorlarından sarfı-nazar edilirse taşıt motorlarında ve yardımcı stasyonör benzin motorlarında genel olarak karbüratör kullanılır. Akaryakıt donamının vazifesi her devir sayısı ve yük durumunda motor tarafından arzu edilen en uygun karışım oranını hazırlamaktır. ¹⁾

Karbüratör ana hatları ile Şekil (7—1) de görüldüğü veçhile hava keleşbeği, Venturi lülesi, ana ve yardımcı yakıt memeleri, gaz keleşbeği ve şamandıra kabından müteşekkildir. Ana yakıt memesinin çıkış ucu, Venturi lülesinin en dar yerine yani hava hızının en fazla olduğu yere açılmaktadır. Bu suretle hem motora giren havanın miktarıyla belirtilen miktarda bir yakıt emilir ve hem de emilmiş bulunan bu yakıt, hava hızının en fazla olduğu bir bölgede daha süratli bir şekilde buharlaşarak hava ile karışır. Şamandıra kabındaki yakıtın seviyesi daima sabit tutulur ve üzerine atmosferik basınç tesir eder. Venturi lülesinin girişi ile en dar kesiti arasındaki basınç düşüşü aynen yakıt memesine de tesir eder.

Yakıt memesi ile motorun emme supabı arasındaki keleşbeğe gaz keleşbeği denir. Bu keleşbeğin kapandıkça motorun emdiği hava miktarı azalır. Bu suretle Venturi lülesindeki hava hızı ve bununla birlikte basınç düşüşü azalır.

Karbüratöre girişteki hava keleşbeği kapatıldıkça Venturi lülesindeki basınç düşüşü de artar.

Hava keleşbeği sadece ilk hareket için kullanılır. İlk hareket esnasında motorun devir sayısı marş motorunkisi ile verilmiş olup küçüktür. Bu sebepten normal olarak emilen karışım motora yol vermeye yetecek zenginlikte değildir. Hava keleşbeği kapatılarak emilen havanın kısılmasına rağmen Venturi lülesinde büyük bir basınç düşüşü meydana getirilir. Bu suretle motora soğuk havalarda dahi yol vermeyi temin edilecek zenginlikte bir karışım emilir.

1) Motorlar Cild-II Paragraf (1—1) e bak.

Gaz kelebeği karbüratörle emme supabı arasında bulunduğu için bunun açıklığı değiştirilerek motorun emdiği karışımın miktarı ayarlanabilir. Bu ayarlama dolgu miktarı ayarlaması veya kısaca *dolgu ayarlaması* denir.

7—2. Venturi lülesinin hesaplanması.

Motorda, belirli bir devir sayısında belirli bir nominal gücün elde edilmesi istenir. Enerji yakıtın miktarı ile tayin edilmiştir. Buna göre birim zamanda motor tarafından emilen yakıt ve havanın miktarı, nominal gücü sağlayacak şekilde olmalıdır. Bu miktarlar Venturi lülesinin en dar yerindeki kesit alanı ve bu alandaki hızla verilmiştir.

Venturi lülesinin en dar yerindeki hız

$$c_2 = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} R T_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad \dots\dots(7-1)$$

denklemleri verilmiştir. Bu denklemlerde

- c_2 = Venturinin en dar yerindeki hava hızı (m/s)
- P_2 = Venturi lülesinin en dar yerindeki basınç (at)
- P_1 = Venturi lülesinin girişindeki basınç (at)
- k = Adiyabatiklik katsayısı,
- R = Havanın üniversal gaz sabitesi (m°K)
- T_1 = Venturiye girişteki hava sıcaklığı (°K)
- g = Yer çekimi ivmesi (m/s²)

dir. Venturi lülesinin girişindeki şartlar dış atmosferinkisine eşit kabul edilir.

En dar kesitin alanı f_{2h} olan Venturi lülesinden $\Delta P = P_1 - P_2$ basınç düşüşünde bir saniyede geçen havanın ağırlığı G_{2h}^* :

$$G_{2h}^* = \frac{f_{2h} \cdot c_2}{v_2} \quad \dots\dots(7-2)$$

denklemleri verilmiştir. Bu denklemlerde v_2 , lülenin en dar kesitindeki havanın özgül hacmidir. Değeri Venturi lülesine girişteki basınç ve özgül hacimler cinsinden ifade edilirse

$$v_2 = v_1 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{k}} \quad \dots\dots(7-3)$$

yazılabilir.

$$v_1 = \frac{R T_1}{P_1} \quad \dots\dots(7-4)$$

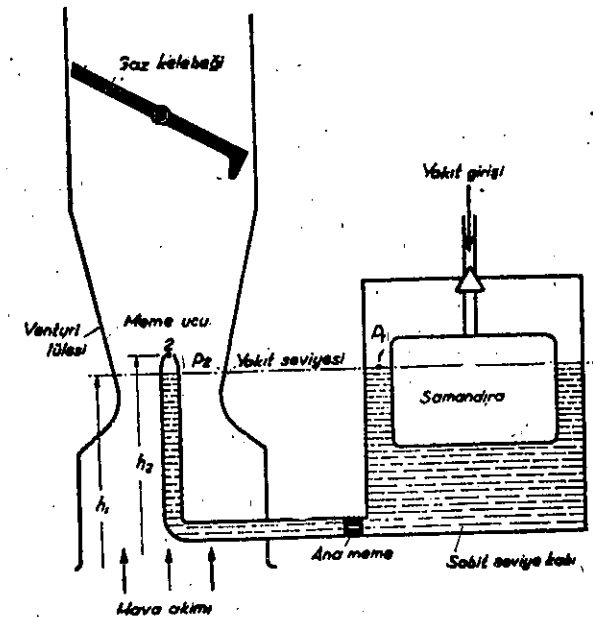
yardımlarıyla en dar kesitteki özgül hacim için

$$v_2 = \frac{R T_1}{P_1} \cdot \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{k}} \quad \dots\dots(7-5)$$

bağıntısı elde edilir. c_2 ve v_2 değerleri Denklem (7—2) ye konarak

$$G_{2h}^* = f_{2h} \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{P_1}{v_1}} \sqrt{\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}}} \quad \dots\dots(7-6)$$

elde edilir.



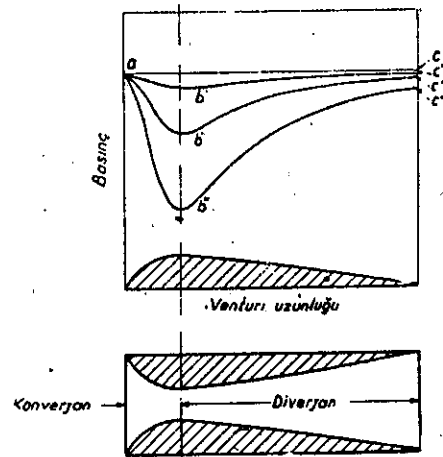
Şek (7-1). Basit bir karbüratörün ana elemanları.

Gerçekte Venturi lülesinden geçen hava miktarı G_{2h}^* den bir c_h^* katsayısı kadar farklıdır. Bu katsayıya Venturi lülesinin *verdi katsayısı* denir ve değeri modern karbüratörler için $c_h^* = 0,8$ olarak kabul edilebilir. Buna göre Venturi lülesinden geçen gerçek akım ağırlığı G_h ile teorik değer G_{2h}^* arasında

$$G_h = c_h^* \cdot G_{2h}^* \quad \dots\dots(7-7)$$

bağıntısı yazılabilir.

Venturi lülesi boyunca meydana gelen basınç değişimi Şekil (7-2) de görüldüğü gibidir. Basınç Venturi lülesinin en dar kesitinde minimum değerini haizdir. Basınç düşüşünün büyük bir kısmı Venturi lülesinin genişleyen kısmında tekrar kazanılır. Venturi lülesinin boğazı nekadardar olursa basınç düşüşü de o kadar fazla olur. Şekil (7-2) de b'' ile



Şek. (7-2). Venturi lülesinde basınç düşüşü. a Giriş noktasındaki basınç, b' , b'' , b''' en dar kesitteki basınç, c' , c'' , c''' Venturi lülesinden çıkıştaki basınç.

gösterilmiş bulunan eğri en küçük boğazlı Venturiye tekabül etmektedir. Böyle bir Venturi lülesinin en dar yerine yerleştirilmiş bulunan yakıt memesinden daha büyük bir hızla dışarıya fışkıran yakıt hava ile daha iyi karışma imkânına maliktir. Diğer taraftan boğazı dar Venturi lülesinde basınç düşüşü kaybı daha fazla olduğu için böyle bir lüle ile mücehhez motorun volumetrik verimi de küçük olur. Bu izahattan anlaşılacağı veçhile geniş boğazlı Venturi lülesi ile mücehhez karbüratörler yüksek güç

temini, dar boğazlı Venturi lüleleriyle mücehhez karbüratörler ise ekonomik çalışması istenilen motorlar için daha çok uygundur.

7-4. Yakıt verdisinin hesaplanması.

$$c_{2g} = \sqrt{2g \frac{P_1 - P_2}{\gamma}} \quad \dots\dots(7-8)$$

elde edilir.

Burada γ sıkıştırılmaz olarak kabul edilen yakıtın yoğunluğudur. (2) numaralı kesitten birim zamanda teorik olarak geçen yakıt miktarı ağırlık olarak

$$G_{2g}^* = f_{2g} \cdot c_{2g} \cdot \gamma \quad \dots\dots(7-9)$$

dir. Denklem (7-8) yardımıyla gerçek yakıt miktarı için

$$G_g = c_g^* \cdot f_{2g} \cdot \sqrt{2g (P_1 - P_2)} \gamma \quad \dots\dots(7-10)$$

denklemini elde edilir. Burada c_g^* yakıt memesinin verdi katsayısıdır; ve modern karbüratörler için $c_g^* = 0,75$ alınabilir. f_{2g} yakıt memesinin kesit alanıdır.

7-5. Basit karbüratör ve karışım oranı.

Karbüratörden emilen G_g yakıt ağırlığının, G_h hava ağırlığına oranına *karışım oranı* tabir edilir. Bu oranı μ ile göstererek

$$\mu = \frac{G_g}{G_h} \quad \dots\dots(7-11)$$

voya

$$\mu = c^* \cdot \frac{\psi_1}{\psi_2} \quad \dots\dots(7-12)$$

yazılabilir. Bu denklemde

$$c^* = \frac{\gamma}{c_h^*} \left(\frac{d_g}{d_h} \right)^2$$

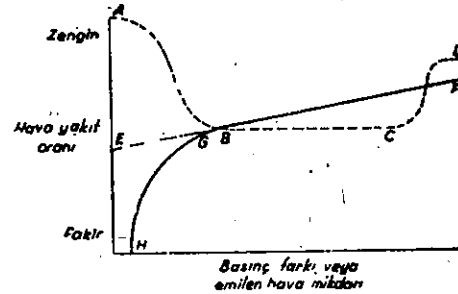
$$\psi_1 = \sqrt{(P_1 - P_h) \gamma}$$

$$\phi_2 = \sqrt{\frac{k}{k-1} \cdot \frac{P_1}{v_1}} \sqrt{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}}$$

dir. Burada

- γ = Yakıtın özgül ağırlığı,
- d_y = Yakıt memesinin çapı,
- d_h = Venturi lülesinin en dar kesitinin çapı,
- P_1 = Atmosfer basıncı,
- P_2 = Venturi lülesinin en dar yerindeki basınç,
- v_1 = Atmosfer basıncı ve sıcaklığındaki havanın özgül hacmidir.

$(P_1 - P_2)$ basınç farkı arttıkça μ oranı artar. Denklem (7-12) ile tarif edilen karışım oranı $\Delta P = P_1 - P_2$ basınç farkının veya sabit kelebek açıklığı için aynı şey demek olan emilen hava ağırlığının fonksiyonu olarak çizilirse Şekil (7-3) deki EF eğrisi elde edilir.



Şek. (7-3). Karışım oranının ΔP basınç farkına bağlılığı.

Bu eğrinin seyrinden anlaşılacağı veçhile ΔP basınç farkı arttıkça basit bir karbüratörün hazırladığı karışım zenginleşir. Denklem (7-12) nin çıkarılmasında ideal bir akım nazarı itibare alınmış ve yakıtın viskozitesi ile yüzey geriliminden mütevellit kuvvetler ihmal edilmiştir. Bu kabul hernekadar yüksek hızlar ve büyük basınç düşülerinin hüküm sürdüğü bölgelerde yerinde ise de alçak hızlarda büyük hatalara sebep olur. Gerçekten Denklem (7-12) ile bulunan değerler deney sonuçları ile ancak yüksek hız bölgesinde intibak etmektedir. Şekil (7-3) deki EF eğrisi ideal akım nazarı itibare alınarak bulunmuştur. HGF eğrisi ise ölçü sonuçlarına tekabül etmektedir.

Yüzey gerilimi, viskozite ve yakıt çıkış kesitinin şamandıra kabındaki yakıt seviyesinden yüksek olması sebebiyle yakıt akımı belirli bir ΔP basınç düşüsünden sonra başlar.

7-6. Karbüratörden istenilen özellikler.

Karbüratörden istenilen özellikleri aşağıdaki şekilde sıralıyabiliriz :

- 1 — Motora kolayca yol verilmesini sağlamak,
- 2 — Motorun boşa kendi kendine minimum bir hızda çalışmasını sağlamak.
- 3 — Geçici rejimlerde yani motorun hızlanması veya yavaşlatılması sırasında karışım oranını emniyetli bir yanma sağlayacak sınırlarda tutmak.
- 4 — Nominal güç civarında ve daha küçük güçlerde çalışırken azami ekonomikliği gerçeklemek.
- 5 — Azami güçte çalışırken vuruntuyu önlemek.
- 6 — Her türlü duruş vaziyetinde motorun çalışmasını mümkün kılmak ve küçük eğimlerde karışım oranını önceden tespit edilen değerde tutmak.

Bunun için muhtelif çalışma durumlarında sağlanan karışım oranıyla ΔP basınç düşüsü arasındaki bağıntı Şekil (7-3) de verilen ABCD eğrisine uymalıdır.

ABCD eğrisi ile belirtilmiş bulunan karışım oranı eğrisinin üç karakteristik bölgesi vardır. AB-bölgesine *ralanti* bölgesi denir. Bu bölgede motor tarafından emilen havanın miktarı ve dolayısı ile Venturi lülesindeki basınç düşüsü küçüktür. Bu bölgede motor ya boşa veya kısmi yüklerde çalışır. Kısmi yüklerde emme stroku sonunda silindirdaki dolgunun içerisindeki eksoz gazı yüzdesi normal yüklerdekinden çok daha fazladır. Bu sebepten emniyetli bir ateşleme sağlayabilmek için karışımın daha zengin olması icabeder.

BC-bölgesi *ekonomik çalışma* bölgesidir. Motor en çok bu bölgede çalışır. Bu bölgede azami ekonomiklik sağlanmış olmalıdır. Bu bölgede, gaz keleşi tam olarak açık olmadığı için emilen dolgunun basıncı, gaz keleşi tam olarak açık olmadığı için emilen dolgunun basıncı, yometrik değerden biraz fakire ayarlanır ve bu karışım oranı bütün bölgede sabit tutulur. Karışımının fakirliği dolayısı ile meydana gelen alev hızı azalması ateşleme avansının artırılması ile karşılanır. Karışım, basın-

cının çok yüksek olmaması hasebiyle avansın artırılmasına rağmen vuruntu yapmaz.

CD-bölgesi yüksek güç bölgesidir. Bu bölgede motor tam gaz durumunda veya buna çok yakın bir durumda çalışır. Birim zamanda daha fazla enerjinin serbest kalması bu bölgede motorun fazla ısınmasına sebep olur. Emme basıncının fazla olması diğer taraftan vuruntu meylinin artmasına yol açar. Termik zorlanmayı belirli bir sınırın altında tutmak ve aynı zamanda vuruntuyu önlemek için bu bölgede karışımın daha zengin olması icabeder.

EF-eğrisinden de anlaşılacağı veçhile basit bir karbüratörün hazırladığı karışım *ABCD* eğrisi ile belirtilen şartları gerçekleştirmekten çok uzaktır. Basit bir karbüratör ancak iki durumda arzu edilen karışım oranını verebilmekte bunun dışında kalan bütün çalışma durumlarında sağlanan karışım arzu edilene uymamaktadır.

7—6.1. Karışım oranını ayarlamak için takibedilen yollar.

Basit bir karbüratörün *boşta çalışma* ve *kısmi yük* bölgesinde, ki bundan sonra bu bölgeye *ralanti bölgesi* denilecektir, hazırladığı karışım arzu edilenin tam zıddına fakir bir karışımdır. Bunun sebebi yakıtın içinde bulunduğu kanal cidarına sürtünmesi ve yüzey gerilimidir. Eğer küçük basınç düşülerinde bu kuvvetler azaltılabilirse yakıt akımının frenlenmesi önlenir. Bunun için yakıt içerisine hava karıştırarak köpürtülebilir. Bu suretle sürtünme ve yüzey gerilimi kuvvetleri azaltılabilir. Bu bölgede karışımı zenginleştirmek için takibedilecek diğer bir yol yakıtın emildiği memeye gelen basınç düşüsünü artırmaktır. Karışımın *ekonomi bölgesinde* zenginleşmesine mani olmak için ise aksine bir tedbir düşünmek lazımdır. Yakıtın aktığı kesiti ayarlayarak veya yakıt memesine tesir eden basınç düşüsünü azaltarak *ekonomi bölgesinde* karışım oranının belirli bir değerden daha fazla zenginleşmemesi sağlanabilir. *Tam yük bölgesinde* karışımı vuruntu yapmayacak şekilde zenginleştirebilmek için ise ekseriya *ekonomi bölgesinde* devreden çıkan ilave bir yakıt memesi kullanılır. Bu memeye *ekonomi memesi* denir. Buna göre karbüratörlerde karışım oranını ayarlamak için

- 1 — Yakıtın aktığı kesitler değiştirilir.
- 2 — Yakıtın aktığı kesitlere tesir eden basınç düşüleri değiştirilir.
- 3 — Yakıtın aktığı kesitler ve bu kesitlere tesir eden basınç düşüleri birlikte değiştirilir.

7—6. Mükemmel karbüratör.

Mükemmel karbüratör her çalışma durumunda motorun emniyetli bir şekilde çalışması için

- 1 — Yol verme tertibatı,
- 2 — Ralanti tertibatı,
- 3 — Ekonomi tertibatı,
- 4 — Yüksek güç tertibatı,
- 5 — İvme tertibatı

ihtiva eder.

7—6.1. Yol verme tertibatı.

Karbüratörde yakıtın emilmesi, basınç düşüsü ile olur. Yol verme esnasında emme kanalında hasıl edilen basınç düşüsü yeter zenginlikte bir karışım temin edecek değerde değildir. Zira yol verme esnasında krank milinin devir sayısı en fazla 200 d/d mertebesinde dir. Bilhassa soğuk havalarda, emilen yakıt motorun yol almasına imkân vermez. En gayri müsait şartlarda dahi motora yol vermek için karbüratör, yol verme tertibatı ile teçhiz edilir.

1 — Jigle.

En basit yol verme tertibatı *jigle*dir. Karbüratörün şamandırasına bastırılarak emme kanalına daha fazla benzin gitmesi sağlanır. Jigle, motosiklet ve sabit tesislerdeki benzin motorlarında kullanılır.

2 — Hava keleşi.

Faşit benzin motorlarında en çok kullanılan yol verme tertibatlarından birisidir. Karbüratörün girişine konmuştur. Kapatıldığı zaman karbüratörün her tarafına tesir eden bir alçak basınç meydana getirilir. Bu suretle motora, yol verme esnasında zengin bir karışımın emilmesi sağlanır. Gerek jigle tertibatının ve gerekse hava keleşinin dikkatle kullanılması lazımdır. Hava keleşi kapalı iken motor devir sayısının artması çok zengin karışımın emilmesine sebep olur. Böylece motor boğulur. Motorun boğulmasını önlemek için hava keleşi bir keleşekçikle teçhiz edilmiştir. Motor tarafındaki emişin artması halinde bu keleşekçik açılır, emme kanalındaki basınç düşüsü azalır; ve motorun boğulması önlenir.

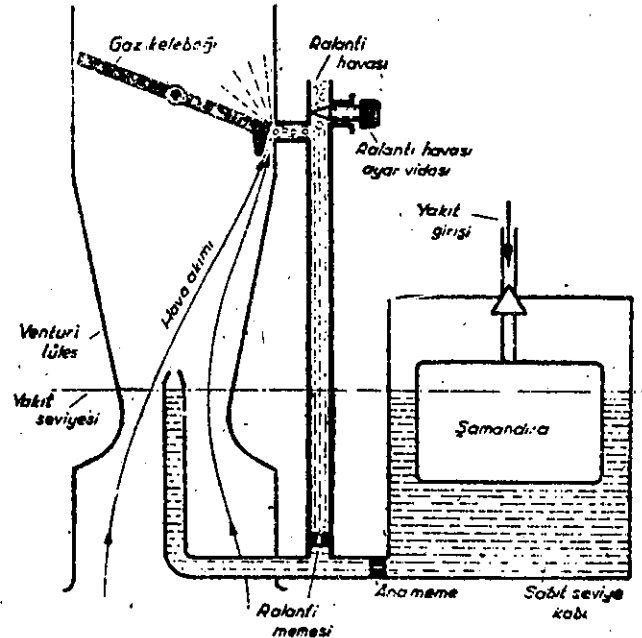
3 — Starter.

Gerek jikle ve gerekse hava keleşbeği ana memeye tesir ederek zengin bir karışımın emilmesini temin eder. Starter, ana memeye paralel olarak çalışan bir memedir. Yol verme esnasında açılarak emme kanalına bol miktarda benzin emilmesi sağlanır. Pistonlu ve döner sürgülü olmak üzere iki tipi mevcuttur. Motorun normal çalışması sırasında starter memesi pistonla veya döner sürgü ile kapatılır.

7—6.2. Ralanti tertibatı.

Ralanti durumunda motordan herhangi bir iş alınmaz. Silindir içerisine sadece kayıpları önleyecek miktarda yakıt hava karışımı sevk edilir. Yani gaz keleşbeği iyice kapatılır.

Ralanti durumundaki bu kısılma sebebiyle emme strokunun sonunda silindiri doldurmuş bulunan dolgunun ağırlığı çok azdır. Diğer taraftan emme başlangıcında silindirin ölü hacmini işgal eden eksoz gazlarının ağırlığı her yük durumunda sabit kabul edilebilecek değerdedir. Böylece gaz keleşbeği kısıldıkça sıkıştırma başlangıcında silindir içerisindeki dolgunun eksoz gazı yüzdesi artar. Eksoz gazı inert bir gaz olduğundan,



Şek. (7—5). Ralanti durumunda gaz keleşbeğinin konumu ve hava akımı.

gaz keleşbeği kısıldıkça ateşleme ve yanma kritik bir duruma düşer. Bu durumu önlemek için gaz keleşbeğinin kısılmış bulunduğu ralanti bölgesinde karışımı fazlaca zenginleştirmek lazımdır.

Ralanti durumunda gaz keleşbeği Şekil (7—5) de gösterilen konumdadır. Bu şekilden anlaşılacağı veçhile basınç düşüşü, ana memenin açıldığı bölgede çok küçüktür. Bu durumda ana meme üzerinden zengin bir karışım sağlayacak miktarda benzin emilemez. Bunun için hava akımının en hızlı olduğu kesite ana meme ile paralel olarak çalışan bir delik açılır. Ralanti durumunda yakıt bu deliği besleyen meme üzerinden emilir. Bu memeye *ralanti memesi* denir.

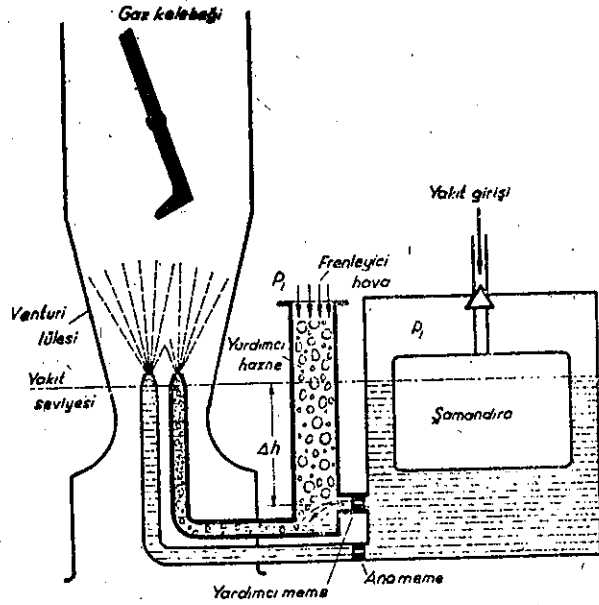
Ralanti durumunda ralanti memesinin önündeki hava hızı ses hızına eşittir. Bu sebepten bu kesitteki basınç

$$P_{kr} = P_1 \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

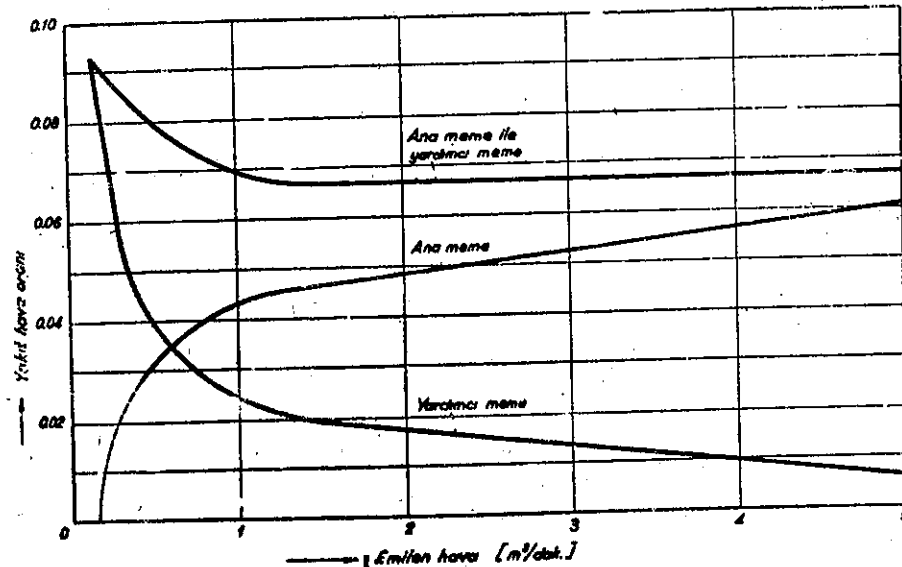
denklemleri ile belirtilen kritik değere eşittir. Gaz keleşbeği ralanti konumunda tutulduğu müddetçe, ralanti memesinin önündeki basınç kritik değerini muhafaza eder. Bunun neticesi olarak ralanti memesinden birim zamanda emilen yakıtın miktarı sabittir. Buna göre karbüratörlü motorların, ralanti durumunda regülatöre ihtiyacı yoktur. Zira herhangi bir sebeple ralanti durumunda motorun devir sayısı artarsa her çevrimde silindir içerisine giren yakıtın ve dolayısıyla enerjinin miktarı azalır. Aksine motorun devir sayısı azalırsa her çevrimde silindir içerisine giren yakıtın miktarı artar. Böylece motor daima kendi kendisini ayarlar.

7—6.3. Ekonomi tertibatı.

Ralanti durumunda karışım, eksoz gazının tesirini giderecek derecede zengin olmalıdır. Bu zenginliğin motorun yakıt sarfiyatı bakımından büyük bir önemi yoktur. Önemli olan motorun en çok çalıştığı durumdaki yakıt sarfiyatıdır. Binaenaleyh motorun en çok çalıştığı keleşbeği açıklıklarında emilen dolgunun mümkün merteye fakir olması lazımdır. Karışım oranı - keleşbeği açıklığı eğrisi üzerinde BC ile gösterilen bölgeye *ekonomi bölgesi* denir. Bu bölgede gaz keleşbeği kısmen açıktır. Binaenaleyh vuruntu tehlikesini artırmadan ateşleme avansı, karışımın fakirleştirilmesi sebebiyle azalan alev hızının verim üzerindeki menfi tesirini giderecek şekilde artırılabilir. Paragraf (7—5) de görüldüğü veçhile basit bir meme ile ekonomi bölgesi için tespit edilen karışım oranını sabit bir değerde tutmak mümkün olmaz. Karışım oranını sabit bir değerde tutmak için muhtelif sistemler geliştirilmiştir.



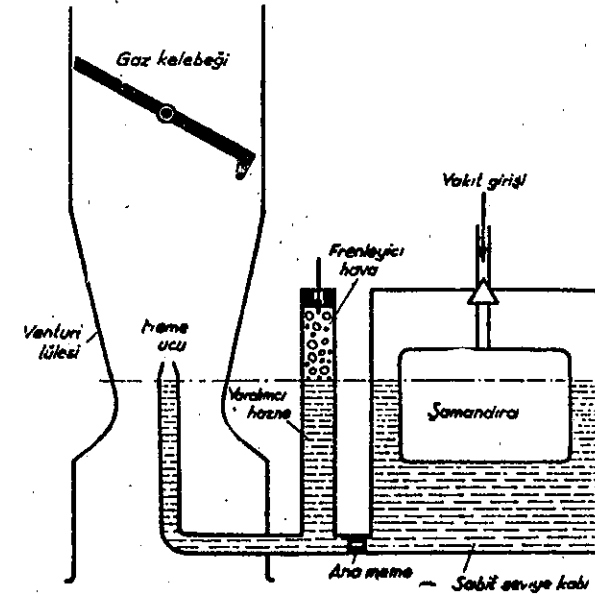
Şek. (7-6). Zenith yardımcı meme metodunun şeması.



Şek. (7-7). Zenith yardımcı meme metoduna göre çalışan bir karbüratörün hazırladığı karışım oranının birim zamanda emilen havaya bağlılığı.

1 — Zenith yardımcı meme metodu.

Zenith yardımcı meme metodunun çalışma prensibi Şekil (7-6) da gösterilmiştir. Ana ve yardımcı meme birbirleriyle paralel olarak çalışmaktadır. Her ikisi de Venturi lülesinin en dar kesitine açılmıştır. Ana meme basınç düşüşü arttıkça zenginleşen bir karışım verir. Yardımcı memenin birim zamanda verdiği yakıt miktarı Δh yükseklik farkıyla belirtilmiş olup sabittir. Binaenaleyh bu meme ΔP basınç farkı arttıkça fakirleşen bir karışım sağlar. Zira ΔP arttıkça birim zamanda emilen hava miktarının artmasına mukabil yardımcı meme üzerinden emilen benzinin mik-



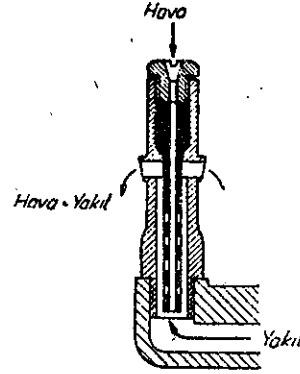
Şek. (7-8). Frenleyici hava metodu ile çalışan basit bir karbüratörün şeması.

tarı sabit kalır. Şekil (7-7) de Zenith yardımcı meme metodu ile temin edilmiş bulunan karışım oranı, motor tarafından birim zamanda emilen hava üzerine taşınmıştır.

2 — Frenleyici hava metodu.

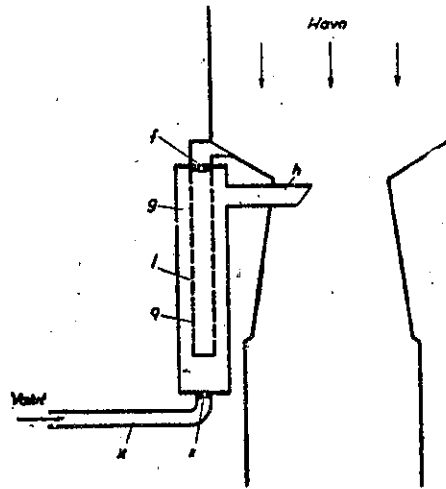
Şekil (7-8) de frenleyici hava metoduna göre çalışan bir karbüratörün şematik resmi verilmiştir.

Küçük basınç düşülerinde ana memenin önündeki hacim tamamen yakıtla dolu durumdadır. Ana memenin verdiğinden daha fazla yakıt emilirse ana memenin önünde bulunan hacmin yakıtla doldurulması mümkün ol-



Şek. (7-9). Solex karbüratörünün kısıcı hava tertibatı.

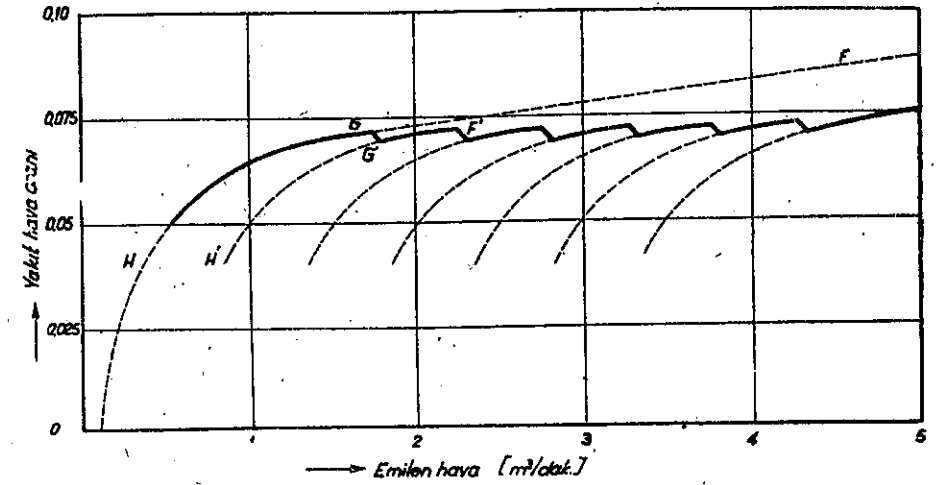
maz. Böylece meme ucundan yakıtla birlikte hava da emilir; ve basınç düşüşü arttıkça karışımın basit bir karbüratörde olduğu gibi zenginleşmesi önlenir. Ana meme önündeki basınç, frenleyici havanın girdiği deliğin çapı ile belirtilmiştir. *Solex* ve *Pallas* karbüratörleri kısıcı hava prensibine göre çalışır. Şekil (7-9) da *Solex*, Şekil (7-10) da *Pallas* karbüratörlerinin kısıcı hava tertibatı gösterilmiştir. Her ikisinin de çalış-



Şek. (7-10). Pallas ekonomi tertibatının prensip şeması.

ma prensipi aynı olup, gaye motorun emişi yani Venturi lülesindeki basınç düşüşü arttıkça bu basınç düşüşünün ana memeye tesir eden kısmını azaltmaktır.

