

*Motor Tasarımı II.*

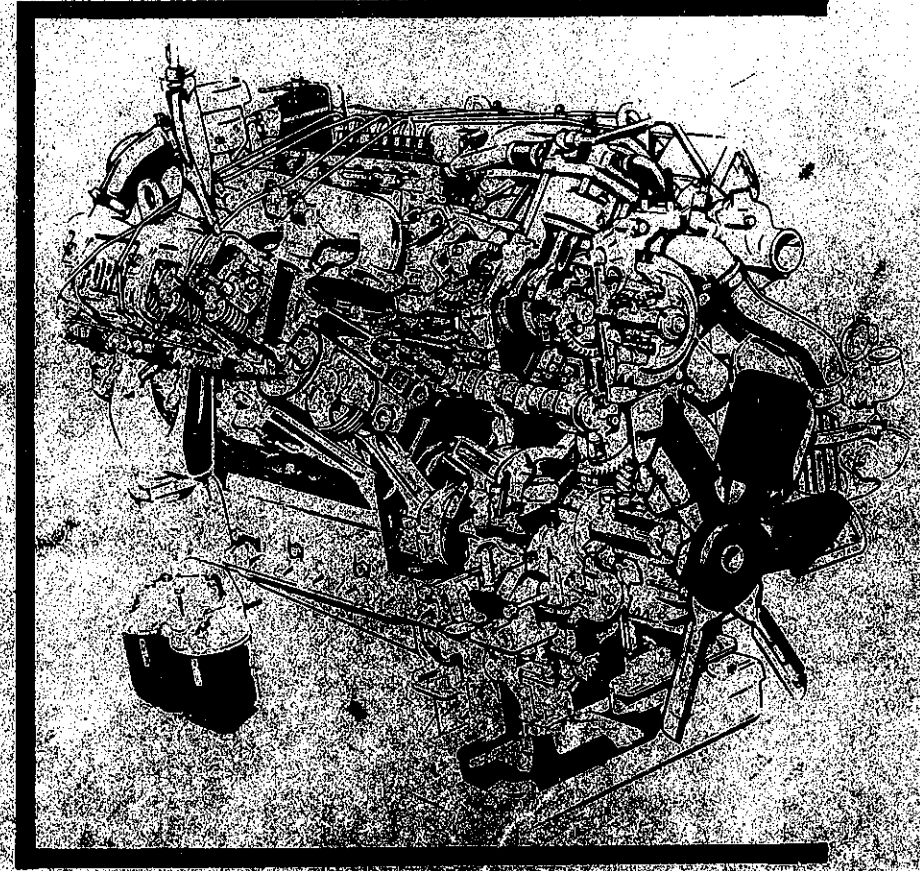
# MOTOR Tasarımı KONSTRÜKSİYONU

Yazan

Dipl.-Ing. Wolf-Dieter Bensinger

ÇEVİREN  
Mesul Yalçınkaya  
Mak.Yük.Müh.

*GOK YARARLI*



W.D. BENSINGER

MOTOR KONSTRÜKSİYONU

CİLT  
II

Güven  
Kitabevi

GÜVEN KİTABEVİ  
ANKARA  
1974

Güven Kitabevi  
ANKARA İZMİR İSTANBUL

$\frac{\pi}{40}$

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

W.D. BENSINGER

MOTOR KONSTRÜKSİYONU

# MOTOR KONSTRÜKSİYONU

Yazar

Dipl.-Ing. Wolf-Dieter Bensinger

ÇEVİREN

Mesut Yalcinkaya

Mak. Yük. Müh.



CİLT  
II

GÜVEN  
Kitabe.

GÜVEN KİTABEVİ  
ANKARA  
1974

Güven Kitabevi  
ANKARA İZMİR İSTANBUL

7  
40

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

24 Kasım 1978  
Ferit<sup>40</sup>  
Baltacı

# MOTOR KONSTRÜKSİYONU

(Gaz kumanda elamanları)

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 kitabının ikinci cildi de tamamlanmış bulunmaktadır.

Bu kitapta yüksek devirli motorlar için piston, piston kolu, krank mili ve bunlara ait parçalar hakkındaki bilgilerle beraber, endüstride elde edilen tecrübe değerleri de sunulmaya çalışılmıştır.

Genç mühendis arkadaşlarımla teknik öğrenim yapan öğrencilere yararlı olacağını ümit ederim.

Başarı dilekleriyle.

M. Yalçınkaya  
Mak. Yük. Müh.

1. PİSTONLAR	
1.1 GENEL BAKIŞ .....	7
1.11 Krank çevrim düzeninin bir elemanı olarak piston .....	7
1.12 Yanma odasının bir elemanı olarak piston .....	10
1.13 Segmanları taşıyıcı bir parça olarak piston .....	14
1.2 PİSTONA ŞEKİL VERMENİN ESASLARI; ÖRNEKLER .....	15
1.21 Pistonun ana ölçüleri .....	15
1.22 Pistonun üst tabanı ve taban mesnetleri ..	16
1.23 Silindir içinde kayma hareketi .....	21
1.24 Piston soğutulması .....	31
1.25 Piston segmanları .....	33
1.26 Piston pimleri .....	36
1.3 PİSTON MALZEMELERİ .....	39
1.31 Genel şartlar .....	39
1.32 Alüminyum-piston alaşımları .....	42
1.33 Demir-piston malzemeleri .....	45
1.34 Piston yüzey tabakaları .....	46
1.35 Piston-segman malzemeleri .....	47
1.36 Piston pimi malzemeleri .....	48
2. PİSTON KOLLARI (BİYEL)	
2.1 Piston kolunun şekillendirilmesine ait genel görüşler .....	50
2.2 Piston kolu hesabı .....	54
2.21 Piston kolu üzerindeki kuvvetler .....	55
2.211 Gaz kuvvetleri .....	56
2.212 Kütle kuvvetleri .....	56
2.22 Piston kolu ölçülerinin hesabı .....	57
2.221 Piston kolu saflı .....	57
2.222 Küçük piston kolu yatağı (Piston kolu pim deliği) .....	59
2.223 Piston kolu başı (piston kolu krank yatak kısım başı) .....	63
2.223.1 Piston kolu başı parçalı olmayan piston kolu .....	63

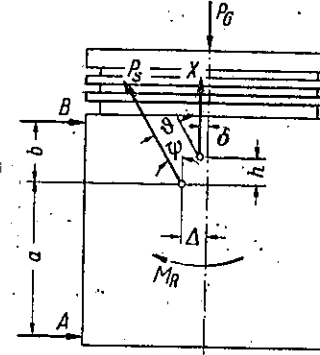
	<u>Sayfa</u>
2.223.2 Piston kolu başı parçalı piston kolu .	64
2.223.3 Çatallı piston kolu .....	66
2.223.4 Kılavuzlu (yardımcı piston kollu) piston kolu .....	68
2.224 Piston başı bağlantı civataları ...	71
2.225 Piston kolu yatakları ve yağlanması.	72
2.226 Malzemeler .....	75
2.3 UYGULANAN PİSTON KOLU KONSTRUKSIYONLARI .....	77
2.31 Piston kolu başı parçalı olmıyan (yekpare) piston kolu .....	77
2.32 Baş kısmı parçalı piston kolu .....	79
2.33 Çatallı piston kolu .....	81
2.34 Kılavuzlu (yardımcı kollu) piston kolu ..	83
3. KRANK MILLERİ .....	86
3.1 GİRİŞ .....	87
3.2 Krank mili hesabı .....	87
3.21 Tesir eden kuvvetler .....	93
3.22 Gaz ve kütle kuvvetleri tesiriyle zorlanmalar .....	93
3.221 Eğilme .....	95
3.222 Burulma .....	99
3.23 Titreşim hesabı .....	100
3.231 Titreşim sistemi .....	103
3.232 Kendi (zati) titreşim frekansları ve titreşim şekilleri .....	105
3.233 Titreşim yapan (ikaz) kuvvetleri ..	108
3.234 Titreşim zorlamaları .....	111
3.24 Krank kollarının tanzim şekli ve kütle dengelemesi .....	118
3.25 Kullanılan malzemeler ve imalat .....	125
3.26 Yataklama ve yağlama yağı sevki .....	127
3.3 UYGULANAN KRANK MİLİ KONSTRUKSIYONLARI .....	128
3.31 Tek silindirli-krank mili .....	128
3.32 İki silindirli-krank mili .....	129
3.33 Üç silindirli-krank mili .....	130
3.34 Dört silindirli-krank mili .....	131
3.35 Altı silindirli-krank mili .....	132
3.36 Sekiz silindirli-krank mili .....	133
3.37 Oniki silindirli-krank mili .....	135
3.38 Yıldız motoru-krank mili .....	135
3.39 Titreşim kesiciler .....	135

Son söz

Faydalanılan eserler

### 1.1 Genel Bakış

Pistonlu kuvvet makinelerinin kuvvet aktaran parçalar zincirinde ilk eleman piston'dur. Yakıtın yanması ile meydana gelen serbest kimyasal enerjinin mekanik enerjiye dönüşmesinde piston, sadece tesir eden kuvvetleri aktarmakla kalmaz, aynı zamanda mafsalı piston silindir içindeki doğru hareketi de yüklenir, üzerindeki piston segmanları ile yanma odasını krank mili gövdesine karşı kapar ve ayrıca piston üzerine geçen ısıyı, soğutucu elemanlara aktarma görevini de yüklenmiş olur. Bu farklı görevlerden dolayı bir sıra ve bazısı da birbirine zıt şartlar ortaya çıkar. Bunlarda her bir kesitte, mekanik ve termik zorlanmalarının tam olarak tesbitini ve uygunluğu imkansız kılar. Piston şekillendirilmesi bu yüzden daha ziyade tecrübe değerlerine istinat eder ve kullanma amaçlarına göre bunun uygun şekilde tatbiki gerekir.



$$B = \frac{-P_s [\vartheta - (a+h)\sin\psi] - P_g \cdot \delta - M_R}{a + b}$$

$$A = \frac{P_s [\vartheta + (b-h)\sin\psi] + P_g \cdot \delta + M_R}{a + b}$$

Şek.1. Piston üzerindeki kuvvetler ve momentler

#### 1.11 Krank çevrim düzeninin bir elemanı olarak piston.

Krank çevrim düzeninde piston, gaz kuvvetleri  $P_g$ , kütle kuvvetleri  $X$ , çubuk kuvvetleri  $P_s$ , hareket yüzeyi yan kuvvetleri  $A$  ve  $B$  ile ağırlık noktası  $S$  üzerine aktarılmış  $M_R$  - momenti ile - (şekil 1 de de gösterildiği gibi) dışardan zorlanır. Gaz kuvveti, yanma odasında zamana bağlı olarak değişen  $p$  basıncı ile meydana gelir. Pistonun tesbiti ve seçimi için önemli faktör olan en büyük basınç kuvveti ve indikatör diyagramının tam dağılışı, genel olarak yanma metoduna, yakıt şekline ve kullanılan

sıkıştırma oranına bağlıdır.

Tablo 1: hızlı devirli motorlarda en büyük basınç değerleri.

Benzin motorları (dört ve iki zamanlı) . . . . . 40 + 60 atü

Yüklemeli (Şarjlı) Diesel motorları . . . . . 70 + 90 atü

Yüklemeli (Şarjlı) Diesel motorları . . . 125 atüye

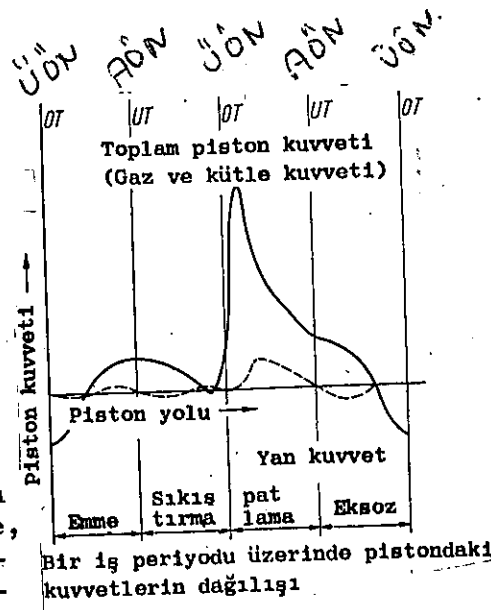
kadar ileri ve geri hareket eden elemanlarının kütle kuvvetlerine,

pistonla beraber, piston segmanları, piston pimi ve piston kolunun bir kısmı aynı değerde katılırlar. Gazı, kütle ve burada

daha genişçe izah edilmemiş olan sürtünme kuvvetleri -- (Şekil 2 de de görüldüğü gibi), kurs istikametinde tesir eden tüm kuvvetleri meydana getirirler. Kütle kuvvetleri devir

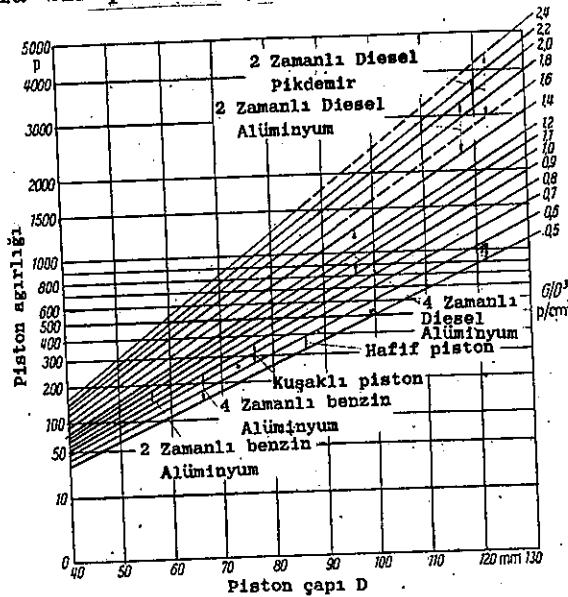
sayısının karesiyle orantılı olarak arttığı için, bilhassa yüksek devirli motorlarda (piston pimi ve segmanları da dahil) tüm pistonun ağırlığı mümkün olduğu kadar küçük tutulmaya çalışılır. Bizzat pistondaki ağırlık değişimleri ve

ya mesela bir piston segmanın ilavesi veya çıkarılması sa-



Şek. 2.

Şekil 2 de de görüldüğü gibi), kurs istikametinde tesir eden tüm kuvvetleri meydana getirirler. Kütle kuvvetleri devir sayısının karesiyle orantılı olarak arttığı için, bilhassa yüksek devirli motorlarda (piston pimi ve segmanları da dahil) tüm pistonun ağırlığı mümkün olduğu kadar küçük tutulmaya çalışılır. Bizzat pistondaki ağırlık değişimleri ve ya mesela bir piston segmanın ilavesi veya çıkarılması sa-



Şek. 3. Uygulanan pistonların ağırlık durumları

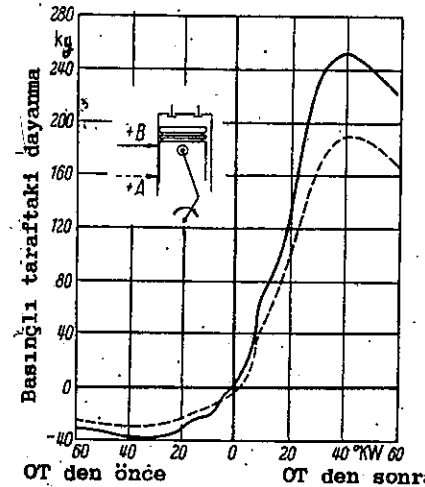
İmal edilen bir motorun piston ağırlığı hakkında bir görüş sahibi olabilmek için şekil 3 de gösterilen diyagram gayet uygundur. Birinci yaklaşımda pistonun çapı ve uzunluğu belirli sabit bir oranda olduğu önce kabul edilerek, "Spezifik (özgül) piston ağırlığı,"  $G/D^3$  oluşturulur. Piston çapına bağlı olmaksızın aynı tipteki her bir piston değerlerinin, relatif dar bir  $-G/D^3$  - alanı içinde bulunduğu görülür.

