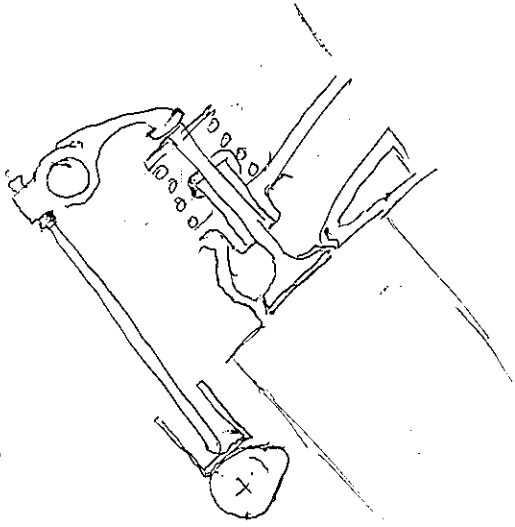




! Dağıtım :
GÜVEN KİTABEVİ
Müdafaa Cad. 16/B
Tel : 17 89 76 Kızılay - Ankara

77
40
Güven Kitabevi
ANKARA İZMİR İSTANBUL

MOTOR KONSTRÜKSİYONU (GAZ KUMANDA ELEMANLARI)

Yazar

Dipl.-Ing. Wolf-Dieter Bensinger

CEVİREN

Mesut Yalcinkaya
Mak. Yük. Müh.

GÜVEN KİTABEVİ
ANKARA
1974

24 Kasım 1978
Ferit Baltacı

MOTOR KONSTRÜKSİYONU

(Gaz kumanda elamanları)

Yazan
WOLF-DIETER BENSİNGER
Dipl-Ing,

Çeviren
MESUT YALÇINKAYA
Mak.Yük.Müh.

GÜVEN KİTAPevi
1974

©

Her hakkı mahfuzdur. Bu eser veya bir kısmı Güven Kitabevi'nin yazılı izni olmadan herhangi bir şekilde tekrar basılamaz.

ÖNSÖZ

İki cilt halinde düzenlenmiş olan Motor Konstrüksiyonu kitabı ile konstrüktörlere ve konu ile ilgili teknik öğrencilere gerekli olan bilgiler şekillerle gösterilmiş, en önemlilerin izahı yapılmış, fayda ve mahzurları uygulama sahaları ile incelenip hesap yolları verilmeye çalışılmıştır.

Bu kitabın hazırlanmasında şahsen beğendiğim ve öğrenimimde her öğrenci gibi istifade ettiğim W.D.BENSINGER-A.MEİLER tarafından yazılan eserlerden büyük ölçüde yararlandım.

Birinci kitapta motor gaz kumanda elemanlarına ait bilgiler ele alınmış eksantrik mili, supaplar, supap yayları, supap yuvaları, külbütörler incelenmiş ve ayrı bölümlerde; motorların çok önemli elemanlarından, benzin motorlarında kullanılan karbüratörler ile diesel motorlarında kullanılan enjektör pompalarının çalışma şekilleri ve elemanları hakkında açıklayıcı öz bilgiler verilmiştir.

İkinci kitapta ise yine yüksek devirli motorlar için piston, piston kolu, ve krank mili ile bunlara ait parçalar hakkında genç mühendisler ve teknik öğrencilere endüstride elde edilen tecrübe değerleri de dikkate alınarak gerekli bilgiler sunulmaya çalışılmıştır.

Bu eserlerin teknik öğrenim yapan öğrencilere ve mühendis arkadaşlarıma faydalı olacağını ümit eder, başarı dilerlerimi sunarım.

M.Valçinkaya
Mak.Yük.Müh.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
GİRİŞ	7
1. GENEL BAKIŞ	9
1.1 Kumanda diyagramı	9
1.2 Kumanda kesitleri	12
1.3 Silindir supap sayıları	15
2. SUPAPLARIN KUMANDASI	15
2.1 Genel açıklamalar ve ifadelerin tesbiti	15
2.11 Supap açılması (itilmesi)	16
2.111 Teorik açılma	16
2.112 Gerçek supap açılması	18
2.113 Supap boşluğu	21
2.12 Kumanda tipleri	23
2.2 Uygulanan konstrüksiyonlar	26
2.21 Yandan supaplı motorlar (Daimler-Benz "170V"	26
2.22 Bir yandan ve bir üstten supaplar (Rover "60")	28
2.23 Alttan eksantrik milli, üstten paralel su- paplar (BMW "501", Deutz "F8L614", Buick "V8")	28
2.24 Alttan eksantrik milli, birbirine göre eğik üstten supaplar (Armstrong-Siddeley "Sapphi- re", BMW- "250cm ³ -Motosiklet motoru, BMW-Yıl- dız uçak motoru)	30
2.25 Üstten eksantrik milli motorlar (Daimler - Benz "300", DB- "603" Uçak motoru, DB- 3Ltr. ya- rış motoru, Singer "SM1500", Jaguar "XK120")	34
2.26 Otomatik boşluk ayarı	38
2.3 Kumanda elemanlarının hesabı	40
2.31 Kamlar	40
2.311 Daire yaylı kamlar	44
2.312 Düz ivmeli kamlar	58
2.32 Supap yayı	69
2.321 Titreşim dikkate alınmaksızın yayla- rın hesabı	72
2.322 Titreşim zorlamasının hesabı	77
2.34 Supap, supap hareket yatağı, ve supap yu- vası	80
2.331 Supap	80
2.332 Supap hareket yatağı	84
2.333 Supap yuvası	85

	Sayfa
2.4 Eksantrik mili çevrim düzeni	89
2.41 Alın dişli tahrik düzeni	89
2.42 Konik, sonsuz-dişli-ve spiral dişli çevrim düzeni	90
2.43 Zincirli çevrim düzeni	90
2.431 Zincir tipleri	91
2.432 Zincir gerilimi	92
2.433 Titreşimin azaltılması	94
2.434 Konstrüksiyon uygulamaları	95
2.44 İtme kollu hareket düzeni	97
3. ŞİBERLİ KUMANDA	98
3.1 Genel açıklamalar	98
3.11 Contalama (sızdırmazlık)	99
3.12 Yağlama	100
3.2 İmalat tipleri, kumanda kesitlerinin tesbiti ve uygulanan konstrüksiyonların açıklanması	102
3.21 Düzensiz hareketli şiber	102
3.211 İki zamanlı motor	102
3.212 KNIGHT-Şiber kumandası	107
3.213 BURT-MC-COLLUM-Şiber kumandası	107
3.22 Döner şiber	112
3.221 Düz satırlı şiber	112
3.2211 DVL-WVW-Düz şiber kumandası ..	114
3.2212 DVL-WVW-Düz şiber kumanda tipinin daha geliştirilme im- kanları	118
3.2213 Bristol-salgılı tablalı motor ..	120
3.2214 SACHSENBERG-SKLENAR-Motor ...	122
3.222 Silindirik döner şiber	123
3.2221 CROSS-Şiber kumandası	124
3.2222 BAER-Şiber kumandası	126
3.2223 Konik şiber-ASPIN-motoru	128
SON SÖZ	129
KARBÜRATÖRLER	130
ENJEKTÖR POMPALARI	143
LİTERATÜR	157

Motor konstrüksiyonu yapan bir kimse için yakıt püs- kürtme dizaynını yapmak çok ilginç bir vazifedir. İmalat p- lanlanan bir motorda silindir adedi, silindir kurs hacmi ve silindir tanzim tarzı tesbit edildikten sonra, hareket düzeninde ve silindir konstrüksiyonunda önemli derecede değişiklik yapmak imkanı mevcut değildir. Buna karşılık ya kıt püskürtme dizaynında konstrüktör daha geniş uygulama yollarına sahip olup, o bu sahada kendi kabiliyet ve yara- tıcı gücünü gösterir. Yakıt püskürtmenin kumanda şekli mo- torun gücüne ve dolayısıyla motorun hacmine, gürültüsüne ve nihayet imalat maliyetine önemli derecede tesir eder. Ya- rış arabaları motorlarında maliyete ve diğer masraflara ri- ayet edilmeksizin son yüzdesine kadar motor gücüne önem ve rilir. Halbuki binek ve taşıyıcı araba motorlarında güçten ziyade imalat maliyetine değer verilir.

Her konstrüksiyonda bazı önemli noktalar vardır ki, o anda konstrüktör sanatını göstermesi gerekir. Bazen sayı- larla ifade edilemeyen bazı hareket noktaları enine boyuna tartılmalı ve en uygun sonuca varılmalıdır. Mesela termik randımında %1 oranda fayda sağlanırken, verimden %5 zarara uğramanın hiçbir anlamı yoktur. Yine supap kesitini geli- şigüzel büyük tutmanın, mahzurlar meydana getirdiği bilin- diği için önemli bir faydası yoktur. Sık sık bakım gerekti- ren, motorun önemli yerlerine ulaşması zor olan veya onu kullanan elemandan bazı önemli yetenekler gerektiren bir motor, çok iyi dahi olsa bu nedenlerle kötü bir reklam ya- ratabilir. Birçok hususlar çeşitli yönleriyle ele alınarak daima iyi bir şekilde kontrole tabi tutulmalı ve erişilmek istenen sonucun en iyi değerinde olmasına çalışılmalıdır. Ko- nu üzerinde derinliğine araştırma yapılarak imalat maliye- tinin düşüklüğü yanında işletme emniyeti yönünden veya baş- ka yönlerden önemli yararlar meydana getirdiği tesbit edil- melidir.

Yakıtın kontrolu bakımından sayısız konstrüksiyon yön- temleri hem supaplar ve hemde dönerli şiberler uygun görü- lerek tercih edilebilir. Bu kitapta supapların en önemli- lerinin izahı yapılmış ve onların fayda ve mahzurları uy-

gulama sahalari ile beraber incelenmiştir. Kumanda elemanlarının hesap yolları gösterilmiş, supap hareketlerini direk olarak yaratan eksantrik milinin kamlarının hesabına çalışılmıştır. Kumanda çevrim düzeni, konstrüksiyona tüm olarak etki ettiğinden, bu konu ayrı bir bölümde incelenmiştir.

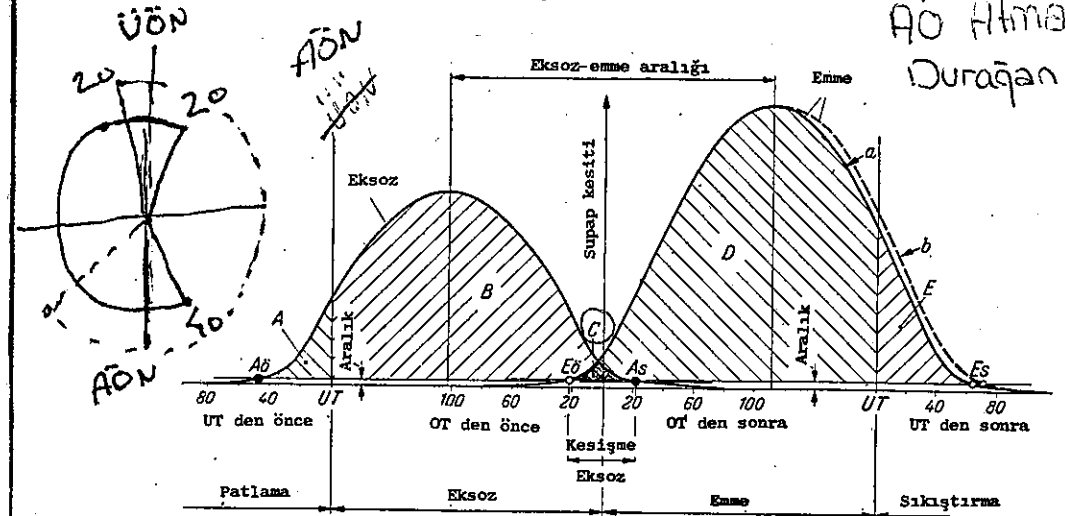
Bu kitabın amacı konstrüktörlere gaz kumanda elemanlarının şekillendirilmesinde yardımcı olmak, ve ona bu elemanların hesaplanmasında ve ölçülendirilmesinde gerekli tüm bilgileri vermektir. Bu kitap ilmi çalışma yapanlar için değil, daha ziyade motor dizaynı yapanlar için düşünüldüğünden, kolayca anlaşılması hususuna büyük değer verilmiştir. Konstrüksiyonda kullanılan tüm formüller detaylı olarak izah edilmiştir. Formülün çıkarılışına değinilmiş fakat genellikle tamamen teferruatına gidilmemiştir. Verilen örnekler bazı pürüzleri daha iyi izah etmek amacını gütmektedir. Konstrüktör için ilgili formülleri aramak veya formülü çıkarmak zahmetli olduğu gibi, hatalara da sebebiyet verebilirler.

17-05-2015

1.Genel Bakış

1.1 Kumanda diyagramı *kumuta çizgesi*

Emme supapının görevi, emiş periyodu esnasında mümkün olduğu kadar çok, taze gazın silindir içerisine akmasına imkân vermektir. Buna karşılık eksoz supapının da görevi yanmış gazların silindiri imkan dahilinde tamamen terketmesini sağlamaktır. Hiçbir konstrüksiyonda emme ve eksoz kesitleri hemen tam olarak açılmıyacağı ve ayrıca akış halindeki gazlar kinetik enerjiye sahip olduklarından, supap açma ve kapama zamanlarının, piston ölü noktalarından önce ve sonra olması lazımdır.



Şekil.1: 4 zamanlı bir motorun kumanda diyagramı

Bir motorun kumanda diyagramı (Şek.1) dinamik oluşlar dikkate alınarak indikatör-diyagramı (Şek.2) ile müştereken gözönüne alınmalıdır. Aşağıda dört zamanlı motorlar için açıklanan düşünceler genel olarak iki zamanlı motorlar için de uygulanabilir.

Önce "Eksoz açık" ("AÖ") ile başlayalım. Bu kumanda süresi alt ölü noktadan o derece önce öngörülmelidir ki, bir taraftan patlama çizgisinden kayıp en az oranda olmalı (Şek 2 deki "F" alanı) ve diğer taraftan silindir içindeki ba-

AÖ Akma açık
Durağan dönük

Atma supap boşluklarının çok olması supabın yanmasına neden olabilir.

10

(Düşük değer)

sinç değeri çok çabuk (yatay) çizgi üzerine düşmelidir: Yani "C" alanı küçük olmalıdır. Eksoz supapı açılmasının ilk anlarında kritik üstü basınç oranı, hakim olduğundan ve dolayısıyla çıkan gaz miktarı iç basınca bağlı olmayıp sadece o anki zaman kesitine bağlı olduğundan, "Aö" oldukça önce başlayabilir. Eksoz supapının termik yüklenmesi bilhassa supap normal şekilde açılmadığında hızla arttığından bu hususa bilhassa dikkat edilmelidir. En uygun gaz kumanda süresinin tayini alt ölü noktadan ("UT") önceki açıyla değil, taranmış "A" alanı ile tesbit edilir. Burada devrin değişmediği kabul edilmiştir. Kumanda kesitinin keskin olarak artışı halinde "UT" den önceki açılma açısının değeri, yumuşak eksoz açılmasına nazaran daha küçük olmalıdır.

Pistonun yanmış gazı itmesi esnasında, pek tabii büyük bir kumanda kesitinin ("B" Alanı) mevcut olması lazımdır. Dolayısıyla silindirdeki yüksek basınç p_A küçülür. Eksoz gazının kinetik enerjisinden istifade etmek ve üst ölü noktaya doğru kumanda kesitinin hızla azalması dikkate alınarak, "Eksoz kapama" üst ölü noktanın arkasında öngörülür.

Emme supapı, üst ölü noktadan (Eö) önce açılır, çünkü kesit, başlangıçta henüz küçüktür ve diğer taraftan çıkan eksoz gazları, emilen taze gazı harekete geçirir. Emme ve eksoz supaplarının aynı zamanda açık olmaları haline "Kesişme" denir. Dar bir devir sahası içinde çalışan ve sadece hava emen motorlarda mesela silindir içerisine benzin püskürtmeli uçak motorlarında kesişme alanı "C" o derece büyük seçilir ki, yanma odasında bulunan yanmış gazlar süpürülerek tamamen uzaklaştırılmış olur. Böylece güç meydana getirmek için mevcut olan taze gaz miktarı yanma hacmi kadar artmış olur. Daha geniş devir sahalı motorlarda kesişme alanı büyük olamaz, çünkü küçük devirlerde eksoz gazı emiş kanalı içine kaçabilir ve tekrar emilir veya eksoz kanalından tekrar emilmiş olur. Bilhassa her silindiri eşit miktarda taze gaz emiş yapamayan çok silindirli motorlarda, uygun olmayan durumlar ortaya çıkabilir.

Üst ölü noktadan sonra emiş kumanda kesitleri ("D" Alanı) mümkün olduğu kadar büyük olmalıdır, böylece silindirdeki, alçak basınç P_2 küçülür ve iyi bir dolgu meydana gelir. Kü-



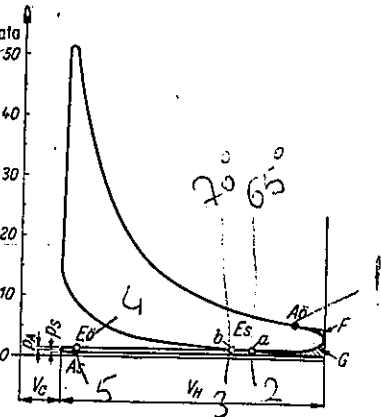
- 1- Atma açtı
- a - 2- Emme kapadı
- b - 3- Emme kapadı
- 4 - " " açtı
- 5- Atma kapadı

çük basınç farkında taze gaz içeri akın ederken, eksoz gazının büyük bir kısmı, basınç altında silindiri terkettiğinden eksoz çıkış kesitleri, emme kesitlerine nazaran daha küçük olabilir. Bu uygulama bilhassa eksoz çıkış kesitinin küçülmesi, emme kesitinin büyümesine hacim bakımından imkan verdiği takdirde öngörülür.

Piston alt ölü noktayı aştığı zaman, kinetik enerjisinden dolayı biraz daha temiz gaz silindir içerisine akmaya devam eder. Böylece emme supapı alt ölü noktadan sonra öyle bir anda kapanmalıdır ki, piston temiz gazları geri itmeye başladığı an, supap ta kapama işlemini yapmalıdır. Burada da "Emiş kapama" "Es" i tayin eden açı değeri değil, "E" alanıdır. Gaz kumanda kesit eğrisinin düz değilde meyilli olması halinde "Es" noktası daha önde bulunmalıdır.

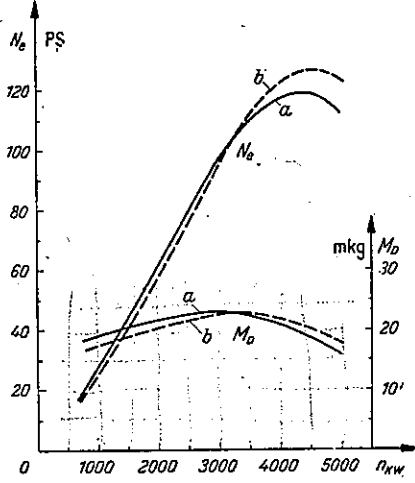
Kumanda diyagramı üzerindeki en önemli zaman, emiş kapama zamanıdır. Bu nokta sabit olupta, diğer bütün kumanda zamanları değiştirilse, (Alman hava tekniği araştırma, deneme merkezinde bunun denemesi yapılmıştır.) maksimum gücün artışının çok az, yani eğrinin düz gittiği tesbit edilir, ve geniş bir devir sahası için "Aö", "As" ve "Eö" için en yüksek değerler bulunabilir, fakat en iyi değer "Es" için bulunur ve devir adediyle direk orantılıdır.

Emme kapama zamanı, motorun dönme momenti karakteristiğine, elastikiyetine ve onun maksimum güç değerine önemli derecede tesir eder. Şekil 3, bunu açık olarak göstermektedir. Şek. 1 deki "a" ve "b" kumanda kesitlerine uygun olarak "a" ve "b" güç eğrileri verilmiştir. İlk harekette hızlı ivme ve dağlık arazide iyi elastikiyet istenen binek arabalarında maksimum güç yerine daha yüksek dönme moment değeri önem kazanır. Sadece çalışma devir sahası dar olan motorlarda bu konuda bir güçlkle karşılanılmaz. Uçak motorlarında, değişken uçuşa yüksekliği, kumanda zamanlarına tesir eder, dolayısıyla bunun tekrar dengelenmesi gerekir.



Şekil 2: Indikator diagramı

Buraya kadar izahların özeti



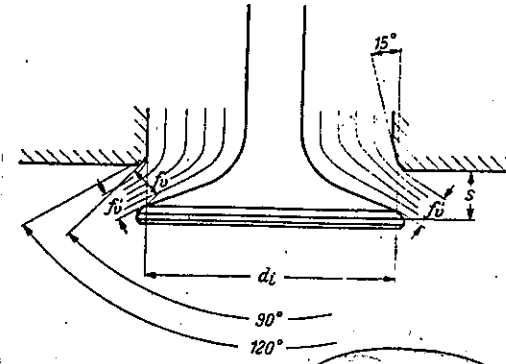
Şekil.3: "Emme kapama"nın güç dağılımı üzerinde etkisi

1. Kumanda zamanı için açı değeri değil, kumanda kesit alanı önemlidir. (bak şek. 1) Eğri gidişinin değişmesi halinde, "A", "C" ve "E" alanları yaklaşık olarak sabit tutulmalıdır. Eğrinin meyilli olması iyi bir dolgu yapması için arzu edilir, düz olarak gidişi ise gürültü yönünden tercih edilir.
2. "A" alanı nisbeten büyük seçilebilir. Kumanda organlarının termik yüklenmeleri artarsa da, supapların gayri muntazam açılmalarına imkan verilmemelidir.

3. "C" alanı, küçük devirlerde motorun düzgün çalışmasına olumlu etki yapıyorsa daha büyük seçilemez.
4. "E" alanı motorun güç karakteristiğine kuvvetle etki eder. Büyük bir alan, yüksek devirlerde fazla güç meydana getirir ve küçük devirlerde devir momenti masraf demektir. "A" ve "C" yüzeyleri geniş bir devir sahası için uygun olarak seçilebilir.
5. "B" ve "D" ölü noktaları arasındaki kumanda kesit alanları mümkün oldukları kadar büyük olmalıdır. Eksoz alanı "B", "D" den daha küçük olabilir.
6. Kumanda zamanları motor hakkında birşey ifade etmezler. Karar verebilmek için kumanda kesit diyagramının ve devir sahasının tanınması lazımdır.

1.2 KUMANDA KESİTLERİ

Kumanda elemanlarının tesbitinde, kesitin tamamının öngörülen akış miktarını karşılayacak şekilde olmamasına dikkat edilmelidir. Köşe noktalarında meydana gelen çözümlerden dolayı gerçekte daha dar bir kesit meydana gelmiş,



Şekil.4: Emme supapı içindeki gaz akışı

Küçük açılmalı supaplarda akış katsayısı yaklaşık olarak 1'e eşittir, kurs boyu arttıkça akış katsayısı azalmaya başlar ve 0,6 değerine kadar düşer.

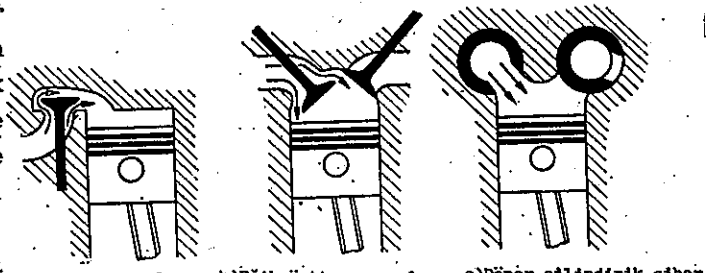
Genel olarak bir supapın kesiti şu formülle hesaplanır:

$$f_v = \pi d_i \cdot s \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \quad (1)$$

d_i = supap temas çapı (Şek.4), s = supap kursu, α = süpap yuvası açısı.

Bu formül, süpap kursuna bağlı olarak bazan kesin olmayan yaklaşık değerler verebilir. Kesin hesap çok karmaşık formül ve hesaplar gerektirebilir. Fakat pratik hesaplar için yukarıda verilen formül yeterli ve uygundur.

Supap yuva açısı genellikle 90° olarak alınır. Bu açının 120° olması halinde f_v kesiti daha da büyür; Şekil 4 de görüldüğü gibi akışta önemli bir değişme olmamaktadır. A kim, süpap çevresinde daha iyi olurken, süpap yuvalarında durum daha kötüleşmektedir. Gaz akışının çözümlmesine meydan vermemek için keskin köşelerden kaçınılmalıdır. süpap temas yüzeyi önünde hafif bir daralma tercih edilebilir. (Şek 4 sağa bak) Yine keskin köşelere kavis verilmesi tavsiye edilir. Eksoz supapında akış katsayısı



Şekil.5: Muhtelif kumanda organlarında gaz akışı

değeri emme süpâpına nazaran daha iyidir. Çünkü akış yönü tersdir ve daha büyük basınç farkı mevcuttur.

Kumanda elemanlarında, supaptan sonraki gaz akışı serbest yayılmakta veya yanma odası cidarlarında yön değiştirilmekte veya mani yaratılmaktadır hususu pek tabii önemlidir. Akış durumu, Şek.5 deki a motorunda b motoruna nazaran daha kötüdür. En iyi akış oranını döner şiberli c motoru yaratır.

İyi dolguya büyük tesiri olan, fakat pek dikkat edilmeyen bir husus, taze gazın silindire gidiş yolu üzerinde ısınmasıdır. Isınmayla gaz genişler ve emilen hava ağırlığı azalır. Böylece supapın kumandası uygun olmıyan bir şekil alır. Bu durumda taze gazlar dar supap aralığı içerisinden ısınmış yüzeylere temas ederek akar. Emme supapı sıcaklığı 300-500°C a kadar ulaşır. Buna karşılık döner şiberli bir supap sisteminde sadece taze gaz akışın çevre bölgeleri ısınır, gazın büyük bir kısmı ısınmış yerlerle temasa gelmez. Stasyonier akış deneyinde ısınmanın tesiri yoktur.

Özeti:

1. Hesabi olarak tesbit edilen supap açılma kesiti: gazın çözülme olanaklarından dolayı tam tesirini gösteremez. Supapların kumandasında akış katsayı değeri artan kurs boyu ile daha kötüleşirken, döner şiberli süpâp sisteminde tam açık vaziyette en iyi değeri kazanır.

2. Supaplardan sonraki gaz akışına da dikkat edilmelidir.

3. Silindir dolma durumuna gazın ısınmış olmasının büyük etkisi vardır. Stasyonier akım deneyi, sadece sınırlı olarak çalışan motora bağlı olarak aktarılır.

4. Değişik konstrüksiyon şekillerindeki kumanda kesitleri önemli farklılıklar arzedebilir, çünkü akış katsayıları, gaz akış şekilleri ve ısınma bazı şartlarda birbirlerinden çok ayrı olabilirler.

5. Döner şiberli supap sisteminde taze gazların akış ve ısınmaları normal supaplı kumandaya nazaran daha uygunluk arzeder.

1.3 SİLİNDİR SUPAP SAYILARI

Toplam olarak iki supap daha büyük kesit meydana getirmesine rağmen tek kumanda supapı, iki supapa nazaran daha iyi dolgu meydana getirir. Çünkü cidar sürtünme kayıpları, ve ısınma menfi etki yaparlar. Bazı şartlarda supaplardan sonraki her iki akım birbirini kötü yönde etkileyebilirler. Eğer büyük kumanda kesitlerinin olması istenir veya meydana gelen kütle yüklerine ve termik yüklenmelere hakim olmak mümkün olmadığı takdirde, iki supap sistemi uygulanmalıdır.

Döner şiberli kumanda sisteminde, emme ve eksozu, yanma odasına açılan aynı ağız içerisinden kumanda etmek mümkündür. Bu tatbikatta, gerçekte pek uygun değildir. Çünkü birbiri ile kesişme esnasında hem eksoz gazı kolayca emiş kanalı içerisine kaçabilir ve hemde taze gaz eksozla birlikte sürüklenip kaçabilir. Eksozdan emişe kadarki mesafe mümkün olduğu kadar tüm yanma hacmi boyunca uzanmalı ve dolayısıyla ölü köşelerin eksoz kalıntılarına imkan bırakılmamalıdır.

2. SUPAPLARIN KUMANDASI

2.1 GENEL AÇIKLAMALAR VE İFADELERİN TESBİTİ

Supaplar, konstrüksiyonu çok zor olan bir kumanda elemanlarıdır. Onlardan istenen daima ve sürekli olarak artan iyi özelliklerin başarı ile yerine getirilmiş olmasına şaşmamak elde değildir. İnanılması hakikaten güç olmasına rağmen, eksoz supapının, sıcaktan kızarmış bir halde dakikada birkaç bin defa darbeleri olarak açılmasına ve tekrar supap yuvasına oturmasına, yine termik ve mekanik yönlerden daha fazla zorlanmasına rağmen oldukça uzun ömre sahiptir. Bu supap birçok kötü şartlara sahip olmasına rağmen iyi bir yanı, silindir içindeki basınçlı zaman esnasında çalışır durumda olmamasıdır. Bu basınçla supap yuvasına itilir ve böylece iyi bir sıkıştırma meydana getirir.

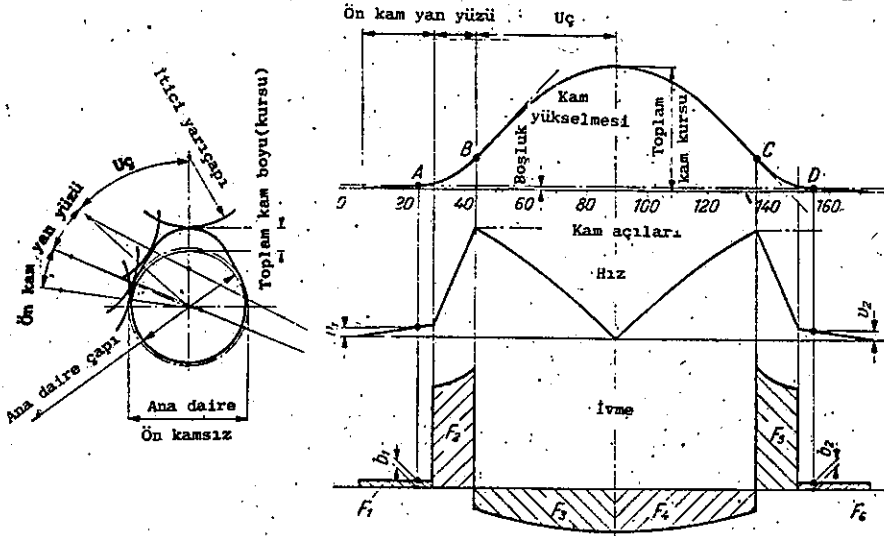
Eksoz supaplarının iyi kapama yapmadıkları, gaz kaçırmaları halinde hızla püsküren çok sıcak gazların kaçırma yaptığı yerdeki malzemeyi, kaynak derecesinde o şekilde ısıtır ki, hemen delik meydana getirir. Şayet bir supap ka-

çırma yapıyorsa, bunun neticesi olarak önce sıkıştırma oranında bir etkisi olur. Bu durum, güç azalması meydana gelmesinden hissedilir. Patlama basıncı tesiri ile supap çok kuvvetle supap yuvasına itilir ve böylece tekrar kaçırma yapmaz. Şayet supap kaçırmaya mani olunamadığı takdirde, motorun kısa zamanda arızalanması beklenmelidir.

Eğer, açılıp kapanmakla çalışan bu supapların sızdırmazlık özellikleri iyi olmasaydı, belki bugün sadece döner şiber supapları kullanılacaktı. Şiberli supaplar mekanik, termik ve akış özellikleri yönünden diğerlerine nazaran daha üstündür.

2.11 SUPAP AÇILMASI (İTİLMESİ)

2.11.1 Teorik açılma: (Kısım 1.1 deki) kumanda diyagramı ile supapın açılması ve kapanması anındaki saha tesbit edilmiştir. Hareketler ve her bir faz üzerinde daha açık fikir elde etmek için Şekil 6 incelenmelidir. Supapın kaçırma yapmaması için supap iticisi, eksantrik mili kamının ana dairesi üzerinde hareket ettiği müddetçe supapa nazaran belirli bir aralığa sahip olmalıdır. Yani, kamın itmeye başlaması halinde, önce supap iticisi artan bir hızla kalk



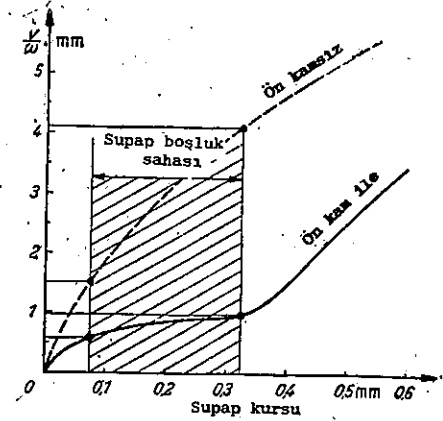
Şekil 6: Kam fazları

maya başlar. "A" noktasında, supap boşluğuna eriştiği zaman supap aniden v_1 hızına gelmelidir. O anda bir darbe meydana gelir ve onun kuvveti kısaltmalarla elde edilen şu bağıntı ile hesaplanır.

$$S = v_1 \sqrt{m_v c}$$

m_v = supap kütlesi, c = Sistemin yay sabitesi, yani yay mesafesi birimi yüklenmesi.

Supap boşluğu, işletme şartlarına (kısım 2.113 e bak), supap ayar hassasiyetine ve zamanla meydana gelen aşınmalara bağlı olarak belirli sınırlar içerisinde değişebileceğinden ve diğer taraftan itmenin mümkün merteye küçük hızlarda olması gerektiğinden, Şekil 6 da gösterildiği gibi gerçek kam önüne oldukça küçük ivme veren bir ön kam kısmı öngörülebilir. Bu ön kamın tesiri Şekil 7 de görüldüğü gibi supap hızı, supap açılmasına bağlı olarak çizildiği an daha kolay anlaşılır. Şekildeki taranmış alan işletme durumunda meydana gelen boşluğu gösterir. Şekilden ön kam vasıtasıyla temas hızının ne kadar düştüğü kolayca görülmektedir. Supap boşluğu ne kadar küçük olursa, ortaya çıkan gürültüler de o kadar azdır. Ön kamın kursu, meydana gelen en büyük supap boşluğundan daha büyük olmalıdır. Böylece itme, kam alın yüzeyin temasına kadar tamamlanmış olur ve yüksek ivme kuvvetleri ile çakışmamış olur. Eğer boşluk daha büyük seçilirse supap açılması düzgün olmaz. Bu ise bilhassa eksoz supapının yüksek termik yüklenmesinden dolayı pek arzu edilmez. Eğer otomatik bir supap boşluk ayarı öngörülmüş ise (kısım 2.26) darbeye imkan verilmemiş olunur.

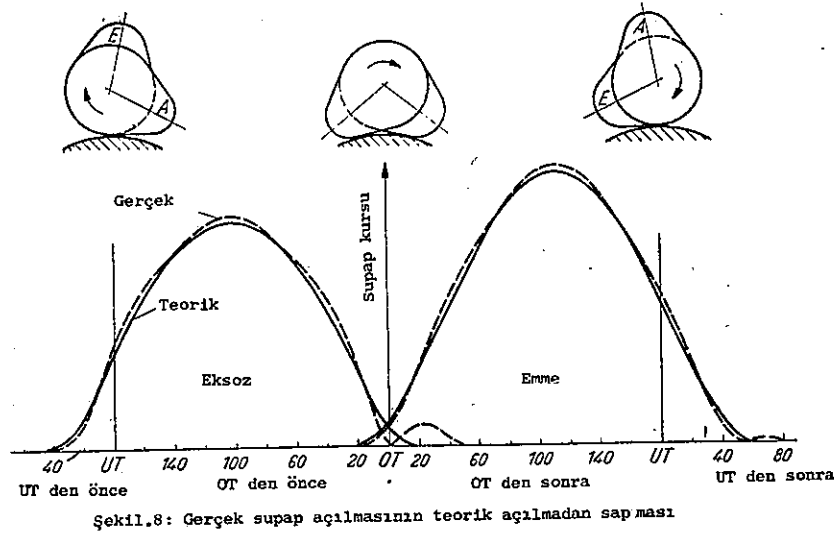


Şekil 7: Supap hızına ön kamın tesiri

Eksantrik kamın yan yüzeyinde hız çok çabuk artar. Yan yüz ivmesi sınırı, supap kamandasının emniyetli gürültü değeri ve meydana gelen zorlanmalarla tahdit edilmiştir. Pra-

tik tecrübe göstermiştir ki, sadece itme değil, kam yan yüzü üzerindeki ivmenin de gürültünün şiddetine tesiri vardır. Eksantrik mili, kollar v.s. nin yataklarındaki ani hareketlerinde gürültüye sebep oldukları kolayca tahmin edilebilir.

"B" dönüş noktasına eriştikten sonra supap, sabit bir hızla kesik çizgi ile gösterilen hat boyunca hareket etmek isteyecektir. Sürtünme ve hava direnci dikkate alınmadığında supap, supap yayı nedeniyle de yavaşlamalı ve kam üzerinde tutulmalıdır. İvme diyagramında pozitif yüzey(F_1+F_2), negatif yüzey F_3 e eşit olmalıdır. Bu diyagram ivme hareketinin kontrolüne imkan verir.



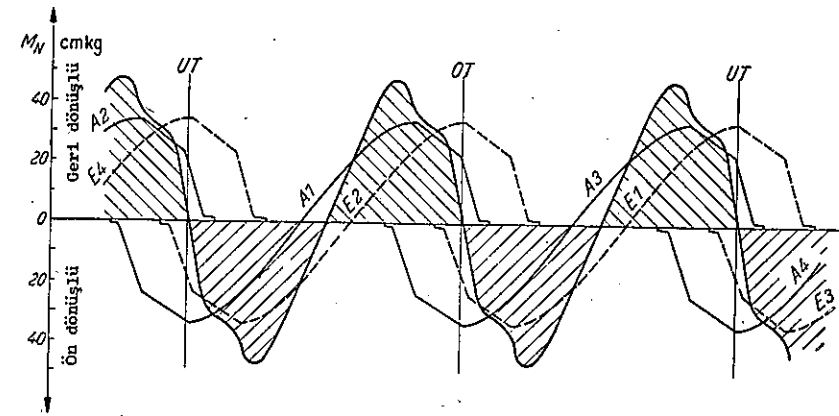
Şekil 8: Gerçek supap açılmasının teorik açılmadan sapması

En yüksek kam noktasının açılmasından sonra supap, supap yayı tesiriyle tekrar hareket haline geçer, ve "C" noktasındaki kinetik enerjisi, kam yüzeyi üzerinde tutulur, v_2 hızı ile supap, yuvası üzerine oturmuş olur. F_4 alanı tekrar (F_5+F_6) alanına eşit olmalıdır. Genellikle supap açılması simetriktir. Dolayısıyla F_1 , F_2 , F_3 alanları F_6 , F_5 , F_4 alanlarına eşit olur.

2.112 Gerçek supap açılması: Gerçek supap açılması teorik değerden daha fazla değildir. Bunun sebebi, aktarma elemanlarının elastikiyetinden, eksantrik milinin kendinden

ve bu milin tahrik şeklidir. Kuvvetler ve onların eksantrik mili eksenine olan mesafesinden dönme momenti meydana geldiğinden, kam ileri harekette geri kalacak ve geri harekette ileri gidecektir. Böylece hesapla bulunan değere nazaran daha kısa açı ve daha yüksek ivme(hızlanma) ve yavaşlama meydana gelir. Aynı etki aktarma elemanlarının elastik olarak müştereken basıya zorlanmaları halinde de vardır, çünkü hareket zamanları kısalmıştır.

Şekil 8 de, emme ve eksoz için müşterek eksantrik milli bir motor için sapma olayı gösterilmiştir. Eksoz başlangıcında supap açılması geride kalacak dolayısıyla kam üzerinde moment ters yönde olacak ve aktarma elemanları birbiri üzerine baskı yapacaktır. Esneme hareketlerinin dengelenmesi, yan yüz üzerindeki ivmenin yükselmesine tesir eder, zamanlar kısalır ve kam ile supap arasındaki kuvvetler bağlantısını elde etmek için supap yayı, maksimum noktada gerekeni temin edemez. Supap, kamın uç noktası üzerinden sıçrar, onun ardından kam üzerine oturur ve ona ileri doğru yönelmiş bir dönme momenti verirken bu arada aktarma elemanları elastik olarak tekrar sıkıştırılmış olurlar.



Şekil 9: 4 silindirli bir motorda supap yayları nedeniyle eksantrik milindeki dönme momenti

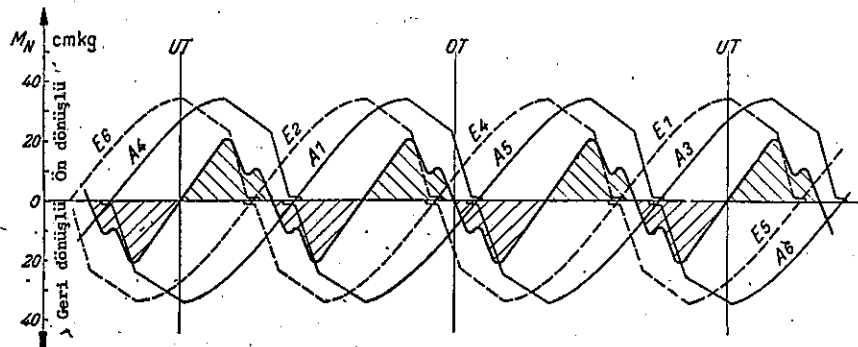
Supapın yuvası üzerine oturması anındaki darbe, oldukça fazladır, yuva yay tesiri yapar ve supapı tekrar iter, Emme ve eksoz için müşterek bir eksantrik milinin mevcut olduğu motorlarda, aynı zamanda emme supapında aniden meydana gelen kuvvetler eksantrik milini tekrar aksi yönde dön-

dürmek istiyeceğinden, eksoz supapının yeniden açılması geri dönen eksoz kamı vasıtasıyla kolaylaşmış olur. Şekil 8 de supap açılmasındaki ilave açılma kolayca görülmektedir.

Emme supapı açılması önce, hesaplanan değerden daha geride bulunur, fakat eksoz supapında olduğu kadar fazla değildir, çünkü buradâ ilave gaz basıncı nedeniyle supap üzerine daha büyük dönme momenti tesir eder. Yine müsterek eksantrik milli motorda eksoz kamının ileri doğru döndüren momenti emme kamının geri dönmesini dengeleştirmeye çalışır. Gerçek supap açılması hesaplanan değerden ne kadar az farklı olursa, supapın kam tepesi üzerinde sıçramasında o kadar az olur. Kamın çıkış kısmında gerçek supap açılması geride bulunur ve tekrar ilave açılma meydana gelebilir.

Supap açılmasındaki farklılıklar hangi usullerle azaltılabilir? Herşeyden evvel hareket eden kütleler nisbeten, küçük ve sağlam olmalıdır, sonra eksantrik mili torsiyon ve bükülmeye mukavim olmalı ve yatak yerleri salgi yapmamalıdır. Ayrıca eksantrik mili tahrik sistemi de küçük elastikiyete sahip olmalıdır. Emniyetli ivme değerleri genel ölçüde supap kumanda konstrüksiyonuna bağlıdır.

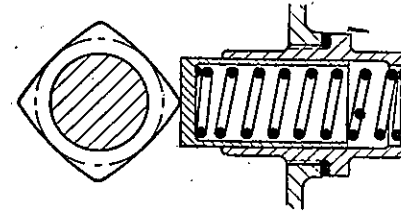
Şekil 9 ve 10 da emme ve eksoz için müşterek eksantrik, miline sahip 4 ve 6-Silindirli motor için teorik dönme momentinin dağılışı gösterilmiştir. Şekillerden 6 silindirli motorlarda daha az vuruşun olduğu görülmektedir. Eksantrik mili üzerindeki kamlardan, değişik elastikiyetleri nedeniyle hangisinin daha fazla tesir ettiği tesbit edilemez.



Şekil.10: 6 silindirlı bir motorda supap yayları ile eksantrik milindeki dönme momenti

Şekil 11 de gösterildiği gibi, yük azaltma kamı yardımıyla 4 silindirli-eksantrik milinin dönme momentini aynı değere getirmek için birçok deneyler yapıldı. Sadece teorik dönme momenti değil, yapılan ölçmelerle tesbit edilen gerçek momentde tesbit edildiğinde, elde edilen netice beklenilen sonuca uymamaktaydı, çünkü yük azaltma kamındaki kütleleri, supapların kütlelerine hiçbir zaman eşit yapılamamaktaydı ve uyuşma sadece belirli bir devir sayısında mümkün olmaktaydı. Fa. Junkers, Jumo-213 uçak motorunun eksantrik mili uç kısmına bir volan diski öngörülerek başarıya ulaşıyordu. Volanın kütlesi kafi derece büyüklükte seçildiği an eksantrik mili istenilen duruma girebiliyordu.

Bilhassa çok yüksek devirli motorlarda eksantrik mili tahrik düzeninin oldukça sağlam olmasının gereği hiç hatır
dan çıkarılmamalıdır.



Şekil.11:
4 Silindirli bir motorun yük azaltma kamı

dan çıkarılmamalıdır.

Supap kumanda elastikiyeti ve onun tahrik sistemi yeterli derecede bilinmezse, gerçek supap açılmasının hesabını da yapmak mümkün olmayacaktır. Bazı sistem elemanları (mesela itme çubukları gibi) yük altındaki uzunluklarının değişmesi araştırılabilir. Pratik de-

nemede, emniyet katsayıları dikkate alınarak tecrübe değerlerine istinaden supap kumandasını dizayn etmenin ve ondan sonra denemelere geçmenin doğru olacağı, gerçek supap açılmasının hesaplanan değerden ne derece saptığı, supap yayının kafi gelip gelmediği, gaz kumandasının gürültü azaltma yönünden yeterli olup olmadığının tesbiti daima gözönünde bulundurulmalıdır.

Konstrüktörün, konstrüksiyonda kullanacağı tecrübe değerleri sayfa 59 daki Tablo 3 de çeşitli kumanda tiplerine göre verilmiştir.

2.113 Supap boşluğu: Supap boşluğu motorun çalışma şartlarına bağlıdır. Soğuk motorun çalışması halinde önce, sıcak eksoz gazı akımı içinde bulunduğuandan eksoz supapı ısınarak genişler, motorun diğer kumanda elemanları ise onu

yavaş yavaş takip ederler. Mevcut konstrüksiyonun durumuna göre supap boşluğu az veya çok değişir. Her yeni konstrüksiyonda seçilen ön kam kursunun kontrolü ve soğuk ayarlanan boşluğun tayini için değişme miktarları tesbit edilmiştir. Boşluğun değişmesinin şekli tam olarak elektriksel, yolla ölçülebilir. (Basit olarak, kam yüzeyi bakırla kaplanıp, boşluk değişmesiyle meydana gelen aşınmalardan da bir netice alınabilir).

Şekil 12 de, eksantrik mili üstte olan bir motorda supap boşluğu değişmesi görülmektedir. Eksoz boşluğu önce çabuk küçülür silindir kafasının ısınmasıyla tekrar artmaya başlar, buna karşılık emme supapı boşluğu e-

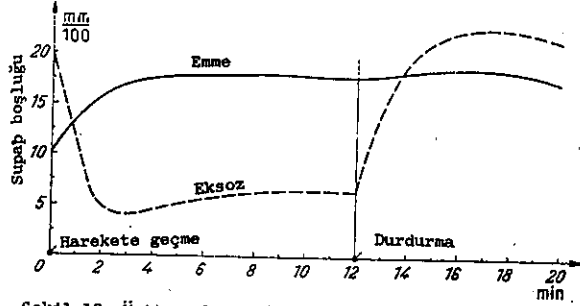
şit derecede artar, çünkü emme supapı o kadar fazla ısınmamıştır.

Her motorun durumu başkadır. En uygunsuz durumda olanı, hava soğutmalı olan itme çubuklu motorlardır (kısım 2.12), çünkü boy genişlemedeki fark burada oldukça fazladır, supap boşluğu üzerine ısının etkisini dengeleştirmek için, hava soğutmalı uçak motorlarında, silindir kafası üzerindeki devirme kolu dönme eksenini hareketli olarak öngörülmüş ve bir çubuk vasıtasıyla silindirle o şekilde bağlanmıştır ki, supap boşluğu çok dar sınırlar içerisinde değişir.

Supap açılması ile ilgili bu kısmın özeti:

1. Supap açılmasının başında ve sonunda darbeyi azaltmak için ana kam önüne bir ön kam kısmı konulabilir. Onun kursu, meydana gelen maksimum boşluk değerinden daha büyük olmalıdır. Açısı ne kadar büyükse, tesiri o kadar fazladır, fakat supap açılması da pek düzgün olmaz. Eksoz supapında, durum değişik olup, bu durum yüksek termik zorlanmadan dolayı mahzur teşkil eder.

2. Gerçek supap açılması hesaplanan değerden esneme sebeplerinden dolayı farklıdır. Hareketli kütleler ne kadar büyük ve elastik iseler, açılma zamanları da o kadar kısa olur. Ayrıca eksantrik milinin eğilme ve burulması ile o-



Şekil.12: Üstten eksantrik milli bir motorda supap boşluğunun değişmesi

nun tahrik düzeninin esnemesi de etkili olurlar.

3. Hareketli elemanlar ne kadar az ve sağlam ise, alın yüzey ivme değerleri de o kadar büyük seçilebilirler.

4. Sadece supapların açılma ve kapanmalarında meydana gelen darbelerden değil, yan yüz ivmeleride, kumanda güğümlerini meydana getirirler.

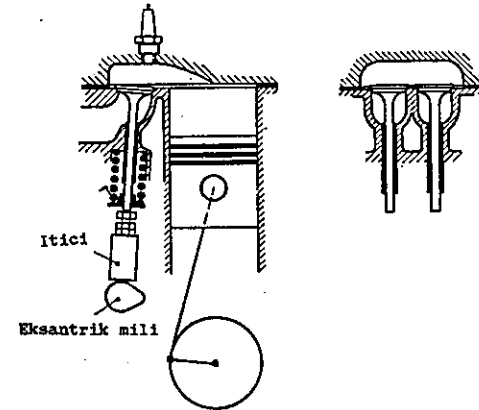
5. Kumandada sisteminin elastikiyetine karşı supap yayları da oldukça rezerve sahip olmalıdır. Hareketli kütleler eksantrik mili ve onun tahrik düzeni ne kadar sağlam olurlarsa, gerekli yay rezervide o kadar az olur.

6. Gerçek supap itilmesinin hesabı tam mümkün değildir. Tecrübe değerlerine göre kumanda dizayn edilmeli ve deneme neticelerine görede gerektiğinde düzeltmeler yapılmalıdır.

2.12 KUMANDA TIPLERİ

Yanma odası ve supap kumandası birbirine sıkıca bağlıdır. Bugün için çok az kullanılan en basit uygulama şekli yandan supaplı konstrüksiyondur. (side valves veya "stehen-de ventile" denilir) Yani supap şaftı krank mili doğrultusu yönündedir (Şekil.13). Sık sık kullanılan "alttan kumandalı" teriminden kaçınmak lazımdır. Çünkü bu ifadeden başka hallerde alttan eksantrik milli motor anlaşılabılır. ve buda hatalı olabilir.

Vandan kumandalı supaplar, yana doğru uzatılmış yanma odasında büyük bir satıh gerektirirler. Bu yanma odası ile çok iyi güce erişmek, bilhassa RICARDO tarafından yürütülen çalışmalarda başarıya ulaşmak mümkün olmuştur.