Şekil (7-11) de kısıcı hava metodu ile çalışan karbüratörün hazırladığı karışım oranı emilen havanın fonksiyonu olarak gösterilmiştir. Bu şekilden anlaşılacağı veçhile tesirli kısıcı hava deliklerinin sayısı değiştikçe her seferinde başka bir basit yakıt memesi durumu teessüs eder. Bu



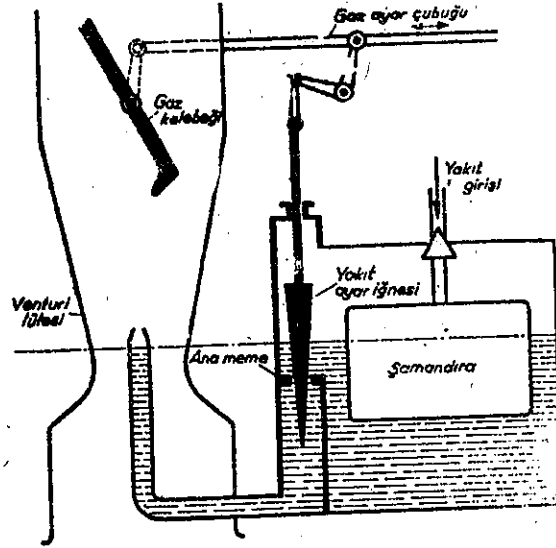
Şek. (7-11). Kısıcı hava tertibatlı bir karbüratörün hazırladığı karışım oranı.

sebepten kısıcı havalı bir karbüratörün hazırladığı karışım oranı, her durumda tesir eden deliklerle belirtilmiş bulunan basit karbüratörlerin kendi bölgelerinde hazırladıkları karışım oranı eğrilerinin zarfından ibarettir.

3 — Carter metodu.

Carter metoduna karışım oranı yakıt memesinin tesirli kesitine tesir edilerek değiştirilir. Şekil (7-12) de Carter ekonomi tertibatının şematik resmi verilmiştir. Ana memenin serbest kesiti konik veya iki kademeli silindirik bir iğne ile gaz keleşinin konumuna bağlı olarak ayarlanır.

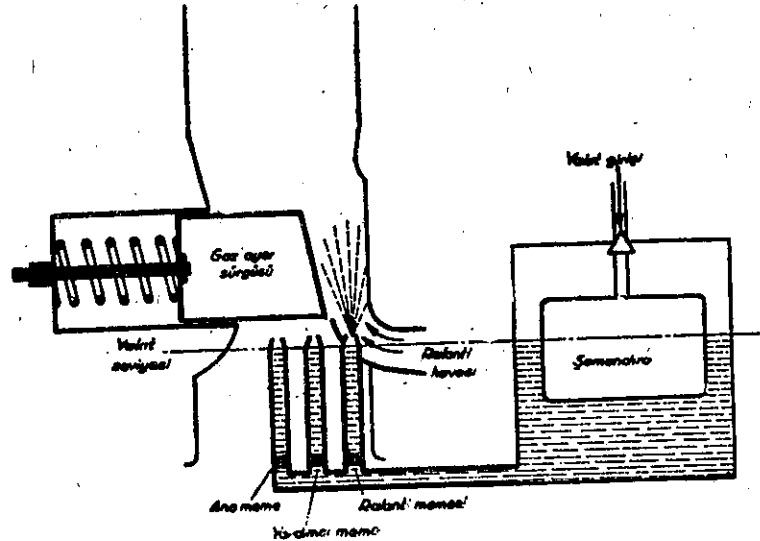
İğne tam gaz vaziyetinde gayet zengin bir karışım sağlayacak şekilde ana memenin serbest akım kesitini büyütür.



Şek. (7-12). Carter ekonomi tertibatının prensip şeması.

4 — Sum paralel memeler metodu.

Şekil (7-13) de Sum paralel memeler metoduna göre çalışan bir kar-



Şek. (7-13). Sum paralel memeler metodu.

büratörün şematik resmi verilmiştir. Gaz keleş açıldıkça ilave bir

yakıt memesi devreye girmektedir. Tam gaz durumunda yakıt bütün memelerden birlikte emilmektedir. Emilen hava üzerine taşınırsa bu karbüratörün hazırladığı karışım oranı, aynen kısıcı havalılardaki gibi bir durum arzeder. Yegâne fark bu tipte kademe sayısının daha az olmasıdır. Bu karbüratörde karışım oranı -emilen hava eğrisindeki kademe sayısı paralel memelerin sayısı kadardır.

7-6.4 Yüksek güç tertibatı.

Tam gaz ve tam gaza yakın çalışma durumlarında vuruntu tehlikesi sebebiyle ekonomi bölgesinde tatbik edilen ateşleme avansları muhafaza edilemez. Alev hızının azlığı karışımı zenginleştirerek giderilir. Karışımın zenginleştirilmesi diğer taraftan art karışımın soğutulması sebebiyle vuruntuyu da önler. Bunun için yüksek güç bölgesinde motor tarafından emilen karışımın Şekil (7-3) de gösterildiği ve gayet zengin olması icabeder. Bu zenginlik ekonomi bölgesinde devreden çıkan ve sadece tam gaz bölgesinde yani Şekil (7-3) deki CD-bölgesinde devreye giren güç memesi ile sağlanır.

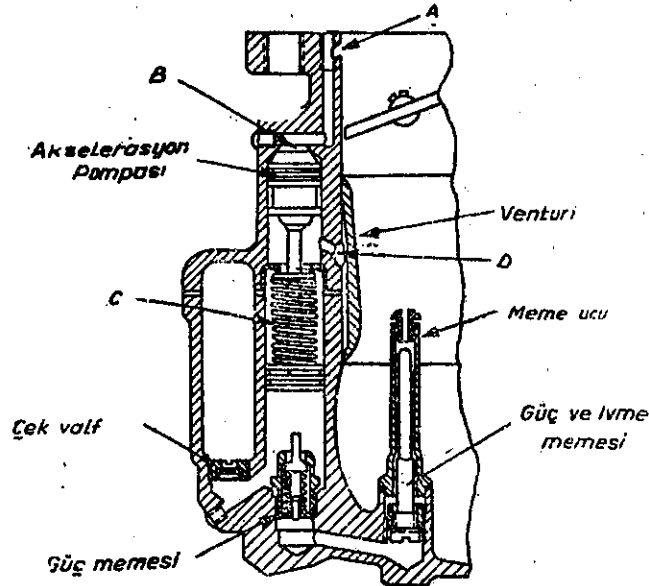
7-6.5 İvme tertibatı.

Belirli bir ΔP basıncı altında emilen yakıt derhal buharlaşıp hava ile karışamaz. Hernekadar emme borusunu ve dolayısı ile karışımı ısıtarak buharlaşmanın sür'atle vukubulması ve yakıtın silindire girmeden evvel hava ile karıştırılması sağlanabilirse de, karışımın ısıtılması volümetrik verimi düşürdüğünden normal çalışmalarda bundan sarfınazar edilir ve sadece soğukta çalışırken karışımın ısıtılmasını temin eden tertibatlar kullanılır.

Gaz keleşi ani olarak açıldığı zaman karbüratör ana meme vasıtasıyla yeter miktarda yakıt emme kanalına gönderir. Fakat bu benzinin tamamı derhal buharlaşıp hava ile karışmadığından karışım ani gaz vermelerde çok fazla fakirleşebilir. Buna mani olmak için ivme hallerinde emme kanalına ana memenin verdiği daha fazla yakıt gönderilmesi lazımdır. Bunun için ivme pompası ile emme kanalına ilaveten yakıt gönderilir. İvme pompaları iki prensip göre çalışır:

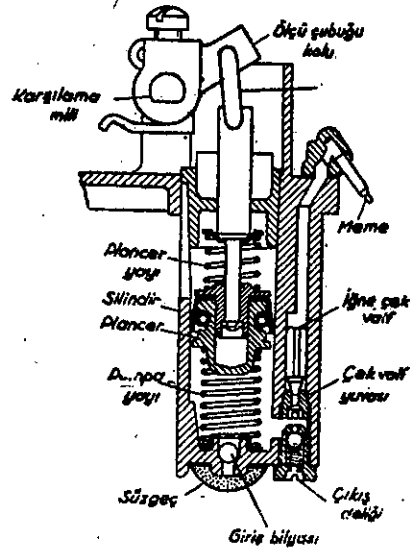
- 1 — Basıncı değişimi ile,
- 2 — Mekanik olarak.

Şekil (7-14) de basıncı değişimi ile çalışan ivme pompasının prensip şeması gösterilmiştir.



Şek. (7-14). Basınç değişimi ile çalışan ivme pompası.

(B) ivme pistonu kelebek kapalı iken (A) kanalından gelen alçak basınçın tesiriyle üst noktasında tutulur. Piston tarafından serbest bırakılan



Şek. (7-15). Mekanik olarak işliyen pistonlu ivme pompası.

hacim bir çek valf üzerinden gelen yakıtla dolar. Gaz kelebeği açıldıkça (A) deliği civarındaki vakum azalacağından (B) pistonu, üzerine basan yayın tesiriyle aşağıya doğru hareket eder; ve emme kanalına güç memesi üzerinden ilâve yakıt gönderir.

Şekil (7-15) de, gaz kelebeğinden hareketini alan yani mekanik olarak işliyen ivme pompası görülmektedir.

Gaz kelebeği açıldıkça, gaz kelebeği ile birlikte ivme pompası da hareket eder; ve ilâve bir miktar yakıtın emme kanalına basılması temin edilir. Gaz kelebeği, hareketinin son kısımlarına yaklaştığı zaman ivme pompası, güç memesi adı verilen ilâve bir memeyi açar ve emme kanalına bu meme üzerinden de yakıt gitmesini sağlar. Bu suretle maksimum yük ve civarında karışımın zengin bir hale getirilmesi temin edilir. Tam güç memesi kelebeğin diğer konumlarında kapalıdır; ancak akselerasyon esnasında, ivme pompasının tevlit ettiği basınç tesiriyle açılır ve emme kanalına kısa bir müddet yakıt gönderir.

7-7. Yakıt enjeksiyonu.

Karbüratör, basit ve ucuz bir karışım teşkili tertibatıdır. Fakat bilhassa uçak motorlarında uçak içerisindekilerin hayatını tehlikeye koyabilecek derecede mahzurlu tarafları vardır. Yerde çalışan motorlar için de ihmal edilemeyecek mahzurları mevcuttur.

Bu mahzurlar şu şekilde sıralanabilir:

- 1 — Karbüratörde yakıtın emilmesini sağlayabilmek için bir basınç düşüşüne ihtiyaç vardır. Bunun için Venturi lülesi kullanılır. Venturi lülesi emme kanalını daraltır ve büyük bir basınç düşmesine sebep olur. Hernekadar bu basınç düşüşünün bir kısmı tekrar kazanılırsa da bir kısmı sürtünmelerle kaybolur ve motorun volümetrik verimi düşer. Dolayısıyla motordan, mümkün olan güç alınamaz.
- 2 — Karbüratörde emilen benzin alçak basınç altında buharlaşır. Yakıtın buharlaşmak için aldığı ısı havayı soğutur. Bu soğuma, bilhassa sıcaklıkların gayet düşük olduğu yüksek irtifalarda, hava içerisinde mevcut bulunan su zerreciklerinin donmasına sebe olur. Donma tehlikesi bilhassa gaz kelebeğinin kısılmış bulunduğu çalışma durumlarında daha fazladır. Teşekkül eden buz, gaz kelebeği üzerinde birikerek kelebeğin hareketine mani olur ve bilhassa emme kanalını tıkayarak motorun durmasını intaç eder.
- 3 — Karbüratörlü motorlarda yakıtın silindirlere arasında eşit bir şekilde taksimi çok müşküldür; hatta mümkün değildir. Bu sebepten bazı silindirlere çok fakir karışım giderek motorun çok fena çalışmasını

doğurabilir. Bu hal bilhassa çok uçucu yakıtların kullanılmasını icabettirir. Silindirlerin bazılarında fakir karışımın gitmesine mani olmak için karışım gerekenden daha zengin yapılır. Bu suretle motorun ekonomikliği azalır.

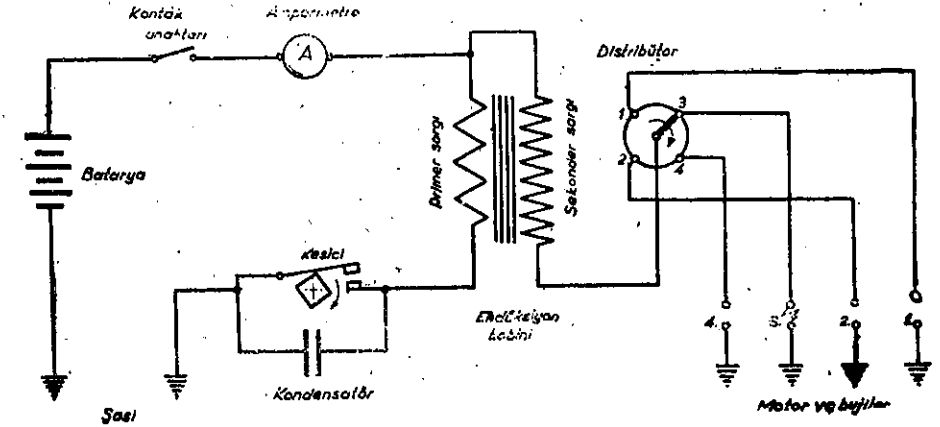
- 4 — Karbüratör iyi akselerasyon sağlamaktan uzaktır. Zira daima yakıtın bir kısmı buharlaşmamış halde emme kanalının cidarlarında akmakta ve buharlaşmanın geri kalan kısmı bu akış esnasında tamamlanmaktadır. Yakıtın istenilen yük ve devir sayısına uygun olarak doğrudan doğruya silindirlere gönderilmesi halinde motor şoförün arzusuna uyar.
- 5 — Karbüratör, bilhassa soğuk havalarda yol vermeyi çok müşkülleştirir. Yol verme esnasında motorun devri küçük olduğundan emme kanalındaki alçak basınç küçüktür. Böylece ilk harekette motora giren karışım fakirdir. Bilhassa soğuk havalarda, gerek emme kanalının soğuk olmasından gerekse sıcaklığın düşüklüğü sebebiyle çok uçucu yakıt kullanılmadan motorun yol alması zorlaşır.
- 6 — Karbüratör, sıcak mevsimlerde buhar tıkcına sebep olur. Bunun önlenmesi için yakıtın basınç altında karbüratöre gelmesi, boruların geniş olması ve seyir rüzgarı ile soğutulması icabeder.
- 7 — Emme kanalı yakıt buharı ile havadan müteşekkil patlayıcı bir gazla dolu olduğu için karbüratörlü motorlarda yangın tehlikesi mevcuttur.
- 8 — Karbüratörler normal bir duruş vaziyetinde motordaki şartlara uygun karışım verir. Uçaklarda muhtelif tip uçuşlarda ve virajlarda karbüratör normal durumu muhafaza edemediğinden karışım oranı da değişir.
- 9 — Karbüratörle mücehhez iki zamanlı bir motorda süpürme esnasında yakıtın bir kısmı kayıp olur.
- 10 — Bilhassa uçak motorlarında vuruntuyu önlemek maksadıyla kullanılan katıkların uçuculuk dereceleri benzininkinden farklı olduğu için, yakıtın doğrudan doğruya emme supapı civarına veya silindire püskürtülmediği hallerde katıklardan tam olarak istifade edilemez. Bilhassa bunların her silindire eşit bir şekilde dağıtılması sağlanamaz.

Maamafih püskürtme tertibatı pahalılığı ve muğlaklığı sebebiyle henüz tayyare motorlarından aşağı inememiştir.

8 — Benzin Motorlarında Ateşleme.

8-1. Bataryalı ateşleme sistemi.

Bataryalı ateşleme sistemi genel olarak batarya, kontak anahtarı, endüksiyon bobini, kesici, kondansatör, distribütör ve bujiden müteşekkildir. Şekil (8-1) de bataryalı bir ateşleme sisteminin şeması gösterilmiştir. Otomobil motorlarında kullanılan bataryalar umumiyetle 6 veya 12 voltluktur. Tayyare motorlarında ise 24 voltluktur. Endüksiyon bobini demir bir çekirdek üzerine sarılmış iki sargıdan müteşekkildir. Primer sargı adı verilen birinci sargının telleri daha kalındır;



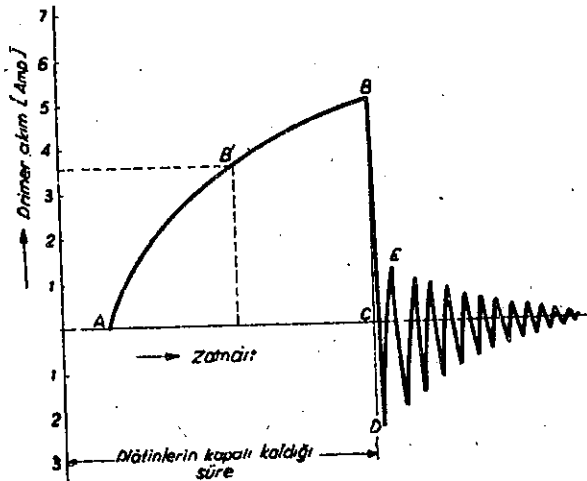
Şek. (8-1). Bataryalı ateşleme sisteminin şeması.

ve umumiyetle 1 milimetrelilik bakır teldir ve sarım sayısı 200 kadardır; üzerine sarılmış bulunan 0,1 milimetrelilik bakır tel sekonder sargıyı teşkil eder. Sekonder sargı 18.000 sarımdan müteşekkildir. Ateşleme sistemi iki devreye ayrılır. Batarya, kontak anahtarı, ampermetre, primer sargı, kesici ve kondansatörün teşkil ettiği devreye *primer devre* denir. *Sekonder devre*, endüksiyon bobininin sekonder sargılarından, distribütör ve bujiden teşekkül eder. Distribütör ile kesici milleri aynı devir sayısına malikdir. Bunun için aynı bir mil üzerindedir. Bu mil hareketini kam-milinden alır.

Φ 1 - 200

Φ 0,1 - 20.000

Kontak anahtarı açıkken kesici kapansın. Bu andan itibaren primer devreden, direncine ve bataryanın voltajına tekabül eden bir akım geçmiye başlayacaktır. Bu akım, nominal değerine yavaş yavaş gelecektir. Başlangıçta hiç bir akımın bulunmadığı telden akım geçmiye başlayınca primer sargının etrafında bir magnetik alan meydana gelecektir. Bu magnetik alan Lenz kanununa uygun olarak devrenin elektrik durumu muhafaza çalışacak yani primer devreden geçen akıma zıt yönde bir akım meydana getirecek şekilde bir karşı elektromotris kuvvet (emk) endüklenecektir. Bu karşı emk primer devrede akımın nominal değerine gelmesini geciktirecektir. Bu sebepten primer devreden geçen akım Şekil (8—2)de gösterildiği veçhile AB—eğrisi boyunca bir yükselme kaydedecektir. Primer devreden geçen akımla birlikte primer ve sekonder sargı-



Şek. (8 — 2). Bataryalı ateşleme sisteminde primer akımın değişimi.

ların etrafında hasıl olan magnetik alan da yavaş yavaş kuvvetlenecektir. Meydana gelen bu magnetik alan değişmesi, bu baliyle sekonder sargılar içerisinde yüksek bir voltaj endükleme kâfi değildir. Bunun için manyetik alanın değişme hızını arttırmak icabeder. Bu maksat için (B) noktasındaki akımın elde edildiği anda primer devre açılır. Açma işini kesici ve kesiciye kumanda eden kam yapar. Bu anda birinci devreden geçen akımın şiddeti sıfıra doğru düşer. Ani akım değişmesi endüksiyon bobini etrafında sür'atli bir magnetik alan değişmesi meydana getirir. Bunun neticesi olarak gerek primer gerekse sekonder sargıda yüksek bir voltaj endüklenir. Primer sargıda endüklenen voltaj ilk geçen yönde bir primer akımın akmasını intaç eder. Bu akım, açılmış bulunan

kesicide ark yaparak hem kesici yüzeylerinin harap olmasına hemde manyetik alanda depo edilmiş bulunan elektrik enerjinin ısı yoluyla imha edilmesine sebep olur. Buna mani olmak için kesiciye paralel bir kondansatör bağlanır. Şekil (8—2) deki (B) noktasından itibaren primer devreden geçen akım kondansatörü şarj eder. Bu şarj ameliyesi primer devreden geçen akımın değeri (C) noktasında sıfıra gelinceye kadar devam eder. (C) noktasına tekabül eden anda kondansatör deşarj başlar. Deşarj esnasında primer devrede gayet sür'atli ve evvelkisinin aksi yönde bir akım teşekkül eder. Bu akım, yüksek değişme hızı ve değeri sebebiyle manyetik alanın şiddetini negatif yönde olmak üzere arttırır. Kondansatör deşarj olduktan sonra primer devredeki akım tekrar sıfır değerine düşecektir. Bu akım değişmesi, bir manyetik alan değişmesine ve manyetik alan değişmesi de yeni baştan bir emk teşekkül etmesine ve değişmesine sebep olacaktır. Böylece primer ve sekonder devrede elektrik bir titreşim meydana gelecektir.

Görülüyor ki, kondansatörün mevcudiyeti sadece kesicinin temas yüzeylerini harap olmaktan korumak için değil aynı zamanda manyetik alan değişmesinin hızını arttırmak için elzemdir. Manyetik alan değişmesinin (B) noktasında, sekonder devrede 20.000 volt civarında bir gerilim endüklenir. Bu voltaj mevcut buji tırnak aralıkları için çok yüksektir. Fakat normalden büyük tırnak aralıklarında bile emniyetli bir ateşleme sağlamak için yüksek voltaj temin edecek kapasitede bir ateşleme sistemi yapmak zaruridir. Genel olarak sekonder devredeki voltaj 10.000 volt civarına yaklaşıncı bujide şerare çıkar.

Manyetik alanın maksimum değerinden sıfıra düşmesi için geçen zaman takriben 1/10.000 saniyedir. Bujideki deşarj zamanı ise 1/1000 saniye kadardır. 3600 devirli bir motorda birincisi takriben 2 derecelik bir krank açısına, sonuncusu ise 20 derecelik bir krank açısına tekabül eder.

Bataryalı ateşleme sisteminde, primer devreden geçen akımın ve bu akımın nominal değerine gelmesi için geçen zamanın sekonder devrede meydana gelen gerilim üzerinde büyük bir rolü vardır.

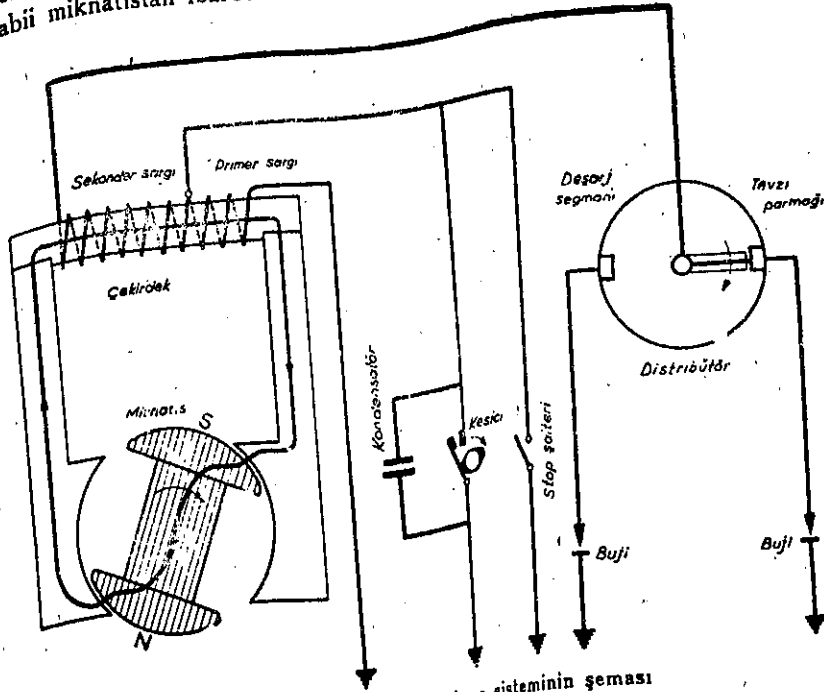
2000 d/d lık bir motorda kesici açıldığı zaman (B) noktasındaki akım primer devreden akabiliyorsa, 5000 d/d lık bir çalışma vaziyetinde bu akım ancak (B') noktasındaki kadar olacaktır.

Dört zamanlı bir motorda 720° ka lık bir sürede motorun bütün silindirleri bir kere ateşlenmiş olmalıdır. Binaenaleyh ateşlemenin cereyan ettiği (B) noktasının krank milinin iki devrinde (720° ka) veya kam milinin bir devrinde silindir sayısı kadar tekerrür etmiş olması lazımdır. Kesici mili kam mili devir sayısı ile döndüğüne göre bu mil üzerinde ceryanı kesme işini yapan kam sayısının silindir sayısı kadar olması gerekir. Diğer taraf-

tan akımın maksimum değeri kesici kam sayısı arttıkça azalacağından umumiyetle kesici milinde (8) den daha fazla kama müsaade edilmez. O zaman başka tertip ateşleme sistemleri kullanmak icabeder.

8—2. Manyeto ile ateşleme.

Şekil (8—3) de manyeto ile ateşlemeye ait bir şema gösterilmiştir. Manyeto ile ateşleme prensip itibarıyla batarya ile ateşlemenin aynıdır. Yegâne fark batarya yerine bir generatörün kullanılmasıdır. Şekil (8—3) ün tetkikinden anlaşılacağı ve hile generatörün rotoru bir tabii miknatıstan ibarettir. Primer ve sekonder sargıların sarılı bulunduğu



Şek. (8—3). Manyetolu ateşleme sisteminin şeması

Şu çekirdeğin önünden sırasıyla geçen pozitif ve negatif kutuplar sargılarda bir manyetik alan değişmesi tevlit eder. Bu suretle gerek primer gerekse sekonder sargının tellerinde bir voltaj endüklenir. Bu voltaj, genel olarak bujide ateşlemeye yetecek bir değer değildir. Bunun için manyetik alanın değişmesini şiddetlendirmek icabeder. Bu ameliye aynen bataryalı ateşlemede olduğu gibi primer devreden geçen akımın kesilmesi ile temin edilir. Kesilme anı olarak primer devredeki voltajın azamısına yaklaştığı an seçilir. Müteakip olaylar bataryalı ateşlemedekinin aynıdır.

8—3. Bataryalı ateşleme ile manyetolu ateşlemenin mukayesesi.

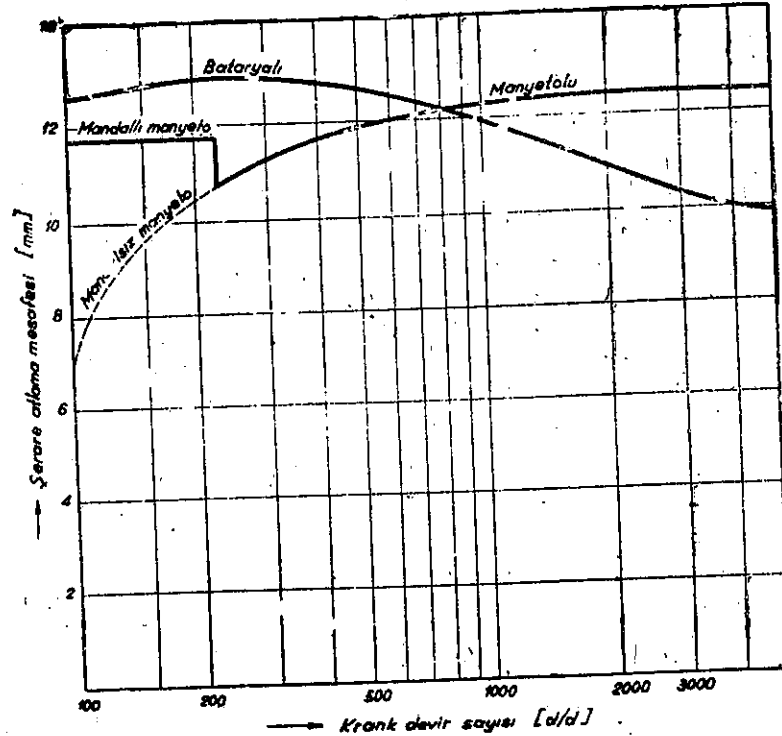
Bataryalı ateşleme sisteminde hasıl olan deşarj gerilimi primer devreden akan akımın şiddeti ile verilmiştir. Bu akım primer devredeki kesicinin kapalı kalma zamanına bağlıdır. Bu zaman ne kadar fazla olursa, akımın şiddeti de nominal değer olan $I_0 = E_b/R_1$ değerine o kadar yakın olur. Burada E_b bataryanın voltajı, R_1 primer devrenin direnci, I_0 de nominal akımdır. O halde kesicinin iki açılması arasında geçen zaman ne kadar uzun olursa yani motorun devir sayısı ne kadar düşük olursa bujilerdeki deşarj voltajı o kadar yüksek olacaktır. Aksine, devir sayısı ve kesici kam sayısı arttıkça bataryalı ateşleme kifayetsiz hale gelir.

Manyetolu ateşlemeye gelince, primer devrede endüklenen voltaj manyetik alanın değişme hızıyla artar; yani motorun devir sayısı arttıkça bujilerdeki deşarj voltajı da yükselir. Bu sebepten 4000 d/d dan daha yüksek devirlerde dönen yarış arabalarında bataryalı ateşleme yerine manyetolu ateşleme kullanılır. Alçak devirlerde manyetolu ateşleme emniyetli bir ateşleme sağlamaz. Alçak devirlerde de emniyetli bir ateşleme temin edebilmek için ya elle döndürülen bir manyeto kullanılır; veyahutta yaylı manyetolar kullanılır. Titreşim devreleri ilâva ederek, manyetoların alçak devirlerdeki kifayetsizliklerini gidermek de mümkündür.

Elle tahrik edilen ilâve küçük bir manyeto ile mücehhez manyetolu ateşleme sistemleri, ilk hareket esnasında, küçük manyetonun elle döndürülmesiyle yüksek bir voltaj verirler. Bu voltaj, rötarlı olarak yerleştirilmiş bulunan ikinci bir tevzi parmağına tatbik olunur. Bu sayede ilk harekette geri tepme olmadan emniyetli bir şekilde yol verme temin edilir. Yaylı manyetolarda, rotor üzerindeki kutuplar dönme esnasında bir yay tarafından dönme karşı alınır. Bu suretle kutupları çeviren mille kutuplar arasındaki yay gerilir. Bu gerilme muayyen bir kuvveti aşınca kutuplar yaydan kurtulur ve büyük bir hızla döner. Bu suretle temin edilen yüksek dönme hızı emniyetli bir ateşleme için lüzumlu olan yüksek voltajı sağlar. Muayyen bir devir sayısından sonra yay santrifüj kuvvetin tesiriyle devre dışı edilir.

Bataryalı ateşleme sistemi bilhassa elektrikli marş motoruna malik bulunan motorlarda çok daha ucuzdur. Manyetolu ateşleme sistemleri ise daha emniyetli bir ateşleme temin ettiği için yüksek devirli ve çok silindirli motorlarda kullanılır; ayrıca bakımı kolay olduğu için ziraatte çalışan motorlara da uygundur.

Şekil (8—4) de bataryalı ateşleme sistemleri ile manyetolu ateşleme sistemleri arasında voltaj bakımından bir mukayese yapılmıştır. Görülüyor ki, motorun devir sayısı arttıkça bataryalı ateşleme gayri kâfi olmaktadır.



Şek. (8—4). Bataryalı ve manyetolu ateşleme sistemlerinin temin ettikleri voltaj bakımından mukayesesi.

8—4. Ateşleme avansı.

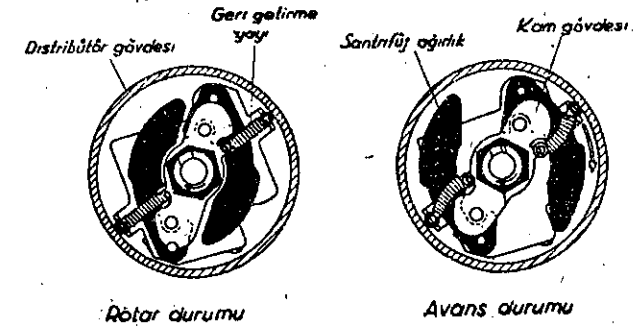
Teorik çevrimler bahsinde tespit edildiği veçhile iş çevriminin verimin arttırmak için ısı sokumunu üst ölü nokta civarında yani sıkıştırmanın en yüksek olduğu anda yapmak lâzımdır. ısı sokumu gerçek çevrimlerde yani motorlarda yanma yoluyla yapıldığından ve yanma hızının da sonsuz büyük olmamasından ateşlemenin üst ölü noktadan evvel yapılması icabeder. Buna *ateşleme avansı* denir. Yanma hızı ne kadar artar veya yanma hızının yüksek olmasına rağmen yanma için ayrılmı bulunan zaman ne kadar kısa olursa, avansı o kadar fazla yapmak icabeder. Bunun için kısmî yüklerde veya yüksek devirlerde avans artırılır. Şu prensibi daima hatırlamak yerinde olur. "*Vakum avans, yük rötör*"

Herne kadar devir sayısı ile turbülansın artması yanma hızını arttırırsa da, bujinin bulunduğu cidar bölgesinde sürtünmeler sebebiyle turbülans ve böylece alev ilerleme hızı çok fazla değişmez. Bu sebepten de alev yüzeyi yanma hızının devir sayısı ile sür'atle arttığı serbest bölgeye gelinceye kadar geçen krank açısı, devir sayısı arttıkça artacağından motorun verimini düşürmemek için avansı da arttırmak icabeder.

Ateşleme sistemlerinde gerek vakum gerekse devir sayısı arttıkça avansı arttırmak için iki çeşit tertibat kullanılır.

- 1 — Mekaniki avans ayar tertibatı,
- 2 — Vakum avans ayar tertibatı.

Mekaniki veya santrifüj avans ayar tertibatında kesici mili iki kısımdan müteşekkildir. Bunlardan birisi motorun krank mili ile direkt bir şekilde bağlı, diğeri ise birinci mil ile bir yay üzerinden irtibatlıdır. Birinci

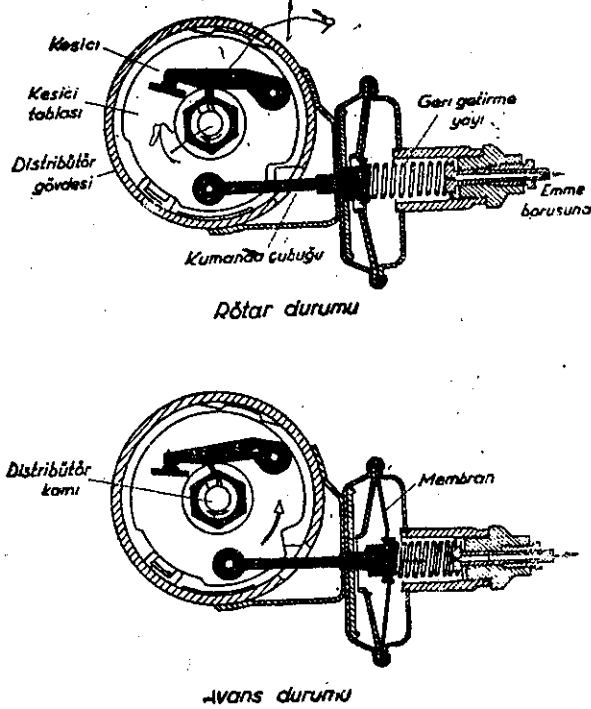


Şek. (8—5). Santrifüj avans tertibatı.

mille birlikte dönen ve santrifüj kuvvetin tesiriyle bir ucu hareket eden ağırlıklar kesici kamları havi bulunan milin ikinci kısmını döndürür. Şekil (8—5) de böyle bir santrifüj avans tertibatı görülmektedir. Vakum avans ayar tertibatına, kelebek açıklığına bağlı olarak meydana gelen basınç değişmesiyle kumanda edilir. Şekil (8—6) da vakum avans ayar tertibatı görülmektedir. Motorun emme kanalına bağlanmış bulunan bu tertibat kesicinin tesbit edilmiş bulunduğu tablayı kesici kamlara nazaran döndürür.