Krank çevrim düzeni tarafından belirlenmiş olan piston kolunun yan hareketleri, pistonun yan taraflardan yüklenmesine de etkili olur. Şekil 1 de de basit olarak gösterildiği gibi tüm mesnet kuvvetleri alt ve üst şaft ucunda tesir eden A ve B kuvvetlerine bölünmüşlerdir. Şekil 4, bu kuvvetlerin somut bir durum için krank mili dönüş açısına bağlı olarak patlama ölü noktası yakınındaki piston vaziyetleri için, hesabın dağılışı değerini göstermektedir.

Birçok durumlarda, piston gürültülerine imkan vermemek veya en üst piston segman yuvasının termik yükünün azalması için piston pimi, piston orta ekseninin haricinde ön görülür. Burada bir moment meydana gelir ve bu moment sürtünme nedeniyle pim yataklarında ve silindir cidarlarında temasla meydana gelen sürtünme momenti ile beraber pistonu ağırlık noktası etrafında dönmeye zorlar. Şekil 1 de verilen ifadelerle mesnet kuvvetleri tesbit edilir.

$$A = \frac{P_S [\vartheta + (b-h) \sin \psi] + P_G \delta + M_R}{a + b}$$

$$B = \frac{-P_S [\vartheta - (a+h) \sin \psi] - P_G \delta - M_R}{a + b}$$



Şek. 4. Piston üzerinde, krank mili dönüş açısına bağlı A ve B yan mesnet kuvvetlerinin dağılışı (Patlama ölü noktası yakınında).



Bu kuvvetlerin tesiriyle piston, silindir içinde sahip olduğu boşluğün içinde enine ve yalpa hareketleri yapar ve böylece silindir cidarlarına karşı çarpar. Bu çarpmalarla meydana gelen kısa süreli darbe kuvvetleri genellikle yukarıdaki formüllerde verilen mesnet kuvvetlerine nazaran daha büyüktür.

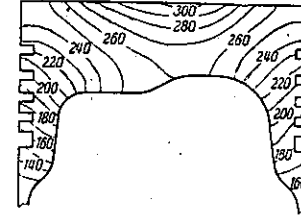
Harici kuvvetler termik zorlanmalar ile müştereken, pistonun kayma yüzeyleri ve kesitlerini tayin eden ölçü değerlerini verirler. Bilhassa en yüklü kesitler gaz ve kütle kuvvetlerinin müşterek tesir ettiği yüzeylerdir. yani, segmanlar bölgesi dahil olmak üzere piston tabanı ve pim yataklarıdır. Burada faydalı bir etken, kurs ikinci yarı alanı içinde sıkıştırma ve yanma esnasında kütle kuvvetleri yükü azaltıcı şekilde etki etmesidir. Benzerlik şartları göstermiştir ki, piston ölçülerinin doğrusal olarak büyümeleri ve sabit ortalama piston hızında, kayma yüzeyleri ve kesitlerin mekanik zorlanmaları değişmemektedir.

### 1.12 Yanma odasının bir elemanı olarak piston.

Piston silindire karşı yanma odasını hareketli olarak kapamaktadır. Böylece yanmış gazlar genişler ve iş yaparlar. Otto (benzin) veya diesel motorları için yakıt gazlarının değişik ve dolayısıyla yanma usullerinin farklı oluşu; (mesela diesel motorlarında ön odalı veya direkt püskürtmeli olması) ve nihayet gaz değişim tipinin ayrı oluşu (mesela iki veya dört zamanlı oluşu) piston üst tabanı şeklinin tayininde önemli derecede etkilidirler. Şekil 9 en önemli piston üst taban şekilleri hakkında bir fikir vermektedir.

Mekanik zorlamaya bağlı olmaksızın yukarıda verilen yanma şekilleri ve motorun iki ve dört zamanlı oluşu tipik termik zorlanmaları da beraberinde getirir. Benzin motorlarında, bir iş periyodunun tüm ısı gücü, patlamadan önce silindire sevk edilmiş olur. Onun içinde normal yanma akışında orta derece termik yüklenmeler meydana gelir. normal üstü zorlanmalar belirli orandaki yakıt/hava karışımında meydana gelir; mesela az yakıt karışımı, vaktinden önce ateşleme, yakıt vuruntusu ve yanma odası cidarlarının çok sıcak yerlerinde ateşleme gibi. Diesel motorlarında yakıt, ateşleme ölü noktasından hemen önce yanma odasındaki sıkıştırılmış taze hava içerisine püskürtülür. Yanma metodu

ve şekline göre yanmanın, püskürtmenin başlangıcından sonra mümkün olduğu kadar kısa bir zaman içinde olmasına çalışılır. Ayrılmış yanma odalı motorlarda (ön odalı sirkülasyonlu, ön odalı v.b) yanıcı gazlar bir kanal içerisinden ana yanma odası içine akmaya başlarlar ve çok büyük bir hızla

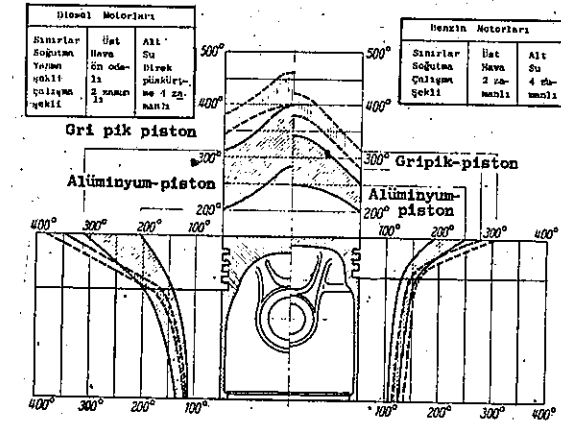


Şek.5. Soğutulmamış düz şaftlı bir pistonun isoterm dağılışı (Kalorimetrik deney)

piston üst tabanının dar ve sınırlı bir yüzeyi üzerine çarpar ve bu bölgenin çok kuvvetli ısınmasına sebep olurlar. Böylece çatlak meydana getirme tehlikesi vardır. Direkt püskürtmeli diesel motorlarında yanma odası önemli miktarda piston üst tabanın içine kaydırılmıştır. Burada bilhassa yanma odası maddesinin kıs men dar olan ağışları hava ve gazların değişken olarak içeri ve dışarıya akmasıyla yüksek değişken zorlanmalara maruz kalır.

İki zamanlı motorların da piston süpürme metoduna bağlı olarak emme, fazla akım ve eksoz ağışlarının açma kapama kumandasını da yüklenir. Piston üst taban köşesinde yüksek hızla ileri akan eksoz gazları bu piston bölgelerinin ilave olarak daha da ısınmasına sebep olurlar.

Piston üzerindeki ısı derecelerinin tesbiti ancak ölçme ile mümkündür. Ekseriya uygulanan ve iyi netice veren bir metod, bilhassa E.KOCH'a göre erime pimli metodudur. Bu metodta, erime noktaları bilinen metallere veya alaşımlar



Şek.6. Tam yükte piston üzerindeki işletme sıcaklıkları (Şematik)



dan oluşan küçük teller kullanılır. Termo-Elektrik ölçümler de, geniş incelemelerde piston temperaturuna bağlılığı yanında diğer motor karakter değerlerini gösterir. Termo tellerinin ölçme noktalarına yerleştirilmesi oldukça zor olduğundan, az sayıda ölçme yeri adedi ile yetinilmeye çalışılmalıdır. Tavlanabilir Al-Alaşımlarda kullanılan artık-sertlik metodu, diğer metodlara nazaran daha az doğrulukta neticeler verir ve diğer bir mahzuru ise pistonun değerlendirilmesi için parçalanması gerekir.

Uygun noktalardan yapılan ölçmelerle elde edilen ısı değerlerinden hesap yoluyla piston gövdesi içindeki ısı dağılışı tesbit edilir. Ve böylece ısının tesir noktaları saptanır. Şekil 5 de bir pistonun taban gövdesi içindeki ısı dağılışı görülmektedir.

Piston üzerinde meydana gelen temperatur hakkında şekil 6 tutarlı değerler vermektedir. Muhtelif motor tiplerinde erime pım metoduna göre büyük sayıda yapılan ölçme sonucu elde edilen sıcaklıkların değerlendirilmesi ile bu şekil elde edilmiştir.

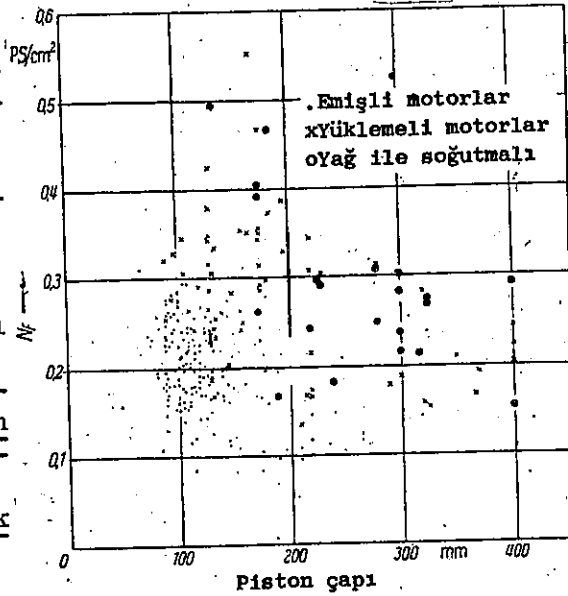
Piston üzerindeki ısı derecelerinin dağılışı hakkında daha etraflı çalışma ve bilgiler EMELE (3) SALZMANN (4), BRECHT (5) ve STEINBUCH (6) ya dayanmaktadır.

Piston üzerinde ısı derecelerinin dağılışı üzerinde tesir eden faktörler şöylece özetlenebilir.

a) Yanma odasındaki yanmış gazların ve havanın zamana bağlı olarak ısı derecelerinin dağılışına,

b) Piston segmanları ile silindir arasındaki pistondan direk silindire ve piston üst tabanın daki ısı geçirme katsayısına,

c) Pistonun kendi akma kesiti ve ısı iletme katsayısına bağlıdır.



Şek.7. Piston çapına bağlı olarak uygulanan su soğutmalı 4-zamanlı Diesel motorlarında spesifik piston yüzey güçleri.

Yanmış gazlardan piston üzerine ısı akışı, büyük bir oranda geçici (konveksiyon) yoluyla ve sadece çok az bir kısmı da şua yayma yoluyla sağlanır. Motorların çalışma süreleri esnasında meydana gelen yağ kurum birikintileri ve yanma artıkları bir taraftan ısı şua emişinin yükselmesine etki ederken diğer taraftan bu tabakalar ilave bir ısı geçirme direnci yaratmış olurlar.

Isının silindire akışı konusunda, alçak devirli motorlarda ısı akışının takriben % 70 i piston segmanları üzerinden, diğer geriye kalanında direkt piston şaftı üzerinden aktarıldığı kabul edilebilir. Hızlı devirli motorlarda, piston şaftı üzerinden aktarılan ısı oranı daha yüksek olabilir. Çok belirli oranda bir ısı da piston iç cidarı üzerinden gövde içindeki havaya veya püskürtme yağına aktarılmış olur. Yağ ile soğutmalı pistonlarda şartlar, kısım 1.24 de verilen yönde değişirler. Motorun en önemli elemanlarından biri olan piston için, uygun Al-Alaşımlarının geliştirilmesi ile ağırlık bakımından bir yarar sağlandığı gibi, bizzat piston üzerinde de ısı akışı daha da iyi hale getirilmiştir. Al-Alaşımlı pistonların ısı iletme sayısı normal olarak da önce kullanılır. Pikli olanlara nazaran üç katı daha fazladır.

Pistonun muhtelif bölgelerinde emniyetli en yüksek sıcaklık değerleri birinci derecede bizzat piston gövdesinin ısı tesiri altındaki mukavemet değeri ile sınırlanmıştır.

Mümkün olduğu kadar küçük piston ağırlığına erişmek için, daima büyük ısı akma kesitleri arasında optimum bir çözüm, mekanik yönden daha düşük bir zorlama ve daha da cidar kalınlıklarına ulaşmanın yolları araştırılmalıdır. Bu oranda segmanlar bölgesinde yağlama yağının kurum yapma sınırı ısı derecesi aşılmamalıdır, aksi takdirde segman kanalları içinde yağ kömür artıkları teşekkül eder ve böylece piston segmanları fonksiyonlarını tam yerine getiremezler. Veya özel hallerde sıkıca yapışabilirler. Bunun neticesi olarak gazların yanma odasından kaçması, pistonun daha fazla ısınması, silindir yüzeyindeki yağ filminin harap olmasıyla pistonun aşınması olayları meydana gelebilir. Piston tarafından yüklenen tüm zorlamadan bir değerlendirme yapabilmek için hesaplarda spesifik piston yüzey gücü kat sayısı, yani piston üst taban yüzeyinin her Cm<sup>2</sup> sine isabet eden PS gücü dikkate alınır. Bu, motor içinde meydana gelen enerji miktarı için bir ölçüdür. Ve aynı zamanda motor ve pistonun geliştirilme seviyesini de ortaya koyan bir değerdir. Şekil 7 de çok fazla sayıda modern 4 zamanlı su soğutmalı diesel mo-

torlarının piston spesifik yüzey güç değerleri gösterilmiştir.

Bu şekilden iki önemli gerçek ortaya çıkarılır.

a) Artan piston çap değerleri ile ulaşılabilen özgül piston yüzey güç değeri azalır. Bu şöylece de izah edilebilir. Piston çapının büyümesiyle yanma odası hacmi sınırlı yüzeyine nazaran daha fazla artar ve piston tabanındaki temperatur da yükselir.

b) Pistonun soğutulması ile yükselen ısı dereceleri tekrar azalır ve böylece özgül piston yüzey gücü de tekrar yükseltilmiş olur.

### 1.1.3 Segmanları taşıyıcı bir parça olarak Piston.

Piston segmanlarının görevi, yanma odasını krank mili gövdesine karşı kapatmak ve ısının bir kısmını pistondan silindir cidarına aktarmaktır. Segmanların iki türlü görevi vardır. Birincisi hava ve yakıt gazlarının krank gövdesi içersine kaçmasına meydan vermemek ve diğeri de yağlama yağına sıvama yaparak yağın silindir cidarlarından tekrar gövde içersine akmasını temin etmektir.

Yanma odasından gazların sızmasını önlemek kompresyon segmanlarının görevidir. Bunun için bu segmanlar pistonun üst kısmında ön görülmüşlerdir. Segmanlar piston üst yüzeyinden o kadar uzaklıkta seçilmiştir ki, piston malzemesinin mukavemet değeri yine de oldukça yüksektir ve yağlama yağının kok yapma tehlikesi yoktur. Kompresyon segmanları yanmış gazların tesiri altında kaldıklarından, segman kanalları yan destek yüzleri basıya ve eğilmeye zorlanırlar. Uygun şekil verilerek suretiyle bu mahzurun giderilmesine çalışılır.

Silindir cidarlarındaki sürtünme ve kütle kuvvetleri o şekilde tesir ederlerki, piston segmanları bazen segman kanalı üst yan yüzeyinde aksiyal destekleme yaparlar. Bununla beraber burada meydana gelen zorlamalar ancak yüksek devirli motorlarda önem taşır ve bu yüzden konstrüksiyonda ve malzeme seçiminde gerekli dikkat gösterilmelidir.

- Segmanların segman kanalı (yuvaları) içinde relativ kayma hareketi yan yüzlerde belirli oranda aşınmalara sebep olurlar. Fazla aşınmadan dolayı tehlikeli olabilecek segman ve yuvası genellikle en üstteki segmanlardır. Çünkü bu bölgelerde emniyetli yağlama her zaman mümkün değildir ve meycut yağ yüksek ısıdan dolayı yağlama tesirini kaybedebilir.