Şekil.13: Yandan supaplı düzen

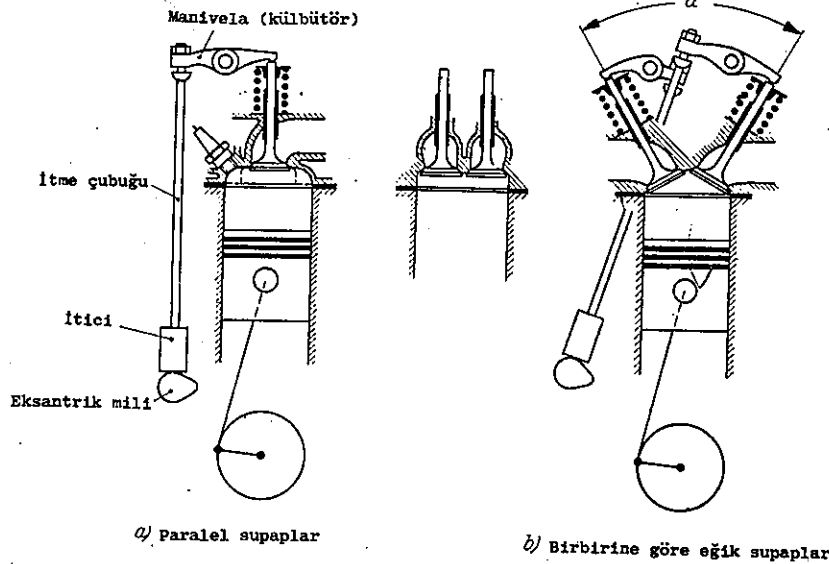
Bugün imal edilen kısa kurs boylu motorlarda, gelişmelerle gittikçe artan sıkıştırma oranı değeri, oldukça güçlükler yapmaktadır. Öngörülen supap kesitleri şartlara göre sınırlanmıştır. Emme ve eksozda, gaz akış durumları yanma odası cidarları tarafından menfi yönde etkilenmiştir. Dar alanda birbiri yanın-

da öngörülen supaplar arasındaki bağlantının soğutması da zor olduğundan mahzur teşkil eder. Yeni imal edilen binek arabalarında yandan supaplı olanlarda supap boşluk ayarı, oldukça zordur (Kısım 2.26) da izah edilen otomatik supap boşluk ayarı ile bu mahzur giderilebilir.

Daha sık karşılanan bir uygulama şekli de, Şekil 14 de gösterilen üstten supaplı motorlardır (Overhead valves, hân gendventilen). Yani burada supap şaftı krank milinden uzaklaşmıştır. Bunun basit bir uygulama şekli Şekil 14a da görülmektedir. Supaplar paraleldir. Ve dolayısıyla büyüklükleri sınırlanmıştır. Supap kanalları arasındaki soğutma, zordur. Yanma odası düzdür ve şekilde çizgi ile gösterilen yer boyunca ilerleme yapar.

Yanma odası, supap kesiti, emme ve eksoz gaz akışı ve soğutma yönünden Şekil 14b deki uygulama daha uygun düşer. Buna karşılık imalat ve montaj masrafları oldukça yüksektir. Supaplar birbirine göre α açısı kadar meyillidirler. Sıra silindir tipi motorlarda bu tanzim tarzı emme ve eksoz bağlantılarının çeşitli yönlerde dağılışı nedeniyle, eksozun emme borusuna ön ısıtma yapacağından arzu edilmez.

Kam hareketlerinin supaplar üzerine aktarılması Şek.14de görülen her iki supap tanzim tarzında genellikle itici, itme çubuğu ve manivela üzerinden olur. Hareketli kütleler

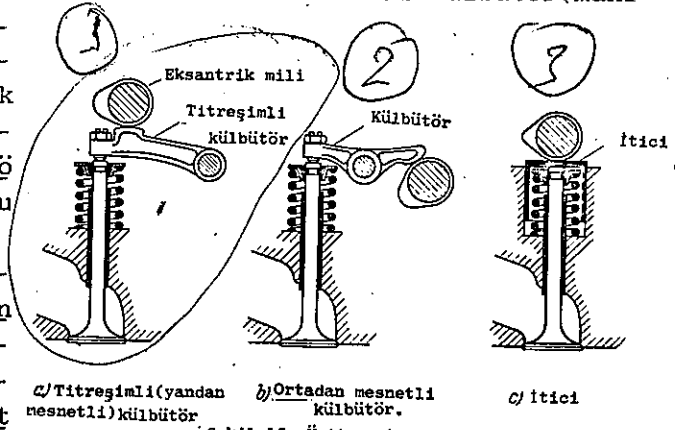


Şekil.14: Altan eksantrik milli üstten supaplar

büyük ve esnektir; bunun için ivmelerde daha yüksek değerlere gidilmez. Supap boşluğunun kontrolü bilhassa hava soğutmalı motorlarda zordur. Kısım 2,26 da izah edilen hidrolik boşluk ayarı yardım ederse de, emniyetli ivme değerlerinin azalmasına mani olunamaz.

Az ve sağlam hareketli kütleler yönünden en iyi kumanda şekli üstten eksantrik milli uygulama şeklidir. Kısaca "ohc" (overhead camshaft) (Şekil 15). Titreşim kollu (yandan mesnetli) konstrüksiyon tarzı çok uygundur. (b.Şekil 15a). Kısım 2.31 açıklanan ekseriya hatalı konstrüksiyonu yapılan, dinamiğe dikkat ediniz. Supaplar kam mili eksenine göre dik ve belirli sınırlar içerisinde birbirine göre meyilli şekilde iseler, emme ve eksoz için bir eksantrik mili kafi gelir. Supaplar arasının iyi soğutulmasına karşılık bu şekilde çok iyi supap kesitleri öngörmekte mümkündür. (b.Şek. 24). Titreşim kollu sistemde boşluk ayarı genellikle iyi ve kolayca çözülür.

Eksantrik mili hareketi ortadan destekli külbütör (manivela) üzerinden supaplar üzerine aktarılabilir. (b.Şek 15b). Bu uygulamada, Şek. 15a ya göre titreşim kollu (yandan destekli) konstrüksiyona göre, kol yataklarında daha büyük kuvvetler meydana gelir. Bu yüzden titreşim kollu sistem



Şekil.15: Üstten eksantrik milli
imkan dahilinde tercih edilmelidir.

Şekil 15c de görülen düzende kam hareketinin supap üzerine aktarılması direk bir itici ile sağlanmaktadır. Hareketli kütleler titreşim kollu sisteme göre daha büyük ve imalat masrafları yüksektir. Boşluk ayarı ön görülmesi de oldukça zordur. Kam direk olarak supap şaftına tesir ettirildiği zaman, supap hareket yatağı üzerine yan kuvvetler, meydana geleceğinden supap şaftının daha çok aşınmasına sebep olur.

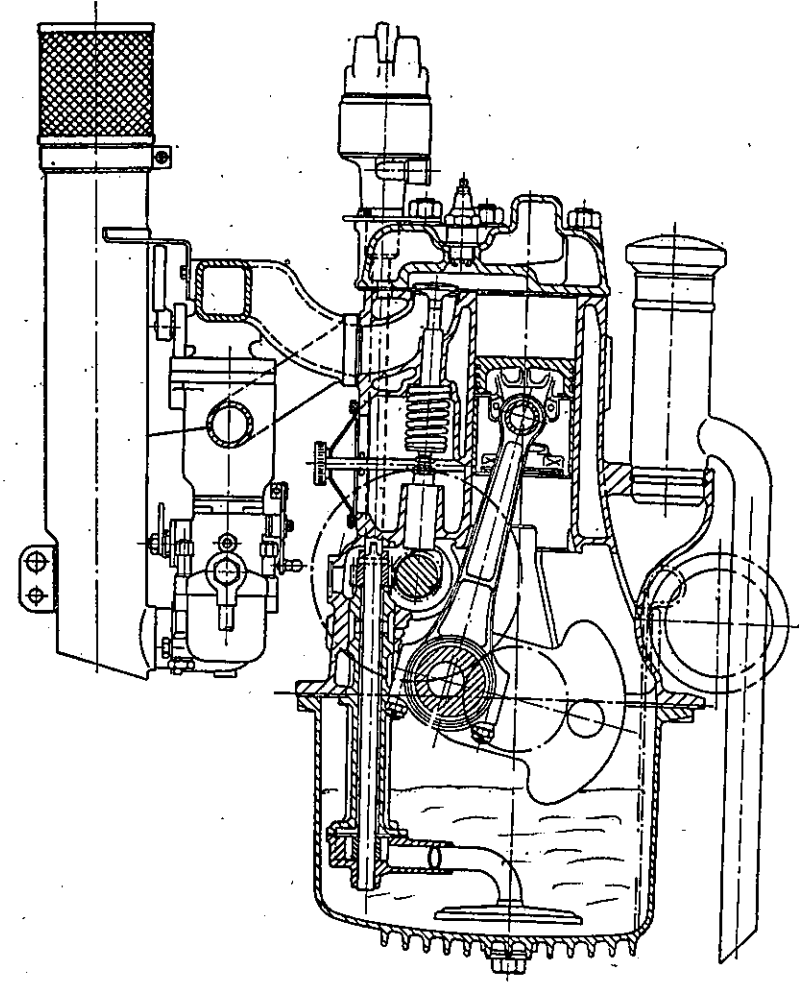
2.2 UYGULANAN KONSTRÜKSİYONLAR

Çok uygulanan kumanda konstrüksiyon tiplerinden özel karakteristik arzedenler gösterilmiş ve özel imalat tipleri detaylı olarak tanıtılarak fayda ve mahzurları açıklanmıştır. Bir motorun çalışma devir sayısı ne kadar düşükse, supap kumandasına hakim olmakta o kadar kolaydır. Çünkü ivme kuvvetleri açısal hızların karesiyle artarlar. Yavaş devirli motorların supap kursları ve büyük kütleleri bu tesiri değiştirmezler. Binek arabalarında supap kumandalarının gürültülerinin az olmasına büyük önem verildiğinden, konstrüktörün bu hususa eğilmesi bilhassa gereklidir.

2.21 Yandan supaplı motorlar

Şekil 16, Daimler-Benz-"170-V"-PKV (Binek arabası)-Motorun kesitini göstermektedir. Bu motorun daha geliştirilmiş tipi, "170 S" de, (Düşey emişli karbüratör, yeni eksantrik mili ve değişik yanma odalı) birim piston yüzeyi gücü olarak yaklaşık $N_e/F_K=0,3$ [PS/cm²] değerine ulaşılmaktadır. (Silindir ölçüleri çok değişik olan motorların mukayesesinde, piston yüzey gücü mukayese değeri olarak kullanılabilir; daha çok kullanılan litre başına güç silindir ölçülerine çok sıkıca bağlıdır). Alevle sertleştirilmiş olan çelik eksantrik mili, alın kısmı su vererek beyaz katılaştırılan ve dolayısıyla çok sert olan (b.Şek.67) dökme demir itici üzerinden supapları tahrik eder. Supap yuvalarının darbelerle bozulmasına meydan vermemek için, eksoz supaplarında özel pikten supap yuva bileziği konulur. Şekil 16 da yanma odası cidarlarının emme ve eksoz akış durumlarına mahzur teşkil ettiği açıkça görülmektedir. Her iki supapta aynı kurşa sahipler, fakat çaplar değişiktir. Eksantrik milinin tahriki önceleri eğik dişlilerle olmakta ve bu dişlilerden büyük olanı plastikten imal edilmekteydi. Daha sonra tahrik düzeni çift ruleli zincirlere dönüştürüldü daha çok uygulanmaya başlandı. Hareketi, eksantrik milinden supapa ileten aktarma elemanları ve eksantrik milli tahrik siste-

yuva bilezik



Şekil.16: Daimler-Benz-"170 V"-PKV-Motoru

mi yandan supaplı motorlarda çok sağlamdır. Dolayısıyla yüksek yan yüz ivmelere müsaade edilebilir. (Sayfa 59 daki Tablo 3 e bakınız). Tabloda gösterilen supap kumanda sabitesi, en büyük kurşa göre ayarlı yük altındaki supapta meydana gelen şekil değişmesi ölçülmek suretiyle tesbit edilmiştir. Eksantrik milinin burulması burada dikkate alınmamıştır. Hernekadar tesbit edilen bu esneme ile hesaplanamazsada, gözönünde tutulacak bir mukayese değeridir.

2.22 Bir yandan ve bir üstten supaplar

Toplu yuvarlak bir yanma odası ve emme supap kesiti elde etmek için, Rover-"60"-PKV-Motorunda emme supapı yandan ve eksoz supapı üstten öngörülmüştür.(b.Şek.17).Kam hareketinin ortadan mesnetli külbütör üzerinden aktarılışı açıkça, görülmektedir. Eksantrik milinin hareketi çift ruleli zincirle sağlanmaktadır.

Daha uygun yanma odası ve büyük bir emme supapında Rover-"60" da erişilmekte ise de, bu oldukça masraf gerektirmektedir. Motor ağırlığı fazla ve imalat pahalı olmaktadır. Alttan ve üstten supap boşluk ayarı da oldukça güçtür. Emme ve eksoz bağlantıları motorun farklı taraflarında bulunduğundan, emme borusunun eksoz gazı ile ısınması da pek mümkün değildir.

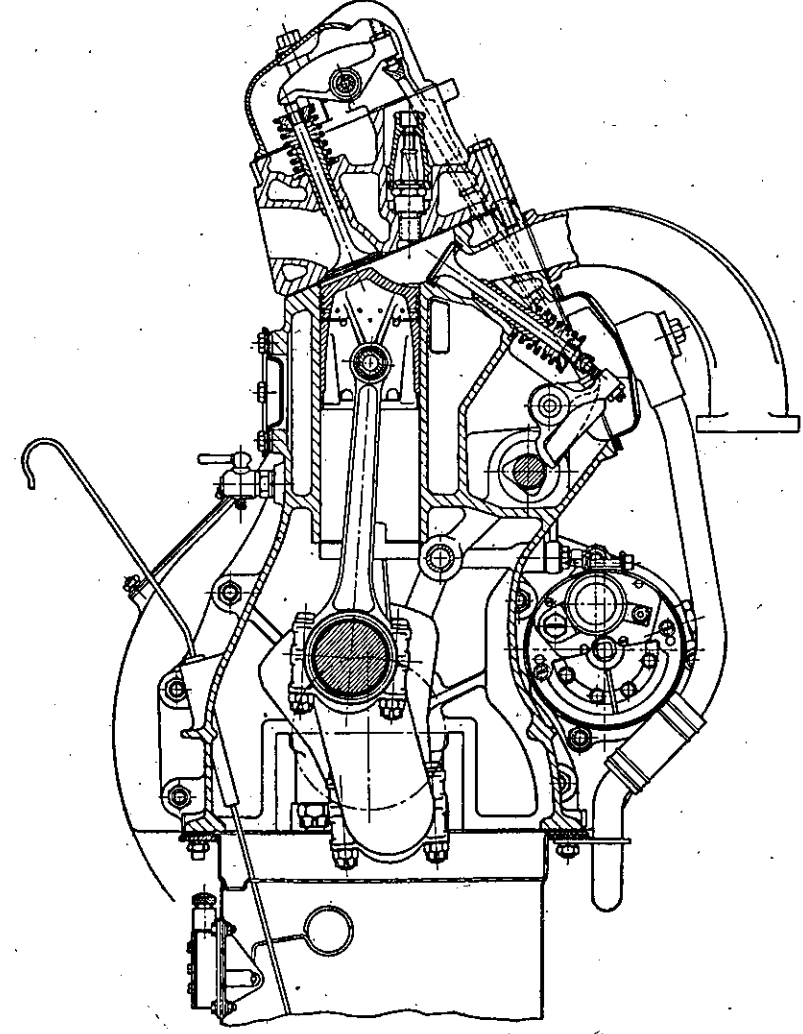
2.23 Alttan eksantrik milli, üstten paralel supaplar

Altan eksantrik milli paralel üstten supaplı imalat tipi daha sıkça görülür. Şekil 18 de misal olarak BMW-"50" - PKV-Motoru görülmektedir. İtici, itme çubukları ve külbütör üzerinden supaplar tahrik edilmektedir. Supaplar motorun boyuna eksenini birbirini ardında bulunduklarından, daha büyük kesitli supaplar öngörülemediği gibi, emiş ve eksoz akış şartları da çok uygun değildir. Aktarma elemanları, nisbeten fazla ağırlık ve büyük esnemeye sahiptirler. Emniyetli ivme değerleri de bu yüzden nisbeten küçüktür.

Bu imalat tipinin faydalı yönü imalat masrafları az ve motor ağırlığı bakımından uygundur. Emme ve eksoz, motorun aynı tarafına açıldığı için, emme kanalının eksoz gazı tesiri ile ön ısınması daha kolaydır.

Şekil 19 da gösterilen Deutz-8-Silindirli-"F8L614"-Diesel-LKW-Motoru prensip olarak aynı konstrüksiyona sahiptir V-Tipi bu motorda her iki silindir sırası için bir eksantrik mili bulunmaktadır. Hava soğutmalı motorlarda bir taraftan itme çubuklarının ve diğer taraftan silindir ve silindir kafalarının farklı genleşmeleri nedeniyle supap boşluğunun değişmesi, kumanda sisteminde fazla gürültünün meydana gelmesine sebep olurlar.

İmalatı gittikçe artan V-Motorlarında daha iyi şartlar elde etmek için, Buick-"V8-PKW-Motorunda silindir eksenine paralel olan supaplar eğik olarak öngörülmüştür.(b.Şek.



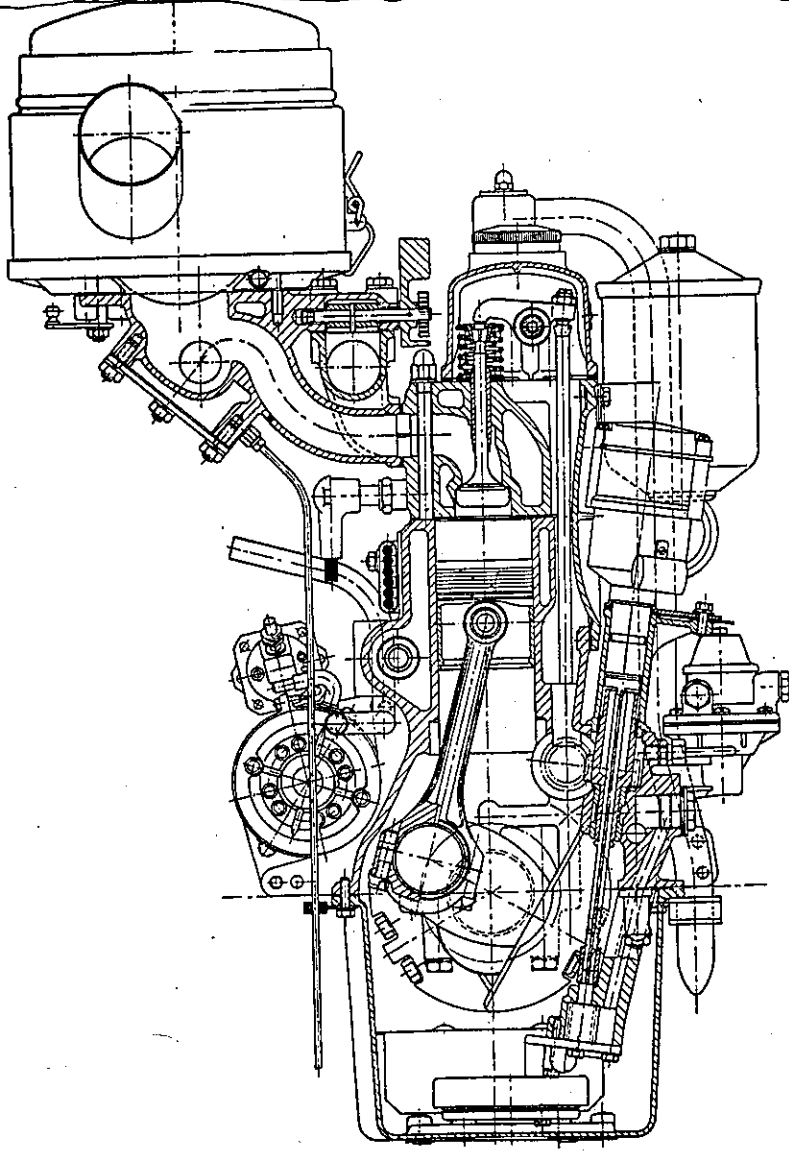
Şekil.17: Rover-"60"-PKV-Motoru

20). Yanma odası kesiti üçgen şeklinde olduğundan, yanyana bulunan supaplar büyüklükleri yönünden sınırlanmıştır. Ateşleme bujilerine ulaşmak oldukça kolaydır. Bu V motorunda ortada tek eksantrik mili bulunmaktadır. ve itici

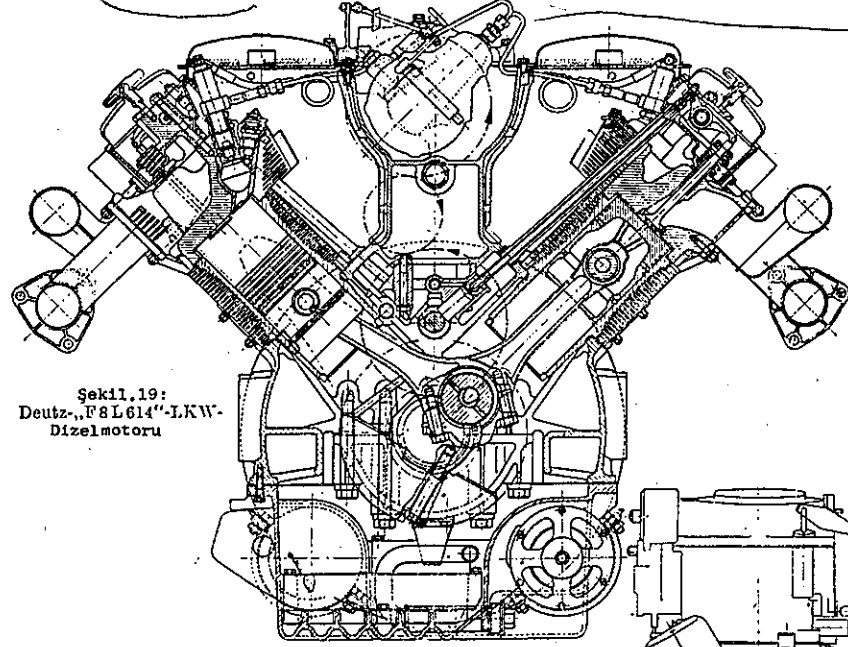
30
boşluk ayarı otomatiktir. (b.Kısım 2126).

2:24 Alttan-eksantrik milli birbirine göre eğik üstten
supaplar

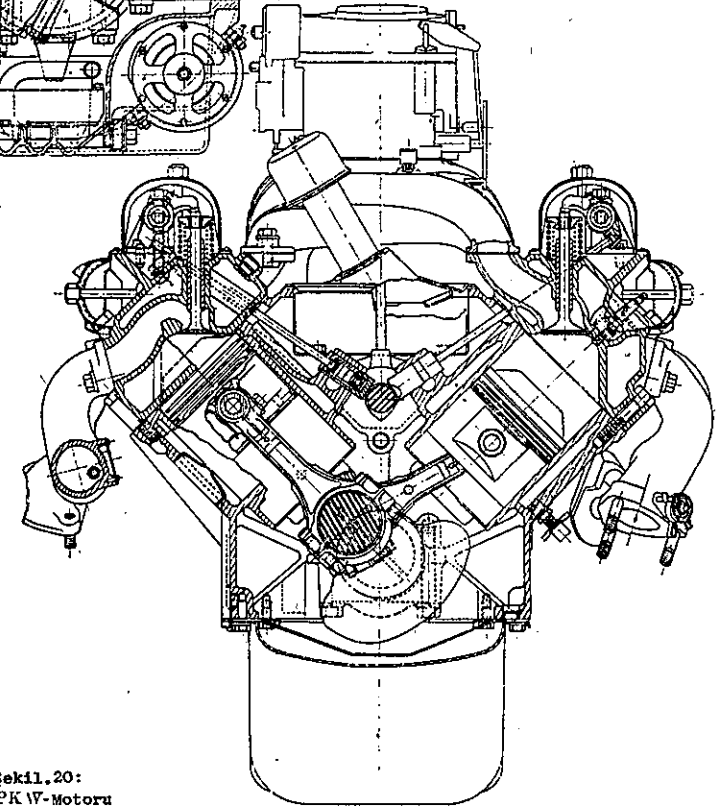
Küre kesiti şekilli yanma odası genellikle en uygun i-
malat tipidir, çünkü yüzeylerin hacme olan oranı küçüktür.



Şekil.18: BMW-"501"-PKW-Motoru



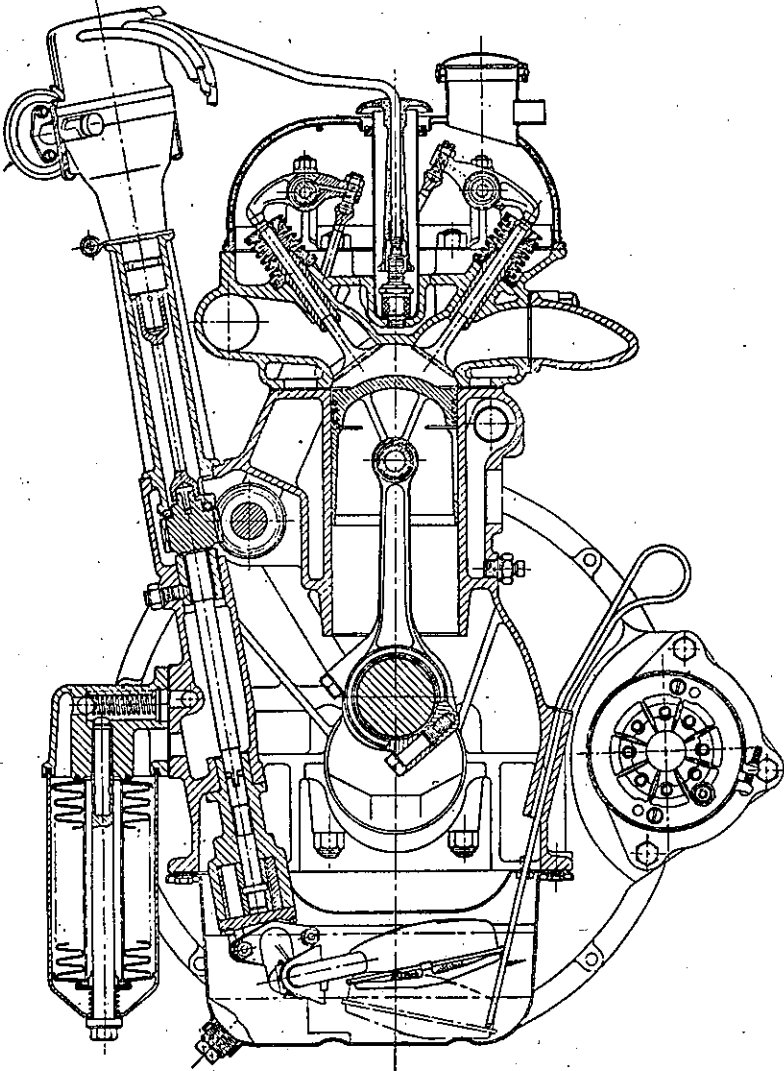
Şekil.19:
Deutz-"F8L614"-LKW-
Dizelmotoru



Şekil.20:
Buick-"V8"-PKW-Motoru

31
Birbirine göre meyilli supaplar, yanma odası cıdarların a-
kışa menfi bir etkisi olmaksızın çok iyi emme ve eksoz te-
min ederler. Ayrıca paralel supap tanzim tarzına göre de
daha büyük supaplar öngörülebilir.

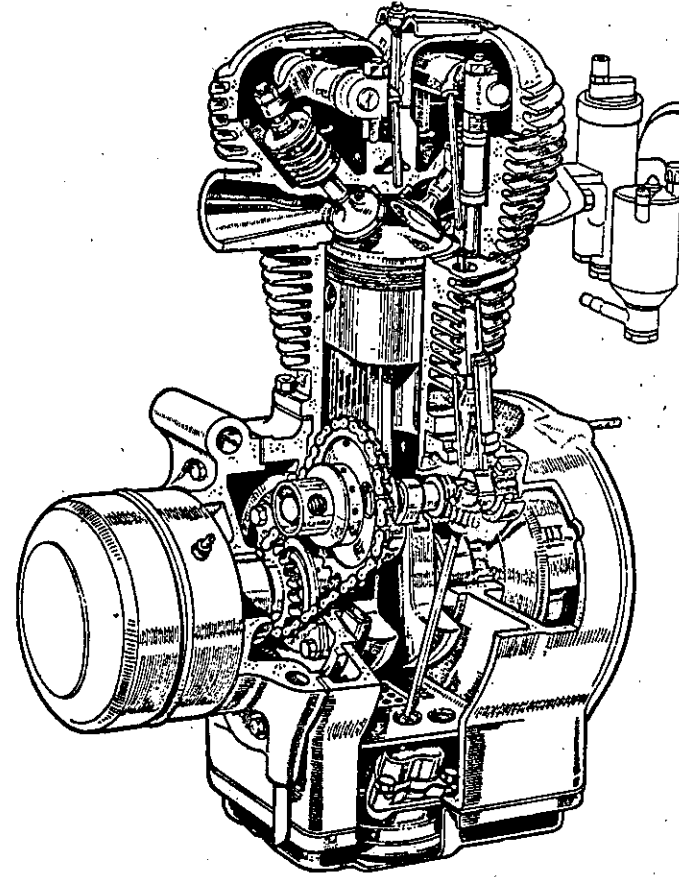
Şekil 21 de Armstrong-Siddeley-"Sapphire"-PKW-Motoru görülmektedir. Çift ruleli zincirle tahrik edilen eksantrik mili altta bulunmakta ve eğik duran itici, itme çubuğu ve külbütör üzerinden supapı hareket ettirmektedir. Bu uygulama ilk defa Daimler-Benz tarafından yapıldı ve bugün çok sık görülmektedir. Mahzurlu tarafı soğutulması fena, izo-



Şekil.21: Armstrong-Siddeley-"Sapphire"-PKW-Motoru

lasyonu zor ve bujilere ulaşılmasının güç oluşudur. Eksantrik kamından supapakadar ki aktarma elemanları nisbeten ağır ve elastik olduğundan ancak küçük ivme değerlerine mü-

saade edilebil-
mekte ve dolayısıyla uygun kesit ve iyi akış şartları elde etme gibi faydalı yönleride kısmen kaybolmaktadır. Tablo 3 de verilen değerler motor denemelerinden alınmış olup, küçük ivmelerde çalışmasına rağmen gürültü yönünden tatmin edici değildir. "Sapphire" nin silindir kafa başlığının izolasyonunda arzu edilmeyen kumanda gürültüsü demektir. Krank mili gövdesi ve silindir kafası ge-



Şekil.22: BMW-250-cm³-Motosiklet motoru

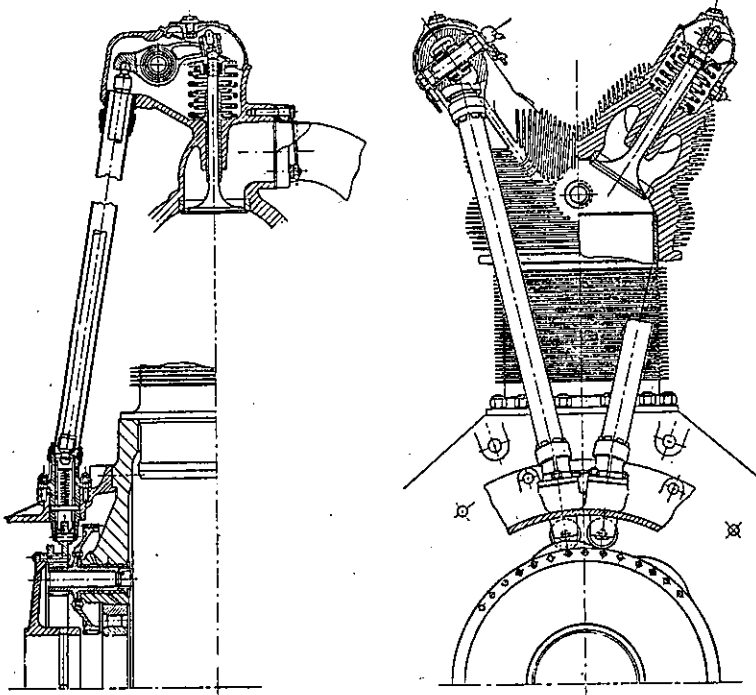
nişçe imal edildiğinden nisbeten ağır ve imalatı da pahalıdır.

Şekil 22 de BMW'nin "250 cm³" lük motosiklet motoru gösterilmiştir. Eksantrik mili krank miline göre paralel tarzda öngörülüş olup, basit bir ruleli zincir vasıtasıyla tahrik edilmektedir.

Yine hareketin kam tarafından supap üzerine aktarılışı, itici, itme çubuğu ve külbütör vasıtasıyla sağlanmaktadır. Burada kullanılan motor tek silindirli olduğundan, motorun sol tarafında bulunan bujiye ulaşılması çok kolaydır. Silindir kafası hafif metaldendir, dolayısıyla her iki supap

yuva bileziğine sahiptir. Sayısız dört zamanlı motosiklet motorunun kumanda konstrüksiyonu benzeri şekildedir. Daha ziyade eksantrik mili enine öngörülmüştür ve kısa bir titreşimli külbütör üzerinden itme çubuğunu hareket ettirir.

BMW-9-silindirli-yıldız şeklinde uçak motorunun supap kumandası Şekil 23 de görülmektedir. Kam tamburu 4 kam çiftine sahiptir. İttiler sahip oldukları ruleler ile kam'a temas ederler. Hafif metalden, çok soğutma kanatlı silindir kafası, supap yuva bilezikli olup, bu bilezikler, silindir kafa üzerine büzülme gerilimi altında bağlanmıştır.



Şekil 23: BMW-9-Silindirli-Uçak motoru

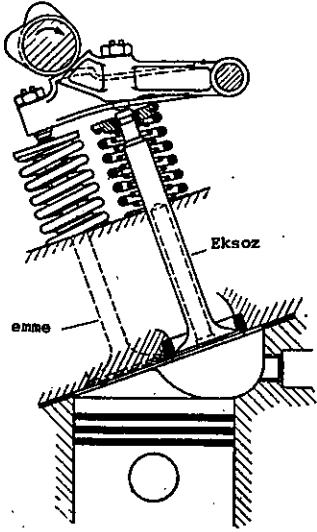
2.25 Üstten eksantrik milli motorlar

En az hareketli kütle ve çok sağlam aktarma elemanları üstten eksantrik milli uygulamada görülür. Eğer bu uygulamanın tahrik düzeni için emniyetli, fakat fazla pahalı olmıyan çözümler bilinmiş olsa idi, muhakkak genellikle bu sistem tatbik edilirdi. Son zamanlarda üstten eksantrik milli uygulama, gittikçe artan motor devir adetleri nedeniyle da-

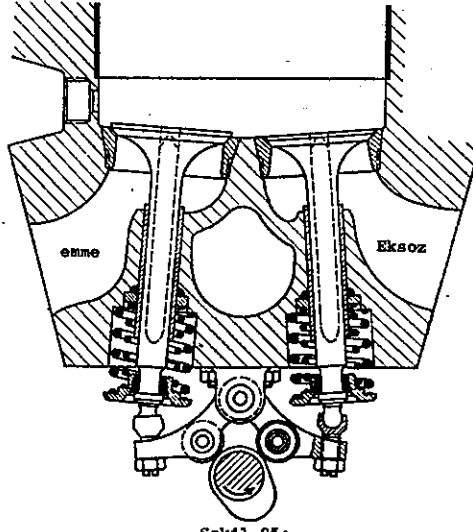
ha yaygınlaşmaktadır.

Tek eksantrik milli bir uygulama ve kam hareketinin süpape üzerine titreşimli külbütör üzerinden aktarılışı Şekil 24 de görülmektedir. Bu, Daimler-Benz-"300"-PKW - Motorunun supap kumandasıdır. Silindire doğru açılan yüzey eğiktir. Yanma odası yandan silindir kurs hacmi üzerinden dışarı taşmaktadır. Supaplar paralel olup, motor boyu eksenine göre kaydırılmıştır. Böylece supaplar arası bağlantı duvarı iyi soğutabileceği gibi büyük kesitli supaplarda öngörülebilir. (b.Tablo 3). Gaz akış durumları da iyi olup, yanma odası uygun bir şekle sahiptir. Emme ve eksoz supapları eksantrik miline göre farklı bulunduklarından, iki çeşit titreşimli külbütör gereklidir. Külbütörlerin kam'a temas eden yüzeylerin orta noktaları yaklaşık olarak kamın ortasından geçen bir doğrultu üzerinde hareket ederler. Eksantrik mili özel gri piktendir; kam kısımları soğuk döküm kalıbı yardımıyla beyaz pike katılaştırıldığından çok serttir. Külbütör çelikten olup, yatak yerleri yüzey sertleştirilmiş ve sert krom kaplanmıştır. (b.Şek 67). Hareketli kütleler küçük ve sağlam olduklarından, oldukça yüksek yan yüz ivme değerlerine müsaade edilebilir (b.Tablo 3). Bu konstrüksiyon hacimce küçük olduğu gibi imalat masrafları da düşüktür.

Tek eksantrik milli ve titreşimli külbütörlü diğer bir uygulama tipi Şekil 25 de gösterilmiştir. Bu imalat tipi Daimler-Benz-uçak motorlarında öngörülmüştü. Aynı kamla, emme ve eksoz kumanda edilmekteydi. Külbütör eğrisinin eksantrik miline göre yeri, emmenin eksoza göre meyil açısına bağlı olarak tesbit edilmiştir, supap itilmesi simetrik değildir çünkü külbütör temas eğrisinin merkezinin hareketi, eksantrik kamının merkezinden geçmemektedir. Fakat sapma miktarı da o kadar fazla değildir. Emme ve eksoz için tek kısmın kullanılması, kumanda diyagramında sınırlama demektir, dolayısıyla kumanda zamanlarının seçiminde serbestlik yoktur. Her silindir 4 supapa sahiptir, hepsinin içi boş ve sodyum doldurulmuştur (b.Kısım 2.331). Emme supaplarının soğutulmalarının gereği, mukavemet nedenlerinden değildir. Aksi ne temperaturun düşmesini sağlayarak taze gazın ışı almasını azaltmak içindir.



Şekil 24: Daimler-Benz "300"-PKW Motorunun supap kumandası

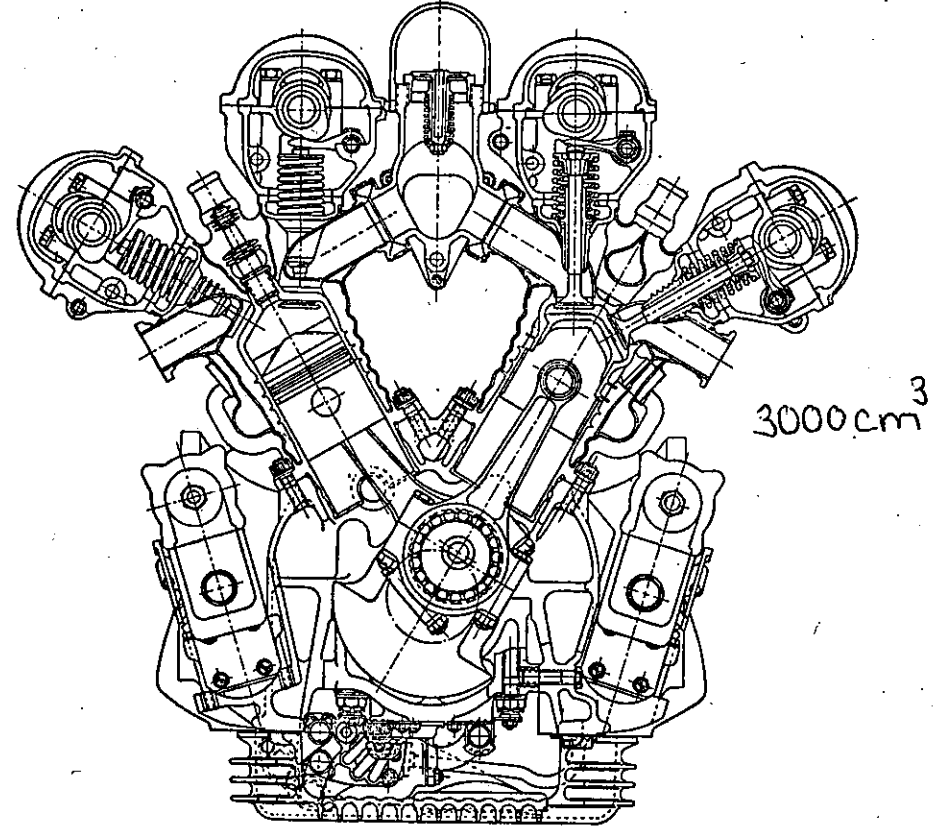


Şekil 25: Daimler-Benz "603"-Uçak motorunun supap kumandası

Hafif metalden silindir kafası içerisine supap yuvaları, bü zülme gerilimi altında tesbit edilmiştir. Eksoz supapının dü z gün açılması için supap yuvası biraz içe kaydırılmıştır. Bö ylece supap ısı değerleri de oldukça düşürülmüş olur.

Her bir emme ve eksoz için ayrı eksantrik mili uygulaması na örnek olarak Şekil 26 verilmiştir. Şekilde gösterilen ke sit Daimler-Benz-3 litre-12-silindirli yarış araba motorunun kesitidir. Kam ve supap arasında kısa bir külbütör vardır. O nun taban kısmına yüksek zorlanmalara hakim olmak için Widia (elmas gibi)-plakaları konulmuştur. (Şekil üzerinde görülmemek tedir). Boşluk ayar civatası öngörülmemiştir. Supap ucundaki kapak altına ihtiyaca göre daha kalın plaka konulabilir. Yarış araba motorlarında böyle bir boşluk ayarı düzeni uygulanabi lir. Her silindirde 4 supap vardır. Silindir çelikten olup sağ bir gömlek ile örtülmüştür. Sadece eksantrik mili hafif metaldendir. Bu konstrüksiyonda hareketli kütleler oldukça az dır ve çok sağlamdır: meydana gelen hızlanma değeri de oldukça yüksektir. (b. Tablo 3). 4 Eksantrik milinin çevrimi için ince dü z dişliler kullanılmaktaydı. Yarış motorlarının imala tı oldukça masraflıdır. Fakat burada amaç, motorun yüksek gü ce sahip olmasıdır.

37
Tek eksantrik milli, birbirine göre meyilli supaplı ve ortaladan mesnetli külbütöre sahip Singer "SM 1500" motorunun ke siti Şekil 27 de verilmiştir. Burada da külbütör ovalinin mer



Şekil 26: Daimler-Benz-3 Ltr. Yarış motoru

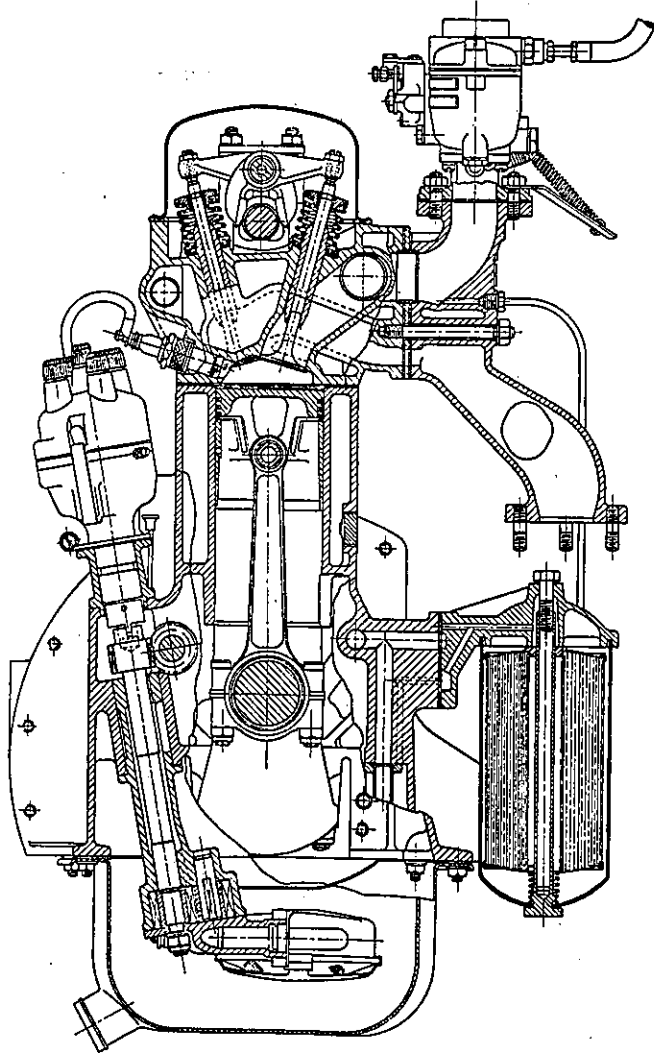
kezinin hareketi, eksantrik mili merkezinden geçen doğrultu ü zerinde değildir. Oval temas çapının büyümesi halinde kamın çıkış ve iniş yüzeylerindeki hız ivme kuvvetlerinde büyük farklılıklar meydana gelir. Ortadan mesnetli külbütör konst rüksiyonunun titreşimli külbütöre nazaran mahzuru külbütör dönme ekseninde çok yüksek kuvvetlerin meydana gelmesi dir.

Jaguar "XK120"-PKW-Motoru iki eksantrik miline sahiptir. (b Şek. 28). Silindir kafası içindeki kısa itici üzerinden kam ha raketi aktarılır. Supap boşluk ayarı itici ve supap arasına konan bir plaka ile sağlanır. Hareketli kütleler titreşimli külbütör sistemindekine nazaran biraz büyüktür. Buna karşılık mukavemeti çok yüksektir. Silindir kafası hafif metaldendir.

Supap yuva bilezikleri öngörülmüştür. Yanma odası küre kesiti şeklindedir. Bujileri değiştirmek kolaydır. Bu motorun eksantrik mili tahrik sistemi 2 çift rule zincirli olup, bu düzen Şekil 76 da gösterilmiştir. Jaguar motorunun imalat masrafları oldukça fazladır, fakat erişilen güç değeri de beklenildiği gibi yüksektir.

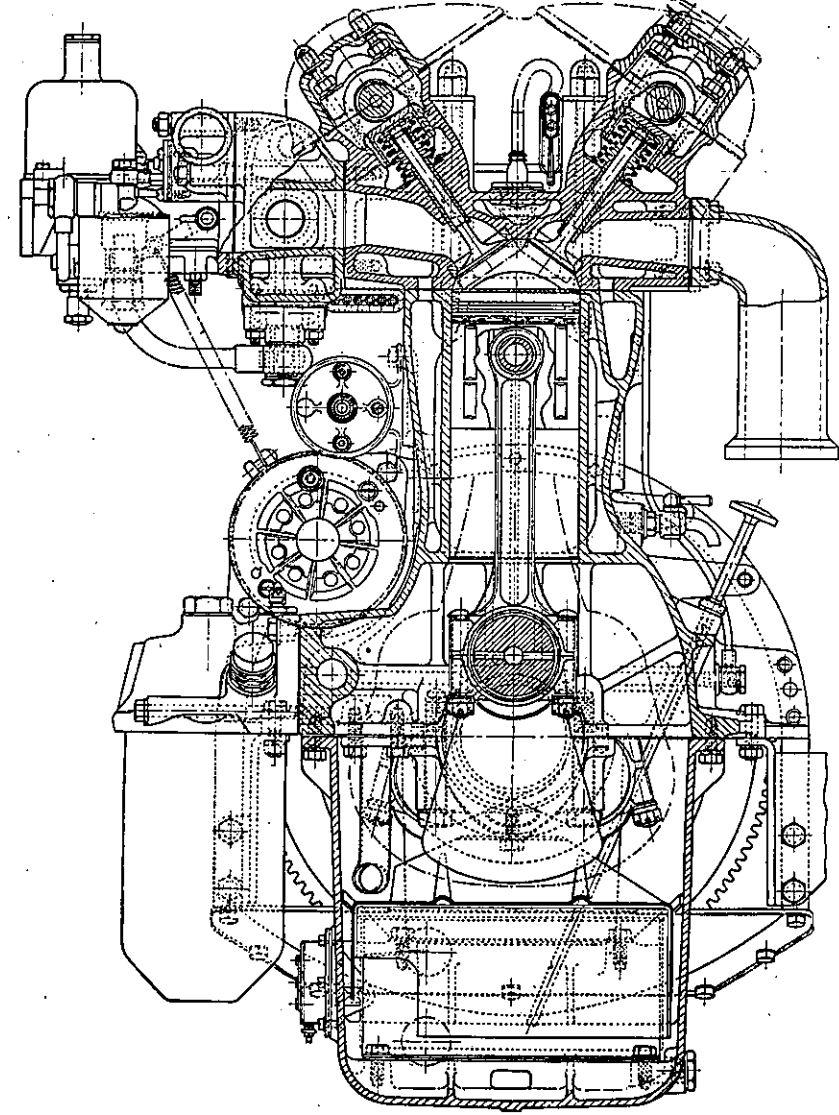
2.26 Otomatik boşluk ayarı

Supap kumandasının gürültüsünü azaltmak ve supap boşluğu bakımını ortadan kaldırmak için, bilhassa USA da imal edilen vasıta motorlarında otomatik boşluk ayar düzeni uygulanmaktadır. Bu düzen genellikle itici içerisinde öngö-



Şekil.27: Singer-"SM1500"-PKW-Motoru

rülmüştür. Bazende külbutör üzerinde uygulanmaktadır. Şek. 29 daki soldaki kesit bizzat motor yağının kullanıldığı normal uygulamayı ve sağdaki de kendisinin özel yağı bul-



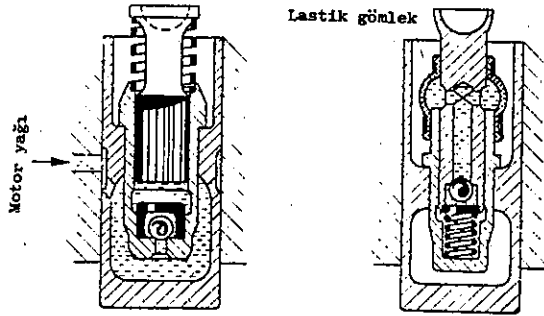
Şekil.28: Jaguar-"XK120"-PKW-Motoru

tarda yağ sızması gerekirken, diğer taraftan pistonun kolayca hareket edebilmesi şarttır. Çok itinalı bir sistemde bile, supap itilmesi sonunda yağ sızması meydana gelebilir. Bunu çok az oranda tutmak için ivme kuvvetleri yüksek değerlerde olmamalıdır. Yani

39
rülümüştür. Bazende külbutör üzerinde uygulanmaktadır. Şek. 29 daki soldaki kesit bizzat motor yağının kullanıldığı normal uygulamayı ve sağdaki de kendisinin özel yağı bul-
nan uygulama-
göstermek
tedir. Bir
yay vası-
tasiyle
piston i-
leri iti-
lirken,
yağ pis-
ton altı-
na emilir.
Sistemin,
basıncı
altında
yağın kaç-
ması, bir
bilya ve-
ya plaka,
tarafın-
dan önlen-
miş olur.
Siste-
min pisto-
nu hassas
tır. Çün-
kü meyda-
na gelen
yüksek ba-
sıncı al-
tında ö-
nemsene-
cek mik-

10 Supap itilmesi, yumuşak olmalıdır. Bunun neticesi olarak bilhassa büyük motorlarda güç kayıpları beklenebilir.

Otomatik boşluk ayar sisteminin elemanları ile, hareketli kütle sayısının ve elastikiyetin artması demektir. Çok dar toleranslarda yağ içinde bulunacak pislik, boşluk ayarının fonksiyonu için problem olduğundan, bu yüzden kendin



a Motor yağı b Kendi yağı
Şekil.29:Otomatik boşluk ayarı

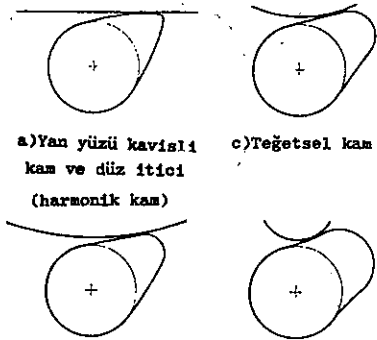
den yağlı düzen tercih edilecektir.(b. Şekil 29b). Piston yanlarında kaybedilen yağ tekrar emilir, çünkü lastikten yağ gömleği yağın dışarı akmasına imkan vermez. Bu konstrüksiyonun diğer bir faydası, istenilen özelliklere

2.3 KUMANDA ELEMANLARININ HESABI

2.31 Kamlar

Muhtelif kam şekilleri vardır. Bunlar genel olarak:

Daire yay parçalı kamlar(alın yüzü dış kavisli"dışbükey kamlar, teğetsel kamlar, alın yüzü iç kavisli"içbükey kamlar) ve yay yarıçapları devamlı olarak değişen kamlardır.