Vakum avans ayar tertibatının membranı devamlı olarak emme kanalındaki vakumun tesiri altındadır; ve bu vakumun tevhit ettiği kuvvetle bir yaya karşı çekilir. Yay, kelebek valanti vaziyetinde iken membranı tam rötör konumunda tutar. Gaz keleşği açıldıkça vakum membrana tesir

etmiye ve böylece membranı ve üzerindeki avans ayar çubuğunu yaya karşı çekmiye başlar. Bu çubuk, kesicinin bağlı bulunduğu tablayı kama



Şek. (8-6). Vakum avans ayar tertibatının şeması.

nazaran döndürür. Ralanti vaziyetinde arzu edilen rötar, membranın bulunduğu kutuya basıncı nakleden boruyu, gaz keleşinin arka tarafına bağlayarak temin edilir.

9 — Diesel Motorlarında Karışım Teşkili

Diesel motorlarında karışım teşkili motorun yanma odası içerisinde cereyan eder. Yakıt, sıkıştırma süresinin sonlarına doğru, sıcaklığı 450—600°C ye kadar artırılmış bulunan hava içerisine püskürtülür. Hernekadar benzin motorları arasında Diesel motorlarında olduğu gibi püskürtme prensibine göre işleyen motorlar mevcutsa da burada benzin püskürtmesi problemi üzerinde durulmayıp uzun zaman Diesel motorları için karakteristik bir evsaf olarak kabul edilmiş bulunan yakıt püskürtülmesinden veya sadece püskürtmeden bahsedilecektir.

9-1. Püskürtme.

Motorun krank mili tarafından tahrik edilen püskürtme pompası yakıtı enjektör üzerinden yüksek bir basınç altında yanma odasına sevkeder. Takriben 0,1—0,5 mm çapında ince bir delikten yüksek bir basınç altında motorun yanma odasına giren yakıt ince damlacıklara ayrılır. Büyük bir hızla yanma odasına giren yakıt tanecikleri gerek mevcut turbülans, gerekse püskürtme esnasında meydana gelen ilâve hava akımı sayesinde sıcak hava ile iyice karışır ve buharlaşır.

Püskürtmenin tevhit ettiği bir çok avantajlar vardır. Bunları şu şekilde sıralıyabiliriz:

1. Havanın giriş kanalı meselâ benzin motorlarında olduğu gibi bir karbüratör tarafından daraltılmayacağından motorun volümetrik verimi daha yüksek olacaktır.
2. Yol verme ve akselasyon daha kolay olacaktır.
3. Yakıt doğrudan doğruya silindir içerisine püskürtüldüğünden yakıt ataletsiz olarak silindire girecek ve hava ile karışacaktır. Bu suretle motorun daha çabuk akselere edilmesi sağlanacaktır.
4. Buzlaşma,
5. Emme kanalının ısıtılması,
6. Emme esnasında geri tepme ve motor yangınları önlenilecektir.
7. Benzin motorlarında vuruntu azaltılacaktır. Zira iyi bir tevziat sağlamak için emme kanalının ısıtılmasına lüzum yoktur. Motor içerisine püskürtülen benzin buharlaşırken sıcak havayı biraz soğutur.

7. Motor daha derli toplu inşa edilir.
8. Yakıtın silindirler arasına müsavatan tevzii mümkündür.
9. Daha az uçucu yakıtlar kullanılabilir.

Buna mukabil püskürtme sistemlerinin şu mahzurları vardır :

1. Daha pahalı,
2. Daha az ömürlü,
3. Bakım daha zor,
4. Karışım teşkili zamanı daha kısadır.

Gerçekten, çok hassas toleranslara malik elemanlara ihtiyaç gösterdiği için daha pahalıdır; aşınmaların fazla olması sebebiyle püskürtme pompalarının ve yüksek sıcaklığa maruz bulunan enjektörlerin ömrü kısadır. Konstrüksiyonun hassasiyet ve muğlaklığından dolayı bakım ve ayar daha zordur. Püskürtme, sıkıştırma strokunun sonlarına doğru yapıldığından karışım teşkili zamanı kısadır. Bu sebepten yüksek devirli motorlarda yanma odalarına özel şekiller vererek karışım teşkilini mükemmelleştirecek tedbirler almak icabeder.

9—2. Diesel Motorlarında kullanılan püskürtme pompaları.

Diesel motorlarında kullanılan püskürtme pompaları çok çeşitli olmakla beraber bunları üç grup halinde toplamak mümkündür.

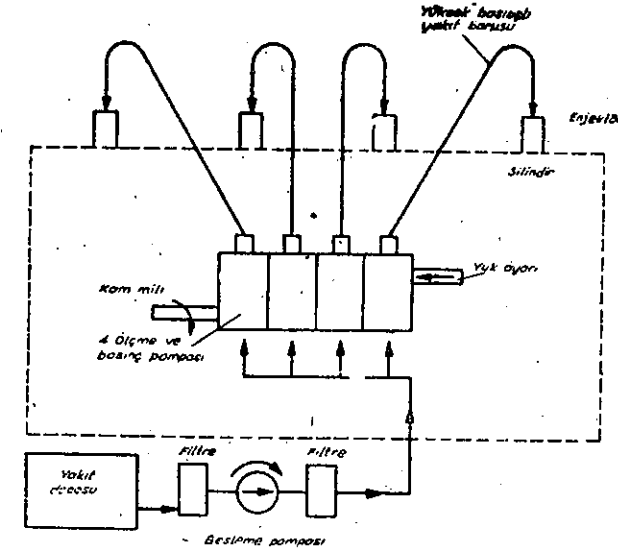
- 1 — Münferid pompa sistemleri
- 2 — Tevzi tertibatlı pompa sistemleri.
- 3 — Müşterek manifoldlu pompa sistemleri.

Şekil (9—1), (9—2) ve (9—3) de her üç pompa sisteminin şeması mukayeseli olarak gösterilmiştir.

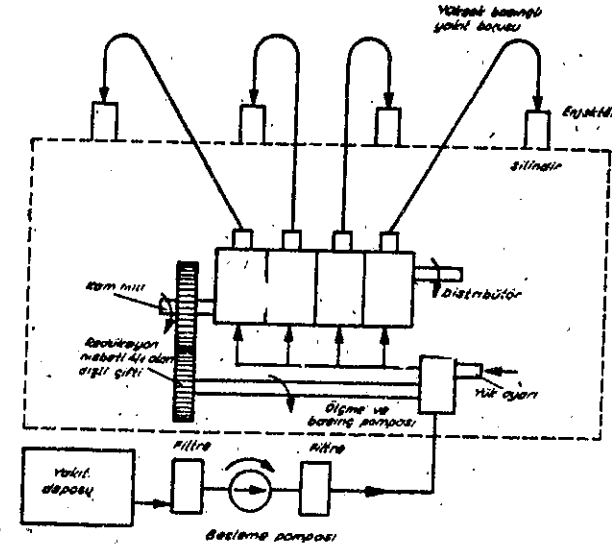
Şekil (9—1) de münferid pompa sistemi görülmektedir. Bu tip pompada her silindir için ayrı bir yüksek basınç pompası, ayrı bir miktar ayarlayıcısı vardır.

Yakıt tankından ve ön filtre üzerinden emilen yakıt, besleme pompası yardımıyla 2,5—3 ata lık bir basınç altında ikinci bir filtre üzerinden basınç ve miktar kontrolünü yapan plancerin üst kısmına basılır. Bu plancer, tevzi milinin devir sayısı ile hareket ederek miktarı ve basıncı ayarlanmış bulunan yakıtı enjektör üzerinden yanma odasına sevkeder. Bu cins püskürtme pompalarında her silindir için bir yüksek basınç, bir miktar ayarı ve tevzi elemanı vardır.

2. Diesel motorlarında kullanılan püskürtme pompaları



Şek. (9—1): Diesel motorlarında kullanılan münferit püskürtme pompası.

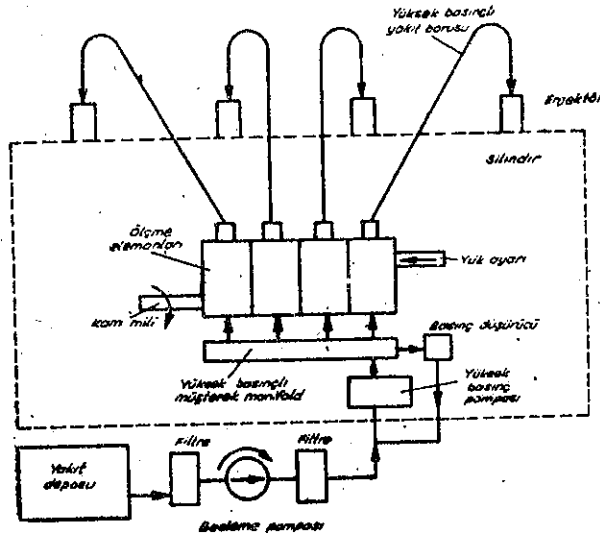


Şek. (9—2): Diesel motorlarında kullanılan tevzi tertibatlı püskürtme pompası.

Şekil (9—2) de tevzi tertibatlı bir püskürtme pompasının şeması görülmektedir. Bu cins pompalarda bütün silindirler için müşterek bir yüksek basınç ve miktar ayar elemanı vardır. Yüksek basınç altında basılan ölçülü miktardaki yakıt bir tevzi tertibatı yardımıyla uygun zamanda uygun silindire gönderilir. Şekil (9—3) de müşterek manifoldlu püskürtme pompasının şeması görülmektedir.

9—3. Muhtelif pompa sistemlerinin mukayesesi.

Münferid pompa sistemleri her silindir için ayrı bir yüksek basınç, ayrı bir ölçme ve tevzi elemanına maliktir. Bu elemanın çok hassas olarak işlenmesi gerektiğinden ve hassas olarak işlenmesi gereken bu elemanların sayısı silindir sayısı kadar olduğundan imalat pahalıdır. Buna mukabil pompa sistemi derli topludur; ve az yer işgal eder. Pompanın imalat masrafı tevzi tertibatı kullanmak suretiyle azaltılabilir. Tevzi tertibatlı



Şek. (9—3). Diesel motorlarında kullanılan müşterek manifoldlu püskürtme pompası.

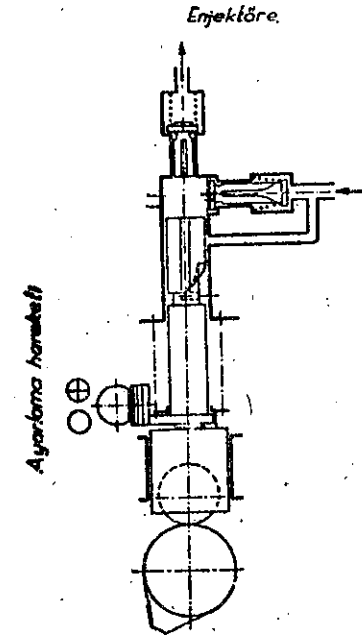
pompalarda yalnız bir adet hassas işlenmesi gereken eleman vardır. O da, yüksek basınç tevlit eden ve aynı zamanda miktar ölçümü yapan elemandır. Mamafî bu eleman, münferid pompa sistemlerindeki aynı vazifeyi gören elemanlara nazaran silindir sayısı nispetinde fazla döneceğinden aşınmasının daha fazla olacağı tabiidir. Müşterek manifoldlu pompalarda yüksek basınç hasil eden elemanın hassas olarak işlenmesine lüzum yoktur. Zira bu eleman miktar ayarı yap-

maz. Bu elemanın bastığı yüksek basınçlı yakıt müşterek bir manifoldda toplanır. Bu manifolddaki basınç bir supapla ayarlanır. Silindirlere sevk edilen miktar, tevzi tertibatını takibeden borudaki basınç düşümü ve memenin çıkış kesiti ile ayarlanmıştır. İyi bir tevzi yapabilmek için meme deliği kesitlerinin çok hassas yapılmış olması icabeder. Bu tip pompalar sabit devirli motorlara çok uygundur. Zira kendi kendini ayarlayabilir. Gerçekten devir sayısı azaldıkça sabit manifold basıncı altında silindire sevk edilen yakıt miktarı artar; zira aynı krank açısının kapladığı zaman artar.

9—4. Bazı münferit pompa sistemleri.

9—4.1. Bosch pompası.

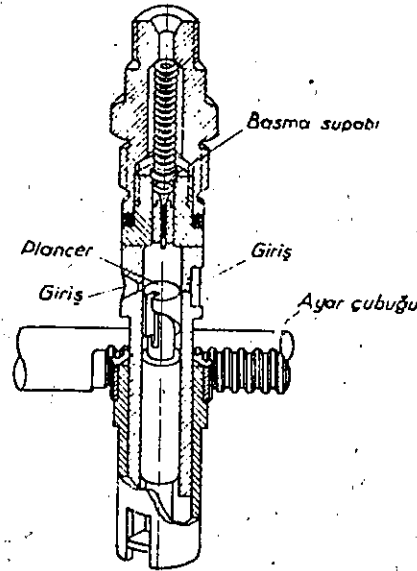
Bosch pompası basma, ölçme ve tevzi hareketini krank milinin yarı hızıyla dönen bir kam milinden alır. Şekil (9—4) de Bosch pompasının prensip şeması gösterilmiştir. Kam makaralı bir iteceği yukarı doğru hareket ettirir. Plancer tabir edilen piston, kuvvetli bir yay vasıtasıyla devamlı olarak iteceğin ve dolayısıyla kamın üzerine bastırılır. Plancer,



Şek. (9—4). Emme supaplı bir Bosch pompasının şematik resmi.

yakıtın yüksek bir basınç seviyesine sıkıştırılması, motorun çalışma rejimine uyacak miktarda ölçülmesi ve uygun zamanda uygun silindire gönderilmesi işlerini yapar. Bu pompanın enteresan olan tarafı, planceri üzerindeki helisel kenarlı oyuktur. Pompa emme supaplı veya emme supapsız olabilir. Yeni pompalar emme supapsızdır.

Şekil (9—5) deki giriş deliklerinden plancerin üst kısmına 2,5—3 ata lık bir basınç altında giren yakıt, plancerin yukarı doğru hareketinde üst kenarı bu delikleri kapadığı zaman sıkıştırılmaya başlar. Yakıtın basıncı üst tarafta bulunan basma supabını açınca, yakıt enjektörün bulunduğu tarafa doğru akmaya başlayacaktır. Plancer üzerindeki helisel kenarlı oyuk emme deliğinin karşısına gelince pompanın basması sona erecektir. Yakıt miktarının ayarlanması ayar çubuğu ile yapılır. Bu çubuğun ileri geri hareketi planceri eksenli etrafında döndürür. Böylece



Şek. (9—5). Emme supapsız bir Bosch pompasının ana elemanlarının kesiti.

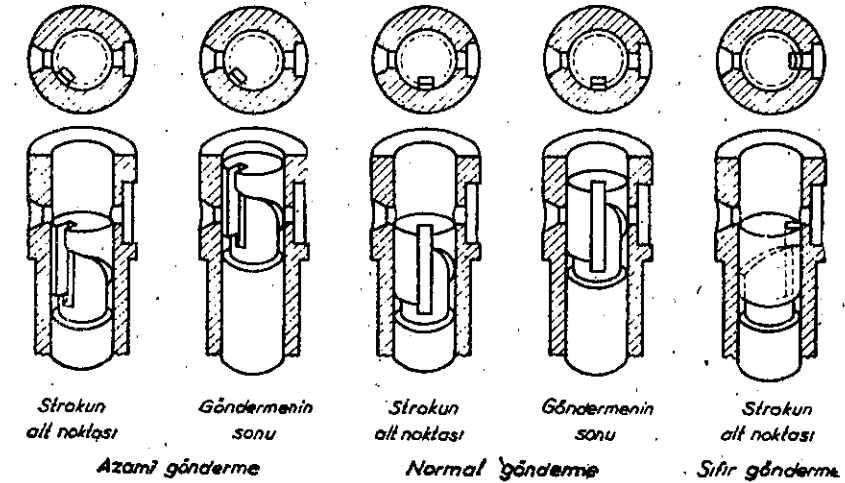
plancer üzerindeki helisel kenar emme deliğinin karşısına farklı kalkma miktarları sonunda gelecektir; yani basmanın bittiği nokta değiştirilerek pompanın enjektöre gönderdiği yakıt miktarı ayarlanabilecektir.

Şekil (9—6) da muhtelif gönderme miktarlarına tekabül eden plancer durumları gösterilmiştir.

İlk iki konumda yakıtın gönderildiği strok en uzundur. Zira emme kanalının plancer tarafından kapatıldığı an ile tekrar açıldığı an arasında

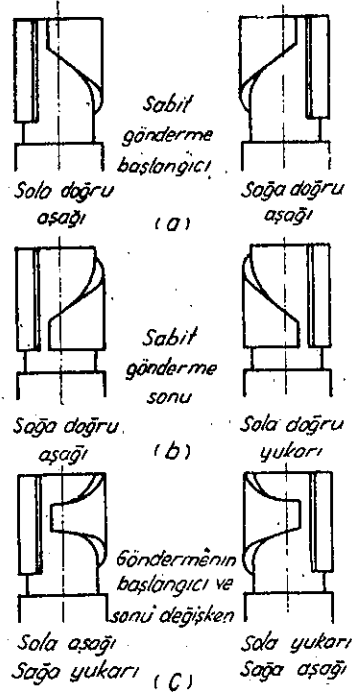
geçen strok parçası en uzundur. Üç ve dördüncü konumlarda normal çalışma durumu gösterilmiştir. Son konumda plancer üzerindeki eksenel oluk devamlı olarak emme kanalının karşısındadır. Binaenaleyh plancerin üst kısmında bulunan hacim daima emme kanalı ile irtibat halindedir. Bu sebepten bu konuma sıfır gönderme konumu tabir edilir.

Bosch pompası plancerleri muhtelif şekilde yapılmaktadır. Bunların bazı tiplerinde, yük değiştikçe gönderme daima sabit bir krank açısında başlar; ve değişken bir krank açısında biter. Bazı tiplerinde değişken bir krank açısında başlayan gönderme daima aynı krank açısında biter. Üçüncü bir tipte ise püskürtme farklı açılarda başlar ve farklı açılarda biter. Şekil (9—7) de Bosch pompalarında kullanılan muhtelif plancer tipleri gösterilmiştir.

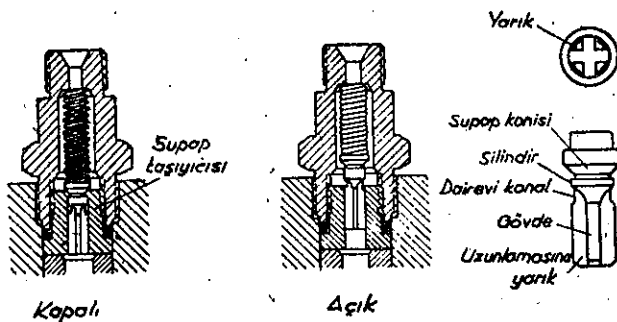


Şek. (9—6). Bir Bosch pompası plancerinin muhtelif gönderme miktarlarına tekabül eden durumları.

Plancer tarafından sıkıştırılan yakıtın basıncı basma supabını açacak dereceye geldiği zaman Şekil (9—8) de gösterilen basma supabı açılır ve yakıt pompanın enjektör tarafındaki borusuna geçer. Plancer tarafında yakıtın basıncı düşünce basma yayı, supabı yuvasına oturur. Bu suretle enjektör tarafındaki basıncın giriş basıncına kadar düşmesi önlenir. Basma supabı üzerindeki silindire hafifletme silindiri denir. Basma supabı yakıtın geçişini durdurduktan sonra enjektör tarafında hafifletme silindirinin hacmine eşit bir hacim kadar bir genişleme sağlanabilir. Bu suretle gönderme olayının ani olarak kesilmesi sağlanır. Hafifletme olayına ilerde ayrıca temas edilecektir.



Şek. (9-7). Bosch pompalarında kullanılan plancer tipleri.

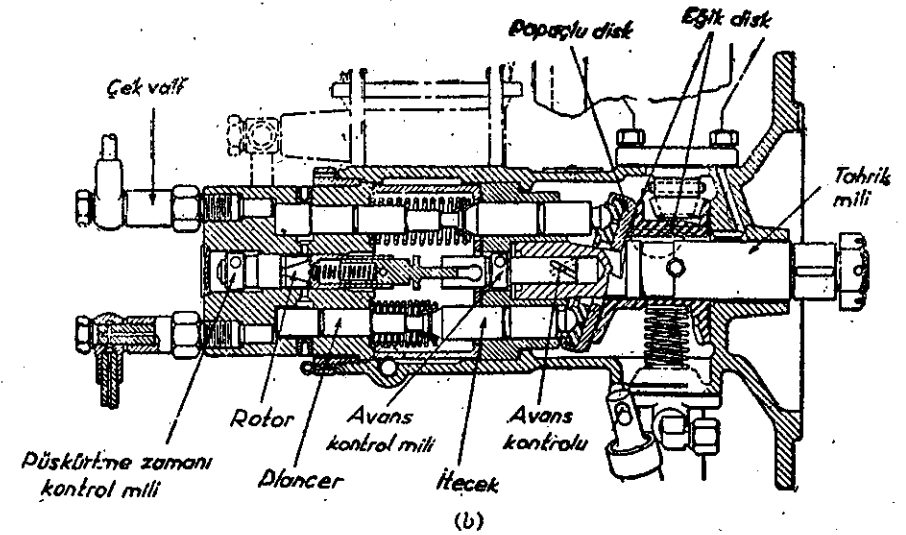


Şek. (9-8). Bosch pompasının basma supabı.

9-4.2. EX - Cell - 0 Pompası.

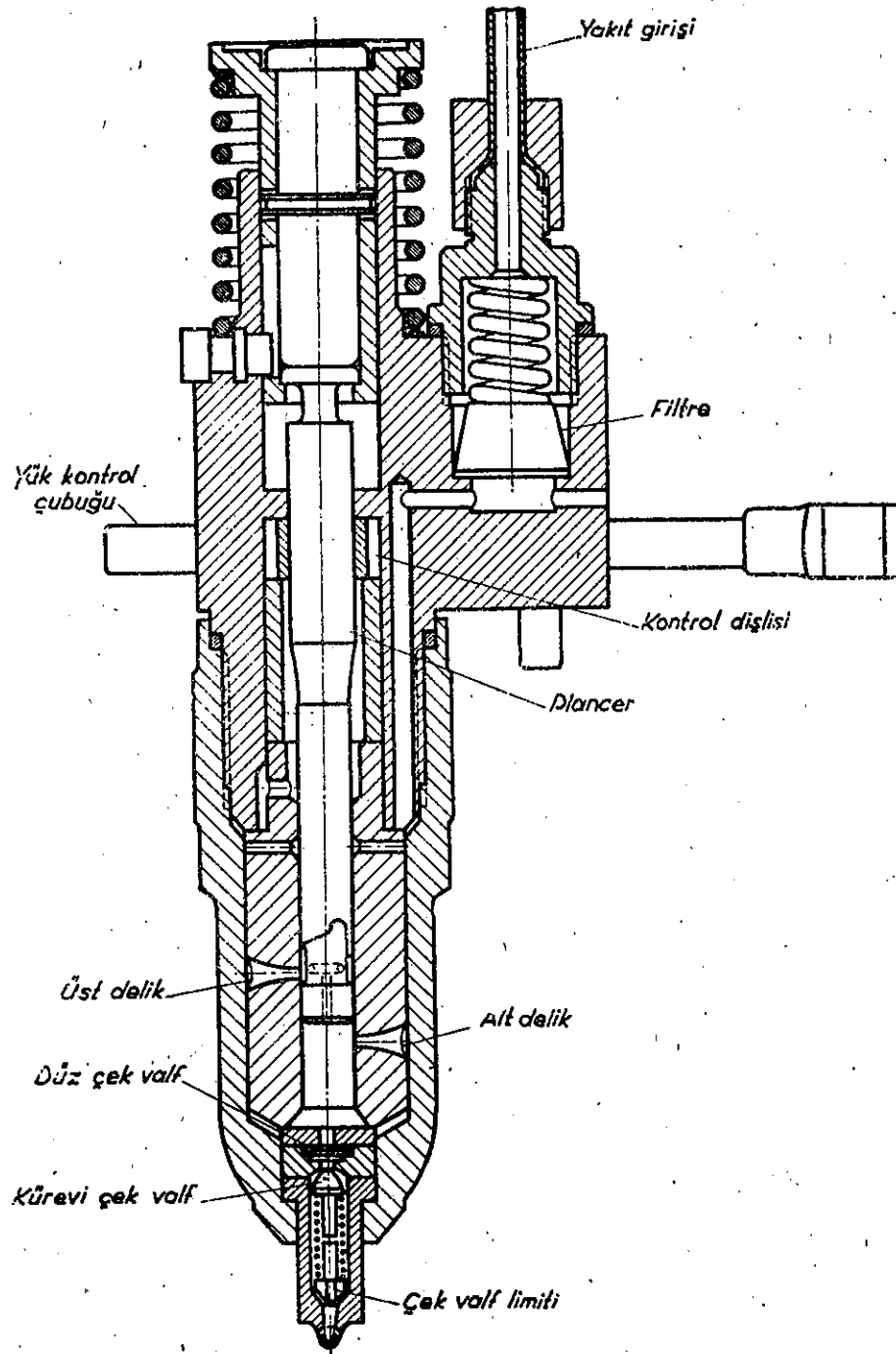
Şekil (9-9) da bir Ex - Cell - 0 pompasının uzunlamasına kesiti gösterilmiştir. Krank milinden hareketini alan ve 4 zamanlı motorlarda krank milinin yarı hızıyla ve 2 zamanlı motorlarda krank milinin hızıyla dönen bir mil üzerine tesbit edilmiş bulunan eğik disk, revolver tabancalarının tamburuna benzeyen bir tambur içerisine yerleştirilen plancerleri kendi eksenleri yönünde ileri geri hareket ettirir.

Tahrik miline bağlı bulunan bir rotor, eğik kenarı ile plancerlerin bulunduğu hacme yakıtı gönderen deliği açar kapar. Plancerin bulunduğu hacme yakıtı gönderen delik rotor tarafından kapatıldığı anda, üst ölü noktasına doğru hareket eden plancer yakıtı sıkıştırır. Basma veya gön-



Şek. (9-9). Ex - Cell - 0 pompasının uzunlamasına kesiti.

derme ameliyesi giriş deliği rotor tarafından açılıncaya kadar devam eder. Rotor, eksen yönünde ileri geri hareket ettirilerek deliği kapalı tutma müddeti değiştirilir. Bu suretle silindirlere gönderilen yakıtın miktarı azaltılıp çoğaltılabilir. Rotorun ileri geri hareketi emme kanalının basıncına göre ayarlanır. Püskürtme başlangıcını kontrol etmek için rotor, kendisini tahrik eden mile nazaran döndürülür. Rotorun üçgen şeklindeki ucunun şekli değiştirilerek püskürtme başlangıcı ve sonlarının sabit veya değişgen olması temin edilebilir.

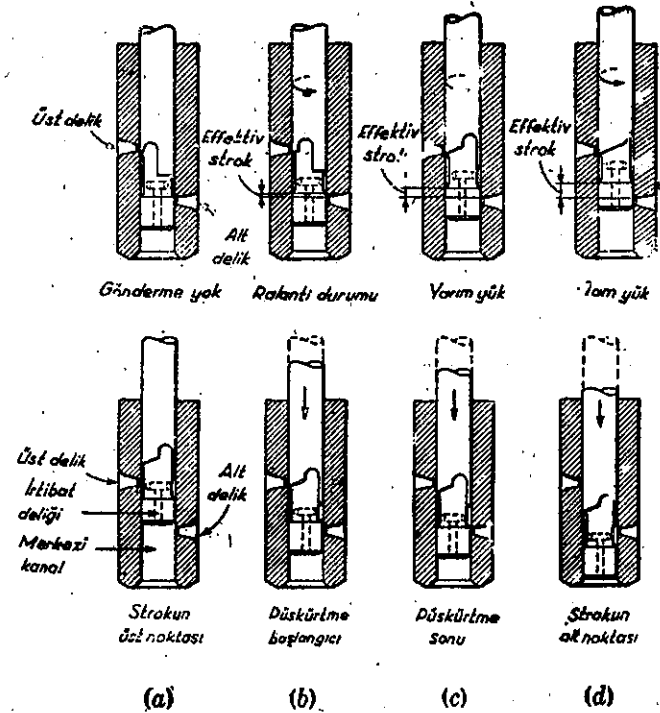


Şek. (9-10). General Motors Ünit enjektörünün uzunlamasına kesiti.

9-4.3. General Motors Ünit Enjektörü.

Bu püskürtme sisteminde plancer ile enjektör arasındaki basma supabı, rakorlar ve yakıt borusu kaldırılmıştır. Bu suretle plancer ile enjektör arasındaki yakıt titreşimi önlenmiş ve yakıtın en kısa yoldan silindire püskürtülmesi temin edilmiştir. Bu pompa fonksiyon bakımından lüzumlu bütün elemanları bir arada ihtiva etmektedir; ve silindir kafası üzerine doğrudan doğruya bağlanır.

Şekil (9-11) de GM-Ünit enjektörünün plancerinin muhtelif yüklerdeki ayar konumları ile bir ayar konumundaki çalışma durumları gösterilmiştir. Plancerlerin orta kısmında bir delik mevcuttur. Bu delik plancer üzerine açılmış bulunan bir kanalla irtibattadır. Plancer, üzerinde yakıtın emilmesini temin eden iki delik bulunan bir kovan içerisinde hareket

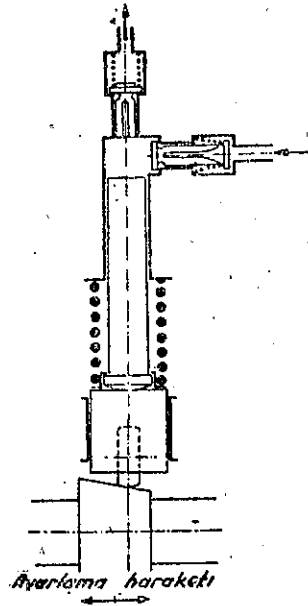


Şek. (9-11). GM-Ünit enjektörü plancerinin muhtelif gönderme hallerindeki konumu. Emiş delikleri farklı seviyededir. Plancer üzerindeki oyğunun bir kenarı heliseldir. Helisel kenar üst deliği kapadığı zaman pompanın gönderme ameliyesi başlar. Plancerin uç tarafındaki fatura alt deliği açınca basma sona erer. Buna göre plancerin gönderme stroku üst deliğinin

kapanması ile başlar; alt deliğin açılması ile sona erer. Bu strok ne kadar uzun olursa gönderme de o nisbette uzun olur.

9—4.4. Eğik kamlı münferit pompalar.

Şekil (9—12) de eğik kamlı münferit bir pompa sisteminin şematik resmi görülmektedir. Plancer, eğik bir kam tarafından bir yaya karşı yukarı doğru kaldırılır. Plancerin üst kısmında sıkıştırılan yakıt emme supapını kapar ve basma supabı üzerinden enjektör tarafına geçer. Emme supabının yerini basit bir delik de alabilir. Ölçme ameliyesi regülatör tarafından eksen istikametinde ileri geri hareket ettirilen eğik kamla sağlanır.



Şek. (9—12). Eğik kamlı münferit pompanın şeması.

Kamı eğik olarak yapmayıp, kamla itecek makarası arasına kama vari bir ara parçası koymak da mümkündür.

9—4.5. by-pass ıgneli münferit pompa.

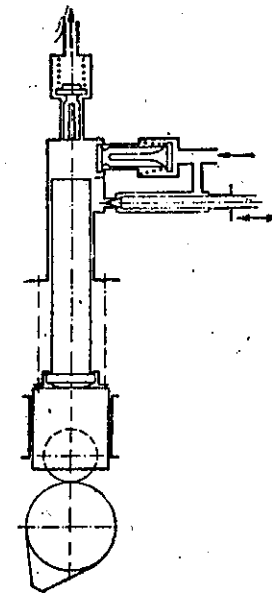
Şekil (9—13) de by-pass ıgneli bir pompanın şeması görülmektedir. Yakıtın rejim durumuna uygun olarak ölçülmesi by-pass ıgnesi ile temin

edilmektedir. Regülâtör tarafından açıklığı ayarlanan by-pass ıgnesi, yakıtın sıkıştırılması esnasında imlâ borusuna geri dönen yakıtın miktarına tesir ederek enjektöre gönderilen kısmı ayarlamaktadır.

9—5. Tevzi tertibatlı püskürtme pompası.

9—5.1. International Harvester tipi.

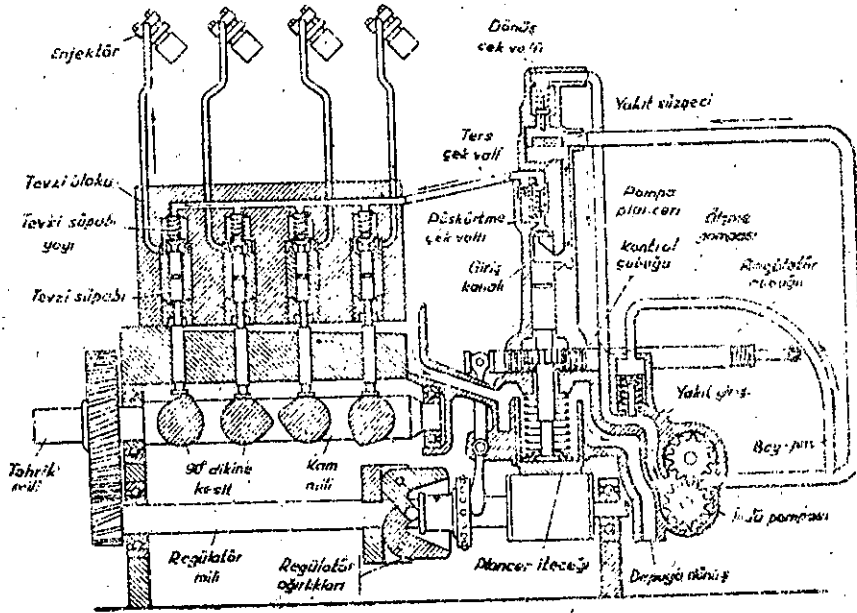
Şekil (9—14) de, dört silindirli bir motor için kullanılan *International Harvester* tevzi tertibatlı püskürtme pompasının şematik resmi görülmektedir. Tevzi mekanizması ile yüksek basınçlı ölçme mekanizması hareketini aynı milden almaktadır; yani ikisinin de devir sayısı aynıdır. Yakıtı



Şek. (9—13). By-pass ıgneli münferit pompanın şeması.

sıkıştıran ve ölçen plancer bir devirde dört defa strokunu tamamlar. Buna mukabil tevzi plancerleri her devirde ancak birer defa stroklarını tekrarlar. Ölçme plancerinin sevkettiği yüksek basınçlı yakıt, tevzi tertibatı üzerinden uygun silindire gönderilir. Tevzi ameliyesi, tevzi mili üzerindeki kamlar tarafından hareket ettirilen supaplarla yapılır. Tevzi kamı yay tarafından yuvasına bastırılan bir supapı açınca ölçme pompasından gelen yüksek basınç altındaki ölçülmüş yakıt enjektöre sevk edilir.