Yağ sıyırma segmanlarının görevi, silindirin yağlanması için gerekli yağın yanma odası içersine ulaşmasına ve orada yanmasına mani olmaktır. Bunu tam olarak gerçekleştirmek mümkün olamıya ağından bütün motorlarda belirli oranda yağ sarfiyatına müsaade edilebilir. Bu sarfiyatın miktarı genel olarak g/psh Litre/1000 km. olarak verilir ve imalat tipine göre bu değerler:

Binek araba (PKW - motorlarında: 0,5 - 1,0 g/Psh

Yük taşıtları (LKW - motorlarında: 0,8 - 2,0 g/Psh dir.

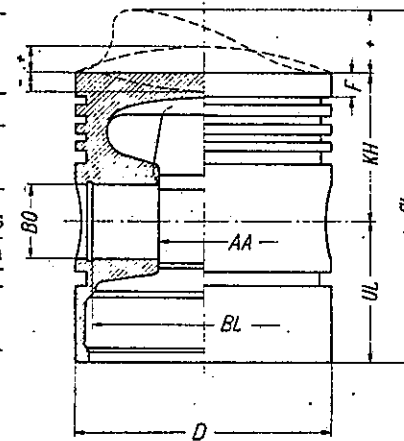
Kompresyon segmanlarının altında ön görülen yağ sıyırma segmanlarının görevi oldukça zordur. Çünkü az yağ sarfiyatına rağmen piston, piston segmanları ile silindir cidarları arasındaki kayma yerlerinin kafi derecede yağ ile beslenmesi gerekir. Kompresyon segmanlarının yağ sıyırma segmanı üzerine büyük tesiri olduğu söylenebilir. Segmanlar tarafından sıyrılan yağın yağ deposuna akması için gerekli imkanlar sağlanmış olmalıdır.

### 1.2 Pistona şekil vermenin esasları: Örnekler

#### 1.2.1 Pistonun ana ölçüleri:

Şekil 8 e göre pistonun ana ölçüleri motorun konstrüksiyonunda tesbit edilir. Pistonun dış şekli, genellikle çevresindeki elemanların şekillerine ve hareket sahalarına bağlıdır. Bu şartlar altında pistonu öyle şekil verilir ki; yeterli mukavemet değeri yanında piston, minimum ağırlığa sahip bulunmalı, ısı geçirgenliği iyi ve hareketi sessiz olmalıdır. Genellikle şaftın alt kısmından ölçülen piston çapı D, silindir çapı eksi en küçük boşluk değeridir.

Kompresyon (sıkıştırma) yüksekliği KH, piston üst taban köşesinden piston pim eksenine olan mesafeye tekabül eder. Bu mesafe D değerinin, benzin motorlarında % 50-70 i ve diesel motorlarında % 55-85 i dir. KH yüksekliği piston segmanlarının sayısına ve piston piminin çapına bağlıdır. Piston üst tabanındaki girinti ve çıkıntıların bir etkisi yoktur. Altındaki UL uzunluğu piston pim ekseninden açık şaft



Şek.8. Pistonun ana ölçüleri  
D çap (Silindir çapı); KH Kompresyon yüksekliği (ilave olarak üst taban çıkıntısı veya yüksekliği, taban çukurluğu; UL alt uzunluk; GL toplam boy (taban çıkıntısı dahil); F ateşleme yüksekliği; AA içten pim delikler arası mesafesi; BO pim çapı; BL piston pimi boyu.

ucuna kadar uzanan mesafedir. Bu uzunluk D değerinin benzin motorlarında % 40-60 ı ve Diesel motorlarında % 55-65 i dir. UL boyu, piston kolunun en büyük sapması, silindirin boyu, dolayısıyla alanı, krank'ın merkezden kaçıklığı ve nihayet dengeleme ağırlığına bağlıdır. Kısa pistonlarda hareket yolunun uygunluğu için ön görülen shaft ilaveleri bu ölçüler içine dahil edilmiştir. İki zamanlı motor pistonlarında gaz değiştirme kumanda şartları dikkate alınmalıdır.

Toplam GL uzunluğu, KH ve UL uzunluklarının toplamı ve varsa piston üst taban çıkıntısının toplamına eşittir. uygulanan boy ölçüleri D değerinin benzin motorlarında %100-140 ı ve diesel motorlarında % 120-170 i dir.

AA mesafesi pim yataklarının içten birbirine olan uzunluğudur. Bu mesafe hem pim yataklarının ve hemde piston kolu yatağındaki yüzeysel pres (sıkışma) değerine bağlıdır. Bunun haricinde pim eksenini istikametinde piston kolunun hareketi emniyet sınırı dışında olmalıdır. Serbest ( oynak ) pim yataklamasında uygun bir değer takriben D nin % 40 dır, sıkı pimlerde bu değer biraz daha küçüktür.

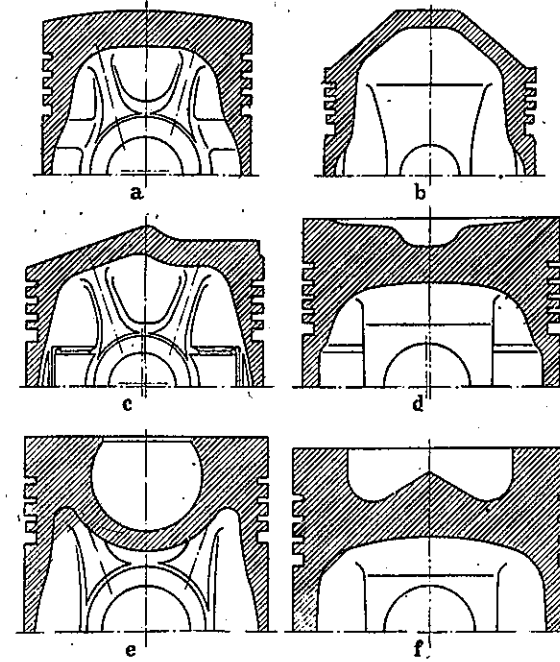
Pim delik çapı BO, seçilen pim geçme toleransı hariç, pim çapına eşittir. Pim çapıda pim malzemesinin emniyetli zorlama değerlerine ve yatakların taşıma yüzey gücüne bağlıdır. Uygulanan pim çapları, D değerinin benzin motorlarında % 26-28 i ve diesel motorlarında % 33-40 ı dır.

Pim uzunluğu BL, emniyet halkalarının konulması için yeterli değerde hacim kalacak ve piston cidarını kesmeyecek şekilde seçilir. Piston kolu içindeki pimin sıkı geçmesinde bu sınırlama yoktur ve pim boyu o şekilde seçilir ki, piston kolunun pim eksenini yönündeki en büyük hareketin de silindir cidarı ile bir temas olmamalıdır. Ortalama olarak BL boyu D değerinin takriben % 85 i dir.

### 1.22 Piston üst tabanı ve taban mesnetleri:

Piston üst tabanı, yanma odasında hakim olan basınç ve ısının tesiri altında kalır. Aynı andaki basınç değerleri, pistonun her yerinde iyi bir yaklaşımla eşit alınabilirken, temperatur dağılışı bilhassa motordaki yanma metoduna ve bununla ilgili piston taban şekline bağlıdır. Şekil 9 a-f de genellikle uygulanan piston üst taban şekilleri gösterilmiştir. En basit olan ve bilhassa benzin motorlarında

% 27  
% 85



Şek. 9a-f. Piston üst taban şekilleri

sıkça rastlanılan taban şekli düz olandır. Yukarı doğru hafifçe kavisli (a) üst taban genellikle daha yüksek sıkıştırma ya erişmek istendiği takdirde seçilir, ana motor aynı kalmak şartıyla pistonlar değiştirilmek suretiyle bazı şartlarda muhtelif güç sınırlarına erişebilir. Tabanı kavisli pistonun mukavemeti, düz tabanlı pistonlara nazaran aynı malzemedan yapılması halinde daha yüksektir. Bilhassa yüksek güçlü motorlarda termik özelliklerinin uygun olmasından dolayı yarım daire şekilli yanma odasının uygulamasına çalışılır. Sıkıştırma oranı da yüksek olan bu pistonun taban şekli

(b) de görülmektedir. Tabanı çatı şekilli piston (c) silindir kafası düz ve eğik silindir üst köşe ile müştereken sıkıştırma oranı yüksek olan bir yanma odasına ulaşılabilir.

Diesel motorlarında havanın püskürtülen yakıt ile iyi bir karışımına imkan vermek için nisbeten karışık şekilli piston tabanı gerekir. Özellikle Diesel motorlarında kullanılan tabanı bölmeli yanma odalı pistonlar; mesela düz taban ve ortada relatif az girintili (d) piston tipi ve direk püskürtmeli diesel motorlarında küre şeklinde çukur veya kalp şeklinde girintili piston taban tipleri gibi.

Piston tabanının kalınlığı, gaz ve kütle kuvvetlerinin tesirlerini ve ısı genişlemelerinin meydana getirdiği zorlanmaları taşıyacak ve yeterli derecede ısı akışına imkan verecek şekilde seçilir. Karışık bir şekil arzemesi nedeniyle bu tesirlerin etkilerini matematiksel yolla tayin ve

tesbit etmek oldukça zorsa da, piston taban kalınlığı tecrübe belere göre seçilir ve devamlı kontrollere tabi tutularak dayanıklılığı saptanır.

Isı akışı yönünden, piston taban kalınlığının, ortadan kenarlara doğru gittikçe artmasını gerektirir. Dış taban şekli basit olan benzinli motorlarda - emme ve eksoz supaplarının yaratabileceği menfi etkiler hariç tutulursa - ısı düşüşü, tüm piston taban yüzeyi boyunca aynı değerdedir. Bu durumda taban ortasından kenarlara doğru doğrusal olarak (aksiyal simetrik) düşmesi beklenen ısı, şu sebeplerden dolayı etkilenir.

a) İmalat tekniği ve mukavemet yönünden aynı istikametteki taban kalınlığı artışı doğrusal değildir. Ve

b) Piston tabanı ile pim yatağı arasında ön görülen destek kanatları ısı akışını bölgesel olarak değiştirir.

Düz ve basit olarak kavislendirilmiş piston taban şekilleri için, taban kalınlık değerleri aşağıda tablo 2 de verilmiştir.

Tablo 2: Piston üst taban kalınlık değerleri (Silindir çapının % değeri olarak)

Piston malzemesi	AL - Alaşımları		Pik demir
	Dökümle	Presle	
İmalat şekli			
Benzin motorları	7 - 8	5 - 7	-
Diesel Motorları	15 - 18	12 - 15	5 - 8

Kuvvetlerin piston üst tabanından piston pim yataklarına aktarılması için segmanlar bölgesindeki normal kesitlerin yanında mesnet kanatları da yardımcı olurlar. Bu mesnet kanatlarının şekilleri, zorlanma durumu, taban şekilleri ve imalat tipine göre farklı olabilir. Dökümle imal edilen pistonlarda, iki düşey veya piston üst tabanına doğru eğik olarak uzanan taşıyıcı kanatlar, her kanat üzerine isabet eden yükün dağılışı eşit olacak şekilde ön görülür. (Şekil 9 a). Enine kanallı pistonlarda segmanlar bölgesi ile shaft arası, piston tabanının ileri taşan kısmı desteklenmelidir. Aksi takdirde segmanlar bölgesi çarpılabilir ve dolayısıyla segmanlar yuvalar içinde sıkışabilirler.

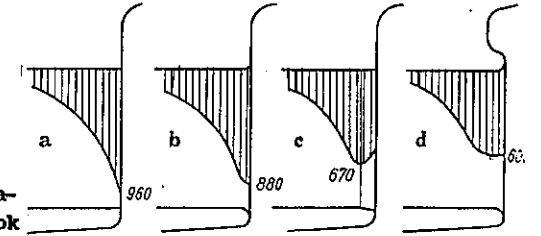
Diesel motorları pistonlarında, üst taban ile pim arasındaki bağlantı yeri gerilimleri az ve şekil değişimleri küçük tutmak için dolu ve sağlam tutulmalıdır. (Şekil 9 e)

Bu motorlar nisbeten küçük devirli oldukları için bu şartlarda ağırlığın minimuma indirilmesine çalışılmasına pek gerek yoktur. Mukavemet değerinin yüksek olmasından dolayı birçok diesel motorları ve uçak motorlarında kullanılan ve preste dövme ile imal edilen pistonların imali, blok besleme diye tanımlanan imalat metoduna dayanır. (Şekil 9 d-f) çünkü piston iç şekillerini elde etmek için pres kalıpları genel olarak sadece tek taraflı hareket ettirilebilir.

Piston pim göbeği veya yatağı vasıtasıyla piston kuvvetleri pim üzerine aktarılır. Pimin göbek içerisinde dönmesi gerektiği için fazla yüklenmiş yataklar olarak şekil değiştirmesi (eğilme ve yassılma) göbek gövdesini hem yatay ve hem de düşey düzlemde zorlarlar. düşey zorlama kritik durumlarda pim göbeğinin çatlamasına sebep olabilir. (Şekil 10) piston piminin mukavemet yönünden uygun değerde seçilişi, ka-

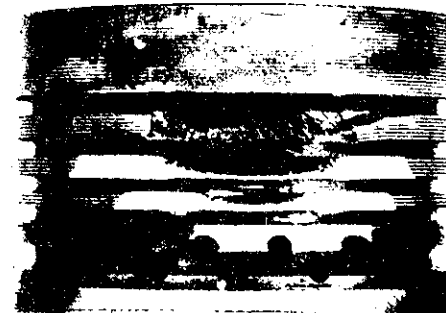


Şek.10. Bir diesel piston pim yatağındaki bölünme kopması. Kırılma başlangıcı ok ile gösterilmiştir.



Şek.11. Köşe şekline bağlı olarak bir üst pim deliği iç köşesindeki gerilimler. a) Köşe keskin, kırılmaya meyillidir (uygun değil). b) Köşe r=1 mm kavis yarıçaplı. Gerilim %10 azaltılmış. c) Köşe 1/100 oranında konk, köşe yükü azaltılmış. d) Köşe senemelli olarak şekillendirilmiş, en büyük gerilim daha da küçültülmüştür.

ide olarak pim göbeğinde taşınabilir. Ortalama bir yatak yükü olmasını mümkün kılar. Ortalama yatak yükü, genellikle yetersiz bir yağlama dikkate alınarak alüminyumda 500 Kg/cm<sup>2</sup> değeri aşmamalıdır. Pimin ortadan eğilmesi, pim yata-



Şek.12. Bir diesel motor pistonunda segman yuva kırılmaları.

ğı üst bölümünün iç kısmında, yukarıda verilen ortalama değerin birkaç katı olan presleme meydana getirebilir. Fazla yüklenmeli, pistonlarda bu yüzden pim yatağının iç köşesinin kavis değerine gereken itina gösterilmelidir. Şekil 11 a-d de pim delik iç kavisi nin muhtelif şekiller için

etkileri gerilim optiği açısından gösterilmiştir.

Daire şekilli bir kavis her zaman en küçük zorlamayı vermiyorsa da, imalatının nisbeten basit olması nedeniyle genellikle yinede tercih edilmektedir.