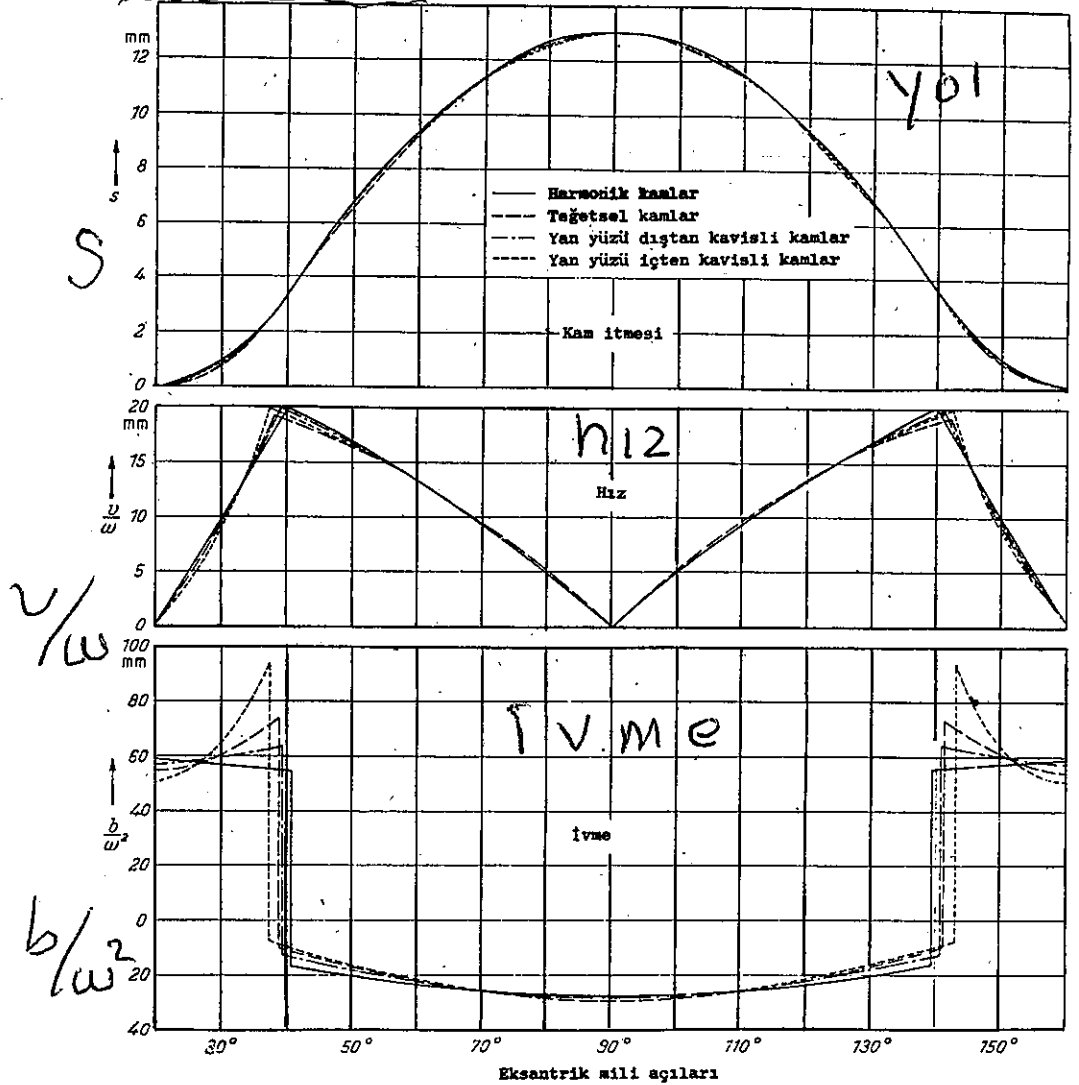


a)Yanyüzü kavisli kam ve düz itici (harmonik kam) b)Yanyüzü kavisli kam ve eğri yüzeyli itici c)Teğetsel kam d)Yanyüzü içten kavisli kam

Şekil.30: Egit itmeli kam şekilleri

Sınır değerleri hariç dik-kate alınmayacak derecede küçük sapmalarla kam itme değeri, yukarıda zikredilen her kam tipi ile sağlanabilir. Burada değişen pek tabi iticinin yarıçapıdır. Şekil 30 da gösterilen kam çeşitleri pratik olarak aynı itme diyagramını verirler.(b.Şek.31). Hız diyagramında da sapmalar küçük olup, ancak ivme(hızlanma)

41 eğrilerinin gidişinde kam şekline bağlı olan bir değişiklik göze çarpar. Ancak teğetsel-veya yanyüzü iç kavisli olan kamlarla yüksek ivme değerlerine erişebilir görüşü gerçekte hatalıdır.



Şekil.31: Şekil.30 a göre kamların itmesi(kaldırması),hızı ve ivmesi

Hangi kam şekli konstrüksiyonda tercih edilmelidir? Bu konu literatür listesinde (9). sırada verilen "kam şeklinin seçilişi" adlı eserde geniş olarak verilmiştir. Buna göre itici yüzeyinin yarıçapı mümkün olduğu kadar büyük se

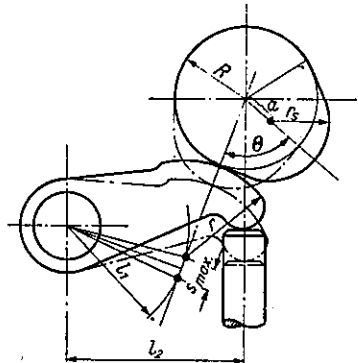
$$S=401$$

$$v/w = \text{hız}$$

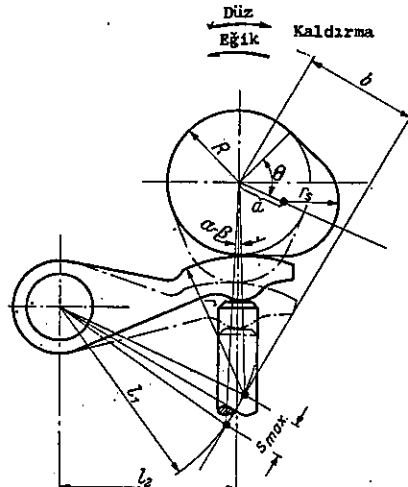
$$b/w^2 = \text{ivme}$$

çilmelidir, çünkü böylece eksantrik milinin dönme momenti değeri küçülür ve itici yüzeyinin büyük yarıçaplı olması halinde temas bölgesindeki birim yüzeye isabet eden pres kuvveti küçülmüş olur. En uygun yüzeyi düz olan iticidir. Yani $r = \infty$ dur. İmalat zorlukları dikkate alınarak yan yüzü çukur ve teğetsel kamlardan sakınılmalıdır. Yan yüz şekli dış kavisli olanlar tercih edilmelidir. Kavis yarıçapı çok büyük olabilir.

İticinin yerine sadece titreşimli veya ortadan mesnetli külbütörün kullanılması halinde, -düz temas yüzeyli külbütör hariç-yaklaşık bir doğrulukla düz yüzeyli iticiler için uygulanan formüllerle hesaplar yapılabilir. Simetrik bir itme diyagramı simetrik kamlarla ve ancak külbütör kavisinin orta noktası, eksantrik mili merkezinden geçen bir doğru üzerinde hareket ederse elde edilir. (b.Şek.32). Şekil 33 de olduğu gibi bu şart mevcut değilse, (mesela çok uygulanan, külbütör kavisinin kam ana dairesi üzerindeki temas noktalarının hareketi kam ortasından geçen bir doğru üzerinde bulunması gibi)-simetrik olmıyan bir diyagram meydana gelir. (b.Şek.34). Ya kumanda sisteminden iyi şekilde istifade edilmemiştir, (şekildeki taralı alan kaybedilmiştir) veya zorlanmalar kamın bir yüzü tarafından taşınamıyacağından, kırılmalar veya arzu edilmeyen gürültüler meydana



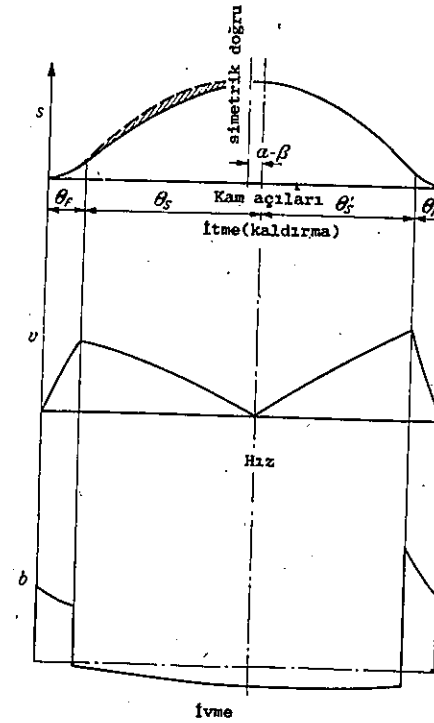
Şekil.32: Titreşim külbütörlü kam, simetrik kumanda diagramı



Şekil.33: Titreşim külbütörlü kam, simetrik olmıyan kumanda diagramı

dana gelebilir. Mevcut konstrüksiyonun durumuna göre çok büyük ve mukavemet yönünden yeterli olmıyan farklılıklar doğabilir.

Şekil 33 deki uygulamada olduğu gibi simetrik olmıyan supap itme hali şöylece hemen farkedilir ve en büyük kurs boyu ($\alpha-\beta$) değeri kadar (b.Şek.34 ve kısım 2.311 deki formüller) kaydırılarak erişilir.



Şekil.34: Şekil.33'e göre titreşim külbütörlü bir kanda itme, hız ve ivmeler

Eksantrik mili kamının supapa göre çevrim oranı l_2/l_1 olarak ifade edilir. l_1 mesafesi, külbütörün kama temas eden daire yayı merkezine külbütör dönme eksenine olan uzaklığı; l_2 mesafesi de supap ekseninin aynı dönme eksenine olan uzaklığıdır. (b.Şek.32 ve 33). Silindir tertip tarzı yıldız şeklinde olan motorlarda eksantrik mili yerine kam tamburu kullanılır. Burada nisbeten çok büyük çaplı tambur ana dairesi üzerine gerekli olan adette kam öngörülmüştür. Kam tamburu üzerindeki kamların sayısı z_N , onun devir şekline bağlıdır. 4 zamanlı motorlarda bu değer (b.Şek.35): Eğer kam tamburu krank miline göre ters yönde dönerse:

$$z_N = \frac{i-1}{2}, \quad n_M = \frac{n_K}{i-1}$$

- Kam tamburu krank miliiyle aynı yönde dönerse:

$$z_N = \frac{i+1}{2}, \quad n_N = \frac{n_K}{i+1}, \quad \text{dir.}$$

Formülde : i = Silindir adedi: n_N = Kam tamburu devir sayısı

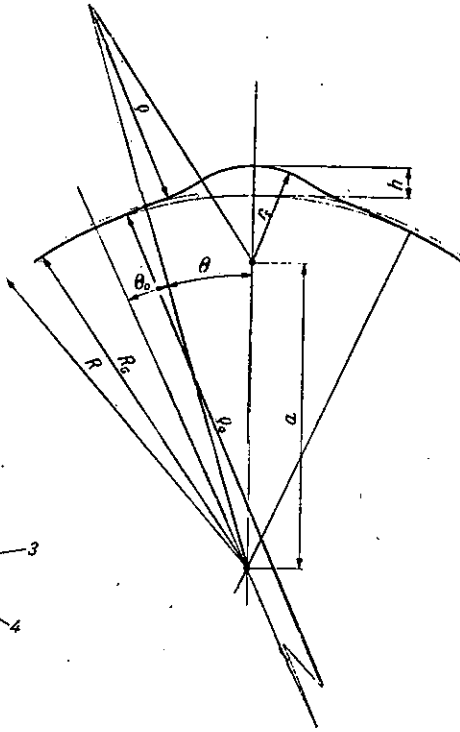
n_K = Krank mili devir sayısı.

Burada kam için verilen formüller, diğer başka kamlarda uygulanan formüller gibidir. (b.Şek.36). Dikkat edilecek

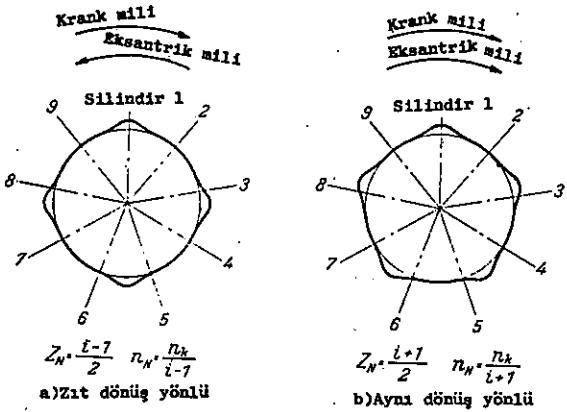
41
bir husus, küçük devir adetlerinden dolayı açılma açısı değerinin de küçük oluşudur. Burada içten kavisli kam'dan pek kaçınılamaz.

2.331 Daire yaylı kamlar: Bugün en çok kullanılan kam şekli daire yaylı kamlardır. Düz ivmeli kamların birçok faydalı yönleri varsa da, hesabının çok zor olmasından dolayı birinci plana geçemedi. Çok kolay bir hesaplama metodu

*düz ivmeli
kamlar iyi*



Şekil.36: Bir yıldız motorunun kamı

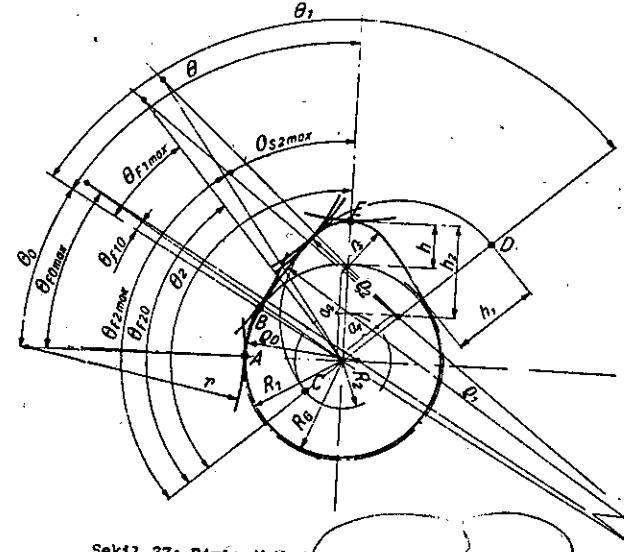


Şekil.35: 9-Silindirli bir yıldız motorunda kam şekli

2.312 kısmında gösterilmiştir. Buna rağmen gelecekte düz ivmeli kamlar, daire yaylı kamların yerini tamamen alabilir.

Her daire yaylı kam, birçok değişik yarıçaplı daire yayından teşekkül etmiş olabilir. (b.Şek.37). Her bir daire yayı parçası hem bir önceki kam kısmının uç kısmı, hemde

45
düşünülen ana taban dairesi kamın yan yüzü olarak görülebilir. Burada dikkat edilecek bir husus, daima başlangıç ve son açılar doğru alınmış olmalarıdır. Bunun kontrolü kolayca şöyle yapılır. Bir kam daire yayının sonu ile onu ta-



*daire
yaylı
kam*

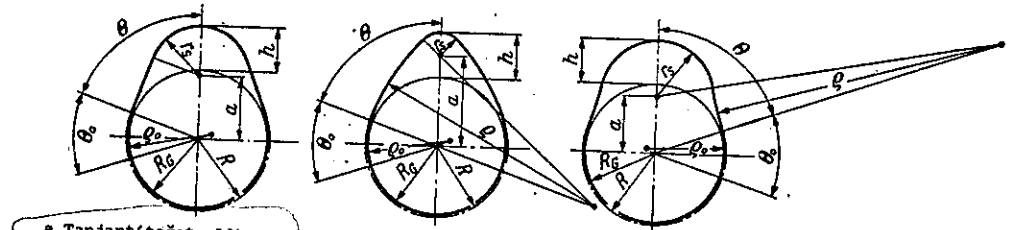
Şekil.37: Birleşik(katmalı) Daire yaylı kamlar

kib eden diğer kam yayının itmesinin aynı değerde olması lazımdır. (b.Örnek 1, sayfa).

1. Teğetsel kam (b.Şek.38 a).

$$r_s = R - h_1 \frac{\cos \theta}{1 - \cos \theta} \quad (3)$$

$$f_o = \frac{R \cos \theta_o - R}{\cos \theta_o - 1} \quad (4)$$



a Tanjant(teğetsel) kam

b Yan yüzü kavisli kam c Yan yüzü içten kavisli

Şekil.38: Tanjant(teğetsel) kam, yan yüzü dıştan ve içten kavisli kamlar

2. Yan yüzü dış kavisli kam (b.Şek.38 b)

$$r_s = \frac{R(\rho - R - h) - \frac{h^2}{2} - (\rho - R)(R + h)\cos\theta}{\rho - R - h - (\rho - R)\cos\theta} \quad (5)$$

$$\rho = \frac{a^2 + R^2 - r_s^2 - 2aR\cos\theta}{2(R - r_s - a\cos\theta)} \quad (6)$$

$$h = \rho - R + a \pm \sqrt{a^2 + (\rho - R)^2 + 2a(\rho - R)\cos\theta} \quad (7)$$

$$R = a\cos\theta + \rho \pm \sqrt{a^2\cos^2\theta + (\rho - r_s)^2 - a^2} \quad (8)$$

$$\rho_o = \frac{(\rho - R)^2 + R_G^2 - \rho^2 + 2(\rho - R)R_G\cos\theta_o}{2[R_G - \rho + (\rho - R)\cos\theta_o]} \quad (9)$$

3. Yan yüzü içten kavisli kam (b.Şek.38 c)

$$r_s = \frac{R(\rho + R + h) + \frac{h^2}{2} - (\rho + R)(R + h)\cos\theta}{\rho + R + h - (\rho + R)\cos\theta} \quad (10)$$

$$\rho = \frac{a^2 + R^2 - r_s^2 - 2aR\cos\theta}{2(r_s - R + a\cos\theta)} \quad (11)$$

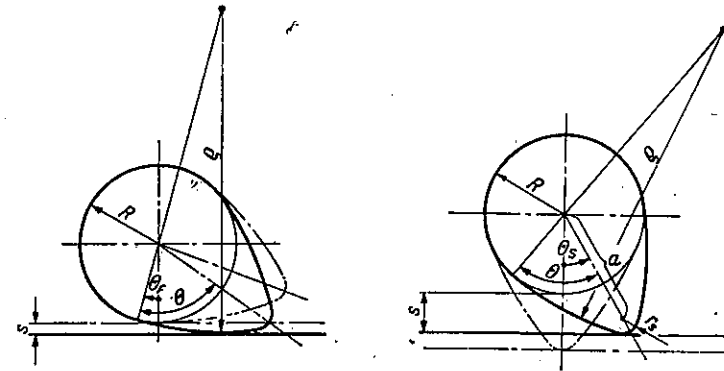
$$h = a - \rho - R \pm \sqrt{a^2 + (\rho + R)^2 - 2a(\rho + R)\cos\theta} \quad (12)$$

$$R = a\cos\theta - \rho \pm \sqrt{a^2\cos^2\theta + (\rho + r_s)^2 - a^2} \quad (13)$$

$$\rho_o = \frac{(\rho + R)^2 + R_G^2 - \rho^2 - 2(\rho + R)R_G\cos\theta_o}{2[R_G - \rho - (\rho + R)\cos\theta_o]} \quad (14)$$

Aşağıda kamın itme kursu, hız ve ivmeler için verilen formüller, kamın itici ile bağlantısından elde edilir. Kam dönüş noktaları için, iticinin temas yüzey yarıçapına bağlı olan açının değerine bilhassa dikkat edilmelidir. Mümkün olabilen tüm uygulama tipi incelenmiştir. Mesela şekil 33 e göre kumanda sisteminin yeniden hesabı veya özel hallerin hesabını mümkün kılan, iticilerde olduğu gibi. Dıştan kavisli itici yüzeyleri için, (yeri değiştirilmemiş iticiler içinde) verilen genel formüllerle kolayca hesapla yapılır. $b=0$ olduğundan $\alpha=\beta=0$ dır. Dönüş noktaları için daha basit formüller vardır. (b.Örnek 1, sayfa).

Hız ve ivme değerlerinin hesaplanması için genel olarak hesap cetvelinin hassasiyeti kafi gelir. Sadece düz satırlı, titreşimli külbütörlerde hesabın tam hassasiyette yapılması lazımdır. ω değeri için eksantrik milinin açısal hızının değeri konulmalıdır.



Şekil.39: Harmonik kamlar

1. Kamın karşı itme yüzeyi düz.

a). Doğru hareketli itici (b.Şek.39)

Bu uygulama genel olarak "harmonik(uyuşmalı)kam" diye adlandırılır.

$$\sin\theta_{Fmax} = \frac{a \cdot \sin\theta}{\rho - r_s} \quad (15)$$

$$\theta_{Smax} = \theta - \theta_{Fmax}$$

Kam yüzü:
İtmenin itmesi : $s_F = (\rho - R)(1 - \cos \theta_F)$ (16)

Hız : $v_F = \omega(\rho - R) \sin \theta_F$ (17)

İvme : $b_F = \omega^2(\rho - R) \cos \theta_F$ (18)

Kam ucunda:

İtmenin itmesi : $s_S = a \cos \theta_S + r_S - R = h - a(1 - \cos \theta_S)$ (19)

Hız : $v_S = \omega a \sin \theta_S$ (20)

İvme : $b_S = \omega^2 a \cos \theta_S$ (21)

b) Düz satırlı titreşimli külbütör (b.Şekil 40)

$\theta_{Fmax} = \theta \pm \varphi_{max}$ üstteki işaret (+) düz itme tarafı için
alttaki işaret (-) eğik " " "

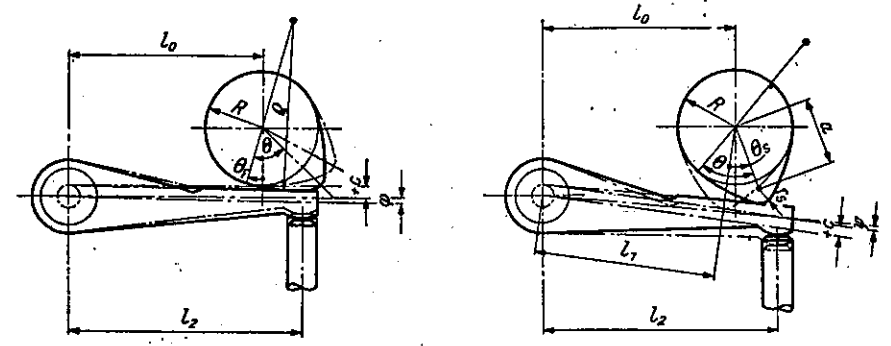
$$\cos a = \frac{(\rho - R)^2 + (\rho - r_S)^2 - a^2}{2(\rho - R)(\rho - r_S)} \quad (22)$$

$$\cos \varphi_{max} = \frac{(R+c)[(\rho+c) - (\rho-R)\cos a] + l_o \sqrt{l_o^2 + (R+c)^2 - [(\rho+c) - (\rho-R)\cos a]^2}}{(R+c)^2 + l_o^2}$$

$$\theta_{Smax} = \theta \pm (\varphi_{max} + \psi_{max}) - \theta_{Fmax}$$

$$\cos(\varphi_{max} + \psi_{max}) = \frac{(a+r_S+c)(R+c) + l_o \cdot \sqrt{l_o^2 + (R+c)^2 - (a+r_S+c)^2}}{(R+c)^2 + l_o^2} \quad (23)$$

Titreşimli külbütörün yüzeyi dönme noktasının altında, olursa c için eksi değer konulur.



Şekil 40: Yan yüzü kavşeli ve külbütör yüzeyi düz kamlar

Kam yan yüzü:

Supap açılması(itmesi) : $s_F = l_2 \arccos x$ (24)

Supap hızı : $v_F = \omega l_2 (\rho - R) Y$ (25)

Supap ivmesi :

$$b_F = \omega^2 l_2 (\rho - R) \frac{(\rho - R) \left[2G \left(\frac{DG}{2F^3} + \frac{B}{F} + 2JY \right) - EXY^2 \right] + (\rho + c)B + \left[(R+c)B + l_o A \right] H + FA}{JE} \quad (26)$$

$$A = \sin \theta_F$$

$$B = \cos \theta_F$$

$$C = (R+c) + (\rho - R)B$$

$$D = l_o + (\rho - R)A$$

$$E = C^2 + D^2$$

$$F = \sqrt{E - (\rho + c)^2}$$

$$G = (R+c)A + l_o B$$

$$H = \frac{D}{F} - 2X$$

$$J = \sqrt{1 - X^2}$$

$$X = \frac{(\rho + c)C + DF}{E}$$

$$Y = \frac{(\rho + c)A + GH + BF}{JE}$$

Kam ucu :

$$\text{Supap itilmesi : } s_s = s_{\max} - l_2 \arccos x \quad (27)$$

$$\begin{aligned} \text{Supap hızı : } s_{\max} &= l_2 \arccos(\varphi_{\max} + \psi_{\max}) \\ &: v_s = \omega l_2 a y \end{aligned} \quad (28)$$

Supap ivmesi :

$$b_s = -\omega^2 l_2 a \frac{a \left[2G \left(\frac{DG}{2F^3} + \frac{B}{F} + 2JY \right) - EXY^2 \right] - (r_s + c)B - [(a + r_s + c)B + 1A]H + AF}{JE} \quad (29)$$

$$A = \sin \theta_s$$

$$G = (a + r_s + c)A + l_1 B$$

$$B = \cos \theta_s$$

$$H = \frac{D}{F} - 2X$$

$$C = (a + r_s + c) - aB$$

$$J = \sqrt{1 - X^2}$$

$$D = l_1 + aA$$

$$X = \frac{(r_s + c)C + DF}{E}$$

$$E = C^2 + D^2$$

$$Y = \frac{(r_s + c)A + GH + BF}{JE}$$

$$F = \sqrt{E - (r_s + c)^2}$$

$$Y = \frac{(r_s + c)A + GH + BF}{JE}$$

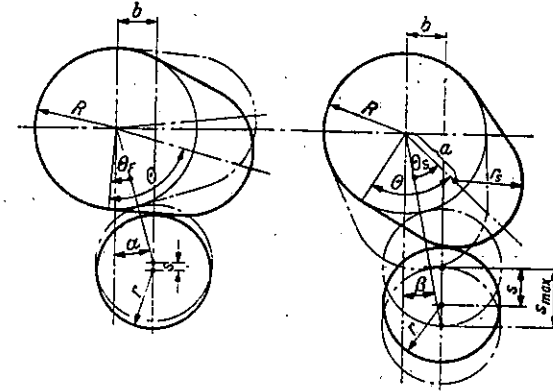
$$l_1 = l_0 - (a + r_s + c) \operatorname{tg}(\varphi_{\max} + \psi_{\max})$$

θ_F ve $\theta_s = 0$ için ivme değeri $\frac{0}{0}$ olur. Bu eğrinin noktaları, başka bir tesbit etme mümkün olmadığından yaklaşımsal olarak sım metodu ile yapılmalıdır.

2. Dıştan kavisli karşı yüzey

Ön işaret: (üst) düz itme tarafı için
(alt) meyilli itme tarafı için

a) Teğetsel kamlar (b.Şek.41)



Şekil 41: Teğetsel kamlar

$$\sin(\theta_{F\max} \mp \alpha) = \frac{a \sin \theta \sqrt{(R+r)^2 + a^2 \sin^2 \theta - b^2} \mp b(R+r)}{(R+r)^2 + a^2 \sin^2 \theta} \quad (30)$$

$$\theta_{S\max} = \theta + (\alpha - \beta) - \theta_{F\max}$$

$$\sin \alpha = \frac{b}{R+r}$$

$$\sin \beta = \frac{b}{a + r + r_s}$$

$$b = 0 \text{ için : } \operatorname{tg} \theta_{F\max} = \frac{a \cdot \sin \theta}{R+r}$$

$$\theta_{S\max} = \theta - \theta_{F\max}$$

Kam yan yüzü:

$$\text{İtici nin kalkması (yükselmesi) : } s_F = (R+r) \frac{B}{C} \quad (31)$$

$$\text{Hız : } v_F = \omega (R+r) \frac{A+BD}{C} \quad (32)$$

$$\text{İvme : } b_F = \omega^2 (R+r) \frac{1+2D(A+BD)}{C} \quad (33)$$

$$\begin{aligned} A &= \sin \theta_F \\ B &= 1 - \cos \theta_F \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C &= \cos(\theta_F \mp \alpha) \\ D &= \operatorname{tg}(\theta_F \mp \alpha) \end{aligned}$$

Kam ucu:

$$\text{İticipinin kalkması} : s_s = D + aB - (R+r)\cos\alpha \quad (34)$$

$$s_{\max} = (a+r+r_s)\cos\beta - (R+r)\cos\alpha$$

$$\text{Hız} : v_s = \omega a \left(A + \frac{BC}{D} \right) \quad (35)$$

$$\text{İvme} : b_s = -\omega^2 a \left[B + \frac{a(r+r_s)^2 B^2}{D^3} - \frac{AC}{D} \right] \quad (36)$$

$$A = \sin(\theta_s \pm \beta)$$

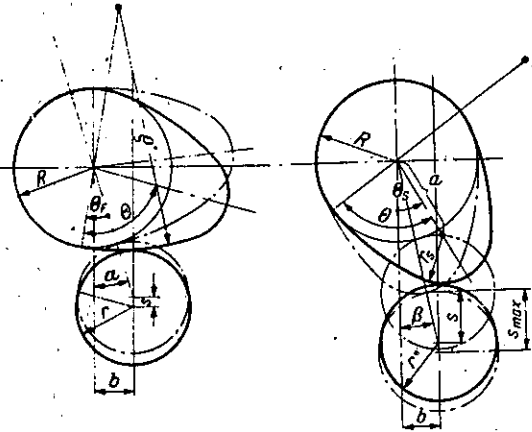
$$B = \cos(\theta_s \pm \beta)$$

$$C = aA + b$$

$$D = \sqrt{(r+r_s)^2 - C^2}$$

b) Yan yüzü dıştan kavisli kam (b.Şek.42)

$$\sin(\theta - \theta_{F\max} \pm \alpha) = \frac{(r+r_s)\sin\alpha \sqrt{a^2 + 2a(r+r_s)\cos\alpha + (r+r_s)^2 - b^2} \pm b[a + (r+r_s)\cos\alpha]}{a^2 + 2a(r+r_s)\cos\alpha + (r+r_s)^2} \quad (37)$$



Şekil.42: Yan yüzü dıştan kavisli kamlar

Yan yüz:

İticipinin kalkması:

$$s_F = D - (\rho - R)B - (R+r)\cos\alpha \quad (38)$$

$$\cos\alpha = \frac{a^2 + (\rho - r_s)^2 - (\rho - R)^2}{2a(\rho - r_s)}$$

$$\sin\alpha = \frac{b}{R+r}$$

$$\sin\beta = \frac{b}{a+r+r_s}$$

$$\theta_{S\max} = \theta \pm (\alpha - \beta) - \theta_{F\max}$$

b=0 için

$$\text{ctg}\theta_{S\max} = \frac{a(\rho+r) \cos\theta + (\rho-R)(r_s+r)}{\sin\theta}$$

$$\theta_{F\max} = \theta - \theta_{S\max}$$

$$\text{Hız} : v_F = \omega(\rho - R) \left(A - \frac{CB}{D} \right) \quad (39)$$

$$\text{İvme} : b_F = \omega^2(\rho - R) \left[B - \frac{(\rho - R)(\rho + r)^2 B^2}{D^3} + \frac{AC}{D} \right] \quad (40)$$

$$A = \sin(\theta_{F\max} \pm \alpha)$$

$$B = \cos(\theta_{F\max} \pm \alpha)$$

$$C = (\rho - R)A + b$$

$$D = \sqrt{(\rho + r)^2 - C^2}$$

Kam ucu:

Burada da teğetsel kamlarda uygulanan formüller aynen geçerlidir.

c) Yan yüzü içten kavisli kamlar (b.Şek.43)

$$\sin(\theta - \theta_{F\max} \pm \alpha) = \frac{(r+r_s)\sin\alpha \sqrt{a^2 - 2a(r+r_s)\cos\alpha + (r+r_s)^2 - b^2} \pm b[a - (r+r_s)\cos\alpha]}{a^2 - 2a(r+r_s)\cos\alpha + (r+r_s)^2}$$

$$\cos\alpha = \frac{a^2 + (\rho + r_s)^2 - (\rho + R)^2}{2a(\rho + r_s)} \quad (41)$$

$$\sin\alpha = \frac{b}{R+r}$$

$$\sin\beta = \frac{b}{a+r+r_s}$$

$$\theta_{S\max} = \theta \pm (\alpha - \beta) - \theta_{F\max}$$

$$b = 0 \text{ için : } \text{ctg}\theta_{S\max} = \frac{\cos\theta + \frac{a(\rho-r)}{(\rho+R)(r_s+r)}}{\sin\theta}$$

$$\theta_{F\max} = \theta - \theta_{S\max}$$

Kam yan yüzü :

$$\text{İticipinin kalkması} : s_F = (\rho + R)B - D - (R+r)\cos\alpha \quad (42)$$

$$\text{Hız} : v_F = \omega(\rho + R) \left(\frac{CB}{D} - A \right) \quad (43)$$

$$\text{İvme} : b_F = \omega^2(\rho + R) \left[\frac{(\rho + R)(\rho - r)^2 B^2}{D^3} - \frac{AC}{D} - B \right] \quad (44)$$

$$A = \sin(\theta_F \mp \alpha)$$

$$B = \cos(\theta_F \mp \alpha)$$

$$C = (\rho + R)A \pm b$$

$$D = \sqrt{(\rho - r)^2 C^2}$$

Kam ucu:

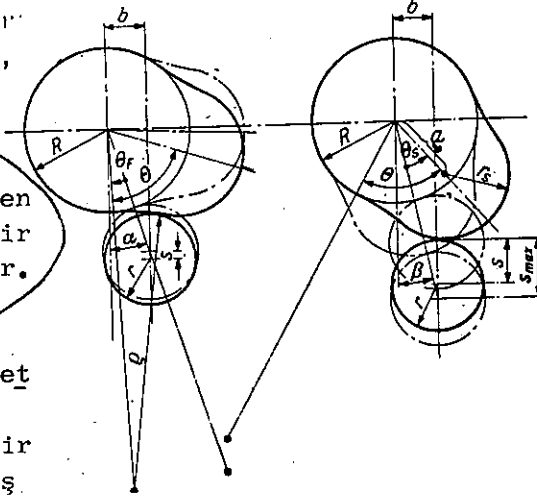
Burada da teğetsel kamlar için uygulanan formüller, aynen geçerlidir.

Örnek 1:

Formüllerin uygulanması en iyi şekilde hesaplanan bir misalle izah edilmiş olur.

Soru:

Ön kam kısmına sahip simetrik bir kam, yan yüz ile uç arasında serbest bir parça itici, kaydırılmamış durumda olup, verilen değerler: (b.Şek.37).



Şekil.43: Yan yüzü içten kavisli (içbükey) kamlar

$$R_G = 16, \quad R_1 = 16,28, \quad \theta_0 = 30^\circ,$$

$$\theta = 60,5^\circ, \quad r = 62,5;$$

$n_N = 2500$ d/dak lık eksantrik mili devir sayısında:

$$b_{Fmax} < 3000 \text{ m/s}^2, \quad b_{Smax} < 1300 \text{ m/s}^2 \text{ olmalıdır.}$$

Hesabı :

Formül (40) a göre $\theta_{F1} = 0$ için:

$$b_{F10} = \omega^2 (\rho_1 - R_1) \left[1 - \frac{\rho_1 - R_1}{\rho_1 + r} \right]$$

b_{F1max} değerinin b_{F10} a nazaran biraz büyük olacağı tahmin edildiği, fakat 3000 m/s^2 dan daha küçük olması gerek tiğinden, değeri takriben 95 olur. Hesabın daha basit ol ması için $\rho_1 = 96,28$ seçildiğinde, $(\rho_1 - R_1) = 8$, $b_{F10} = 2720 \text{ m/s}^2$ olur.

(9) numaralı formüle göre ön kam yarıçapı ρ_0 in değeri:

$$\rho_0 = \frac{80^2 + 16^2 - 96,28^2 + 2 \cdot 80 \cdot 16 \cdot \cos 30^\circ}{2(16 - 96,28 + 80 \cdot \cos 30^\circ)} = 18,0403 \text{ dir.}$$

Formül (36) ya göre $\theta_S = 0$ için

$$b_{S0} = \omega^2 a_2 \left(1 + \frac{a_2}{r + r_S} \right)$$

$$\rho_0 = 18,04$$

Çizim yoluyla $b_{Smax} = b_{S0} = 1300 \text{ m/s}^2$ şartı, $h = 7$, $r_S \approx 7,5$, $a_2 \approx 15,5$ değerleri için yaklaşık olarak yerine getirilmiş olu nur.

Soru şekline göre yan yüz ile uç arasında bir serbest bölge olacaktır. Bunun için $b \approx 0$ olmalıdır, yani geçiş yarıçapı o şekilde seçilmelidir ki,

$$\theta_{F20} < 90^\circ < \theta_{F2max} \text{ olmalıdır.}$$

Çizim yaparak bu şart $\theta_1 = 109^\circ$, $(R_1 + h_1) = 30,5$, $h_1 = 14,22$ i çin takriben yerine getirilmiş olunur.

ρ_2 , BD kamının uç yarıçapı olarak (5) formülünden he saplanır.

$$\rho_2 = \frac{16,28(96,28 - 16,28 - 14,22) \frac{14,22^2}{2} - 80 \cdot 30,5 \cdot \cos 109^\circ}{96,28 - 16,28 - 14,22 - 80 \cdot \cos 109^\circ} =$$

$$= 19,2123$$

böylece:

$$\rho_2 = 19,21$$

$$a_1 = R_1 + h_1 - \rho_2 = \rho_2 - R_2 = 30,5 - 19,2123 = 11,2877$$

$$R_2 = \rho_2 - a_1 = 7,9246$$

Şimdi ise CE kamındaki r_S değeri, formül (5) den hesapla nır.

$$h_2 = 23 - 7,9246 = 15,0754$$

$$\theta_2 = 180^\circ - 109^\circ + 60,5^\circ = 131,5^\circ$$

56

$$r_s = \frac{7,9246(19,2123-7,9246-15,0754) - \frac{15,0754^2}{2} - 11,2877 \cdot 23 \cos 131,5^\circ}{19,2123-7,9246-15,0754-11,2877 \cdot \cos 131,5^\circ}$$

$$\sqrt{S} = 7,6862$$

Kam şekli tesbit edildikten sonra dönüm noktalarının hesabına geçilir. Formül (37) e göre, uç yarıçapı ρ_1 olan ön kam kısmı için:

$$\text{ctg} \theta_{S_{\text{omax}}} = \frac{\cos 210^\circ + \frac{80(18,0403+62,5)}{(18,0403-16)(96,28+62,5)}}{\sin 210^\circ}$$

$$\theta_{S_{\text{omax}}} = 180^\circ - 1^\circ 30' 20'',$$

$$\theta_{F_{\text{omax}}} = 31^\circ 30' 20''.$$

ρ_2 uç yarıçaplı yan yüz için:

$$\text{ctg} \theta_{S_{l\text{max}}} = \frac{\cos 109^\circ + \frac{11,2877(96,28+62,5)}{80(19,2123+62,5)}}{\sin 109^\circ}$$

$$\theta_{S_{l\text{max}}} = 93^\circ 6' 40'',$$

$$\theta_{F_{l\text{max}}} = 15^\circ 53' 20''$$

r_s uç yarıçaplı geçiş parçası için :

$$\theta_2 = 180^\circ - 109^\circ + 60,5^\circ = 131,5^\circ,$$

$$\text{ctg} \theta_{S_{2\text{max}}} = \frac{\cos 131,5^\circ + \frac{15,3138(19,2123+62,5)}{(19,2123-7,9246)(7,6862+62,5)}}{\sin 131,5^\circ}$$

$$\theta_{S_{2\text{max}}} = 39^\circ 14' 36'',$$

$$\theta_{F_{2\text{max}}} = 92^\circ 15' 24''$$

Böylece çalışma sahaları:

Ön kam kısmı: $\theta_{F_{00}} = 0$ dan $\theta_{F_{\text{omax}}} = 31^\circ 31' 20''$ e kadar

Yan yüz : $\theta_{F_{10}} = 1^\circ 30' 20''$ den $\theta_{F_{l\text{max}}} = 15^\circ 53' 20''$ e kadar ⁵⁷

İvmesiz bölge: $\theta_{F_{20}} = 86^\circ 53' 20''$ den $\theta_{F_{2\text{max}}} = 92^\circ 15' 24''$ e kadar

Uç kısım: $\theta_{S_{2\text{max}}} = 39^\circ 14' 36''$ dan $\theta_{S_{20}} = 0$ a kadar.

(38) ve (39) formüllerine göre s yi hesaplamak için, en iyisi Şekil 44 de verilen örneğe göre bir tablo yapılır. Kontrolu sağlamak için kısaltılmış ifadelerin değerleri burada hesaplanmıştır. (R+r) için tüm kam boyunca (Rg+r) konulduğunda, taban ana daire üzerindeki kurs boyu elde edilmiş olur. Kam üzerinde açının dağılışı o şekilde seçilir ki, 90° de en büyük kurs boyu elde edilmiş olur.

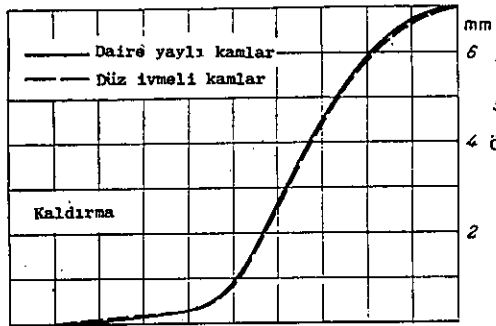
	$\theta_{F,s}$	$\lg \frac{(e-R)B}{\lg a B}$	$\frac{(e-R)B}{a B}$	$\lg C$	$\lg C^2$	C^2	D^2	$\lg D^2$	$\lg D$	D	s
$359^\circ 30'$	0										
...	...										
$31^\circ 0' 20''$	$\begin{cases} 31^\circ 30' 20'' \\ 1^\circ 30' 20'' \end{cases}$	1,90294	79,972	0,32261	0,64522	4,4179	25206,53	4,401514	2,200757	153,766	0,204
...	...										
$45^\circ 23' 20''$	$\begin{cases} 15^\circ 53' 20'' \\ 36^\circ 53' 20'' \end{cases}$										
...	...										
$59^\circ 45' 24''$	$\begin{cases} 92^\circ 15' 24'' \\ 38^\circ 14' 36'' \end{cases}$										
...	...										
90°	0°										

Şekil.44: İtme (kaldırma) S nin hesap örneği

v ve b nin yerlerine v/w ve b/w^2 değerlerinin hesaplanması tavsiye edilir. Böylece devir sayısına bağlı kalınmaz. Hesabi değerin hassasiyeti burada çok önemli olmadığından, Şekil 45 de gösterilen örneğe göre bir tablo yeterlidir. Her dönüm noktaları arasında daima bir değer, eğrinin gidişinin çizilmesi için kafi gelir.

Şekil 46 da sürekli eğriler Örnek 1 e göre hesaplanan daire yaylı kamın s , v/w ve b/w^2 değerlerinin kam açılarına göre dağılışını göstermektedir.

θ, s	A	B	C	D	v, ω	b/ω^2
359° 30'	0					
31° 0' 20"	$\begin{cases} 31^\circ 30' 20'' \\ 1^\circ 30' 20'' \end{cases}$	0,0263	0,9997	2,102	158,768	1,04
45° 23' 20"	$\begin{cases} 15^\circ 53' 20'' \\ 86^\circ 53' 20'' \end{cases}$					
50° 45' 24"	$\begin{cases} 92^\circ 15' 24'' \\ 39^\circ 14' 36'' \end{cases}$					
90°	0°					



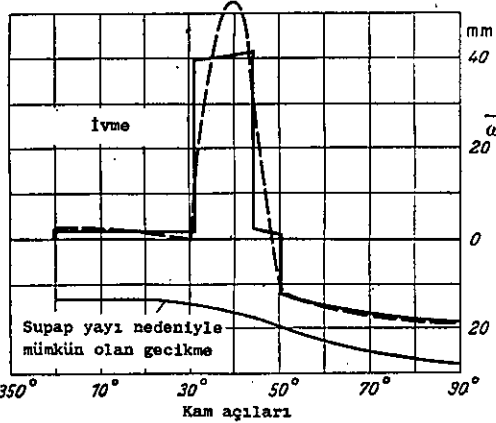
Şekil 45: $\frac{v}{w}$ ve $\frac{b}{w^2}$ nin hesap numunesi (örnek 1)



Şekil 46: Örnek 1 ve 2 nin kamları için s , $\frac{v}{w}$ ve $\frac{b}{w^2}$ eğrileri

2.312 Düz ivmeli kamlar

İvme eğrisi içindeki her bir değişme sıçrama demektir. Bundan dolayı supap kumandasında, hesaplanan ivme kuvvetlerine nazaran oldukça büyük elastik değişmeler meydana gelir. Bu tesir sadece motor içinde değil, elastik değişmelerin etkisi burada daha fazla olduğundan eksantrik milinin kayma yerlerinde a şınnmalar olur. Yapılan hatalı bir diyagram eğrilerinin gidişinde düzgün süzlük demektir. Bunun neticesi olarak kam itme diyagramı dağılmış ve ivme değeri de yükselmiş o



lur. Dolayısıyla supap kumandasındaki titreşime menfi etki etmiş olur.

Düz ivmeli kamlar farklı şekilde öngörülebilirler. (Literatür 12-18) Fakat hesaplama metodları ya çok karmaşık ve ya kamlar arzu edilen ivme eğrisiyle kafi derecede çakışmazlar.

Aşağıda konu olan düz ivmeli kamlarda itme sinüs eğrisi ve 4. dereceden bir polinomdan teşekkül eder (b. Şek. 47). Bu kam çok kolay hesaplanabilir ve öngörülen bütün şartlara daha kolay uyar. Pratik olması yönünden daha çok tutunmuştur. Birkaç örnek yapıldıktan sonra harmonik kamlar hariç daire yaylı kamlara nazaran bunun hesabı daha az zaman alır.

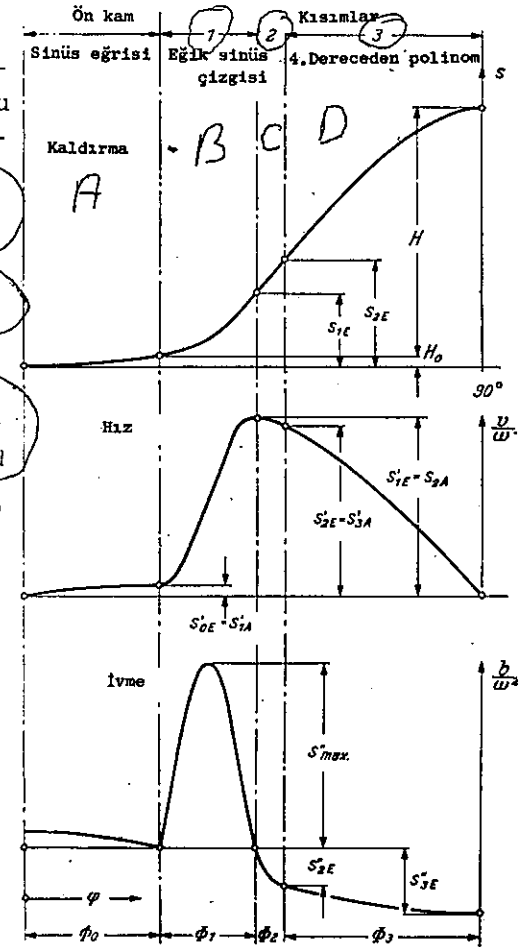
Şekil 47 de gösterildiği gibi, kalkma (itme) şu eğrilerden meydana gelmektedir.

- A - Ön kam : Sinüs eğrisi 1/4 periyot
- B - Ana kam: 1. Kısım Eğik sinüs eğrisi 1/2 periyot
- C - 2. Kısım: Eğik sinüs eğrisi 1/4 periyot
- D - 3. Kısım: 4. Dereceden polinom

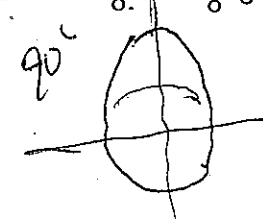
Bunlar için şu formüller geçerlidir.

Ön kam:
Kaldırma:
$$s_o = H_o \left(1 - \cos \frac{\pi}{2\phi_o} \cdot \phi_o\right) \quad (45)$$

Hız:
$$s'_o = \frac{v_o}{w} = H_o \frac{\pi}{2\phi_o} \sin \frac{\pi}{2\phi_o} \phi_o \quad (46)$$



Şekil 47: Düz ivmeli kamlarda kaldırma, hız ve ivmeler



Öneriler

60 ivme :

$$s''_0 = \frac{b_0}{\omega^2} = H_0 \left(\frac{\pi}{2\theta} \right)^2 \cdot \cos \frac{\pi}{2\theta} \cdot \varphi_0 \quad (47)$$

Ana kam:

Kısım 1.

$$\text{Kaldırma} : s_1 = H_0 + c_{11}\varphi_1 - c_{12} \sin \frac{\pi}{\theta_1} \cdot \varphi_1 \quad (48)$$

$$\text{Hız} : s'_1 = \frac{v_1}{\omega} = c_{11} - c_{12} \frac{\pi}{\theta_1} \cos \frac{\pi}{\theta_1} \cdot \varphi_1 \quad (49)$$

$$\text{ivme} : s''_1 = \frac{b_1}{\omega^2} = c_{12} \left(\frac{\pi}{\theta_1} \right)^2 \cdot \sin \frac{\pi}{\theta_1} \cdot \varphi_1 \quad (50)$$

Kısım 2

$$\text{Kaldırma} : s_2 = s_{1E} + c_{21}\varphi_2 + c_{22} \sin \frac{\pi}{2\theta_2} \cdot \varphi_2 \quad (51)$$

$$\text{Hız} : s'_2 = \frac{v_2}{\omega} = c_{21} + c_{22} \frac{\pi}{2\theta_2} \cos \frac{\pi}{2\theta_2} \cdot \varphi_2 \quad (52)$$

$$\text{ivme} : s''_2 = \frac{b_2}{\omega^2} = c_{22} \left(\frac{\pi}{2\theta_2} \right)^2 \cdot \sin \frac{\pi}{2\theta_2} \cdot \varphi_2 \quad (53)$$

Kısım 3

$$\text{Kaldırma} : s_3 = s_{2E} + c_{31}(\varphi_3 - \varphi_3)^4 - c_{32}(\varphi_3 - \varphi_3)^2 + c_{33} \quad (54)$$

$$\text{Hız} : s'_3 = \frac{v_3}{\omega} = 4c_{31}(\varphi_3 - \varphi_3)^3 + 2c_{32}(\varphi_3 - \varphi_3) \quad (55)$$

$$\text{ivme} : s''_3 = \frac{b_3}{\omega^2} = 12c_{31}(\varphi_3 - \varphi_3)^2 - 2c_{32} \quad (56)$$

θ_{1-3} ve φ_{1-3} açıları Şekil 47 den çıkarılmıştır.

H_0 = ön kam yüksekliği,

$$s_{1E} = H_0 + c_{11}\varphi_1,$$

$$s_{2E} = s_{1E} + c_{21}\varphi_2 + c_{22}, \quad H + H_0 = s_{2E} + c_{33}.$$

c sabite değeri altındaki ilk rakam ilgili kısmı ve ikinci rakamda aynı kısımdaki diğer sabitelere göre farkı gösterir; A başlangıç ve E de son değerlerdir. Sabiteler, geçiş yerlerinde kursun, eğimin ve eğriliğin aynı olması gerektiği şartından hesap edilmişlerdir.