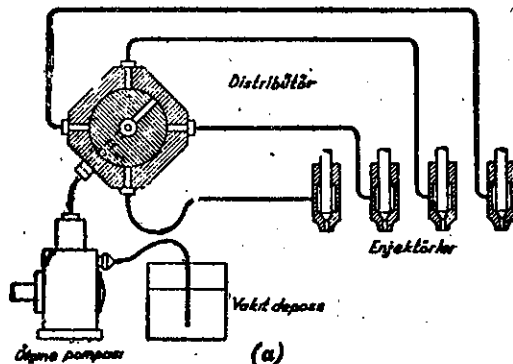
9—Dizel motorları



Şek. (9-14). International Harvester tipi distribütörlü püskürtme pompası.

Yakıtın ölçülmesi, ölçme işini yapan plancer, kremayer çubuğu ile eksenî etrafında döndürülerek yapılır.

Bu pompa da, püskürtülen yakıtın miktarı ve püskürtme zamanı ölçme plancerine tesir edilerek ayarlanmaktadır.



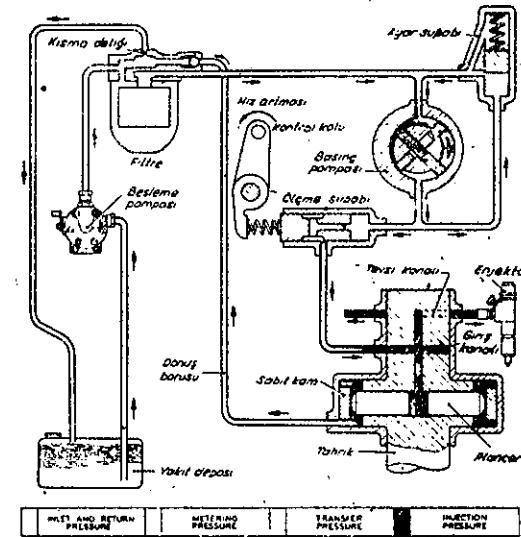
Şek. (9-15). Tevzi tertibatlı Cummins püskürtme pompasının şeması.

9-5.2. Tevzi tertibatlı Cummins püskürtme pompası.

Şekil (9-15) de gösterildiği veçhile bir pompa tarafından alçak basınç altında ölçülen yakıt, rotatif bir distribütör üzerinden enjektörlere gönderilir. Motorun emme strokunda ölçülen yakıt, enjektörün planceri önünde toplanır. Kompresyon süresinde silindirdeki yüksek basınçlı sıcak hava meme deliklerinden yakıtın birikmiş bulunduğu hazneye girer ve yakıtın bir kısmını buharlaştırır. Püskürtme anında bir kam tarafından kumanda edilen enjektörün iğnesi, bir çek valf vasıtasıyla ön tarafına hapsedilen yakıtı silindire basar. Bu pompanın karakteristik özeliği, hassas ölçme elemanının alçak basınç altında çalışmasıdır.

9-5.3. Tevzi tertibatlı CAV-pompası.

Şekil (9-16) de tevzi tertibatlı CAV-pompasının şematik resmi verilmiştir.



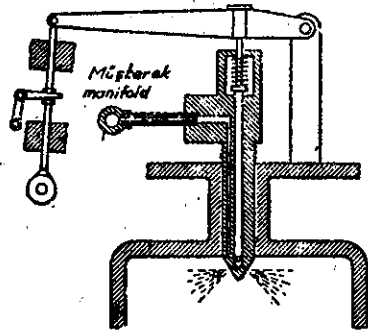
Şek. (9-16). Tevzi tertibatlı CAV-püskürtme pompası.

Yakıt kontrol kolu belirli bir durumda iken ölçme supabına bir tarafından kontrol kolu ile sıkıştırılan yayın kuvveti, diğer tarafından yakıtın basıncı tesir etmektedir. Motor belirli bir devirde dönerken paletli pompanın bastığı yakıt belirli bir basınca maliktir. Motorun devir sayısı herhangi bir sebeble artarsa paletli pompa tarafından basılan yakıtın basıncı da artar; ve dolayısı ile ölçü supabı yaya doğru itilir. Böylece plancerlerin bulunduğu hacme yakıtın geçmesini temin eden serbest kesit daral-

ılır ve motora daha az yakıt sevk edilerek devir sayısının artması önlenir. Buradan anlaşılacağı veçhile ölçü supabı aynı zamanda hidrolik bir regülatör olarak tesir etmektedir. Ölçme supabı üzerinden ölçülerek geçen basınçlı yakıt, püskürtme pompasının bulunduğu hacme gelir. Rotor üzerine yerleştirilmiş bulunan plancerler, dönerken, gövde üzerine yerleştirilmiş bulunan kamlarla içeriye doğru hareket ettirilerek yakıt sıkıştırılır; ve distribütör üzerinden uygun enjektöre sevk edilir.

9-6. Müşterek manifoldlu püskürtme pompası.

Müşterek manifoldlu püskürtme pompasının şeması Şekil (9-17) de gösterilmiştir. Pompa tarafından sıkıştırılan yakıt, basıncı bir emniyet supabı ile ayarlanan ve müşterek manifold tabir edilen boruya bast-



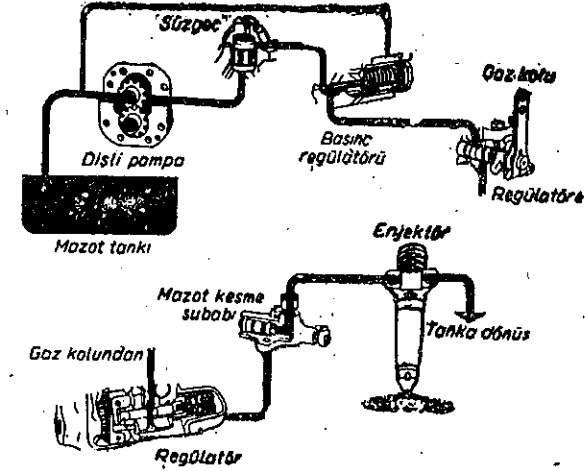
Şek. (9-17). Müşterek manifoldlu püskürtme sisteminin şematik resmi.

ılır. Müşterek manifolddan, ayrı kanallarla enjektörlere sevk edilen yakıt, enjektörün iğnesi mekanik bir şekilde açılarak yanma odasına püskürtülür. Püskürtülen miktar enjektör iğnesinin açık kalma zamanı ile ayarlanır.

9-6.1. Müşterek manifoldlu Cummins pompası.

Şekil (9-18) de müşterek manifoldlu Cummins pompasının şeması verilmiştir. Bu pompa yakıt bir dişli pompa tarafından emilmekte ve 6-12 atlık basınç altında ölçme tertibatına ve buradan da püskürtme tertibatına sevk edilmektedir. Ölçme tertibatı gaz kolu ve regülatörden müteşekkildir. Gaz kolu yakıtın geçiş kanalını ayarlar. Motorun krank milinden hareketini alan regülatörün bileziği tesir ettiği silindirik valf vasıtasıyla enjektöre sevk edilen yakıtın miktarını dakik olarak ayarlar.

Çok silindirli motorlarda yakıt, bütün enjektörlerle irtibatla bulunan ve müşterek manifold ismini alan bir boruda toplanır. Basınç altında müşterek manifoldda basılmış bulunan yakıt, püskürtme sırası gelen silindirin kalkmış bulunan enjektör iğnesinden boşalan hacme dolar. Eski tip Cummins püskürtme sistemindeki enjektörlerin aynı olarak çalışan en-



Şek. (9-18). Müşterek manifoldlu Cummins püskürtme pompası.

jektör, iğnesinin kam vasıtasıyla aşağıya doğru itilmesi sırasında yakıtı silindire püskürtür. Püskürtülen yakıtın miktarı müşterek manifolddaki basınca ve enjektördeki giriş deliğinin açık kalma zamanına bağlı olduğu için bu püskürtme sistemine PT-sistemi de denir.

9-7. Enjektörler.

Püskürtme pompası tarafından motorun çalışma şartlarına uyacak şekilde ölçülmüş ve yüksek bir basınca sıkıştırılmış bulunan yakıt enjektör üzerinden yanma odasına sevk edilir. Enjektör, yakıtı yanma odasının her tarafına ince zerrelere halinde tevzi eder. Karışım teşkili işinin kısa zamanda ve mükemmel bir şekilde yapılabilmesi için yakıtın en kısa zamanda yeter miktarda hava ile buluşabilecek tarzda püskürtülmesi gerekir. Bunun için yanma odasında, havanın dağılıpına benzer bir yakıt hüzmeleri teşkil edilmelidir. Yani makro karışım mükemmel olmalıdır. Gerek püskürtme basıncı, gerekse yanma odasındaki hava hareketi yardımıyla yakıt hüzmesindeki yakıt molekülleri, yanma başlamadan evvel, makro karışımın sağladığı hava molekülleri ile homojen bir şekilde temasa gelmelidir. Yani hava hareketi ve püskürtme metoduyla iyi bir mikro karışım sağ-

basıncı, enjektörün kullanıldığı yanma odasının şekline ve cinsine göre $P_a = 80 - 300$ atü arasında değişir. Hernekadar 800 ata ve daha fazla mertebeden püskürtme basınçlarının kullanıldığı haller varsa da, bu değerler nadir rastlanan püskürtme basınçlarıdır. Alçak değerler ön yanma odalı, yüksek değerler ise direkt püskürtmeli Diesel motorları içindir. Pompadan gelen yakıtın basıncı P_a basıncından büyük olduğu anda enjektörün iğnesi açılır; ve yakıt, $P_a - P_s$ basınç farkıyla yanma odasına püskürtülür. P_s püskürtme başlangıcında silindirdeki havanın basıncıdır. Püskürtme, yakıtın basıncı

$$P_k = \frac{P_0}{f_p} \quad \dots (9-3)$$

değerinin altına düşünceye kadar devam eder. P_k enjektörün kapanma basıncıdır. Kapalı enjektörde açılma ve kapanma anındaki püskürtme basıncı düşüleri açık enjektöre nazaran çok yüksektir. Hernekadar açık enjektörde delik çapını küçültüp yüzey geriliminden faydalanarak püskürtme başlangıç ve sonlarındaki basınçlar arttırılırsa da, bu durum yüksek devirlerde basıncın çok fazla artmasına sebep olur.

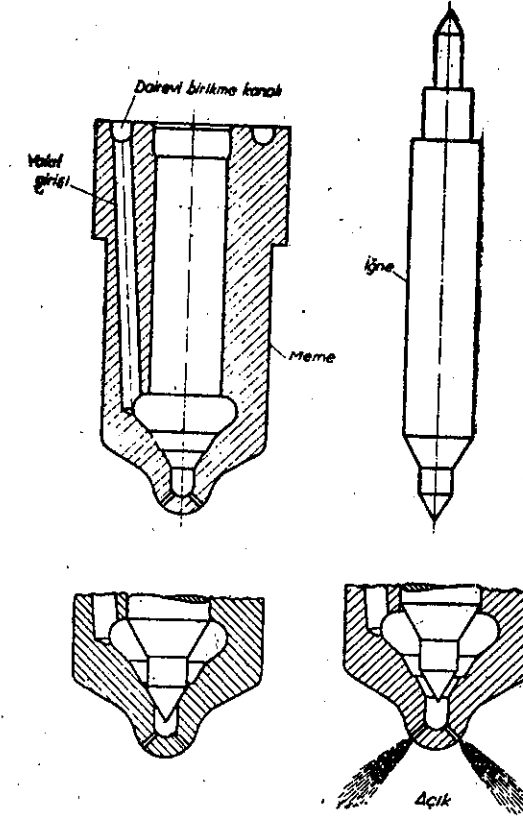
a) Çok delikli kapalı enjektör.

Makro karışımı mükemmelleştirmek için yani yakıt hüzmesini yanma odasının formuna intibak ettirebilmek için ekseriya çok delikli enjektör kullanmak zaruridir. Şekil (9-21) de çok delikli bir enjektör memesi görülmektedir. Bu çeşit enjektör, hava hareketi az olan yani enjektörün püskürttüğü yakıtla havanın mebzulen temasa gelemediği hallerde havanın bulunduğu kısımlara yakıtı göndermek için kullanılır.

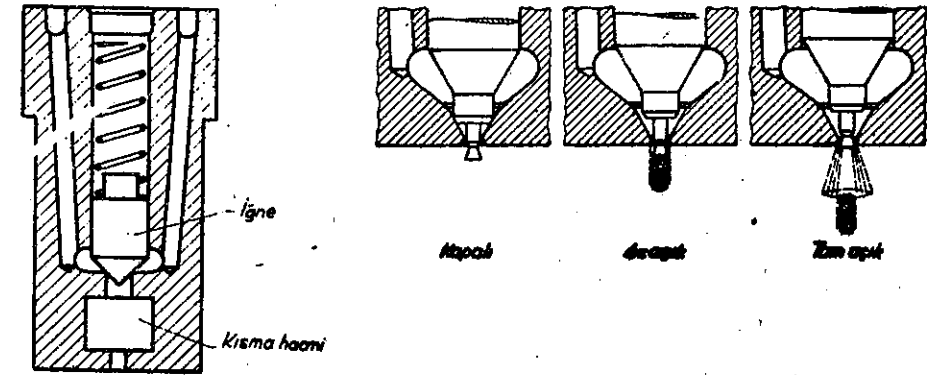
b) Kısıcılı meme.

Diesel motorlarında sert çalışmaya mani olmak için Diessl vuruntusunu azaltmak lazımdır. Diesel vuruntusu, tutuşma gecikmesi süresinde yanma odasına gönderilen yakıtın miktarını azaltarak efektif bir şekilde önlenabilir. Tutuşma gecikmesi süresinde yanma odasına gönderilen yakıt miktarı, qevrim'in tamamı için gönderilen miktarın % 5 inden daha fazla olmamalıdır. Bunu temin etmek için kısıcılı enjektör kullanılır.

Herhangi bir kanaldan birim zamanda geçen akışkanın miktarı, basınç farkına ve akım kesitine bağlıdır. Tutuşma gecikmesi esnasında yanma odasına gönderilen yakıtı azaltmak için ya basınç düşüşü azaltılır; veya hatta serbest akım kesiti daraltılır.



Şek. (9-21). Çok delikli bir memenin aksel kesiti.

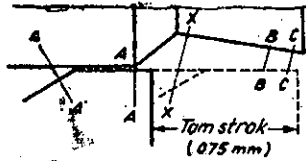
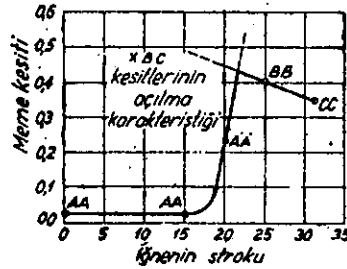


Şek. (9-22). Basınç kısıcılı meme.

Şek. (9-23). Kesit kısıcılı meme.

Şekil (9—22) ve Şekil (9—23) de basınç ve kesil kısıtlı iki çeşit kapalı meme görülmektedir.

Şekil (9—22) deki resimden görüleceği veçhile enjektöre gelen yakıtın basıncı iğneyi kaldıracak seviyeye yükseldiği zaman P_a açılma basıncına eşit basınçtaki yakıt iğne ile yanma odası arasındaki hacmi dolduracaktır. Basıncı kısılarak bu hacmi dolduran yakıt, püskürtme başlangıcında $P_a - P_s$ basınç farkından daha küçük bir basınç düşüşü ile yanma odasına akacaktır; yani bu durumda yanma odasına akan yakıtın miktarı, kısılma hacmi olmıyan enjektöre nazaran daha az olacaktır.



Şek. (9—24). Kısıt iğnesi memenin açılma eğrisi.

Şekil (9—23) deki meme kısıt iğnelidir. Bu memede, iğnenin kalkmasının krank açısına bağlılığı Şekil (9—24) deki gibidir. Başlangıçta serbest kesitin alanı gayet küçük olduğu için hem püskürtme basıncı yükselmekte hem de yanma odasına giren yakıtın miktarı çok az bir değerde tutulmaktadır. Püskürtmenin sonlarına doğru memenin serbest kesit alanı tekrar azalmaktadır. Bu suretle püskürtmenin, başlangıç ve sonu da dahil yüksek bir basınç altında olması sağlanmaktadır.

9—8. Püskürtme olayı.

Püskürtme pompasının planceri tarafından itilen yakıt pompa ile enjektör arasındaki boru içerisinde belirli bir hızla ilerliyerek enjektöre gelir; ve enjektörde püskürtme olayını başlatır. Bu olay

1 — Yakıtın sıkıştırılmasından,

- 2 — Püskürtme sistemindeki boruların elâstikiyetinden,
 - 3 — Basınç dalgasının refleksiyonundan
- dolayı plancerin basmasından çok farklı bir şekil arzeder.

P = Püskürtme sisteminin koordinatı x ile gösterilen noktasındaki yakıtın basıncı (Kg/cm^2),

c = Aynı noktadaki yakıtın mutlak hızı (cm/s),

γ = Yakıtın özgül ağırlığı (kg/cm^3)

g = Arz çekmesi ivmesi (cm/s^2)

D = Basıncılı yakıt borusunun dış çapı (cm)

d = Basıncılı yakıt borusunun iç çapı (cm)

s = Basıncılı yakıt borusunun cidar kalınlığı (cm)

E_b = Basıncılı yakıt borusunun elâstiklik modülü (kg/cm^2)

E_y = Yakıtın elâstiklik modülü (kg/cm^2)

t = Zaman (san)

x = Borunun nazarı itibara alınan noktasının herhangi bir referans noktasından olan uzaklığı (cm)

dir.

Yakıtın mutlak hızının, yakıt içerisindeki basınç dalgasının ilerleme hızı yanında kabili ihmal olduğu haller için Allievi'ye göre

$$\frac{\partial^2 c}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 c}{\partial x^2} \quad \dots\dots(9-4)$$

$$\frac{\partial^2 P}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} \quad \dots\dots(9-5)$$

elde edilir. Burada

$$a = \sqrt{\frac{1}{\frac{\gamma}{g} \left(\frac{1}{E_y} + \frac{1}{E_b} \cdot \frac{d}{s} \right)}} \quad \dots\dots(9-6)$$

bağıntısıyla verilmiş olup boyutu (cm/san) dir. (9—4) ve (9—5) denklemlerinin genel çözümü basınç ve hızlar için

$$P = P_0 + \gamma \left[F\left(t - \frac{x}{a}\right) - F\left(t + \frac{x}{a}\right) \right] \quad \dots\dots(9-7)$$

$$c = c_0 + \frac{g}{a} \left[F\left(t - \frac{x}{a}\right) + F\left(t + \frac{x}{a}\right) \right] \quad \dots\dots(9-8)$$

bağıntılarını verir. Burada P_0 ve c_0 değerleri sükûnet anındaki basınç ve hızdır. Bu bağıntılarda $F\left(t - \frac{x}{a}\right)$, $F\left(t + \frac{x}{a}\right)$ keyfi fonksiyonları arasında $\frac{2x}{a}$ kadar bir faz farkı mevcuttur. a hızı ile ilerliyen ve amplitüdü $F\left(t + \frac{x}{a}\right)$ olan dalga konumu x ile verilen mevkie, amplitüdü $F\left(t - \frac{x}{a}\right)$ ile verilmiş bulunan dalgadan $\frac{2x}{a}$ zamanı kadar sonra gelecektir. Buna göre $F\left(t + \frac{x}{a}\right)$ dalgası mevzuu bahis x noktasına negatif yönden, $F\left(t - \frac{x}{a}\right)$ dalgası da pozitif yönden yaklaşacaktır; yani koordinatı (x) ile gösterilen noktaya $F\left(t - \frac{x}{a}\right)$ dalgası, (x) uzunluğunun ölçüldüğü başlangıç noktasından, $F\left(t + \frac{x}{a}\right)$ ise aksi yönden gelecektir. Bu sebepten $F\left(t - \frac{x}{a}\right)$ keyfi fonksiyonuna *gelen dalga*, $F\left(t + \frac{x}{a}\right)$ keyfi fonksiyonuna ise *dönen dalga* adı verilir. Umumiyetle

$$\gamma F\left(t - \frac{x}{a}\right) = P_g \quad \dots\dots(9-9)$$

$$\gamma F\left(t + \frac{x}{a}\right) = P_d \quad \dots\dots(9-10)$$

$$\frac{g}{a} F\left(t - \frac{x}{a}\right) = c_g \quad \dots\dots(9-11)$$

$$\frac{g}{a} F\left(t + \frac{x}{a}\right) = c_d \quad \dots\dots(9-12)$$

şeklinde ifade edilen basit gösterme tarzı tercih edilir; yani basınç ve hızlar için

$$\left. \begin{aligned} P &= P_0 + P_g + P_d \\ c &= c_0 + c_g + c_d \\ \frac{g}{a\gamma} &= k \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots(9-13)$$

yazılarak basınçlar hızlar cinsinden ifade edebilir:

$$\left. \begin{aligned} P &= P_0 + \frac{1}{k} c_g \frac{1}{k} c_d \\ c &= c_0 + c_g + c_d \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots(9-14)$$

Denklem (9-13) nazarı itibara alınırca kolayca görülür ki; püskürtme pompasını enjektöre bağlayan basınçlı yakıt borusunun herhangi bir noktasında yakıtın mutlak basıncı sükûnet anındaki P_0 basıncına, gelen ve dönen basınç dalgalarının amplitüdüleri ilâve edilerek bulunur. Mutlak hızlar da aynı şekilde, pompanın planceri yakıtı basmaya başlamadan evvelki ana tekabül eden c_0 hızına, gelen ve dönen dalgaların hızları vektörel bir şekilde ilâve edilerek bulunur. Yakıtın plancer tarafından basılmadığı sürede basınçlı borudaki yakıt hızı $c = 0$ dir.

9-8.1. Gönderme kanunu.

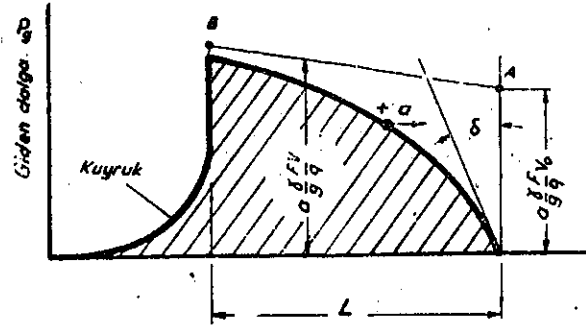
Püskürtülen yakıtın iyice pulverize edilebilmesi için püskürtme basıncının mümkün mertebe fazla olması icabeder. Bunu sağlamak üzere püskürtme pompasının planceri Şekil (9-25) dekine benzer bir hız karakteristiğine maliktir.

Gerçekte plancerin periyodik hareketi, sıfır hızıyla başlayıp sıfır hızıya biter. Fakat yakıtın sıkıştırılmaya başlandığı ve sıkıştırmanın bittiği andaki plancer hızı sıfırdan farklıdır. Plancerin bu iki andaki hızı (A) ve (B) noktalarında verilen değerleri haizdir. (A) ve (B) noktaları arasındaki plancer hızı

$$v = n_p (v_0 + b\alpha) \quad \dots\dots(9-15)$$

denkleminde verildiği veçhile α krank açısına linear olarak bağlıdır. Burada v_0 sıkıştırmanın başlangıcındaki $1 d/d$ ve tekabül eden plancer hızı, n_p

pompa milinin devir sayısıdır. b bir sabite olup hızın krank açısı ile artma miktarını gösterir. Plancer v hızıyla hareket ederken, yüzüne sonsuz yakın yerlerdeki yakıt zerrecikleri aynı hızla basınçlı yakıt borusuna doğru gönderir. Plancerden uzakta bulunan yakıt zerrecikleri bundan daha farklı



Şek. (9-25). Bosch pompası plancerinin tesirli hızının pompa mili açısına bağlılığı.

bir hıza maliktir. Farkın sebebi plancerin üst tarafındaki V_1 ve V_2 hacimlerinde bulunan yakıtın sıkıştırılmasıdır. Gerçekten Şekil (9-26) da gösterilmiş bulunan V_1 ve V_2 hacimlerindeki yakıtın sıkıştırılmasından dolayı plancerin, kesiti q olan basınçlı yakıt borusuna sevkettiği yakıtın hızı

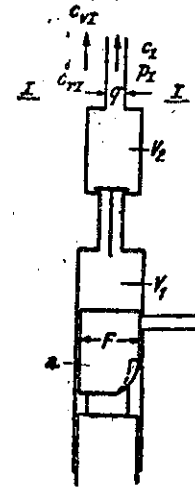
$$c = v \cdot \frac{F}{q}$$

den daha azdır. Burada F plancerin kesit alanıdır.

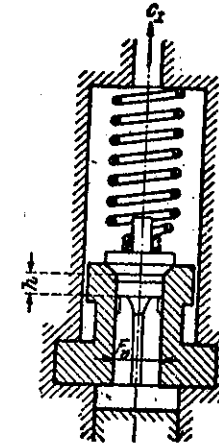
Böylece pompanın gönderme kanunu yani birim pompa mili açısında yakıt borusuna sevk ettiği yakıtın hızını veren kanun Şekil (9-26) da verilen yamuktan inhiraf eder ve kalın çizgiyle gösterilen formu arzeder. Bu şekilden anlaşılacağı veçhile yakıtın plancer tarafından sıkıştırılması sona erdikten sonra dahi bir miktar yakıt V_1 , V_2 hacminden basınçlı yakıt borusuna doğru akmaktadır. Bunun sebebi sıkıştırılmış bulunan yakıtın genişlemesidir. Basma supabına Şekil (9-27) de olduğu gibi pistonvari silindirik bir kısım ilâve edilerek genişleme esnasında yakıtın basınçlı yakıt borusuna doğru akması önlenir. Bu silindire hafifletme silindiri adı verilir. Plancer tarafından yakıtın sıkıştırılması sona erdiği zaman V_2 hacminde genişleyen yakıt hafifletme silindirini aşağı doğru iter ve hafifletme silindirinin hacmine tekabül eden miktarda bir hacim büyümüş olur. Bu tip basma supabı ile mücehhez püskürtme pompasının hafifletme derecesi daima sabit ve $h \times F$ olduğu için bu çeşit hafiflet-

miye sabit hacim hafifletmesi denir. Burada F , hafifletme silindirinin kesit alanıdır.

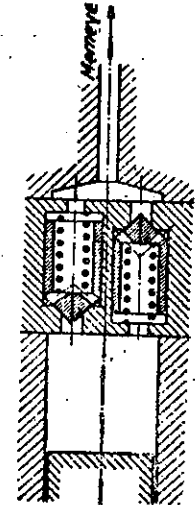
Hafifletme için tatbik edilen diğer bir metod da sabit basınç hafifletmesi dir. Şekil (9-28) de sabit basınç hafifletmesi için kullanılan bir tertip gösterilmiştir. Bu tertipte plancer tarafından yakıtın sıkıştırılması sona erdiği zaman, yüksek basınç altında bulunan yakıt genişliyecek ve dönüş supabının yayına eşit bir basınç elde edilinceye kadar basınçlı boru ta-



Şek. (9-26). Püskürtme pompasının şematik resmi.



Şek. (9-27). Sabit hacim hafifletmesi.



Şek. (9-28). Sabit basınç hafifletmesi.

rafından plancere doğru ters bir akış olacaktır. Bu cins hafifletme usulünde basınçlı yakıtın geri dönüşü, basınç, dönüş supabının yayıyla verilen sabit basınca eşit oluncaya kadar devam edeceğinden, buna sabit basınç hafifletmesi denir.

Gerek sabit hacim gerekse sabit basınç hafifletmesi ile Şekil (9-25) de gösterilen ve genişlemenin sebep olduğu ard gönderme kısmen veya tamamen önenebilir.

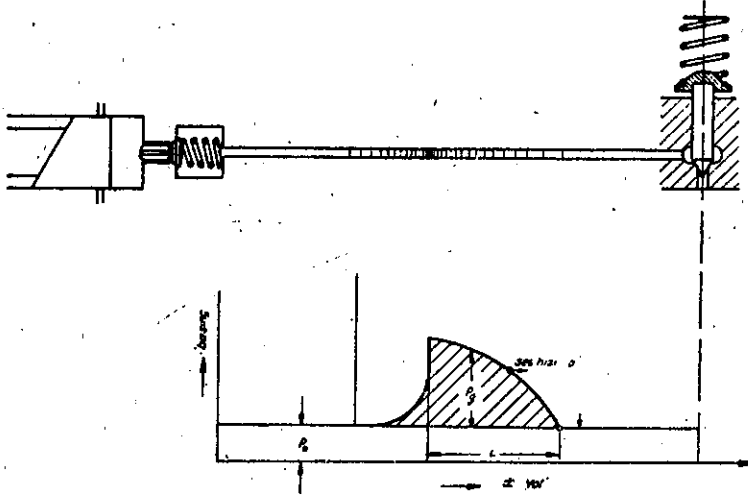
9-8.2. Gönderme dalgasının ilerlemesi ve refleksiyon.

Plancer tarafından hasil edilen ve formu Şekil (9-26) daki kalın eğri ile verilmiş bulunan gönderme dalgası a hızı ile enjektöre doğru ilerler. a hızı ses hızına eşittir. Gönderme dalgasının uzunluğu gönderme süresi ile verilmiştir; ve gönderme açısı φ Ka ise gönderme dalgasının uzunluğu

$$L = a \cdot \frac{\varphi}{6n_p} \quad \dots\dots(9-16)$$

olacaktır. Şekil (9-29) da şematik olarak gösterildiği veçhile a ses hızı

ile enjektöre doğru ilerliyen gönderme dalgası l/a zamanı sonra enjektöre gelecektir. Burada l , basınçlı yakıt borusunun uzunluğudur. Enjektör kapalı vaziyette iken akımın c hızı sıfır olduğundan $c_g - c_d = 0$ dir. Yani $c_g = -c_d$ olacak şekilde bir hız refleksiyonu olur; ve pozitif gelen hız dalgası kapalı memede negatif olarak akseder. Enjektöre doğru olan yön pozitif kabul edildiğine göre, enjektör kapalı vaziyette iken akseden hız dalgasının yönü plancere doğru olacaktır.



Şek. (9-29). Plancer tarafından tevhit edilen gönderme dalgası.

Basınç dalgası, *akşeden dalga* ile *gelen dalga* arasındaki bağıntıyı veren (9-14) numaralı denklem yardımıyla bulunur. Enjektör kapalı vaziyette iken yakıt borusunun enjektör tarafındaki ucunda yakıtın mutlak hızı $c = 0$ dir. Buradan $c_g = -c_d$ bulunur. Bu bağıntı denklem (9-14) e vazedilerek

$$P = P_0 + \frac{2}{K} c_i \quad \dots\dots(9-17)$$

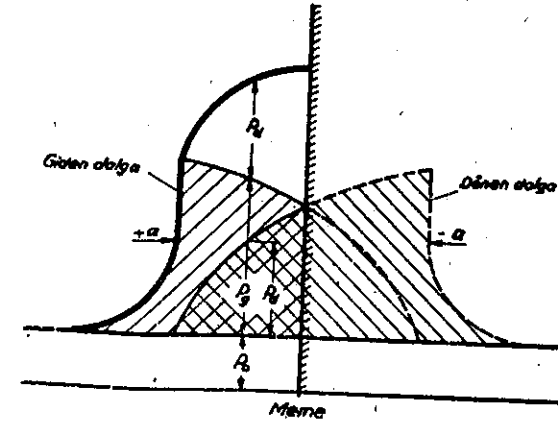
elde edilir. $1/Kc_g = P_g$ olduğundan enjektör kapalı vaziyette iken yakıt borusunun enjektör tarafındaki ucunda, gelen basınç dalgasının iki misli büyüklükte bir basınç artması olur. Boru içerisinde hüküm süren basınç

$$P = P_0 + P_g + P_d$$

bağıntısı ile verildiği için yakıt borusunun kapalı ucunda aksedip geri dönen basınç dalgası, gelen basınç dalgasının yön ve amplitüdüne maliktir. Denilebilir ki: borunun kapalı ucuna, uzatılmış gibi düşünülen mü-

tekabil tarafından, gelen basınç dalgasının tamamen aynadaki simetriği olan dönen dalga gelmektedir. Böylece yakıt borusunun kapalı ucunda, basınç dalgasının amplitüdü Şekil (9-30) da gösterildiği gibi iki misli artacaktır.

Enjektördeki yakıtın basıncı daha evvel tarif edilmiş bulunan P_a açılma basıncını aştığı zaman, enjektörün iğnesi kalkacak ve bu uçtaki refleksiyon şartları değişecektir. Refleksiyon, gelen basınç dalgasının ve enjektörün açıklık derecesinin bir fonksiyonu olacaktır. Tam açık bir yakıt borusu için yani açık ucunun serbest kesiti boru kesitine eşit olan bir



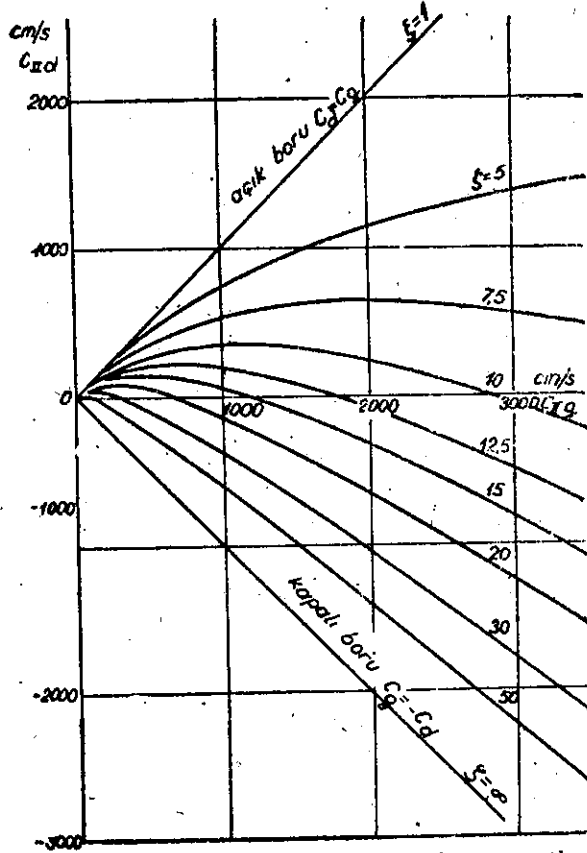
Şek. (9-30). Gelen ve dönen basınç dalgalarının üst üste binmesi.

boru hali için gelen ve dönen hız dalgaları bir birine eşit ve aynı yönlüdür; veya aynı şey demek olan $P = P_0$ dir. Tam açık ile tam kapalı durum arasındaki her açıklık için özel bir refleksiyon şartı vardır. Bu, Şekil (9-31) de gösterilmiştir.