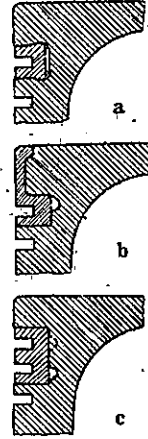
Piston segmanlarının destek basıncı etkisiyle segman yuva mesnetleri gaz, kütle ve sürtünme kuvvetlerinin müşterek etkileriyle zorlanır. Yuva boşluğu içinde segmanın yapabileceği aksiyal hareketlerde meydana gelen darbele rin tesiriyle yuva mesnetleri daha da yüklenir. Bu yüklemeye bilhassa birinci ve ikinci kompresyon segmanları arasındaki segman yuva mesnedi için geçerlidir. Yüksek değerlerde eğilme ve kayma zorlamasına (Şekil 12) meydan vermemek için piston gövdesi içindeki geçiş yerinde,

a) Segmanlar arası mesnet yüksekliği yeterli ölçüde olmalı ve

b) Segman tabanında keskin köşeli bir geçiş yerine, dairesele bir kavis ön görülmelidir.

Bilhassa segman yuvalarının fazla aşınmaları beklenen uygulamalarda hafif metal pistonu içerisinde bir segman tutucusu ön görülebilir. Şekil 13 a-c de birkaç önemli şekiller gösterilmiştir. Bunlardan (a) deki şekil senelerin verdiği gelişmelerle, büyük imalat adetlerinde en iyi çözüm şekli olarak kabul edilmiştir. Malzeme olarak genellikle austenitli yapıya pik seçilir. Bu malzemenin ısı genleşme katsayısı yüksek olup, hafif metal piston alaşımının sahip olduğu değerlerin hemen aynıdır. Böylece segman tutucu parçanın gevşemesi yönelimine mani olunur. Bundan başka Segman tutucusunu piston gövdesi içine bağlamada özel bir usulden faydalanılmaktadır. Mesela Al-Fin metodu, burada bağlantı metalik olmaktadır. Yani bir geçme yapılmaksızın bağlantı temin edilmektedir.

Kullanılan bir pistonun şekil mukavemetini kontrol etmek ve pistonun çeşitli yerlerindeki gerilimleri tesbit etmek için birçok metod vardır. Bunlardan uygun olanının tatbiki ile pistonun gerilim durumu hakkında bir fikir edinilebilir. Tüm metodlardan motorun çalışmasına en uygun düşenini uygulamak, neticeyi en iyi şekilde aksettirmiş olacaktır.



Şek. 13a-c. Segman tutucu şekilleri  
a) Segman takviyeli; b) piston üst tabanından, ilk segmana kadar destekli (takviyeli); c) birinci ve ikinci segman takviyeli.

Pistonun cidarının herhangi belirli bir yerinde gerilimin değerini yön ve büyüklük bakımından tesbit etmek için genleşme şeritleri metodu ile birlikte laklı - genleşme çizgi-metodu uygulanır. Bu genleşme metodu ölçülen yerdeki gerilim kon-

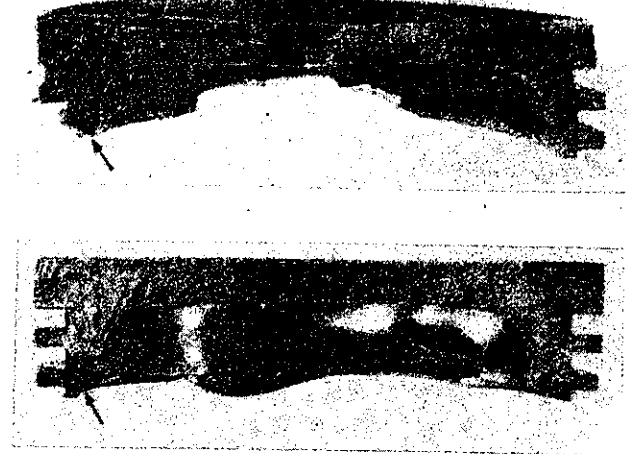
zentrasyonunu ve gerilimlerin istikamet alanını tesbit etmeye imkan

verir. Genleşmeyi ölçme elemanlarının ilavesiyle gerilim değerlerinin büyüklüğü tayin edilebilir. Fakat genleşme ölçülerin belirli bir uzunlukları olduğu için ancak bunlar tarafından örtülen ölçme sahası içindeki gerilimin ortalama değeri elde edilir. Optik gerilim ölçme yoluyla da piston gövdesi içindeki gerilimler ile diğerlerinin daha hassas tesbiti mümkün olur.

Statik yük altındaki gerilim değerlerinin ölçülmesinin dışında çalışma anındaki yüke benzer şekildeki zorlanmalar altında dinamik kontroller yapılır. Bu denemeye yükleri, deney makineleri tarafından meydana getirilir. Deneme anında kontrol edilen pistonun ısı, çalışma anındaki normal ısı derecesine çıkarılır. Böylece ısınma neticesiyle meydana gelebilecek ilave gerilimler ve yüksek ısı nedeniyle malzeme mukavemetinin azalması böylece sağlanmış ve denemede dikkate alınmış olur. Şekil 14 a - b de, böyle bir deneme usulünün ortaya koyduğu gerçek zorlanmaların durumunu yansıtmaktadır.

### 1.23 Silindir İçinde Kayma hareketi.

Yüksek devirli motorlarda piston, mafsallı piston gibi silindir içindeki kayma hareketini yüklenmektedir. Piston kolunun yana eğikliği ile meydana gelen yan kuvve



Şek. 14a ve b. Pistonda şekil mukavemetinin kontrolü  
a) Piston üst tabanı motor içinde kırılmış. b) Aynı kırılma dinamik yollu deney makinasında elde edilmiş. Kırılma başlangıcı ok işareti yönünde.

ti silindir hareket yatağına aktaran piston şaftı bu amaç için direk pim göbeği çevresine ön görülmüştür. Böylece daha düşük piston yüksekliğine erişilir. En büyük yan kuvvet genellikle, kursun üst yarısında meydana gelir. Artan kütle kuvvetleri ile, yani yüksek devir sayısı ile bu kuvvet, kursun alt yarısına doğru kaydırılır. Onun en büyük değeri, piston hızı ve piston kolu oranına göre, en büyük aksiyal kuvvetin % 5 ile 20 si arasında bulunur. Buna karşılık genellikle, pim göbeği ile şaft cidarı arasında meydana gelen zorlanma piston taban mesnetlerine kıyasla küçüktür. Fakat turbo şarjlı büyük Diesel motorlarında, piston kolunun en büyük sapma durumunda hala yüksek yanma basıncı etkili olduğundan, bu değer oldukça yükselebilir. Burada göbek ile şaft arasına şaftın şekil değişikliği ve kırılmasına meydan vermemek için takviye edilmiş bir köprü ön görülür. Ortalama hesabı piston kayma yolu basıncı, piston uygulama şekline bağlı olarak takriben 4-15 kp/cm<sup>2</sup> ile küçük değerdedir. Piston ile silindir arasında genellikle yetersiz yağlama olacağı düşünülürse bu iyidir. Fakat sallantılı harekette, (b.kısım 1.11), hesabı ortalama değeri birkaç misli aşan bölgesel basınç değerleri ortaya çıkabilir.

Pim yatağının tabandan derinliği konusunda birbirine zıt düşen iki şart mevcuttur. Birincisi statik açılarından gerekli olan - piston pim ekseninin taşıyıcı şaft yüzeyinin yarı yüksekliğinde bulunmasıdır. Böylece yan basınç eşit şekilde taksim edilmiş olur. İkincisi ise sallanmayı azaltmak için piston ağırlık merkezinden geçmelidir. Pratik yönden genel olarak piston piminin yeri, pistonun tüm yüksekliğinin yarısıdır; kısa pistonlarda biraz düşük, uzun pistonlarda ise biraz yüksektir.

Pistonun motor silindiri içindeki en uygun hareketine; her işletme şartına göre ilgili yerler için isabetli geçme toleransları ön görülüp yalnız yeterli yağ filmini tutacak şekilde bir boşluk ön görüldüğü taktirde ulaşılabildi. Bunu tam olarak gerçekleştirmek mümkün değildir. Çünkü kısmen motorun montajıyla bilhassa piston ve silindir özgül ısı genleşmeleri değişik olan malzemelerden imal edildiği, dolayısıyla çalışma ısısı altında motordaki genleşmeler farklı olduğundan, çalışma yükü altındaki silindirde şekil değişikliğinin etkisi vardır. Isının genleşme etkisi dikkate alınarak piston ve silindire uygun

şekil verilmek suretiyle yeterli sınırlar içinde tutulur. Piston ve silindir arasındaki her noktada, yüke bağlı piston şekil değişikliği dikkate alınmadığında şu hareket boşluğu bağıntısı vardır:

$$s = s_0 + D (\alpha_k \Delta t_k - \alpha_z \Delta t_z)$$

İfadelerin anlamları:

$s_0$  = İmalat boşluğu, yani soğuk silindir içindeki pistonun boşluğu,

$D$  = Silindir veya piston çapı,

$\alpha_k$  = Pistonun ortalama doğrusal ısı genleşme katsayısı

$\alpha_z$  = Silindir malzemesinin ortalama doğrusal ısı genleşme katsayısı,

$\Delta t_k$  = Pistonun, çevre ısısı (20°C)na karşı derece farkı.

$\Delta t_z$  = Silindirin, çevre ısısı (20°C-) na karşı derece farkı.

Çevre ısısına karşı  $\Delta t_k$  ve  $\Delta t_z$  temperatur fark hasiyetle ele alındığında, bu değerlerin piston ve silindir her noktası için farklı olacağı ve her işletme durumunda yeterli derecede bir boşluğun olması gerekeceğinden silindir en dar yerinde en büyük piston şaft çapı elde edilir. Eğer pistonun ısı genleşme kat sayısı silindirinkinden daha büyükse, arzu edilen en küçük boşluk ancak en büyük çalışma ısısında, yani tam yük durumunda olur. Diğer bütün çalışma şartlarında hareket boşluğu daha büyüktür. Pistonun ısı genleşme kat sayısı silindirinkinden daha küçük olduğu zaman, bu durumda en küçük ısı derecesi dikkate alınmalıdır, çünkü motorun soğumuş durumunda, mesela kışın ilk çalışma anında piston, silindir içerisinde sıkışabilir.

Bir motorda pistonun hareket özelliğinin değerlendirilmesinde "şaft taşıma bağıntısına," büyük önem verilir. Piston şaftının kafi derece büyük yüzeyinin aynı zamanda temas gelmesine gayret edilir. Sadece bölgesel yerlerin aşırı zorlamaya maruz kalmasına imkan verilmemelidir. Eşit dağılımlı ve uygun taşıma şekli, kusursuz ve emniyetli bir piston kayma hareketi için yeterli değildir. Her uygulamanın yaratabileceği menfi etkiler derinliğine dikkate alınmalıdır. Mesela, şaft üzerinde kanallar ön görül-







pistonların kullanılmasına başlandıktan sonra, demir şaftın sağladığı faydalardan çeşitli şekilde istifade yoluna gidildi. Şaft kısmı demirden öngörülerek çok ısınan alüminyum piston tabanına karşı termik yönden korumaya çalışıldı. Şekil 16 da 1928 lerin böyle bir pistonu görülmektedir. Bugün hala yüksek güçlü iki zamanlı diesel motorlarında gri pikten pistonlar kullanılıyorsa da (Krupp, GMC) bunun nedeni, piston tabanının çok yüksek termik yüklenmeye maruz kalmasındandır. Piston tabanı ayrıca soğutulmuştur. Silindirde hareket boşluğunun özelliği önemli bir neden değildir.

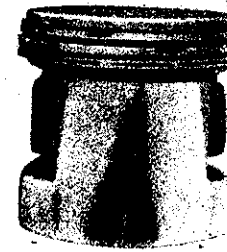
İkinci Dünya savaşından sonra, hava soğutmalı benzin motorları için muhtelif Alüminyum silindirler geliştirilmiştir. Bunların özellikleri, ısı iletmesinin iyi olması nedeniyle termik yüklenmenin azalması, hareket boşluğunun küçülmesi ve motor ağırlığının azalmasıdır. Pistonun hem tabanında ve hemde segmanlar bölgesinde kısmen oldukça boşluk küçülmesine ulaşılmıştır. Buna karşılık hava soğutmalı silindirde deformasyonuna hakim olmak zor olması nedeniyle boşluk küçülmesi sınırlıdır.

b için) Pistonun hareket boşluğunu elastik genleşme ile küçük tutmanın en basit yolu, segman bölgelerinin hemen bir veya iki enine kanalla bağlantılı olan piston şaftındaki boyuna kanal öngörülmesidir. Bunun tesirinin olması için, şaft cidar kalınlıklarının da ona paralel olarak küçük tutulması gerekir. Bunun bir tehlikesi, böyle bir piston kanal yakınlarında uzun kullanmadan sonra malzeme yorulmasından dolayı kalıcı deforme olur. (Şekil 17) ve gürültü yapmaya başlar veya tamamen kırılır.

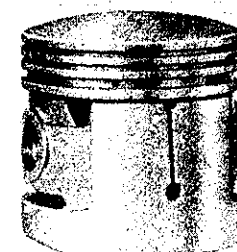
Şaftın esnemesi ilk planda onun sıcak olan üst kısmında gerekli olduğundan boyuna kanalı veya kanalları, daha alt şaft ucunda son buldurulur. (Şekil 18 ve 19) Kalıcı şaft deformasyonunun tehlikesi, kanallı şaftın bu her iki tipi ile azaltılabilir, fakat tamamen yok edilemez. İzah edilen mahzurlarından ötürü bu tip pistonlar Almanya da kullanılmamaktadır. Buna karşılık A.B.D. ve İngilterede farklı şekilde rastlanmaktadır.

c için) Tip ve adet bakımından en çok kullanılan Alüminyum pistonlardır. Bunlarda, alüminyumun yüksek ısı genleşmesine sahip olması nedeniyle şaft bölgesinde konulan ayar elemanları yardımıyla az veya çok da olsa dengeyi sağlamak mümkündür. Bu tipin en başarılı konstrüksiyomu

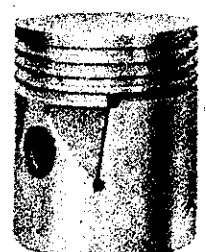
Nelson tarafından yapılan invar-kuşaklı pistondur. Onun prensibi şekil 20 de izah edilmiştir. Bu tip pistonun tüm d boyu, a ve b kısım boyları ile c ara boyuna ayrılır. Burada c ara boyu invar-ilavesi (bunun ısı genleşme kat sayısı yaklaşık olarak sıfırdır.) çok küçük genleşme gösterir. Bu tipin ilk uygulamalarında şaft kısmı, segmanlar ve piston başı kısmından tamamen ayrılmıştı. Ve sadece invar-şerit (kuşak) üzerinde pim göbeği ile bağlanmıştı. Daha sonraları şekil mukavemetini artırmak için ilave olarak alüminyum gerdirme ön görülmüştür. (Şekil 21) Bu piston ilk olarak basit



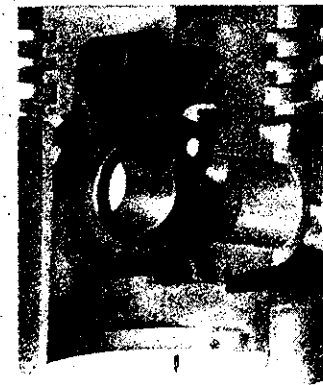
Şek.17. Boyuna kanallı piston



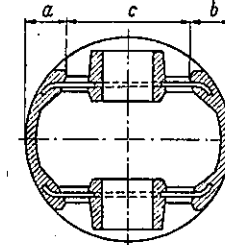
Şek.18. T-kanallı piston



Şek.19. U-kanallı piston

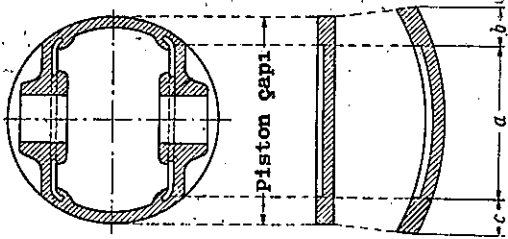


Şek.21. Invar-kuşaklı (şeritli) piston (uygulama örnekleri)

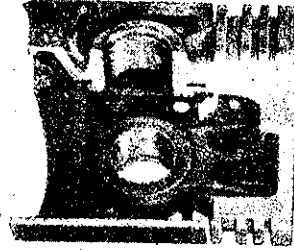


Şek.20. Invar-kuşaklı pistonunun tesir şekli a ve b boylarının normal genleşmesi  $20 \times 10^{-6} \text{ cm/cm}^0$ .  
c boyunun genleşmesi  $3-5 \times 10^{-6} \text{ cm/cm}^0$ .  
a+b+c toplam uzunluğun, tüm genleşmesi  $9-10 \times 10^{-6} \text{ cm/cm}^0$ .