(45) den (56) ya kadarki formüllerden şu bağıntılar yazılır:

$$c_{11}\varphi_1 + c_{21}\varphi_2 + c_{22} + c_{33} = H$$

$$c_{31}\varphi_3^4 - c_{32}\varphi_3^2 + c_{33} = 0$$

$$c_{11} - c_{12} \frac{\pi}{\theta_1} = s'_{0E}$$

$$c_{11} + c_{12} \frac{\pi}{\theta_1} - c_{21} - c_{22} \frac{\pi}{2\theta_2} = 0 \quad (57)$$

$$c_{21} + 4c_{31} \cdot \varphi_3^2 - 2c_{32} \cdot \varphi_3 = 0$$

$$c_{22} \left(\frac{\pi}{2\theta_2} \right)^2 + 12c_{31}\varphi_3^2 - 2c_{32} = 0$$

Bu bağıntılardan her bir sabite ayrı ayrı hesaplanır.

$$c_{11} = \frac{K_1 \cdot s'_{0E} + K_2 H}{2K_1 + K_2 \theta_1}$$

s'_{0E} ön kam sonundaki en büyük hız olup, ön kam için gerekli olan şartlardan elde edilir. (b. Örnek 2)

$$c_{12} = (c_{11} - s'_{0E}) \frac{\theta_1}{\pi}$$

$$c_{32} = \frac{2c_{11} - s'_{0E}}{K_2}$$

$$c_{21} = c_{32} k_3$$

$$c_{22} = c_{32} k_1$$

$$c_{31} = c_{32} \cdot \frac{1-z}{6\theta_3^2}$$

$$c_{33} = c_{32} k_2$$

Yukarıdaki formüllerde kısaltılmış olarak verilen K_1 , K_2 , K_3 ve z değerleri şunları ifade etmektedir.

$$k_1 = 8z \left(\frac{\phi_2}{\pi} \right)^2, \quad k_2 = \frac{5+z}{6} \phi_3^2, \quad k_3 = \frac{4+2z}{3} \phi_3, \quad K_1 = k_1 + k_2 + k_3 \cdot \phi_2,$$

$$K_2 = k_3 + 4z \cdot \frac{\phi_2}{\pi}, \quad z = \frac{S_2'' E}{S_3'' E} < 1 \quad (\text{b.Şek.47})$$

Uygun bir hız gecikmesi elde etmek, yani yay kuvvetinin dağılışında iyi bir uyuşma temin etmek için, $\frac{\phi_2}{\phi_3} = 0,1-0,15$, ve $z \approx 5/8$ değerlerinin seçilmesi tavsiye edilir.

Kam yan yüzü imalat tekniği yönünden kavisli olması gerektiğinden (hem içten kavisli ve hemde teğetsel kamlardan imkan nisbetinde kaçınılmalıdır) -düz ivmeli kamın eğrisinin yeniden hesaplanması gerekir. En az eğrilik takriben 1 kısmın ortasında bulunur, dıştan kavisli iticiler için eğrilğin yarıçapı şu formülle hesaplanır.

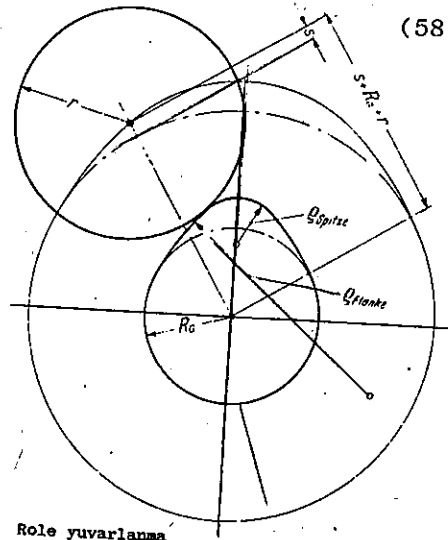
$$\rho = \frac{\left[(R_G + r + H_0 + c_{11} \cdot \frac{\phi_1}{2} - c_{12})^2 + c_{11}^2 \right]^{3/2}}{(R_G + r + H_0 + c_{11} \cdot \frac{\phi_1}{2} - c_{12})^2 + 2c_{11}^2 - (R_G + r + H_0 + c_{11} \cdot \frac{\phi_1}{2} - c_{12}) c_{12} \left(\frac{\pi}{\phi_1} \right)^2} - r \quad (58)$$

Düz satırlı itici için ρ de değeri:

$$\rho = R_G + H_0 + c_{11} \cdot \frac{\phi_1}{2} - c_{12} + c_{12} \left(\frac{\pi}{\phi_1} \right)^2 \quad (59)$$

R_G = Eksantrik mili ana daire yarıçapı (b.Şek.48)

r = Kam kavis (eğrilik) yarıçapı



Şekil.48: Düz ivmeli kamın çevrisi

Kamın en küçük kavis yarıçapı kamın uç noktasında meydana gelir. En büyük yüzeysel sıkışma kam uç noktasında teşirli olduğundan, en küçük kavis yarıçapı da hesaplanmalıdır.

Temas yüzeyi eğri olan itici için eğrilik yarıçapı:

$$\rho = \frac{(R_G + r + H_0 + H)^2}{R_G + r + H_0 + H + 2c_{32}} - r, \quad (60)$$

Düz satırlı itici için:

$$\rho = R_G + H_0 + H - 2c_{32}. \quad (61)$$

Kamın ucunda ve yan yüzünün ortasındaki yarıçap değerleri ile kam şekli, (Eksantrik mili iş taslağının ölçülendirilmesi için ihtiyaç duyulur) yeterli hassasiyetle çizilebilir. (b.Şek.48).

Kam hesabının kolaylaştırılması için Tablo 1 de ϕ değerinin kuvvetleri verilmiştir. Bir hesap makinesi mevcut ise hesaplar daha kolayca yapılır.

Örnek 2:

Düz ivmeli kamlarda hesabın gidişini daha anlaşılır hale getirmek için, aşağıda bir hesap örneği verilmiştir.

(Bak Tablo 1)

Soru: Örnek 1 de hesap edilen daire yaylı kamın, düz ivmeli kam olarak yeniden hesaplanması istenmektedir.

Tablo 1: Düz ivmeli kamların hesabı için φ nin kuvvetleri

φ	φ^2	φ^3	φ^4
0°30'	0,008 727		
1°	0,017 453	0,000 305	0,000 000 093
1°30'	0,026 180		
2°	0,034 906	0,001 218	0,000 001 5
2°30'	0,043 633		
3°	0,052 360	0,002 742	0,000 007
3°30'	0,061 086		
4°	0,069 813	0,004 874	0,000 023
4°30'	0,078 540		
5°	0,087 266	0,007 615	0,000 058
5°30'	0,095 993		
6°	0,104 720	0,010 966	0,000 120
6°30'	0,113 446		
7°	0,122 173	0,014 926	0,000 223
7°30'	0,130 900		
8°	0,139 626	0,019 495	0,000 380
8°30'	0,148 353		
9°	0,157 079	0,024 674	0,000 609
9°30'	0,165 806		
10°	0,174 533	0,030 462	0,000 928
10°30'	0,183 259		
11°	0,191 986	0,036 859	0,001 358
11°30'	0,200 713		
12°	0,209 439	0,043 865	0,001 924
12°30'	0,218 166		
13°	0,226 893	0,051 480	0,002 650
13°30'	0,235 619		
14°	0,244 346	0,059 705	0,003 565
14°30'	0,253 073		
15°	0,261 799	0,068 539	0,004 697
15°30'	0,270 526		
16°	0,279 253	0,077 982	0,006 081
16°30'	0,287 979		
17°	0,296 706	0,088 034	0,007 750
17°30'	0,305 433		
18°	0,314 159	0,098 696	0,009 741
18°30'	0,322 886		
19°	0,331 612	0,109 966	0,012 092
19°30'	0,340 339		
20°	0,349 066	0,121 847	0,014 847
20°30'	0,357 792		
21°	0,366 519	0,134 336	0,018 046
21°30'	0,375 246		
22°	0,383 972	0,147 434	0,021 737
22°30'	0,392 699		
23°	0,401 426	0,161 143	0,025 967
23°30'	0,410 152		
24°	0,418 879	0,175 460	0,030 786
24°30'	0,427 606		
25°	0,436 332	0,190 386	0,036 247
26°	0,445 058	0,205 922	0,042 404
27°	0,453 786	0,222 066	0,049 313
28°	0,462 512	0,238 820	0,057 035
29°	0,471 239	0,256 183	0,065 630
30°	0,480 000	0,274 156	0,075 161
31°	0,488 766	0,292 737	0,085 695
32°	0,497 532	0,311 928	0,097 299
33°	0,506 298	0,331 729	0,110 044
34°	0,515 064	0,352 138	0,124 001

Tablo 1 (devamı)

φ	φ^2	φ^3	φ^4
35°	0,610 865	0,373 156	0,227 948
36°	0,628 318	0,394 783	0,248 049
37°	0,645 771	0,417 020	0,269 300
38°	0,663 225	0,439 867	0,291 731
39°	0,680 678	0,463 322	0,315 373
40°	0,698 132	0,487 388	0,340 261
41°	0,715 585	0,512 062	0,366 424
42°	0,733 038	0,537 345	0,393 894
43°	0,750 491	0,563 237	0,422 704
44°	0,767 945	0,589 739	0,452 887
45°	0,785 398	0,616 850	0,484 473
46°	0,802 851	0,644 570	0,517 494
47°	0,820 305	0,672 900	0,551 984
48°	0,837 758	0,701 838	0,587 970
49°	0,855 211	0,731 386	0,625 489
50°	0,872 665	0,761 544	0,664 573

hesabı:

$$S'_{OE}=0,9(\text{Şekil 7 ve 46 ya göre seçilmiştir}), \theta_0=30^\circ$$

$$H_0 = S'_{OE} \frac{2\theta_0}{\pi} = 0,3$$

$$H = 6,7$$

$\theta_1 + \theta_2 + \theta_3 = 60^\circ$, Daire yaylı kama nazaran daha kısa, fakat daha yüksek ön kamın durumu dikkate alınmıştır.

$\theta_1 = 18^\circ = 0,314159$, Daire yaylı kamın ivme diyagramından alınmıştır.

$$\theta_2 = 40^\circ = 0,669813 \approx 0,1 \theta_3$$

$$\theta_3 = 38^\circ = 0,663225,$$

$$\frac{\pi}{2\theta_0} = 3,0, \quad \frac{\pi}{\theta_1} = 10, \quad \frac{\pi}{2\theta_2} = 22,5, \quad z = \frac{5}{8} \text{ (Genellikle kabul edilen değer)}$$

$$k_1 = 8 \cdot \frac{5}{8} \cdot \frac{1}{45^2} = 0,002469, \quad k_2 = \frac{5 + \frac{5}{8}}{6} \cdot 0,663225^2 = 0,41237$$

$$k_3 = \frac{4+2 \cdot \frac{5}{8}}{3} \cdot 0,663225 = 1,1606,$$

$$K_1 = 0,002469 + 0,41237 + 1,1606 \cdot 0,069813 = 0,49587,$$

$$K_2 = 1,606 + 4 \cdot \frac{5}{8 \cdot 45} = 1,2162,$$

$$c_{11} = \frac{0,49587 \cdot 0,9 + 1,2162 \cdot 6,7}{3 \cdot 0,49587 + 1,2162 \cdot 0,314159} = 6,256$$

$$c_{12} = (6,256 - 0,9) \cdot \frac{1}{10} = 0,5356,$$

$$c_{21} = 9,548 \cdot 1,1606 = 11,081,$$

$$c_{31} = 9,548 \cdot \frac{1 - 5/8}{6 \cdot 0,663225^2} = 1,3566,$$

$$c_{32} = \frac{2 \cdot 6,256 - 0,9}{1,2162} = 9,548,$$

$$c_{22} = 9,548 \cdot 0,002469 = 0,023574, \quad c_{33} = 9,548 \cdot 0,41237 = 3,9373,$$

$$s_{1E} = 0,3 + 6,256 \cdot 0,314159 = 2,2654,$$

$$s_{2E} = 2,2654 + 11,081 \cdot 0,069813 + 0,023574 = 3,0627$$

$$H + H_0 = 3,0627 + 3,9373 = 7,0.$$

Sabitelerin kontrolü için formül(57) ye göre sınır şartları kontrolden geçirilir.

$$1,3566 \cdot 0,663225^4 - 9,548 \cdot 0,663225^2 + 3,9373 = 0$$

$$6,256 - 0,5356 \cdot 10 = 0,9,$$

$$6,256 + 0,5356 \cdot 10 - 11,081 - 0,023574 \cdot 22,5 = 0,$$

$$11,081 + 4 \cdot 1,3566 \cdot 0,663225^3 - 2 \cdot 9,548 \cdot 0,663225 = 0,$$

$$0,023574 \cdot 22,5^2 + 12 \cdot 1,3566 \cdot 0,663225^2 - 2 \cdot 9,548 = 0.$$

Böylece (45) den (56) ya kadarki formüller, itme(kaldırma), hız ve ivmelere ait ilgili değerleri verirler:

Ön kam:

$$\text{İtme} : S_0 = 0,3(1 - \cos 3\varphi_0),$$

$$\text{Hız} : \frac{v_0}{\omega} = 0,9 \cdot \sin 3\varphi_0,$$

$$\text{İvme} : \frac{b_0}{\omega^2} = 2,7 \cdot \cos 3\varphi_0.$$

Ana kam:

Kısım 1.

$$\text{İtme} : S_1 = 0,3 + 6,256 \cdot \varphi_1 - 0,5356 \cdot \sin 10\varphi_1,$$

$$\text{Hız} : \frac{v_1}{\omega} = 6,256 - 5,356 \cdot \cos 10\varphi_1,$$

$$\text{İvme} : \frac{b_1}{\omega^2} = 53,56 \cdot \sin 10\varphi_1$$

Kısım 2.

$$\text{İtme} : S_2 = 2,2654 + 11,081 \cdot \varphi_2 + 0,023574 \cdot \sin 22,5\varphi_2,$$

$$\text{Hız} : \frac{v_2}{\omega} = 11,081 + 0,5304 \cdot \cos 22,5\varphi_2,$$

$$\text{İvme} : \frac{b_2}{\omega^2} = -11,934 \cdot \sin 22,5\varphi_2.$$

Kısım 3.

$$\text{İtme} : S_3 = 7,0 + 1,3566(38^\circ - \varphi_3)^4 - 9,548(38^\circ - \varphi_3)^2,$$

$$\text{Hız} : \frac{v_3}{\omega} = -5,4264(38^\circ - \varphi_3)^3 + 19,096(38^\circ - \varphi_3),$$

$$\text{İvme} : \frac{b_3}{\omega^2} = 16,2792(38^\circ - \varphi_3)^2 - 19,096.$$

Kam yan yüzündeki en büyük eğrilik yarıçapı, formül(58) den hesaplanır. (Bunun için hesap cetvelinin hassasiyeti yeterlidir).

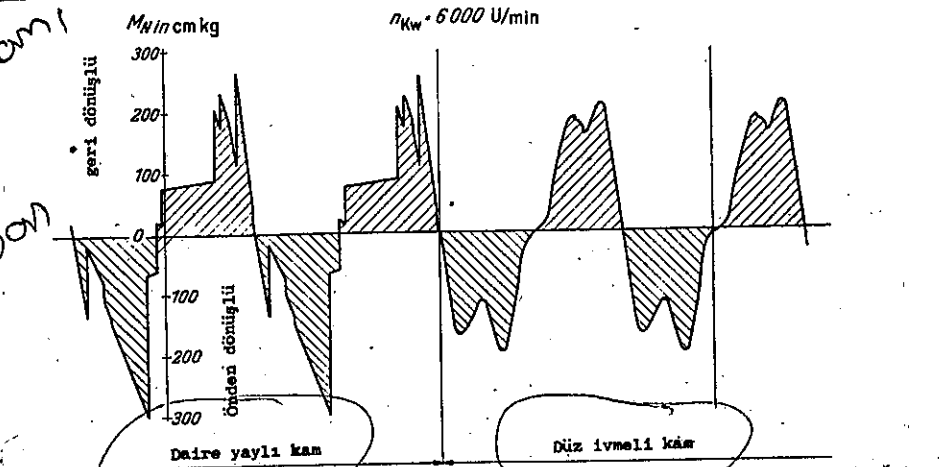
$$e_{Rmax} = \frac{\left[\left(10 + 62,5 + 0,3 + 0,250 \cdot \frac{3,14159}{2} - 0,5350 \right)^2 + 0,250^2 \right]^{3/4}}{\left(78,8 + 0,250 \cdot \frac{3,14159}{2} - 0,5350 \right)^2 + 2 \cdot 0,250^2 - \left(78,8 + 0,250 \cdot \frac{3,14159}{2} - 0,5350 \right) 0,5350 \cdot 10^3} - 62,5 = 159,3$$

Formül (60) a göre kam ucundaki en küçük eğrilik yarıçapı:

$$\rho_{Rmin} = \frac{(11 + 62,5 + 0,3 + 6,7)^2}{16 + 62,5 + 0,3 + 6,7 + 2 \cdot 9,548} - 62,5 = 7,3$$

Şekil 46 da düz ivmeli bir kamın s, v/ω ve b/ω² eğrileri kesikli çizgilerle gösterilmiştir. Şekilde kam itmesi -nin hemen hemen aynı olduğu görülmektedir; hız eğrisi biraz sapma gösterir. Bu eğride artık köşeler yoktur. Buna karşılık ivme eğrisi başka bir karaktere sahiptir, tüm sıçramalar kaybolmuştur.

Daire yaylı bir kamla mukayesesi olmıyan yeni bir kamın dizayn edilmesi gerekirse bu takdirde ϕ ve $(\phi_2 + \phi_3)$ açıları yaklaşık olarak, en büyük ivmenin en büyük gecikmeye olan oranı gibi, ters oranda seçilir. Düz ivmeli kamda en büyük ivme, sıçramanın olmamasından dolayı daire yaylı kama göre biraz daha yüksek olabilir.



Şekil.49: Düz ivmeli ve daire yaylı kamlı bir eksantrik milindeki teorik dönme momenti eğrisi.

Seçilen H değerleri ile c_{11} , c_{12} ve c_{32} sabiteleri hesaplanır. Bu değerlerle

$$\phi_1 = \frac{\phi}{2} \quad \text{ve} \quad \phi_3 = \phi_3 \quad \text{için (50) ve (56)}$$

formüllerine göre:

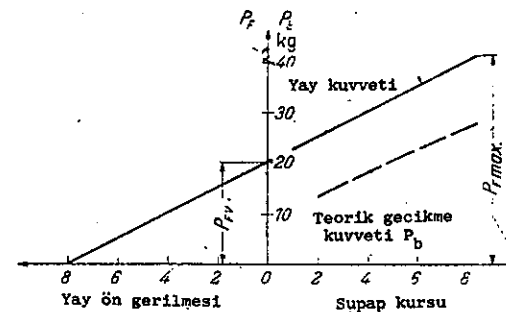
$$b_{1max} = \omega^2 \cdot c_{12} \left(\frac{\pi}{\phi_1} \right)^2 \quad \text{ve} \quad b_{3max} = 2\omega^2 c_{32} \quad \text{elde edilir.}$$

H değeri hesaplandıktan sonra, hesaplar yeniden yukarıdaki gibi tekrar edilir.

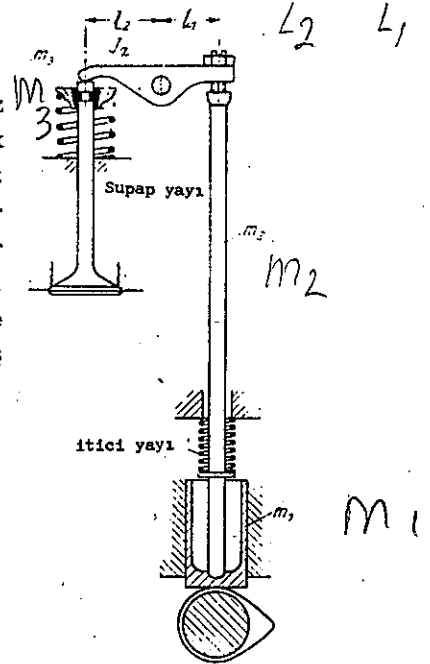
Kam üzerindeki kuvvetler ve kuvvetlere ait kuvvet kolu değerleri ile eksantrik mili üzerindeki teorik dönme momenti hesaplanır. Burada kumanda elemanlarının hiçbir boşluğa sahip olmadıkları kabul edilmiştir. Şekil 49 da Krank mili devri 6000 d/dak olan ve gaz kuvvetlerinin tesiri dikkate alınmamış, 6 silindirli eksantrik milinin dönme moment eğrisinin gidişi görülmektedir. Açıkça da görüldüğü gibi, daire yaylı kam düz ivmeli kama nazaran daha gürültülü çalışma yapar ve maksimum değerlere ulaşır. Ayrıca düz ivmeli lerde keskin uçlar da yoktur.

2.32 Supap yayı

Supap yayının vazifesi, hareketsiz süre esnasında supapı üzerinde tutmak sonra kam yan yüzü tarafından hareketli durumuna getirilen supapı tekrar yavaşlatmak, böylece en büyük kam kurunda hızı sıfır yapmaktır. Bunu takiben o supapı, yuvası istikametinde kam yan yüzü tarafından tutulup yavaş



Şekil.50: Yay diyagramı



Şekil.51: Hareketli kütellerin hesabı

Bunu için, saptığı için
kapas yayı ek dirence iye
olmalıdır 1/30-50

70

latıncaya kadar hızlandırır. Supap yayı tarafından meydana gelen P_F kuvvetinin, yavaşlatma kuvveti olan $P_b = m_v \cdot b_{sv}$ den daha büyük olması lazımdır. Burada m_v supap üzerine tatbik edilmiş kuvvet, ve b_{sv} de kam ucu alanı üzerindeki supap ivme değeridir. P_b değeri ivme diyagramından hesaplanır ve hesap için supap kuru üzerine aktarılır. (b.Şek.50). Ve bu diyagram üzerine yay karakteristiği, doğru çizgi olarak aktarılır. Belirli bir yayın diyagramı, yay kuvveti supap kütlelerine bölünüp ve krank mili dönme açısı üzerine tatbik edilerek de ivme diyagramı içerisine çizilebilir. (b.Şek.46)

Kısım 2.112 de de izah edildiği gibi, gerçek supap açılması hesaplanan değere göre sapar. Bunun için supap yayı kafi derecede rezerveye sahip olmalıdır. Bu rezervenin derecesi ne miktarda olmalıdır. hususiyeti meydana gelen ivmelere, mevcut elastikiyete ve mümkün olan devir adetlerine bağlıdır. Mevcut şartlara bağlı olarak, %30-50 nisbetin de olması tavsiye edilir. Kam hareketi bir çevrim oranı ile supap üzerine aktarılırsa, supap veya kam üzerine aktarılmış kütle değerleri şöyle olur. (b.Şek.51)

$$\text{Supap için: } m_v = m_3 + \left(\frac{l_1}{l_2}\right)^2 (m_2 + m_1) + \frac{J_a}{l_2^2}, \quad (62)$$

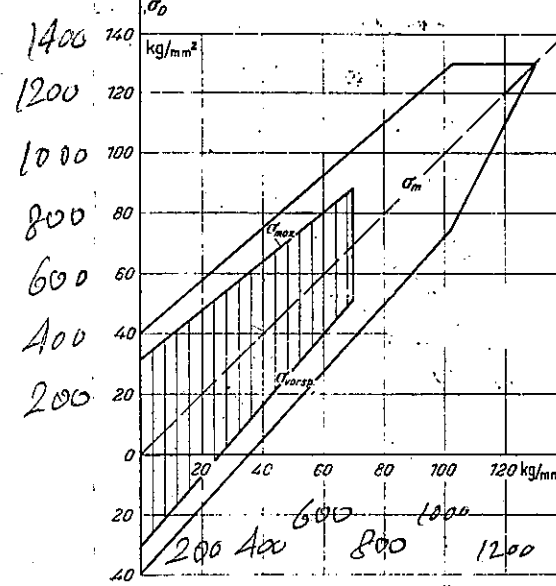
$$\text{Kam " : } m_N = m_1 + m_2 + \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2 m_3 + \frac{J_a}{l_1^2}. \quad (63)$$

J_a , külbütörün aksiyal atalet momentidir. Genel olarak mukavemet moment hesabının çok zaman alıcı olmasından, dolayı vazgeçilir ve kol uçlarında hareket eden ağırlıklar hesap edilir.

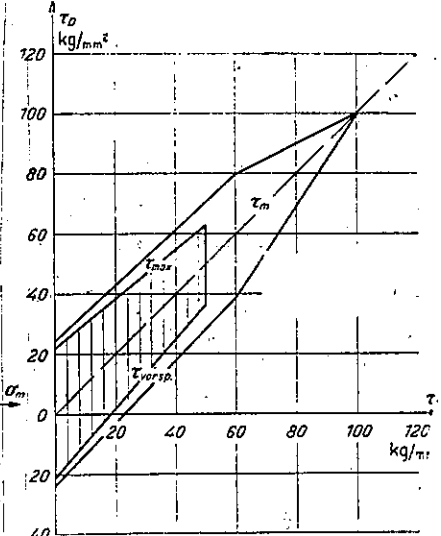
Tüm supap yay kuvvetinin tatbikinin genellikle mümkün olmaması veya zor oluşu nedeniyle her bir aktarma elemanları yanına yaylar öngörülebilir. (Mesela iticiler veya külbütör yanına). Öngörülen yayların tesbiti, yay tarafından, yavaşlatılan veya hızlandırılan kütlelere göre yapılır.

En çok kullanılan supap yayları yuvarlak kesitli silin dirik spiral yaylardır. (b.Şek.54). Çünkü bu yaylar az hacim kaplar ve imalatları da ucuzdur. Motosiklet motorlarında, bilhassa yarış araba motorlarında daha ziyade çift sarımlı yay kullanılır. (b.Şek.55). Bu yaylar çok az hareket-

N/mm²



Şekil 52: Supap yayı çeliği
σD-Sürekli mukavemet diyagramı



Şekil 53: Supap yayı çeliği
τD-Sürekli mukavemet diyagramı

li kütleler ve kısa supaplar gerektirir. Fakat spiral yaylara nazaran daha çok hacim işgal ederler. Bazen yay kuvveti bir torsiyon çubuğu yardımıyla da temin edilir. (b.Şek 57). Bu çözüm şekli imalat yönünden pahalı olmakla beraber montaj ve soğutma vs. yönünden faydalıdır.

Supap yayının hesabında, değişken zorlanmaların çok yüksek olmamasına gereken dikkat gösterilmelidir. Yani yay çok sert olmamalı, kafi derecede bir ön gerilim değeri öngörülmalıdır. Ön gerilim değeri çok büyük olursa yayın kapladığı hacim büyür, ağırlık artar ve lüzumsuz olarak kendi titreşim sayısı azalır.

Emniyetli zorlanmalar için, malzeme sürekli mukavemet eğrisi saptanır. Bu arada titreşimler nedeniyle zorlama kuvvetlerinin oldukça artabileceği hususu gözönünde bulundurulmalıdır. (b.Şek.2.322). Şekil 53 ve 54, yüksek değerli, yağda sertleştirilmiş yay çelikleri için (özel çelikler I DIN 2076 ya göre) σD ve τD-sürekli mukavemet diyagramlarını göstermektedir.

Hava soğutmalı motorlarda, bilhassa eksoz supapı yayları için zorlanma sınır noktasına yaklaşılmamalıdır. Çünkü, yüksek ısı nedeniyle supap yayı kuvvetinde bir azalma meydana gelmemelidir.

67 Si Cr 5

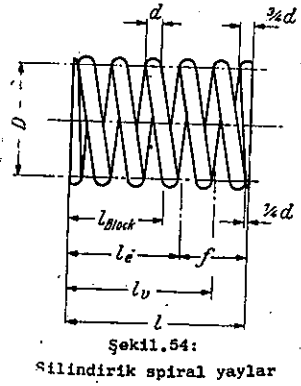
50 Cr V 4

Sürekli mukavemet gücünün artırılması için supap yay çeliği taşlanmış ve mukavemeti artırılmıştır. Her yay başlangıçta daha fazla direnç gösterdiği için, imalatçı firmalarca sevk edilmeden önce çalışma anında meydana gelecek güçlerin üzerinde takriben 30 defa zorlanmaya tabi tutulur. Eğer resim üzerinde başka bir şey yazılmamışsa spiral yaylar genellikle sonuna kadar sıkıştırılırlar. Bu deneme de yay öyle bir mukavemet göstermelidir ki, sıkıştırma basıncı altında kalıcı bir şekil değişikliği meydana gelmemelidir.

2.321 Titreşim dikkate alınmaksızın yayların hesabı

Yay hesapları için aşağıdaki formüller uygulanır.

1. Silindirik spiral yaylar. (b. Şekil 54 ve Örnek 1)



$$P_F = \frac{\pi \cdot r \cdot d^3}{8 \cdot D}, \quad \tau = \frac{8 \cdot P_F \cdot D \cdot x}{\pi d^3} \quad (64)$$

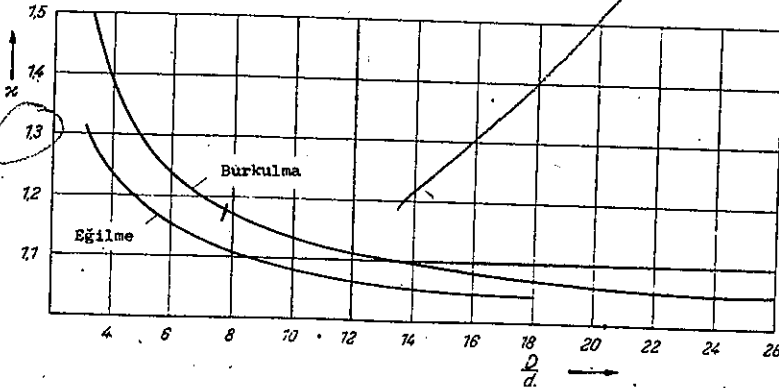
$$f = \frac{8 \cdot D^3 \cdot P_F \cdot i}{d^4 G}, \quad (65)$$

$$n_e = \frac{30 \cdot d}{\pi \cdot i \cdot D^2} \cdot \sqrt{\frac{G}{2\rho}} \quad (\text{Hussmann'a göre}) \quad (66)$$

Yay çeliği için:

$$n_e = 2,17 \cdot \frac{d}{i \cdot D^2} \cdot 10^7 \text{ [dak}^{-1}\text{]} \quad (d \text{ ve } D_1 \text{ mm cinsinden}) \quad (67)$$

$$l_{\text{block}} = (i+2)d.$$



Şekil 55: D/d oranına bağlı x değerleri

Formüldeki harflerin anlamları:

P_F = Yay kuvveti,

τ = (burulma) zorlanması

d = Yay tel çapı

x = Katsayı. (yayın iç çapı içindeki zorlanmanın etkisini dikkate alır). (b. Şek. 55).

D = Ortalama yay sarılma çapı

f = Tüm yaylanma

G = Kayma modülü, (yay çeliği için $G=8300 \text{ kg/mm}^2$),

i = Tesirli sarım sayısı, son sarımların tek taraflı şekil değişimini dengelemek için bu değer imkan dahilinde kesirli seçilir.

l = Ön gerilimli yay uzunluğu

l_e = Son gerilimdeki yay uzunluğu

l_{block} = Tam basınçtaki yay boyu. Burada her yay ucunda bir sarım bırakılmıştır. Bunun başlangıcı, yay boyu eklenesine göre dik olarak $1/4 d$ nisbetinde taşlanmış - tır.

n_e = Yayın kendi titreşim sayısı

$\rho = \frac{\gamma}{g}$ = Yoğunluk

γ = Yay malzemesinin ağırlığı

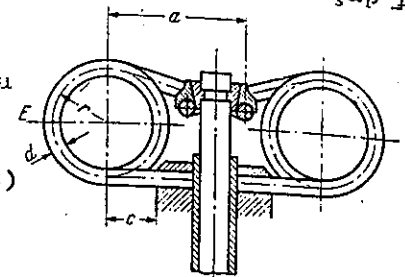
$g = 981 \text{ cm/s}^2$.

Eğer yay az derecede konik ise, hesaplar ortalama çap ile yapılabilir.

2. Çift sarımlı yaylar (Hussmann'a göre, Şek. 56 ve Örnek 2)

$$P_F = \frac{\pi \cdot d^3}{8(a+r)x}, \quad \phi = \frac{8 \cdot P_F(a+r)x}{\pi d^3}, \quad (68)$$

$$f = \frac{P_F}{E \cdot J} \left[r \cdot \pi \cdot i \cdot a^2 + \frac{a^2}{3} - \frac{1}{6} (a-c)^3 \right] \quad (69)$$



Şekil 56: Çift sarımlı yay

Formüldeki harflerin anlamları

P_F = Toplam yay kuvveti

ϕ = Eğilme gerilmesi, ϕ_{max} , E bölgesinde meydana gelir.

d = Yay tel çapı

r = Ortalama sarım yarıçapı

x = Katsayı. (Tel bükülme tesiri) b.Şek. 55.

f = Kuvvet tesir noktasındaki eğilme

E = Elastikiyet (esneme) modulu. (Yay çeliği için.

$E=2,2 \cdot 10^4 \text{ kg/mm}^2$.)

$J = \frac{\pi d^4}{64}$ = Atalet momenti

i = Yay yarısının sarım sayısı

a, c, e = Mesafeler (b.Şek.56)

c ve e mümkün olduğu kadar küçük olmalıdır. Böylece e eğilme ve Torsiyon momentleri de küçük tutulmuş olur.

Çift sarımlı yayların kendi titreşim sayıları hakkında pek tecrübe bilgileri yoktur. Bu titreşim sayısı yüksek olabilir.

3. Torsiyon çubuğu (b.Şek.57)

$$P_F = \frac{\pi d^3}{16R} \tau, \quad \tau = \frac{16R}{\pi d^3} \cdot P_F, \quad (70)$$

$$f \approx \frac{32LR^2}{\pi G d^4} \cdot P_F. \quad (71)$$

Formüldeki ifadelerin anlamları:

P_F = R yarıçaplı kuvvet

τ = Burulma zorlanması

f = R yarıçaplı hareket; düz hareketli supapın, kolun kavisli hareketine göre sapması küçük olduğundan dikkate alınmaz.

G = Kayma modulu, (yay çeliği için $G=8300 \text{ kg/mm}^2$)

L = Torsiyon çubuğunun tesirli boyu.

En büyük gerilimlerin meydana geldiği bağlantı yerlerine gereken itinanın gösterilmesi lazımdır. Torsiyon çubuğunun kendi titreşim sayısı oldukça yüksektir.

Örnek 1:

Üstten eksantrik milli su soğutmalı 4 zamanlı bir taşıt motorunun supap yayının silindirik spiral yay olarak hesabı istenmektedir.

Verilenler:

Krank mili devri $n_{max} = 5500 \text{ d/dak.}$

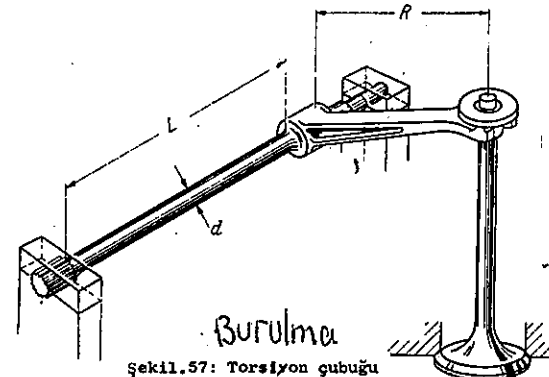
Azami supap kurs boyu = 9,4 mm,

Hareketli kütleler = 300 g,

Kam tepesindeki yavaşlama $b_{Smax} = 1900 \text{ m/s}^2$

En büyük yay çapı = 37 mm.

Üstten eksantrik milli motorda yay rezervi, aktarma elemanlarını takriben 30 kadar sertleştirir.



Şekil.57: Torsiyon çubuğu

$D=37-1,5=32,5 \text{ mm.}, \quad D/d=7,23;$

$$P_{max} \geq 1,3 \cdot \frac{0,3 \cdot 1900}{9,81} \approx 76 \text{ kg}$$

Bu yay kuvveti, mevcut hacim şartlarında bir yay tarafından sağlanamayacağından, iki yay öngörülmüştür. Tel çapı 4,5 mm. olarak seçilen dış yay için ortalama çap değeri:

Böylece Şekil 55 e göre $x=1,19$ dur.

$\tau_{max}=58 \text{ kg/mm}^2$ lik burulma zorlanmasında, formül(64)e göre:

$$P_{amax} = \frac{\pi \cdot 58 \cdot 4,5^3}{8 \cdot 1,19 \cdot 32,5} = 53,6 \text{ kg.}$$

$P_{amax}=54 \text{ kg.}$ için $\tau_{max}=58,4 \text{ kg/mm}^2$ olur. İçteki yayın, yeterli hareket sahası dikkate alınarak, en büyük çap olarak takriben 24mm. seçilebilir. $d=3 \text{ mm}$ için $D=21 \text{ mm.}$ ve $x=1,2$ olur. Formül (64) e göre:

$$P_{imax} = \frac{\pi \cdot 58 \cdot 3^3}{8 \cdot 1,2 \cdot 21} = 24,4 \text{ kg.}$$

$$P_{imax} = 24 \text{ kg için, } \tau_{max} = 57,1 \text{ kg/mm}^2 \text{ dir.}$$

$$P_{amax} + P_{imax} = 78 \text{ kg.}$$

Dıştaki yay için formül (65) e göre yaylanma:

$$f_a = \frac{8 \cdot 32,5^3 \cdot 54}{4,5^4 \cdot 8300} i = (4,36 \cdot i) \text{ mm. dir.}$$

İçteki yay için:

$$f_i = \frac{8 \cdot 21^3 \cdot 24}{3^4 \cdot 8300} i = 2,65 \cdot i \text{ mm. dir.}$$

$$\text{Şekil 53 e göre, } \tau_{max} = 58,4 \text{ kg/mm}^2 \text{ için } \tau_{vorsp} \cong 30 \text{ kg/mm}^2$$

seçilir. 4,5 sarımlı dıştaki yay için $f=19,6 \text{ mm}$ ve $\tau_{vorsp} = 30,4 \text{ kg/mm}^2$ dir, yani $\tau_w = 28 \text{ kg/mm}^2$.

7,5 sarımlı içteki yay için $f=19,9 \text{ mm}$, $\tau_{vorsp} = 30,1 \text{ kg/mm}^2$ ve $\tau_w = 27 \text{ kg/mm}^2$ dir.

Formül (66) ya göre dıştaki yayın kendi titreşim sayısı

$$n_e = 2,17 \cdot \frac{4,5 \cdot 10^7}{4,5 \cdot 32,5^2} = 20500 \frac{1}{\text{dak}}, \text{ ve}$$

İçteki yayın:

$$n_e = 2,17 \cdot \frac{3 \cdot 10^7}{7,5 \cdot 21^2} = 19700 \frac{1}{\text{dak}} \text{ dir.}$$

Tam sıkışmadaki yay boyu: (Formül (67) ye göre

$$\text{Dıştaki yay için: } l_{block} = (4,5+2) \cdot 4,5 = 29,25 \text{ mm.}$$

$$\text{İçteki yay için: } l_{block} = (7,5+2) \cdot 3 = 28,5 \text{ mm.}$$

Buna göre içteki yay için tam supap kursunda en azından 32,5 mm lik yay boyu öngörülmalıdır. Buna göre sarımlar arasındaki mesafe takriben 0,5 mm. dir. Dıştaki yay yuva içindeki hareketinden dolayı içtekenden biraz uzundur. Bir mahzur teşkil etmeden sonuna kadar yaylanması kontrol edilmiştir. Montaj anında yay fazla zorlanamaz, çünkü içteki yay bir sınırlama yapar.

Örnek 2.

Aynı motor için silindirik spiral yayı yerine çift sarımlı yayın öngörülmesi ve hesaplanması istenmektedir. Supapın kısaltılması ve hareketli yay parçalarının azalması, ile ileri ve geri hareket eden kütleler ağırlığı 240g.a düşer.

Yayın çizimi yapılarak $d \approx 5 \text{ mm}$ için uygun olarak

$$r=16 \text{ mm. } c=14 \text{ mm. } a=41 \text{ mm. değerleri elde edilir.}$$

$$P_{max} = 76 \cdot \frac{240}{300} \approx 60 \text{ kg.}$$

$d=5 \text{ mm. için } \frac{D}{d}=6,4$ olur ve Şek.55 e göre $x=1,145$ dir. Formül (68) den:

$$\phi_{max} = \frac{8 \cdot 60(41+16) \cdot 1,145}{\pi \cdot 5^3} = 79,8 \text{ kg/mm}^2 \text{ bulunur.}$$

Formül (69) a göre:

$$f = \frac{60 \cdot 64}{2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 10^4 \cdot \pi \cdot 5^4} \left[16 \cdot \pi \cdot i \cdot 41^2 + \frac{41^3}{3} - \frac{1}{6} (41-14)^3 \right] =$$

$$= 3,76 \cdot i + 0,878 \text{ ve } i=4,5 \text{ için: } f=17,78 \text{ mm. dir.}$$

$$\text{Böylece } \phi_{vorsp} = 37,6 \text{ kg/mm}^2, \phi_M = 58,7 \text{ kg/mm}^2 \text{ ve } \phi_W = 42,2 \text{ kg/mm}^2$$

olur. Bu gerilim değerleri emniyetli sınırlar için bulunmaktadır.

2.322 Titreşim zorlamasının hesabı

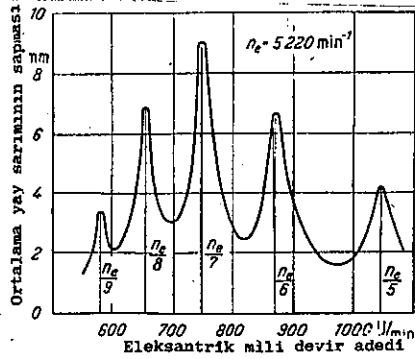
Supap yayı titreşim yapan bir sistem olduğundan, supap

hareketi ile meydana gelen değişken zorlama nedeniyle, titreşim zorlaması daha da artabilir. Hussmann tarafından hesaplanan bir rezonans eğrisi Şek.58 de görülmektedir. Burada rezonans sahasında, ortadaki yay sarımının titreşim sapmaları verilmiştir. Titreşim dikkate alınmadan meydana gelecek burulma zorlaması $\tau_{\max}$ ve τ_{ω} ve rezonans durumunda ilave τ_R değerleri Şekil 59 da gösterilmiştir. Böylece gerçek en büyük zorlanma:

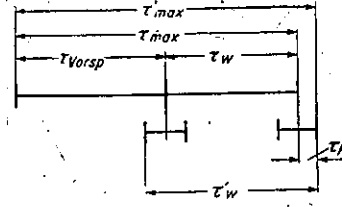
$$\tau'_{\max} = \tau_{\max} + \tau_R \text{ dir.}$$

ve gerçek değişken zorlanmanın değeri:

$$\tau'_{\omega} = \tau_{\omega} + 2\tau_R \text{ dir.}$$



Şekil.58: Silindirik spiral bir yayın rezonans eğrisi (HUSSMANN'a göre)



Şekil.59: Gerilmelerin toptan değerleri

Hussmann'a göre $\frac{\tau'_{\omega}}{\tau_{\omega}}$ oranı şu formülden hesaplanır.

$$\frac{\tau'_{\omega}}{\tau_{\omega}} = \lambda \cdot \frac{c_H}{s_{\max}} \cdot \frac{\pi \cdot n_e}{30 \cdot b} \text{ dir.} \quad (72)$$

Formüldeki harflerin anlamları:

λ = Titreşimin derecesi = 1, 2, 3, ...,

M = Harmonik sıra sayısı,

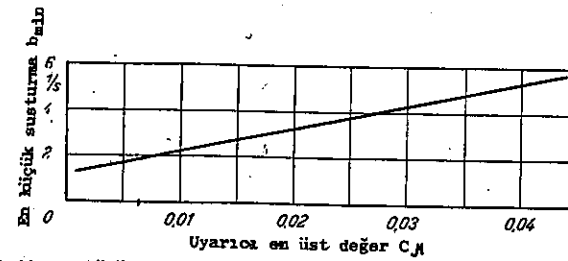
c_H = Azami ikaz değerleri, (b.Şekil 60).

$s_{\max}$ = Maksimal supap kursu,

n_e = Yay titreşim sayısı,

b = Susturma (titreşimi kesme) değeri, b değeri Şek.60 dan okunur. Bu eğri Hussmann'ın ölçtüğü yayların ortalama değerini vermektedir.

c_H - değerlerini elde etmek için, supap açılmasının harmonik analizinin yapılması gerekir. Bunun için supap hareketi (açılması) duruma göre 17. veya 35. harmoniğe kadar analiz etme durumuna bağlı olarak 36 ve 72 kısma bölünür ve



Şekil.60: En küçük susturma için ortalama değer (HUSSMANN'a göre)

kurs değerleri şema üzerine konulur. Böylece a_H ve b_H değerleri ile, $c_H = \sqrt{a^2 + b^2}$ bağıntısından aranan c_H değerleri elde edilir. Supap hareket diyagramı Şek.61 e göre çizildiğinde b_H değerleri sıfır ve $c_H = a_H$ olur.

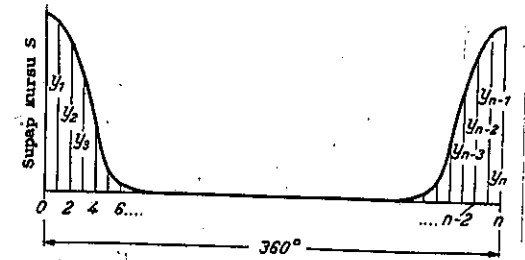
Supap yayının rezonans haline geldiği eksantrik mili devri n_N :

$$n_N = \frac{n_e}{M} \cdot \lambda \text{ dir.}$$

$\frac{\tau'_{\omega}}{\tau_{\omega}}$ oranını hesaplamak için, rezonans devir sayılarına ait c_H -değerleri formül (72) içine konulur.

Titreşim hesabında, gerçek supap hareketinin hesaplanan

değerle aynı çizgide olduğu varsayılmıştır. Fakat gerçekte böyle değildir. BROSIŃSKY 47 denemelerinde titreşim ikazında, supapın kalkma ve oturmadaki vuruşlarının oldukça etkili olduğunu tesbit etmiştir. Yine supap boşluğu da titreşim durumuna tesir eder. Bu nedenlerle yay titreşimle-



Şekil.61: Harmonik analiz için kam itmesinin taksimi

rinin yeniden hesabı nadiren uygulanır. Pratikte genellikle işletme devir sayısı üzerinde stroboskop ile supap yayını gözetlenir. Güçlü sapmalar görüldüğünde, yayın kendi titreşim sayısı değiştirilir, gerektiğinde birkaç yay öngörülerek taksim edilmiş olur.

2.33 SUPAP, SUPAP HAREKET YATAĞI, ve SUPAP YUVASI

Bilhassa eksoz supapı termik, mekanik ve kimyasal yönden çok zorlanan bir motor elemanı olmasına rağmen kusursuz olarak uzun süre çalışması hayret vericidir. Emme supapı 300 ile 500°C ve eksoz supapı da 600 ile 800°C arasında ısı derecesine ulaşırlar. Tamamen supap boşluğuna mani olunamadığından supapın yuvasına oturması anında devamlı darbeler meydana gelir. Vuruntuya karşı mukavemetini artırmak için yakıt içine konan kimyasal maddelerden (mesela, kurşun-tetra etil) kimyasal yönden supap üzerine etki eder. Böylece sıcak korozyon meydana gelir, ve çizikler ve oyuklar ortaya çıkar. Dolayısıyla malzemenin mukavemetide azalmış olur.

Supap büyük yüzeyi ile yanma odasından ısıyı alır ve bu nu supap şaftı ve supap yuvası üzerinden tekrar aktarır. Eğer supap yuvası yanma neticesinde herhangi bir gaz kaçırmayı yapıyorsa, çok çabuk yüksek ısı meydana gelir ve supap yanar. Supap yuvasının iyi bir şekilde soğutulmasına supap şaftı tarafından ısının iletilmesinin uygun oluşuna, ve supap hareket yatağı malzemesinin iyi ısı geçirgen malzemedan seçilmiş olmasına ve bunun da iyi soğutulmasına konstrüktör bilhassa dikkat etmelidir.

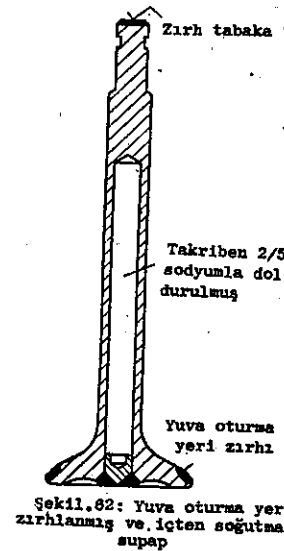
2.331 Supap:

Supapın malzemesi ısıya karşı çok dayanıklı olmalı ve pul meydana getirmemelidir. Supaplar için özel çelikler geliştirilmiştir. (Tablo 2). Yüksek güçlü motorlarda eksoz supapın yuva kısmı genellikle özel dayanıklı malzemelerle pekleştirilir. (b.Şek.62). Bu malzeme takriben %60 Ni ve ve %15Cr, ihtiva eder, (önceleri Stelit diye adlandırılırdı). Yuvasına bağlantısı kaynakla yapıldı, fakat farklı ısı genleşme değerlerinden dolayı güçlükler meydana gelebilir. Yüksek ısıya mukavim supap malzemesi $19 \cdot 10^{-6} (1/^\circ\text{C})$ a kadar

erişebilir. Buna karşılık supap yuva zırh malzemesi $12 \div 13 \cdot 10^{-6} [1/^\circ\text{C}]$ a erişebilir.

Tablo 2: Supap malzemeleri

DIN 17006 ya göre ifade edilişi	kimyasal bileşimi % olarak	Tavlama			Sertleş tirilmiş şaft sonun daki Rockwell HRC	Kullanma sahası
		Çekme mukavemeti σ_B kg/mm ²	Akma sınırı σ_s kg/mm ²	Kopma genleşmesi δ_5 %		
41 Cr4	C 0,38÷0,44 Cr 0,9÷1,2 Si 0,15÷0,35 Mn 0,5÷0,8 P und S je >0,035	90÷105	>70	>10	47÷55	Emm supapları
X 45 SiCr4	C 0,4÷0,5 Cr 2,5÷2,8 Si 3,8÷4,2 Mn 0,3÷0,6	90÷105	>70	>14	47÷55	Yüksek ısı dayanıklı ve kabuksuz Orta dereceli Zorlanmalı eksoz supapları
X 45 CrSi9	C 0,4÷0,5 Cr 8,5÷9,5 Si 2,8÷3,3 Mn 0,3÷0,6	90÷105	>70	>14	47÷55	Hoch beanspruchte Auslaßventile
X 45 CrNiW189	C 0,4÷0,5 Cr 17÷19 Si 2÷3 Ni 8÷10 Mn 0,8÷1,5 W 0,8÷1,2	80÷100	>40	>25	Sertleş tirilemez	En yüksek ısıya dayanıklı ve kabuk yapmaz En yüksek zorlanmalı eksoz supapları



Uçak motorlarında, bu zırhla manın haricinde tüm supap tabağı Cr-veya Cr-Ni alaşımla kaplanır. Böylece çizgi teşekkülü, dolayısıyla fazla ısı çekmesi ve çatlama tehlikesi azaltılmış olur.

Supap tabağından şafta doğru ısı akışını daha uygun hale getirmek için, eksoz supapında içi boş şaft veya tabağın içi metalik sodyum ile doldurulur. (b.Şek.62) Sodyum buharlaşır ve ısıyı supap tabak kısmından uzaklaştırır. Zeyns(5)in yaptığı ölçülere göre böylece şaftın soğutulması yeterlidir. Tabak kısmı için imalat zorluğu olduğu gibi tesiride aynı derece de etkili değildir. Optimum dolgu miktarı takriben boş hacmin beşte ikisidir. Seri bir imalatla, sodyum doldurulması ön-

görülebilecek en küçük şaft çapı takriben 12mm. dir. Buna göre iç delik çapı ise 8mm. olarak yapılabilir. Şaft kısmının dolgu maddesiyle doldurulması ile en yüksek supap ısı derecesinin düşmesi 100°C a kadar yaklaşır. Emme supapında metalik sodyum ile doldurulması, sadece mukavemetinin artacağı için değil, içeri akan taze gazların ısınmasını azaltması yönünden de faydalı olabilir.