Enjektör civarındaki basınç Şekil (9-30) da gösterildiği veçhile gelen basınç dalgasından hesaplanır. Bu suretle bulunan basınç, enjektör iğnesini yuvasına basan P_0 yay kuvvetine tekabül eden basınçtan büyük olduğu zaman, yani

$$P > \frac{P_0}{f_n - f_s} = P_a$$

olduğu zaman iğne belirli bir hızla kalkar. Burada f_n iğnenin kesit alanı, f_s iğnenin oturma yüzeyi ile kapatılan kesit alanıdır. İğne kalkmaya baş-



Şek. (9—31). Açık enjektördeki refleksiyon şartları.

ladığı andaki basınç P_a olduğuna göre

$$P_d = P_a - P_0 - P_g$$

denklemleri yardımıyla P_d hesaplanır. İğne tamamen kalkıp tahdid yüzeyine dayandığı zaman vaziyet tam açık memedekinin aynıdır. Yani mevcut kesit oranı

$$\xi = \frac{q}{\mu f}$$

için gelen basınç dalgasına tekabül eden dönen basınç dalgası bulunur. Dönen basınç dalgası l/a zamanı sonunda plancere vasıl olacak ve plancerin rijit yüzeyinde kapalı boru ucundaki gibi aksedip gelen dalga şeklinde gönderme dalgasını takibedecektir. Buna göre gönderme dalgasının ucu ile ikinci defa aksedip gelen dalga şeklinde hareket eden gönderme dalgasının ucu arasında $2l/a$ ya eşit bir faz farkı olacaktır. İlk gönderme dalgasının dalga uzunluğu $2l$ den uzun ise plancerden akseden ve ikinci gönderme dalgası halinde sevk edilen dalga, birinci gönderme dalgası üzerine binecektir. Eğer ilk gönderme dalgasının boyu $2l$ den kısa ise ikinci gönderme dalgası birinci gönderme dalgasıyla başlatılan püskürtmeyi takibeden ikinci bir püskürtmeye yol açabilir. Bu ikinci dalganın amplitüdü ümumiyetle küçük olduğundan ikinci püskürtme sızıntı halinde olabilir; ve is teşekkülüne sebep olur.

9—8.2. Püskürtme kanunu.

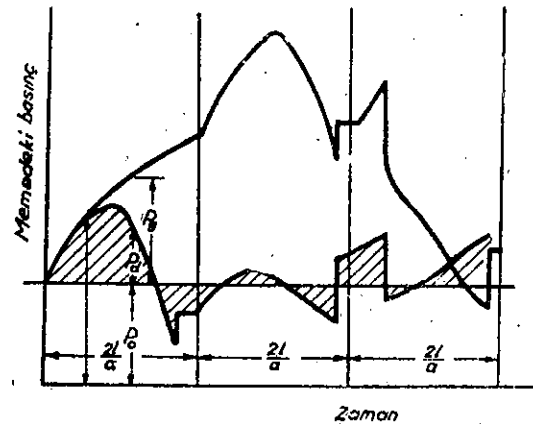
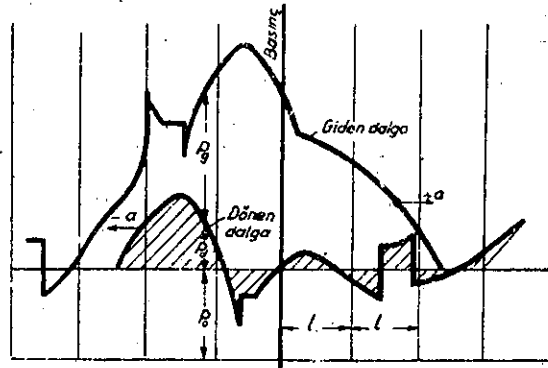
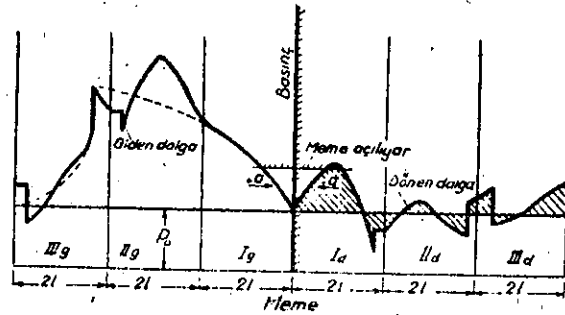
Püskürtme kanunu yani yakıt borusunun enjektör tarafındaki ucunda basıncın zamanla değişmesi hakkında tam bir fikir sahibi olabilmek için önce gönderme dalgası $2l$ uzunluğundaki entervallere bölünmelidir. İlk entervalde başlayarak $P = P_0 + P_g + P_d$ denklemi ve Şekil (9—31) yardımıyla bu entervaldeki gelen basınç dalgasına tekabül eden dönen basınç dalgası bulunmalıdır. Birinci entervaldeki dönen dalga, II. entervaldeki gelen dalgaya binecektir. Elde edilen gelen dalga ve Şekil (9—31) yardımıyla II. entervaldeki dönen dalga ilah.. bulunarak Şekil (9—32) deki benzer bir diyagram çizilir.

Gelen dalganın $+a$ ve dönen dalganın $-a$ hızı ile ilerlediği düşünülerek gelen ve dönen dalgalar Şekil (9—33) deki gibi üst üste bindirilerek püskürtme kanununu verecek olan basınç değişimi elde edilir. Her saniyede püskürtülen yakıt miktarı

$$G = \mu f \sqrt{2g(P - P_0)} \gamma \quad \dots (9-18)$$

denkleminde bulunur. Burada μ , f serbest akış kesitine malik enjektörün verdi katsayısı, γ yakıtın yoğunluğu, P_0 silindirdeki havanın basıncıdır.

Şekil (9—33) den anlaşılacağı veçhile, gönderme kanunu ile püskürtme kanunu arasında büyük farklar vardır.



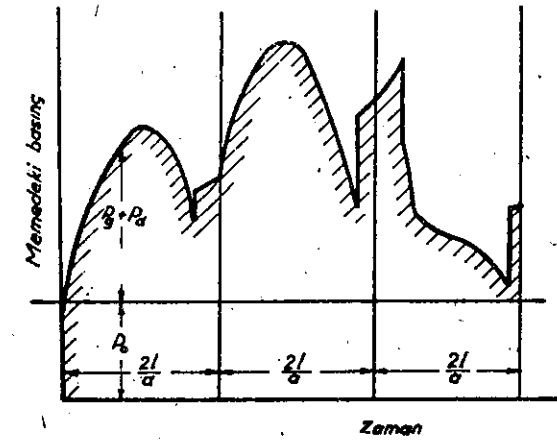
Şek. (9-32). Püskürtme kanununun bulunması.

9-9. Pompa karakteristiğine tesir eden faktörler.

Pompa milinin her devrinde püskürtülen yakıt miktarının devir sayısına bağlılığını gösteren eğriye *pompa karakteristiği* denir. Pompa milinin her devrinde yanma odasına püskürtülen yakıt miktarına tesir eden faktörler:

- Pompa planceri ile kovani arasındaki kaçaklar,
- Pompanın üst kısmında bulunan hacimlerde sıkışan yakıtın genişlemesi,
- Hafifletme,
- Plancerin bulunduğu hacme yakıtı sevkeden giriş kanallarındaki kısılmadır.

Bu faktörlerden hafifletme, devir sayısına bağlı değildir. Diğer faktörler



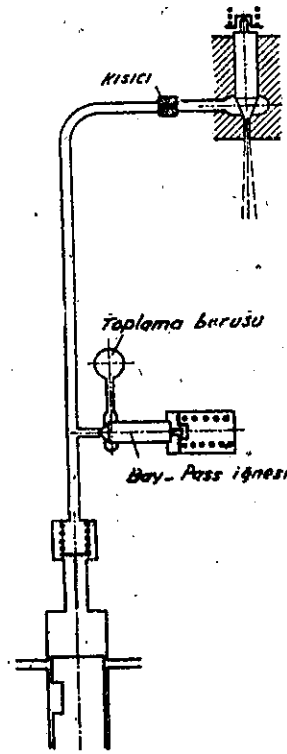
Şek. (9-33). Püskürtme kanunu.

ise devir sayısı arttıkça her devirde püskürtülen yakıtın artmasına amil olur. Gerçekten devir sayısı arttıkça plancerle kovani arasından kaçan yakıtın miktarı azalır; zira akım için geçen zaman kısalır. Devir sayısı arttıkça, pompanın üst kısmında bulunan hacimlerde basıncın artması nisbetinde yüksek bir sıkışma olacağından genişleme sebebiyle enjektöre doğru sevkedilen yakıt miktarı artar. Giriş kanallarındaki kısılma sebebiyle gönderme, giriş kanalı plancer tarafından tamamen kapanmadan başlayacak ve bu kanallar açılmaya başladıktan sonra bitecektir. Devir sayısı arttıkça kısılma da artacağından kısılma püskürtülen miktarı arttıran yönde tesir edecektir.

Hafifletme, ilgili bahiste de görüldüğü veçhile devir sayısına bağlı olmayıp basma supabındaki hafifletme pistonunun hacmine veya pompasının özel hafifletme supabı konstrüksiyonuna bağlıdır. Emme supaplı püskürtme pompalarında, pompa karakteristiğine en büyük tesiri emme supabının ataleti icra eder. Bu cins pompalarda devir sayısı arttıkça her devirde püskürtülen yakıt miktarı azalır.

9—10. Kompanzasyon.

Taşıt motorlarında iyi bir çekiş karakteristiği sağlamak için genel olarak devir sayısı arttıkça azalan bir pompa karakteristiği arzu edilir. Bunu



Şek. (9-34). Henschel kompanzasyon tertibatı.

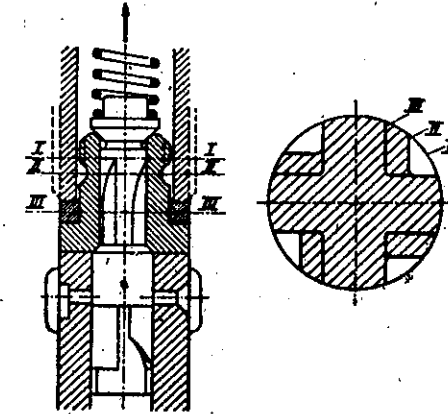
temin etmek için, devir sayısı ile artan püskürtme karakteristiğini kompanze eden bir tertibat kullanılır.

9—10.1. Henschel Kompanzasyon tertibatı.

Devir sayısı arttıkça plancer tarafından enjektöre doğru gönderilen yakıtın basınç ve hızı artar. Şekil (9-34) deki gibi yakıt borusu üzerine yerleştirilmiş bulunan bir kısılma kesiti, hız arttıkça yakıtın geçmesine daha büyük bir direnç yapar. Bu suretle borunun kısılma kesitinden evvelki kısmında basınç çok artar; ve basıncın artması nisbetinde bir kısım yakıt sabit basınçlı bir yayın bastırdığı bay-pas supabı üzerinden geri döner. Bu tertibat yardımıyla devir sayısı ile pompa karakteristiğinin artması kompanze edilir.

9—10.2. Bosch Kompanzasyon tertibatı.

Hafifletme bahsinde, hafifletme hacmi arttıkça püskürtülen yakıtın miktarının azaldığı görülmüştü. Eğer hususi bir konstrüksiyonla hafifletme hacmi, devir sayısı arttıkça artırılabilirse, devir sayısı ile püskürtme karakteristiğinin artması kompanze edilebilir. Bu düşünceden mülhem olarak Bosch firması hafifletme pistonuyla mücehhez basma supabına Şekil (9-35) deki formu vermiştir.



Şek. (6-35). Bosch kompanzasyon tertibatı.

Devir sayısı arttıkça plancer tarafından basılan yakıtın hız ve basıncı artar. Dolayısıyla üzerinde gittikçe daralan geniş yarıkları bulunan basma supabı da üzerine tesir eden basınç nisbetinde fazla kalkar. Gönderme olayı sona erdiği zaman yuvasına doğru inen basma supabı, yakıt borusu içerisinde daha büyük bir hacmin serbest kalmasına yol açar. Yani basma supabı ne kadar fazla kalkarsa hafifletme o kadar fazla olur. Böylece istenilen kompanzasyon sağlanmış olur.

9—11. Yakıt hüzmesi ve damla.

İyi bir karışım sağlayabilmek için herşeyden evvel yakıtı, yanma odasının formunu almış bulunan hava molekülleri ile temasa getirmek lâzımdır; yani iyi bir *makro karışım* sağlamak icabeder. Makro karışımın mükemmelliği yakıtın özelliği, enjektörün konstrüksiyon şekli ve püskürtme basıncı ile verilmiştir. Hava içerisine püskürtülen yakıtın, lamimar bir akım olayındaki şartlara uygun olarak seyrettiği kabul edilir; ve akım telinin her noktasında kinetik enerjinin azalmasının, sürtünme kuvvetlerinin yaptığı işe ve yüzey gerilmesi işine sarfedilen enerjiden meydana geldiği düşünülürse yaklaşık olarak yakıt hüzmesinin kesit yarı çapı için

$$r = \frac{g\psi}{a^*} + r_0 \quad \dots (9-19)$$

bulunur. Burada

g = Yakıt hüzmesinin nazarı itibara alınan kesitinin memeden olan mesafesi (m),

r = Bu kesitin yarı çapı (m),

r_0 = Hüzmenin meme deliğinden çıktığı noktadaki yarı çapı (m),

ψ = Yakıt hüzmesi ile hava arasındaki sürtünme katsayısı,

a^* = Yakıtın yüzey gerilimi (kg/m).

Bu bağıntı ilk defa *Triebnigg* tarafından kurulmuştur. Yine *Triebnigg*'e göre damla yarı çapı ile yakıt hüzmesinin damlalar halinde dağıldığı mesafe arasında şu bağıntılar yazılabilir :

$$r_1 = 4,6 a^* \frac{\gamma_g}{\gamma_h} \cdot \frac{1}{\psi} \cdot \frac{1}{P_a} \quad \dots (9-20)$$

$$g_1 = 0,62 a^* \left(\frac{1}{\psi} \cdot \frac{\gamma_g}{\gamma_h} \right)^2 \cdot \frac{1}{P} \quad \dots (9-21)$$

Burada

r_1 = Ortalama damla çapı,

γ_g = Yakıtın özgül ağırlığı,

γ_h = Havanın özgül ağırlığı,

P_a = Püskürtme basıncı,

g_1 = Yakıt hüzmesinin parçalandığı kesitin enjektöre olan mesafesidir.

g_1 e hüzmenin *erişme* mesafesi de denir. Buradan anlaşılacağı veçhile yakıtın özgül ağırlığı ne kadar küçük olursa yani yakıt ne kadar küçük molekül ağırlıklı veya uçucu ise o kadar küçük damlalara ayrılır; ve bilhassa denklem (9—21) den anlaşılacağı veçhile hüzmenin *erişme* mesafesi de o nisbette azalır. Ağır yakıtlar enjektörden daha uzak mesafelere erişebilir. Havanın yoğunluğu, hava ile yakıt arasındaki sürtünme ve püskürtme basıncı ne kadar fazla olursa yakıt o kadar ince taneciklere ayrılır; ve dolayısıyla hüzme enjektörden çok uzaklara varmadan ufalanır. Normal olarak en çok rastlanan damla çapı 10—30 mikron arasındadır.

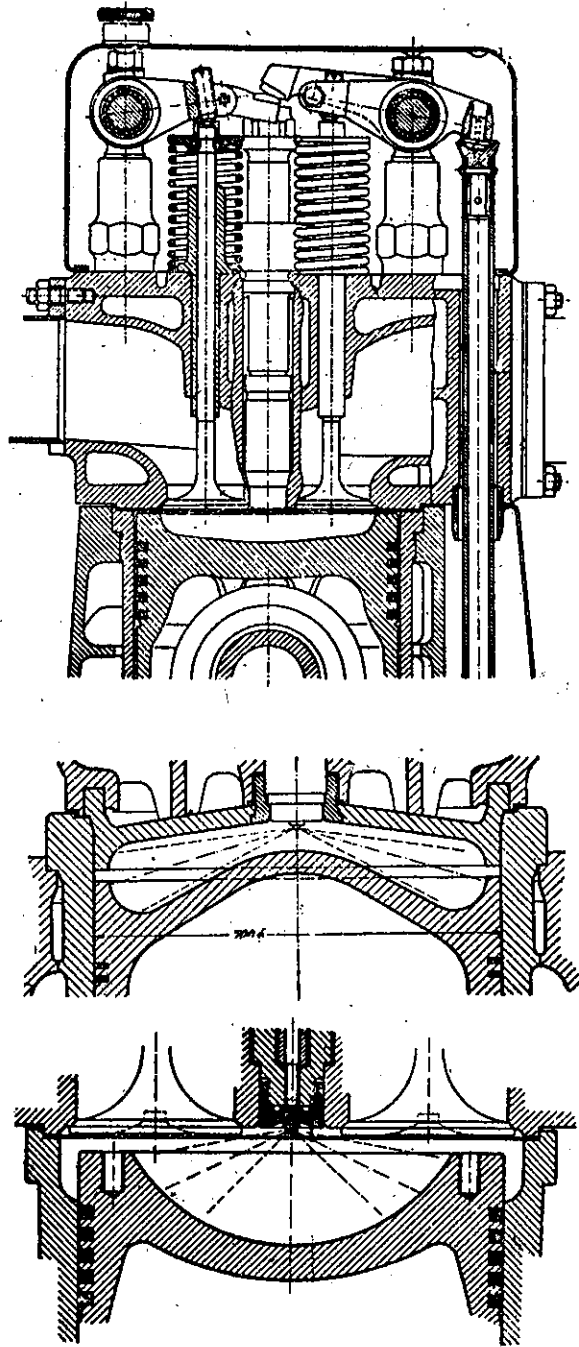
9—11.1. Direkt püskürtmeli yanma odası.

Yanma odası bir taraftan silindir kafası, diğer taraftan pistonun üst yüzü ile sınırlanmıştır. Yakıtın doğrudan doğruya yanma odasına içerisine püskürtülmesi direkt püskürtmeli yanma odasının karakteristik bir vasfıdır. Bu tip yanma odalarında pistonun sebep olduğu hava hareketi çok kuvvetli olmadığı için karışım teşkili vazifesi daha ziyade enjektöre verilmiştir. İyi bir makro karışım sağlamak için enjektörün delikleri ve püskürtme yönü yanma odasının formuna uydurulmuştur; ve kullanılan enjektörler çok deliklidir. *Mikro karışımı* mükemmelleştirmek için de püskürtme basıncı yüksektir; ve umumiyetle 280—300 atmosfer mertebesinde. Şekil (9—36) da direkt püskürtmeli Diesel motorlarının silindir kafalarından kesitler gösterilmiştir. Pistonun sebep olduğu ve karışımı mükemmelleştirmeye yarayabilecek olan hava hareketinin yüksek hızlarla cereyan etmemesinden dolayı direkt püskürtmeli Diesel motorları yüksek devirlerde isli yanmaya sebep olur. Bu tip motorlarda kullanılan hava fazlalık katsayısı isli yanmayı önlemek için daha büyüktür. Binnetice bu motorların ortalama efektif basınçları aşağıda bahsedilecek olan diğer çeşit yanma odalarına nazaran daha düşüktür.

Piston üzerine hava hareketini arttırmaya mahsus şekiller vererek bu motorların is ve devir sayısı sınırlarını genişletmek mümkündür. Filhalka Şekil (9—37) de gösterilen *çift vorteksli Saurer* Diesel motoru ile 3000 d/d lık hızlarda issiz çalışma elde edilmiştir.

9—11.2. Bölünmüş yanma odalı motor.

Direkt püskürtmeli motorların, iyi bir karışım teşkili sağlamak için yüksek püskürtme basınçlarına malik olması icabeder. Alçak devirlerde yeter iyilikte bir karışım sağlamak için 280—300 atmosfer civarında olması

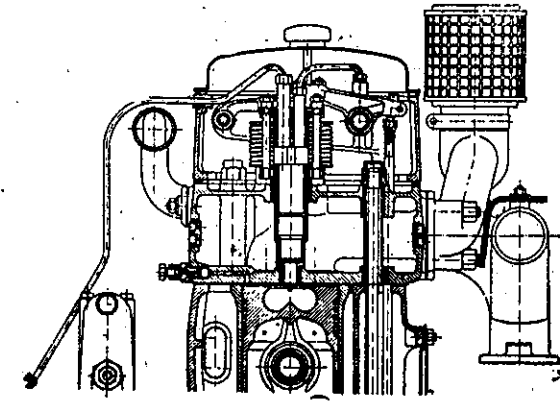


Şek. (9—36). Direkt püskürtmeli Diesel motoru yanma odasına ait misaller.
(Üstte M.A.N., Ortada Hesselmann, altta Deutz yanma odası)

gereken püskürtme basıncı, yüksek devirlerde pompa elemanlarının aşırı zorlanmasına sebep olacak kadar artar. Zira püskürtme sisteminde basınçlar devir sayısının karesi ile orantılı olarak değişir. Hem yüksek devirlerde isli yanma yapmıyacak mükemmellikte bir karışım sağlamak hem de püskürtme basıncını azaltmak için yanma odası bölünür.

Ön yanma odalı motor

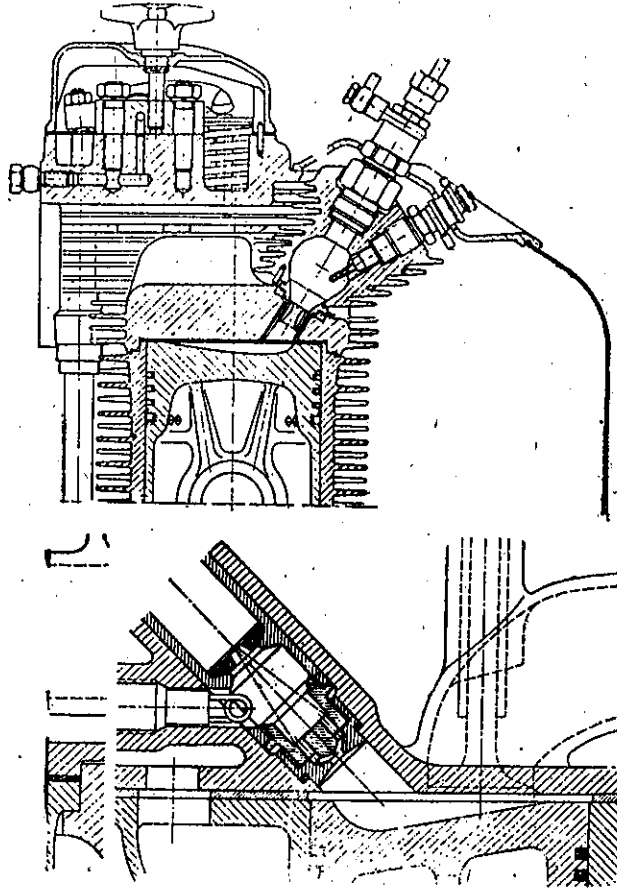
Yanma odası dar bir kanalla birbirine birleştirilen iki kısma ayrılmıştır. Bir tarafından pistonla sınırlanmış bulunan kısma *ana yanma odası* denir. Toplam sıkıştırma hacminin % 20—45'i kadar olan ve *ön yanma odası* adı verilen ikinci kısım, ana yanma odasına bir veya müteaddit dar kanalla birleştirilir. Enjektör 70—120 atmosferlik basınçla yakıtı ön yanma odasına püskürtür. Kompresyon strokunda ana yanma odasında basınç, ön yanma odasından daha sür'atle yükseldiği için, iki oda arasın-



Şek. (9—37). Çift Vorteksli Saurer yanma odası.

daki basınç farkından dolayı 400—500 m/s lik hızlar meydana gelir. Kompresyon strokunda pistonun hareketiyle meydana gelen bu hava hareketine *primer* hava akımı denir. Primer hava akımı, alçak basınç altında püskürtülmüş olmasına rağmen yakıtın hava ile iyice karışmasını sağlar. Ön yanma odalı motorlarda yakıt özellikleri ve püskürtme o şekilde ayarlanır ki, yakıt hüzmesi ilk yanmayı ön yanma odasını ana yanma odasına bağlayan kanalın ağzında yapsın. Bu demektir ki, yakıtın yanma odasına ilk gönderilen kısmı ön yanma odasının kanalına gelinceye kadar yanma olmasın. İlk yanmadan sonra hasil olan yüksek basınç sebebiyle, ön yanma odasının, büyük bir kısmı henüz yanmamış, hatta

oksijen kıtlığı sebebiyle oksijenle temasa bile gelmemiş muhteviyatı yüksek bir hızla ana yanma odasına akar ; ve orada bol oksijen muvacehesinde yanar. Bu suretle, *kraklaşma* esnasında oksijen bulamayan karbon atomlarının is teşekkülüne mahal vermesi önlenir. Direkt püskürtmeli yanma odası ile ön yanma odası mukayese edilirse şu noktalar ayırt edilebilir :



Şek. (9—38). Ön yanma odası tipleri.
Üstte : MWM, altta :

Direkt püskürtmeli Diesel motoru.

- 1 — Yanma odası daha kompakttır. Yani, hacmine nazaran soğutma yüzeyi daha küçüktür. Bu sebepten ısı kayıpları daha azdır. Silindir içindeki gazlar daha sıcaktır. Binaenaleyh hem daha yüksek

randımanlıdır ; hem de tutuşma gecikmesininin azlığı ve hava fazlalık katsayısının büyüklüğü sebebiyle *Diesel vurutusu* azdır.

- 2 — Hava fazlalık katsayısının büyüklüğü sebebiyle yanma sırasındaki sıcaklıklar daha alçak olduğundan çevrim daha az ısı kaybı ile gerçekleştirilebilir.
- 3 — Kompresyon strokundaki sıcaklıkların fazlalığı motorun daha kolay yol almasına ve yakıt için yol verme bakımından dar sınırlar koulmamasına imkân verir ; yani daha ucuz yakıtlar kullanılabilir.

Direkt püskürtmeli yanma odasının en büyük mahzuru, küçük boyutlu motorlarda, bilhassa hafif yüklerde muntazam bir çalışma temin edebilmek için enjektör deliklerinin çok dar olmasını icabettirmesi ve binnetice bunların çabuk tıkanmasına sebebiyet vermesidir.

Yanma odası bölünmüş Diesel motoru.

Bunların en büyük avantajı

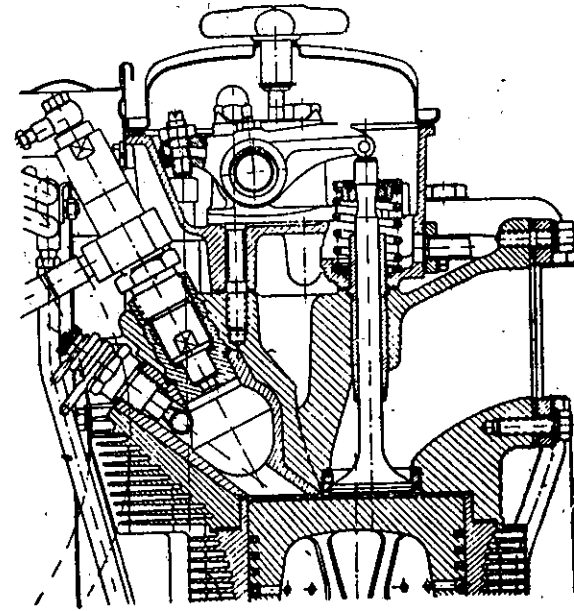
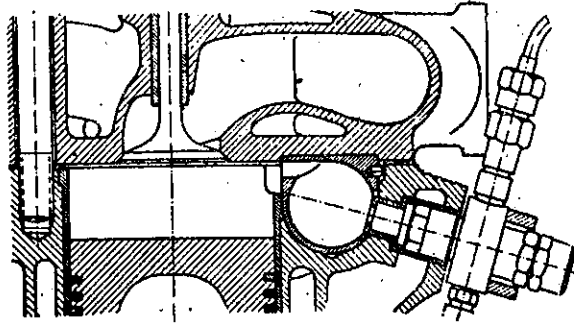
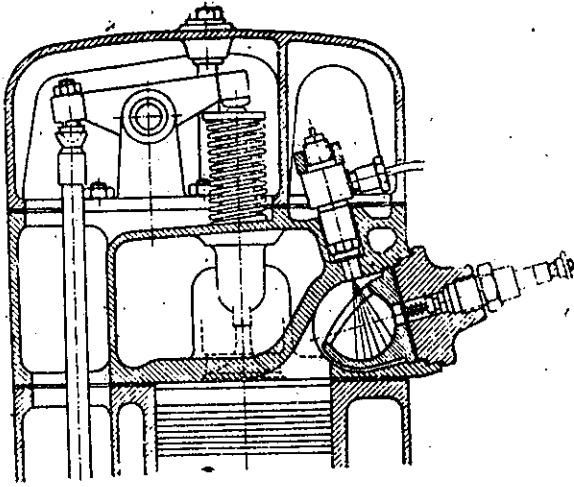
- 1 — Yüksek ortalama basınçların elde edilmesini mümkün kılması,
- 2 — Geniş devir sayısı sınırlarında ıssız olarak çalışabilmesi,
- 3 — Enjektörlerin büyük bir hassasiyete malik olmasının icabettirmemesidir

Ön yanma odalı motorlar soğutmalarının fazlalığı, yüksek primer ve sekonder gaz hareketlerinin bulunması ve yanmanın daha uzun bir krank açısına yayılması bakımından avantajlı değildir. Bu motorlar bilhassa yol vermeyi kolaylaştırmak için yüksek sıkıştırma oranlı yapılır. Şekil (9—38) de ön yanma odalarına ait iki misal görülmektedir. Bölünmüş yanma odalı motorların özel bir hali de *Turbülans odalı* motorlardır.

Turbülans odalı Diesel motoru.

Turbülans odalı motor Şekil (9—39) da gösterildiği veçhile ön yanma odalı motorun değişik bir tipidir.

Odacığın hacmi, kompresyon hacminin % 45-90 ı kadar yapılır. Piston tarafından turbülans odasına itilen hava, kompresyon strokunun sonuna kadar devir sayısı ile orantılı olan dönme hızını muhafaza eder. Hava hareketini frenlememek için, hava hareketine dik ve kanalın ağzına doğru tek delikli ve ekseriya muylulu veya kısıcı muylulu bir enjektörle püskürtülen yakıt bol hava muvacehesinde yanar. Turbülans odası ekseriya, soğutulmayan çelik bir küre şeklindedir. Bu sebepten cidarları ga-

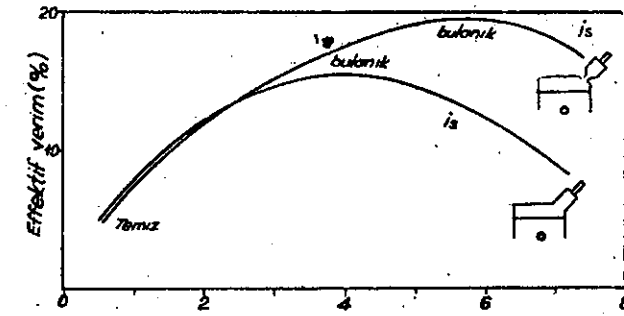


Şek. (9-39). Turbülans odalı Diesel motorlarına ait üç misal.
(Üstten itibaren : Oberhaensli, Hercules, Deutz)

yet sıcaktır. Küçük bir tutuşma gecikmesi sonunda hemen tutuşan yakıt dönen hava vorteksi sayesinde ıssız olarak yanar.

Turbülans odalı motorlar direkt püskürtmeli motorlarla ön yanma odaları arasında bir karakteristiğe maliktir. Filhakika turbülans odalı motor-da ana yanma odası ile turbülanslı oda, ön yanma odasında olduğundan çok daha geniş bir kanalla birleştirilmiştir ; ve turbülanslı odanın hacmi toplam yanma odasının umumiyetle %80'i kadardır.

Turbülans odalı motorlar bilhassa havanın yuttuğu kinetik enerjinin ön yanma odalarına nazaran azlığı sebebiyle yüksek devirlere daha çok uygundur. Şekil (9-40) da ön yanma odalı bir motorun kanalının genişletilmesi ile çalışma sınırının daralması ve dolayısıyla ıssız çalışma üzerinde hava hareketinin önemi gösterilmiştir.



Şek. (9-40). Ön yanma odası kanalının sabit devir sayısında güce tesiri.
(Aksise yük faktörü taşınmıştır)

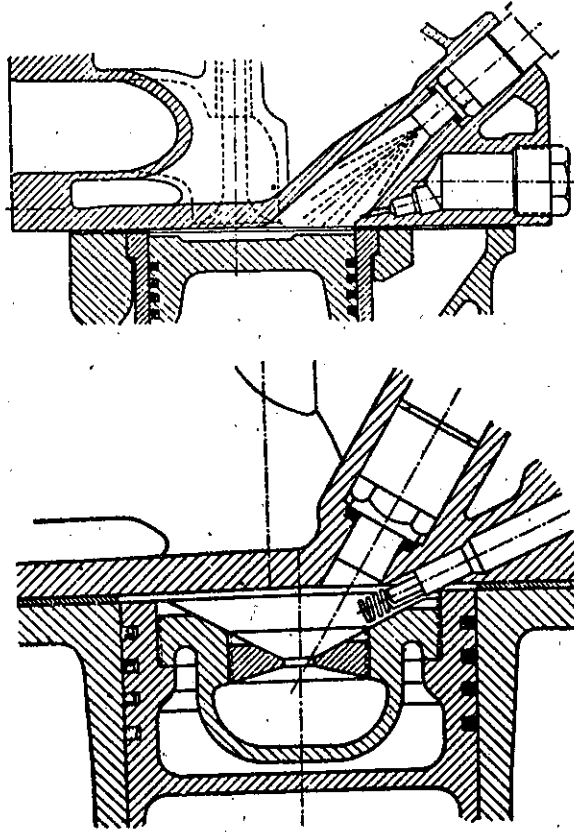
Hava hazneli motorlar.

Hava hazneli motorlar işleme prensibi bakımından daha ziyade direkt püskürtmeli motorlara benzer. Püskürtme çok delikli bir enjektör vasıtasıyla ana yanma odasına yapılır. İlk yanma ana yanma odasında olur. Ana yanma odasındaki yüksek basınç sebebiyle bir kısım hava, hacmi kompresyon hacminin % 5 i kadar olan ve dar bir kanalla ana yanma odasına birleştirilen hava haznesine basılır. Genişleme strokunda ana yanma odasında basınç düşüncü hava haznesinden püskürtülen hava silindirde ikinci bir hava hareketi meydana getirir. Sekonder akım adı verilen bu hava hareketi karışımı mükemmelleştirir. Bazı motorlarda hava haznesi enjektörü temizlemek için kullanılır. Enjektöre karşı yerleştirilen hava haznesinden püsküren hava enjektör önündeki son yakıt zerreciklerini de bol hava muvacehesinde yakarak enjektörün kokuşmasını

öner. Bu tip motorların sıkıştırma oranı 17/1 civarında yapılır. Şekil (9—41) de⁸ hava hazneli bir Diesel motorunun yanma odası görülmektedir.