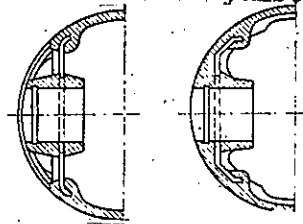
bir imalatla iyi bir taşıma özelliği göstermiştir. Küçük sürtünme güçlerinde motorun çalışması oldukça sessizdi. Bu



Şek.22.Autothermik pistonun tesir şekli  
Eğer a boyu ısı tesiriyle genişirse, büyük  
me yapar.Sadece küçük b ve c yan projeksi-  
yonlarda hafif metalin normal genişemesi  
kaldır.Bu yüzden pistonun bası yönündeki çar-  
pı ısı altında önemsiz derecede değişir.

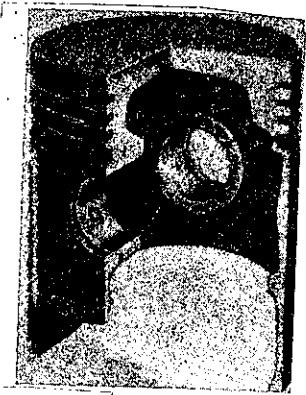


Şek.23.Açıklıklı Autother-  
mik piston



Şek.24.Açıklıklı(pencere)li  
autothermik pistonun, dolu  
şaftlı-autothermik-pistonla  
mukayesesi

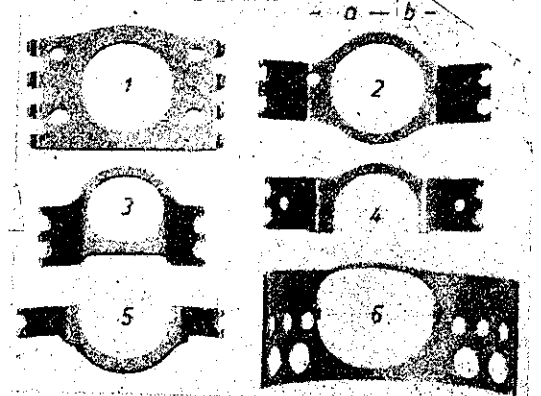
pistonlar şimdilik bilhassa invar-sacının fiyatının yüksek  
olması nedeniyle terk edilmiştir.  
Bimetal prensibine göre yine  
Nelson tarafından geliştirilen  
Auto - Termik piston imal  
edilmiştir. Bu pistonda dış gö-  
rünüştü bakımından -invar şeritli  
pistonların benzeri ise de, tesir  
şekli bakımından ona nazaran yi-  
ne de oldukça farklıdır. Alaşım-  
sız çelikli şeritler, sadece dış  
tarafından hafif metal bimetal-Elementi ile bağlantı teşkil  
ederler. Hafif metal bimetal Elementi, ısı genişemesini ge-  
nellikle piston pimi eksenine doğru yöneltirler.(Şekil 22)  
a uzunluğunun genişemesi, parçanın sahip olduğu kavis  
nedeniyle hemen hemen yoktur denebilir, b ve c parça boy-  
ları da kavis içine dahil edildiğinde alüminyum alaşımı -  
nın toplam ısı genişemesi azaltılmış olabilir.Böylece pim



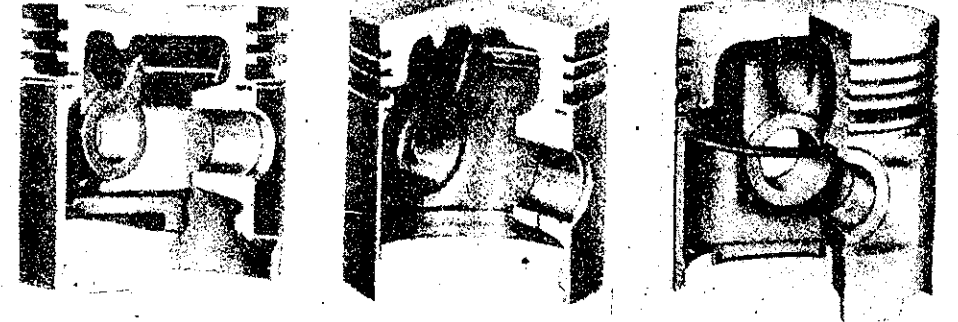
Şek.25a-c.Dolu şaftlı Autothermik-pistonların uygulama örnekleri  
a)Volkswagen 77 mm Ø; b)Daimler-Benz tip 190,85 mm Ø, c)Ford "Falcon"  
31/2" = 88,9 mm Ø

ekseni yönünde meydana ge-  
len ısı genişeme büyümesi,  
uygun şekildeki oval işleme  
ile denkleştirilir.Daha dü-  
şük maliyetlerde (Invar sacı  
yerine alaşım-sız çelik  
saç)bu pistonlar, invar pis-  
tonlarındaki iyi özelliklere  
aynı derecede sahiptir -  
ler.Şekil 23, bu prensibe gö-  
re imal edilmiş olan bir  
pistonu göstermektedir.

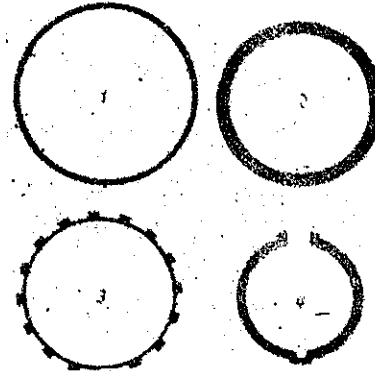
Bu imalat tipinin daha  
da geliştirilmesi, Avrupa'da  
imalatı dolu şaft auto-ter-  
mik-pistona yöneltmiştir. Tesir şik-  
le bakımından aynı ol-  
makla beraber, pistonun şekil mukavemetinin değeri dolu şaft



Şek.26.Levha(sağ)şeklinde ayar elemanları  
1-3:Normal autothermik ve autothermik ka-  
şaklar(şekiller).4.Yüksek(çukurlu)kuşak;  
5.Derin kuşak;6.Delikli kuşak levha.



Şek.27a-c.Yuvarlak(halka)kuşaklı pistonlardan örnekler  
a)Volkswagen 77 mm Ø; b)NSU, tip Prinz, 75 mm Ø; c)Clea-  
romatic 84 mm Ø



Şek.26.Halka şeklinde ayar eleman-  
ları.  
1.Daire kesitli halka şeritler, 2.  
Dört köşe kesitli halkalar, 3.Diğli  
halkalar, 4.Açık ağızlı halka şerit-  
ler

tipinde daha iyi olmakta ve ayar  
tesiri ile de daha hassas olarak  
uyuşmaktadır. Böylece tüm motor  
tiplerine (mesela levha ve su so-  
ğutmalı motorlar.) genişeme yönün-  
den uygun düşmektedir. Benzer şe-  
kil ve tesirde USA da Closed-Win-  
dow-Auto termik - pistonlar şekil-  
lendirilmişlerdir. Şekil 25 a-c  
de bu gün hem tip ve hemde adet  
bakımından en çok kullanılan pis-  
ton imalat tiplerinden örnekler  
gösterilmiştir.

Bu tip pistonlarda kullanılan muhtelif bağlantı ayar elemanları, toplu olarak şekil 26 da gösterilmiştir. Bunlar, talep edilen ayar tesir yerine ve değerine göre her durumda değişiktir.



Şek. 29a-b. Autohermatik pistonun uygulanmış örnekleri

a) Alfa-romeo 84mm Ø; b) Klöckner-Humboldt-Deutz 110mm Ø

Şek. 30. Izostatik-piston

Bir başka, fakat Bimetal-Prensibine göre çalışan ayarlı piston tipi için ayar elemanları olarak çelik saç veya çelik tel-halkalar (genellikle üst ve eski uygulamalara göre bazen alt şaft ucunda) kullanılırlar. Bu halka şeklinde ayar elemanları ilk planda piston şaftının tabii ısı genişmesinin konsantrik azalmasına sebep olurlar. Açık şaft ucuna doğru ayar tesiri yavaş yavaş azalır. Bu pistonlar Almanya'da halka şeritli (kuşaklı) pistonlar adı altında; USA da Prensib olarak benzeri uygulamalı olup Clearomatik -Piston veya Conformatik- piston adları altında tanınmıştır. Şekil 27 a-c de tesir şekli de açıkça görülen uygulama örnekleri görülmektedir. Şekil 28 de de bu konstrüksiyonda kullanılan halka şeklindeki ayarlı elemanların önemlileri görülmektedir.

Dolu şaftlı -Autotermik- pistonun daha geliştirilmiş tipi Auto-Termatik - pistonlardır, bu güne kadar ayarlı pistonlarda, şaft ile segmanlar arasında gerekli olduğuna inanılan enine yarıklar, belirli konstrüksiyon kaideleri dikkate alınarak terk edilmiştir. (Şekil 29 a ve b) böylece hem piston tabanından şafta ısı akışının düzeltilmesi nedeniyle segmanlar bölgesindeki ısı düşürülmüş ve hemde

pistonun şekil mukavemeti yükseltilmiştir. Bu piston bu yüzden genellikle yüksek yüklü motorlarda kullanılmaktadır.

Bilhassa şaft hareketi yönünden uygun olamayan şartlar krank gövdesinden süpürmeli iki zamanlı motorlarda görülür. Bizzat şaft içindeki açıklık ve şaft ucundaki çukurluklar, şaft deformasyonunun meydana gelmesini kolaylaştırırlar. Piston pim göbeği ile serbest şaft ucu arasına ön görülen mesnetler yardımıyla, isostatik pistonlarda (şekil 30) gerekli şaft sağlamlığı temin edilmiştir.

PKW - motorlarında ortalama olarak erişilen montaj boşluk değerleri aşağıdaki tablo 3 de verilmiştir.

Tablo 3. çap % si olarak alınan PKW - Motorlarındaki montaj boşluk 1959 değerleri

Metod	4 zamanlı Benzin	4 zamanlı Benzin	4 zamanlı Diesel	2 zamanlı Benzin	2 zamanlı Benzin
Soğutma	Hava	Su	Su	Hava	Su
Üst şaft ucu:					
Ayarlı piston	0,05	0,07	-	0,075	-
Tek metalli piston	-	-	0,19	0,19	0,18
Alt Şaft ucu:					
Ayarlı piston	0,045	0,05	-	0,05	-
Tek metalli piston	-	-	0,08	0,08	0,09

#### 1.24 Pistonun soğutulması:

Daha ikinci dünya savaşından önce hızlı devirli diesel motorları, lokomotif motorları olarak kullanılmaya başlanmıştır. Amerikan Demiryolu lokomotiflerinde genellikle nisbeten düşük devirli (devir sayısı 500 ile 700 d/dak. arasında) motorlar kullanılırken, Avrupada ve bilhassa Almanya'da yüksek devirli (1500 d/dak. ya kadar) motorların kullanılmasına başlanılmıştır. Son zamanlarda bu motorlar gemilerde de kullanılmaya başlanmıştır. Aynı zamanda süresi içinde geliştirilen eksoz-turbo-yüklemesi

pistona sevk edilir. Şekil 31 a da görülen pistonun iç cidarına yağ püskürtme en basit ve birçok hallerde yeterli bir soğutma şekli olarak kabul edilir. Ricardo'ya göre (b) Shaker soğutma tarzında, soğutma yağı birçok kere piston tabanı ile yağ tutma çukuru arasındaki çevreye püskürtülme suretiyle soğutma tesirinden daha iyi faydalanılır ve soğutma tesiri de artmış olur. Dökümlü pistonlarda soğutma tesiri, soğutucu spiral kanalları en uygun kritik yerlerden geçecek şekilde ön görülerek (Şekil 31 c) daha da artırılmış olur. Dövme ile imal edilen pistonlarda da prensip olarak benzer soğutma kanalları ön görülür. Taban kısmı ve segmanlar bölgesi yüksek ısıya mukavim malzeme - den olan pistonlarda, tesirli bir piston soğutumu için şafta bağlayan ara bölmelerde çok çeşitli şekillendirme imkanı vardır. Soğutma derecesi yağ miktarı ile orantılı değildir. Çok zaman en uygun bir yağ çıkış miktarı vardır ki, bu miktarın aşılmasının herhangi önemli bir faydası yoktur. Şekil 32 de Spiral soğutma kanallı bir pistonun isotermler görülmektedir. Bu pistonun aynı şartlarda termik yönden zorlanması, şekil 5 de görülen pistonla aynı olduğu denemelerde görülmüştür. Yağın soğutma tesiri, şekilde temperatur çizgilerinin soğutma kanalları bölgele - rinde artmasından daha iyi anlaşılmaktadır.

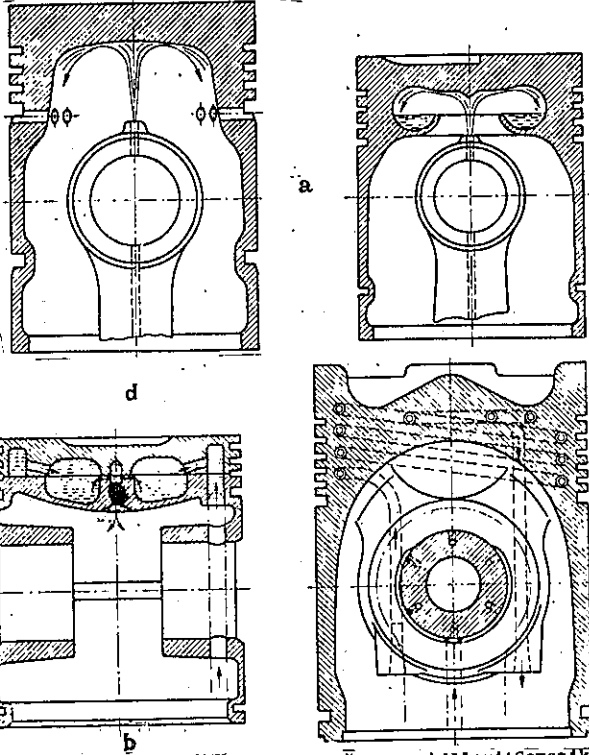
### 1.25 Piston Segmanları:

Piston segmanlarının görevleri kısım 1.13 de kısaca izah edilmiştir. Gaz kaçışına mani olmak için genel olarak pik demirden ve bazı hallerde çelikten imal edilen parçalı ve yaylanma hareketi olan segmanlar kullanılır. Bu gün bunlar şekillendirme metoduna göre o şekilde imal edilirler, gerilimsiz durumda tam daire şeklinde değildirler. "Ağız açıklığı" diye isimlendirilen, gerilimsiz bir segmanın baş ara mesafesi, kısmi bir parçanın uygun değerde kesilmesi ile elde edilir. Segmanlar, silindir içindeki basınç tesirini segman başlarının birbirine çekilmesinden sonra tekrar açılmak istemelerinden dolayı elde ederler. Bası gücü segmanın radyal cidar kalınlığından başka, kullanılan malzemenin E-modül değerine bağlıdır. Dört köşe segmanlarda basınç değeri,

$$p = \frac{m \cdot E}{7,07 \left(\frac{D}{a} - 1\right)^3} \quad \text{dir.}$$

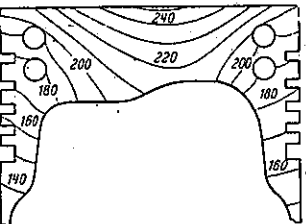
ile daha yüksek ortalama efektif basınç değerlerine ulaşmak istenmektedir. Bu gün için bu değer turbo şarjsız motorlara nazaran iki katına çıkmıştır. Ateşleme basıncının

yüksek olması piston için, mekanik zorlanmanın basınca uygun olarak yükselmesi ve dolayısıyla piston üst tabanı ve segmanlar bölgesinde daha yüksek ısının meydana gelmesi demektir. Yüksek turbo yüklemelerde zorluk meydana gelmektedir. Bir taraftan malzeme mukavemetinin azalması neticesi olarak piston taban çatlakları meydana gelmekte ve diğer taraftan mevcut yağlama yağının kok haline gelme temperaturunun aşılması halinde en üst sıkıştırma segmanı yuvasına sıkıca yapışmaktadır. Her iki durumda da pistonun uygun şekilde soğutulması ile iyi bir parça bulunabilir. (Şekil 7) Pistonun soğutulması ısı kaybı ve dolayısıyla arzu edilmeyen iş kaybı demek olduğundan, piston soğutulmasında mümkün olduğu kadar kritik noktaların soğutulmasına gayret edilerek, lüzumsuz iş kaybına imkan vermemek yerinde olur. Mevcut şartlara, kullanma yerine ve maliyetine göre Şekil 31 a-d de şematik olarak gösterilen soğutma şekilleri kullanılabilir. Yağlama yağı gövdeden melerle (enjektörlerle) piston içine püskürtülür veya delikli piston kolu üzerinden ve içi boş, fakat her iki alın yüzü kapalı pim üzerinden



Şekil 31a-d. Pistonun soğutulması: Soğutma şekilleri (Şematik) a) Püskürtmeli soğutma, b) Cocktail-Shaker soğutma, c) Bağlanış sarım şekilli soğutma, d) Soğutma kanallı imalat pistonu

nun uygun şekilde soğutulması ile iyi bir parça bulunabilir. (Şekil 7) Pistonun soğutulması ısı kaybı ve dolayısıyla arzu edilmeyen iş kaybı demek olduğundan, piston soğutulmasında mümkün olduğu kadar kritik noktaların soğutulmasına gayret edilerek, lüzumsuz iş kaybına imkan vermemek yerinde olur. Mevcut şartlara, kullanma yerine ve maliyetine göre Şekil 31 a-d de şematik olarak gösterilen soğutma şekilleri kullanılabilir. Yağlama yağı gövdeden melerle (enjektörlerle) piston içine püskürtülür veya delikli piston kolu üzerinden ve içi boş, fakat her iki alın yüzü kapalı pim üzerinden



Şekil 31a-d. Pistonun soğutulması: Soğutma şekilleri (Şematik) a) Püskürtmeli soğutma, b) Cocktail-Shaker soğutma, c) Bağlanış sarım şekilli soğutma, d) Soğutma kanallı imalat pistonu

Formüldeki ifadeler:

$p$  (kp/cm<sup>2</sup>) = Ortalama sıkıştırma basıncı,

$m$  ( cm ) = Segman ağız açıklığı,

$D$  ( cm ) = Nominal çap = Silindir çapı,

$a$  ( cm ) = Radyal segman cidar kalınlığı,

$E$  (kp/cm<sup>2</sup>) = Segman malzemesinin E-(Elastikiyet)-modülü,

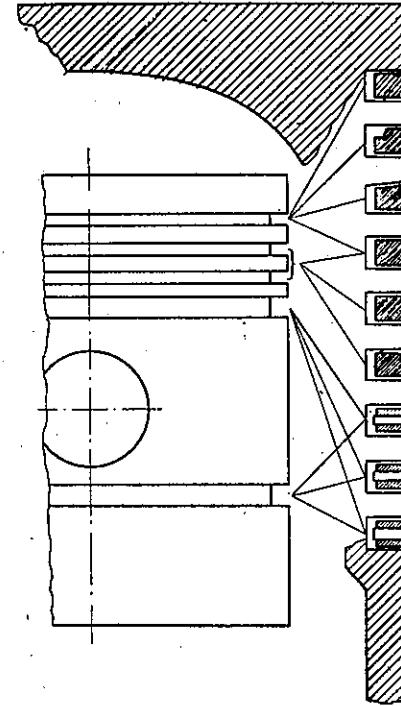
Segmanların radyal cidar kalınlığı ve ağız açıklığı birinci planda şunlara bağlıdır. Gerek piston üzerine takılırken ve gerekse normal olarak piston üzerinde serbest gerilim altında bulunurken, segman malzemesinin emniyetli mukavemet değerleri tehlikeli bölgelerdeki darbe mukavemetlerine karşı mukavim olmalıdır. Buna göre pik segmanlarda nominal çap değerlerine ve % 10-15 i olan ağız açıklıklarına bağlı olarak  $D/a$  oranları 21,5 - 25,4 arasında değişir. Buna bağlı olarak ortalama pres (sıkıştırma) değerleri: 2,5 - 1,14 kp/cm<sup>2</sup> lik alan içinde bulunur.

Ön görülen segman aksiyal boşluğu ile yanma odasında hakim olan basınç en üstteki piston segmanından sonraki segmana da ulaşarak, onunla silindir cidarına doğru preslenmesine etkili olur. Bu tesir, yanma anında segmanın kendi yaylanması yönünden daha da fazla olur. Bunun haricinde silindire temas eden segman yüzeylerini küçülterek sıkıştırma basınç değerini yükseltmek gibi başka imkanlarda vardır. Bunun için segmanın temas yüzeylerine az veya çok değerde bir eğiklik (mesela kılavuzlu segman, pahlı segman) veya özel şekil verilir. Şekil 33 de toplu olarak en önemli kompresyon ve tek parçalı yağ segmanları uygulama örnekleri ve kullanıldıkları yerler gösterilmiştir.

30-170 mm.lik çaplardaki kompresyon ve yağ segmanlarına ölçü değerleri ve daha detaylı bilgiler DIN - Nr 24910-24948 de verilmiştir.

Aksiyal segman yüksekliği, hareket yüzeyi yüksekliği ile aynı değerde olduğunda, silindir içindeki sıkıştırma basıncı üzerine hiçbir etkisi yoktur. Segmanın ağırlığını

küçük tutmak için bu yükseklik küçük seçilir. Motorun devri arttıkça, bu husus daha da önem kazanır, çünkü segman, kütle kuvvetlerinin tesiri altında gas basıncı ve sürtün-



Kılavuzlu segman: "Baş" veya "Üst kısım" diye adlandırılan Segman yan yüzü piston tabanı yönünde bulunur.

Açılı segman: Açılı-kısım piston tabanı yönünde bulunur.

Trapez segman(basitçe-eğik): Basit trapez segmanlarında konik segman yan yüzü piston tabanı yönünde bulunur. Çift trapezli segmanlar, açılı segman olarak öngörülmedikleri takdirde her iki yönde de bağlanabilir.

Kompresyon segmanı: Her iki yönde de bağlanabilir,

Genel segman:Dönüş açısı şaft sonu yönünde bulunur.

Pahlı segman:Pahlı kısım piston tabanı yönünde bulunur.

Yağ segmanı(normal): Her iki yönde de monte edilebilir.

Pahlı yağ segmanı: Pahlı kısım, piston tabanı yönünde bulunur.

Geniş ağızlı yağ segmanı: Her iki yönde de monte edilebilir.

Şek.33.En önemli piston segmanları ve onların kullanım yerleri

meye karşılık olarak üst segman yuvasının yan yüzeyine dayanma ihtimali ortaya çıkar ve segman gerisinde gaz basıncı tesirinin ortadan kalkmasıyla silindir cidarına doğru ilave presleme gücü olacaktır. Segman ağırlıklarının küçüklüğü, segman ve ara cidarlarının zorlanmalarını da azaltır. Ve segman yüksekliğinin az oluşu da segman bölgesinin direk olarak kısılmasına tesirli olur. Sıkıştırma segmanlarının adedi ve aksiyal yükseklikleri gerekli bilgiler Tablo 4 de verilmiştir.

Yağı sıyırmak için yağ segmanlarına kullanma amaçlarına uygun olarak şekil verilir. Silindir yüzeyine karşı pres gücünü artırmak için gerekli önem verilmelidir. Pres kuvvetini 7 kp/cm<sup>2</sup> ye kadar daha da artırmak için yağ seg-

manı arkasında genellikle çelik destek yayları da ön görülmektedir. Böylece birçok hallerde yalnız bir yağ segmanını kullanmak yeterli ve uygun olmaktadır.

Tablo: 4 Sıkıştırma segmanlarının yükseklikleri ve sayıları

	Adedi	Aksiyal Yükseklikleri mm.
Benzin motorları:		
İki zamanlı motorlar	2-3	2-3
Dört zamanlı motorlar taşıt ve uçak motorları	2-3	2-3,5
Diesel motorları :		
Taşıt motorları	3-4	2,5-4
Hızlı devirli lokomotif ve Gemi motorları	3-5	3-5

Yağın geri dönüşü için, kanallar içinde ayrıca delikler veya kanallar bulunurlar. Bunların içinden yağ, piston iç kısmına doğru akabilirler veya piston dış yüzeyi üzerinde bulunan serbest yüzeylerden yağ aşağıya doğru sızıp giderler.

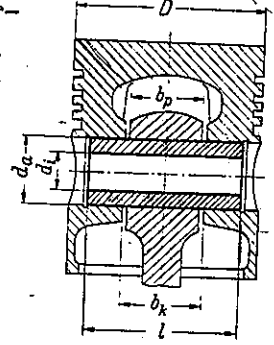
Tecrübeler göstermiştir ki, sıkıştırma (kompresyon) segmanları da yağ sarfiyatının miktarında önemli derecede etkili olmaktadır.

### 1.26 Piston Pimleri

Piston pimi, piston ile piston kolu arasındaki bağlantı elemanıdır. Pimin görevi her iki eleman arasında meydana gelen kuvvetleri aktarmaktır.

Pimin dış ölçüleri, piston içindeki mevcut hacim şartları ve pim malzemesinin mukavemet özellikleri ile tayin edilir. (b. kısım 1.21) Pimde, motorların ileri ve geri hareket eden parçalarından sayıldıklarından, mümkün olabilen en az ağırlıkla görevini yapmalıdır. (Yani küçük ağırlıklı olmalıdır.)

Üzerine tesir eden kuvvetlerin etkisi ile pim eğilmeye, yassılmaya ve kesilmeye zorlanır. Bu zorlamalardan ilk ikisinin hesabı için SCLAEFFKE (15) bir hesap metodu vermiştir. Gerek piston kolu pim yatak yeri ve gerek piston yatak gözlerindeki yük dağılımı bakımından basit kabullerle bu metod geliştirilmişse de hesaplar pratikte iyi neticeler vermiştir. Şekil 34 de gösterilen ifadelerle SUHLAEFFKE tarafından çıkarılan bağıntılar aşağıda verilmiştir. Burada P = toplam kuvvettir. Pim ortasındaki gerilim değerleri:



Şek.34.Piston pimi hesabıyla ilgili şekil.

a) Eğilme zorlanması için:

$$\sigma_{Bieg.} = \left(1 - \frac{b_k}{1+b_k}\right) \cdot \frac{P(1+b_k)}{8 W_b}$$

$$\text{Burada } W_b = \frac{(d_a^4 - d_i^4)}{32 d_a} \text{ dir.}$$

b)

$$\sigma_{Abpl.} = \frac{3 P (d_a + d_i)}{4 l (d_a - d_i)^2}$$

Formülden de anlaşılacağı gibi, kesit sabit olduğunda, pimin eğilmesi dış çap değeri arttıkça azalırken, buna karşılık yassılma artmaktadır. Kaide olarak her iki zolamanın takriben aynı derecede büyük olmasına gayret edilir. Böylece DİN 73121 ve 73122 de verilen ölçüler elde edilir. En büyük zorlama, çekme gerilimi olarak pimin iç deliğinde meydana gelir. Piston yatak göbekleri ile piston kolu arasındaki ara bölgelerde pim kesilmeye de zorlanır. Eğilmeye ve yassılmaya karşı yeterli derece pim ölçülendirildiği gibi, kesilmeye karşı da yeterli emniyete sahip olması gerekir.

Piston yatak göbeklerinde emniyetli bir yataklama için dış gömlek yüzeyi ve büyük çekme gerilimlerinden dolayı da pimin iç deliği yüksek değerde satıh kalitesine sahip olmalıdır. Normal olarak dış çap yüzeyi için ortalama pürüzlülük 0,3 µm.ye kadar ve iç delikte ise 0,25 µm.ye kadar müsaade edilir.

Tablo: 5 Pim ve piston yatak göbekleri arasındaki toleranslar (  $\mu\text{m}$  )

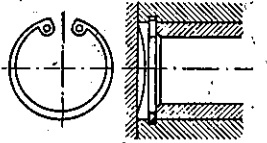
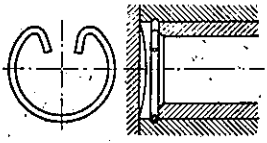
Piston Malzemesi	Piston çapı (mm)	Motorun çalışma şekli	
		Dört zamanlı	İki zamanlı
1.Emniyet rinçleri (halkaları) ile emniyetli (serbest pim) Al-Alaşımaları	+100 100-150 90-130	Takriben +3 ve -2 arası Takriben +4 ve -4 arası	Takriben +3 ve +5 arası Takriben +3 ve +15 " Takriben +15 " +25 "
Gri Pim 2.Pim piston kolu içinde bağlı Al-Alaşımaları Gri pim	50-130 50-130	Takriben +6 ve +8 arası Takriben +7 ve +9 arası	

Bir taraftan pim ile piston yatakları ve diğer taraftan pim ile piston kolu arasında uygun bir geçme tolerans değerlerinin seçimi için gerekli itina gösterilmelidir. Piston piminin yatak ve bağlama durumuna göre tolerans değeri değişiktir. Tam serbest pim durumunda; yani pimin hem piston ve hemde piston kolunda serbest hareket edebilmesi, ve-

ya yarı serbest pim durumunda; yani pim piston kolu içinde bağlı ve piston üzerinde serbest hareketli oluşuna göre toleranslar farklıdır. Yarı serbest pim durumunda tüm sallantı hareketi piston göbek yataklarında oluşmaktadır.

Pimin kayarak silindir cidarlarına temas etmesine mani olmak için, yavaş doğru hareket imkanlarının emniyete alınması gerekir. Yarı serbest pimde, pim piston koluna sıkıca bağlı olduğundan başka bir emniyet gerekmez. Tam serbest pim durumunda ise pimi her iki tarafından dıştan emniyete alan

yuvalar telden veya çelik saçtan emniyet halkaları ön görülür. Şekil 75 a ve b de gösterildiği gibi, emniyet halkaları piston yatakları içindeki kanallara yerleştirilir. Ancak, yağ soğutmalı büyük pistonlarda ve iki zamanlı diesel motorlarında bunların yerine pistonun pim ağızları örtme plakası ile kapatılmıştır. Bu kapak aynı zamanda hem pim emniyeti ve hemde yağa karşı kapama vazifesi görür.