Supapta meydana gelen kusurlar supapın yataktaki hareketinin zorlaşmasına sebep olur. Yağ, supap yatağının supap tabağına doğru olan kısımda kok haline gelir ve böylece supap hareket edemiyerek durur. Buna meydan vermemek için supap yatağı, önde bulunmamalıdır ve böylece dışardan da ısı alabilmelidir. Ayrıca farklı şekillerde de supap tabağına doğru hareket yatağı hafif konik olarak genişletilmiştir. Supap şaftının sert kromla kaplanması çok iyi neticeler vermiştir. Sert kromla kaplı tabaka üzerine kok yapmış yağ iyi tutunmamaktadır.

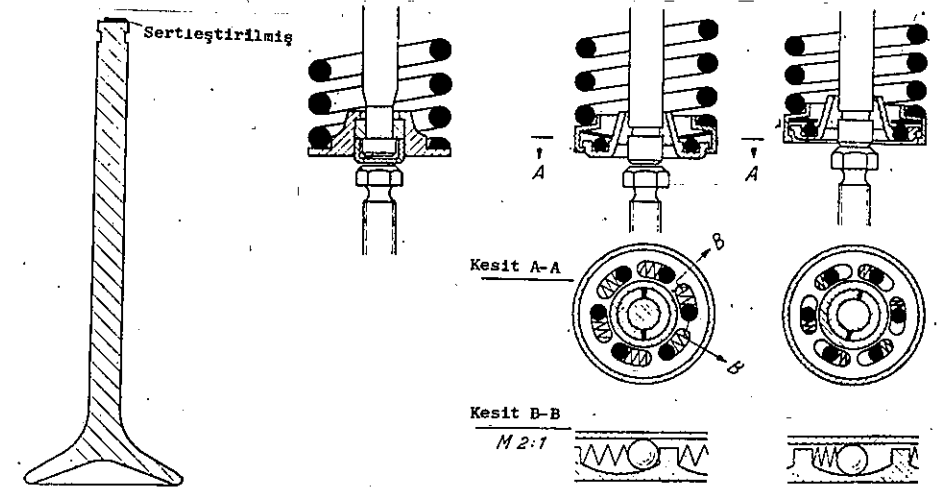
Bilhassa emme supapının supap tabağı çok defa lale şeklinde şekillendirilmiştir. (b.Şek.63). Böylece supap hafif ve elastiktir. Fakat burada meydana gelen büyük yüzeyden ısı çekişi daha büyük olacağından, çukur kısmın çok derin olmamasına ve dolayısıyla sathın artmamasına dikkat edilmelidir.

Şaftın sonunda bir sertleştirme gereklidir, çünkü hareket aktarma vuruşu buradan olmaktadır. Her supap malzemesi gerekli olan sertliği vermediğinden, supap malzemesi bazen bu sertlik nedeniyle tesir altında kalır. Bu yüzden supap malzemesi seçimine dikkat edilmelidir. (b.Tablo 2). Zırhlı supaplarda sert malzeme bağlantı kaynakla yapılır. (b.Ş.62)

Yay tabağının tesbiti için şaft üzerinde genellikle iki yarım kama kullanılır. Bu kamalar ya şaftın kanalı içinden tutunurlar veya konik olarak tutunurlar. Bazen bir tarafı açık halkalarda kullanılır. Supapın bu kama yeri nedeniyle mukavemeti azaltılmış olmasına rağmen bu yerde hemen hemen hiç kırılma olmamaktadır. Yüksek ısıdan dolayı meydana gelen mukavemet azalmasının ortaya koyduğu en zayıf yer supap tabağından şafta geçiş noktasıdır.

Supapa bir dönme imkanı vermek ve böylece bilhassa tabak kısmın çok ısınmış yerlerinin yer değiştirmesini sağlaması, Amerikan supap döndürme aparatı endüstrisi tarafın-

dan geliştirilmiştir. (b.Şek.64). Şek. 64 a daki uygulamada uygulamada: Rotovalve tarafından yükte önce küçük baş-



Şekil.63: Lale şeklinde supap

a) Rotovalve.

Şekil.64: Supap döndürme tertibatı

b) Rotocap.

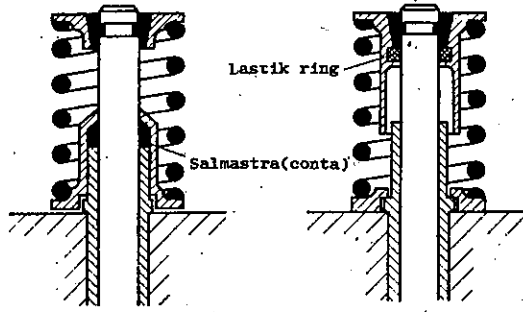
lık hareket eder ve o, supap'a göre küçük bir boşluğu sahiptir. Küçük başlık, tutucu eleman(kamalar veya tek taraflı açık halkalar) üzerinden yay tabağını kaldırır ve supap kısa bir süre için serbesttir. Supap yayı müşterek sıkıştırmada serbest olan uçta bir dönme hareketi yaptığından, supapta böylece dönmeye başlar. Bu hareket zoraki değil yavaş yavaş olmaktadır. Aktarma elemanlarının yerlerini değiştirmeleri gürültüye sebebiyet verdiğinden bu husus bir mahzur olarak değerlendirilir.

Zoraki döndürme hareketi Şekil 64b de görülen Rotocap uygulamasında meydana gelir. Burada yay tabağı içerisine özel bir döndürme mekanizması öngörülmüştür. Bir halka yay ve çevrede yerleştirilen spiral yaylar, eğik bir hat üzerinde kayan bilyalar üzerinden üst yay tabağını kaldırır. Yük altında halka ve spiral yaylar birlikte basılır ve alt yay tabağı supapla beraber dönmeye başlar, çünkü bilyalar, eğik hat boyunca hareket etmektedirler.

Amerikan teknik dergilerinde supap döndürmenin faydası çok önemli olarak nitelendirilmişse de, bunun ispatını gelecekteki uygulamalar gösterecektir.

2.332 Supap hareket yatağı

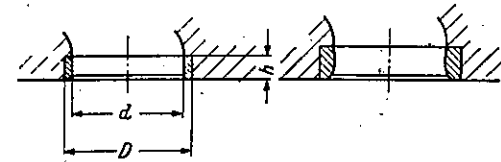
Orta derecede yüklü motorlarda supap yatağı malzemesi, gri pikten ve yüksek güçlü motorlarda ısı geçirme katsayısı yüksek olan malzemeden, mesela Kuprodur veya daha iyisi Thermohedul'dan imal edilir. Daha önce izah edildiği gibi, eksoz supapı hareket yatağı, dışarıdan daha fazla ısı çekmesine meydan vermemek için eksoz kanalının içine girecek şekilde durmamalıdır. Diğer taraftan da supap tabağına göre oldukça uzakta bulunmalıdır. Bu şekilde supap ısı derecesi azaltılmış olur. Eksoz kanalının belirli bir ölçüde daralması beklenbilir. Supap yatağı, gövde içinde ısıyı tekrar iletmek, gövde içerisinde soğutma sıvısını iyi bir şekilde



Şekil.65: Supapın contalanması

supap yatağı yakınına getirmek için sabit bir yere sahip olmalıdır. Uçak motorlarında soğutma sıvısı silindir kafasındaki delikleri bu bölgelere açmak suretiyle supap yatağı yanına kadar getirilmiştir. Supap hareket yatağının gaz kaçırmazlığı pek tabii hatasız olmalıdır.

Araç motorlarında yatak içerisinde supap şaftının boşluğu: emme supapları için takriben 0,03-0,05mm, eksoz supapları için takriben 0,05-0,07mm. olmalıdır. Boşluğun daha büyük olması halinde yağ sarfiyatı yüksek, rölanji çalışması kötü ve gürültü



a) Pık gövde için özel dökümden supap yuvası
b) Hafif metal gövde için özel bronzdan supap yuvası
Şekil.66: Supap yuva bilezikleri

Supap hareket yatağı supap sahasını(hacmini)emme ve eksoz kanallarına karşı, hem yağ sarfiyatı, hem yağ kalıntısı yönünden ve hemde kokuya meydan vermemesi için conta vaziyeti görmelidir. Eğer supap çevresi çok yağ iktiva ediyor-

re oldukça uzakta bulunmalıdır. Bu şekilde supap ısı derecesi azaltılmış olur. Eksoz kanalının belirli bir ölçüde daralması beklenbilir. Supap yatağı, gövde içinde ısıyı tekrar iletmek, gövde içerisinde soğutma sıvısını iyi bir şekilde

alışması kötü ve gürültü lüdür. Supap yatağının, ısı genleşme değeri, gövdenin ısı genleşme değerinden farklı ise bu hususta nazarı dikkate alınmalıdır.

sa, vazifesini yerine getirmemiş demektir. Bu durumda contalama tesirinden istifade edilir. (b.Şek.65).

2.333 Supap yuvası

Supap yuvasının mukavemetini yükseltmek, yani ömrünü uzatmak için, pik gövdelilerde, benzin motorlarının eksoz supaplarında genellikle aşınmaya karşı mukavemeti yüksek özel pikten supap yuva bilezikleri kullanılır. (b.Şek.66a). Supap yuva bileziklerinin et kalınlıkları en azından 0,8-0,1d olmalıdır ve takriben 0,003 D lik fazlalıkla yuvasına preslenmiştir. Örtmenin yüksek olması mahzurludur, çünkü yuva bileziği akma sınırı üzerinde şekil değiştirmiş olacağından, yuvasına sıkıca oturmamış olur. O halde örtme fazlalığı elastikiyet alanı içinde bulunmalıdır. Montajda, yuva bilezikleri, yerine kolayca girmesi için genellikle fazlaca soğutulur. Bileziklerin yükseklikleri imkan nisbetinde takriben 0,25 d olmalıdır. Çünkü yüksekliğin küçük olması halinde ısı iletmesi uygun olmayabilir. Dizel motorlarında, eksoz ısısı nisbeten daha az olduğundan genel olarak supap yuvası bileziği bulunmayabilir. Sadece tamirat ta ona ihtiyaç duyulur.

Eğer supap yuvasının bulunduğu gövde hafif metalden ise bu takdirde yuva bileziği muhakkak konulmalıdır. Malzemesi de o şekilde seçilirki, ısı genleşme değeri bakımından hafif metalinkine çok yakın bulunur. Özel bronz supap yuvaları iyi netice vermiştir. Piyasada kolayca bulunur. Bilezikler et kalınlıkları yönünden ince seçilemezler. En azından 0,1d olması tavsiye edilir. (b.Şek.66b). Daha büyük kalınlıklarında çap fazlalığı gri pik gövdeli bileziklere nazaran biraz daha büyük seçilebilir. Böylece çaplarda ve bilhassa hava soğutmalı motorlarda bilezikler çok defa büzülme gerilimi altında bağlanır. (b.Şek.25).

Supap yuvasının contalama yüzeylerinin genişliği çok büyük olmamalıdır. Dar yüzeyler daha iyi contalama yapar. Yeni durumda takriben 1,5mm. olabilir. Çalışmakla ve sonradan yapılan yuva, çok kısa sonra daha geniş hale gelir.

2.34 EKSANTRİK MİLİ VE AKTARMA ELEMANLARI

Eksantrik mili ve aktarma elemanları üzerine, aşağıdaki şu kuvvetler tesir eder:

1. Darbe (itme) kuvveti: $S_N = v_N \sqrt{m_N c_N}$ (b. Kısım 2.111) (73)

: v_N = Boşluğun geçilmesinden sonra kam üzerindeki hız.

: m_N = Kam üzerine aktarılmış hareketli kütleler.

$$: m_N = m_1 + m_2 + \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2 m_3 + \frac{J_a}{l_1^2} \quad (\text{b. Formül (63)},$$

Kısım 2.32)

: c_N = Kumanda sisteminin yay sabitesi, (kamda ölçülen).

Önceden itme kuvveti tesbit edilemez, çünkü kumanda sisteminin elastikiyeti belli değildir ve dolayısıyla hesaplanamaz. Bu yüzden genellikle sadece diğer kuvvetlerle hesap yapılır. Eğer darbe bir ön kam tarafından yapılırsa, darbe kuvveti hızlanma ile kam yan yüzü üzerinde meydana gelen kuvvetlerle çakışmaz. Dolayısıyla darbe kuvveti nazarı dikkate alınmayabilir.

2. İvme kuvvetleri:

$$B_N = m_N \cdot b_N, \quad (74)$$

b_N = Kamdaki ivme (ivme diyagramından alınır)

3. Yay kuvveti:

Yay kuvveti P_F yay diyagramından elde edilir. (b. Kısım 2.32)

Kam üzerindeki kam kuvveti:

$$P_{FN} = \frac{l_2}{l_1} \cdot P_F \quad \text{dir.} \quad (75)$$

4. Gaz kuvveti:

Gaz kuvveti G , sadece eksoz supapı için ve açılma başlangıcında dikkate alınabilir ve değeri:

$$G = \frac{\pi \cdot D_v^2}{4} p_A \quad \text{dir.}$$

$$\text{Kamdaki Gaz kuvveti: } G_N = \frac{l_2}{l_1} \cdot G, \quad (76)$$

D_v = En büyük supap çapı

p_A = Açılma başında silindir içindeki basınç, (kumanda zamanlarına göre bu değer 4 ile 8 arasındaadır).

Her bir imalat elemanının zorlanma yükleri bilinen mukavemet hesap formüllerine göre yapılır. İncelenen yere bağlı olarak o yerde tesir eden kütle ve kuvvetlerin değerleri formüle konularak değerler bulunur. Burada bilhassa kamlar ve iticiler, roleler ve itme temas eğri yüzeylerinin yüzeysel birim pres değerleri önem taşır. Temas yerlerindeki kayma gerilmesi HERTZ tarafından çıkarılan aşağıdaki formüle göre hesaplanır:

$$\tau = 0,125 \cdot \sqrt{\frac{2P \cdot E_1 \cdot E_2 \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right)}{(E_1 + E_2)b}} \quad \text{dir.} \quad (77)$$

Burada:

P = İncelenen yerdeki tesir eden kuvvetlerin toplamı,

E_1 = Kam malzemesinin esneme (elastikiyet) modulu,

E_2 = Karşı eleman malzemesinin esneme modulu,

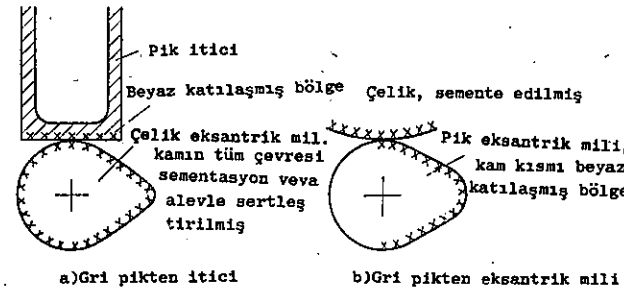
b = Taşıyıcı genişlik,

r_1 = İncelenen yerdeki kamın eğrilik yarıçapı,

r_2 = Karşı elemanın eğrilik yarıçapı.

Yan yüz, üzerinde en büyük yüzeysel sıkışma değerine $n_{\max}$

devrinde erişilir ve özellikle emme supapında en büyük yan yüz ivmesi mevcut olduğu ve eksoz supapında da gaz basıncının hala tesirli olduğunda, yan yüz ivmesinde yüzey sıkışması en büyüktür. Kam ucundaki en büyük sıkışma



Şekil.67: Kam malzeme çifti

kışma tesiri de rölantide çalışırken en büyük kurs boyunda meydana gelirler.

İtıcının veya külbütörün gerekli eğrilik uzunluğu en uygun olarak çizim yaparak ve en uzak kam temas noktaları aranarak tesbit edilir. Doğru hareketli iticilerde bu noktalar yan yüzden, uç kısma geçişin hemen önünde veya yakınındadır.

Yükli durumda parçalar büyük bir hızla birbiri üzerinde kayma yaptıklarından müşterek kayma hareketi uygun düşen malzemelerin seçilmesi gerekir. Malzeme çifti olarak: sertleştirilmiş çelik-beyaz katılaştırılmış pik bilhassa uygun düşer. Direk iticinin öngörülmesi halinde, itici pikten imal edilir. Çelik malzemeden eksantrik mili ise alevle veya semente ile sertleştirilmiştir. (b.Şek.67a). Eğer bir külbütörün çelikten olması ve eksantrik mili ile direk iticinin bulunması istenirse, eksantrik mili pikten imal edilebilir. (b.Şek.67b). Döküm esnasında çabuk soğutmayı temin için belirli ölçülerde kokillerin konulmasıyla sert bölge dar olarak sınırlandırılmış ve sertleştirme derinliği kontrol altına alınmış olur. Kolların hareketli yüzeylerinin sert kromla kaplanmış olması hareket özelliklerinin daha iyi hale getirilmesinde iyi bir etken olur. Yarış arabaları motorlarında olduğu gibi burada yüksek zorlanmalar mevzu bahis olduğundan, külbütör içine çok sert plakalar konulabilir. Yüzeyleri sertleştirilmiş çelik eksantrik millerinin hareket özellikleri çok iyidir.

Yağlamanın hatasız olmasına büyük itina göstermek gerekir. Kafi miktarda yağlama yağı mevcut olmadığında, eksantrik milinin yatak yerlerine yağ, ya eksantrik milinin içi boş kanallı içerisinden veya külbütör üzerinden temas yüzeylerine püskürtülmüş olur.

Kam üzerine tesir eden kuvvetler ve kuvvet kolları devamlı değiştiğinden, eksantrik milinin dönme momenti de çok değişir. Aktarma elemanlarının yarıçapları ne kadar değişirse, daire yaylı kamlarda, dönme momentleri de o kadar küçük olur. Düz ivmeli kamlar burada da avantajlıdır. (b.Şek.49). Çünkü harekette sıçramalar kaybolur ve maksimum değerler küçülür.

Eksantrik milinin yatakları, elektron bilezikleri veya direk olarak taşıyıcı elemanın hafif metali içindedir. Tit-

reşimli külbütör yatağının yağlanması için püskürtme yoluyla yağlama kafi gelirken, ortadan mesnetli külbütörün yatağının, genellikle basınçlı yağ ile yağlanması gerekir.

Tablo 3. Kullanılan supap kumanda değerleri

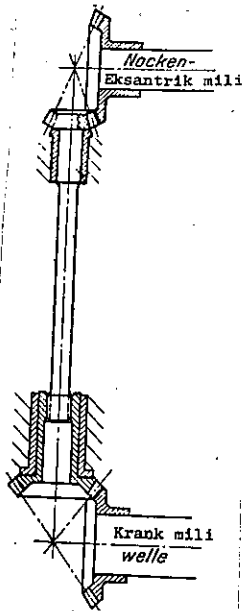
		Altan supaplar Şekil 16 daki gibi	İtme çubuklu eğik üstten supaplar (Şek. 21 deki gibi)	Titregim külbü- törü üstten eksan- trik mili (Şek.24 gibi)	4 supaplı ve üstten eksantrik mili ya- rış motoru (Şek.26 daki gibi)
İç supap çapı	mm	E A	31 29	44 36	44 36
Açı 0		E A	60,3° 60,3°	66° 66°	62,5° 60,5°
Max. Supap kursu	mm	E A	8,3 8,3	7,6 7,4	9,0 7,8
Supap üzerine aktarılmış	g	E A	250 250	350 480	280 280
Max. Eksantrik mili devir sayısı d/dak			2100	2500	2500
Yan yüzdeki Max. ivme	m/s ²	E A	3800 3800	1700 2200	3200 3200
Kam ucundaki Max. Yavaşlama	m/s ²	E A	1000 1000	1300 1100	1700 1400
Kam yar. yüzeyinde Max. Yüzeysel presleme	kg/cm ²	E A	550 600	1200 1000	1200 1100
Kam ucundaki Yüzeysel presleme	kg/cm ²	E A	1700 1700	1700 1700	1800 1600
Supap yayı ön gerilimi	kg	E A	17 17	41 41	40 40
Max. Yay kuvveti	kg	E A	38 38	66 66	77 71
Supap kumandasının Yay sabitesi	kg/mm	E A	5000 5000	250 300	1000 2500
					2000 1400

2.4 EKSANTRİK MİLİ ÇEVİRİM DÜZENİ

Eksantrik mili çevrim düzeni supap kumanda tipini tayin eder, çünkü çevrim düzeni, motorun işletme emniyeti, gürültüsü ve maliyetine kuvvetle etki eder.

2.4.1 Alın dişli tahrik düzeni

Altan eksantrik milli motorlarda eğik alın dişlileri kullanılır. Eğer motorun gürültüsü çalışmasına çok önem



Şekil.68: Konik çevrim düzene

verilirse, eksantrik mili dişlisi presli malzemeden (Novotex, Resitex, vs.) imal edilir. Bu çevrim düzeni ancak çok sınırlı gücün aktarılmasına imkan verir. ve eksantrik milinin dönme momentinin çok değişken olması nedeniyle çok kısa işletme sürelerine erişilir.

Yarış arabalarında eksantrik milinin çevrimi kısa mesafeden dolayı çoğu zaman ince çelik dişli üzerinden sağlanır. Krank milinden üstte bulunan eksantrik miline olan mesafenin büyük oluşu birçok ara dişlisi gerektirir. Gürültü oldukça fazla olmasına rağmen burada pek önemli değildir.

2.42 Konik, sonsuz dişli ve spiral dişli çevrim düzeni

Üstte bulunan eksantrik mili düşey bir mil tarafından döndürülür. Bu düşey mil, hem krank mili ve hemde eksantrik mili tarafından birer konik dişli, sonsuz dişli-veya spiral dişli çifti ne sahiptir. (b.Şek.68). Bu çözüm şekli çok pahalıdır. Konik dişli tahrik şekli sadece yarış motoru ve uçak motorlarında uygulama sahası bulur. Gürültünün çok az olması arzu edildiği takdirde, diş arası boşluklarının çok hassas olması ve bu ayar içinde yetişmiş personel gerekir. Sonsuz dişli ve spiral dişlilerinin randımanı iyi değildir, ve aşınmada çok fazla olduğundan bugün artık hiç kullanılmamaktadır.

2.43 Zincirli çevrim düzeni

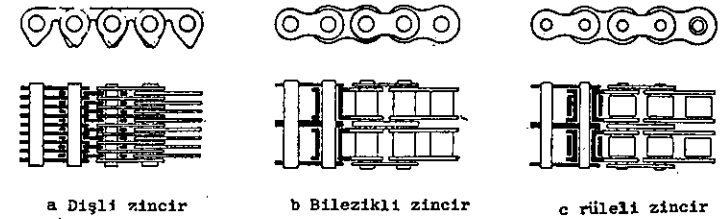
Eksantrik mili çevriminin zincirle sağlanması gittikçe yaygınlaşmaktadır. Böylece büyük mil aralıklarının bağlantıları çok basit olarak sağlandığı gibi, birçok mil de bir zincir tarafından da tahrik edilebilir. Zincir germe düzeninin kullanılması halinde, mil eksen mesafelerinin tolerans değerleri mühim değildir. Zincir germe tertibatının öngörülmesi bilhassa, miller değişik gövdeler içinde bulunurlar ve gövdeler birbirine esneme yapabilecek şekilde bağlanmışlarsa önem taşır. Üstten eksantrik milli seri imalat

91
otomobil motorlarında sadece zincirli tahrik düzeninin kullanılması gerektiği söylenebilir. Zincir sistemi hemen hemen gürültüsüz olarak çok büyük güçleri aktarabilir ve kullanma ömründe presle imal edilen dişlilere nazaran birkaç misli daha fazladır. Zincir gerilimi daima uygun değerde tutulduğu ve zincir titreşimlerine meydan verilmediği ancak bu öneri doğrudur.

2.431 Zincir tipleri

Eksantrik mili çevrim düzeni için dişli zincirler, bilezikli zincirler ve ruleli zincirler kullanılmaktadır. (b.Şek.69). Dişli zincirler eksantrik mili altta bulunan Amerikan motorlarında sıkça kullanılmaktadır. Fakat daha hafif ve daha ucuz olan ruleli zincirler gittikçe onların yerlerini almaktadırlar. Bilezikli zincirler ruleli zincirlere nazaran daha büyük kopma mukavemetine sahiptirler, çünkü mil uçları ve bilezikler daha kuvvetli olabilirler. Fakat ruleli zincirlerin ruleleri, zincir dişlileri üzerinde daha gürültüsüz hareket ettikleri için, bunlar genellikle daha tercih edilmektedir.

Sadece motosiklet motorlarında basit ruleli zincirler kullanılmaktadır. (b.Şek.22). Araba motorlarında ise daha ziyade 3/8" Duplex ruleli zincirler öngörülmüştür. Zincir dişlisinin diş adedi 20 nin altında olmamalıdır, çünkü zincirin hareketi düzgün olmaz ve gürültü meydana getirebilir.



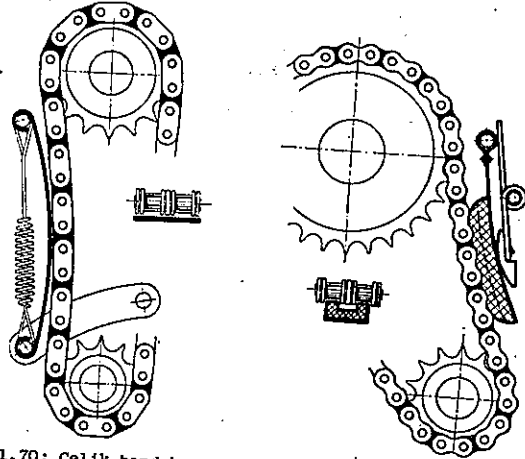
Şekil.69: Zincir tipleri

Zincir dişlileri malzemesi olarak akla sertleştirilmiş çelik veya pik demir gelir. Bazı özel hallerde, hatta hafif metalden dişliler kullanılmaktadır. DIN 73233 e göre normlaştırılan diş profili iyi ve sessiz hareket eder. Bu dişliler darbeli veya yuvarlanma metoduyla imal edilirler. Genel olarak gövde içinde bulunan püskürtme yağı, yağlamak için yeterlidir. Buna ilave olarak zincirin zincir dişlisi

üzerinde hareket ettiği yerlere küçük deliklerden yağ püskürtülebilir. Dıştan yağlamanın hiçbir etkisi yoktur. Çünkü yağ santrifuj kuvvetlerin tesiri ile etrafa dağılırlar.

2.432 Zincir gerilimi

Sadece kısa zincir çevrim düzenlerinde fiatı yönünden zincir germe düzeni kullanılmaz. Fakat burada da belirli bir çalışma süresinden sonra öngörülen değerden daha fazla gürültülü çalışmaya başlama tehlikesi vardır. Zincirler ilk zamanlarda büyük bir aşınma ve sonra sadece yavaş yavaş uzama gösterdikleri için, biraz alıştırılmış zincirler kullanılır. Gövde bloku imalatında delik eksenlerinin birbirine olan mesafelerinin tolerans sapmalarını dengeye getirmek için zincirler, çok az değişen farklı taksimatlarda imal edilirler ve eksen mesafelerinin sapma değerine uygun olarak seçimleri yapılır.



Şekil 70: Çelik band basıncılı zincir gericisi

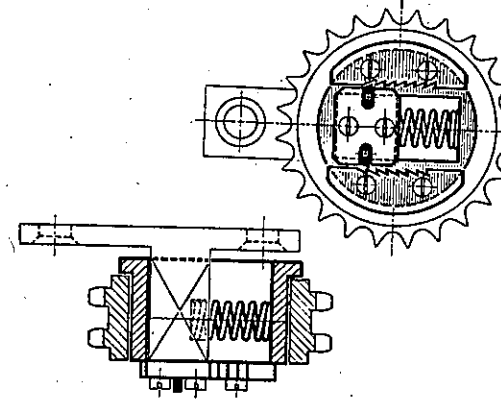
Şekil 71: Lastik profil basıncılı zincir gericisi

Eğer zincir germe düzeni kullanılmışsa, uzun bir işletme süresinden sonra da zincir çevrim düzeni gürültüsüz çalışır. Kısa zincirler daha ekonomiktir, çünkü imalatı ucuz olduğu gibi, çok değişik zincir yedeği bulundurma gereğide pek yoktur. Şekil 70 de zincir yüzeyine yay kuvveti ile bastırılan çelik band görülmektedir. Bunun bir ucu sabit, diğer ucu titreşimli olarak yataklanmış ve bir yay vasıtasıyla gerilmiştir. Zincir eklemelerinin çelik bandı aşındırmaması için, eklemeler (kuşaklar) kenar kısımlarından düz ve taşlanmıştır. Çelik band yerine sertleştirilmiş çelik kızak da kullanılabilir. Fakat bu çözüm yolu pahalı ve sistem ağırdır. Şekil 71 de görülen (Daimler-Benz) zincir germe düzeni çok tutunmuştur. Burada gerdirme dişli çelik band üzerine, yağdan etkilenmeyen vulkanize lastik profil kullanılmıştır. Ruleler, lastik üzerinde döndükleri için sadece ru-

lelerin temas edebileceği ve aşınmanın çok az olmasını sağlayacak şekilde lastik profiller kullanılmıştır.

Uzun zincirlerde zincir gerilimi için genellikle yüksüz zincir kolonu içinde bir gerdirme dişlisi kullanılır. Bu dişli imkan dahilinde, iyi bir zincir dişli sarım açısı meydana getirmesi için uygun bir şekilde yerleştirilmelidir. Gerdirme dişlisinin ayarı elle yapılır. Fakat bu ayarın yetmişmiş elemanlarca yapılması gerekir. Gerdirme dişlisinin bir yay vasıtasıyla gerdirilmeside mümkündür. Ama bu oldukça yüksek yay kuvvetleri gerektirir. Aksi takdirde zincir titreşimleri daha yüksek değerlere ulaşır. Zincir gerilmesinin fazla oluşu, çalışmada zincirin ses çıkarmasına sebep olur. Bunun neticesi olarak da zincir bileziği ile pim arasında, yağ film teşekkülü mümkün olamaz.

Zinciri az bir yay kuvveti ile geren otomatik zincir gericisi, İngiliz Zincir Firması Renold tarafından geliştirilmiştir. (b.Şek.72). Gerdirme dişlisi kaydırılabilen bir



Şekil 72: Renold-zincir gericisi

tır. Dışarıdan bir kol vasıtasıyla kilitleme tekrar ortadan kalkar. Bu zincir germe tertibatının mahzuru, bir defa paslandıktan sonra tekrar kendiliğinden eski haline gelmesidir. Eğer zincir, motorun belirli bir işletme durumunda, mesela motor boşta iken gevşek ise, gerdirici devreye girdiğinde değişen işletme şartlarında çok gergin duruma gelebilir.

Bu mahzurlar Daimler-Benz'in yaptığı hidrolik germe tertibatında giderilmiştir. Burada gerdirme dişlisinin geri gidişine(belirli esneme sınırları hariç)hidrolik yolla mani olunmuştur.(b.Şek.77).

kütle üzerinde hareket eder. ve bir yay vasıtasıyla bir yönde(Şekil üzerinde sağa doğru) itilir. Altta ve üstte pimlerin içine takıldığı dişler öngörülmüştür. Böylece dışarı doğru itilen germe dişlisi geri doğru hareket edemez. üstteki ve alttaki dişler birbirine göre yarım diş taksimatı kadar kaydırılmış

2.433 Titreşimin azaltılması

Eksantrik mili ve krank milinin düzgün olmıyan hareketleri ile zincirin serbest bağlantısında titreşimler meydana gelir. Tahrik eden zincir dişlisinin son dişinden tahrik edilen dişlinin ilk dişine kadar her zincir parçası ayrı bir frekansa sahiptir. Mil eksen mesafesinin büyük olmasında titreşim amplitudları (açılmaları) da büyük olur. Dolayısıyla gürültüye ve aşınmaya sebebiyet verir, bu da millerin birbirine olan uygunluğunu bozar.

Şekil 73 de zincirin ana ve 1. üst titreşim şekli görülmektedir. Titreşebilen zincir parçalarının n_e = kendi titreşim sayıları şu formüle göre hesaplanır.

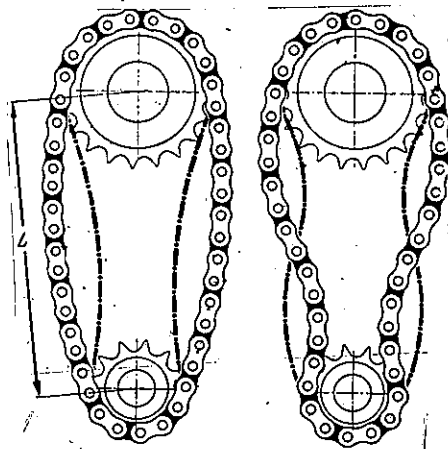
$$n_e = \frac{15,7}{L} \sqrt{\frac{P}{G'}} [s^{-1}] \quad (78)$$

L = cm cinsinden serbest zincir boyu

P = kg " zincir gerilimi

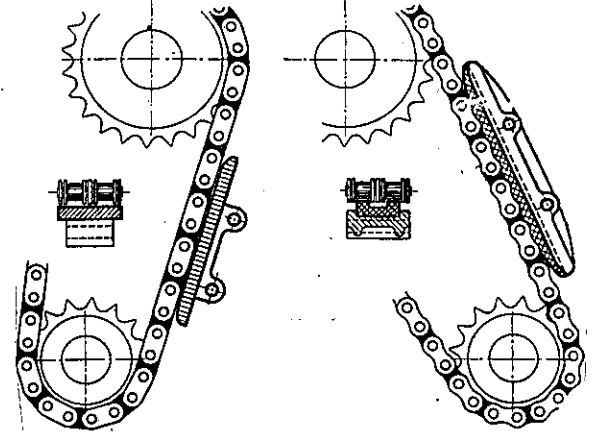
G' = Bir cm zincir boyunun ağırlığı.

Formülden de görüldüğü gibi, zincir gerilimi ve ağırlık sadece kök değeri ile tesir etmektedir. Zincirin çalışırken çıkarmasına meydan vermemek için zincir gerilimi gelişigüzel yükseltilemez. Devir sayısının artmasıyla gerilim değeri de kendilinden artar, çünkü merkez kaç kuvveti zinciri, zincir dişlilerinden dışarı çıkartmaya çalışır. Bu nedenle yüksek devirlerde titreşim pek gözükmez, fakat titreşimler daha ziyade orta devirlerde meydana gelir. Merkez kaç kuvvetleri ve G' ağırlığını küçük tutmak için, küçük ölçülerde zincirleri kullanmak ve büyük ölçülerden kaçınmak tavsiye edilir. Dişli zincirlerin ağırlıklarının fazla oluşu bir mahzur teşkil eder.



Şekil.73: Zincirin titreşim şekilleri

Zincir titreşimlerini ataltmak için kısa zincirlerde Kısım 2.432 de izah edilen zincir germe düzenini uygulamak yeterlidir. Uzun zincir tiplerinde zincirden kısa mesafeler içinde bulunan kızaklar kullanılır. Onlar zincir titreşim amplitudlarını azaltırlar ve titreşim boyuna yayarlar (b.Şek.74). Şekilde sağda görülen vulkan



Şekil.74: Titreşim susturucu

ze lastik profilli temas şekli, direk temas eden soldaki uygulamaya nazaran daha uygundur. Vulkanizeli lastik profilli uygulama şekli Daimler-Benz-Motorlarında başarıyla kullanılmaktadır. Böylece uzun bir çalışma süresinden sonra bile aşınma hemen hemen görülmemiştir.

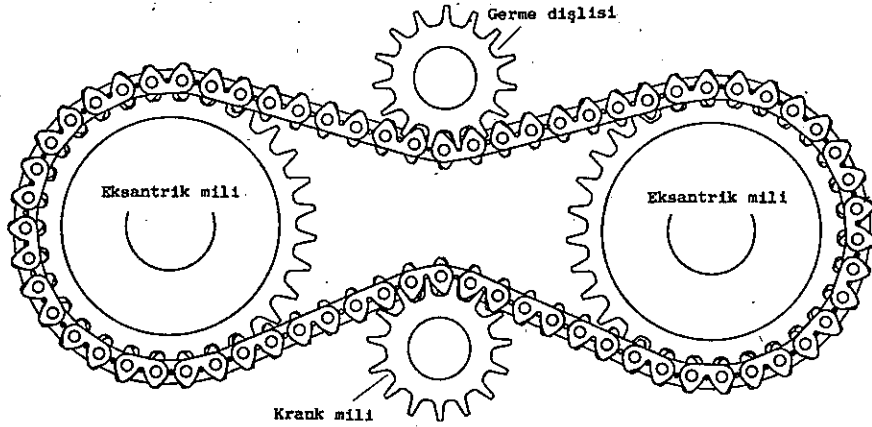
Denemeler, zincir kızaklarının çok kısa olmamaları gerektiğini ortaya koymuştur, çünkü arada kalan zincir parçaları kendi frekansları ile titremeye başlarlar.

2.434 Konstrüksiyon uygulamaları

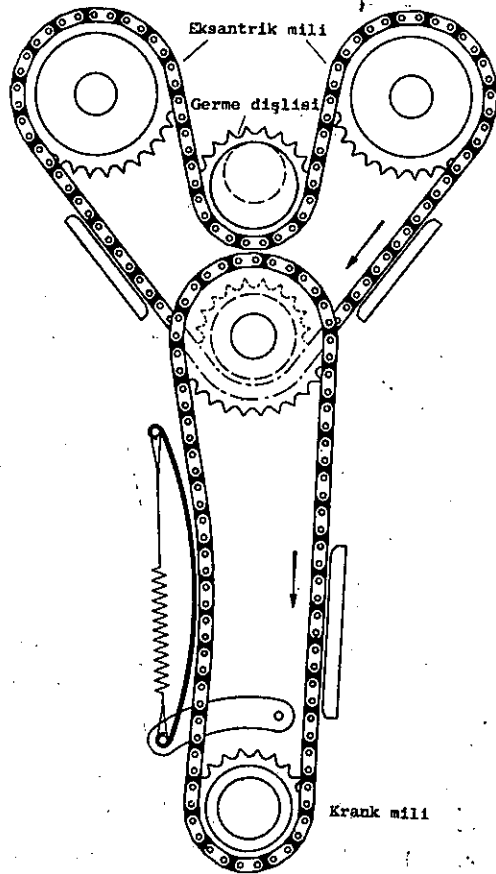
Birçok zincir tahrik sistemlerinden, özellik arzeden bazıları gösterildi ve izahları yapıldı.

Şekil 75 de, Lancia-"Appia"-PKW-Motorunun dişli zincir gevriminin şeması görülmektedir. Bu motor, krank miline çok yakın bulunan iki eksantrik miline sahiptir. Eksantrik millerinin krank miline çok yakın olmaları nedeniyle ruleli zincir için gerekli diş adedi uygulanmayabilir ve dolayısıyla krank mili dişlisi için zincir sarılma açısı kafi derece olmayabilir. Bunun için içe ve dışa doğru dişlere sahip, dişli zincir seçilmiştir. Eksantrik mil dişlileri için iyi sarılma açısı elde etmek için çok az iç dişler öngörülmüştür. Büyük dişliler küçüklere nazaran daha incedir. Zincir gerilimi için, bir yay vasıtasıyla veya motor yağ basıncı ile bastırılan germe dişlisi vardır.

Şekil 76 da Jaguar-"XK120"-PKW-Motorunun ruleli zincir çevrim düzeni gösterilmiştir. Bu motor üstten iki eksantrik miline sahiptir. Burada iki zincir öngörülüdür. Alt-



Şekil.75: Lancia-"Appia"-PKW-Motorunun zincir çevrim düzeni (Şematik)



taki zincir bir çelik band ve üstteki bir Renold germe düzeni ile gerilmişlerdir. Titreşim yapabilen her zincir elemanları yanında küçük mesafelerde plastik kızaklar bulunur ve zincirde titreşimler meydana geldiği zaman, zincir eklemele-ri temas ederek hareket ederler.

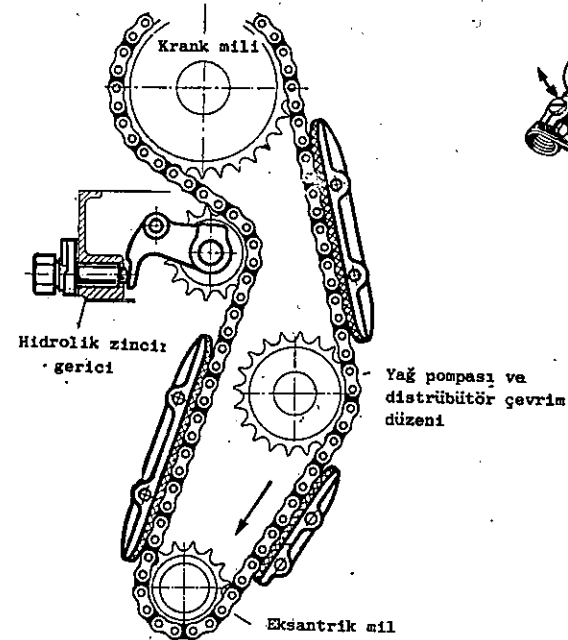
Şekil 77 de gösterilen Daimler-Benz"220"-PKW-Motorunun zincir çevrim düzeni çok basittir. Uzun bir zincir, yağ pompası ve distribütör ara çevrimi üzerinden üstte bulunan eksantrik milini tahrik eder. Zincir gerilimi, hidrolik germe

Şekil.76: Jaguar-"XK 120"-PKW-Motorunun zincir çevrim düzeni

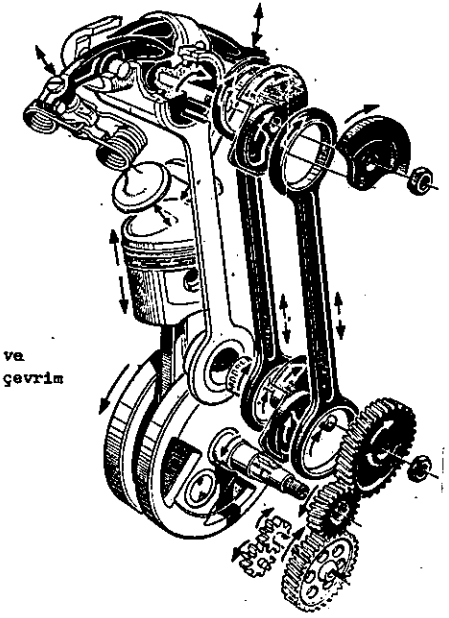
düzeni ile sağlanmıştır. Titreşimi azaltmak için üzerine lastik profil vulkanize edilmiş iki uzun ve bir kısa kızak öngörülmüştür. Germe dişlisinin titreşim yönü, zincirin kayma kızığına olan mesafesi pratik olarak değişmeyecek şekilde bulunur.

2.44 İtme kollu hareket düzeni

NSU-"Max"-Motosiklet motorunda kullanılan üstte bulunan eksantrik milini itme kolu yardımıyla çeviren uygulama, Şek. 78 de gösterilmiştir. Krank milinden çevrim oranı 1:2 olan eğik alın dişliler üzerinden, ara mil çevrilir. Bu ara mili üzerinde birbirine göre 90° kaydırılmış iki Eksanter bulunur. İki itme çubuğu onun hareketini eksantrik mili üzerindeki aynı eksanter üzerine aktarırlar. Hareketli kütleler döner kütle olarak, karşı ağırlıkla tamamen dengeleştirilmiştir. Burada ağırlıklar aynı zamanda bir volan külesi gibi eksantrik milinin değişken dönme momentinin den-



Şekil.77: Daimler-Benz-220"-PKW-Motorunun zincir çevrim düzeni (Şematik)



Şekil. 78: NSU-"Max"-Motosiklet motoru itme, çubuklu çevrim düzeni

geleşmesine de tesir ederler. İtici kol kurs boyu takriben 26 mm. dir.

İtici kollar ve silindirlerin ısı genleşmeleri farklı olduklarından-(Silindir kafası ve krank mili gövdesi hafif metalden)-sıkışmalara meydan vermemek için eksantrik mili çevirme sisteminde bir dengeleme öngörülmelidir.

NSU-Motorlarında genleşme farkları; külbütörlerle beraber eksantrik mili gövdesi, eksantrik mili eksenine göre e nine dönmesini temin edecek şekilde bağlamak ve sabit itme kolu yardımıyla krank mili gövdesi ile irtibat sağlamak su retiyile azaltılmaya çalışılır. İtme kolunun, eksantrik mili gövdesi dönme eksenine mesafesi, dıştaki itme koluna olan mesafeden takriben 4 misli daha fazla olduğundan, genleşme farkı sadece dönme eksenindekinin dörtte biridir. Böylece eksantrik mili krank miline daima paralel değildir. Çünkü itme çubukları çok ince olduklarından, bu eğik vaziyeti taşıyabilirler. Dörtte bire indirgenmiş uzunluk farkı ile eğiklik, yatak boşlukları tarafından karşılanmalıdır.

Kinematik yönden tam bir denge eşitliğine; krank mili gövdesindeki ara mili, sabit olarak değil, krank mili eksenini ile dönme eksenini çakışan bir titreşim koluna yataklanmak suretiyle erişilir. Eksantrik mili, silindir kafası içinde sıkı bir şekilde yataklanmış olmalıdır. İçteki itme kolu titreşim elemanının yerini tayin eder. Meydana gelen genleşme farkından kumanda zamanlarında da çok az değişme olur; çünkü dişliler birbirini biraz döndürürler. Titreşim kolunun maliyeti, dönerli eksantrik mili yataklanmasından, daha yüksek olamaz. Bilhassa sıra silindirli motorlarda bu çözüm yolu tavsiye edilir, çünkü dengeleştirmek silindir kafası içinde öngörülemez.

İtme kollu tahrik düzeninin faydalı yönü, daha sağlamdır ve alın veya konik dişli tahrik sistemlerine nazaran daha ucuzdur ve aynı zamanda daha gürültüsüz çalışır.

3. ŞİBERLİ-KUMANDA

3.1 Genel Açıklamalar

Şiberli kumandanın supaplı kumandaya nazaran birçok faydalı yönleri vardır. Motorların imaliyle beraber, bu çalışma sistemini uygulamak için deneme çalışmaları devamlı olarak sürdürülmektedir. Az miktarda şiber kumandalı mo-

torlar seri olarak imal edilmiştir. Bunların hemen hepsinde düzgün hareket etmeyen bilezikli şiberler olup, basit piston segmanları ile contalanabilirler. Bugünkü tecrübelerle döner şiberleri kusursuz olarak contalamak mümkündür.

Düzgün ve düzgün olmıyan hareketli şiberlerin arasındaki fark ayırt edilmelidir. Düzgün şekilde hareket eden şiberlere "Döner Şiberler" denir. Ayrıca şiberin yanma odasını kapamış olması veya yanma odasının haricinde taze veya eksoz gaz kanallarına kumanda edeceği hususu önem taşır. (b.Şek.84). Burada genel olarak basit geçme kafi gelirken, yanma odasında en küçük sızıntı, kısa bir zaman içerisinde büyük zararlara sebebiyet verebilir. Isınmış gaz sızma yapan yerden çok büyük bir hızla kaçarken burada o kadar ısı bırakır ki, kaynakla yanmış gibi çok çabuk bir delik meydana getirir. Genellikle kaçak yeri motor gücü yönünden tanıtıcı bir etki yapmaz. Yanma odasını sadece geçme ile kapatan bir şiber, ısı genleşmeleri nedeniyle işletme yönünden emniyetli değildir, çünkü sızdırmazlık her işletme durumunda kusursuz değildir. Çok sayıdaki şiber kumandalarından birçoğu tatmin edici sızdırmazlığa sahip olamamış ve çoğu bu yüzden daha başlangıçta uygulama bulamamıştır.

Şiber kumandasının diğer, fakat basit bir sorunda yağlamadır. Yağın fazla olması yağ kömür artıkları bırakabileceğinden ekonomik bakımından mahzurludur. Yağ akışı o şekilde olmalıdır ki, sadece yağlama ve sızdırmazlığı temin etmek için gerekli olan yağ miktarı sevkedilmeli ve fazla yağ miktarından kaçınılmalıdır.

3.11 Contalama (Sızdırmazlık)

WANKEL tarafından, hareketli ve yüksek basınçlı gaz basıncına maruz makina elemanlarının sızdırmazlığı konusunda geniş araştırmalar yapılmıştır. Bu denemeler neticesinde elde edilen önemli bilgiler şöylece özetlenebilir:

1. Yağ olmaksızın, duran ve hareketli yüzeyler arasında sızdırmazlık temini mümkün değildir. Basınç değeri çok yüksek olmamalıdır. Hareket için gerekli çevrim kuvvetleri emniyetli sınırı aşabilir.

2. İki yüzey arasında yağ bulunursa, çok küçük tahrik güçlerinde hatasız bir sızdırmazlık, contalanan hücrede

baskı değişse de mümkündür. Statik basınç altında yağ filmi, durumunu sabit tutamaz. Değişken basınç altında yağ zerreciklerinin birbirine sürtünmesi gerekli mukavemeti temin ederken, sabit basınç altında zerrecikler birbirine karşı kayarlar ve yağ filmi itilmiş olur.

3. Yüzeylerin birbiri üzerine baskısı, genellikle conta lanan oda içerisindeki basınç tarafından kumanda edilir.

4. Sızdırmazlık için ince segmanlar(contalar)çok uygundur, çünkü onların ısı genleşmeleri çok azdır ve kolay alışırlar.

Darbeleri yerler için gerekli itinanın gösterilmesi gerekir ve darbe yerinin üzeri kapatılmalıdır.

DVL nin de çalışmaları da şu önemli neticeleri ortaya çıkarmıştır.

5. Conta elemanlarının şiber üzerine mekanik yolla itilmesine genellikle gerek yoktur. Eğer conta elemanları montajda şibere dayandırılırlarsa, yağ filmi sayesinde birbirine o şekilde bağlanırlar ki, artık ayrılamazlar.

6. Conta elemanlarının boşlukları, oldukça büyük olmalıdır. Böylece şiberin hareketini iyi bir şekilde takip edebilmesi mümkün olsun.

7. Yuvarlak conta elemanlarının faydalı yönü işletme durumunda dönebilmeleridir. Böylece lebleme tesiri yaparlar ve şiber yüzünü temizlerler. Meydana gelen yağ artığı kömür meydana geliş anında kazanmış olur.

3.12 Yağlama

DVL(Alman hava taşıtları araştırma kurumu)nin araştırmalarına göre şiber kumandası için gerekli yağlama miktarı oldukça azdır. Uçak motorlarında azami lg/PSH gerekmektedir. Sevkedilen yağ, kaybolur ve motor yağ sistemine tekrar dönmeyebilir. Şiber kumandası motorun diğer yerlerine karşı sızdırmaz olmalıdır, aksi takdirde gaz keleşinin kapalı olması halinde alçak basınç nedeniyle silindir içerisinde

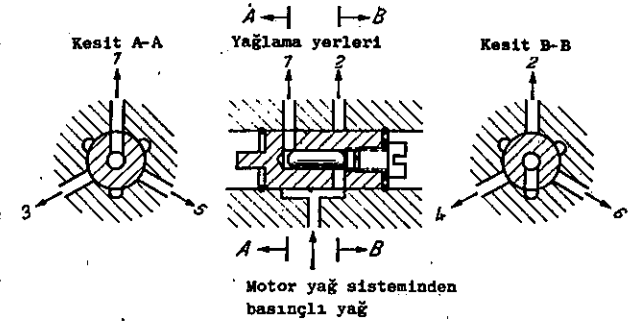
yağ emilir. Sevkedilen yağ miktarı motor devrine uygun olmalıdır. Böylece şiber gövdesi içindeki çok değişen temperatur ve basınçlardan mümkün olduğu kadar etkilenmemelidir.

Memeler ve dağıtım delikleri, uygun küçük ölçülerde seçilmedikleri takdirde kullanılamazlar.

Şekil 79 da görülen ve motor yağ sistemine irtibatlı olan dağıtım tertibatı çok kullanılmaktadır. Döner mil içerisinde, serbest hareketli iğneli yatak iğneleri bulunur. Yağlama sisteminin yağ basıncı, mil içerisinde bulunan emme deliklerinin duruş vaziyetine göre iğneyi sola veya sağa doğru iter. Böylece iğne önünde bulunan yağlama yağı ilgili yağlama yerine basılmış olur. Aynı zamanda iğnenin diğer tarafında bulunan emme odası ikinci kurs için dolar. Sadece iki değil, birçok yağlama yerleri-(mesela Şekil 79 da görüldüğü gibi 6 yer)-öngörülebilir. Her yağlama yeri aynı miktarda yağ alır. İğnenin kursu onda bir milimetrenin ancak bir kağıdır. Kurs boyu, boy ayar civatasının altına ilaveler konarak tesbit edilir.