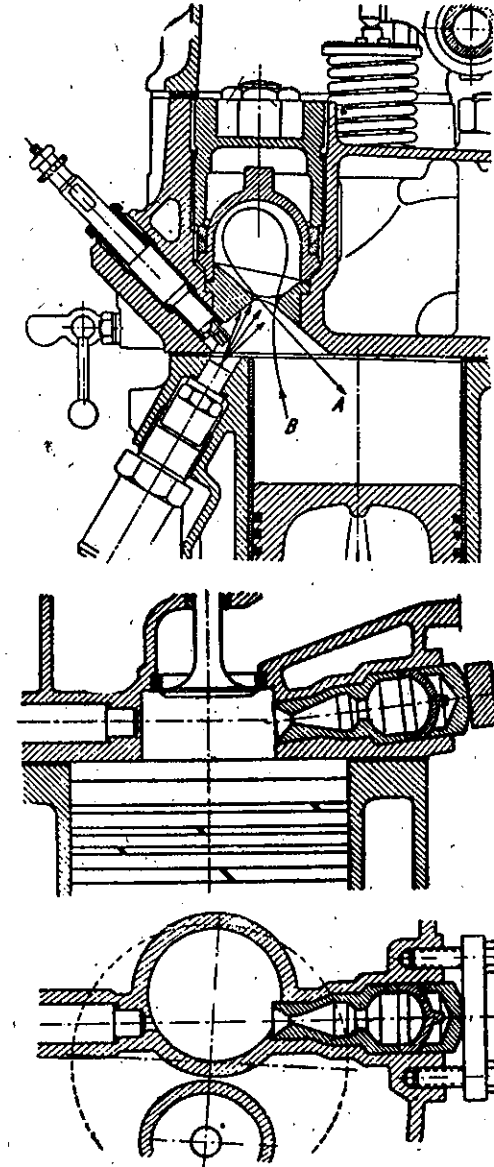
Enerji hazneli motorlar.

Enerji hazneli motorlar hava haznelilerin diğer bir varyantıdır. Şekil



Şek (9—41). Hava nazneli i... motorun yanma odasından kesitler.
(Üstte M.A.N., altta Aero)

(9—42) den anlaşılacağı veçhile yakıt önce ana yanma odasına püskürtülmektedir. Ana yanma odasından dar bir delikle ayrılan ve kompresyon hacminin takriben % 10'una eşit bir hacme malik bulunan bu odacığa *enerji haznesi* denir. Bu hazne birisi büyük diğeri küçük olmak üzere iki kısımdan müteşekkildir. Yakıt hüzmelerinin çekirdeğinde bulunan ve hü-



Şek. (9—42). Enerji hazneli iki motorun yanma odasından kesitler.
(Üstte: Acro-Saurer, alttaki iki şekil: Lanova).

menin takriben % 60'ını teşkil eden kısım püskürtme esnasında küçük enerji haznesine girer. Yakıt hüzmelerinin ilk yanan kısmı, ana yanma oda-

sında kalan ve hüzenin dış kısmında bulunan zerrelere. Küçük enerji haznesine sirayet eden yanma, piston genişleme strokuna başlarken, basıncın düştüğü ana yanma odasına doğru bir akımın doğmasına sebep olur. Bu akım, az hava çok yakıt ihtiva etmektedir; ve ana yanma odasının çift veya tek vorteksli yapılan medhalinde kuvvetli bir turbülans doğurarak karışımın mükemmel olmasını sağlar. Enerji haznesinden en son püsküren kısım, büyük enerji haznesinin yakıtı az havası bol muhteviyatıdır. Bu son akım, hava fazlalık katsayısının fazlalığı dolayısıyla enjektörün temizlenmesini sağlar.

İlk yanmanın ana yanma odasında olması ve dolayısıyla tutuşma olayının yalnız sıcak ana yanma odası nokta-i nazarından tetkik edilmesi gerektiği düşünülürse bu çeşit yanma odalarında motora kolay yol verebilmek kaygusuyla sıkıştırma oranını büyük yapmaya lüzum yoktur.

Umumiyetle bu çeşit yanma odalarında sıkıştırma oranı 13-15 civarında yapılır. Bu çeşit yanma odalarında gerek ön yanmalı, gerek turbülanslı tip yanma odalarında olduğu gibi enerji kaybına ve dolayısı ile verim düşüklüğüne sebep olan hava hareketi nisbeten daha azdır. Buna mukabil yanma daha geniş bir süre işgal eder. Enerji haznesine nazaran belirlirli bir konuda yerleştirilmesi gereken enjektörün gayet hassas püskürtme açılarına malik olması icabeder.

10 — Motor karakteristikleri

10—1. Isı geçiminin tesiri.

Motorlarda ısı geçimi çok muğlak bir durum arzeder. Bu muğlaklığın sebebi ısı geçiminin enstasyonier bir şekilde cereyan etmesinde ve konveksiyon, ısınma ve iletme tiplerinin her üçünün de yanyana mevcut olmasındadır. Maamafih konveksiyon ve ısınma tipi ısı geçimi şekillerinin tesiri iletim yanında ihmal edilebilir. Bilhassa ısınmanın tesirli olduğu yüksek sıcaklıkların motorda kısa bir müddet hüküm sürmesi ve benzin motorlarında yanma ürünlerinin az lüminöz olması pratik incelemeler için, muhtelif tip ısı geçimi şekillerinden sadece iletimin nazarı itibara almasına müsaade eder.

Isı iletimi, iletimin olduğu tabakaları hususiyle gaz ile silindir cidarı arasındaki sınır tabakayı dolduran gazın yoğunluğuna, hızına, sıcaklığına, özgül ısı ve viskozitesi gibi bir çok fiziki özelliklerine bağlı ise de, motorlarda ısı geçiminin

$$Q = c^* \cdot c^{0.8} \cdot \rho^{0.8} \cdot \Delta T \quad \text{Kcal/saat} \quad \dots (10-1)$$

formülü ile ifade edilebileceğini deneyler göstermiştir. Bu denkleme

Q = Bir saatte silindir yüzeyinden geçen ısı (Kcal/saat),

c^* = Boyutlu bir sabite,

c = Gazların hızı (m/s)

ρ = Gazların yoğunluğu (kg/m³)

ΔT = Gazla cidar arasındaki sıcaklık farkı . . (°C)

Sabite ısı geçimine maruz kalan silindir yüzeylerinin büyüklüğünü de ihtiva etmektedir.

Silindirdeki gazların hızı, yanmanın cereyan ettiği küçük bir zaman süresi dışında piston hızıyla orantılıdır. Binaenaleyh pratik neticeler gözetilen incelemeler için, katsayı değiştirilerek gaz hızı yerine piston hızı vazedilebilir.

Gazların yoğunluğu, benzin motorlarında kelebek açıklığı ile orantılı olarak değişir. Binaenaleyh benzin motorlarında kesin olarak, Diesel motorlarında ise yaklaşık olarak iş yapan gazların yoğunluğu yerine yük faktörü yani p_{me} konulabilir. Silindirdeki ortalama sıcaklıklar doğrudan doğruya hava fazlalık katsayısı ile verilmiştir. Bu izahtan sonra Denklem (10—1) i

$$Q = c_1^* \cdot c_p^{0,8} \cdot p_{me}^{0,8} \cdot F \cdot f(\lambda) \quad \dots (10-2)$$

şeklinde ifade etmek mümkün olur. Burada

- c_1^* = Yük ve piston hızına bağlı olmayan bir sabite,
 c_p = Piston hızı (m/san)
 p_{me} = Ortalama efektif basınç (kg/cm²)
 F = Silindirin yüzey alanı (m²)
 λ = Hava fazlalık katsayısıdır.

Denklem (10—2) den anlaşılacağı veçhile motorun devir sayısı, yükü ve eb'adı büyüdükçe, hava fazlalık katsayısı stökiyometrik değere yaklaştıkça birim zamanda silindirden soğutma suyuna veya piston üzerinden yağlama yağına geçen ısı miktarı artacaktır. Isı geçimine tesir eden ve Denklem (10—2) ile verilen faktörleri ayrı ayrı inceliyelim.

Bu faktörleri, ayrı ayrı ele almadan evvel yanması bakımından ideal olan bir motor düşünelim. Bu motora gönderilen yakıt tamamen yansın yani yakıtın kimyasal enerjisi tamamen ısı enerjisine inkilabetsin. Bu motora *mukayese motoru* adı verelim. Mukayese motoru her bakımdan gerçek motorun aynı ve fakat sadece yanma bakımından şartlar ideal olsun. Bu şekilde tarif edilen mukayese motorunda ısı geçimini tayin eden faktörlerin tesirlerini inceliyelim.

Piston hızının tesiri.

Sabit şartlarda, piston hızı veya devir sayısı arttıkça Denklem (10—2) den anlaşılacağı veçhile birim zamanda cidardan soğutma suyuna geçen ısı miktarı artacaktır. Cidara geçen ısı Q_{e1} ile gösterilirse

$$Q_{e1} = \text{Sabit} \cdot n^{0,8} \quad \dots (10-3)$$

olacaktır. Burada n motorun devir sayısıdır. Halbuki birim zamanda silindire sevk edilen toplam enerji miktarı Q ,

$$Q_t = \text{Sabit} \cdot n \quad \dots (10-4)$$

olacaktır. O halde devir sayısı arttıkça yüzde olarak cidara geçen ve böylece çevrim için kaybolan enerji miktarı q_{e1}

$$q_{e1} = \frac{Q_{e1}}{Q_t}$$

$$q_{e1} = \text{Sabit} \cdot \frac{n^{0,8}}{n} \quad \dots (10-5)$$

denkleminde anlaşılacağı veçhile azalacaktır. O halde herhangi bir motorun diğer şartlar sabit kaldığı takdirde devir sayısı artarsa ısı kaybı dolayısıyla hasıl olan yüzde enerji ziyatı azalır; yani motor daha verimli çalışır. Bu vaziyet bilhassa avansı iyi ayarlanan benzin motorları için kesin olarak doğrudur. Filhakika avansı arttırarak benzin motorlarında artan devir sayısının toplam yanma üzerindeki fena tesiri önlenbilir. Bundan başka ısı geçimine tesir eden vuruntu durumu da devir sayısı arttıkça azalacağından, avansı uygun şekilde ayarlamak şartıyla benzin motoru yüksek devirlerde mukayese motoruna daha fazla yaklaşır. Diesel motorlarında devir sayısı arttıkça yakıtın hava ile iyice karışması ve yakıt zerrelere oksijen bulması nisbeten güçleşeceğinden, durum benzin motorlarından biraz ayrılırsa da genel bir hüküm olarak şu prensip kabul edilir.

Sabit yükte, devir sayısı arttıkça soğutma suyuna giden ısı yüzde olarak azalır.

Yükün tesiri.

Benzin motorlarında yük kelebek açıklığına kumanda etmek suretiyle ayarlanır. Kelebek açıklığı değiştirildikçe silindire giren havanın basıncı ve dolayısıyla yoğunluğu değişir. Motorun yükü havanın yoğunluğuyla direkt orantılı olarak değişir. Karbüratör motora havanın ağırlığı nisbetinde ve takriben sabit bir oranda yakıt gönderdiğinden, yük değiştikçe yük ile orantılı olarak silindire giren yakıtın enerjisi de değişecektir. Isı kaybı yükün 0,8 inci kuvveti ile değiştiğinden yüzde olarak cidara geçen ısı miktarı q_{e2}

$$q_{e2} = \text{Sabit} \cdot \frac{p_{me}^{0,8}}{p_{me}} \quad \dots (10-6)$$

denkleminde anlaşılacağı veçhile yük arttıkça azalacaktır.

Maamafih Diesel motorları, iki sebepten dolayı biraz daha farklı bir durum arzeder. Bunlardan birincisi yük yoğunluğunun pek az değişmesidir. Denklem (10—6) yı emilen havanın yoğunluğu cinsinden ifade ederek

$$q_{e2} = \text{Sabit} \cdot \frac{\rho^{0,8}}{\rho} \quad \dots (10-7)$$

elde edilir. Bu denklemde ρ pek az değiştiğinden q_{e2} nin azalması çok az olacaktır. İkinci sebep Diesel motorlarında yük değiştikçe λ nin ve dolayısıyla ΔT nin değişmesidir. Bu iki tesir sebebiyle Diesel motorlarında soğutma suyuna yüzde olarak geçen ısıya yükün tesiri çok azdır; eğer varsa tesirin yönü, yük arttıkça soğutma suyuna geçen ısının yüzde olarak azalması şeklindedir.

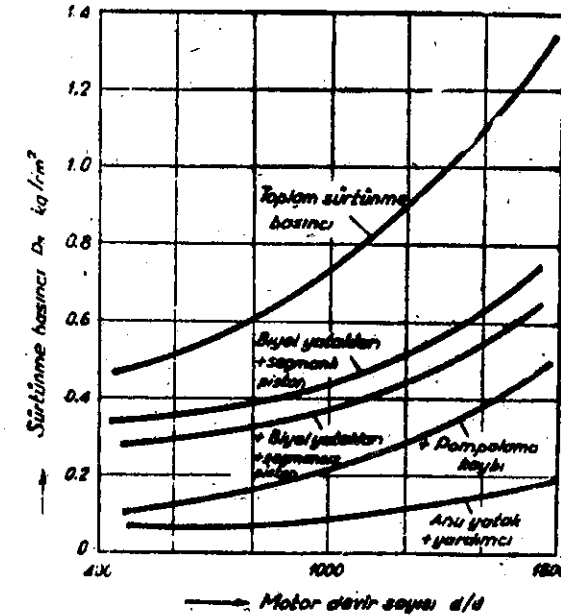
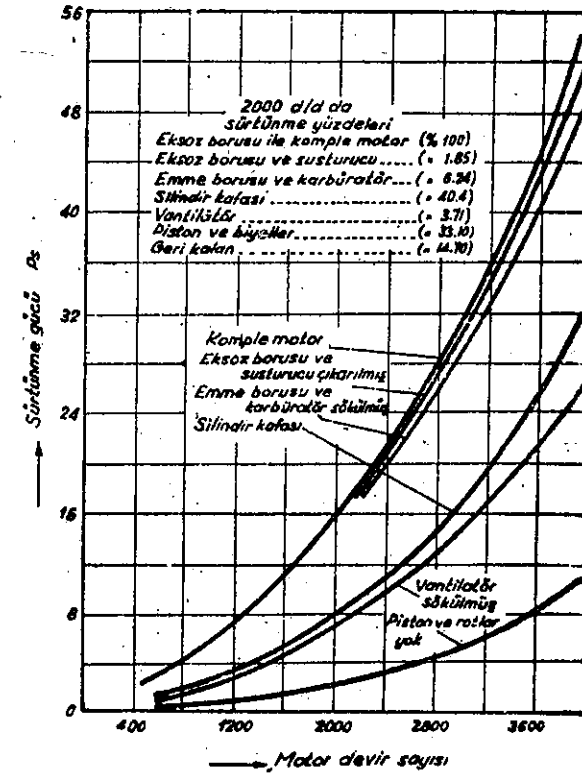
Motorun boyutu.

Motorun boyutunun benzer olarak arttığını kabul edelim. Isı geçiren yüzeyler boyutun karesi ile artar. Binaenaleyh birim zamanda soğutma suyuna giden ısı miktarı boyutun karesi ile orantılı olarak çoğalır. Buna mukabil aynı müddet içinde silindire sokulabilen enerji miktarı boyutun üçüncü kuvveti ile artar. Binnetice geometrik benzer motorlardan boyutu büyük olanda yakıt enerjisinin cidara geçmek suretiyle kaybolan yüzdesi küçük boyutlu motordan daha azdır. Bu, büyük boyutlu motorların yüksek verime malik olmalarının bir sebebidir.

10—2. Sürtünme kayıpları.

Motorlardaki sürtünme kayıpları *hidrolik* ve *mekanik* olmak üzere iki kısımda etüd edilir. Hidrolik kayıplara pompalama kaybı da denir. Pompalama kaybı emme ve eksoz borularının, kanallarının, supaplarının boyut ve şekillerine, bunların silindir çapı ile olan nisbetlerine bağlıdır; ve yaklaşık olarak gaz hızının karesi ile direkt orantılı kabul edilebilir. Bu kayıp, ince yaylı endikatör diyagramlarında negatif dolgu değişimi işi olarak görülür. Bilhassa yüküne, gaz keleşinin açılıp kapanmasıyla kumanda edilen benzin motorlarında pompalama kaybı çok büyük değerlere yükselir.

Mekanik kayıplar mekanik parçaların birbirleriyle olan sürtünmesinin neticesidir. Birbirlerine nazaran izafi bir harekete malik bulunan bil'umum motor elemanları (segman, piston, perno, biyel yatakları, ana yataklar, kam mili yatakları, kamlar, itecek pabuçları v.s.) ile yardımcı makinalara giden iş mekanik sürtünme kayıplarına dahil edilir.



Şek. (10—1). Bir benzin motorunda sürtünme ortalama basıncı ve sürtünme gücünün devir sayısı ile değişimi.

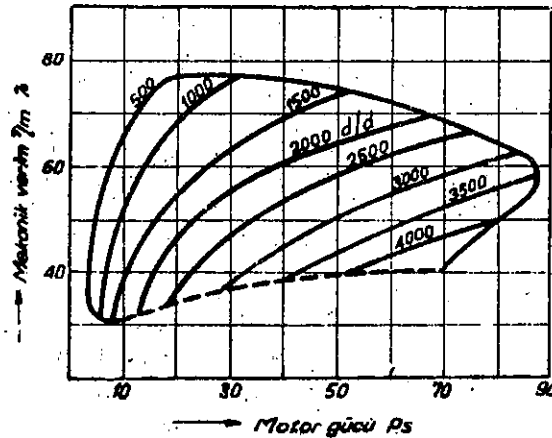
Şekil (10—1) de bir benzin motorundaki mekanik sürtünme kayıpları menşelerine göre ayrılmış olarak verilmiştir.

Sabit bir kelebek açıklığında mekanik sürtünme gücü, piston hızının veya devir sayısının yaklaşık olarak karesi ile orantılıdır. Binnetice, sürtünme kuvvetlerinin yapmış olduğu işin ortalama basıncı, devir sayısı ile direkt orantılıdır. Sürtünmenin tesiri bir çarpan olarak mekanik verim η_m ile gösterilir.

$$\eta_m = \frac{1}{1 + \frac{p_s}{p_{me}}} \quad \dots (10-7)$$

Burada p_s ortalama sürtünme basıncıdır.

Şekil (10—2) de bir benzin motoruna ait mekanik verim, güç ve devir sayısına tâbi olarak gösterilmiştir. Bu bağıllığı şu izahattan kolayca çıkarabiliriz.



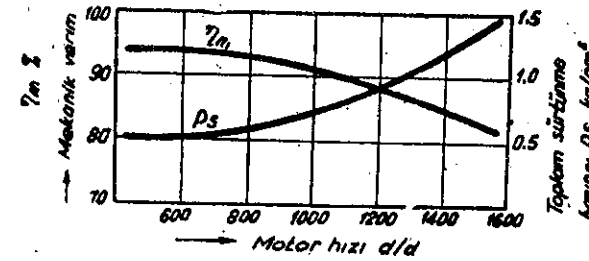
Şek. (10—2). Bir benzin motorunda mekanik verimin devir sayısı ve güce bağıllığı.

Önce deneyin sabit devir sayısında yapıldığı kabul edilsin. Bu durumda gücün artması demek ortalama efektif basıncın artması demektir. Başka bir deyimle sabit bir devir sayısında gücü arttırmak için ortalama efektif basıncı arttırmak icabeder. Bu, benzin motorlarında kelebeği açarak yani motora giren taze gazın kısılmasını azaltarak, Diesel motorlarında ise sabit hava durumunda içeriye giren yakıtın miktarını arttırarak temin edilir. O halde benzin motoru halinde sabit devirde p_{me} yi arttırmak Şekil (10—2) de gösterildiği veçhile mekanik verimi sür'atle arttırır. Zira Denklem (10—7) den anlaşılacağı veçhile paydadaki p_s/p_{me} değeri

bir taraftan kelebek açıldıkça azalan pompalama kaybindan dolayı p_s in azalması, diğer taraftan kelebeği açarak daha yüksek p_{me} nin elde edilmesi sebebiyle azalmakta ve dolayısı ile mekanik verim büyümektedir. Diesel motoru halinde p_{me} yi arttırmak için kelebek açıklığını değiştirmek icretmediği için, mekanik verimin artması daha ziyade p_{me} nin artması sebebiyledir.

Devir sayısının tesiri.

Mekanik verime devir sayısının tesiri daha barizdir. Devir sayısının tesirini inceleyebilmek için yükü yani p_{me} yi sabit tutalım. Bu vaziyette sabit p_{me} de devir sayısı arttıkça devir sayısının hemen hemen birinci kuvveti ile artan ortalama sürtünme kuvveti, mekanik verimi Şekil (10—3)



Şek. (10—3). Mekanik verimin ve sürtünme basıncının devir sayısında bağıllığı.

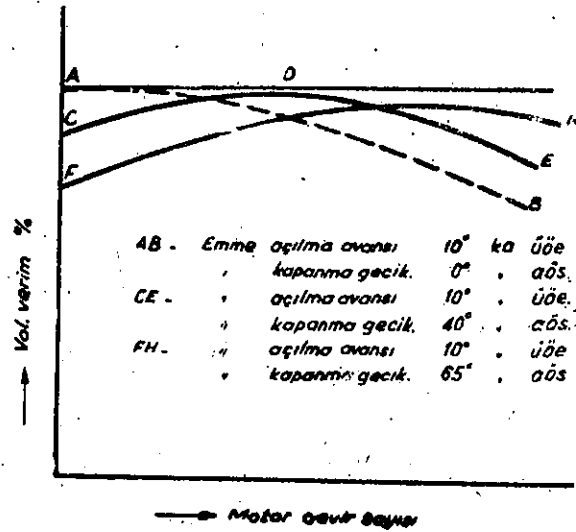
deki gibi düşürecektir. Gerçekten devir sayısı arttıkça piston hızının karesi ile orantılı olarak artan kısılma, kayıpları ve devir sayısının karesi ile artan rotatif kuvvetler sebebiyle p_s artacaktır. Ortalama efektif basınç sabitken ortalama sürtünme basıncının artması mekanik verimi düşürecektir.

10—3. Volümetrik verim ve kumanda zamanları.

Emme supabı üst ölü noktada açılan ve alt ölü noktada kapanan bir motor düşünelim.

Sonsuz küçük bir hızla emiş yapan motor emme kanalında hiçbir kısılma olmadan silindirini hava ile tam olarak dolduracaktır. Bu miktardaki havanın ağırlığı G_A olsun. Bu değer motorun emebileceği azami hava olacaktır. Motorun devir sayısı arttıkça, emme supabının derhal tam olarak açılmaması sebebiyle emme kanalında bir kısılma olacak, bu kısılma silindirin tamamen hava ile dolmasını önleyecektir. Böylece emilen hava, kısılma nisbetinde yani motorun hızının artması nisbetinde azalacaktır. Bu durum Şekil (10—4) de AB — eğrisi ile gösterilmiştir. Emme

supabının kapanma gecikmesi arttırılırsa yani emme supabı alt ölü noktadan sonra kapanırsa alçak devirlerde silindirlere giren havanın bir kısmı, piston alt ölü noktadan üst ölü noktaya giderken itilip dışarı atılır. Bu sebepten statik emme durumuna tekabül eden hallerde yani çok alçak devir sayılarında silindirlere emme supabının kapanma gecikmesi nisbetinde bir boşalma olacaktır. Böyle alçak devirlerde emilen hava G_A değerinden G_C değerine düşecektir. Devir sayısı arttıkça pistonun hızı nisbetinde artan gaz giriş hızı, pistonun geri hareketine rağmen emilen havanın dışarı atılmasına mâni olacak; böylece silindir, havanın dinamik basıncına uygun bir basınçla doldurulacaktır. Neticede emilen hava ağırlığı devir sayısı ile CDE eğrisi boyunca değişecektir. Devir sayısının



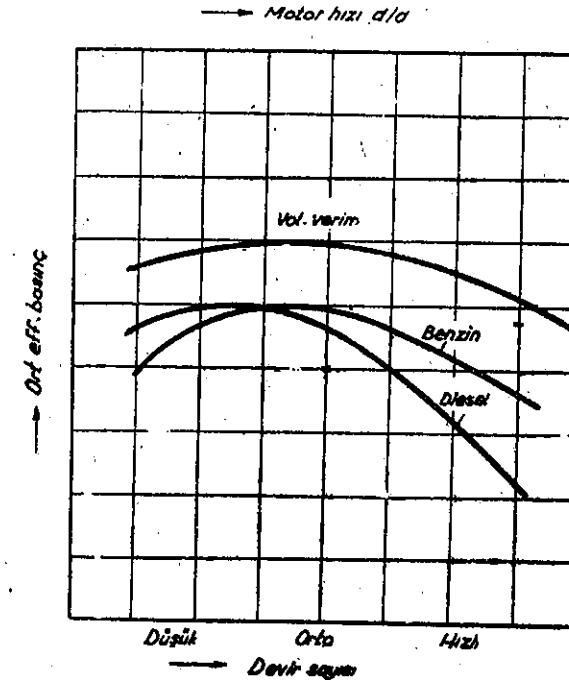
Şek. (10—4). Emme supabı kapanma gecikmesinin volümetrik verime tesiri.

daha fazla artması, emmenin başlangıcındaki kısılmanın aşırı derecede artması sebebiyle, emilen hava ağırlığının devir sayısı ile tekrar azalmasını doğuracaktır. Emme supabının kapanma gecikmesini daha fazla arttırmak, eğrinin maksimumunu daha yüksek devirlere doğru kaydırır. Mamafî volümetrik verimin maksimum değeri yüksek devirlerde hidrolik sürtünmelerin daha fazla olması sebebiyle daima alçaktır.

Yukarıdaki izahattan anlaşılacağı veçhile supap kumanda zamanlarının volümetrik verime tesiri çok büyüktür.

Bir evvelki iş çevriminden arta kalan silindirde hapsedilmiş bulunan eksoz gazları emme supabı açılınca önce emme kanalına doğru genişler ve sonra pistonun tevlit ettiği alçak basıncın tesiriyle tekrar silindire

emilir. Eksoz supabı kapanmadan evvel emme supabı açılan bir motorda, eksoz gazlarının daha yüksek basınca sahip olması sebebiyle silindire doğru bir geri akma meydana gelebilir. Buna mukabil iyi akord edilmiş eksoz sistemli motorlarda supapların aynı anda açık kalması volümetrik verimi arttıran yönde tesir edebilir. Gerçekten, emme supabı açıldığı zaman eksoz borusunda, emiş yapan yönde bir basınç dalgası hüküm sürerse, silindir eksoz gazlarından daha iyi temizlenebileceği gibi bu alçak basıncın veya silindirden dışarı akan eksoz gazlarının dinamik tesiriyle si-



Şek. (10—5). Volümetrik verim ve moment karakteristiği.

lindire daha büyük bir hızla hava emmek mümkün olur. Bunun için, tabiidir ki motor ebatlarının, emme borusunun zati frekansının, motor devir sayısının iyi akord edilmiş olması şarttır.

10—4. Volümetrik verim ve moment.

Şimdilik karışım teşkili ve yanma olayını bir tarafa bırakırsak denilebilir ki, bir motorun iş yapma kabiliyeti yani momenti her çevrimde emdiği havanın ağırlığı ile direkt orantılıdır. Binaenaleyh motorun volümetrik verimine, muayyen bir yaklaşıklıkla motorun momenti veya efektif ortalama basıncı nazarı ile bakılabilir. Yaklaşıklığı bir kademe arttırıp kari-

şım teşkili ve yanmayı da hesaba katarsak volümetrik verim ile motorun momenti arasındaki münasebet Şekil (10—5) de gösterilen formu alır. Bu şekilden, benzin ve Diesel motorlarında moment eğrilerinin volümetrik verim eğrisinden ne şekilde inhiraf ettiği görülmektedir. Diesel motorları alçak devirlerde volümetrik verim eğrisinin tayin ettiği formda bir moment değişimi verir. Zira alçak devirlerde yakıtla havanın iyice karışması ve dolayısıyla issiz bir şekilde yanması için kâfi zaman vardır. Devir sayısı arttıkça bu zaman kısalacağından karışım teşkili ve yanmanın fena olması sebebiyle emilen havadan tamamen istifade edilemez; ve moment eğrisi volümetrik verim eğrisinden sür'atle ayrılır. Benzin motorlarında moment eğrisinin volümetrik verim eğrisinden ayrılmasının sebebi karbüratör hatalarıdır. Alçak devirlerde benzinle hava iyice karışamaz. Bu sebepten silindirlere giren havadan tam olarak faydalanılamaz. Yüksek devirlerde karbüratörün bu hatası izale olacağından yanma çok daha iyi olacak ve moment karakteristiği volümetrik verim eğrisinin formuna yaklaşacaktır.

Gerek Diesel ve gerekse benzin motorlarında, alçak devirlerde kendisini önemli bir şekilde hissettiren ikinci faktör ısı geçimidir. Isı geçimi sebebiyle alçak devirlerde motorun moment karakteristiği volümetrik verim eğrisinin çok altına düşer.

11 - İki ve dört zamanlı motorların kullanma yerleri

Dört zamanlı motorların muvaffakiyetle çalıştırılmasını hemen akabinde (*Reitmann 1873, Otto 1876*) iki zamanlı motorlar da tatbik sahasına konmuştur. (*Clerk 1879*). Bugün her iki nevi motor da bütün kullanma sahalarında yan yana çalışmaktadır. İki zamanlı motorlar bilhassa en küçük çaplı benzin motorları ile en büyük çaplı Diesel motorlarında tercihen kullanılmaktadır. Buna mukabil yüksek devir sayılı ve yüksek özgül güçlü Diesel ve Otto motorları dört zamanlı olarak yapılmaktadır. Bu hal tesadüfi değildir. İki zamanlıların küçük Otto motorlarında tercih edilmesinin sebebi basit oluşudur. Zira bunlarda supap ve supap tahrik mekanizması yoktur. İki zamanlıların büyük Diesel motorlarında tercih edilmesinin sebebi ise strok hacim gücünün fazlalığı ve böylece az sayıda silindirle daha büyük güçler verebilmesidir. Dört zamanlı motorlar hızlı dönme müsaittir. Bu motorlarda aşırı doldurma daha kolay yapılabilir. Bunların termik zorlanmaları aynı şartlarda iki zamanlılardan daha azdır. Bu özellikler, bilhassa küçük hacimden büyük güç elde etmek ve hafiflik mevzu bahis olduğu zaman dört zamanlı motorların kullanılmasını icabettirir. İki ve dört zamanlı motorlar arasındaki karşılıklı rekabet bunların ayrı ayrı daha fazla inkişaf etmesini sağlamıştır.

11-1. Motorlardan istenilen özellikler.

Bu özellikler şu şekilde sıralanabilir:

- 1 — Maksada uygunluk,
 - a) Hafiflik,
 - b) Az yer işgal etme,
 - c) Geniş devir sayısı sınırlarında çalışabilme,
 - d) Moment karakteristiğinin uygunluğu,
 - e) Yakıt sarfiyatı karakteristiğinin uygunluğu,
 - f) Düzgün çalışma,
 - g) Yakıt ve yağ sarfiyatının azlığı.

- 2 — Ucuzluk,
 - a) Maliyet ucuzluğu,
 - b) Dayanıklılık,
 - c) Kolay montaj ve demontaj,
 - d) Kolay bakım-tutum.
- 3 — Emniyet,
 - a) Çalışmada emniyet,
 - b) Yangına karşı emniyet.
- 4 — Krank milinin her konumunda yol alabilme.
- 5 — Muhtelif akaryakıtlara karşı hassasiyetsizlik.
- 6 — Tornistan kolaylığı.

Bu özelliklerin hepsini bir araya toplıyan bir motor yapmak imkânsızdır. Çünkü bu özelliklerin bir kısmı diğeri ile kabili telif değildir. Motorların tatbik sahasından birisi büyük hızlara malik olması gereken taşıtlardır. Bunlarda kullanılacak motorların her şeyden evvel hafif ve az yer işgal edecek şekilde inşa edilmiş olması gerekir. Bir çok hallerde bu motorların ömür ve sarfiyatı birinci derecede önemi haiz değildir. Motorların yukarıda söylenenden tamamen farklı diğeri bir tatbikat sahası santrallardır. Buralarda kullanılan motorlar daha ağır olarak inşa edilebilir. Fakat bunların her şeyden evvel ekonomik olması gerektir. Yani motor hem ömürlü olmalı, hem ucuza maledilmeli hem de küçük yakıt sarfiyatına malik olmalıdır. Bu motorlarda güç ağırlığı önemi haiz değildir.

İki zamanlı motorların inşa ve tekâmülünde esas rolü oynıyan ve alameti farika haline gelen iki faktör vardır. Bunlardan birisi strok hacim gücünü artırma imkânı, diğeri basitliktir. Yalnız bu iki faktör bir birinin zıddı yönlerde tesir eder. Büyük strok hacim gücü, yüksek güçlü motorlar için lâzımdır. Basitlik ise toplam ekonomikliğin büyük olması gereken motorlarda nazarı itibara alınacak ilk faktördür. İki zamanlı motorların bu avantajlarından dolayı bazı kimseler iki zamanlı motorların günün birinde tamamen dört zamanlıların yerine kaim olacağını iddia ederler. Fakat bu iddia tahakkuk etmemiştir ve edemez. Herhangi bir makinenin lüzumsuz hale geleceği hakkındaki hükümleri daima şüphe ile karşılamak icabeder. Filhakika bu asrın başında buhar türbinlerinin muazzam bir gelişme ile ilerlediğini görenler, pistonlu buhar makinalarının yavaş yavaş yerlerini buhar türbinlerine bırakacağını iddia etmişlerdi. Fakat bu-

gün bu iki çeşit kuvvet makinasının halâ yan yana inşa edilmeleri ve çalışmaları gösteriyor ki pistonlu buhar makinesini de ayakta tutacak sebebler mevcuttur.

İki ve dört zamanlı motorların da 80 senedenberi beraber çalışmaları gösteriyor ki mevzu bahis olan mesele bunlardan hangisinin diğeri yerini işgal edeceğini tayin etmek değil, verilen bir maksat için bunlardan hangisinin uygun olduğunu seçmektir. Herne kadar burada buhar makinalarında olduğu gibi iki makine tipi arasında kesin bir sınır ayırmak mür değilse de, son senelerin verdiği tecrübeler, iki ve dört zamanlı motorların muhtelif kullanma şartlarına ne şekilde uyduğunu göstermektedir.