Şek. 35a ve b: Piston pimi emniyet halkaları.  
a) Yuvarlak telli halka; b) Çelik profil halka

### 1.3 Piston Malzemeleri

#### 1.3.1 Genel Şartlar

Motorların geliştirilmesine paralel olarak, bilhassa pistonlar için-başka parçalarda pek kullanılmayan- malzemelerin seçildiği bir gerçektir. Pistonun motor içinde önemi büyük olduğundan, öngörülen malzemelerin de o şartlara uygun düşmesi gerekir. Bugün pistonlarda kullanılan malzemelerin çeşitleri bazı yönlerden birbirine ters düşebilen özellikler arz etmektedir. Piston malzemelerinden istenilen önemli bazı özellikler şöylece sıralanabilir.

a) Pistonun ağırlığının küçük olması, ancak özgül ağırlığı düşük olan malzeme ile sağlanabilir. Bu özellik, hafif metallerin piston malzemesi olarak kullanılmasından sonra mümkün olmuştur. Özgül ağırlığı 1,8 ile 1,9 kp/dm<sup>3</sup> olan magnezyum alaşımları bu açıdan en uygun şartları beraberinde getirmektedir, fakat aşınma mukavemetinin yeterli olmaması nedeniyle piston malzemesi olarak hakimiyeti sağlayamamıştır. İkinci en uygun malzeme olarak Aliminyum sayılabilir. Bugün aliminyum ana alaşım malzemesi silis - yumla beraber piston imalinde çok geniş kullanma imkanı yaratan malzeme alaşımını meydana getirir. Aliminyum-Alaşımının birim ağırlığı 2,6 ile 2,9 kp/dm<sup>3</sup> arasında bulunur. Ancak iki zamanlı motorlarda, özel şartlar altında fazla piston ağırlığı yatak yükünün azalmasına az derecede mani olduğundan, bazı iki zamanlı diesel motorlarında, burada meydana gelen yüksek ısı dikkate alınarak piston özel pikten imal edilir.

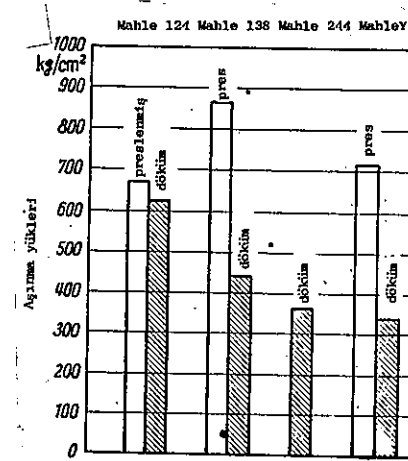
b) Yeterli bir statik ve dinamik mukavemet: Bilhassa motorun çalışması anında meydana gelen temperatur dereceleri piston malzemesine önemli etkide bulunur. Maalesef hafif metal alaşımları bu nedenle son sırada bulunurlar. Bu alaşımın mahzuru, aşınma mukavemetinin küçük ve ısı genleşme katsayısının nisbeten büyük oluşundandır. Bu mahzuru ortadan kaldırmak bu güne kadar mümkün olamamıştır. Dolayısıyla bu alaşım gurubunun kullanma nisbeti dar sınırlar içerisinde kalmaktadır. Az miktarda magnezyum, bakır ve nikel ihtiva eden aliminyum-silisyum-alaşımlar nisbeten yüksek mukavemet değeriyle bu gün piston imalatının ana malzeme grubunu teşkil ederler.



Kullanılan tüm alüminyum-piston alaşımları (% 20 den fazla silisyum ihtiva edenler hariç) dövülerek daha yüksek mukavemet ve genleşme değerlerine getirilmektedir. Bu özellikten, bilhassa uçak ve yarış motorlarında hemen tamamen ve yüksek güçlü diesel motorlarında da oldukça fazla yararlanılmaktadır.

c) Isı genleşme değerinin mümkün olduğu kadar küçük olmasının önemi kısım 1.23 de etraflı açıklanmıştır. Genel olarak motor gövdesi pikten imal edildiği için, alüminyumun yüksek değerdeki ısı genleşmesi oldukça mahzurlar meydana getirir. Demir piston bu yönden en uygun durumdur. Silisyumla alaşım meydana getirmek suretiyle (silisyum oranı % 25 e kadar) alüminyumun ısı genleşme değeri  $24 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$  dan  $16 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$  a kadar düşürülebilir. Böylece demirin ısı genleşme değeri olan  $11-12 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$  a oldukça yaklaşmış olur. Bunun haricinde ısı genleşme te sirlere daha uygun hale getirmek için konstrüksiyon yönünden imkanlar da vardır. Ayrıca, motordaki çalışma ısı dereceleri, alüminyum alaşımlarının erime derecelerine nisbeten daha yakın olduğundan özel bir ısı işlemi gerektirir. Bu suretle, alüminyum alaşımlarının kullanılmalari halinde, işletme şartlarına göre kalıcı hacim değişmesi  $10^{-4}$  mm/mm değerini aşmaması sağlanmış olur. Dolayısıyla gerçekten meydana gelen boy uzamaları dikkate alınmayacak derecede küçük kalır.

d) Isı iletme özelliğinin yüksek olması, (ısı geçirme yüzey kesitleri oldukça küçük olmasına rağmen) piston malzemesi için çok önem taşır. Alüminyum alaşımlarının, özgül ağırlıklarının uygun değerde oluşunun yanında ısı iletme özelliğinin de iyi oluşu tüm demir malzemeli pistonlara göre ana faydalarından birini teşkil eder. Alüminyum alaşımlı pistonların 0,24-ile 0,38 cal/cm.s. $^{\circ}\text{C}$  lik ısı iletme değerleri, diğer tüm demir alaşımlarının 0,08 ile 0,13 cal/cm.s. $^{\circ}\text{C}$  lik değerlerine nazaran oldukça üstün değerlerdedir. Bunun anlamı nisbeten düşük piston-temperatürü demektir. Bu temperaturun az olması sadece mukavemet yönünden arzu edilmekte, aksine segmanlar bölgesinin yağlanmasına uygun şekilde tesirli olmaktadır.



Şek. 36; Sertleştirilmiş sementö çeliği karşı alüminyum piston alaşımlarının

döküm pistonun aşınma mukavemeti daha da artırılmış olur. (b.kısım 1.22 ve 1.33)

Piston malzemesinin sürtünme aşınması, ancak yetersiz bir yağlama olduğu zaman ortaya çıkar. Yatak metalleri deney makinaları üzerinde P.SOMMER tarafından yapılan deneylere göre, alüminyum alaşımlı ve pik döküm pistonların 8 m/s lik kayma hızındaki sürtünme değerleri 0,004 ile 0,009 arasında bulunur. Buna karşılık Magnezyum alaşımlı pistonlarda bu değer 0,02 ve 0,03 dür. Bununla ilgili olarak silindirin iç yüzeyinin piston tarafından aşındırılmasına karşılık yeterli mukavemet göstermesi önem taşır. Motor içerisinde bu problemin gerçek değerde çözülmesi oldukça zorluklar yaratmaktadır. R.DIETERICH in (16) bir deneme aparatı üzerinde yaptığı incelemelerinde, yetersiz yağlamaların alüminyum alaşımlarında bu yönde belirli farklılıklar olduğunu göstermiştir. (Şekil 36) Yukarıda bahsedilen denemelerde elde edilen sonuçlara göre presle imal edilen pistonlar, dökümle imal edilen alaşımlara nazaran daha az aşınma göstermektedir.

f) Piston malzemesinin seçiminde buraya kadar açıklanan konular yanında, malzemenin fiyatı ve işleme masrafları da önemli bir etken olur. Her kullanma yeri ve çalışma şartlarında pistonun istenen özelliklere bağlı olarak, bu

e) Piston malzemesinin kayma özellikleri yanında, aşınmaya karşı mukavemeti, en büyük öneme sahiptir. Bu yönden demir malzemenin pistonlar, tüm hafif metal alaşımlarına nazaran daha üstündür. Bilhassa Alüminyum-Silisyum-alaşımları (Silisyum oranı % 18-24 arasında) o derece yüksek aşınma mukavemetine sahiptir ki, genel olarak pistonun aşınması, (aşınma daha ziyade segman kanalları yan yüzeylerinde meydana gelir.) motorun ömrü bakımından kritik bir değer taşımaz. Kanal yerlerinin aşınması bakımından motorda uygun olmaları şartlar mevcut ise, segman tutucu elemanlardan istifade edilerek pik

şartlara yeterli emniyette uygun düşen piston malzeme alaşımı seçilir. Genellikle Amerikan PKW (taşıt) motorlarında büyük hacimli ve dolayısıyla birim yüzeye isabet eden yük miktarı düşük pistonlar (piyasada mevcut alaşımlara göre) imal edilirken Avrupa motorlarında birim yüzeye isabet eden yük fazla olan yeni alaşımli pistonların imali tercih edilmektedir.

### 1.32 Alüminyum - Piston alaşımları.

Ağırlık bakımından hafif, fakat aşınma mukavemeti az olan magnezyum alaşımları piston malzemesi olarak yerini başka alaşımlara terkederken alüminyum-bakır alaşımları, ısı iletkenlik özelliğinin ve sıcaklık mukavemetinin yüksek oluşu yanında, döküm yapılabilmesi ve mekanik işleme özelliklerinin de uygun olması nedeniyle uzun süre kullanmada hakimiyet sağlamıştır. Başlangıçta bakır nisbeti % 18 lik oranla yüksek iken, daha sonraları silisyum ve nikel'in oranları artırılarak yüksek bakır nisbeti yerini bunlara bırakmıştır. Bu grubun en önemli temsilcileri bu gün İngiltere de kullanılan RR 58 ve RR 59 alaşımları ile bunlara yakın değerdeki Y alaşımıdır.

Bakır, Nikel ve Magnezyum katkıları ile Alüminyum -Silisyum alaşımlarının, önemli bütün özellikleri kademeli olarak düzeltilerek, bu gün istenilen, hemen bütün şartlara uygun düşen seviyeye getirilmiştir.

Bunlar tavlama yapılarak mevcut tabii özellikleri daha düzeltilir. İhtiva ettikleri silisyum miktarlarına göre alüminyum-silisyum alaşımları üç ötektike ayrılır. Bunlar: ötektik altı (% 7-9 Si), ötektik (% 11-13 Si) ve ötektik üstü (% 17-25 Si) dür. Ötektik altı grubunun en çok bilineni ve dış ülkelerde çok kullanılan alaşımı: Tip Bohnalite L4 (% 8-10 Si) dir. Almanya da en çok kullanılan ötektik ve ötektik üstü alaşımları (alaşım oranları ile birlikte) Tablo 6 da, fiziksel ve mukavemet özellikleri ile beraber de tablo 7 de verilmiştir. Her üç ötektik durumu için alaşımlar bugün kullanılmaktadır. Buna karşılık ötektik üstü alaşımları ısı genleşme değerlerinin küçük ve aşınma mukavemetinin iyi olmaları nedeniyle iki zamanlı motorlar ve diesel motorlarında tercih edilir.

Sinterli alüminyum pistonların yüksek ısı derecelerinde bile yüksek bir mukavemet değerlerine sahip olduğu görülmüştür. Sinterli malzemeden imal edilen pistonun mali

Malzeme cinsi	Cu	Mg	Mn	Si	Fe	Ti	Zn	Ni	Cr	Pb	Sn
AlSi 12 CuNi Ks 1275	0,8	0,8	0,2	11	0,7	0,2	0,2	0,8			
Mahle 124	-	-	-	-	-	-	-	-			
Nüral 3210	1,5	1,3		13				13			
AlSi 18 CuNi Mahle 138	0,8	0,8	0,2	17	0,7	0,2	0,2	0,8			
	-	-	-	-	-	-	-	1,3			
	1,3	1,3		19							
Nüral 1761	0,8	0,7	0,4	16,4	0,8	0,2	0,2	3,2	0,4		
	-	-	-	-	-	-	-	-	-		
	1,2	1,2	0,6	17,5				3,6	0,6		
AlSi 21 CuNi KS 280	1,4	0,4	0,6	20	0,7	0,2	0,2	1,4			Co 0,5
	-	-	-	-	-	-	-	-			-
	1,8	0,8	0,8	22				1,6			1,2
AlSi 25 CuNi KS 282	0,8	0,8	0,2	24	0,7	0,2	0,2	0,8			Co 0,3
	-	-	-	-	-	-	-	-			-
	1,3	1,3		26				1,3			0,5
Mahle 244	1,0	0,9	0,2	23	0,7	0,2	0,2	0,8	0,3		
	-	-	-	-	-	-	-	-	-		-
	1,7	1,0		26				1,3	0,5		
Nüral 2361	0,8	0,7	0,2	22	0,8	0,2	0,2	0,8	0,4		
	-	-	-	-	-	-	-	-	-		-
	1,2	1,2		25				1,0	0,6		

Tablo 6

Malzeme Çelisi	İmalat şekli	Ağır ağırlığı kg/cm <sup>2</sup>	Çekme mukavemeti kg/cm <sup>2</sup>	Kopma gerilimi %	Birimli gerilim kg/cm <sup>2</sup>	Doğru geçişim mukavemeti kg/cm <sup>2</sup>	Yavaş karşı ısı alınması				Elastik modül kg/cm <sup>2</sup>	Özellik ağırlığı kg/cm <sup>3</sup>	Isı ileme katsayısı cm.s.°C	Ortalama dopruca ısı genleşmesi 20°C-200°C 10°C
							150°C'de kg/cm <sup>2</sup>	250°C'de kg/cm <sup>2</sup>	350°C'de kg/cm <sup>2</sup>	450°C'de kg/cm <sup>2</sup>				
AISI 12 ÇUMİ MS 1275 Mühle 124 Nüral 320	C	18-21	20-24	0,2-1	90-125	7-9	16-20	8-12	75-95	55-50	7500	2,70	0,30-0,32	207 <sup>6</sup>
	P	33-38	34-40	2-4	100-130	7-9	22-30	10-17	70-105	35-35	7500	2,70	0,33-0,34	20-21 20-21
AISI 18 ÇUMİ Mühle 139 Nüral 1761	C	17-20	18-22	0,2-0,5	90-125	7-9	15-18	8-12	80-95	40-50	8000	2,68	0,28-0,30	18-19
	P	20-26	24-30	1-2	100-130	8-10	19-23	10-15	80-100	35-35	8000	2,68	0,28-0,30	18-19
AISI 21 ÇUMİ MS 260	C	17-20	18-22	0,2-0,4	90-140	7-9	16-19	9-13	80-110	50-70	8600	2,68	0,29-0,31	18-19
	P	17-20	18-22	0,2-0,5	90-120	8-10	15-19	9-13	80-105	50-70	8600	2,68	0,29-0,31	17-18
AISI 25 ÇUMİ MS 282 Mühle 244 Nüral 284	C	17-20	18-22	0,1-0,3	90-130	7-9	15-18	9-12	80-100	45-60	8600	2,65	0,24-0,26	16-17
	P	17-20	18-22	0,1-0,3	90-115	7-9	15-18	9-12	80-105	45-60	8600	2,65	0,24-0,27	16-17

Tablo 7

yetinin çok yüksek olması nedeniyle, ancak başka elemanın kullanılmasının uygun olamayacağı yerlerde uygulama sahası kazanır. (Mesela, yüksek basınçlı diesél motorlarının piston üst tabanlarında, yarış araba pistonlarında). Bu piston imalatının güç bir tarafı da, sinter malzemesi ile pistonun diğer malzemesi arasında iyi bir bağlantının olması gerekmektedir. Silizyum tozu karıştırmak suretiyle sinter parçalarının özelliklerini daha da uygun hale getirmek mümkündür. (mesela ısı genleşme kat sayısı ve aşınma mukavemetine uygun şekilde tesir eder.)