Bu dağıtım tertibatı hemen hemen basınca ve ısıya karşı hassas değildir. Takriben 0,3 at. lık gazla basınca, tam emme gücüne erişmek için kafidir. Pislikler nedeniyle iğnenin durup kalması daha hiç görülmemiştir. Çünkü yağlama yağı içinden girip çıkmaktadır. Altı yağlama yeri bulunan, dakikada 30000 kurs adedi demek olan 5000 devir/dakika da dağıtım tertibatı hala hatasız emiş yapılmaktaydı. İğne hareketi takip edemediği an düzensizlikler başgöstermektedir.

Şiberdeki yağ çıkış yeri çok önemlidir. Onun yeri, yağlamadan en iyi faydalanmaya erişmek ve yağ kömür artıklarının kumanda kanalı içinde kalmasına meydan vermemek için hemen emme ağzının arkasında bulunmalıdır. İmkân dahilinde yağ o şekilde sevkedilirki, merkez kaç kuvveti tesiri ile yağ şiber yüzeyi üzerine dağılır.



Şekil 79: 6 Yağlama yeri için yağ dağıtım tertibatı

3.2 İMALAT TİPLERİ, KUMANDA KESİTLERİNİN TESBİTİ ve UYGU - LANAN KONSTRÜKSİYONLARIN AÇIKLANMASI

Şiber kumandası için yapılan teklifler o kadar fazladır ki, hepsini çizmek ve izah etmek mümkün değildir. Aşağıdaki bölümlerde sadece gelişmeleri olgunlaştırılmış ve önem kazanmaya başlamış imal tipleri açıklanmıştır. Muhakkak gelecekte, daha birçok çözüm yolları için teklifler yapılacaktır. Çünkü imkanlar tek değil pek çoktur. Başarıya ulaşılmış bir şiber kumanda düzeni kısa zaman sonra bir başkasını daha beraberinde getirebilir.

3.21 Düzensiz hareketli şiber

3.211 İki zamanlı motor: Düzensiz hareketli şiberli kumanda için kanal kumandalı iki zamanlı motor gösterilebilir. Piston, şiberin fonksiyonunu üzerine alır, çünkü kumanda işlemi, her krank mili devrinde tekrarlanmaktadır. Sıkıştırma ve yanmada kanal ağızları kapanırken, kapama pistonun piston segmanları ile sağlanır. Kanalları geçerken piston segmanlarının zarar görmesine meydan vermemek için, segmanların dönmeye karşı emniyete alınmaları gerekir. Onlar, büyük ölçüde artık yağ kömürünün yapışma tehlikesi ile karşı karşıyadır. Böylece eksozu kumanda eden piston yüksek temperatura erişir.

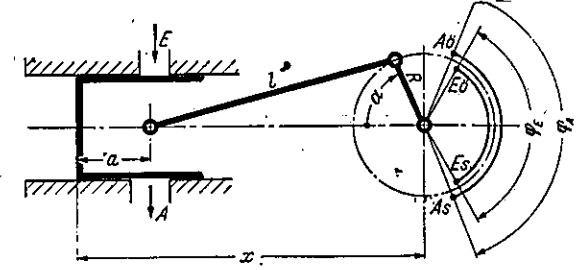
İki zamanlı vasıta motorlarında yağlama genellikle yağ itişerisine yağ karıştırılarak sağlanır. Bu çok basit fakat ekonomik olmıyan bir usuldür. Fazla oranda yağ eksoz kanalları içinde ve şusturucuda artıklar bırakır. Zaman zaman bunların temizlenmesi gerekir. Silindire benzin püskürtmeli iki zamanlı motorlarda yağ ince dozlu olarak taze havaya karıştırılır veya damla halinde krank mili gövdesi içerisine sevk edilir. Böylece aynı şartlara erişilmiş olunur.

İki zamanlı motorların en basit uygulamalı olanı, silindir çevresinde öngörülen emme ve eksoz kanallarına kumanda eden tek pistonlu olanıdır. Genel olarak taze gaz yukarı doğru giden piston tarafından krank gövdesi içine emilir ve pistonun geri dönüşünde fazla akım kanalı içinden silindir içerisine basılır. Bu imalat tipinin mahzuru, simetrik

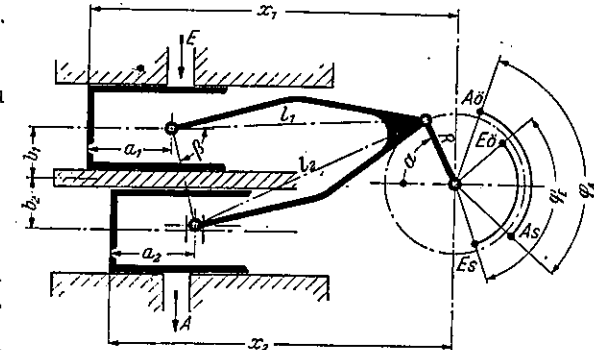
kumanda diyagramıdır. (b.Şek.80). Eksoz, emmeden sonra kapandığı için, yalnız çok dar devir alanı içerisinde taze gaz kayıplarına imkan verilmeyebilir.

Simetrik olmıyan kumanda diyagramı, motosiklet motorlarında farklı şekilde kullanma sahası bulan çift pistonlu tiplerde elde edilir.

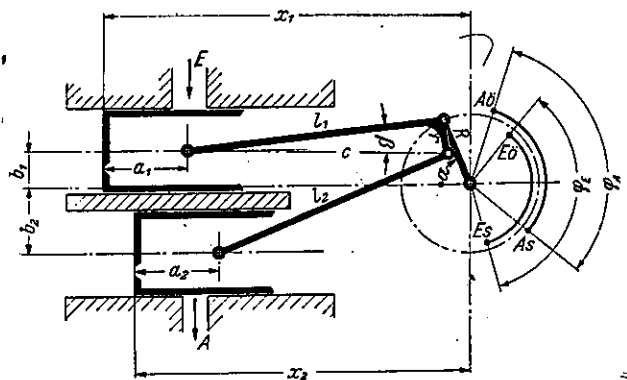
Burada emme supapın açılması daha geç olduğundan eksoz gazlarının girmesine imkan verilmemiş ve eksoz daha önce kapandığından taze gazların kaybıda önlenmiş olur. Fazla yüklemde böylece mümkün olur. Eğer sağlam, çatalı bir piston kolu kullanılırsa, (b.Şek.81), bu takdirde piston piminin, kayma parça üzerinden pistonla bağlanmış olması lazımdır. (Bu imalat tipi Puch-Motosiklet motorlarında kullanılmaktadır). Kılavuz (dümen) kollu piston kolu uygulama (b.Şek.82) pahalı olmasına rağmen, kumanda diyagramının uygun şekilde değiştirilmesinde daha fazla serbestlik sağlar. Eksenden kaçık piston hareket durumunda piston kursu krank mili kursuna nazaran daha büyüktür. Piston ölü noktaları en uygun olarak grafik yoldan



Şekil.80: Aynı eksenli iki zamanlı motor



Şekil.81: Çatal biyel kollu iki zamanlı-çift pistonlu motor



Şekil.82: Kılavuz (Dümen) kollu iki zamanlı-çift pistonlu motor

tesbit edilir.

Çift pistonlu imalat tipinin mahzurlu yönü, uygun olma-
yan yanma odası şekli vermesidir. Bu mahzur çift krank tah-
rik düzeni sayesinde giderilir. Bu yol Junkers tarafından,
Jumo-dizel uçak motorlarında uygulanmıştır(b.Şek.83). Alt
piston sadece emmeye kumanda eder ve üst pistonda sadece
eksoza kumanda eder. Silindir gömleğindeki kanallara(yarık
lara) o yönde şekil verilmiştir ki, gaz akışı silindir ke-
sitini tamamen kapsar. Çift kranklı imalat tipi çok pahalı
olup, sadece özel şartlarda kullanılır.

Piston tarafından kumandalı köşelerin tam olarak yeri
şu formülden hesaplanır:

a) Silindir eksenden kaçık değil (b.Şek.80)

$$x = a + R \cdot \cos \alpha + \sqrt{l^2 - R^2 \cdot \sin^2 \alpha} \quad (79)$$

b) Silindir eksenden kaçık, (B.Şek.81 ve 82)

$$x_1 = a_1 + R \cdot \cos \alpha + \sqrt{l_1^2 - (R \sin \alpha + b_1)^2}, \quad (80)$$

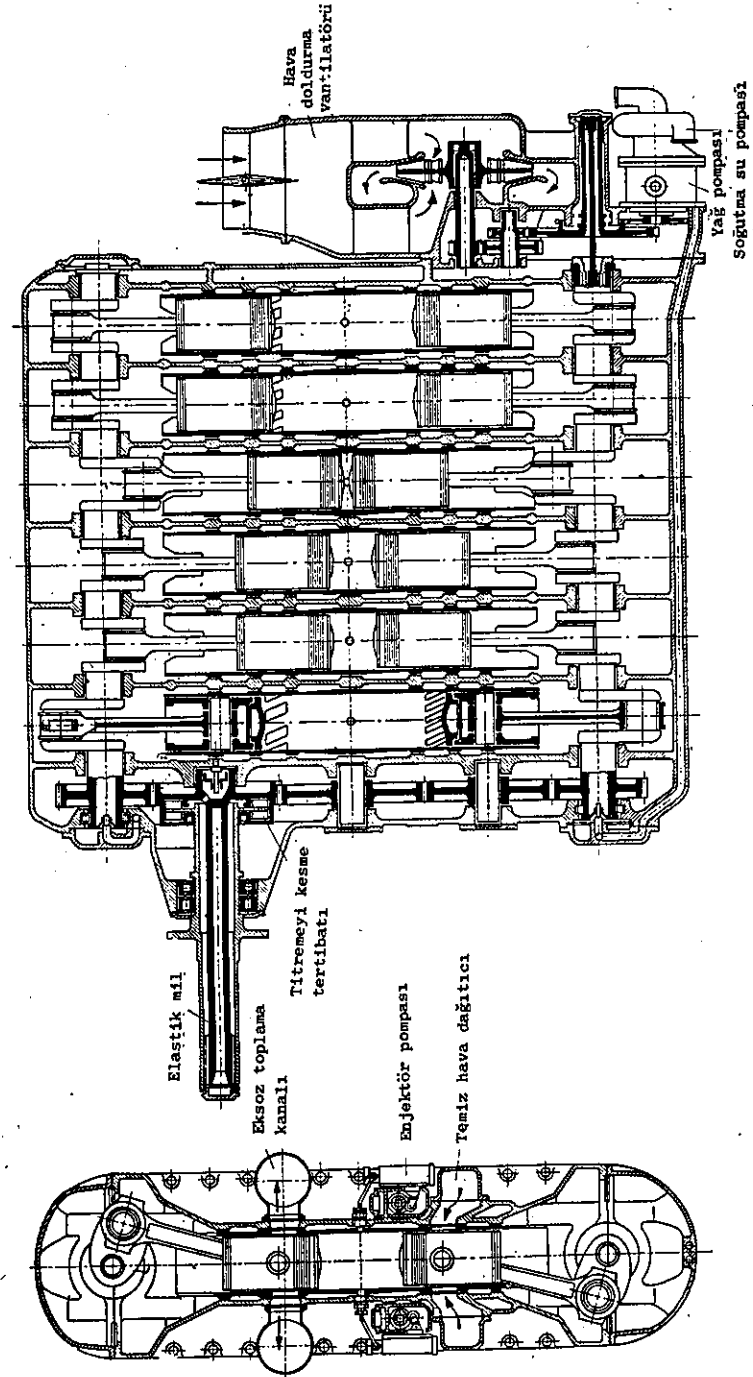
c) Çatallı piston kolu tipli yan silindir. (Piston pimi
kayma parçası içinde) (b.Şek.81).

$$x_2 = a_2 + R \cdot \cos \alpha + (b_1 + b_2) \sin \beta \cdot \frac{R \sin \alpha + b_1}{l_1} + [l_1 - (b_1 + b_2) \cos \beta] \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{R \sin \alpha + b_1}{l_1} \right)^2} \quad (81)$$

d) Kılavuzlu piston kolunda yan silindir. (b.Şek.82)

$$x_2 = a_2 + \sqrt{l_2^2 - \left[c \cdot \cos \beta \cdot \frac{R \sin \alpha + b_1}{l_1} + c \cdot \sin \beta \sqrt{1 - \left(\frac{R \sin \alpha + b_1}{l_1} \right)^2} + b_1 + b_2 \right]^2} + (l_1 - c \cdot \cos \beta) \sqrt{1 - \left(\frac{R \sin \alpha + b_1}{l_1} \right)^2} + c \cdot \sin \beta \frac{R \sin \alpha + b_1}{l_1} + R \cdot \cos \alpha \quad (82)$$

Formüldeki işaretler gösterilen şekillere istinat etmek



Şekil.83: Jumo-205"-Dizel-uçak motoru

tedirler. Ön işaretler üstte-altta oluşu, ana silindirin ekseninden kaçıklığı krank eğriliğinin ($\alpha=0$) üst ölü noktasının arkasında-önünde bulunuşuna bağlıdır.

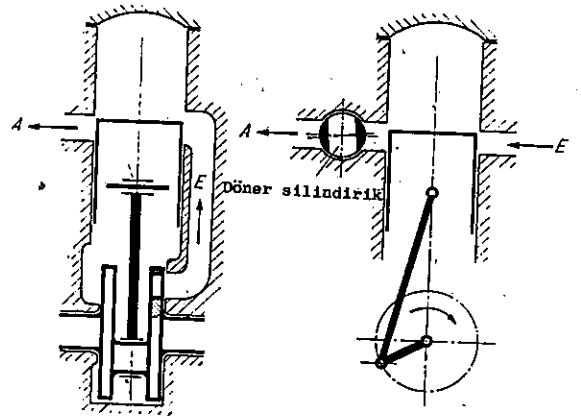
Mümkün görülen kanal genişliği, kaç adet kanalın öngörülmesinin gerekliliğine bağlıdır, tüm silindir çevresi bu nu uygulamaya imkan vermektedir veya hemen yandaki silindir nedeniyle müsait çevrenin bir kısmından sarfınazar edilmelidir durumlarıyla ilgilidir. Mukavemet değeri dikkate alınarak, su soğutmalı motorlarda soğutma kanallarının dökümle elde edilmesi ve silindirlerin sağlamlığı gerektiğinden ara dikmenin ölçüleri küçük değerlerde tutulamaz. Muhtelif krank duruş

vaziyetine göre kumanda kesitlerinin tayini en doğru çizim yoluyla yapılır. Kanal genişliği için yay kiriş boyu değeri alınır. Kanalların tüm yüksekliği piston ölü noktaları ile tesbit edilmiştir.

Tek bir pistonla simetrik olmıyan kumanda diyagramı elde etmek için, emme ve eksoz kanalları

ilave bir kumanda organı daha öngörülebilir. Ve böylece kanalların piston tarafından serbest bırakılmasına rağmen, emme açılması daha sonra veya eksoz kapanması daha önce bulunur. Şekil 84a muhtelif şekilde kullanılan çözümleri göstermektedir. (Mesela Triumph-Motosiklet motorlarında). Burada krank yan yüzü düz bir şiber olarak şekillendirilmiş olup, taze gaz fazla akım kanalını kontrol eder. Şekil 84b de eksoz kanalları bir döner şiber öngörülmüştür. Dönerli şiber, kaçırılmazlık tesiri yönünden burada herhangi bir güçlük yaratmamaktadır, çünkü basınç farkı küçüktür.

Piston, yalnız emme veya eksozun kumandası içinde uygulanabilir ve bu durumda emme ve eksoz, supaplar veya şiberlerle kumanda edilir. Şekil 85 de Südwerke firmasının LKW-iki zamanlı dizel motoru gösterilmiştir. Burada piston



a) Kranklı emme kumandası b) Döner silindirik şiberle eksoz kanalları eksoz kumandası
Şekil 84: İki zamanlı bir motorda, piston yüzü ve bir şiberle gaz kumandası

sadece emme ağzına kumanda etmektedir.-Bir hava vantilatörü motorun yükleme ile motor gücünün artmasına yardım eder. Paralel üstten 3 supap, eksoz gazına kontrol ederler. Çok kısa süren kumanda sürelerinde bazı güçlükler ortaya çıkmaktadır. Düz şiberle kumanda kısım 3.2212 de izah edilmiştir (b.Şek.97).

3.212 KNIGHT-Şiber kumandası

Şek.86 eskiden muhtelif şekilde seri olarak imal edilmiş olan KNIGHT-Şiber kumandasını göstermektedir. Piston ve silindir arasında, krank düzeni tahrikle yukarı ve aşağı hareket eden iki kumanda kovani (bileziği) bulunmaktadır. Krankın bunları birbirine göre kaydırması o şekildedir ki, kumanda kesitler çok çabuk açılır ve kapanırlar. Öngörülen ağızlar büyüktür. Kapatma piston üzerindeki ve silindir içindeki piston segmanları tarafından sağlanır.

KNIGHT-Şiber kumandası bugün için artık eskimiş olduğundan fazla açıklamasına gidilmemiştir. Pistondan silindire ısı akışı çok kötüdür. Uç dar toleranslarda hassas parçaları çok olduğundan maliyeti de yüksektir.

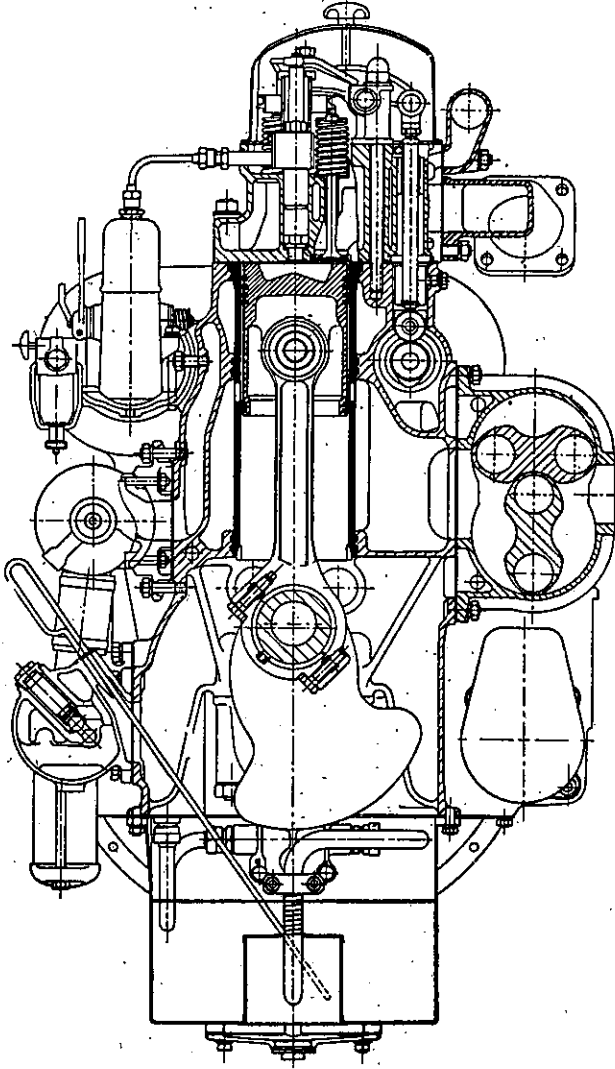
KNIGHT-Şiber motorları çok gürültüsüz çalışmaktaydı. Yağ sarfiyatı çok fazlaydı, çünkü şiberin toleransları yeterli dar sınırlarda seçilememekteydi.

3.213 BURT-MC-COLLUM-Şiber kumandası

dört zamanlı motorlarda da emme ve eksozun kumandası eğer şibere ileri ve geri hareketin haricinde, dönme hareketinde verilebiliyorsa, bir kumanda şiberi ile gerçekleştirilir. Bu uygulama tipi BURT-MC-COLLUM-Şiber kumandası olarak tanındı. Uzun bir geliştirme devresinden sonra olgunluğa erişti ve bugün hala İngiliz uçak motorlarında kullanılmaktadır.

Şekil 87 den konstrüksiyon ve kumanda şekli çıkarılmaktadır. Şiber, krank mili devir adedinin yarı değeri ile dönen ve onun üzerinde aksiyal kaydırılabilen bilyalı mafsallı bulunan krank tarafından çalıştırılmaktadır. Böylece elipse benzeyen bir hat çizer. Silindir çevresinde istenilen

sayıda emme ve eksoz ağızları öngörülebilir. Ağızlar ne kadar çok olursa, optimum kumanda kesitinde şiber kursu da o kadar küçülür. 2 veya 3 emme ve 2 eksoz ağızlar en uygun



Şekil.85: Súdwerke-Diesel-LKW-Motoru

sayılar olabilir. Şiberde bir emme ve bir eksoz ağızı müşterek olarak tek ağza bağlanabilir. Böylece silindir çevresinden daha iyi istifade edilmiş olunur. Çevre, (b.Şek.87) kanal genişlikleri b_1 ve b_2 ye, içinden şiber ağızlarının hareket ettiği ($b_1 + 2z_1$) ve örtme uzunlukları z_2 ve z_3 e ayrılır. Kapama yüzeyleri z_1 ve z_2 , iyi kapamaları istenirse oldukça dar tutulabilirler, çünkü silindir içinde çok küçük basınç vardır. z_2 üst ölü noktasında kumanda sürelerinin kesişmesiyle tesbit edilmiştir.

Kanal genişliği b_1 ve örtme z_1 tarafından şiberin yan sapması belirlenmiş ve silindir ortasından krank kavrama yerinin A mesafesi ile de R krank yarıçapı verilmiştir. Böylece yarıçapın, iki katı olarak şiber kursu,

$$R = A \cdot \sin \alpha, \quad (83)$$

$$\alpha = \frac{360(b_1 + z_1)}{2\pi(D + 2\delta)},$$

D= Silindir çapı,
 δ = Şiberin cidar kalınlığı.

A mesafesi mekanik nedenlerden dolayı mümkün olduğu kadar küçük olmalıdır.

Kanal şeklini tayin etmek için gelişigüzel bir noktanın yaptığı hareket, (mesela şiber alt kumanda köşesinde bir noktanın hareketi) çizilir ve kumanda sürelerinin yarı değerleri ilgili daire üzerine, "Emme kapama" ve "eksoz açma" aynı yükseklikte bulunacak şekilde taşınır.

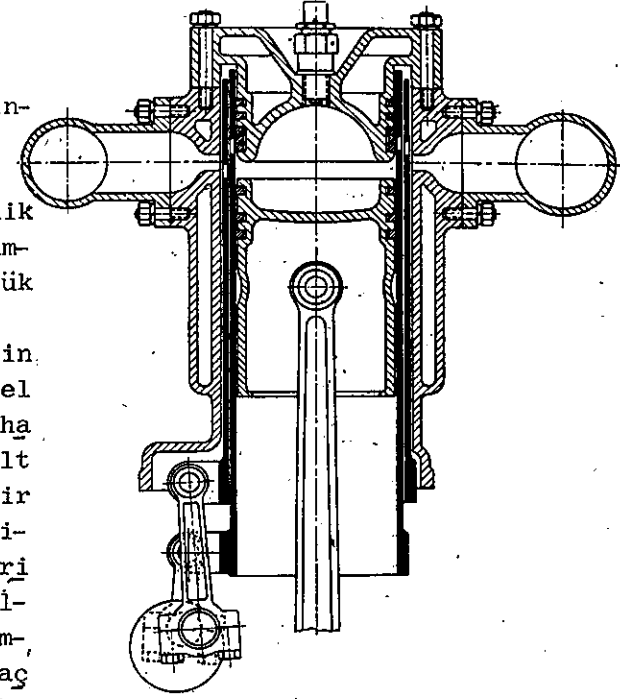
Piston ölü noktaları, şiber ölü noktalarına göre $\psi = \frac{\varphi_A - \varphi_E}{4}$ açısı kadar kaydırılmıştır. Burada φ_A ve φ_E nin manaları krank mili üzerine tekabül eden, "eksoz açık" ve "emme kapalı" alt ölü noktalarından önce ve sonraki açıdır.

Kanal yüksekliği H şu bağıntıdan hesaplanır.

$$H = R \cdot \left(1 + \sin \frac{\varphi_A + \varphi_E}{4}\right) \quad (84)$$

Kumanda açma çiftinin dış şekilleri böylece verilmiştir ve iç köşeler, şiberin her duruş vaziyetinde azami derecede büyük kumanda kesitine erişilecek şekilde öngörülür.

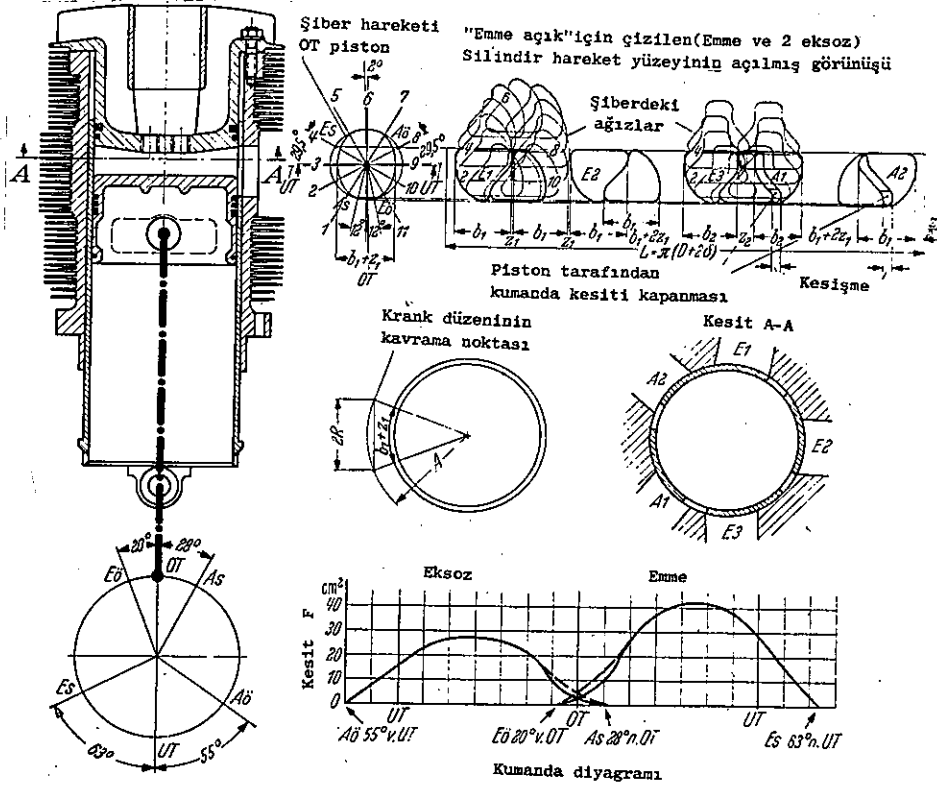
Hemen yandaki silindirin durumu gözönüne alınmadığı takdirde, BURT-MC-COLLUM-Şiber kumandasında çok büyük kesitler uygulanabilir. Üst ölü noktadaki kesişmede, piston tarafından kesitler küçültülmüş olur. (b. Kumanda diyagramı Şek. 87). Benzin püskürtmeli uçak motorlarında uygulandığı gibi büyük bir kesişme alanı, (b. Şek. 87) yukarıdaki sebepten ger-



Şekil.86: Kight-Şiber kumandası

çekleştiremez.

Şiberlerin gaz kaçırmaılığı silindir kafası içindeki ve pistondaki piston segmanları ile sağlanır. Vanma esnasında şiber ağızları, silindir kafası içindeki segmanlar üstündedir. Pistondaki segmanlar, çok yüksek ısınmalarda kuman-



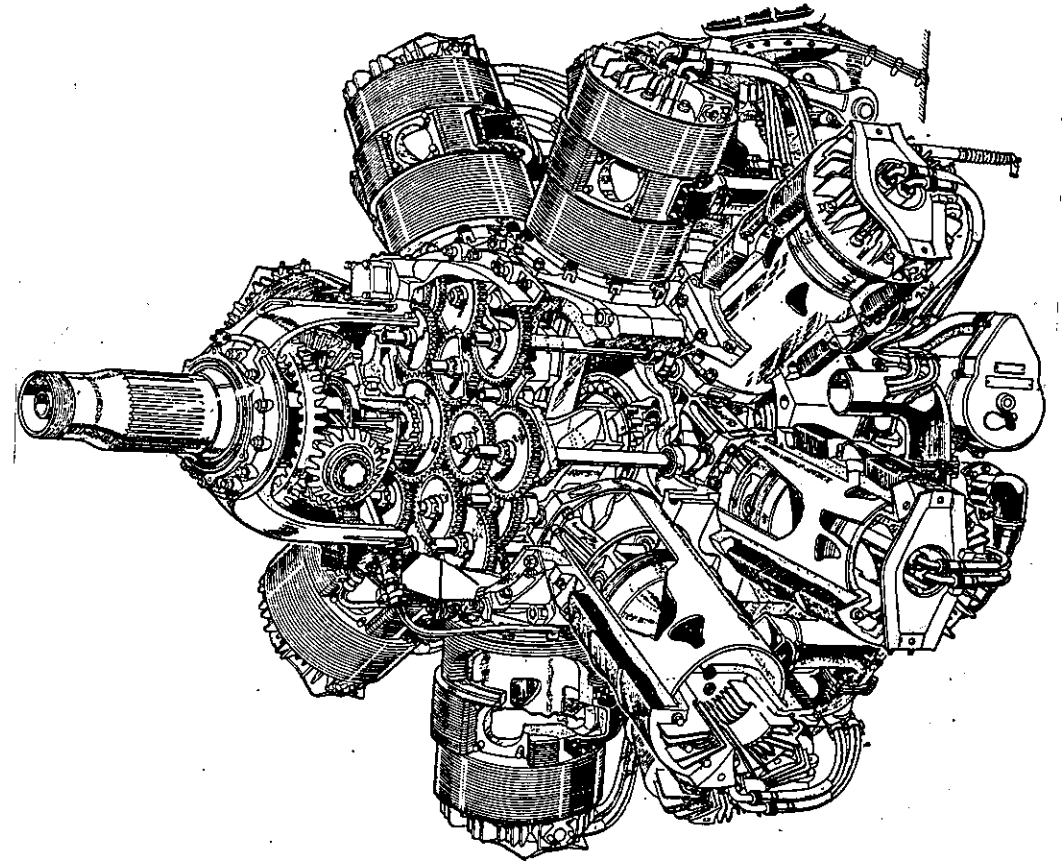
Şekil.87: Burt-MC-COLLUM-Şiber kumandası (Bristol "Perseus"-Uçak motoru)

da ağızları ile çakışmazlar ve dolayısıyla kolayca dönebilirler. Buna karşılık olarak silindir kafasındaki segmanlar ya dönmeye karşı emniyete alınmalıdır. (Çakışma z_3 mesafesi içinde bulunmalıdır)-veya onlara öyle bir şekil verilmelidir ki, şiber ağızlarına, geçiş anında onun çakışması zarar vermemelidir.

BURT-MC-COLLUM-Şiber kumandasının en mahzurlu yönü pis-

tondan silindire ısı geçişinin çok kötü olmasıdır. Bu sistemin önce hava soğutmalı uçak motorlarında (Bristol "Perseus", "Aquila", "Taurus" ve "Hercules", b.Şek.88) uygulanmış olması hayret vericidir. Burada hava soğutmalı supaplı motorlara nazaran 50°C kadar daha yüksek piston sıcaklığı ölçülmüştür. Çok zaman sonra Napier'de "Sabre" su soğutmalı uçak motor tipleri geliştirildi. (b.Şek.89). Hava soğutmalı motorlarda silindir kafasının iyi soğutulması hususu da bazı zorluklar yaratmaktadır, çünkü hava giriş ve akış kanalları çok küçüktür.

BURT-MC-COLLUM-Şiber kumandasında, ortadan bujili yanma odası şeklinin uygun ve yine silindirin yüksekliğinin



Şekil.88: Bristol "Hercules"-Uçak motoru

az oluşu faydalı yönleridir. Fakat bu uygun yönlerin bir kısmı, çok uzun piston kolunun gerekmesi yüzünden tekrar kaybolmaktadır.

Uygun akış şartlarının olmamasının neticesi olarak iyi bir doldurma ve sıcak eksoz supaplarının olmaması nedeniyle yüksek vuruntu mukavemetine BURT-MC-COLLUM-Şiber kumandasında erişilir. İmalat parçalarının adetleri supaplı kumanda sistemine nazaran daha azdır. Fakat imalat maliyetleri oldukça fazladır. Çünkü parçaların dar tolerans değerlerinde imal edilmeleri gerekir ve ayrıca birde şiberin döndürülmesi sorunu ortaya çıkmaktadır. Bu çevrim için Bristol "Hercules" motorlarında 29 dişli gerekmektedir.

Bazı yönlerden tatmin edici özelliklere sahip olmıyan BURT-MC-COLLUM-Şiber-kumandası sadece, sızdırmazlık sorunlarının çözümünün bilinen elemanlarla mümkün olması nedeniyle seri imalata geçecek şekle getirilmiştir. Fakat yine de her bakımdan uygun çözüme ulaşamamıştır.

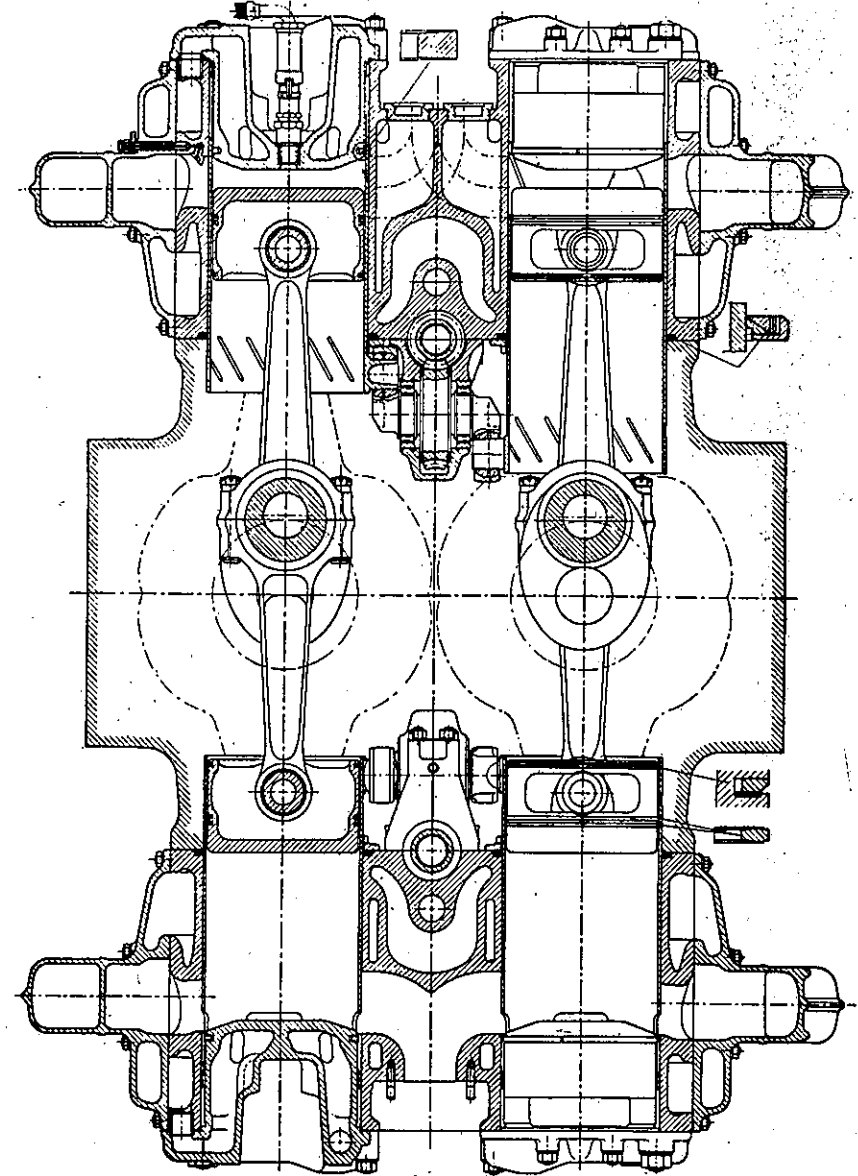
3.22 Döner Şiber

Sadece düzgün şekilde hareket eden bir şiberden, yani Döner şiberden, bir şiber kumandasından beklenen önemli faydalı yönler sağlanır.

Düzensiz her hareket, kütle kuvvetleri meydana getirir ve az veya çok oranda karışık tahrik düzeni gerektirir.

3.221 Düz satırlı şiber

Dönerli şiberlerin en basit çözüm yolu düz satırlı şiberlerdir. Yani burada, yanma odası düz satırlı veya kavisi disk tarafından kapatılmaktadır. Bu şiber, krank miline nazaran muhtelif düşük çevrim oranlarıyla hareket edebilir. Bu çevrim oranına bağlı olarakta belirli sayıda kumanda açma, kapama adedine sahip olur. Onun içinde emme ve eksöz,



Şekil.89: Napier "Sabre" Uçak motorunun şiber kumandası

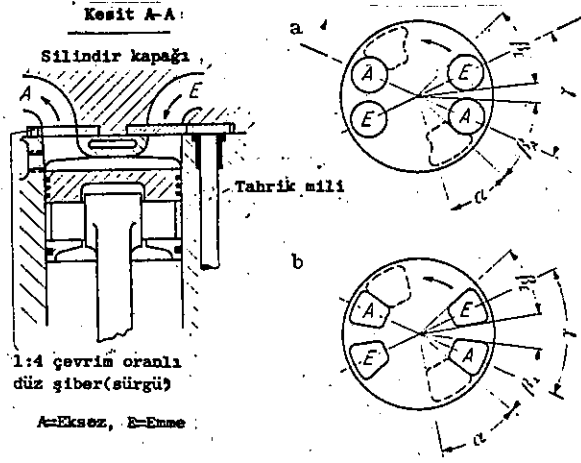
birbirinden ayrı olacak şekilde bir uygulama yapılabilir. Bu durumda silindire açılan bir ağız vardır ve bunun içinden taze ve yanmış gazlar sırayla girer ve çıkarlar. Silindir içinde de birçok emme ve eksoz kanalları öngörülebilir. Düz şiberin en önemli avantajı contalanmasının çok basit oluşudur.

3.2211 DVL-WVW-DÜZ-Şiber kumandası

Bu kumanda sisteminde yanma odası iki emme-ve iki eksoz ağızlarına sahiptir. Şiber, krank miline nazaran 1:4 çevrim oranlıdır ve iki kumanda ağızlıdır. Şiberin dönme eksenini silindir eksenine çakışmaktadır. (1. Şek.90). Silindirde ağızların yuvarlak olarak öngörülmesi, contalama problemi -nin daha kolayca çözümlmesine yardımcı olduğundan, önceleri bu yol seçilmiştir. Kumanda kesitleri de bilhassa kısa silindir mesafeli sıra tip motorlarda, yüksek güçlü supaplı motorlardakine erişeme

diysede yükleme derecesinin daha iyi olduğunu denemeler göstermiştir. Bilhassa supaplı motorlarda artan devir sayısı la, gerçek hava doldurması düşmeye başlarken burada aynı düşüş görülmemiştir. Bunun sebebi, gaz akış katsayısının daha iyi oluşu ve giriş esnasında taze gazların daha az ısınmasıdır.

Trapez şekilli kumanda ağızları, kesitin büyümesine oldukça etkili olmasına rağmen, pahalı ve karışık contalamanın yararlı olup olmayacağı çok dikkatle incelenmelidir. Bu nedenlerle düz şiber kumandası değerinden oldukça kaybetmektedir. Önce şekil 90a da gösterilen yuvarlak delikli tiple başlamak ve sonra, eğer büyük kumanda kesiti gerçekten gerekli ise ve değişken kesitin kaçırma sorunu ta-



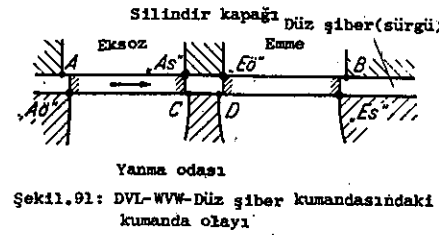
Şekil.90: DVL-WVW-Düz şiber kumandasının şematik gösterilişi

mamen çözülmüş olursa, Şek.90b de gösterilen trapez şekilli ağızlara sahip uygulamaya gitmenin doğru olacağı tavsiye edilir.

Silindirde dört ağız bulunan ve çevrim oranı 1:4 olan şiberlerde kumanda olayı Şek.90 da görülmektedir. Uygunluğu nedeniyle yuvarlak delikli olanlarda $\beta \approx 1,2\alpha$ seçilmiştir, böylece kesitten istifade edilmiş olunur. Buna karşılık trapez şekilli deliklerde α açısı, genellikle β açısından daha büyüktür. Ve:

$$\alpha + \beta_E = \frac{\varphi_E}{4}, \quad \alpha + \beta_A = \frac{\varphi_A}{4}$$

Burada φ_E ve φ_A değerleri emme ve eksoz açılma zamanlarının krank mili dönme açısına tekabül eden değerleridir. 4γ ise emmenin ortasından eksozun ortasına kadar olan kayma açısı değeridir. İmal edilmiş bir silindirde bu açı artık değiştirilemez. Halbuki şiber tarafından kumandalı açılma süreleri, başka tip ağızlarla veya cidar kalınlığı büyük conta elemanları ile değiştirilebilir. Emme ve eksoz kanalları arasından soğutma sıvısının akması gerekli görülmediği takdirde, en küçük γ açısı sınırlanmıştır. Benzin

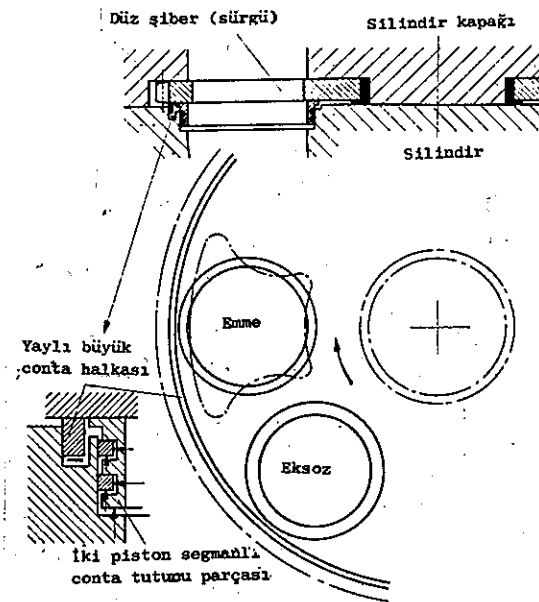


Şekil.91: DVL-WVW-Düz şiber kumandasındaki kumanda olayı

püskürtmeli ve supap kumandalı, küçük uçak motorlarında azami olarak $4\gamma = 195^\circ$ olması taleb edilir, düz şiber kumandalı olduğu takdirde 200° ye kadar çıkabilir. Araç motorlarında ise birbirine olan kaçıklık açısı genellikle $215^\circ - 220^\circ$ arasındadır. "Eksoz açma" ve "emme kapa- ma" silindir içindeki ağız ile kumanda edilirken, bunların kesişmesi, yani "emme açılması" ve "eksoz kapanması" silindir kapağı içinden tayin edilir. (b.Şek.91). Gaz akışına menfi etkiyi en küçük değerde tutmak için, "A" ve "B" kumanda köşelerinin birbirinden kaydırılması tavsiye edilir. Ve buda silindir kapağı içinde oval ağızlarla kolayca gerçekleştirilebilir. "C" ve "D" kumanda köşeleri genellikle, birlikte geriye alınamazlar, aksi takdirde kanallar arasındaki et kalınlığı zayıflatılmış olur.

Yanma odasının kaçırma sorunu için Şek.92 de gösterilen conta elemanları başarı ile kullanılmaktadır. Con-

ta bilezikler gaz basıncı ile şibere doğru itilir. Şiber ü



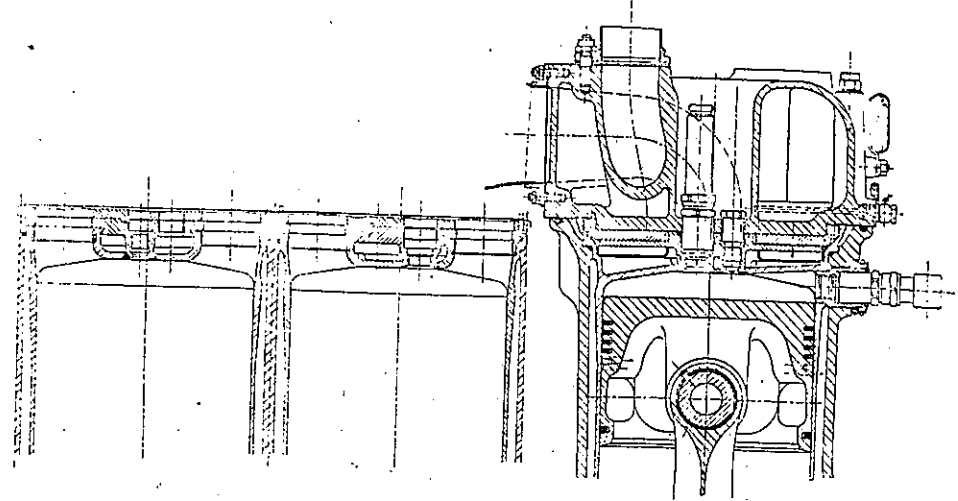
Şekil.92: Düz şiberin contalanması

silindir içindeki conta elemanları, şiberin hareketini takip edebilmek için kafi derecede boşluğa sahiptir. Conta tutucu bileziklerinin değiştirilmesi, hafif metal silindirden olması halinde bile pek gerekli değildir.

Daha büyük kumanda kesiti elde etmek için genel olarak, emişteki sızdırmazlık elemanı çelikten imal edilir ve $\delta = 2\text{mm}$. lik et kalınlığı kafi gelir. Eksozdaki sızdırmazlık elemanı için et kalınlığı 3mm . olan hafif metalden dövme parça, çok iyi netice vermiştir. Bir silindirden diğerine gaz geçişine imkan vermemek için gerekli uygulama öngörülmüştür. Şiber malzemesi olarak, sıcaklığa karşı mukavemeti çok iyi olan Nitrasyon çelik seçilmiştir. Şiber direk olarak silindir kapağı yüzeyi üzerinde hareket ettiği için kendi ısısını tekrar kolayca iletebilir. Onun, silindire karşı kafi miktarda boşluğu vardır. Yağlama yağı, dağıtma düzeni tarafından sağlanır (b.Kısım 3.12). Böylece yağ, emme ağzının hemen arkasındaki şiber yataklarına ve silindir kapağındaki radyal kanallara sevk edilir.

zerindeki yağ filmi emme kurs esnasındaki kalkmaya mani olur. Şiberin değişken çevresel hızları ile, elemanlarda devamlı döndüğünden conta yüzeyleri ve şiber yüzeyleri lebleme tesiri yaparlar. Böylece kullanma süresiyle daha iyi hale gelir ve ayrıca meydana gelecek yağ kömür artıkları yüzeylerde daha birikim anında iken yok edilir. Hem kanallar içinde bulunan conta bilezikleri ve hemde

DVL-WVW-Döner şiber kumandasının bir mahzuru bölme yanma odalı olmasıdır. Kanalları mümkün olduğu kadar kısa tutmak amacıyla uçak motorları için, tek silindirli deneme

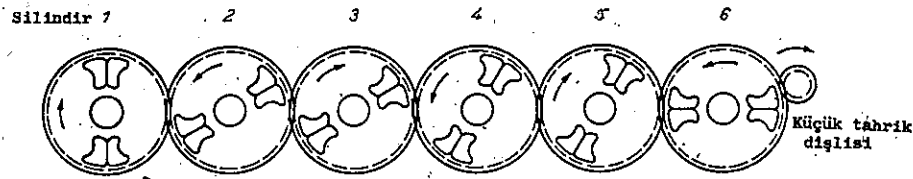


Şekil.93: Bir uçak motorunda kaynak çelik silindirli DVL-WVW-Düz şiber kumandası

motorlarında çok iyi neticeler veren çelik silindirli konjektürüksiyon teklif edilmiştir. (b.Şek.93). Yanma odası tabanı hassas kalıpta dövülür, kısmen mekanik işlenir ve silindir hareket gövdesine düz olarak kaynatılır. Şiber yataklanması içerisinde bir buji, bir püskürtme memesi ve soğutma suyu bulunur.

Burada supaplar aşırı ısınmadıkları için düz şiberli motorlar, supaplı motorlara nazaran daha fazla yüklenebilir. Böylece uygun olmıyan yanma odası bir mahzur teşkil etmez. Kapladığı hacim, bilhassa düz şiberli tipin yüksekliği az olduğu için küçüktür. Bu nedenle sınırlı hacme sahip olunan yerlerde bu tipli uygulama çok değer taşır. Hacmi küçük olduğu için ağırlığı da azdır. Burada şiberin tahrik şekli de bilhassa basit sayılır. Şekil 94 de görüldüğü gibi şiber, dıştan direk küçük bir dişli vasıtasıyla hareket geçirilir. Bu şekil üzerinde şiber ağız kısımlarında görülen ince cidar, fazla yükleme durumunda ve açılmaların keşişme esnasında emmeden eksoz içerisine mümkün olabilecek kaçmaya mani olur.

Uzun süre devamlı çalıştırılan tek silindirli deneme motorları ile uçaklarda yüksek yük altında çalışan motorlarda, DVL-WVW-düz şiberli kumanda, su soğutmalı yüksek güçlü uçak motorlarında başarıya ulaştığı ispatlanmıştır. Bu kumanda tipi, sürekli çalışma ve motoru fazla yükleme bakımından supaplı kumandalılara nazaran daha üstündür. Güç bakımında, aynı devir adedi ve aynı yükleme de her iki tipde de durum hemen hemen aynı değerdedir. Hava soğutmalı uçak motorlarında, emme ve eksoz arasındaki dikmenin çatlamasından, dolayı öngörülen gerekli başarıya ulaşamamıştır.



Şekil 94: Sıra tipi bir uçak motorunda şiberin çevrim düzeni

3.2212 DVL-WVW-Düz şiber kumanda tipinin daha geliştirilme imkanları

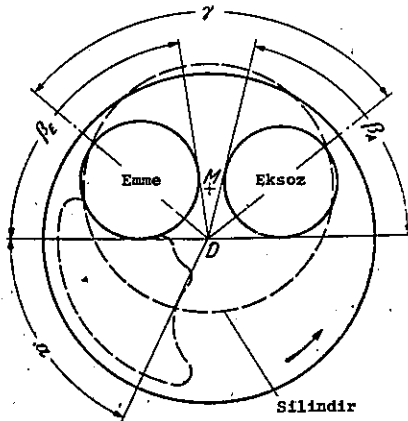
Eğer şiber krank miline nazaran 1:2 çevrim oranında ve silindirde sadece bir emme ve bir eksoz ağızı öngörülmüş ise, böylece daha uygun bir yanma odasına ve daha büyük kumanda kesitine erişilebilir. (b.Şek.95). Burada, şiber ve silindirdeki açı değerleri, 1:4 çevrim oranlı şiberlere nazaran iki katı daha fazladır.

Ve:

$$\alpha + \beta_E = \frac{\varphi_E}{2},$$

$$\alpha + \beta_A = \frac{\varphi_A}{2}$$

2δ açısı, emme ve eksoz merkezlerini birleştiren doğrular arasındaki açının krank mili üzerine tevcih edilmiş değeridir. Şiber dönme eksenini "D" ile silindir eksenini "M" birbirinin üzerine çakışmamaktadır. Gerek



Şekil 95: Çevrim oranı 1:2 olan düz şiberde kumanda açısı

tiği takdirde şiber eksenini silindir eksenine göre meyilli olarak öngörülebilir. Silindirde bir emme ve bir eksoz ağızı olduğundan, iki emme ve iki eksozlu olanlara nazaran kanal yolunun şekli daha basittir. Fakat şiberin kütle dengelemesi bazı zorluklar yaratmaktadır ve şiber yataklamasına da gereken itinanın gösterilmesi lazımdır, çünkü yüklenme tek taraftan olmaktadır.