Silindir ebadının iş çevrimine tesiri, istatistik inceleme ile tespit edilebilir. Nitekim mevcut motor tipleri göz önünde tutulursa iki zamanlı motorların bilhassa iki sahada tercih edildiği görülür. Bunlardan birincisi silindir strok hacmi 250 cm'ye kadar olan benzin, ikincisi ise silindir başına düşen gücü takriben 300 Ps den daha büyük olan Diesel motorlarıdır.

Özel tedbirlere başvurmadan sıvı yakıtlarla işliyen büyük ebatlı Otto motoru olamaz. Orta büyüklükte motorlar pratik olarak yalnız dört zamanlı yapılır. Gaz şeklindeki yakıtlar için, iki zamanlılar dört zamanlılara nazaran ehemmiyeti haiz değildir. Tatbik sahası bakımından düşünülürse dört zamanlıların uçak, motorlu taşıt ve motorlu tren vesaire gibi küçük hacim ve küçük ağırlık istiyen sahalarda kullanılmaları nazarı dikkati çeker. Spor uçakları için kullanılan küçük motorlar istisna edilirse bu sahada pratik olarak tatbik edilmiş iki zamanlı bir motora rastlanmaz. Motorlu taşıtlar sahasında da iki zamanlı motorlar ancak küçük güçlere inhisar eder. Motorlu taşıtlarda ve motorlu trenlerde kullanılan Diesel motorları ekseriya dört zamanlıdır. Sadece Junkers karşı pistonlu Diesel motoru ile iki zamanlılar uçaklarda muvaffakiyetle tatbik edilmiş ve uzun menzilli transport uçaklarında kullanılmıştır. Yüksek güçlü motorlar sahasında dört zamanlı motorların tercih edilmesi iki zamanlı motorların yukarıda söylenen üstünlükleri ile tezat teşkil eder mahiyettedir.

11-2. Karakteristik sayılar.

Motorların tekâmül derecelerini tayin ve muhtelif motor tiplerini mukayese edebilmek için bazı karakteristik sayılar kullanılır. Bu sayılardan mühimleri Cetvel (11-1) de verilmiştir. Tek bir çeşit motorun hakim

$$N_p = \frac{c_m \cdot p_{me}}{300} \dots (11-3)$$

iki zamanlı bir motorun piston yüzü gücü için

$$N_p = \frac{c_m \cdot p_{me}}{150} \dots (11-4)$$

elde edilir. Piston yüzü gücü çevrimin tekamül derecesini gösterir; ve silindir ebadına tabi değildir. Strok hacim gücü ile piston yüzü gücü arasındaki bağıntı

$$N_s = \frac{N_p}{s} \dots (11-5)$$

denklemleri ile verilmiştir. Strok hacim gücü strok hacmine dolayısı ile silindir ebadına bağlıdır. Bunun için muhtelif ebatlı motorların mukayesesine uygun değildir. Fakat bu değer, strok hacminin küp kökü ile orantılı olan bir uzunlukla çarpılırsa mukayese için elverişli bir şekle sokulabilir. Gerçekten

$$N_s \cdot D^{2/3} \cdot s^{1/3} = N_s \cdot s^{2/3}$$

$$N_s \cdot D^{2/3} \cdot s^{1/3} = \frac{N_p}{s^{2/3}}$$

değeri silindir ebadına tabi olmayan ve böylece muhtelif ebatlı motorların mukayesesinde strok hacim gücü yerine kullanılmaya çok elverişli olan bir büyüklüktür. Burada D silindir çapı, s strok çap oranıdır. Bu karakteristik büyüklüğe strok hacminden faydalanma derecesi denilecektir. Çift tesirli motorlarda pistonun her iki yüzünün de iş yaptığı nazarı itibare alınmalıdır.

Muhtelif motorlarda strok hacminden faydalanma derecesi Cetvel (11-1) sütun 8 de gösterilmiştir. Görülüyor ki Otto motorları sahasında iki zamanlılar dört zamanlılardan daha büyük bir strok hacminden faydalanma derecesi ile inşa edilememektedir. Diesel motorları sahasında iki zamanlılar çift tesir ve kısmen de karşı pistonlu inşa tipleri ile dört zamanlılara nazaran daha büyük bir strok hacminden faydalanma derecesi ile inşa edilebilir.

Tek tesirli motorların birbiri ile mukayesesi gösterir ki, aşırı doldurma yaparak dört zamanlı motorların piston yüzü gücü ve strok hacminden faydalanma derecesi iki zamanlılarınkinden daha yüksek yapılabilir. Bu

diesel 600 cm

hükme silindir hacmi 100 litreden daha büyük olan motorlar da dahildir. Cetvel (11-1) de verilen ve strok hacminden faydalanma derecesinin tayinine yarıyan diğer değerler ayrı ayrı incelenecektir.

11-3. Silindir büyüklüğünün güç ağırlığına ve ömre tesiri.

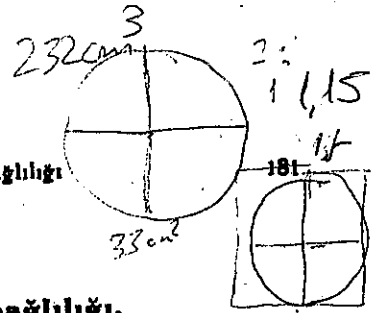
Vuruntu yanma odası büyüdükçe artar. Bunun için sıvı yakıtlarla işliyen Otto motorları büyük silindir ebatlarına uygun değildir. Nitekim silindir strok hacmi 5 litreden daha büyük Otto motoruna nadiren raslanır. Diesel çevrimi muhtelif silindir ebatlarına aynı derecede uygundur. 860 mm silindir çapına kadar Diesel motoru inşa edilmiştir. Ebatlar küçüldükçe hızlilik artar. Püskürtme hassasiyetinin de buna ayak uydurması gerekir. Bu ise küçük ebatlı motorlarda püskürtme pompasının çok masraflı olmasını icabettirir. Bu yüzden Diesel motorları küçük silindir ebatlarına doğru, sırf ekonomiklik bakımından sınırlandırılmıştır. Diesel motorlarında ekonomiklik bakımından kabul edilebilen en küçük ebatlar 0.6 — 0.8 litre/sil. dir. Denklem (2) den anlaşılacağı veçhile güç, silindir sayısı, piston yüzeyi, ortalama piston hızı ve ortalama efektif basınçla orantılıdır. Ortalama piston hızı c_m ve ortalama efektif basınç p_{me} nin maksimum değerleri silindir ebadı küçüldükçe biraz arttırılabilir. Zira küçük ebatlı motorlarda mekanik ve termik zorlanmalara daha kolay hakim olunabilir; fakat buradaki incelemeler için bu değerlerin silindir ebadına tabi olmadığı farz edilecektir. Buna göre güç, silindir sayısı ve çapın karesi ile artar. Strok, çapla muayyen bir oran dahilinde bağlıdır. Mekanik benzer motorlarda*, motor ağırlığı ve hacmi, uzunluğun üçüncü kuvveti ile; güç ise uzunluğun karesi ile artar. Bunun için güç ağırlığı ve strok hacim gücü uzunluk ile ters orantılıdır. Bu sebepten yüksek güçlü motorlar ekseriya küçük silindir ebatlı ve çok silindirli olarak yapılır. Silindir sayısının arttırılması, inşa masrafı ve rijitlik bakımından sınırlandırılmıştır. Gövdenin rijitliği ve krank milinin torziyon titreşimleri bakımından 12 den daha çok silindirli sıra motor yapılmaz. Güç ağırlığının ve strok hacim gücünün önemi haiz olduğu motorlarda (uçak motorları v.s.) çok sıralı inşa tipleri (H-motorları, X-motorları, V-motorları) veya yıldız inşa tipleri tercih edilir.

Bakım-tutum ve işleme emniyeti bakımından çok parçalı inşa tiplerinin arzu edilmediği ve ömrün büyük rol oynadığı hallerde, silindir sayısını arttırmak yerine silindir ebatlarını büyütme yoluna gidilir. Motorla-

* Mekanik benzerlik, ortalama basıncı ve ortalama piston hızı eşit olan motorlar için geometrik benzerlik demektir. Böyle bir benzerlikte gaz ve kütle kuvvetlerinin hasıl ettiği zorlanmalar birbirine eşittir.

rın ömrü, bilhassa öteleme ve titreşim hareketi yapan parçaların aşınma derecesi ile muayyendir. Aşınma, birinci derecede yüzey basıncı ve kayma yolu ile, ikinci derecede kayma hızı ve kuvvet istikametinin değişmesi ile verilmiştir. Mekanik benzerlik halinde ilk üç değer birbirine eşittir. Büyük Diesel motorlarına ait, yüzey muamelesi yapılmamış kır döküm silindir gömleklerinin 1000 saat sonra üst ölü noktada ölçülen ortalama aşınma miktarı 0.1 mm kadardır. Küçük motorlarda ise bu değer 0.15—0.20 mm arasındadır. Küçük motorlarda ortalama piston hızının ekseriya biraz daha büyük ve böylece eşit kayma zamanı zarfında katedilen yolun biraz daha fazla olduğu düşünülürse mutlak aşınma miktarının silindir büyüklüğüne pek az tabi olduğu; ve istikamet değiştirmenin ehemmiyetsiz bir rol oynadığı görülür. Aynı şey birbirine nazaran kayma hareketi yapan diğer parçalar için de vardır. Bir parçanın işe yaramaz hale gelmesinde mutlak aşınmasının değil, izafi aşınmasının yani çapa irca edilen aşınmasının önemi vardır. Buna göre ömür, silindir büyüklüğü ile doğrusal olarak artmaktadır. İnşa usullerinin, inşa tipinin, ortalama efektif basınçların ve ortalama piston hızlarının eşit olduğu kabul edilirse; güce irca edilen inşa masraflarının silindir büyüklüğüne pek az tabi olduğu ve böylece büyük ebatlı motorlarda bakım tutum masraflarının azaldığı görülür. Küçük silindirlerde, oturma yüzeyleri daha büyük ve böylece inşa cihazları daha mükemmel olduğu için, silindir ebadı küçüldükçe ekseriya motorun Ps fiyatı azdır. Aynı şey güce irca edilen yedek parça fiyatı için de vardır. Yukarıda söylenenlere göre, geometrik benzerlik halinde çapı $D/2$ olan dört silindirli bir motor, çapı D olan tek silindirine eşit bir güç verir. Fakat tek silindirli motorun ömrü diğerinin iki mislidir. Buna göre tek silindirli motorun silindir kovanının değiştirildiği müddet zarfında dört silindirli de sekiz silindir kovanının değiştirilecektir. Sekiz küçük silindir kovanının ağırlığı bir büyük kovanına eşittir. Fakat 8 kovanın inşa masrafı inşa usulünün daha mükemmel olmasına rağmen, genel olarak tek kovanından daha fazladır. Buna göre, güç ve çalışma saatine irca edilen inşa, yedek parça bakım tutum masrafı silindir ebadı büyüdükçe muhakkak azalacaktır. Hernekadar silindir sayısı başka faktörlerin de tesiri altında ise de (kütle kuvvetlerinin dengesi, döndürme momentinin düzgünlüğü); ve hacim ve ağırlık ihtiyacının ekonomi hesabına dahil edilmesi gerekirse de şu hususu ana kaide olarak kabul edebiliriz: *Hacim ve ağırlığın az olması icabeden yerlerde (meselâ yarış ve uçak motorları) çok sayıda küçük ebatlı silindirler; ve ekonomiklik üzerine çok fazla dikkat edilmesi gereken yerlerde (meselâ büyük gaz motorları) az sayıda büyük ebatlı silindirler tercih edilir.*

4. Yakıt sarfiyatının iş çevrimine bağlılığı



11—4. Yakıt sarfiyatının iş çevrimine bağlılığı.

Yakıt enerjisinin mekanik işe değişmesini göstermek için toplam verim ölçek olarak kullanılır. Sıvı yakıtların ısı değerleri, ekseriya birbirinden çok az farklıdır. Bunun için toplam verim yerine güce irca edilen yakıt sarfiyatı kullanılır.

İki zamanlı motorlarda, süpürme esnasında süpürme maddesinin bir kısmı eksoz pencerelerinden kaçır. Bu miktar, yüksek süpürme derecesi elde etmek maksadıyla ne kadar çok süpürme maddesi kullanılırsa o nispette artar. Bunun için karışımla süpürme yapan Otto motorlarının yakıt sarfiyatı yüksektir. Ancak karışımla süpürme yapan Otto motorlarında yüksek basınçlardan sarfınazar edilirse, yani az süpürme maddesi kullanılırsa, yakıt sarfiyatı fazla yüksek olmaz (karterden süpürmeli motorlarda olduğu gibi). Bu bakımdan, karışım süpürmeli iki zamanlı Otto motorları küçük silindir ebatlarına münhasır kalmıştır. Zira bu ebatlarda yakıt sarfiyatı ekonomikliğe ikinci derecede tesir eder.

İki ve dört zamanlı motorların yakıt sarfiyatına ait mukayese değerleri bilhassa Diesel motorları sahasında daha fazla mevcuttur. En alçak sarfiyat 150 gr/Ps-h mertebesinde; ve iki zamanlı yavaş dönen büyük ebatlı motorlarda elde edilmiştir. Mamafî, orta ebatlı motorlarda ölçülen en düşük değerler bundan çok geri kalmaz. İki ve dört zamanlı motorların yakıt sarfiyatları, ortalama piston hızları 5—6 m/s lik değerlerde kaldıkça, her iki çeşit çevrim tipi için de aynı mertebededir. Mamafî iki zamanlı motorun yakıt sarfiyatı, piston hızı arttıkça, dört zamanlına nazaran daha seri olarak artar. Böylece, karşı pistonlu motorlar istisna edilirse $c_m = 10$ m/s için dört zamanlı motorun yakıt sarfiyatı iki zamanlıya nazaran ortalama olarak 15—20 gr/Ps-h kadar daha küçüktür. Bunun sebebi şudur: Kayıp gücü N_k , dolgu değişimine sarf edilen N_d gücü ile mekanik sürtünme gücü N_s den müteşekkildir. Yani $N_k = N_d + N_s$ dir. Eğer güç yerine, piston yüzüne irca edilen ortalama basınç kullanılırsa aynı manayı ifade etmek şartıyla $p_k = p_d + p_s$ yazılabilir. p_d ortalama silindir ebatları ve 5 m/san lik piston hızları için takriben 0.05—0.08 kg/cm² civarındadır. Buna mukabil, sürtünme gücüne tekabül eden piston basınçları 1—1.3 kg/cm² kadardır. Aynı ebat ve piston hızına malik iki zamanlı bir motor için $p_s = 0.7—0.9$ ve pompa gücüne tekabül piston basıncı $p_p = 0.2—0.3$ kadardır. Buna göre kayıplara tekabül eden ortalama basınçlar, iki zamanlı motorlar için 0.9—1.2 kg/cm² ve dört zamanlı motorlar için 1.05—1.38 kg/cm² ka-

bms $\phi 65$ $b = 70$ mm

dardır. Mamafî, iki zamanlı motorlarda daha küçük olan, bu kayıp basıncı, verimin daha küçük oluşu ile karşılanmaktadır. Çünkü bilindiği veçhile iki zamanlı motorlarda, silindire giren taze karışımın az olmasından dolayı endike ortalama basınç genel olarak dört zamanlılardan daha küçüktür.

Sürtünme basıncı p , piston hızının 0.5 — 0.8 nci kuvveti ile artar. Buna mukabil aynı hava sarfiyatında dolgu değişimine tekabül eden piston yüzü basıncı piston hızının karesi ile artar. Bundan dolayı kayıp gücü, iki zamanlı motorlarda piston hızı arttıkça daha fazla artacak ve böylece yakıt sarfiyatı fenalaşacaktır.

Karşı pistonlu motor, hızlı dönme uygunlukta bir istisna teşkil eder; ve yüksek piston hızlarında gayet iyi sarfiyat değerleri verir. Bunun sebebi süpürme düşüğünün çok küçük ve böylece kompresör güç ihtiyacının çok az olmasıdır. Karşı pistonlu motorların yakıt sarfiyatına ne dönüştürücü süpürmeli ne de supaplı doğru akım süpürmesi ile erişebilir.

11—5. Isıl zorlanma.

Aynı ebat ve aynı devir sayısında iki zamanlı bir motorun ısıl zorlanması dört zamanlı bir motorunkinden çok daha fazladır. İki zamanlılarda alçak sıcaklıklara tekabül eden zaman çok kısadır. Zira dolgu değişimi zamanı dört zamanlılara nazaran çok daha kısaltılmıştır. Bu suretle, iki zamanlılarda, sıkıştırma, yanma ve genişleme esnasındaki sıcaklıklar aynı bile olsaydı, zamana göre ortalama sıcaklık daha yüksek olacaktı. Fakat art gazların fena süpürülmesinden ve dolgu havasının sıcaklığının sıkıştırma başlangıcında yüksek bir değere malik olmasından dolayı, iki zamanlı motorlarda iş çevrimi esnasındaki sıcaklıklar dört zamanlılara nazaran daha yüksektir. Isı zorlanması ile tehlikeli bir duruma giren eleman pistondur. Isı zorlanması, piston çapı, ortalama endike basınç ve piston hızı ile artar. Bu miktar, iki zamanlılarda süpürme sistemine ve piston yüzeyini yalıyor geçen süpürme havasının soğutma tesirine bağlıdır. Eksoz pencerelerine kumanda eden pistonlar, bilhassa ısı zorlanması bakımından çok fena bir durum arzeder. Süpürme havasının pistonu soğutma tesiri, ancak küçük ebatlı motorlarda kendini gösterir. İki zamanlıların pistonları, dört zamanlılara nazaran çok daha küçük ebatlarda soğutulmaya başlanır. İki ve dört zamanlı motorların ısıl zorlanmalarını ve piston sıcaklıklarını mukayeseli olarak gösteren değerler literatürde bol miktarda mevcut değildir. Mamafî aynı piston yüzü güçlerinde dahi, dört zamanlı motorların pistonlarının daha az ısı zorlanmasına maruz kaldığı kolayca tesbit edebilir. Silindir çapı 216 mm olan

supaptan süpürmeli iki zamanlı bir Diesel motorunun pistonu, 0.25 Ps/cm² lik piston yüzü gücünde bile yağ sıçratması ile soğutulmak zorunda kalmıştır. Aynı ebattaki dört zamanlı bir motorun pistonu iş 0.40 Ps/cm² ye kadar soğutmaya lüzum kalmadan normal olarak çalışmıştır. Bazı sıcaklık ölçmeleri göstermiştir ki; silindir çapı 400 mm olan dört zamanlı bir motorun piston sıcaklığı, 0.266 Ps/cm² lik bir piston yüzü gücünde, silindir çapı 300 mm olan iki zamanlı bir motorun 0.15 Ps/cm² lik piston yüzü gücündeki piston sıcaklığından daha küçüktür. Her iki halde de pistonlar hafif metalden yapılmıştır; ve soğutulmaktadır. Çapı 400 mm olan pistonun taban ortasındaki sıcaklığı 0.40 Ps/cm² de, soğutulmamış vaziyette iken ancak 300 °C idi. Buna mukabil çapı 203 mm olan supapla kumandalı iki zamanlı motorun yağ sıçratması ile soğutulan pistonunda 0.31 Ps/cm² de 293 °C bulunmuştur. Bunun için yüksek güçlü iki zamanlı motorlarda emniyetli çalışan motorlar ancak büyük masraflara mukabil yapılabilir. Halbuki yüksek güçlü dört zamanlı motorların pistonları pek az zorluk doğurmaktadır.

11—6. Hacim ve ağırlıklar.

Bir motorun hacim ve ağırlık ihtiyacı, ayrı ayrı incelenmesi icabeden muhtelif faktörlerin tesiri altındadır. Bunlar, bilhassa ortalama piston hızı, ortalama efektif basınç, strok/çap oranı, silindirler arası mesafesi, silindir içersindeki maksimum basınç, inşa tipi ve silindirlerin sıralanış tarzıdır. Malzemenin cinsi, mukavemeti, konstrüksiyon ve fabrikasyon tarzları burada mevzu bahis edilmeyecektir. Zira bunlar her iki cins motorda da aynı şekilde tesir eden faktörlerdir.

11—7 Ortalama piston hızı.

Cetvel (11—1) den görüleceği veçhile, dört zamanlı motorların ortalama piston hızları, bütün kullanma sahalarında, iki zamanlılarınkinden daha yüksektir. Aradaki fark yavaş dönen büyük motorlarda oldukça az; hızlı dönen küçük ebatlı motorlarda ise büyüktür. Bunun üç sebebi vardır. Birincisi, iki zamanlılarda piston hızının artmasıyla yakıt sarfiyatının fenalaşmasıdır. İkincisi, yüksek hızlarda büyüyen strok kaybı yani pencere yüksekliği sebebiyle faydalı basıncın çok fazla azalması; ve üçüncüsü piston hızıyla seri olarak artan ısı zorlanmasıdır.

11—8. Ortalama efektif basınç.

Cetvel (11—1) den anlaşılacağı veçhile dört zamanlı motorların ortalama efektif basınçları iki zamanlılarınkinden önemli miktarda büyüktür.

Diesel motorlarında, aşırı doldurmasız halde, dört zamanlıların ortalama efektif basıncı, tek ve çift tesirli iki zamanlılarınkinden % 10 — 38; ve aşırı doldurulmuş halde ise dört zamanlılarınki iki zamanlılarınkinden % 58 — 76 daha büyüktür. Bunun sebebi iki zamanlılarda strok kaybının ve art gaz yüzdesinin fazla olmasıdır.

11—9. Piston yüzü, gücü.

Piston yüzü gücü Denklem (11—3) ve (11—4) de gösterildiği veçhile, ortalama efektif basınçla ortalama piston hızının çarpımına eşittir. Dört zamanlı motorlarda efektif ortalama basınç ve ortalama piston hızı iki zamanlılardan daha büyüktür. Bunun için iki zamanlıların piston yüzü gücü, iş strokunun iki misli olmasına rağmen hiç bir zaman dört zamanlı motorların piston yüzü gücünün iki misli değildir. Motor ebadı küçüldükçe bu iki motor tipine ait piston yüzü güçlerinin birbirine yaklaştığı görülür. Büyük, tek ve çift tesirli iki zamanlı motorların piston yüzü güçleri aynı büyüklükteki dört zamanlı aşırı doldurulmamış motorlarınkinden % 70—82 daha büyüktür (aşırı doldurulmuş dört zamanlılara nazaran bu fark % 21—27 kadardır). Buna rağmen dört zamanlı aşırı doldurulmuş mototren, lokomotif ve taşıt Diesel motorlarının piston yüzü gücü aşırı doldurulmamış iki zamanlılarınkinden daha büyüktür. Kamyon, otomobil, motosiklet Otto motorlarında, aşırı doldurulmamış dört zamanlıların piston yüzü gücü bile aşırı doldurulmamış iki zamanlılarınkinden daha büyüktür. Mamafî cetvelde ayrıca gösterilmiş bulunan karşı pistonlu motorların piston yüzü gücü hususî bir vaziyet arz etmektedir.

11—10. Aşırı doldurma imkânları.

Aşırı doldurma için aşağıdaki hususların nazarı itibare alınması gerekir. Aşırı doldurma basıncı, bir taraftan özgül hava sarfiyatına yani güce irca edilen hava sarfiyatına, diğer taraftan motorun termik zorlanabilme vaziyetine bağlıdır. Özgül hava sarfiyatı ne kadar az olursa havayı belirli bir basınca sıkıştırmak için gereken kompresör gücü toplam güce nazaran okadar az olur. Dört zamanlı Otto motorlarının hava sarfiyatı, tam yükte 3—4 kg/Ps-h, küçük Diesel motorlarının 3.5—4 kg/Ps-h, büyük Diesel motorlarının 4—5 kg/Ps-h kadar olup; aşırı doldurulmalı halde 5.5 kg/Ps-h ve daha fazla olabilir. Bu değerler iki zamanlı küçük ebatlı Diesel motorları için 5—7 kg/Ps-h olmasına mukabil, büyük ebatlılar için 9—11 kg/Ps-h kadardır. Doğru akım süpürmesi için hava sarfiyatı aynı büyüklükteki Diesel motorunun 1.4 — 1.5 mislidir. Dönüştürmeli motorlarda bu değer, aynı büyüklükteki dört zamanlı Diesel

motorununkinin 1.6—2 misli kadar olur. Yüksek hava sarfiyatının şu mahzurları vardır:

- 1) Dolgu değişmesi işi (gücü) artar.
- 2) Emme ve eksoz borularının çapları büyür.
- 3) Eksoz gazı turbininde değerlendirilebilecek ısı düşüşü azalır.

Mekanik kompresörlerle, dört zamanlı Diesel motorları % 40—50 nisbetinde ve hatta dört zamanlı Otto motorları bundan çok daha yüksek olarak (yakıt sarfiyatı ehemmiyetli bir şekilde artmadan) aşırı doldurulabilir. Buna mukabil iki zamanlı motorların hava sarfiyatlarının yüksek olması, kompresörü tahrik için sarfedilmesi gereken gücün seri olarak artmasını icabettirir. Bu sebepten mekanik kompresörlerle aşırı doldurma, iki zamanlılarda yüksek doldurma nisbetlerinde ekonomikliğin kaybolmasını intaç eder. Bunun için iki zamanlılarda, mekanik kompresörlerle ancak % 15—25 nisbetinde bir güç artırılmasıyla iktifa edilir. Bu aşırı doldurma, asimetrik kumanda diyagramları ile elde edilir.

Dört zamanlı Diesel motorlarında, eksoz turbini ile aşırı doldurma yapılarak, uzun senelerdenberi % 58—60 nisbetinde bir güç artması elde edilmektedir. Yakıt sarfiyatının fenalaşmasına sebep olmadan, eksoz turbokompresörüyle % 100 nispetinde ve bunun üzerinde güç artması elde etmek mümkündür; ve şimdiye kadar birçok hallerde muvaffakiyetle tatbik edilmiştir. Eksoz turbokompresörüyle aşırı doldurma yaparak yakıt sarfiyatını azaltmak da mümkündür. Bugün dört zamanlı Otto motorları, uçaklarda, eksoz turbokompresörleriyle pratik olarak aşırı doldurmaktadır. Buna mukabil eksoz turbokompresörü ile aşırı doldurulmuş iki zamanlı bir Otto motoru henüz muvaffakiyetle tatbik sahasına konulmuş değildir. İki zamanlı Diesel motorlarının eksoz turbokompresörüyle aşırı doldurulması dört zamanlı Diesel motorlarına nazaran çok daha büyük zorluklar doğurur. Yukarıda bahsedildiği veçhile hava sarfiyatının fazla olmasından dolayı eksoz gazı sıcaklıkları ve dolayısıyla turbin önündeki ısı düşüşü çok küçüktür. Bu sebepten eksoz turbokompresörü cihazının ebadı büyür. Bundan başka, iki zamanlı motorda, her yüklemeye vaziyetinde süpürme ve eksoz borusu arasında, pozitif bir basınç düşüşü mevcut olmalıdır. Aksi halde silindiri süpürmek mümkün olmaz. Eksoz turbokompresörü, tek başına, ilk harekette ve alçak motor yüklerinde süpürme için gereken bu düşüyü temin edemez. İki zamanlıların aşırı doldurulması için birinci derecede süpürme düşüşü mevzu bahisdir. Bu, süpürme metodu, kumanda zamanları, kanal kesiti, hava sarfiyatı ve piston hızı ile verilmiştir. Küçük süpürme direncine

malik ve yavaş dönen inşaat tipleri, eksoz turbini ile aşırı doldurmaya daha fazla müsaittir. İki ve dört zamanlılarda elde edilen aşırı doldurma nisbetlerini mukayese edebilmek için dolgu havasının durumu her iki motorda eşit olmalıdır. Aynı dolgu basıncında ve yüksek olmıyan piston hızlarında, tek ve çift tesirli iki zamanlı motorların efektif basıncı, dört zamanlılarınkinden 1.5-1.55 defa daha küçüktür. Süpürme düşüşü, hızlıkla seri olarak artar. Bunun için iki zamanlı motorda aşırı doldurma imkânı, hızlilik arttıkça dört zamanlılara nazaran çok daha seri olarak azalır. İki zamanlıların karşı pistonlu inşaat tipleri, aşırı doldurmaya en fazla müsait olanıdır. Bunun içindir ki; bu süpürme sistemi eksoz turbo-kompresörüyle pratik olarak aşırı doldurulabilen yegâne sistemdir.

11—11. Strok çap oranı.

Aynı silindir çapı ve piston hızında, kütle kuvvetleri ve güç, strok çap oranına tabi değildir. Mamafî, strok hacmi strokla doğrusal olarak arttığından, strok hacim. gücü, strok çap oranıyla ters orantılıdır. Yani strok çap oranı küçük olan motor daha küçük ve daha hafiftir. Diğer taraftan küçük strok çap oranı basık bir yanma odası verir. Bu yanma odası, karışım teşkili ve ısı kayıpları bakımından fenadır. Çünkü soğutma satırları hacme nazaran daha büyüktür. Yakıt sarfiyatı güç ağırlığına nazaran ne kadar ikinci planda kalırsa strok çap oranı okadar küçük yapılabilir. Gayet küçük strok çap oranları çok kısa müddet çalışan start motorlarında kullanılır.

Dolgu değişimi esnasında zuhur eden kısılma kayıplarını gösteren geometrik ölçü, kumanda kesitlerinin piston yüzüne bölünmesiyle elde edilen büyüklüktür. Bu kayıplar, kumanda kesitleri silindir gömleğine yerleştirilmiş motorlarda, aynı izafi pencere yüksekliğinde, strok çap oranı arttıkça büyür. Bunun için strok çap oranı büyük olan motor, aynı piston hızında ve aynı hava sarfiyatında daha küçük süpürme başıncılarına ihtiyaç gösterir.

İki zamanlılarda strokun bir kısmı pencere yüksekliği ile kaybolduğundan, bunların dört zamanlılara nazaran daha büyük strok çap oranı ile inşa edilmeleri gerekir. Bundan başka süpürme pompasının nazarı itibara alınması gereken güç ihtiyacından dolayı da, ekseri hallerde, iki zamanlı motorlar dört zamanlılara nazaran daha büyük strok çap oranı ile inşa edilir.

11—12. Silindirler arası mesafesi.

Strok hacminden faydalanma derecesi, piston yüzü gücü ve strok çap oranıyla muayyendir.

İki zamanlı motorlar Cetvel (11—1) den anlaşılacağı veçhile, ortalama olarak dört zamanlılardan daha büyük silindirler arası mesafesine maliktir. Normal olarak sıra motorlarda, silindirler arasındaki mesafe yatak genişliğine, krank kolu genişliğine; iki zamanlı motorlarda süpürme ve eksoz kanallarının silindirler arasına yerleştirilme şekline bağlıdır. Eğer motorun hafif olması ve az yer ısgal etmesi icabederse yataklar dar yapılmalıdır. Tabii bu vaziyet yatak yükünü çok artırır; ve ömrü azaltır. İki zamanlı motorlarda düşünülecek mesele daha ziyade emme ve eksoz pencerelerinin silindirler arasına yerleştirilmesidir. Yüksek güçlü motorlarda hava sarfiyatı ve dolayısıyla kanal kesitleri büyüktür. Bunun için silindirler arasındaki mesafe dört zamanlılara nazaran çok daha zor daraltılabilir; yani silindirler arasındaki mesafenin daraltılması sınırlanmıştır. Hernekadar elde edilebilen en küçük silindir arası mesafesi süpürme sistemine ve konstrüksiyon şekline bağlı ise de, silindirler arası mesafesini muayyen bir haddeden aşağı düşürmek ancak süpürme basıncının artması ve süpürme derecesinin azalması pahasına elde edilebilir. Maksimum basınç, bası ve çeki kuvvetlerini karşılayan kesitlerin tayinine tesir eder. Tabii bu bakımdan Diesel ve Otto motorları arasında farklar mevcutsa da iki ve dört zamanlılar arasında eşaşı farklar mevcut değildir.

11—13. İnşaat şekilleri ve silindir vaziyetleri.

Motorları tek ve çift tesirli; tek tesirli de krosteli ve krosetsiz olarak sınıflıyabiliriz. Bunlara ayrıca, bir silindir içerisinde iki piston bulunan karşı pistonlu tipleri de ilâve edebiliriz. Bu son tip genel olarak tek tesirlidir. Mamafî ehemmiyetsiz miktarda çift tesirli karşı pistonlu motorlar da inşa edilmiştir. Kroset genel olarak yalnız büyük motorlar için kullanılır. Dört zamanlılarda kroset nadiren kullanılır. Çift tesirin en elverişli olarak kullanılabileceği yer, büyük iki zamanlı Diesel motorlarıdır. Dört zamanlı çift tesirli motorlar bugün yalnız büyük gaz makinelerinde kullanılmaktadır. Çift tesirli, ister karşı pistonlu ister U-şilindirli olsun, ancak iki zamanlı olarak inşa edilirler. İki zamanlı motorların yukarıda söylenen büyük basıtlığı ancak dönüşlü süpürmeli tiplerde ve bilhassa bu tiplerin karterden süpürmeli olanlarında büyük bir avantaj olarak kendisini gösterir. Hususi bir süpürme pompası kullanıldığı zaman pompanın ve tabrik mekanizmasının temini için yapılan masraf,

supap ve supap tabrik mekanizmasının iki ile mukayese edilebilen bir mertebededir. İki zamanlı motorların silindir kafalarının basitliğine mukabil, silindir blokları süpürme ve eksoz kanallarından dolayı çok daha karışıktır. Asimetrik bir kumanda diyagramı ile hususi şekilde art doldurmak*) icabederse iki zamanlıların basitliği tamamen kaybolur.

Supapla kumanda edilen iki zamanlı doğru akım süpürmeli bir motor, inşa masrafı bakımından, mekanik kompresörle aşırı doldurulan dört zamanlı bir motorla mukayese edilebilir. Dört zamanlılar, silindirler arası mesafesinin az olmasından dolayı, eşit piston çapında iki zamanlılara nazaran daha kısa inşa edilebilir. Eğer uzunluğun eşit olduğu kabul edilirse, dört zamanlı motor iki zamanlıya nazaran daha büyük çaplı olacaktır. Söylenen bu imkânlardan aynı derecede faydalanılmışsa, bilhassa aşırı doldurma halinde dört zamanlılar, ortalama piston hızlarının ve ortalama efektif basınçlarının daha büyük olmasından dolayı tek tesirli iki zamanlılardan daha küçük ve daha hafif olarak inşa edilebilir. Çift tesir dolaşısıyla, motor yüksekliğinin krosetli motorlarda % 15—20, krosetsiz motorlarda % 40—45 artmasına mukabil gücü % 70—80 artırmak mümkündür. Bu suretle kazanılan güç ağırlığı azalması, krosetsiz motorlara nazaran az, tek tesirli krosetli motorlara nazaran fazla olmakla beraber bu hal büyük önemi haiz değildir. Çünkü çift tesirin esas faydası motor uzunluğunu azaltmada kendisini gösterir. Bir çok hallerde motorun uzunluğunu azaltmak, enini ve yüksekliğini azaltmaktan daha fazla önemi haizdir. Krosetsiz, dört zamanlı büyük bir motorun aşırı doldurmasız ve aşırı doldurmalı vaziyetlerde iki zamanlı krosetsiz ve iki zamanlı çift tesirli bir Diesel motoru ile mukayesesini göstermektedir ki; güç ağırlıkları sırasıyla 51—36—45 ve 41 kg/Ps ve uzunluk başına düşen güçler ise sırasıyla 236—322—342 ve 525 Ps'm dir. Görülüyor ki; güç ağırlığı bakımından dört zamanlı aşırı doldurulmuş motor; motor uzunluğunun beher metresine düşen güç bakımından ise çift tesirli iki zamanlı motor en müsait olandır. Çift tesirin muvaffakiyetle kullanılabilmesi için silindir büyüklüğünün muayyen bir değerden daha büyük olması gerekir. Zira iyice soğutulması gereken piston kolu, küçük bir yanma odasında büyük bir yanma odasındakinden daha fazla tahribata duçar olur. Genel olarak çift tesirli motorlarda pistonların soğutulması icabeder. Bu ise küçük ve hızlı hareket eden motorlarda zorluklar doğurur. Muvaffakiyetle imal edilmiş küçük çift tesirli motorun silindir çapı 190 ve stroku 300 mm dir.