Eğer 1:4 çevrim oranındaki şiberle iki silindirin bir den kumandası yapılabilirse, daha uygun neticeler verebilir (b.Şek.96). α, β_E, β_A ve δ açıları kısım 3.2211 de gösterildiği gibidir. 4δ veya şiberin ters yönde dönme durumunda $4(180-\delta)$, krank mili dönüşüne tekabül eden 1 ve 2, veya 3 ve 4 silindirlerin ateşleme mesafesidir. Şiber külesinin denkleşmesine (balansına) ihtiyaç yoktur, çünkü şiber iki ağız açıklığına sahiptir. Fakat devirme kuvvetleri ne bilhassa dikkat etmek gerekir.

İki zamanlı motorlarda da, birbirine yakın silindirlerin emme ve eksozları 1:1 veya 1:2 düşük çevrim oranlı şiberle kumanda edilebilir (b.Şek.97).

1:1 çevrim oranında,

$$\alpha + \beta = \varphi,$$

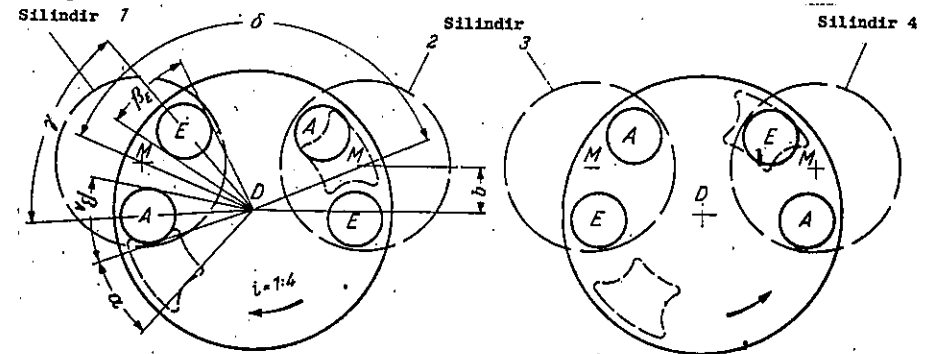
φ = Krank mili dönüşüne tekabül eden tüm açılma açısı.

1:2 çevrim oranında,

$$\alpha + \beta = \frac{\varphi}{2} \text{ dir.}$$

δ değeri, her iki yakın silindirin ateşleme mesafelerine göre eşit değerde veya yarısı değerindedir.

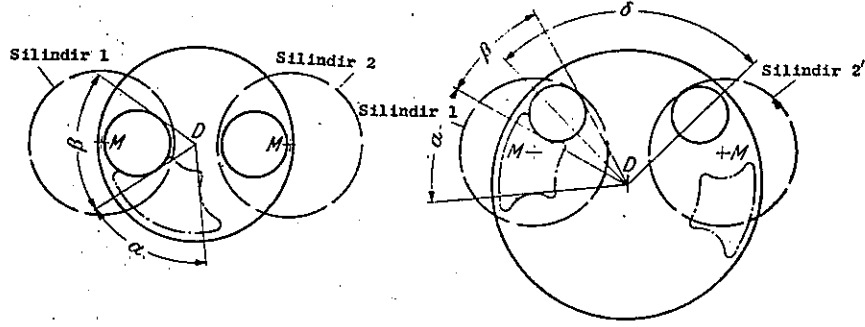
Yalnız eksoza kumanda edildiği an, ısınma yönünden şiber çevrimin 1:2 seçilmesi tercih edilmelidir.



Şekil 96: 4 silindirli 4 zamanlı bir motorda düz şiber kumandası

3.2213 Bristol-Salgılı tablalı motor

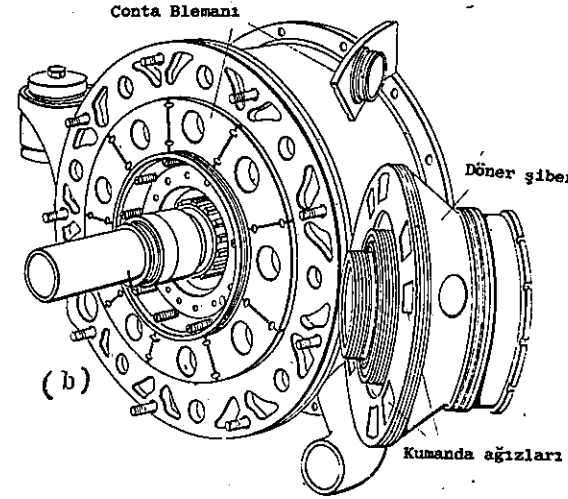
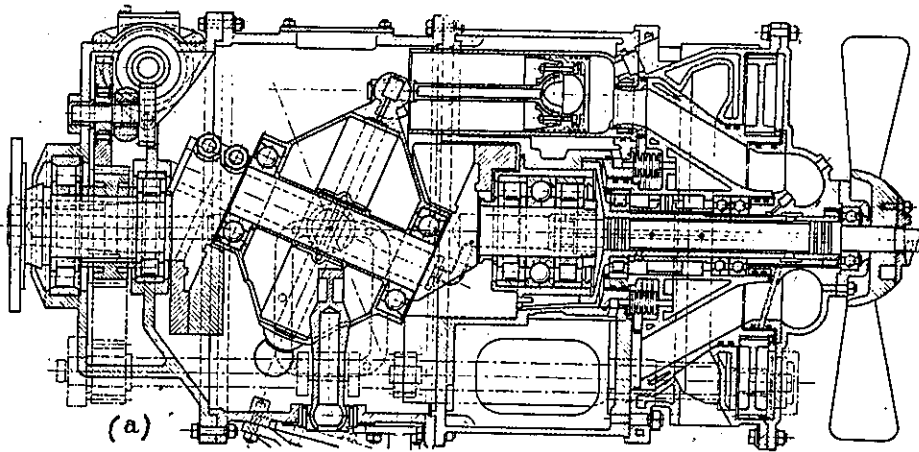
Enteresan düz şiber kumanda sistemine Bristol-9-Silin-
dirli salgı tablalı motoru sahiptir.(b.Şek.98). Şiber ha-
cim bakımından, emme ve eksozu ayrı olarak öngörülebi-
lecek şekilde yeterli kalınlıkta seçilmiştir. Emme kanalları, or-
tada bir toplanma kanalına uzanmakta ve eksoz kanalları da
çevrede bulunan toplama bağlantısına birleşmektedir. Her si-
lindir sadece bir yuvarlak ağıza sahiptir, ve bunun için-



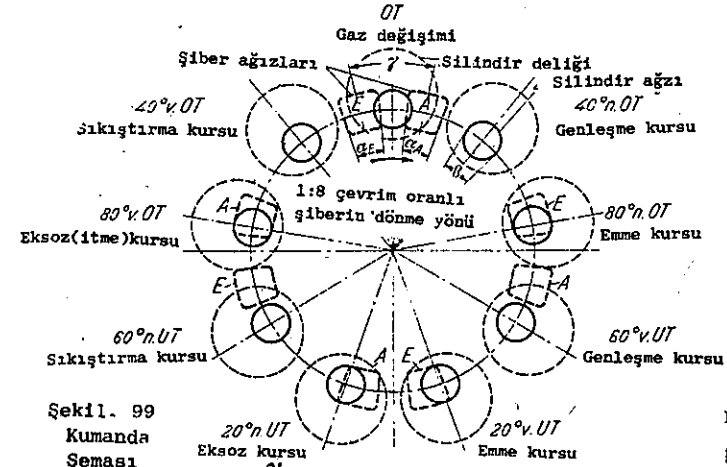
a Şiber çevrim oranı 1:1
b Şiber çevrim oranı 1:2
Şekil.97: İki silindirli-iki zamanlı bir motorda düz şiber kumandası

den taze ve yanmış gazlar sırayla geçerler. 1:8 çevrim o-
ranında ve krank mili devrine ters yönde dönen şiberde 4
adet trapez şekilli kanal çifti bulunmaktadır. Kumanda tar-
zı Şek.99 da görüldüğü gibi ve:

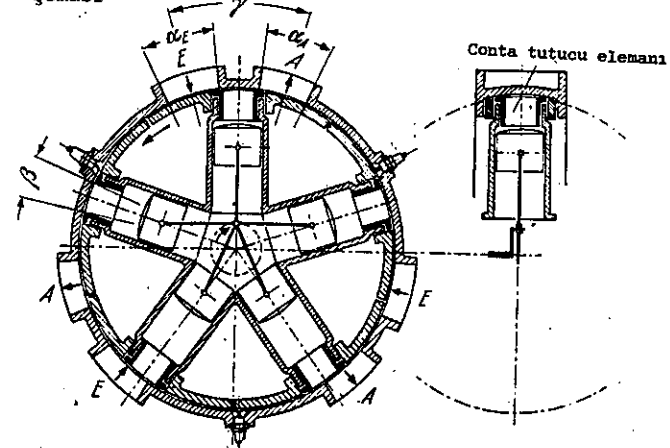
$$\alpha_E + \beta = \frac{\varphi_E}{i}, \quad \alpha_A + \beta = \frac{\varphi_A}{i} \quad \text{dir.}$$



Şekil.98: Bristol



Şekil. 99
Kumanda
Şeması



Şekil.100: SACHSENBERG-SKLENAR-Motorunda kumanda olayı

φ_E, φ_A - Krank mili dönü-
şüne tekabül e-
den tüm emme ve-
ya eksoz açıklı-
ğı

i. δ = Krank mili dönü-
şüne tekabül e-
den emmenin ek-
soza göre açık-
lığı

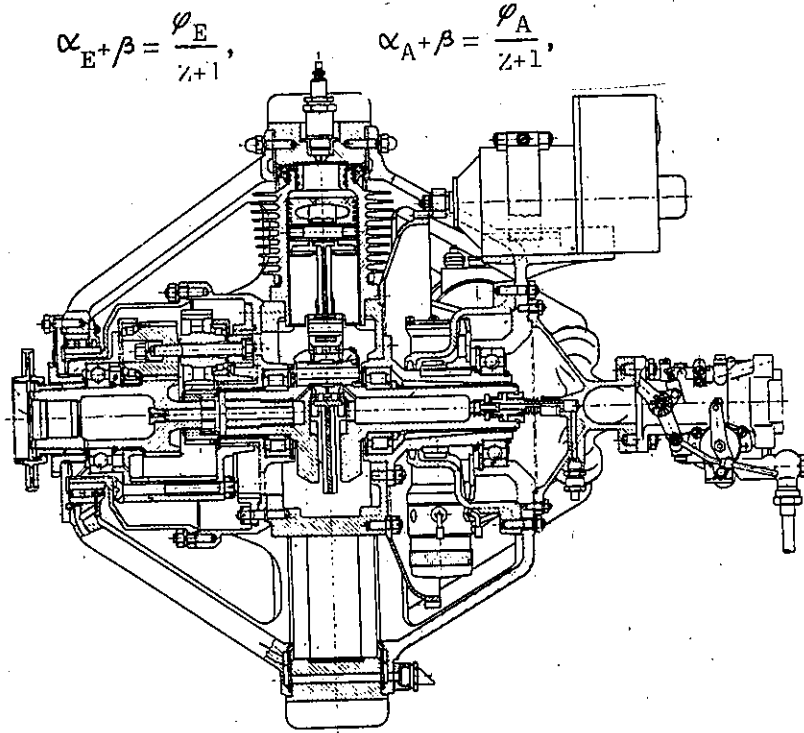
i = Şiberin çevrim o-
ranı.

Sızmazlığı te-
min için piston
segmanlarını tu-
tan dairesel bir
parça bulunmakta-
dır. Bu parçanın
sızdırmazlık yü-
zeyi bir daire
halka parçası
şeklinde-
dir. Bu
uygulama, bir si-
lindirden diğeri-
ne gaz akışına
manî olmak için
gereklidir. Plaka-
ların, segmanla-
rı tutan parça-
dan ayrılması uy-
gun bir yol ola-
bilirdi, çünkü p.
lakalar, yanma o-
dasında büyük
sızdırmazlık yü-
zeyinin bulunma-
sını gerektirir.
Ve bu yüzden de
kolayca eğilebi-
lir. Bu şiber

kumanda şeklinin mahzuru, soğutma suyunun şiber içerisin - den geçirilmesinin lüzumlu olmasıdır. Soğutma suyunun göv - deden hareketli şibere sızmasının temini bazı zorluklar yaratmaktadır. Bu uygulama tipi çok büyük kumanda kesitle - rini beraberinde getirir. ve salgılı veya kam diskli tah - rik sistemi ile irtibatlıdır.

3.2214 SACHSENBERG-SKLENAR-MOTOR

Düz şiberli kumandalı motor olarak, SACHSENBERG-SKLENAR, in bu konstrüksiyonu da sayılmalıdır. Bu konstrüksiyonda şiber, sabit bir sürgü halkasından ibaret olup, bu halka - nın bilya şeklindeki iç yüzeyinde yıldız şeklinde tanzim e dilmiş silindirler dönerler. (b.Şek.100 ve 101). Sürgü halka - sı $\frac{Z+1}{2}$ adedinde kumanda ağzı çiftine ve (Z =Silindir adedi) ve 0 kadar çokta bujilere sahiptir. Her silindirin sadece bir ağzı vardır). Yıldız şeklindeki silindirler k - rank mili devrine göre ters yönde 1:Z çevrim oranında dö - ner.



Şekil.101: 7-silindirli-SACHSENBERG-SKLENAR-Motoru

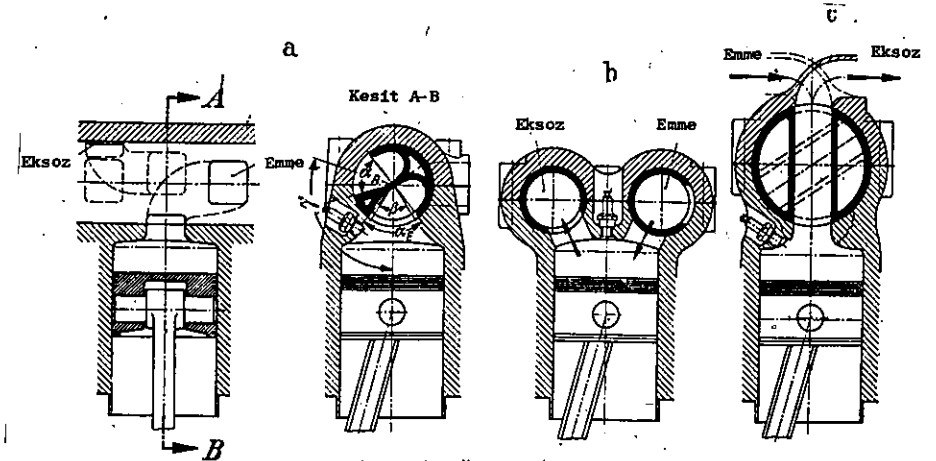
$$\alpha_{E+\beta} = \frac{\varphi_E}{Z+1}, \quad \alpha_{A+\beta} = \frac{\varphi_A}{Z+1},$$

φ_E, φ_A = Krank mili dönüşüne tekabül eden tüm emme ve eksoz açıklığı

$(Z+1)\gamma$ = Krank mili dönüşüne tekabül eden emmeden eksoza olan açıklık.

Sızdırmazlığı sağlamak için yuvarlak, piston segmanları taşıyan bir parça vardır. Bu parça, dönme hareketini sağ - lamak için içten vida dişi şekilli kanatlarla teçhiz edil - miştir. Şiber (sürgü) ağızlarını kapamak için silindire, piston segmanları ile kapatılan kayma pabuçlar konulmuştur.

SACHSENBERG-SKLENAR-Motoru şüphesiz orijinal bir konst - rüksiyondur. Araştırma için yapılan deneme motoru, çok iyi neticeler vermişse de, pratik olarak pek uygulama saha - sı kazanmamıştır. Dönen yıldız şeklindeki silindirlerin i - malinin zor, montaj ve tamir yönünden parçalara ulaşmanın güç, şiber halkasının yağı tutmasının iyi olmayışı ve si - lindirlere soğutma havasının sevkini uygun olmaması, pra - tik yönden bu uygulamanın mahzurlarını teşkil ederler.



Şekil.102: Döner-Silindirik şiber

3.222 Silindirik döner şiber

Silindirik döner şiber kumandasında, kumanda organı si - lindirik döner bir şiber olup, silindirin üzerinde enine olarak bulunur. Krank miline nazaran 1:2 çevrim oranı ile kavisli kanallar-veya 1:4 çevrim oranı ile de doğru kanall - ar olarak dönerler. (b.Şek.102a ve c). Emme ve eksoz için ayrı olarak herbirine bir silindirik döner şiber de öngörü - lebilir. (b.Şek.102b). Şiber içindeki aynı ağızdan sırasıy -

le emme ve eksoza kumanda edilmesi mümkün değildir. Çünkü şiber içinde bulunan temiz gaz, eksozla birlikte kaybolur veya diğer taraftan sürgü içinde bulunan yanmış gaz tekrar emilmiş olur.

Kumanda açıları:

$$\alpha_E + \beta = \frac{\varphi_E}{i}$$

$$\alpha_A + \beta = \frac{\varphi_A}{i}$$

φ_E, φ_A = Krank mili dönüşüne tekabül tüm emme ve eksoz a çıkışlığı

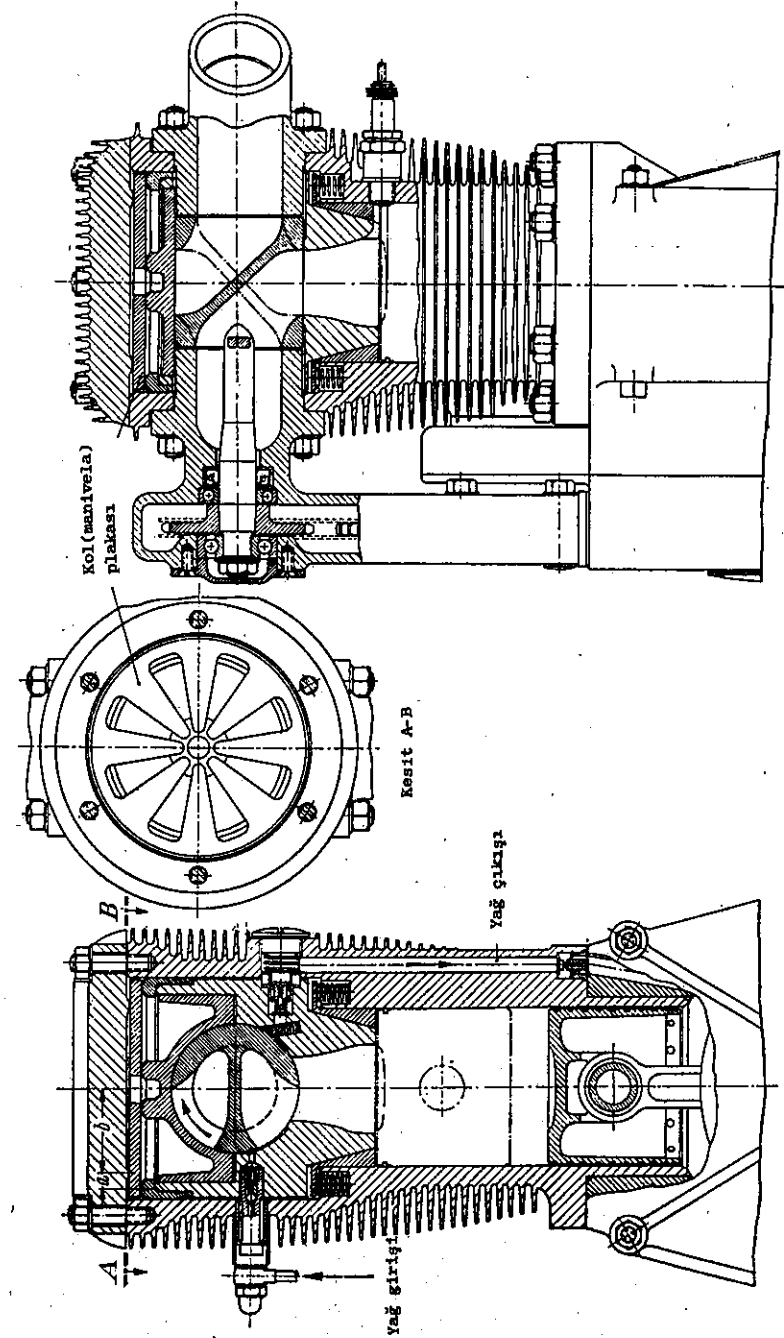
i = Şiber çevrim oranı

β = Krank mili dönüşüne tekabül eden emmeden eksoza olan kaçıklık

Kumanda kesitlerinin büyüklüğü döner silindirik şiberin çapına bağlıdır. 1:4 çevrim oranında şiber çapı oldukça büyük olur. Yanma odasının sızdırmazlığını temin etmek güçtür. Soğutma sıvısının silindirik şiber yanına giriş ve çıkışta çok kolay değildir. Eğer en yüksek güce erişmek için çok büyük kumanda kesitlerinin olması gerekirse, imalat masrafları daha büyük olmasına rağmen silindirik şiberli kumanda bu durumda faydalı olur.

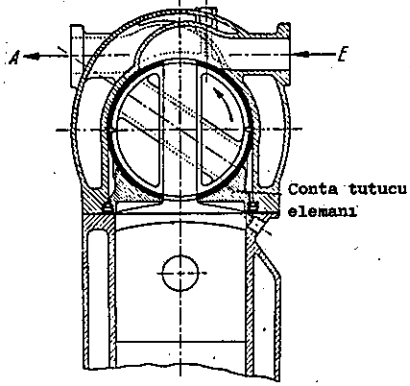
3.2221 CROSS-Şiber kumandası

Çevrim oranı, 1:2 olan şiberli bir uygulama CROSS tarafından hava soğutmalı tek silindirik motosiklet motorları için teklif edildi ve deneme motorlarında da kullanıldı. (Şek. 103). Emme ve eksoz şibere aksiyol olarak girer ve çıkarlar. Hafif metal silindir önceleri silindir ekseninde hareketliydi ve yanma odası ağız çevresinde 7mm. genişliğin de hafif öne kaymış köşeye sahipti. Gaz basıncı tesiri ile silindir, şibere doğru itilir ve böylece sızdırmazlığı sağlanır. Bu çözüm yolu tatmin edici değildi, çünkü gaz itme basıncı çok büyüktü ve şiber ile sızdırmazlık yüzeyinin farklı ısı genleşmelerinden dolayı her çalışma durumunda aynı eğriliği de sahip değillerdi. Daha sonra CROSS sabit si



Şekil.103: CROSS-Döner silindirik şiber kumandalı motosiklet motoru

lindir içerisine hareketli bir parça öngörerek, bir manivela sistemi (kollu plaka) üzerinden şiberdeki itme basıncını azaltmayı başardı. (b.Şek.103). Öngörülen bir sıyırma elemanı fazla miktarda yağlama yağının krank mili gövdesine



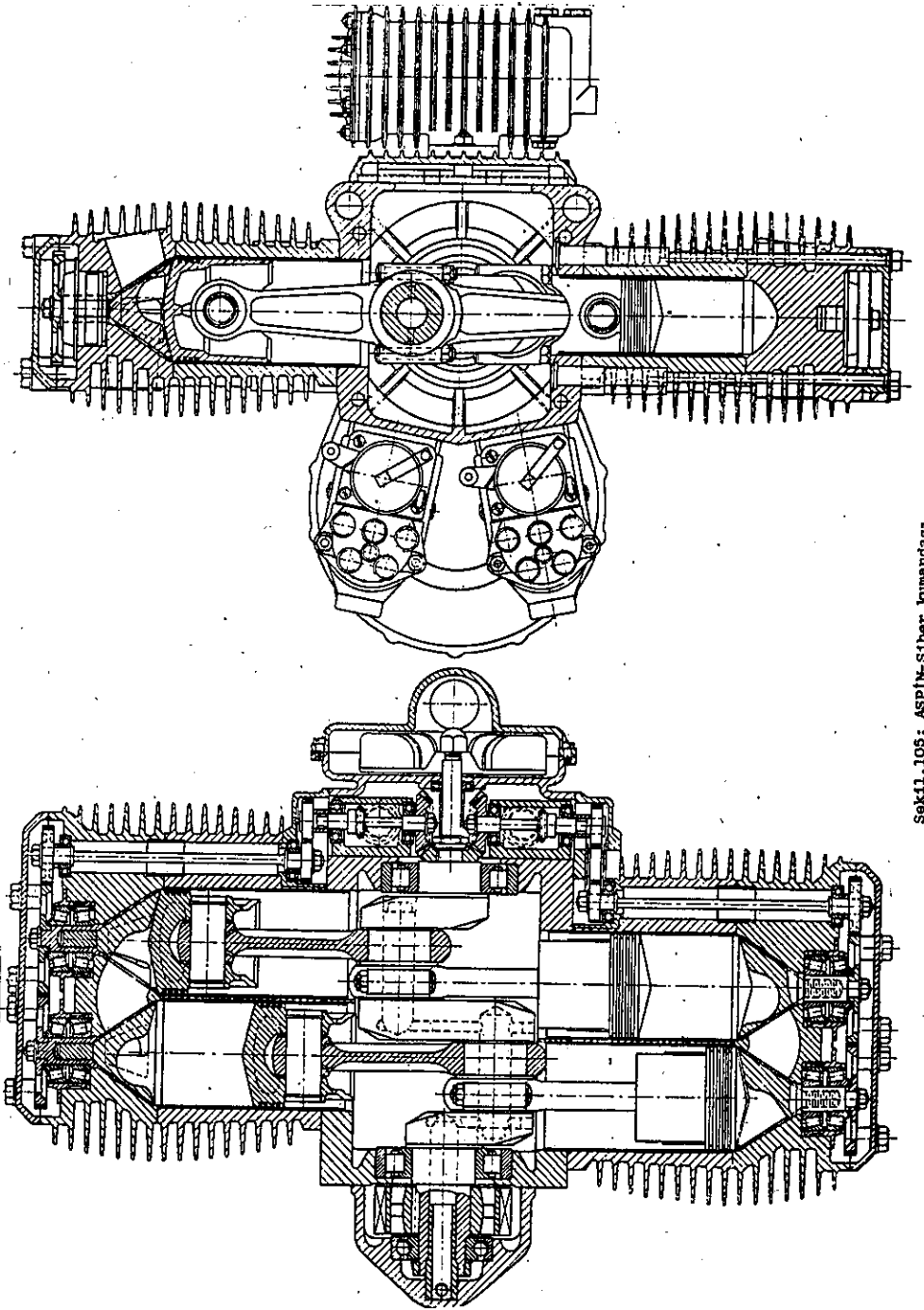
Şekil.104: BAER-Şiber kumandası

tekrar dönmesine yardımcı olur. Bu çözüm yolu da yeterli değildir, çünkü her çalışma durumunda sızdırmazlığı temin için conta tutucu parça çok büyük ve serttir. Bu yüzden şiberin soğutulması da yetersiz ve silindir kafasındaki ısı iletimi de iyi değildir. Bu uygulama oldukça masraflıdır ve sıra tip motorlarda uygun değildir.

3.2222 BAER-Şiber kumandası

Su soğutmalı sıra tipi motorlar için BAER-Şiber kumanda tipi geliştirilmiştir. (Şek.104) Şiber krank miline nazaran 1:4 çevrim oranındadır. Şiber içinde emme ve eksoz için ayrı olarak, doğru bir kanal bulunur. Yanma odasındaki ağız derin çekilmiş dörtgen şeklin dedir. Sızdırmazlığı temin etmek için bir conta elemanı vardır. Bu parçanın silindir tarafına doğru şekli yuvarlak ve yukarıya doğru şiber tarafında geniş bir sızdırmazlık yüzeyine sahiptir. İçteki şekli yuvarlak kesitten dört köşe olan kumanda ağzına dönüşmektedir. Conta elemanı silindire karşı her iki taraftan gerilmiş bir membran ile kapatılmıştır. Membran önünde, yanmış gazlara karşı korumak için bir piston segmanı bulunur.

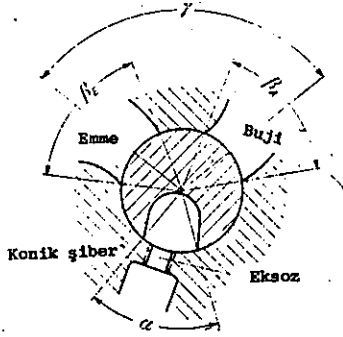
Şiberin bu contası yüksek motor güçlerinde yeterli değildir, çünkü conta yüzeyi çok büyüktür ve deforme olmasına mani olunamamaktadır. Basınç tesiri altında kalan yüzeylerin büyük olması nedeniyle toplam basınç zorlaması da oldukça fazladır. Orta güçlerdeki motorlarda bu şiber kumandasının maliyeti uygun değerdedir. Şiber yakınına kadar girip çıkan soğutma sıvısının sızmasına mani olmak zorluklar yaratır.



Şekil.105: ASPIN-Şiber kumandası

3.2223 Konik şiber, ASPİN-Motoru

ASPİN, kumanda organı olarak yanma odasında dönen konik bir şiber kullanır. (b.Şek.105 ve 106). Konik şiber, α açısı ile genişliği sınırlanmış bir girintiye(çukura)sahiptir. Şiber, krank milinin devir sayısının yarı değeriyle döner. Şiber içindeki girinti takriben tüm yanma odasını meydana getirdiğinden, dönen bir yanma odası elde edilmektedir. Yanma odası bujilerle sadece geçici bir bağlantıda bulunur. Bu nedenle kenar bölgelerdekçok zengin ve iç merkezi kısmında çok zayıf bir karışım meydana geleceği beklenebilir. Dolayısıyla az yakıt sarfiyatında,yüksek güce erişmek mümkün olabilir. ASPİN tarafından verilen güç değerleri oldukça yüksektir. Bunun nedeni döner şiberin yanma odasına sahip olmasından ileri gelebilir.



Şekil.106: ASPİN-Şiber kumandasında kumanda olayı

Sızdırmazlık tesiri toleranslı geçme ile sağlanmaktadır. Şiberin soğutulması da öngörülmemiştir. Bu çözüm yolu sızdırmazlık yönünden Kısım 3.11 de izah edilen şartları tam yerine getirmektedir. ASPİN-Motorları bu yüzden yalnız küçük silindirlerle sahipse de, burada da kusursuz ve devamlı bir sızdırmazlığa erişmek pek mümkün değildir. Şiberler çok büyük aksiyal kuvvetlerin etkisinde kalmaktadır.

İyi bir yataklama için eğik bilyalı rulman kullanılmaktadır.

Sızdırmazlık ve soğutma problemleri tam olarak çözüldükten sonra, bu döner yanma odalı uygulama, belki büyük önem kazanabilir.

Bu kitaptaki bilgilerle konstrüktöre, yüksek devirli ya kıt motorlarının gaz kumanda sisteminin konstrüksiyonu için gerekli bilgiler, formüller ve konstrüksiyonda dikkate alması gereken hususlar verilmiştir. Belirli genel bir çözüm yolu gösterilmemiş, fakat konstrüktörün kabiliyetini kullanmasına açık kapı bırakılmış ve gerekli yardımcı bilgiler verilmiştir.

Bugün için supaplı kumanda sistemi geniş uygulama tipleriyle şiberli kumandalara nazaran çok önde ve hakim bulunmaktadır. Çok az sayıda şiber kumanda düzeni seri imalat imkanı kazanmıştır. Gelecekte yandan supaplı sistemin yavaş yavaş kaybolacağı önceden söylenebilir. Diğer taraftan motorlarda devir adedinin devamlı artması istendiğinden üstten eksantrik milli uygulamaya daha geniş kullanma imkanı bulacaktır. Seri imalat araba motorları için genellikle bir eksantrik mili yeterli olacaktır. Yalnız uçak - ve yarış motorlarında her silindir sırası için iki eksantrik mili gerekli görülecektir. Kam hareketinin supap üzerine aktarılması için titreşimli külbütör tavsiye edilebilir. Bunların kuvvet kolu kısa olduğu için ortadan mesnetli külbütöre nazaran daha uygundur.

Eksantrik milinin çevrilmesi için seri motorlarda ruleli zincirler hakim olacaktır. Dişli çevrim düzeni uçak ve yarış motorlarında kullanılacaktır. İtme kollu çevrim düzeni, bilhassa sağlam bir çevrime değer verildiği takdirde kullanma şansı olabilir.

Tekniğin bugünkü durumuna göre, döner şiberli kumandayı gerçekleştirmek tamamen mümkündür ve böylece bu sahadaki sayısız çalışmalar başarıya ulaştırılabilir. Ana problem sızdırmazlık sorunu çözülür veya mevcut bilgilere göre çözülebilir. Önemli olan motor imal eden tüm firmalar her yeni konstrüksiyon için gerekli olan gelişmeleri yapmak zorundadırlar. Döner şiber kumandanın faydalı yönü, gelecek için ilgi çekici olabilir. Başarılı bir konstrüksiyon çok yakında diğer döner şiber konstrüksiyonları beraberinde getirebilir.

KARBÜRATÖRLER

a) Görevi : Karbüratörün görevi, motorun çalışma durumu na göre değişen oranlarda gaz karışımını (Benzin-hava karımı) sağlamaktır. Karışımın kusursuz olarak yanabilmesi için, hava-benzin oranını her zaman noksansız hazırlar ve miktarını ayarlar.

b) Çalışma prensipleri: Pistonun emme zamanına raslayan aşağı inişinde silindir içinde bir hava boşluğu (vakum) meydana gelir ve açılan emme supapından taze gazlar emilir. İşte bu vakum nedeniyle motorun emme manifolduna bağlı bulunan karbüratörün emiş borusunda bir hava cereyanı meydana gelir ve benzin, emilen havaya pulvarize halinde karışarak bir nevi buhar olarak emişmiş olur.

Karbüratör emiş borusundan geçen havanın, karbüratörde mevcut olan benzini sürükleyip beraberinde götürebilmesi için Ventüri olayından istifade edilir.

(1) Ventüri tesiri : Karbüratörün emiş borusundan meydana gelen bu hava cereyanı, ana memenin ağzından takriben 2mm kadar aşağıda bulunan benzini (sabit seviye kabının açık hava basıncı etkisinde olmasından dolayı) memenin ucundan taşıracak hale getirir. Fakat bu cereyanın sürati: yakıtı ana memeden püskürtme yaptıracak şekilde emmeye kafi gelmez. Dolayısıyla ventürinin görevi: Hava süzgecinden emilen ve karbüratör emiş borusundan geçen havanın süratini artırmak ve ana meme ağzındaki basıncı düşürmektir. Onun için ventüri, havanın akışına en az mukavemet gösterecek şekilde yapılmış ve ana meme ağzındaki basıncı en az değere indirebilmesi için de ortası daraltılmıştır.

(2) Hava-Yakıt nisbeti: Benzin motorlarında, taze gazı meydana getiren hava yakıt oranının büyük önemi vardır. En uygun hava-yakıt nisbeti, kullanılan benzinin beher gramına mukabil takriben 15gr. havadır. Bununla beraber rölanti, hızlanma, normal çalışma ve tam güç durumlarında değişik oranlarda

gaza ihtiyaç duyulur. Taze gazlar, hava benzin oranlarına göre aşağıdaki şekilde adlandırılır:

Fakir Karışım : 1gr. benzin ve 17,18,19,20 gr. hava
Normal " : 1gr. benzin ve 14,15,16 gr. hava
Zengin " : 1gr. benzin ve 9,10,11,12,13 gr. hava.

Bilhassa soğuk havalarda ve motorun ilk çalıştırılmasında, benzinin bir kısmı soğuk cidarlarda yapışık kalacağından zengin karışıma ihtiyaç duyulur. Normal çalışmada fakir bir karışım kafi geldiği halde yine zengin karışıma ihtiyaç duyulur.

Bazen gaz içinde bulunan benzin miktarına göre motor gücünü ve verimini meydana getiren eğrilerin meydana getirdiği di agramdan anlaşılacağı üzere motor gücü, yakıt sarfiyatı ve karışım oranına göre değişmektedir.

c) Karbüratör çeşitleri : Karbüratörler kullanılacakları yere ve yapılarına göre: şamandralı ve şamandrasız olarak ikiye ayrılırlar.

(1) Şamandrasız karbüratörler: Şamandrasız karbüratörler çok ufak motorlarda kullanılırlar. Bu tip karbüratörlerde benzin akışı bir pistonu veya diyaframa bağlı iğne ile ayarlanır.

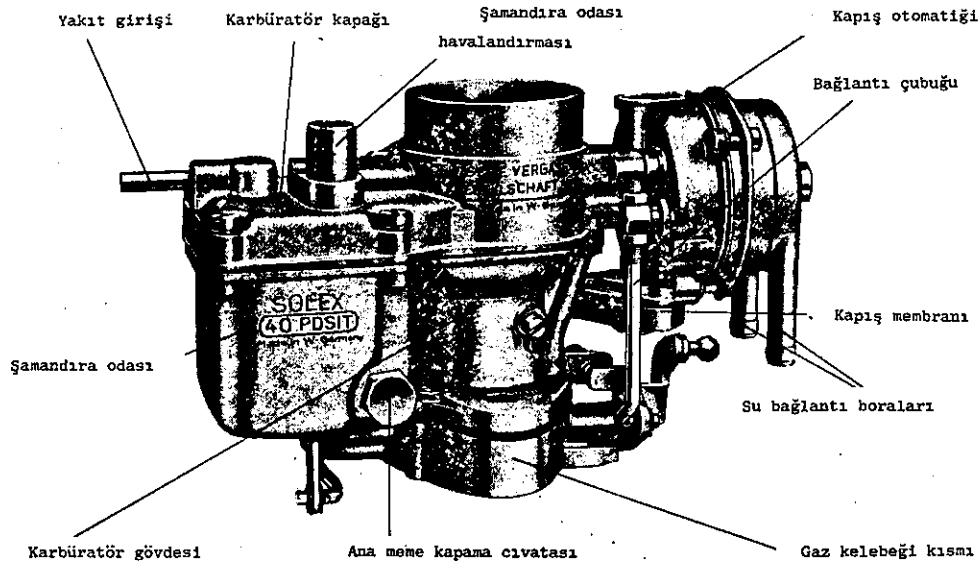
(2) Şamandralı karbüratörler: Karbüratör denince ilk akla gelen bu tipler olup, benzin ve gazla çalışan motorlarda bunlar kullanılmaktadır. "SOLEX, CARTER, ZENITH" vs. gibi değişik tipleri vardır. Şamandralı karbüratörler, motorun karışım emiş durumuna göre üçe ayrılırlar:

(a) Aşağı (düşey) emişli karbüratörler

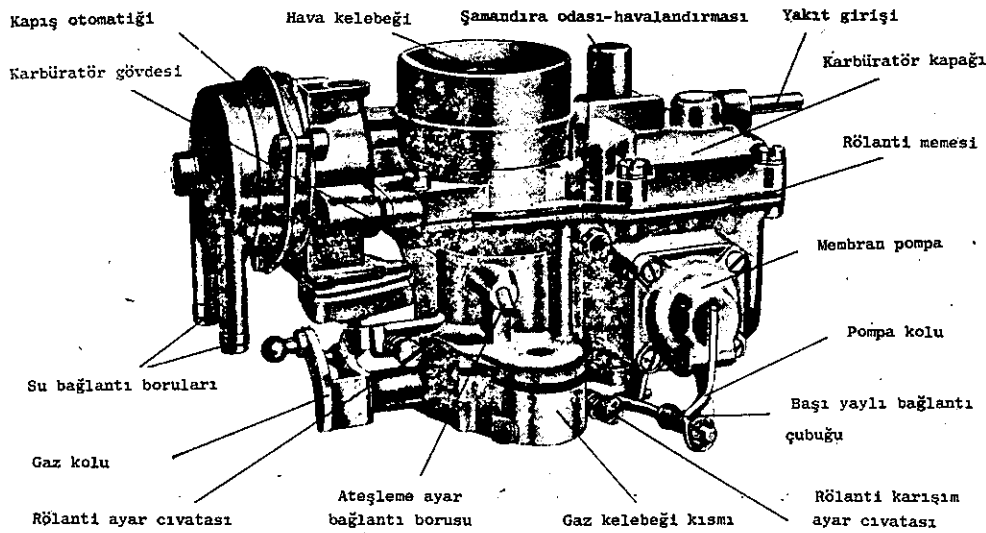
(b) Yukarı emişli karbüratörler

(c) Düz (yatık) emişli karbüratörler.

Bunların içinde en az kullanılan tip, düz emişli olanlardır. Yukarı emişli olanların, motorun boğulmaması hariç, aşağı emişli olanlara nazaran tercih edilen hiçbir tarafı yoktur. Esasen bir karbüratör iyi dolgu yapabilmeli, soğuk havalarda motor kolay çalışmalı, gaz akışını frenleyen herhangi bir sebep olmamalı ve sökülüp takılması, ilgisi bulunduğu parçalarla bağlantıları kolay olmalıdır. Bu sayılan üstünlüklere haiz olanlar düşey (aşağı) emişli karbüratörlerdir.



Solex -Düşey akışlı karbüratörü 40 PDSIT



Şekil 1 ve 2

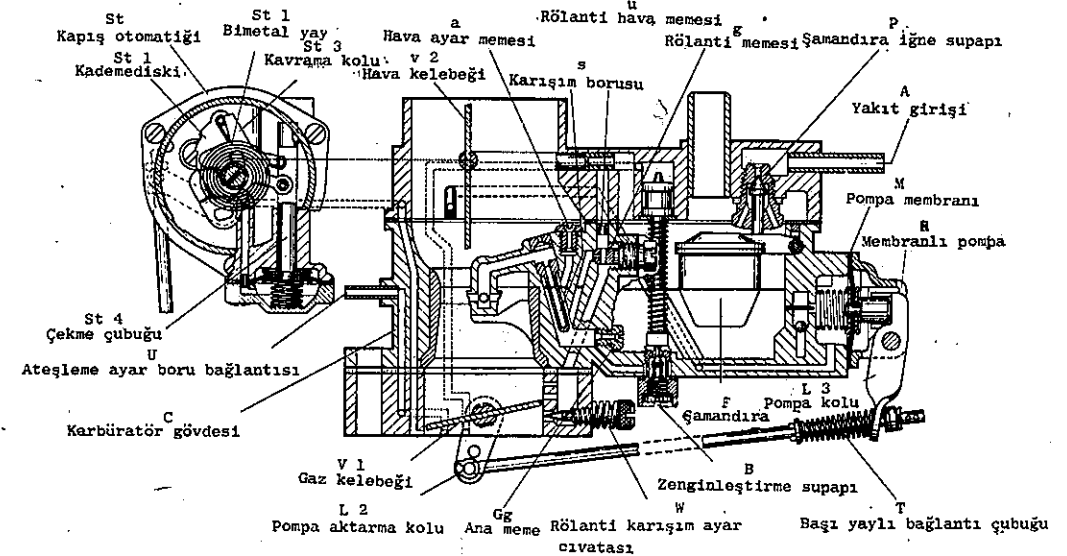
KARBÜRATÖRÜN ÇALIŞMASININ İZAHİ

Şekil 1 ve 2 de görülen karbüratör bir SOLEX-tip PDSIT düşey akışlı bir karbüratör olup, emme boru ağzı 40mm. dir. Karbüratör üç ana gruptan teşekkül etmiştir.

Gaz keleşeğı kısmı : Gaz keleşeğı ile mili, gaz kolu ve pompa aktarma kolundan ibarettir. Rölanlı-ayar cıvatası dışarıdan gaz keleşeğı kısmına cıvatalanmıştır. Gaz keleşeğı kısmı ile karbüratör gövdesi arasında bir isolé flanslı bulunur.

Karbüratör gövdesi : Bu gövde, karışım hücresi(odası) ile şamandıra odasını birleştirir ve yakıt-hava karışımını hazırlamak için gerekli bütün parçaları içine alır. Şamandıra odası yanına ivme verme pompası ve karışım odası yanına da ateşleme ayarı için alt basınç bağlantısı getirilmiştir. Rölanlı memesi ise dışarıdan karbüratör gövdesi içine cıvatalanmıştır.

Şekil.3. Solex-düşey akış karbüratörü tip 40 PDSIT-Şematik görünüşü



Karbüratör kapağı : Bu kapak karbüratör gövdesi üzerine oturtulmuş ve demonte civataları ile bağlanmıştır. İkiisi arasına da bir conta konulmuştur. Karbüratör kapağı yanında yakıt girişi için bir bağlantı borusu, şamandra hücresi-havalandırması ve alttan civatalanmış şamandra iğne supapı bulunur. Bundan başka karbüratör kapağı zengin karışım sistemi ve tüm ilk hareket otomatığı için piston çubuğu ve yay ile alçak basınç pistonunu içine alır.

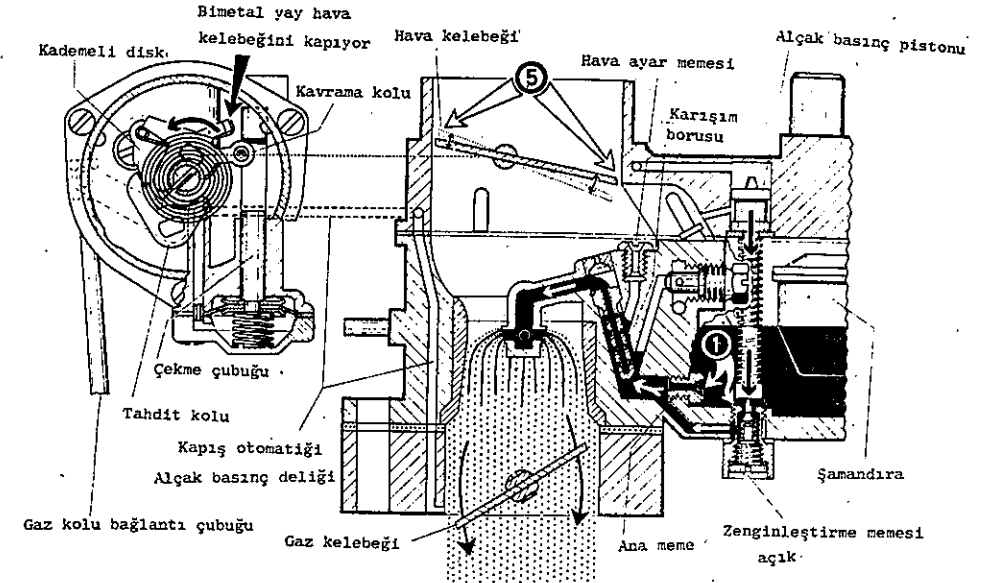
Şamandra ve şamandra iğne supapından ibaret olan şamandra düzeni ile karbüratör içindeki yakıt seviyesi sabit tutulur. Yakıt seviyesi öngörülen yüksekliğe eriştiği an, yakıtın kaldırma tesiri ile şamandra iğnesi, iğne yuvasına doğru itilir ve böylece yakıt girişi kapanmış olur.

1. İlk hareket (jigle) otomatığı (Şekil 4)

Karbüratörün ilk hareket otomatığı sıcak su ile ısıtılır. Motorun soğutma suyu, su kamerası içinden yan taraftan ilk hareket otomatığına gönderilir ve bimetal yayının ısıtılması sağlanır.

Hava (jigle) kelebeği mili, her ısı derece farkına karşı hassas olan spiral şekilli bimetal yayının gerilimi altında bulunur. Soğuk durumdaki motorda hava kelebeği dış hava ısı derecesine bağlı olarak az veya çok kapalıdır. Çünkü bimetal yayının soğumasıyla yayın hareketi ile kapama yönünde dönüş yapar. Bimetal yayının ısınması ile kapama kuvveti azalır ve hava kelebeği normal çalışma ısısına erişip hava girişini tamamen serbest bırakıncaya kadar kadar açılır. Hava kelebeğinin açılması, kelebek ağırlık merkezi dışarıda olan büyük bir kanada sahip olmasıyla sağlanır. Kelebeğin geniş olan kısmı aşağıya doğru açılır.

Hava kelebeği kapandığı zaman, aynı anda gaz kelebeği biraz açık kalır. Bu bağlantı şöylece sağlanmıştır: İlk hareket kelebeği (hava kelebeği) nin kapanmasında, hava kelebeği mili ile sıkıca bağlantılı olan kavrama kolu, serbest hareketli kademe diskini kaldırır ve dayama segmentini etkili duruma getirir.



Şekil.4. İlk harekete geçiş (kapış) devresi

① Yakıt akışı

⑤ Kapış devresi hava girişi

Bir kol ve bağlantı çubuğu üzerinden gaz kelebeği biraz açık tutulur. Bu şekilde motorun ilk çalışmasında meydana gelen alçak basınç, hava kelebeğinin altına kadar tesir eder. O, yakıt katışımını karışım boru deliğinden alır ve çıkış kolu üzerinden karışım hücreğine sevkeder. Karışım teşekkülü için gerekli olan hava, hava kelebeği üzerinden emilir ve - alçak basınçla meydana gelen açmada, ve bimetal yayının gerilimi nedeniyle kapama arasında dalgalanmaya getirir. Bu sayede motoru, önce, dış soğuk hava şartlarında emniyetle ilk harekete getiren yakıt yönünden zengin ilk karışım teşekkül eder. Meydana gelen ısınma ile hava kelebeği açılmaya başlar ve ilk hareket karışımının hava oranı yükselmeye başlar ve dolayısıyla karışım zenginliği azalmaya dönüşür. Hava kelebeği düşey duruma geçinceye kadar devam eder ve karışım normal şekle dö-

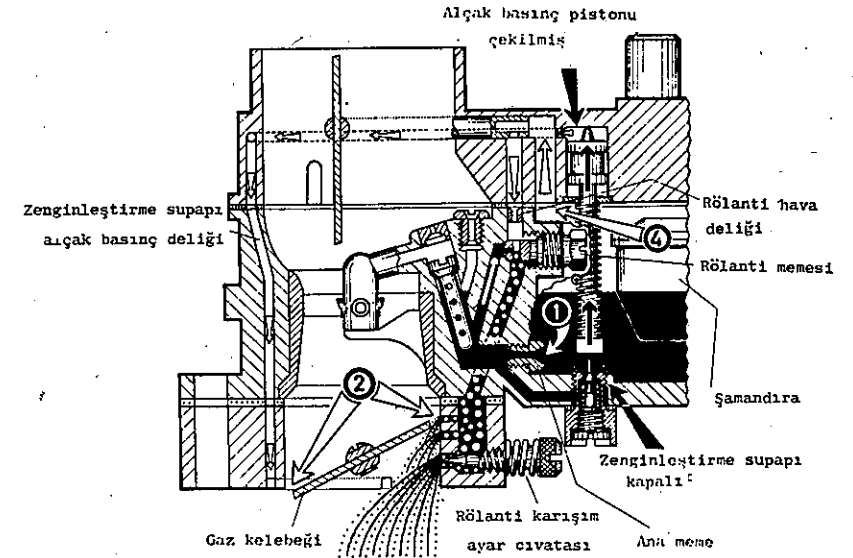
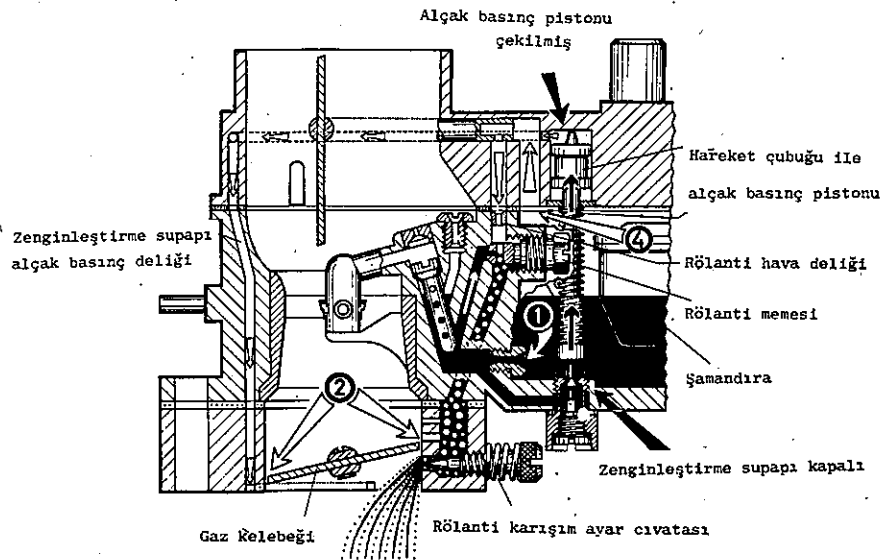
nüşür. İlk hareket otomatığına ait olan alçak basınç membra -
nının görevi, hava keleşini motorun harekete geçmesinden
sonra yüksek rölanti devirlerinde ve küçük kısmi yüklenmeler-
de bimetal yayın gerilimine karşı biraz açmaktır. Bu şekilde
yakıt hava karışımının fazla yağlanmasına karşı hava verilerek
zıt yönde etki edilmiş olunur. Yükselen devirle meydana gelen
alçak basınç nedeniyle membranlar çekilir. Bu hareket, çekme
çubuğu üzerinden, hava keleşi ile sıkıca bağlı olan kavrama
koluna aktarılır. Hava keleşide böylece biraz açılır.

2. Rölanti ve Geçiş devresi (Şekil 5-6)

Rölanti devresi için yakıt ana meme üzerinden sağlanır. Rölanti memesi ile de ayarlanır. Rölanti havası karbüratör ka-
pağı içindeki, hava keleşi milindeki deliklerden şamandıra
gövdesinden alınır. Hava keleşinin kapalı olması halinde rölanti
hava girişi kapanır ve rölanti karışımı zenginleşir. An-
cak tam açık hava keleşi durumundan, karbüratör kapagındaki
ve hava keleşi milindeki delikler birbiri ile çakıştığı an
rölanti havası sevk edilir ve böylece karışım zenginliği za-
yıflar.

Şekil.5. Rölanti devresi çalışma şekli

- ① Yakıt akışı ② Ana hava girişi
④ Rölanti hava girişi



Şekil.6. Geçiş devresi

- ① Yakıt akışı ② Ana hava girişi ④ Rölanti hava girişi

Bu karışım aşağıya, kapalı gaz keleşi yanlarına ve altına sevk edilir. En alttaki delikten yakış çıkışı, rölanti karışım-ayar civatası vasıtasıyla ayarlanır. Bu delikten rölanti karışımı, gaz keleşinin rölanti duruş vaziyetinde emme kanalı içerisine emilmiş olur.

Yukarıda bulunan her iki delik, By-Pass(kısa devre)delikleri olarak veya geçiş delikleri diye tanımlanır. Her iki delik, rölanti devresinden ana meme devresine (sistemine)geçişin düzgün olmasını temin ederler. Gaz keleşi aralığından geçen hava ile rölanti emişi, rölanti karışımına hazırlanır.

Rölanti karışım-ayar civatası ileri gidecek şekilde çevrildiğinde yakıt karışımı yönünden zayıf ve geri gidecek şekilde döndürüldüğünde yakıt yönünden zengin rölanti karışımı

şımı elde edilir.

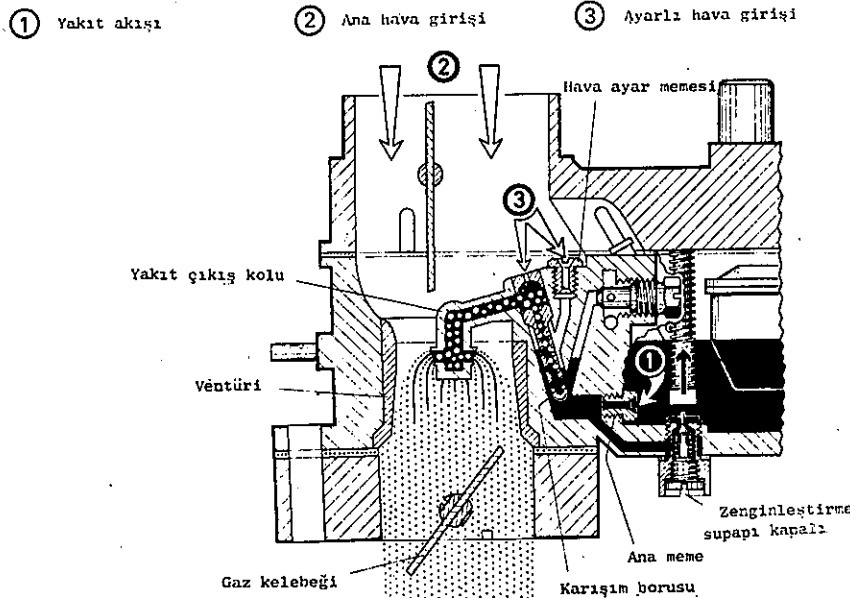
Rölanti ayar civatasının yardımıyla rölanti devresinde motorun devri ayarlanabilir. Rölanti devrinin ayarı, eğer hava keleşi tamamen açık ise, motorun ısınmış durumunda yapılmalıdır.

3. Normal çalışma durumu (Şekil 7)

Yakıt, şamandıra odasından ve ana meme üzerinden, içerisine yukarıdan karışım borusu preslenmiş olan delik içine ulaşır. Enine bir delik hava oranını düzeltme memesine olan bağlantıyı temin eder. Yakıt çıkışı(karışım borusu üzerinde bulunan bir delik içerisinden havası alınır) karışım odası içinde ilgili çıkış kolu üzerinden olur.

Hareketsiz durumda, şamandıra odası ve karışım boru içindeki yakıt seviyesi aynı yüksekliktedir. Emme kanalı içinde meydana gelen alçak basıncın tesiri altında yakıt, çıkıştaki ağızlar vasıtasıyla emilir.

Şekil.7. Normal çalışma devresi

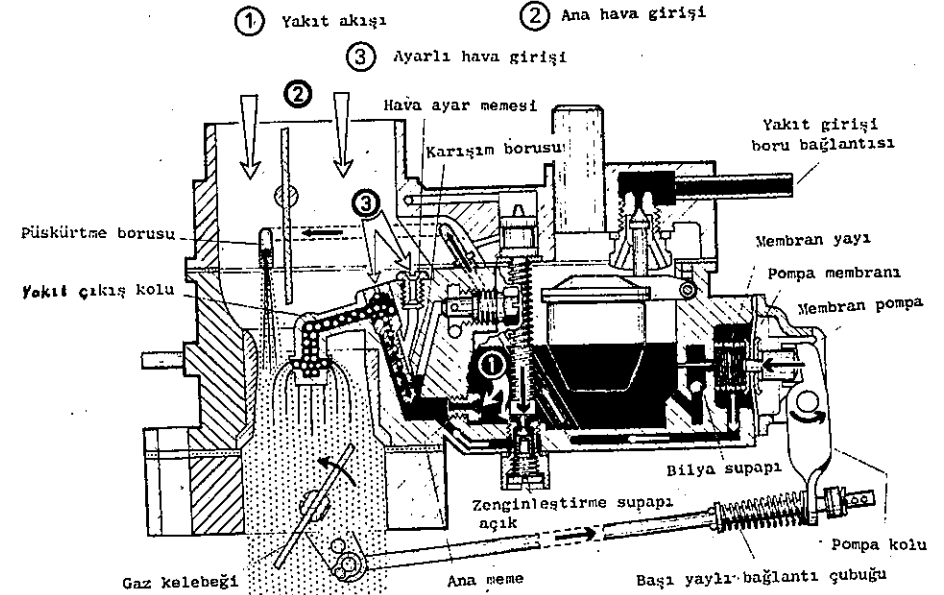


Şayet, yükselen alçak basınç tesiri ile yakıt seviyesi karışım borusu içinde düşerse, hava ayar memesini ile dengeleme havası içeri girer. Bu sayede karışım borusunun küçük delikleri vasıtasıyla ana meme içinden akan yakıtla birlikte bir karışıma geçer. Hava ayar memesinin tesiri ile yakıt-hava karışım bileşimi, motorun tüm devir alanı üzerinde motor şartlarına uygun bir karışım oranı sağlanmış olur.

4. Hızlanma (ivme) devresi (Şekil 8)

Hızlanma(sürat) pompasının görevi gaz keleşinin aniden açılması anında gerekli yakıtı hazır bulundurmak ve ana meme tesirinin başlamasına kadar geçen zamanı yeterli yakıtla besleyerek geçmeyi temin etmektir. Sürat pompasının çalışma ala-

Şekil.8. Hızlanma (ivme) devresi

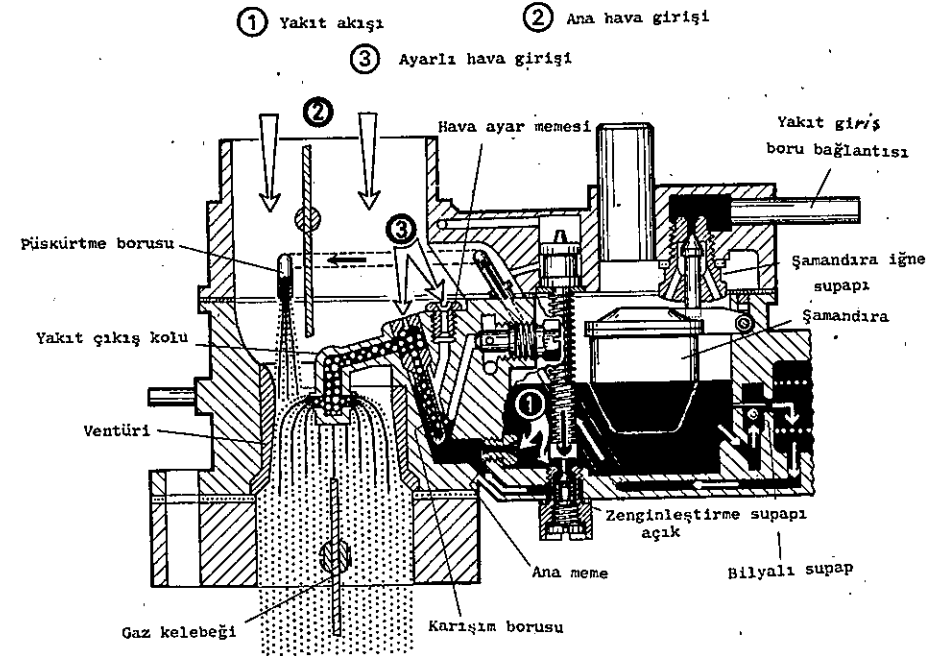


ni yakıtla doludur. Yakıt, şamandıra odasından emilir. Pompa serbest durumda iken pompa membranı(diyaframı)membran ya yı yardımıyla pompa koluna,doğru itilir ve bu kolda membranın içe doğru iter. Böylece yakıt,püskürtme borusu içerisinden karışım odasına püskürtülür. Hızlanma durumunda sevkedilen yakıtın miktarı pompa kursu ile belirlenmiştir.Püskürtme olayı esnasında, yakıtın pompaya doğru girişinde bulunan bilya supapı,yakıtın şamandıra odasına tekrar akmasına mani olur. Pompa çıkışında bulunan ikinci bir bilyalı supap, pompanın emme kursu anında karışım odasından havanın pompa hücreğine akmasına imkan vermez. Pompa sisteminin havasının boşaltılması için püskürtme borusuna doğru uzanan delik ile şamandıra odası arasına, bir geri dönüş deliği öngörölmüş - tür. Alçak basıncın belirli bir değ erinden itibaren karışım odasında ilave olarak az miktarda bir yakıt, pompa sistemi üzerinden emilir.

5. Tam yükte çalışma devresi (Şekil 9)

Tam yükte çalışma sistemi, bir zenginleştirme supapı, ha rekete çubuğu ve yay ile alçak basınç pistonundan ibarettir. Kumanda için öngörülen alçak basınç, emiş kanalından alınır. Burada alçak basıncın karakteristik değişimi karışım odasının içinden farklıdır. Yani alçak basınç gaz keleşeğinin açılması arttıkça o da azalır. Küçük devir sayılarında nisbeten yüksek olan alçak basınç vasıtasıyla alçak basınç pistonu, yayla doğru çekilir. Hareket çubuğu, zenginleştirme supapını serbest bırakır ve bu yolla onu kapatır. Gaz keleşeğı açılması büyüdükçe ve motorun devir sayısı arttıkça, emme kanalında alçak basınç düşer ve basınç belirli bir değere eriştiği an, hareket çubuğunun yayına karşı artık hiçbir etki edemez. Hareket çubuğu, yay vasıtasıyla aşağı doğru itilir ve zenginleştirme supapı açılır. Bu anda ilave yakıt, zenginleştirme supapı üzerinden akabilir ve böylece yakıt hava karışımı tekrar zenginleşir.

Şekil.9. Tam yük devresinde çalışma şekli



B. Genel Hususlar

• Bu karbüratör daima şamandıra odası ile, vasita hareket yönünde aşağıya doğru monte edilir.

Karbüratörün emme kanalı üzerine tesbiti için konulan flanş çıvataları arasına sıkıştırılabilir.

Gaz çubuğunun montajında, hareket koluna gelebilecek her gerilim ve boşluktan kaçınılmalıdır. Gaz keleşinin tam olarak açılması ve kapanması temin edilmiş olmalıdır.

Yakıt borusu katıyen motorun iyice yakınına getirilmemeli, eksoz çıkış yakınından muhakkak surette kaçınılmalıdır.

Ayar vazifesi gören tüm parçalar zaman zaman temizlenmelidir. Bu parçaların takılıp çıkarılması kolay olacak şekilde öngörülmüştür.

Yakıt boruları, bağlantı yerleri ve karbüratörün sızdır mazlığına dikkat edilmelidir. Zaman zaman karbüratör kapağı alınarak, arızalar meydana getirmeden birikinti ve kirliliklerden temizlenmelidir. Temizleme işlemi en uygun, çok yüksek olmamak şartıyla tazyikli hava ile yapılmalıdır.

Memeler katiyen sert maddelerle temizlenmemelidir.

Memeler katiyen yeniden delinmemeli veya sert madde ile zorlanmamalıdır.

-Arızalı parçanın değiştirilmesi gerektiği takdirde, a- yar uygunluğunu temin etmek için mümkün mertebe aynı firmanın yedek parçası kullanılmalıdır. Orijinal memelerin kontrol işlemi pnömatik mikrometrelerle yapılmaktadır.

Karbüratör üzerindeki civataların yerlerine sıkı şekilde oturmalarına ve bilhassa karbüratör flanş civatalarına, dikkat etmelidir.

Hava filtreleri zaman zaman kullanma talimatına göre temizlenmelidir.

Yakıt sarfiyatı büyük ölçüde araba hareket tarzına bağlıdır. Ekonomik araba kullanmak için aşağıda iki tavsiye verilmiştir.

Birinci vitesi sadece kalkış için, kuvvetle hız kazanmak için kullanmayınız. Böylece motoru aşırı zorlamayıp, vaktinden önce daha sonraki viteslere geçirin. Hızlanma esnasında tam gaz vermeyiniz, aksine gazı artan hıza uygun olarak yavaş yavaş yükseltiniz.

ENJEKTÖR POMPALARI

Bilindiği üzere diesel motorlarında silindirlere yalnız hava emilir ve emilen hava sıkıştırılır ve böylece sıkış - mayla çok ısınan havaya yakıt püskürtmek suretiyle yanma sağlanmış olur. Diesel yakıtının belirli bir zaman aralığı içinde, yanma odası içerisine püskürtülmesi lazımdır.

Enjektör pompalarının görevi, yakıtı enjektörlere bir basınç altında göndermek, sevk edilen mazotun miktarını tayin etmek ve motorun ateşleme sırasına göre her silindire yakıtı sevk etmektir. Muhtelif tip enjektör pompaları mevcuttur. Bütün silindirler için tek bir pompa olabildiği gibi, her silindir için ayrı bir pompada öngörülebilmektedir. Halen en fazla kullanılan sistem emniyet ve sadelik dolayısıyla, her silindir için bir pompa koymak ve bunların hepsini bir gövde içerisinde toplayarak vazife görmektir.

1. BOSCH Enjektör pompaları

Pompalar Bosch markası altında muhtelif milletlerce yapılmaktadır. Pompa üzerindeki rakam ve harfler pompa hakkında gerekli bilgileri verir.

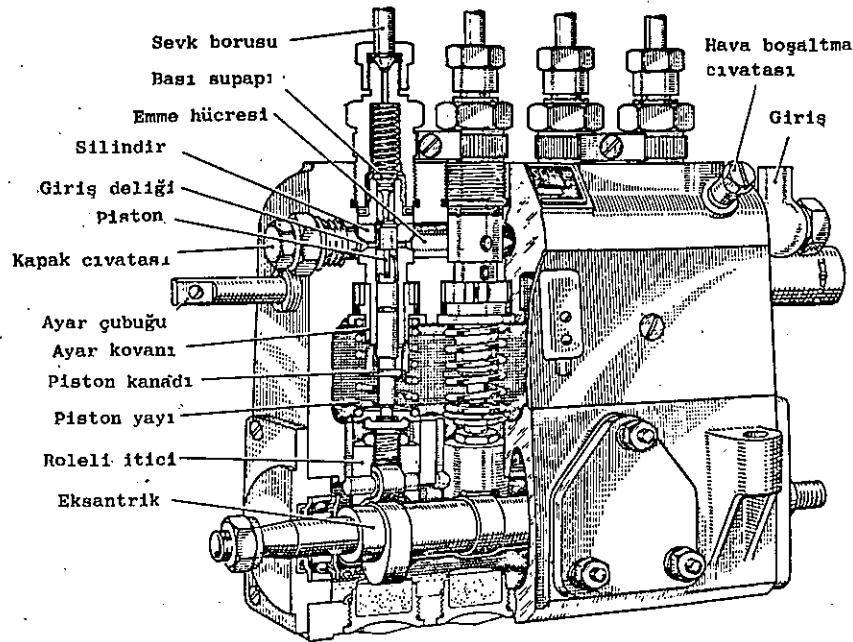
Enjektör pompası her silindire gerekli ve eşit miktarda yakıtı zamanında, pülverizasyonu sağlayacak basınç altında sevkeden, püskürtme hızı başlangıç ve süresini ayarlayan düzendir. Burada, her diesel püskürtme sisteminde istenilen 4 prensib vardır. 1. Pulverizasyon (atomizasyon), 2. Basınç, 3. Miktar ölçme, 4. Kontrol. Bu hususları bazen enjektörlerle paylaşarak yaparlar. Bosch pompası çok elemanlı bir püskürtme pompasıdır. Motor tarafından çalıştırılır. Her silindir için bir pompa elemanı vardır. Bunlar:

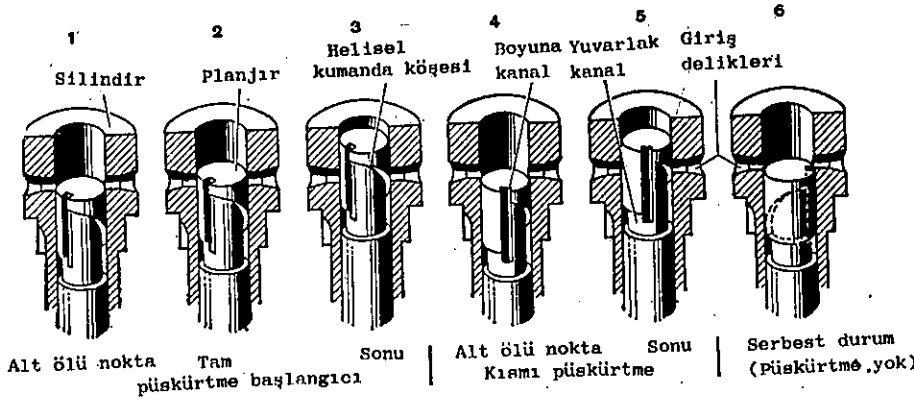
a) Yakıt miktarını ölçer, b) Yüksek basınç altında yakıtı enjektörlere sevk etme işi yapar. c) Hepsini tek bir eksantrik mili işletir. d) Hepsini tek bir kontrol kolu (kremayer) idare eder.

Eksantrik mili kamları plancır denen pistonları yukarı iter, yaylar ise plancırın aşağı hareketini sağlarlar. Kamlar motorun ateşleme sırasına göre hareket ederler. Yalnız 4 zamanlı motorlarda pompa 1/2 motor hızında döner ve 2 zamanlı motorlarda aynı hızla dönerler.

a) Bosch pompa elemanları

Tüm Bosch pompaları sabit stroklu(ayarlanabilir) basit tesirli pistonlu pompalardır. Yakıt miktarının ayarı pompa elemanlarının uygun şekilde konstrüksiyonu ile sağlanır.(R. Şek.1) ve (Şek.2).





Şek 3: Piston(plancırın)dönmesiyle püskürtme miktarının ayarı

Piston yukarı doğru hareket ederken giriş deliklerini kapar, (Şek.3/2) ve yakıtı tevsi supapı içerisinden basınç borusuna sevkeder. Helisel kumanda köşesi ve giriş delikleri birbiri ile çakıştığı an, (Şek.3/3-5) sevkette de bitmiş olur. Çünkü bu andan itibaren silindirin basınç odası (boyuna ve dairesel kanal üzerinden) emme odası ile birleşmiş olur. Böylece yakıt, emme odasına tekrar basılır. Boyuna kanal ve giriş deliği birbirleriyle çakışacak şekilde piston döndüğü zaman (Şek.3/6) basınç odasındaki yakıt hiçbir basınç tesir etmez. Yani hiç yakıt sevkedilmez.

Tekrar piston aşağı inip delikleri aştığı anda içeriye, pompadan basınçla gelen yakıt dolar. Plancır delikleri kapayıp yukarı çıkınca yakıtı sıkıştırır ve üstündeki tevsi supapını (yay basıncı) belli bir basınçla açarak yakıtı enjektörlere sevkeder. İşlem böylece devam eder.

Tevsi supapı: Plancırın helisel kumanda köşesi, giriş deliklerini serbest bıraktığı an, pompa silindiri içinde basınç düşer. Tevsi supapı yay basıncı farkından dolayı derhal kapanır. Bu anda tevsi supapı iki iş görür.

- 147
- Yüksek basınç altındaki basıncı azaltır ve böylece enjektör meme iğnesinin derhal kapanması temin edilir. Yakıtın yanma odasına damlamasına mani olunur.
 - Yüksek basınç borularındaki yakıtın sızmasını önler.

b) **Pompanın yağlanması :** Enjektör pompasında eksantriğin bulunduğu hazne daima motor yağı ile doludur. Bu suretle bilyalı yataklar yağlanmış olur. Yağ miktarı, yağ seviye çubuğundan kontrol edilir. Kullanılan yağ iyi bir motor yağıdır.

Plancırlar yakıt ile yağlandıklarından ayrıca yağ istemezler. Enjektör pompasında arıza yapacak esas madde pisliktir. Buna mümkün olduğu kadar mani olunmaya çalışılmalıdır.

Her 1500 km de bir yağ seviyesi kontrol edilmeli ve gerektiğinde yağ ilave edilmelidir.

c) **Pompanın motora bağlanması :** Pompa motora bağlanmadan önce, pompanın eksantrik mili uygun duruş vaziyetine getirilmelidir. Yani, tahrik tarafına en yakın bulunan pompa pistonu, püskürtme başlangıcına göre ayarlanmalıdır.

d) **Pompanın havasının alınması :** Aşağıdaki nedenlerle pompanın havasının alınması gereklidir.

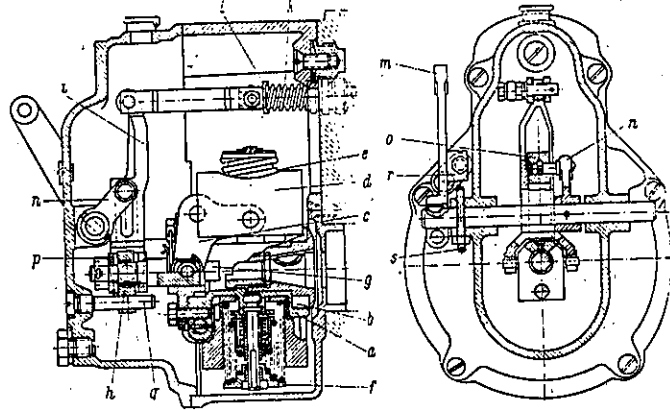
- Pompa ilk işletmeye alınmadan evvel,
- Pompa uzun süre kullanılmamışsa,
- Pompa veya giriş ve çıkış bağlantıları çeşitli nedenlerle çözülmüş veya demonte edilmiş ise,
- Emme haznesinde veya bağlantılarda hava varsa.

2) **REGÜLATÖR :** Araçlarda sürücü, duruma göre istenilen dönme momentini sağlamak için gerekli olan yakıt miktarını enjektör pompasının ayar çubuğu ile irtibatlı olan gaz ayak pedalına basarak sağlar. Böylece rölanti devrini emniyete almak ve azami devir sayısını sınırlamak için, rölanti ve azami devir regülatörü enjektör pompasına bağlanmıştır. Regülatör bu sınırlar dahilinde çalışmaz. Motor, sürücü tarafından gelişigüzel ayarlanan devirle döner.

a) **Mekanik tip santrifuj kuvvetli regülatörler**

Çalışma şekli: Enjektör pompasının eksantrik mili ile tit-

rejim susturucu b üzerinden irtibatlı olan regülatör başlığı a üzerine, iki çift açılı kol c yataklanmıştır. Açılı kolun biri üzerine santrifuj ağırlıkları d asılmıştır. Bu



Şek 4: Kanal yataklı-hız regülatörü, Bosch.

- | | |
|-------------------------------|-------------------------|
| a) Regülatör başlığı(göbeği), | k) Ayar çubuğu, |
| b) Titreşim susturucu, | l) Boşluk ayar yayı, |
| c) Açılı kol, | m) Bağlantı kolu, |
| d) Santrifuj ağırlıklar, | n) Döndürme kolu, |
| e) Ayar yayları, | o) Kanal yatak parçası, |
| f) Ayar somunu, | p) Muvazene(ayar)diski, |
| g) Ayar pimi, | q) Kılavuz pimi, |
| h) Kaymalı elemanı, | r) Tahdit çenesi, |
| i) Ayar kolu, | s) Tahdit civatası. |

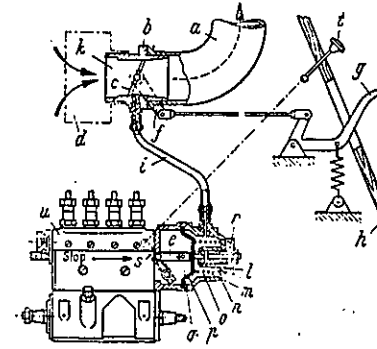
ağırlıklar ayar yayları e'ye karşı desteklenmiştir. Santrifuj ağırlıkların hareketleri c nin diğer açılı kolu tarafından, ayar pimi g üzerinden kayıcı eleman h üzerine aktarılır. h ayar kolu i ile bağlantılıdır. Ayar kolu i de enjektör pompasının ayar çubuğu k ile mafsallı çatal yardımıyla kavramalıdır. l yayı boşluk ayarı için öngörülmüştür.

Gaz pedalı bir bağlantı kolu üzerinden ayar kolu m ile irtibatlıdır. Ayak gaz pedalının hareketi; m, döndürme kolu n ve o üzerinden, ayar kolu r ve ayar çubuğu k üzerine aktarılır.

Rölanti devir sayısı: Valnız harici ayar yayı üzerinden ayarlanır. Motor en yüksek devir sayısını aştığı an son ayar yayları, santrifuj ağırlıkları gevşetirler.

b) Pnömatik Regülatörler

Rölanti devir sayısı ile azami devir sayısı birbirinden oldukça farklı motorlar ile küçük hız devirli diesel motorları, ayar kuvveti olarak motorun emme borusu içindeki alçak basınçtan yararlanırlar.



Şek 5: Pnömatik devir ayar regülatörü, Bosch.

- | | |
|---------------------------------|-------------------------|
| a) Emme kanalı | k) Ventüri borusu |
| b) Kelebek dayacı | l) Membran bloku |
| c) Ayar kelebeği | m) Alçak basınç hücresi |
| d) Hava filtresi | n) Yardımcı yay |
| e) Enjektör pompası ayar çubuğu | o) Ana yay |
| f) Çevirme kolu | p) Membran |
| g) Ayak gaz pedalı | q) Hava basınç-hücresi |
| h) Ara duvar | r) Ayar civatası |
| i) Bağlantı hortumu | s) Durdurma kolu |
| j) Ventüri borusu | t) Çekme düğmesi |
| k) Ventüri borusu | u) Enjektör pompası |

Sek.5: Çalışma şekli

Alçak basıncın artırılması için emme kanalı a içinde ventüri borusu olarak öngörülen kelebek borusu bağlanmış - tır. Bu borunun en dar yerinde bağlantı çubuğu yardımıyla ayar gaz pedalı g ile irtibatlanmış, ayar kelebeği c bulunur. Devir sayısına ve kelebek duruş vaziyetine bağlı alçak basınç, hortum i içerisinden enjektör pompasının membran bloku içinde bulunan yay etkisindeki membran p üzerine aktarılır. Bu alçak basınç ayar çubuğu e'nin duruş vaziyetini tayin eder. Regülatör sadece rölanti ve azami devir sayısını sınırlamakla kalmaz, aynı zamanda her gaz pedalı durumundaki belirli devir sayısının tutulmasına etkili olur.

3. Püskürtme başlangıç ayarı

Eğer yükselen motor devir sayısı ile birlikte, püskürtme başlangıcı da daha öne alınabilirse, motor gücünden daha yararlanılmış olunur. Muhtelif yakıtlara göre bu sürenin ayarlanması faydalı bir özellik arzeder. Elle ayarlama (pompa mili üzerinde 8° ve 12° ye kadar) veya santrifuj ağırlıklarla otomatik ayarlama (pompa milinde 3° - 12° arasında), pompa milinin kavrama kısmı üzerinde yapılır.

4. Yakıt ihtiyacı ve püskürtme miktarı

Motorun devir sayısı arttıkça silindirlerin hava ile dolması daha da azalacağından, her iş kursu için gerekli yakıt ihtiyacı da azalır. Enjektör pompasında ise artan devir sayıları ile pistondaki yakıt kayıpları daha da azalır ve püskürtme başlangıcı da daha erken olur. Böylece her pompa kursuna isabet eden pompa miktarı da artar. Diesel motorları, genel olarak düşük devir sahalarında en büyük dönme momentine göre ayarlanır.

Yüksek devirlerde motor böylece daha fazla yakıt harcamış olacaktır. Fazla yakıtın koku ve kuruntu yapmadan çalışması, yakıtın yanma şekline bağlıdır. Motorun yakıt ihtiyacı ile enjektör pompasının püskürtme durumunu uyusmalı bir hale getirmek için, püskürtme sistemi için özel uyuma tertibatları öngörülür.

5. ENJEKTÖRLER

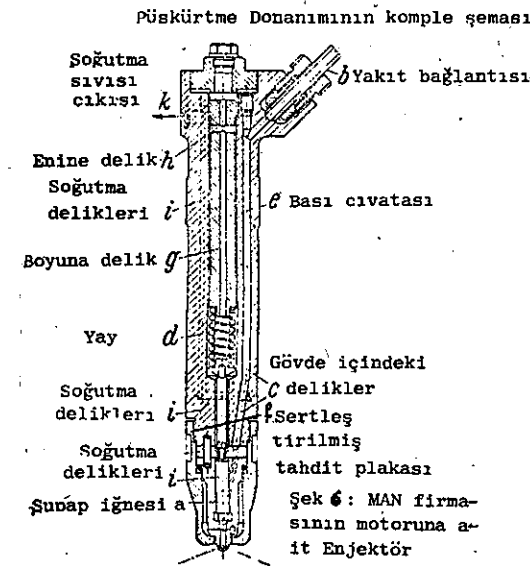
Silindirler içinde yakıtı püskürten parçalara enjektör denir. Diesel motorlarında motorun veriminin, püskürtme ile gayet yakın alakasının olduğu aşıkardır. Püskürtülen yakıt zerrelere küçük olursa, yanma o kadar çabuk ve iyi olur. Zerrelerin büyük olması ve damla meydana gelmesi halinde, yanma tam olmaz. Dolayısıyla eksoz dumanlı olur. Aynı zamanda güçte düşer. Yalnız yakıt zerrelerinin ufak olmaları yeterli olmayıp, sıkıştırılmış hava içine sıkışma miktarlarının da rolü vardır. Zerrelerin çok küçük olmaları halinde girme miktarı azalır.

Yakıt sıkıştırılmış hava içerisine ne kadar fazla girip ilerleyebilirse yanma o kadar iyi olur. Bilhassa yanma odaları büyük olan ve özel bir tertibatla türbülans meydana getirmeyen motorlarda, girmenin fazla olacağı anlaşılır. Mamafih silindir dahilinde sıkıştırılmış olan hava basın-

cıyla, yakıt cinsinin de rolü vardır. Hava basıncı ne kadar fazla olursa girme de o kadar az olur. Ayrıca çok ucu olan yakıt fazla girme sağlamaz. Dağılmayı fazlalaştırmak için yakıtı verilen basınç muayyen bir değere kadar yükselebilir. Daha fazla basınç da bir fayda temin etmediği gibi, yakıt donanımında fazla basınçtan dolayı arıza meydana gelmesi ihtimali de vardır. Püskürtme memesini açmak için gerekli hidrolik basıncın değeri yanma odası özelliklerine göre $200-400 \text{ kg/cm}^2$ dir.

İğne ve supapı yakıt basıncı ile çalışanlara hidrolik enjektörler, iğne ve supapı bir kam veya itecek yardımı ile mekanik olarak çalışanlara, mekanik enjektörler denir.

Enjektör gövdesi yüksek püskürtme basıncından dolayı daima dövme çelikten yapılmıştır. Supap yuvaları imkan dahilinde meme delikleri yakınına öngörülür, böylece supap kapamasından sonra meydana gelen patlamadaki ilave yakıt miktarı azalmış olur. Büyük enjektörlerde soğutma gereklidir. Soğutma sıvısı (su veya yakıt) memelerin yakınına kadar sokulmalıdır. Supap iğnesi üzerindeki oda atmosfer ile irtibatlı olmalıdır. Böylece supap yayı tam etkili olur.



Şekil 6. MAN firmasına ait Enjektör Pompası.

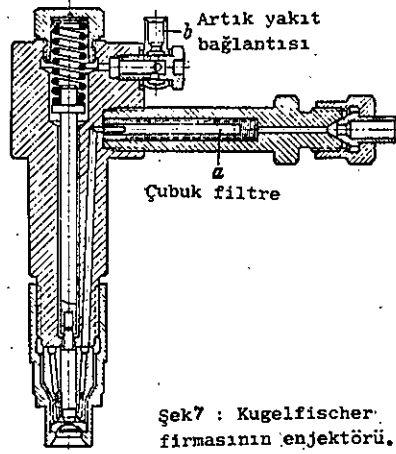
- Supap iğnesi
- Yakıt bağlantısı
- Gövde içindeki delikler
- Yay
- Bası civatası
- Sertleştirilmiş tahdit plakası
- Boyuna delik
- Enine delik
- Soğutma delikleri
- Soğutma sıvısı çıkışı

Şekil 6. Çalışma şekli: Supap iğnesi a, sertleştirilmiş yuvayı konik olarak kapatır. Yakıt girişi, boru bağlantısı b ve gövde içindeki delikler c içerisinden supap iğne yatağına kadar ulaşır. Gelen basınç dalgası iğneyi kaldırır, böylece yay da sıkıştırılmış olur. Yay basıncının değiştirilmesi bası cıvataları e ile sağlanır. İğne kursu sertleştirilmiş plaka f ile sınırlanır. Boyuna g ve enine h delikleri fazla yakıtın çıkışı içindir (Atmosfer basıncı), i delikleri soğutma sıvısı içindir. k ise soğutma sıvısı çıkış yeridir.

Şekil 7

- a) Çubuk filtre
b) Artık yakıt bağlantısı

Şekil 7 de (tip: Kugelfischer Georg Schafer) iğne, direkt düz meme plakası üzerinden kapama yapar. Böylece damlama önlenmiş olur. Yakıt gövde içerisine girmeden önce çubuk filtre a ile filtre edilir. Artık (fazla) yakıt çıkışı b için, bağlantı o şekilde yapılmıştır ki, bağlantı her yönde döndürülebilir.



Şekil 7 : Kugelfischer firmasının enjektörü.

6. MEME ÇEŞİTLERİ

Memelerin püskürtmedeki rolü çok fazladır. Bazı önemli meme çeşitleri şunlardır:

a) **Tek delikli meme:** Bu tip memelerde iğne yuvasından kalkınca yakıt, iğnenin kapatmış bulunduğu delikten silindire püskürür. Bu tip memeler sıkıştırma odasında türbülans fazla olan motorlarda kullanılır.

b) **Çok delikli meme:** Motorlardaki sıkıştırma odasının büyük ve püskürtme demetinin birçok parçalara ayrılması ve bu suretle yakıtla havanın iyice karışması sağlanacağı düşünüldükçe meme üzerine delik çapı 0,25 ve 0,5 mm olan bir

çok delik açılmıştır. Yakıt kaç delik varsa o kadar demete ayrılmak suretiyle silindir içine girer. Delik sayısı ve bunların birbirine göre vaziyetleri sıkıştırma odasının biçimine ve içindeki havanın hareketine bağlıdır.

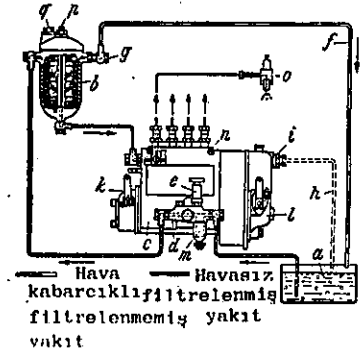
c) **Helisel yivli enjektörler:** İğnenin ucunda helisel bir yiv vardır. Bu parça enjektörün uç kısmında oturmakta olup, yukarıdan gelen yakıt bu yivlere uymak suretiyle delikten silindir içine girer. Bu esnada yakıtta helisel bir hareket aldığından hava ile karışır. (Lanz-Bolldag enjektörü).

d) **Vickers memesi:** Sıkıştırma odası çok basık ve enjektör tam ortaya monte edilmişse; bu yatık yanma odası için yatık bir püskürtme demetine ihtiyaç vardır. Enjektör pompasından sevk edilen basınçlı yakıt, parçanın üzerindeki ince yivlerden geçtikten sonra meme ucuna gelir. Burada ince ve küçük çaplı deliklerden gayet yatık bir şekilde silindire püskürür ve hava ile iyice karışır.

7) Püskürtme donanımının komple şeması

a' dan i' ye kadar parçalar metin içinde izah edilmiştir.

- k) Püskürtme ayarı,
l) Regülatör,
m) Ön filtreleme,
n) Püskürtme pompası hava boşaltma cıvatası,
o) Enjektör,
p) Yakıt filtresi hava alma cıvatası,
q) Doldurma cıvatası



Şekil 8. Çalışma şekli:

a deposundan yakıt filtresi Şekil 8: Bosch Yakıt püskürtme sisteminin b ye yakıtı pompalamak için, komple şeması. enjektör pompası c yanına pistonlu pompa d bağlanmıştır. Pompanın sevk miktarı, enjektör pompasına doğru kanal içindeki karşı basınca bağlı olarak kendiliğinden ayarlanır. Pistonlu pompa yanındaki el pompası e, çalışmaya başlama-

dan evvel enjektör sisteminin havasının alınmasına ve yakıt doldurmaya hizmet eder. Hava kabarcıkları fazla yakıtla birlikte, artık yakıt borusu f içerisinden ayrılır. Bu har kabarcıkları ve benzerleri fazla akım ventili i ile enjektör pompasına bağlanmış, çizgi çizgi gösterilen h borusu içinden döner. Bu bağlantı olduğunda fazla akım ventili g ve dönüş bağlantısına gerek yoktur.

DİSTRİBÜTÖR TİP YAKIT POMPALARI

Cummins motorları distribütörle tip yakıt sistemine sahiptirler.

Cummins yakıt pompaları:

a) Tek diskli pompalar ve b) Çift diskli pompalar olmak üzere iki kısımdır.

Pompanın görevleri:

- Yakıtı depodan çeker, her silindire eşit miktarda yakıt gitmesini ölçer.

- Ölçülü yakıt miktarını zamanında gerekli enjektöre sevk eder.

- Maksimum ve rölanti hızları kontrol eden bir regülatörü çalıştırır.

Diskli pompalar; dişli pompalar ve şamandıra, distribütör, ölçme pompası, hız regülatörü ve diğer parçalardan müteşekkildir.

Bütün bu parçalar enjektör pompası diye tek bir parça halindedir. Enjektör pompası mili motor hızında döner ve pompa mili, bir dişli vasıtasıyla motorun eksantrik mili tarafından çevrilir. Dişli pompaları, pompa mili çevirir. Birinci pompa yakıtı depodan alır ve şamandıraya verir ve diğer pompa ise yakıtı şamandıradan çeker distribütör ve ölçme pompasına sevk eder.

Distribütör: Distribütör dönen bir diskle münferit yakıt borularının bağlandığı bir kapaktan ibarettir. Disk ve kapakta bulunan bir takım delikler gerekli şekilde üst üste geldiği zaman ana yakıt pompasından yakıt ayar pompasına giden kanallar teşekkül eder. Bu durum, yakıt ayar pompasının emme strokunda pistonun aşağı doğru hareket etmesi ile meydana gelir. Yakıt, pompanın silindirini doldurur. Yakıt ayar pistonu ana yakıt ayar pompası eksantriğinden aldığı hareketle yukarı doğru hareket ederken distribütör

diski, kapaktaki yakıt çıkış deliği ile bir hizaya gelir ve bu suretle yakıt sırasına göre bir enjektör borusuna sevk edilir.

Ölçme pompası: Enjektör pompası 1 adet ölçme pompasına maliktir. Bu pompa yakıt miktarını ölçer ve basıncı temin eder. Pompanın plancırı yakıt kamına göre değişik strokla değişik miktar yakıt sarfeder. Yakıt miktarı, ölçme plancırının strokunu değiştirerek temin edilir.

Regülatörler: Cummins motorlarında iki tip regülatör kullanılır. Genellikle araçlarda kullanılanlar mekanik regülatörler ve stasyonier motorlarda kullanılanlar hidrolik regülatörlerdir.

Mekanik regülatörler, motorun ilk ve son hızını kontrol eder(sınırlı). Hidrolik regülatörler ise değişik hızlı regülatördür.

Cumminslerdeki hidrolik regülatörler, motor yağı basıncı ile çalışır. Yağın basıncı ile yağ miktarı artırılır. Bu basınca karşı gelen bir yay kuvveti ile de yakıt miktarı gerektiği oranda azaltılmış olur.

LITERATUR

- [1] NUFFERT, GEORG, und W. D. BENSINGER: Einzylinderprüfanlage der Deutschen Versuchsanstalt für Luftfahrt e. V. ATZ 13 (1933) S. 391/392.
- [2] BENSINGER, W. D.: Neue Einzylinderprüfanlage der Deutschen Versuchsanstalt für Luftfahrt e. V. ATZ 24 (1937) S. 621-623.
- [3] BENSINGER, W. D.: Einzylinderprüfanlagen. Ringbuch der Luftfahrttechnik III, A 1.
- [4] FISCHINGER, A.: Die Steuerung der Verbrennungskraftmaschinen. Wien: Springer 1948.
- [5] ZEYNS, J.: Gestaltungsgrundlagen für Ventile im Flugmotor. Ringbuch der Luftfahrttechnik III, A 1.
- [6] RICARDO, HARRY R.: Schnellaufende Verbrennungsmotoren. Berlin: Springer 1932.
- [7] BENSINGER, W. D.: Einfluß der Zylinderzahl und -größe auf das Baugewicht von Flugmotoren. Ringbuch der Luftfahrttechnik III, A 4.
- [8] Making Hydraulic Valve Lifters with Ultra-Precision Equipment. Automotive Industries, 15. Febr. 1949 S. 42-45.
- [9] BENSINGER, W. D.: Die Wahl der Nockenform. ATZ 16 (1936) S. 412-414.
- [10] BENSINGER, W. D.: Berechnung und Gestaltung der Ventilsteuerung von Flugmotoren. Ringbuch der Luftfahrttechnik III, A 5.
- [11] BENSINGER, W. D.: Nocken mit Schwinghebel. MTZ 6 (1949), S. 123-125.
- [12] SCHLAEFFKE, K.: Über die Beziehungen zwischen Form, Spektrum und Herstellungsgenauigkeit von Steuernocken. Luftfahrtforschung 10/12 (1942) S. 353-357.
- [13] SCHRÖDER, W.: Erhebungskennwerte und Form der Steuernocken. MTZ 2 (1949) S. 21-26.
- [14] DUDLEY, WINSTON M.: New Methods in Valve Cam Design. SAE Transactions 1948 S. 19-33.
- [15] THOREN, T. R., H. H. ENGEMANN, D. A. STODDART: Cam Design as Related to Valve Train Dynamics. SAE Quarterly Transactions Jan. 1952 S. 1-13.
- [16] BISHOP, J. L. H.: Valve Gear Design. Automobile Engineer, June 1951 S. 233-238.
- [17] TURKISH, MICHAEL C.: Valve Gear Design. Detroit: Eaton Manufacturing Company 1946.
- [18] EBERHART, R. EBERHART V.: Grenzen des Gaswechselvorganges durch die Ventilsteuerung. MTZ 6 (1941) S. 193-200.
- [19] KURZ, D.: Entwurf und Berechnung ruckfreier Nocken. ATZ 11 (1954) S. 293-299.
- [20] HUSSMANN, A.: Berechnung und Gestaltung von Ventillfedern für Flugmotoren. Ringbuch der Luftfahrttechnik III, A 28.
- [21] HUSSMANN, A.: Schwingungen in schraubentörmigen Ventillfedern. Ringbuch der Luftfahrttechnik IV, A 1.
- [22] HUSSMANN, A.: Rechnerische Verfahren zur harmonischen Analyse und Synthese. Berlin: Springer 1938.
- [23] ZIPPERER, E.: Tafeln zur harmonischen Analyse periodischer Kurven. Berlin: Springer 1930.
- [24] BENSINGER, W. D.: Die Kette zum Antrieb der Nockenwelle bei Kraftfahrzeugmotoren. Konstruktion 5 (1954) S. 180-183.
- [25] RIOPELLE, EARL F.: Important Factors in Designing Camshaft Chain Drives. Automotive Industries, 15. Okt. 1948 S. 36-39.
- [26] BENSINGER, W. D.: Die Aussichten der Schiebersteuerungen für Flugmotoren. Ringbuch der Luftfahrttechnik III, A 2.
- [27] HOLFELDER, O.: Erfahrungen mit Abgassauerstoffbetrieb im Ottomotor. MTZ 1 (1952) S. 4-9.

- [28] BRISSEN: Automobiltechnisches Handbuch. Berlin: Technischer Verlag Herbert Cram 1953.
- [29] „Rover 60“ and „75 Chassis“. Automobile Engineer, July 1948 S. 243-253
- [30] Der BMW-Wagen Typ 501. ATZ 1 (1953) S. 19-20.
- [31] WIRSHITZKY, G.: Der Deutz-Dieselmotor, ein Beweis für die Zweckmäßigkeit der Luftkühlung bei Nutzfahrzeugen. München: Verlag Heinrich Vogel.
- [32] GESCHELIN, J.: Buick's V 8 Engine and New Dynaflo for 53. Automotive Industries 1 1. Jan. 1953 S. 50-55.
- [33] Armstrong-Siddeley Sapphire Engine. Automobile Engineer, Dez. 1953 S. 533-540.
- [34] Betriebshandbuch für BMW-250-ccm-Motorrad.
- [35] KATZ: Neuzeitliche Flugmotoren. Berlin W 62: Verlag Richard Carl Schmidt & Co. 1928.
- [36] POMEROY, LAURENCE: The Grand Prix Car. Motor Racing Publications Limited.
- [37] The S. M. 1500 Chassis. Automobile Engineer, Okt. 1949 S. 377-383.
- [38] The Jaguar XK 120. Automobile Engineer, July 1950 S. 239-252.
- [39] NSU-Pressunterlagen.
- [40] GASTERSTÄDT, J.: Vom Junkers-Flugdieselmotor. Luftwissen 10 (1936) S. 310-317.
- [41] Zweitaktfahrzeugmotoren. MTZ 3 (1949) S. 53-57.
- [42] KNÖRNSCHILD: Hochleistungsflugmotoren der Feindmächte. Luftwissen 9 (1953) S. 255-264.
- [43] Ergebnisse der Beutenauswertung Nr. 16. Der britische Flugmotor Napier Sabre II.
- [44] Der Bristol-Taumelscheibenmotor. ATZ 23 (1935) S. 600.
- [45] FROEDE, W.: Probleme der Vorentwicklung im Fahrzeugmotorenbau. ATZ 6 (1954) S. 141-150.
- [46] MANTELL, LOUIS: The Aspin Engine. Automobile Engineer, Jan. 1938 S. 3-6.
- [47] BROSIANSKY, H.-J.: Untersuchungen an einer Ventilsteuerung. MTZ 9 (1954) S. 256-271.

10-7-1984

~ Okullarımızda verilmeğe
olan eğitimin uygulanadığı ortamın
ın uzak kuram ile araştırma
dan ve kurandan uzak uygulan
eğitimi olarak sürmekte dolayı-
lıyla doğrudan - yaratıcı ~~bir~~
adam yetmeme durumunda yalnızca
yüzyıllık uygulamaların sürdürülmesi
ile sonuç sürekli olarak bağımlı
lık gelişmektedir.

öl-öl-öl
" anlayışına göre
→ oluncaya dek
yararlı olmak için
kalırcağın.
devletten konusu
biri diri tutuyor.
Türk ulusuna yararlı
olma duygusu
ne özel 24.05.2015

24 Kasım 1978
Ferit⁴⁰
Baltacı

MOTOR KONSTRÜKSİYONU

(Gaz kumanda elamanları)

Çeviren
MESUT YALÇINKAYA
Mak. Yük. Müh.

GÜVEN KİTAPevi
1974

Dağıtım :
GÜVEN KİTABEVİ
Müdafaa Cad. 16/B
Tel : 17 89 76 Kızılay - Ankara

7
40

Güven Kitabevi
ANKARA İZMİR İSTANBUL

W. D. BENSINGER

MOTOR KONSTRÜKSİYONU

CİLT
II

Güven
Kitapevi

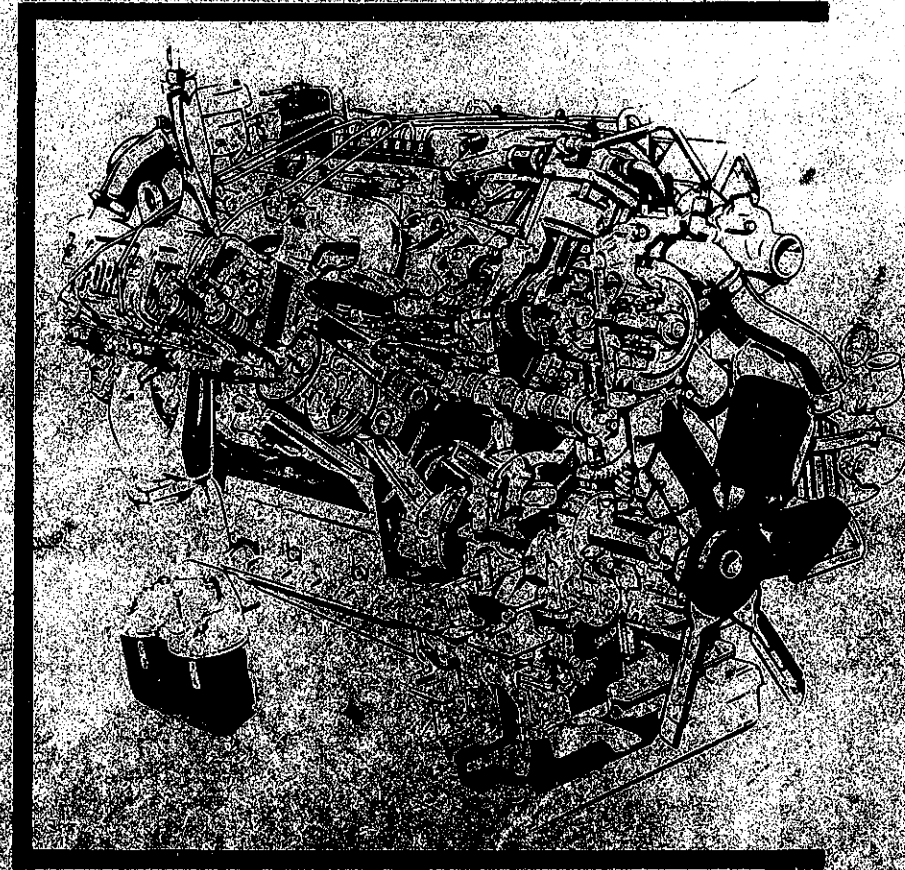
Motor Tasarımı II.

MOTOR Tasarımı KONSTRÜKSİYONU

Yazar
Dipl.-Ing. Wolf-Dieter Bensinger

ÇEVİREN
Mesut Yalçınkaya
Mak.Yük.Müh.

ÇOK YARARLI



GÜVEN KİTABEVİ
ANKARA
1974