Kütle kuvvetlerinin dengelenmesi ve süpürme olayı bakımından karşı

*) Art doldurma, eksoz pencereleri kapandıktan sonra silindir içerisine özel supaplar vasıtasıyla basınçlı hava veya karışım göndermek demektir.

pistonlu motor en uygun tiptir. Tek sıralı karşı pistonlu motorların en mühim mümessilleri şunlardır :

- 1) İki krank milli tip,
- 2) Her silindirde 3 adet piston kolu bulunan tek krank milli tip. Bu tipte pistonlardan birinin hareketi piston kolu üzerinden doğrudan doğruya; diğerinin hareketi ise bir kiriş üzerinden, kirişin iki ucunda ossilasyon hareketi yapan piston kolları vasıtasıyla krank miline nakledilir.
- 3) Krank mili silindir ekseninin yan tarafında bulunan, tek krank milli inşa tipi. Pistonların hareketi piston kolları ve birer büyük külbütör vasıtasıyla krank miline naklolunur.

Kirişli inşa tipleri silindirler arasındaki mesafenin büyük olmasını icabet-tirir. Çift pistonlu inşa tiplerinde konstrüksiyonun kısa olmasına mukabil yükseklik mühim miktarda artar. Bu tip motorlarda, ileri geri hareket yapan kütlelerin büyük olması, devir sayısının artırılmasına mani olur. İki krank milli inşa tipleri hem pahalı hem de krosetsiz motordan daha muğlaktır. Külbütörlü inşa tiplerinde bir çok mafsallık ve titreşim yapan parçalar mevcuttur; ve bunların kullanılması hacimden kazanç temin etmez.

Tek krank milli, pistonları birbirine pafalel eksenler boyunca hareket eden U-silindirli çift pistonlu motorlar daha basit bir inşa tarzına maliktir. Bu motorlarda dengeleme iyi değildir; ve iki silindirin arası fena soğutulmaktadır. Bunun için bu hal çaresi motosiklet motorlarında olduğu gibi küçük silindir ebatlarına münhasır kalmıştır. Bu tip, yanma odası şeklinin fenalığından dolayı Diesel motoru inşasına uygun değildir. Bir çok sıranın, çok sıralı motor yapacak şekilde bir araya getirilmesi mühim miktarda yer ve ağırlık kazancı sağlar. Bir V-motoru aynı büyük-lükte ve aynı silindir sayısındaki iki sıralı bir motordan % 30—35 daha hafiftir. V-inşa tipi, yalnız krosetsiz motorlara değil, aynı zamanda krosetli çift tesirli motorlara da uygundur. Çift pistonlu motorları çok aralı olarak inşa etmek bir çok zorluklar doğurur. Çok sıralı çift pistonlu motor inşası için bir çok patentler mevcuttur. (Üç krank milli üçgen motor, dört krank milli kafes motor, revolver motor v.s. gibi). Patentlerin çokluğu da gösteriyor ki; bu son tip motorlarda hacimden tasarruf ile basitliği, emniyetli çalışmayı ve söküp takma kolaylığını mezcetmek zordur.

11—14. Özet ve sonuç.

Başlangıçta, iki zamanlı motorların kullanılmasında esas tercih sebebi olarak basitlik ve büyük strok hacim gücü gösterilmiştir. Fakat yakından bir inceleme gösterir ki; bu iki özelliği bağdaştırmak çok zordur. Basitliğin büyük rol onadığı yerlerde strok hacim gücünden feraget etmek gerekir. Filhakika böyle hallerde iki zamanlı motorların strok hacim güçleri dört zamanlıklarınki kadar büyük değildir. Strok hacim gücünü, hususi tedbir ve inşa şekilleriyle artırmak isteyince iki zamanlıların basitliği tamamen kaybolmaktadır.

İstatistik neticeler göstermektedir ki; bugün inşa edilmiş olan iki zamanlı Otto motorları aynı büyüklükteki dört zamanlı aşırı doldurulmamış bir Otto motorundan daha yüksek strok hacim gücüne malik değildir.

Silindir strok hacmi 250 cm³ 'e kadar olan motosiklet motorlarında iki zamanlıların hakim olmasının sebebi basitliğe verilen önemdir. Basitlik genel olarak ucuzluk ve çalışmada emniyet demektir. Motor ebatları küçüldükçe ileri geri giden parçaları havi bulunan supap ve supap tahrik mekanizması ve kuvvetli aşınmalara maruz kalan diğer parçalar motorda memnuniyetsizlikler doğurur. Küçük silindir ebatlarında ısı zorlanmalarına ve vuruntuya daha kolay hakim olunduğu için ve küçük motorlarda yakıt sarfiyatı büyük rol oynamadığından bu sahada iki zamanlılar daha hakim bir mevki işgal etmektedir.

İki zamanlıların hakim olduğu ikinci tatbik sahası büyük Diesel motorlarıdır. Eğer silindir strok hacmi 200 l/sil den daha büyük olan motorlardan müteşekkıl bir cetvel yapılırsa Cetvel (11—1) de gösterilen hakikat, yani iki zamanlıların büyük Diesel motorları sahasına hakim olmaları keyfiyeti daha açık olarak tezahür eder. Dört zamanlı Diesel motorları ancak 5000 Ps civarındaki güçlere kadar inşa edilir. Buna mukabil tek tesirli iki zamanlı motorlar takriben 12000 Ps e, çift tesirli ise 20.000 den daha yüksek güçlere kadar yapılmaktadır. Yukarı da söylenildiği veçhile, büyük silindir ebatları yüksek güç ile birlikte uzun ömür, yüksek ekonomiklik mevzubahis olduğu zaman seçilir. Büyük motorlar ömür ve emniyet sebebiyle yüksek hızlı olarak inşa edilmezler. Küçük piston hızlarında iki zamanlı motorların süpürme pompalarının güç ihtiyacı büyük olmadığı için yakıt sarfiyatı iyidir. Bundan başka, büyük olmyan hızlarda, pistonun ısı zorlanması daha kolay önlenir; ve silindirin süpürülmesi ve doldurulması daha iyidir. Bu sebeplerden alçak hızlarda iki zamanlı motorların ortalama basınçları dört zamanlıklarınkinden çok az farklıdır.

İki zamanlı motorlar, küçük silindir sayılarında, dört zamanlılara nazaran daha kolay tornistan yapabilecek şekilde inşa edilebilir.

Büyük silindir çaplı dört zamanlı motorların da pistonlarının soğutulması gerekir İki zamanlıların silindir kafaları dört zamanlılara nazaran daha basittir. Dört zamanlı motorların silindir kafaları daha karışıktır. Binaenaleyh bu motorlarda yüksek yüklerde, çap büyüdükçe ısı zorlanmalarına hakimiyet azalır. Bu şartlarda, tek tesirli iki zamanlı bir motor, dört zamanlılardan daha büyük bir strok hacminden faydalanma derecesine maliktir. Bunun içindir ki; dört zamanlı büyük çaplı motorlar nadiren aşırı doldurulur. İki zamanlı motorların strok hacim gücü, bilhassa çift tesir ile, dört zamanlılara nazaran çok daha üstün bir hale getirilebilir. Mamafî çift tesir ile motorun yüksekliği biraz artarsa da, boyu, aynı güçteki dört zamanlı motora nazaran çok daha kısadır.

Çift tesirin yalnız büyük silindir ebatlarında tatbik edilebileceği düşünülürse büyük Diesel motorlarının iki zamanlı olarak yapılmasının bir sebebi daha ortaya çıkar. Bunlara göre, büyük Diesel motorları sahasında iki zamanlıların hakim olmasının gerçek sebebi büyük strok hacim gücü ve hacim kazancıdır. Büyük güçlerde, dört zamanlılara, ancak devir sayısını ve silindir sayısını artırarak, silindir ebatlarını küçülterek halihazırdakinden daha yüksek aşırı doldurmalar tatbik ederek yer kazandırılabilir.

İki zamanlıların küçük ebatlı Otto motorları ile en büyük ebatlı Diesel motorları sahasında tercihan kullanılmalrı, bu motorların diğer bütün sahalarda da aynı muvaffakiyetle kullanılmalarına bir vesile teşkil etmez. Zira tesirlerin çokluğu dolayısıyla kullanışlılık ile silindir ebadı arasında doğrusal veya basit bir münasebet mevcut değildir. Bilhassa küçük piston hızları ile iktifa edilen yerlerde, yani orta ve büyük silindir ebatlarında iki zamanlı Diesel motorlarının avantajları kendini gösterir. Fakat mesela taşıt ve uçak motorlarında olduğu gibi, hafiflik ve az yer işgal etme düşüncesi ne kadar büyük rol oynarsa yüksek devir sayılarına gitme zarureti o nisbette kendisini hissettirir. Bu ise ancak silindir ebadını küçültmek ve piston hızını artırmakla mümkündür.

Hızlı dönen iki zamanlı motorlarda, dolgu değişimi için gereken zaman çok az olduğundan, pencerelerin büyük yapılması gerekir. Bu da büyük strok kaybına sebep olur. Böylece eksik genişlemeli, çok sayıda iki zamanlı iş çevrimi yerine, az sayıda fakat strok hacminden daha çok faydalanılmış dört zamanlı iş çevrimi kullanmak daha elverişlidir. Tabiidir ki; iki zamanlılarda da turbokompresörler kullanılarak bugünkünden daha büyük ortalama basınçlar elde etmek mümkündür. Yalnız, yukarıda söylenildiği veçhile, havayı sıkıştırmak için sarfedilen iş aynı kaldıkça, iki zamanlı bir çevrimden elde edilen iş, hiç bir zaman dört zamanlı bir iş çevriminden daha büyük olmayacaktır. Yavaş dönen iki za-

manlı motorların turbokompresörlerle aşırı doldurulması, muhtemelen, muayyen bir derecede mümkün olacaktır. Fakat turbokompresörlerle aşırı doldurma, dolgu değişimi ve pistonun termik zorlanması sebebiyle bilhassa hızlı dönen iki zamanlılarda büyük zorluklar doğuracaktır. Motorların ısı zorlanmasını azaltmak hususunda elde edilen kolaylıklar her iki çin çevrim için de aynı derecede tesir edecektir. Bunun için yükleme sınırı pistonun dayanma derecesi ile tayin edilmiş bulunan dört zamanlı motorlar, iki zamanlılara nazaran daha fazla güç verebilecektir. Yukarıda, karşı pistonlu ve benzer inşa tiplerinin aşırı doldurmaya ve hızlı dönme daha müsait olduğu söylenmişti. Karşı pistonlu motorların en ağır basan mahzuru eksoz penceresine kumanda eden pistonun çok fazla ısı zorlanmaya maruz kalmasıdır. Bundan dolayı, karşı pistonlu motorların yüksek güçlü makineler olarak kullanılması, ancak küçük silindir ebatlarına inhisar eder.

İNDEKS

A

Acro hava haznesi 160
 Acro - Saurer enerji haznesi 161
 Açık enjektör 135, 136
 Açılma basıncı, memenin 145
 Adiyabatlık expoient 41
 Akaryakıtlar 78
 Akım kesiti 21
 Akma noktası 87
 Akseden dalga 144
 Aktifleşme 66
 Alçak basınç motoru 7
 Alev hızı 61
 Alev yolu 15, 60, 61
 Alev yolu ve buji yeri 69
 Alev ilerleme hızı 115
 Alfa-metil-naftalin 80
 Alkoller 81
 Allievi 139
 Alt ölü nokta 1
 Alt ısı değeri 57
 Amplifikatör 29
 Ana biyel 14
 Ana yanma odası 154, 156, 159
 Anilin noktası 88
 Aromat 79
 Art doldurma 22, 188
 Art gaz yüzdesi 184
 Art gönderme 143
 Art karışım 68
 Art yanma 64, 65
 Asimetrik kumanda 22, 188
 Aşırı doldurma 24, 73, 178, 184, 191
 Aşırı doldurma basıncı 24, 184, 188

B

Aşırı doldurulmuş motorlar 184
 Ateşleme 109
 Ateşleme avansı 72
 Ateşleme avansı 114
 Avans ayar çubuğu 116
 Ateşleme avansının vurutuya tesiri 72
 Basınç kısıcılı meme 137, 138
 Basit karbüratör 91, 93
 Basit karbüratörün karışım oranı 93
 Basınç değişimi 106
 Basınç ölçülme 27
 Basınç ölçme cihazları 27
 Basma elemanı 121
 Basma supabı 122, 123, 127, 128
 Bataryalı ateşleme 113
 Bataryalı ateşleme sistemi 109
 Besleme pompası 118
 Benzen 79
 Benzin motorlarında yanma 58
 Benzol 79
 Beta - naftalin 80
 Biyelcik 14
 Bokser motoru 12, 13
 Bosch kompanzasyon tertibatı 151
 Bosch pompası 121
 Boşta çalışma bölgesi 96
 Bölünmüş yanma odalı motor 19, 20, 153
 Bölünmüş yanma odası 157
 Buhar tıkaçı 84, 85
 Buji 7

Buji tırnağı 7
Buzlaşma 107, 117
By-pass içneli münferit pompa 128,

C

Carter ekonomi tertibatı 103, 104
CFR-Aşırı doldurma metodu 75
CFR-Havacılık metodu 75
CFR-Motor metodu 75
CFR-motoru 75
Cidara geçen ısı 165.
Clerk 173

Ç

Çift devreli soğutma 23
Çift tesirli iki zamanlı motor 184,
186, 188, 191
Çift tesirli motorlar 178, 187
Çift vorteksli yanma odası 153
Çok delikli enjektör 159
Çok delikli kapalı enjektör 136, 137.

D

Dalgaların üst üste binmesi 145
Dallanan zincir reaksiyonu 67
Dallı zincir 78
Damla 152
Damla çapı 152
Damlama 134
Deutz direkt püskürtme metodu 154
Deutz turbülanslı yanma odası 158
Devir sayısının mekanik verime tesiri 169
Deşarj gerilimi 113
Devir sayısının yanma hızına tesiri 60
Diesel 173, 176
Diesel çevrimi 42, 47, 48, 49

Diesel çevriminin verimi 42, 44, 47, 48, 49
Diesel indisi 88
Diesel motoru 3, 6, 7, 8
Diesel motorlarında dolgu değişimi kaybı 9
Diesel motorlarında iş gazı sıcaklığı 6
Diesel motorlarında yakıt hava oranı 8
Diesel motorlarında yanma 3, 62
Diesel vurultusu 136, 157
Di-olefin 79
Direkt püskürtme 153
Direkt püskürtmeli Diesel motoru 18, 19, 154, 159
Direkt püskürtmeli yanma odası 156, 157
Direnci vericili endikatör 29
Doğru akım süpürmeli motor 21, 22, 182
Doğru akım süpürmesi 184, 188
Dolgu 3
Dolgu ayarlanması 8, 90
Dolgu değişimi kaybı 9, 186
Dönen basınç dalgası 147
Dönen dalga 140, 141, 144, 145
Dönüşlü süpürme-184, 187
Dönüşlü süpürmeli iki zamanlı motor 21, 182
Dört zamanlı Diesel motorları 1/8
Dört zamanlı motorları 3
Dört zamanlı motorların efektif basıncı 183, 184
Dört zamanlı motorların piston hızı 183
Dört zamanlı motorların yakıt sarfiyatı 181

Dört zamanlı Otto motoru 178
Düz zincir 78
DVL-endikatörü 33

E

Effektif güç 36
Effektif ortalama basınç 35, 36, 171, 176
Effektif özgül yakıt sarfiyatı 37
Effektif verim 38
Eğik kamlı münferit pompa 128
Ekonomi bölgesi 95, 99
Ekonomi memesi 95
Ekonomi tertibatı 97, 99
Eksoz kanalı 5
Eksoz stroku 4
Eksoz supaplı, doğru akım süpürmeli motor 22
Elektrikli endikatörler 29
Elektrikli endikatörlerin çeşitleri 29
Elektrikli titreşim devresi 30
Elektrikli titreşim devresinin frekansı 30
Emme 3
Emme borusunun ısıtılması 105
Emme hacmi 1
Emme kanalının ısıtılması 117
Emme stroku 3
Emme supaplı Bosch pompası 121, 122
Emme supapsız Bosch pompası 122
Endikatör diyagramı 8
Endikatörlerin kullanma sınırı 28
Endike ortalama basınç 35
Endike özgül yakıt sarfiyatı 37
Endüksiyon zamanı 65
Endüktif vericili endikatör 30
Enerji hazneli Diesel motoru 19
Enerji hazneli motor 160
Enerji haznesi 160, 162

Enine süpürmeli iki zamanlı motor 20
Enjektör 128, 133
Erişme mesafesi 153
Ex-Cell-O pompası 125

F

Fakir karışım 7
F-kafası 16, 17, 18
Farnborough-Draper endikatörü 33
Fiziksel tutuşma gecikmesi 68
Frenleyici hava metodu 101

G

Gaz keleşeg. o. 89, 90
Gaz yakıtların yanması 54
Gelen dalga 140, 141, 144
G.M. Ünit enjektörü 126, 127
Gelen basınç dalgası 147
Gelen hız dalgası 145
Genel verim 17
Genişleme 3
Genişleme stroku 3
Geometrik benzer motorlarda ısı geçimi 166
Gom 79
Gönderme dalgası 143, 147
Gönderme kanunu 135, 141, 142, 147
Gönderme süresi 143
Gösterici 29
Güç ağırlığı 176, 179, 186, 188
Güç memesi 105, 107

H

H-motoru 12, 179
Hafifletme 149, 150, 151
Hafifletme derecesi 142
Hafifletme olayı 123

Hafifletme pistonu 150, 151
 Hafifletme silindiri 123, 142, 143
 Hafifletme supabı 150
 Hava fazlalık katsayısı 52, 55, 157, 164
 Hava hazneli motor 159, 160
 Hava hazneli *Diesel* motoru 19
 Hava ile soğutma 23, 24
 Hava keleşbeğı 89, 97
 Hava sarfiyatı 185
 Hazırlama zamanı 65, 67, 68, 73
 Helisel yaylı mekanik endikatör 27
 Henschel kompanzasyon tertibatı 150, 151
 Hercules turbülans odası 158
 Hesselmann direkt püskürtme metodu 154
 Hidrolik kayıp 166, 170
 Hızlılık 179, 186
 Hız refleksiyonu 144

I

Isı değeri 55
 Isı eksplozyonu 65, 66, 67
 Isı geçimi
 Isı sokumu 114
 Isıl zorlanma 182
 Isıl zorlanmaya tesir eden faktörler 182

İ

İdeal çevrim 39
 İdeal çevrimlerin mukayesesi 47, 48, 49
 İdeal çevrimin özellikleri 39
 İdeal *Diesel* çevriminin sınırları 42
 İ-kafası 17, 18
 İki zamanlı *Diesel* motorları 178
 İki zamanlı motorlar 4, 178, 181

İki zamanlı motorların çeşitleri 191
 İki zamanlı motorların efektif basıncı 183, 184
 İki zamanlı motorların endike basıncı 182
 İki zamanlı motorların piston hızı 183
 İki zamanlı motorların yakıt sarfiyatı 181
 İki zamanlı *Otto* motorları 178
 İnce yay diyagramı 9, 28, 35
 İnşa tipi 183
 International Harvester püskürtme pompası 129, 130
 İso-parafin 78, 79
 İş teşekkülü 147
 İş çevrimi 3, 7
 İş gazı 3
 İş mili 4
 İş stroku 4
 İşletme emniyeti 179
 İvme pompaları 105
 İvme tertibatı 105
 İzafi aşınma 180

J

Jigle 97
 Junkers 175
 Junkers kalorimetresi 56

K

Kafa şekilleri 15, 16
 Kafes motor 15, 189
 Kapalı enjektör 135
 Kapasitif vericili endikatör 30
 Karakteristik alan 36
 Karakteristik sayılar 175, 176
 Karterden süpürmeli motor 20
 Karbüratör buzlaşması 107

Karbüratörden istenilen özellikler 95
 Karbüratörün ana elemanları 91
 Karbüratörün mahzurları 107
 Karışım ayarı 9
 Karışımın bileşimi 73
 Karışım oranı 9, 61, 93
 Karışım oranı ve vuruntu 69
 Karışım oranının basınç düşüsüne bağlılığı 91
 Karışım oranının yanma hızına tesiri 61
 Karışım süpürmeli *Otto* motorları 181
 Karışım teşkili 6
 Karışımın soğutulması 105
 Karşı elektromotris kuvvet 110, 111
 Karşı pistonlu motor 14, 178, 181, 182, 186, 187, 192
 Karşı pistonlu motor, iki krank milli 189
 Karşı pistonlu motor, tek sıralı 189
 Karşı pistonlu motor, üç piston kololu 189
 Karterden süpürme 187
 Katı yakıtların yanması 52
 Katıklar 67, 83
 Kayıp gücü 182
 Kayıplara tekabül eden ortalama basınçlar 181, 182
 Kendi kendine tutuşma 3, 65, 66, 68
 Kendi kendine tutuşma sıcaklığı 8
 Kesici kam 113
 Kesici mili 115
 Kesit kısıcılı meme 137, 138
 Kimyasal reaksiyon hızı 59
 Kimyasal tutuşma gecikmesi 63
 Kısıcıcı hava tertibatı 103
 Kısıcıcı muylulu meme 153
 Kısıcılı meme 136
 Kısılma kayıpları 18

Kısmi yük bölgesi 96
 Kısmi yük durumu 9
 Kısmi yükteki endikatör diyagramı 8
 Konstrüksiyon çeşitleri 10
 Kraklaşma 156
 Kritik enerji seviyesi 58, 59, 61
 Kritik sıcaklık 66
 Kritik sıkıştırma oranı 81, 83
 Kumanda kesiti 186
 Kumanda zamanları 169, 170
 Kumanda zamanlarının volümetrik verime tesiri 170
 Kumandalı yanma 64, 65
 Kumandasız yanma 64

L

Lanova enerji haznesi 161
 Latent enerji 57
 Lenz kanunu 110
 L-kafası 17, 18

M

Makro karışım 133, 136, 152, 153
 Maksimum basınç endikatörü 31
 Manyeto-elektrik vericili endikatör 30
 Manyeto ile ateşleme 112, 113
 M.A.N. direkt püskürtme metodu 154
 M.A.N. hava hazneli yanma odası 160
 Mekanik benzerlik 180
 Mekanik endikatörler 28
 Mekanik endikatörlerin kullanma yerleri 28
 Mekanik endikatörlerin mahzurları 28
 Mekanik ivme pompası 106
 Mekanik kayıplar 166, 167
 Mekanik kompresörle aşırı doldurma 25, 26, 185

Mekanik verim 17, 35, 36, 169
 Mekanik zorlanma 176, 179
 Mekaniki avans ayar tertibatı 115
 Memenin açılma basıncı 145
Mercedes-Benz ön yanma odası 156
 Meta-benzen 79
 Mikro karışım 133, 134, 153
 Miktar ayarlayıcı 118
 Minimum hava ağırlığı 54
 Minimum oksijen miktarı 55
 Moleküllerin enerji seviyesi 58, 59
Mollier asal sayısı 53, 54
 Moment karakteristiği 36
 Mono-Olefin 79
 Motor boğulması 8, 97
 Motor boyutunun ısı geçimine tesiri 166
 Motor ömrü 179
 Motor tipleri 1
 Motor inşa şekilleri 187
 Motor karakteristikleri 36
 Motorlarda enerji bilançosu 32
 Motorlarda mekanik benzerlik 179
 Motorlarda termik zorlanma 179
 Motorların çalışma prensipleri 1
 Motorların dış karakteristiği 36, 37
 Motorların hava sarfiyatı 184
 Motorların iç karakteristiği 36
 Motorun iş yapma kabiliyeti 17
 Mukayese motoru 164, 165
 Mutlak aşınma 180
 Mükemmel karbüratör 97
 Münferit pompa sistemi 118, 119, 120
 Müşterek manifold 121, 133
 Müşterek manifoldlu *Cummins* pompası 133
 Müşterek manifoldlu pompa sistemi 118, 120, 132
M.W.M. ön yanma odası 156

N

Naftalin 80
 Normal parafin 78, 79

O

Oberhaensli turbülans odası 158
 Oktan sayısı 74
 Olefin 79
 Optik endikatörler 28
 Ortalama basınç 35
 Ortalama çevrim endikatörü 32
 Ortalama efektif basınç 164, 179, 180, 183, 184
 Ortalama piston hızı 176, 179, 180, 183, 184
 Orto-benzen 79
Otto 173, 175, 176
Otto çevrimi 39, 40, 41, 47, 48, 49
Otto çevriminin verimi 41, 42, 44, 47, 48, 49
Otto çevriminin sınırları 39, 40
Otto motoru 6, 7
Otto motorları 3, 178, 181
Otto motorlarında ateşleme 3, 7
Otto motorlarında iş gazı sıcaklığı 6
Otto motorlarında optimum sıkıştırma oranı 42

Ö

Ölçme elemanı 121
 Ölçme supabı 132
 Ön yanma odası 155, 162
 Ön yanma odalı *Diesel* motoru 18, 155, 157, 159
 Özgül yakıt sarfiyatı 8, 37, 38, 184

P

Pallas ekonomî tertibatı 102
Pallas karbüratörü 102

Parafin 78
 Para-benzen 79
 Parlama noktası 87
 Piezo-elektrik vericili endikatör 30
 Piston hızının ısı geçimine tesiri 164
 Piston hızının yakıt sarfiyatına tesiri 181
 Pistonların soğutulması 183, 188, 191
 Piston yüzü gücü 178, 183, 184
 Piston yüzü gücü ve ısı zorlanma 182
 Pompa karakteristiği 149, 150, 151
 Pompalama kaybı 8, 10, 36
 Primer devre 109, 112
 Primer hava akımı 155, 157
 PS-fiyatı 180
 Püskürtme 117, 118
 Püskürtme basıncı 136, 138, 153
 Püskürtme kanunu 135, 147, 149
 Püskürtme olayı 138
 Püskürtme pompaları 118

R

Ralanti 93
 Ralanti memesi 99
 Ralanti tertibatı 97, 93
 Refleksiyon 143, 145
Reid buhar basıncı 86
Reithmann 173
 Revolver motor 189
Ricardo, H. R., 18, 64
Ricardo-kafası 18

S

Sabit basınç hafifletmesi 143
 Sabit basınçtaki ısı değeri 56
 Sabit hacim hafifletmesi 143
 Sabit hacimdeki ısı değeri 56
 Sarfiyat karakteristiği 36
Saurer yanma odası 153, 155
Schnürle süpürmesi 21
 Setan sayısı 75

Seiliger çevrimi 44, 47, 48, 49
Seiliger çevriminin sınırları 44
 Sekonder devre 109, 112
 Sekonder hava akımı 155, 157, 159
 Setan sayısı 75, 76
 Siklo-heksan 79
 Silindir büyüklüğünün güç ağırlığına tesiri 179
 Silindir büyüklüğünün ömre tesiri 179
 Silindirler arası mesafesi 183, 186
 Simetrik kumanda 22
 Sıfır gönderme konumu 123
 Sıra motoru 10, 187
 Sıkıştırma 3
 Sıkıştırma hacmi 1
 Sıkıştırma oranı 1, 7, 41
 Sıkıştırma stroku 3
 Sıvı yakıtların yanması 52
Solex karbüratörü 102
Solex kısıcı hava tertibatı 102
 Starter 98
 Stokiyometrik karışım oranı 61, 73, 164
 Strok 1
 Strok çap oranı 178, 186
 Strok hacim gücü 174, 178, 190, 191
 Strok hacmi 1
 Strok hacminden faydalanma derecesi 176, 178, 179, 187
 Su ile soğutma 23
Sum-paralel memeler metodu 104
 Supapların yerleştiriliş tarzı 15
 Süpürme 5
 Süpürme basıncı 181, 182, 197
 Süpürme derecesi 181
 Süpürme düşüşü 185, 186
 Sürtünme gücü 181
 Sürtünme kayıpları 36, 166
 Sürtünme ortalama basıncı 167, 168

T

T-kafası 15, 16
 Tam gaz durumu 9
 Tam yanma 52
 Tam yük bölgesi 96
 Tam yükteki endikatör diyagramı 8
 Tek devreli soğutma 23
 Tek sıralı karşı pistonlu motor 189
 Termik zorlanma 173
 Termik verime tesir eder faktörler 46, 47, 49
 Tevzi elemanı 118, 121, 132
 Tevzi planceri 129
 Tevzi tertibatlı C.A.V. pompası 131
 Tevzi tertibatlı Cummins pompası 130, 131
 Tevzi tertibatlı pompa sistemi 118, 119, 120
 Titreşim devresi 113
 Triebnigg 152
 Turbo-kompresörle aşırı doldurma 25, 26, 185 192
 Turbülans odalı Diesel motoru 18, 157, 158, 159
 Turbülanslı yanma odası 162
 Tutuşuna gecikmesi 26, 62, 64, 136
 Tutuşma noktası 73
 Tutuşma sıcaklığı 7, 65

U

U-Silindirli motor 187, 189

Ü

Üç kanallı iki zamanlı motor 19, 20
 Üçgen motor 189
 Üst ısı değeri 57
 Üst ölü nokta 1

V

V-motoru 11, 12, 179
 Vakum avans ayar tertihati 115
 Venturi lülesi 89, 90
 Venturi lülesindeki basınç düşüşü 92
 Venturi lülesinin hesaplanması 90
 Venturi lülesinin verdi katsayısı 92
 Verici 29
 Volümetrik verim 16, 17, 18, 22, 117, 169, 170, 171
 Volümetrik verimin momente tesiri 171, 172
 Vuruntu 68, 69, 70, 71, 72, 179
 Vuruntu ve buji yeri 69
 Vuruntu ve Diesel motoru 74
 Vuruntu ve katıklar 83
 Vuruntunun mahzurları 76
 Vuruntuya tesir eden faktörler 68, 69, 70, 71, 72, 73
 Vuruntu ve yakıtın cinsi 81

W

W-motoru 12, 14
 Wiedemann efekti 30

X

X-motoru 179, 189

Y

Yağ karteri 11
 Yakıt enjeksiyonu 107
 Yakıt erime mesafesi 153
 Yakıt hava oranı 8
 Yakıt hüzmesi 62, 152, 160
 Yakıt memesinin hesaplanması 93
 Yakıt sarfiyatı 181
 Yanma hızının devir sayısına bağlılığı 60
 Yakıt sarfiyatının iş çevrimine bağlılığı 181

Yakıtın ağırlık bileşenleri 52, 53
 Yakıtın hacim bileşenleri 53, 54
 Yanma 6, 52
 Yanma hızı 60, 61
 Yanma hızının karışım oranına bağlılığı 61
 Yanma ısısı 55
 Yardımcı biyel 14
 Yatak yükü 187
 Yaylı manyeto 113
 Yıldız motor 12, 14, 179
 Yol verme tertibatı 97
 Yük 72
 Yük ayarı 7
 Yüksek basınç motoru 7
 Yüksek basınç pompası 118

Yüksek güç bölgesi 96
 Yüksek güç tertibatı 97, 105
 Yüünün ısı geçimine tesiri 155, 166
 Yüünün mekanik verime tesiri 168
 Yüünün vurutaya tesiri 72
 Yüzey hacim oranı 16
 Yüzde doksan beş alev yolu 61
 Yüzde on alev yolu 61

Z

Zengin kışım 8
 Zenith yardımcı meme metodu 100, 101
 Zincir kopması 67
 Zincir reaksiyonu 65, 66, 67
 Zincir taşıyıcı 66, 67, 68

Literatür

- Bussien, R., Automobiltechnisches Handbuch Band 2, 1953, Technischer Verlag Herbert Cram, Berlin.
- English, C., Verschleiss, Betriebszahlen und Wirtschaftlichkeit von Verbrennungskraftmaschinen, 1952, Springer Verlag, Wien.
- Edward, F., Oberth, Internal Combustion Engines, Analysis and Practice, 1952, International Textbook Co., Scranton Pa..
- Fritz, A. F., Schmidt, Verbrennungskraftmaschinen, 1951, Verlag von R. Oldenburg, München.
- Heise, M., Zweitakt Fahrzeugmotoren, 1955, Fachbuch Verlag, Leipzig.
- Juhaz de-Geiger, Der Indikator, 1938, Julius-Springer, Berlin.
- Kramer, O., Bau und Berechnung der Verbrennungskraftmaschinen, 3. Aufl., 1948, Springer Verlag, Berlin/Heidelberg/Göttingen.
- Leiker, M., Die Gasmaschine, 1953, Springer Verlag, Wien.
- List, H., Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschinen, 1939, Türkçe tercümesi, I. Hakkı Öz, 1948, I.T.Ü. Kütüphanesi, Sayı 146.
- List, H., Der Ladungswechsel der Verbrennungskraftmaschinen, 2. Teil, 1950, Springer Verlag, Wien.
- List, H., Der Ladungswechsel der Verbrennungskraftmaschinen, 3. Teil, 1952, Springer Verlag, Wien.
- Pischinger, A., Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor, 1957, Springer Verlag, Wien.
- Pischinger, A., Die Steuerung der Verbrennungskraftmaschinen, 1948, Springer Verlag, Wien.

Philippovich, A., Betriebsstoffe für Verbrennungskraftmaschinen, 1949, Springer Verlag, Wien.

Ricardo, H., The High-Speed Internal Combustion Engines, 1954, Blackie & Son Ltd., London and Glasgow.

Sass, F., Dieselmotoren, 2. Aufl., Band 1, 1948, Springer Verlag Berlin/Heidelberg/Göttingen.

Toelz, W., Das Motorrad, 1953, Richard Carl Schmidt Co., Braunschweig-Berlin.

Venediger, H. J., Zweitaktspülung, insbesondere Umkehrspülung, 1947, Francksche Verlagsbuchhandlung, Stuttgart.

Wanscheidt, Theorie der Dieselmotoren, 1955, WEB-Verlag der Technik Berlin.

Zinner, K., Die Anwendungsmöglichkeiten von Zwei- und Viertaktmotoren in der Technik, VDI-Band 90, No. 8, 1948.