### 1.33 Demir Piston Malzemeleri

Yüksek devirli içten yanmalı motorların gelişmeleri -nin başlangıcında sadece demir pistonlar kullanılmaktaydı. Bu gün artık kısmen yüksek yükte çalışan iki zamanlı diesél motorlarında bu pistonlar görülmektedir. Çünkü bu motorlarda bir taraftan en yüksek termik yüklenme olurken, diğer taraftan burada ağırlık ilk planda bir sorun arz etmemektedir. (Almanya da: Krupp, USA da: General Motors Corporation v.d.). Almanya da alaşımlı, tavlanmış özel döküm demirler kullanılırken, USA da buna karşılık Ar Ma-Çeliği adı altında tanınmış temper döküm benzeri demir çeşitleri kullanılmaktadır. Son zamanlarda Sfero - dökümlü pistonlarda tercih edilmektedir. Yukarıda izah edilen demir tiplerinin birbirinden önemli farkları, demir içinde bulunan serbest karbonun teşekkül şeklinden doğmaktadır. Buna karşılık perlit hepsinin müşterek ana maddesini teşkil eder.

Bazı özel hallerde üst tabanı yukarıda bahsedilen demir tiplerinden ve gövde hafif metalden pistonlarda kullanılmaktadır. Burada demir yerine yüksek değerli paslanmaz çeliklerde kullanılabilir.

Segmanların bağlandığı ek parçaların demir malzemedan oluşan taşıyıcı elemanlarında bazı özelliklerin bulunması istenir. Bunlarda yüksek aşınma mukavemet değerlerinin yanında hafif metal alaşımının ısı genleşme değerine mümkün olduğu kadar yakın bir değer olması istenir. Böylece segman tutucu parça ile piston gövdesi arasında meydana gelen gerilimler işletme ısısına bağlı kalmaksızın küçük değerlerde tutulur. Bu uygulama için yüksek nikel veya man-gan alaşımlı austenit demir tipleri kullanılır. Bunların ısı genleşme kat sayısı 16-17x10<sup>-6</sup>/°C civarındadır. Bu alaşım grubunun en önemlisi NiResist ve Duleman adı altında tanınanlarıdır.

Piston yüzeylerinden şu özellikler istenir:

a) Bu yüzey tabakası silindir iç yüzeyi üzerinde kayan şaft kısımlarının kayma özelliğini-(Bilhassa ilk hareket periyodu esnasında) emniyette tutmalıdır.

b) Yüksek ısıya karşı mukavim tabaka olarak fazla yük altında çalışan motorlarda piston üst tabanını termik yönden korumalıdır.

a için) piston şaftının hareket kabiliyeti ilk planda piston ve silindir malzeme uyumu ve onların yüzeyleri -nin pürüzlülük durumuna bağlıdır. Pürüzlülük bilhassa yağlamayı sağlamak için, belirli yağ filmini tutma bakımından önem taşır. Bundan başka yumuşak metallerin ince tabakaları, yağlamanın yetersiz olduğu durumlarda geçici bir süre için de olsa hareketli yüzeylerin kayma özelliğini emniyete almış olurlar. Kalayla kaplamada, tuz eriyiği içindeki kalay, daha az değerli olan bir tuz eriyiği için alüminyum da yer değiştirerek piston hareket yüzeyi üzerine birikir. Takriben 0.003 mm. kalınlığa erişen bu tabaka, hareket yüzeyine (beyaz metal yataklarında olduğu gibi) emniyetli bir kayma özelliği verir ve böylece yeni monte edilmiş bir piston da bile motorun daha çabuk yüklenmesini mümkün kılar.

Pistonun hareket yüzeyinin kurşunla kaplanması da aynı amaca hizmet eder. Burada da yukarıdakine benzer bir usulle takriben aynı kalınlıkta bir kurşun tabakasına erişilir. Kurşunun kalaya karşı erime ısı derecesi daha yüksek olduğu için termik yönden fazla yüklü pistonlarda kurşun tabakası daha tercih edilir.

Yetersiz yağlama şartlarında grafit bir tabaka, yağ tutmak bakımından oldukça kolaylıklar sağlar. Grafit tabaka, yağı iç kısımlarına emmek ve gerektiğinde, yani kifayetsiz yağlama durumunda tekrar vermek özelliğine sahiptir. Böyle bir grafitli muhafaza tabakası hem alüminyum ve hemde dökme demirden pistonlarda elde edilirler.

b için) Bu tabaka bilhassa diesel motorları için, piston üst tabanının termik yönden aşırı zorlanmalarına karşı düşünülmüştür. Koruyucu bir tabakaya sahip olmıyan alüminyum piston malzemesi tek başına yüksek derecede ısınmış

gazlara karşı yeterli mukavemeti gösteremeyeceğinde bir koruyucu tabaka yardımıyla mukavemet değeri artırılır. Özelliğinin çok uygun düşmesi nedeniyle en çok Eloxal-ta -baka kullanılmaktadır. Bu tabakanın erime noktası yüksek, sertliği de fazla olduğu gibi, piston ana malzemesi ile de iyi bir bağlantı temin eder.

### 1.35 Piston Segman Malzemeleri.

Piston segmanları.-çok az istisnalar hariç- yüksek değerli, katmerli Grafit tabakalı olarak gri pikten imal edilirler. Kullanıldığı yer bakımından, istenilen tüm özelliklere bu derece uygun düşen malzeme pek yoktur. Segmanlardan aranılan nitelikler; yüksek kopma mukavemeti, esneklik, iyi kayma özelliği, aşınma ve yüksek ısıya karşı mukavemeti ve imalatının kolay olması gibi hususlardır. Kendi kendine gerilme özelliği olarak piston segmanı, piston üzerine en çok zorlanan bölgede, darbelere karşı (duran bir motorda) da statik yönden eğilmeye zorlanır. Motorun çalışması halinde ilave dinamik zorlanmalar, normal gripik segmanlarında takriben 40 kp/mm<sup>2</sup> lik statik eğilme mukavemeti (E-modul değeri ortalama olarak 10.000 kp/mm<sup>2</sup> de) gerektirir. Özel hallerde ısı işlem yoluyla veya alaşım maddesi ilave edilerek mukavemeti takriben 60 kp/mm<sup>2</sup> ye yükseltmek gerekir. Ancak, bu işlemler nedeniyle pek arzu edilmemesine rağmen E-modul değerinin de takriben 12000/14000 kp/mm<sup>2</sup> ye çıkması beklenmelidir.

Gri-Pik kayma özellikleri, grafit katmer yapılı primer karbonun, pratik veya sorbitik ana doku ile birleşmesi ile elde edilir.

Segmanların aşınmalarını azaltmak için birçok hallerde, en üstteki kompresyon segmanı ile kısmen en yüksek yüzeysel sıkışmaya tabi olan yağ segmanları sert kromla kaplanır. Krom tabakası sadece ilgisi olduğu segmanın çabucak aşınmasına mani olmayıp, diğer segmanlar ile silindir iç yüzeyinin daha az aşınmasında etkili olur. Kromla kaplanmamış segmanlara karşılık, sert kromla kaplanmış segmanların fazla kullanma ömür süresi ortalama olarak takriben % 100 dür.

Diğer taraftan krom tabakası, piston segmanı ile silindir iç yüzeyinin birbiri içindeki hareketini zorlaştırır bu yüzden kromla kaplanmış segmanlar üzerine, kaymayı

daha kolaylaştırması için ilave bir tabaka kaplanır. Veya krom tabakası yerine aşınma mukavemeti daha düşük fakat kayma özelliği daha iyi olan tabakalar getirilebilir. (Mesela Fosfat veya Ferroxdenilen kaplama) Bu her iki malzeme de içerlerine yağ emerek belirli oranda kendi kendine yağlama yapan ve dolayısıyla sürtünmeyi azaltan özelliklere sahiptirler.

### 1.36 Piston Pimi Malzemeleri

Kısım 1.26 da izah edilen pim zorlanmalarına yeterince cevap verebilecek, yani kayma özelliği iyi aşınmaya karşı mukavemeti ve değişken mukavemeti yüksek, kolay deforme olmayan ve aynı özellikte kalma niteliğine sahip malzemelerden seçilmesi gerekir. Genel olarak kullanılmış motorlar için piston pim malzemesi olarak az karbonlu, alaşımsız veya az alaşımlı çelikler seçilir ve uygun bir ısıtım işlemi ön görülerek istenilen mukavemet değerine getirilir. Ancak çok özel hallerde (mesela en yüksek yüzey sertliğinin gerekli olduğu yarış motorlarında) nitrasyon çelikleri kullanılır. Tablo 8 de, bugün Almanya da en çok kullanılan çelik tipleri, istenilen mukavemet değerleri ve yüzey sertlikleri birlikte topluca verilmiştir.

Isıtım işlemlerinden bir kısmı, pimin hem dış yüzeylerinde ve hem de iç delik yüzeyinde belirli bir sementasyon tabakası elde etmek için yapılır. Dış yüzey için uygulanan ısıtım işlemi piston piminden hareket nedeniyle iyi bir sertlik ve çok az aşınmaya erişmek istenirse, pimin iç deliği için ısıtım işlemi bir taraftan basıya karşı ön gerilim mukavemetini artırmak ve diğer taraftan mukavemet yönünden çok zararlı olan köşelerin karbonunun azalmasına imkan vermemek gereklidir.

Isıtım işlemi müteakiben, yeterli derecede yüksek bir sıcaklıkla menevişleme yapılarak, motorun çalışma anındaki sıcaklığın tesiri ile kalıcı bir deformasyona (yani ölçülerinin değişmemesine) imkan verilmemiş olur. Menevişleme sonucu dış yüzeyde meydana gelebilecek az miktarda sertlik düşüş değerleri Tablo 8 de verilmiş olup, pratik olarak bu düşüşün bir mahzur teşkil etmediği görülmüştür.

Az miktar değişik pim malzemesine bağlı kalmayı temin etme ve hatalarını kontrol etmede kolaylık sağladığı gibi

en uygun düşen ısıtım işlemi tatbik etmek bakımından önemli yararlar sağlar.

Tablo 8:

Malzemelerin Eski ifade şekli	DIN 1666 ve göre Sementasyon çelikleri			Nitrasyon çelikleri	
	C 15	15 Cr 3	16 MnCr 5	31 CrMoV 9	32 AlCrMo 4
	StC 16,61	EC 60	EC 80	N 54 Krupp	FPK 13 Krupp
Çekme mukavemeti kg/mm <sup>2</sup>					
2 mm kalınlıkta	> 60	> 77	> 95	95	80
5 mm kalınlıkta	> 66	> 74	> 93		
10 mm kalınlıkta	> 80	> 70	> 90		
Değişken yük mukavemeti kg/mm <sup>2</sup>					
2 mm kalınlıkta	> 34	> 38	> 45	45	40
5 mm kalınlıkta	> 32	> 36	> 44		
10 mm kalınlıkta	> 30	> 34	> 43		
Yüzey Sertlikleri Rockwell-C Birimleri	58-63	58-63	58-63	(62)	(67)
Vickers Birimleri	(870-780)	(870-780)	(870-780)	Takriben 750	Takriben 900
Kullanma sahası	Orta derecede (az) zorlanma küçük çaplı benzin motorları	Yüksek zorlanmalarda Diesel motorları normal hallerde	Yüksek zorlanmalarda Diesel motorları için özel hallerde	En yüksek zorlanmalarda Yarış motorlarında	Yüksek zorlanmalar için ve en büyük yüzey sertliği gerektiğinde

\* Su verme ile sertleştirmeden sonraki çekirdek kısmındaki minimum-ortalama değerlerdir. DIN 1666 daki değerlere göre ortalamaları alınmıştır.

\*\* Yaklaşık olarak şu bağıntıdan hesaplanmıştır: Değişken yük mukavemeti = 0,25 (uzama sınırı + çekme mukavemeti) + 5 kp/mm<sup>2</sup>.

\*\*\* 0,5 mm. nin üzerindeki yüzey sertleştirme - tabakası için normal kontrol metodu.

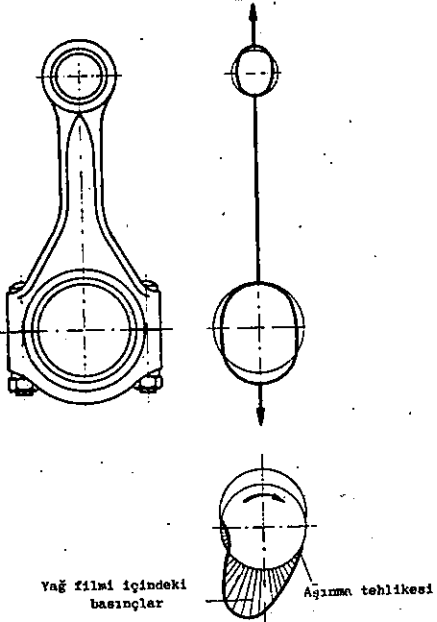
\*\*\*\* 0,5 mm. nin altında ve nitrasyon yapılmış pim için yüzey-sertlik tabakasına ait normal muayene metodu. İlgili sertlik mukayese değerleri.

## 2. PİSTON KOLU (BIYEL)

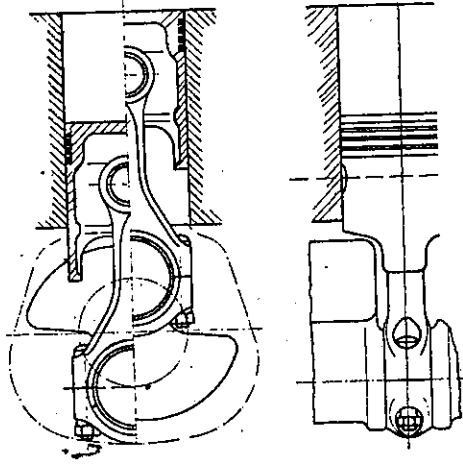
### 2.1 Piston kolunun şekillendirilmesine ait Genel görüşler.

İsminden de anlaşılacağı üzere piston kolu, piston ile krank milini birbirine bağlayan bir elemandır. görünüşe göre hesabı oldukça kolay, yani basit mukavemet formülleri ile hesaplanır ve şekillendirilir gibi düşünülebilirse de, pratik düşünceler göstermiştir ki, meydana gelen bazı problemler normal hesap yolları ile değil ancak tecrübeler, seçmeler ve deneyler ile çözümlenebilmektedir.

Piston kolu çalıştığı zamanlarda zorlanmalara karşı mu kavim olmalıdır, yani kırılmaması gerekir. Ayrıca biyelin krank mili yatak yerine bağlı büyük göbeği sağlam olmalı ve yatakta sıkışma meydana getirmemelidir. Kütle kuvvetleri devir sayısının karesiyle büyürler ve piston kolunun büyük yük göbeğini oval olmaya zorlarlar. (Şekil 37), Kayma yatak larda bir tarafta taşıyıcı bir yağ filminin mevcut olması,

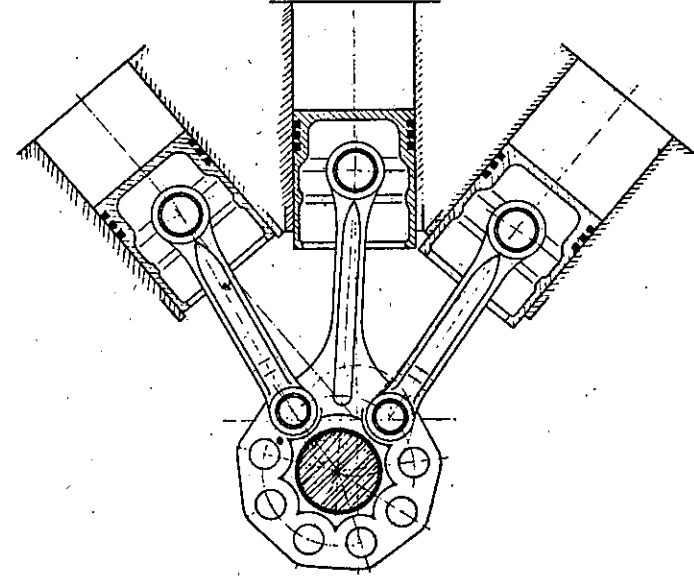


Şek.37. Kütle kuvvetleri ile piston pin yataklarının deformasyonu.



Şek.38. Piston kolu başı ve dengeleme ağırlıklarının tesiri.

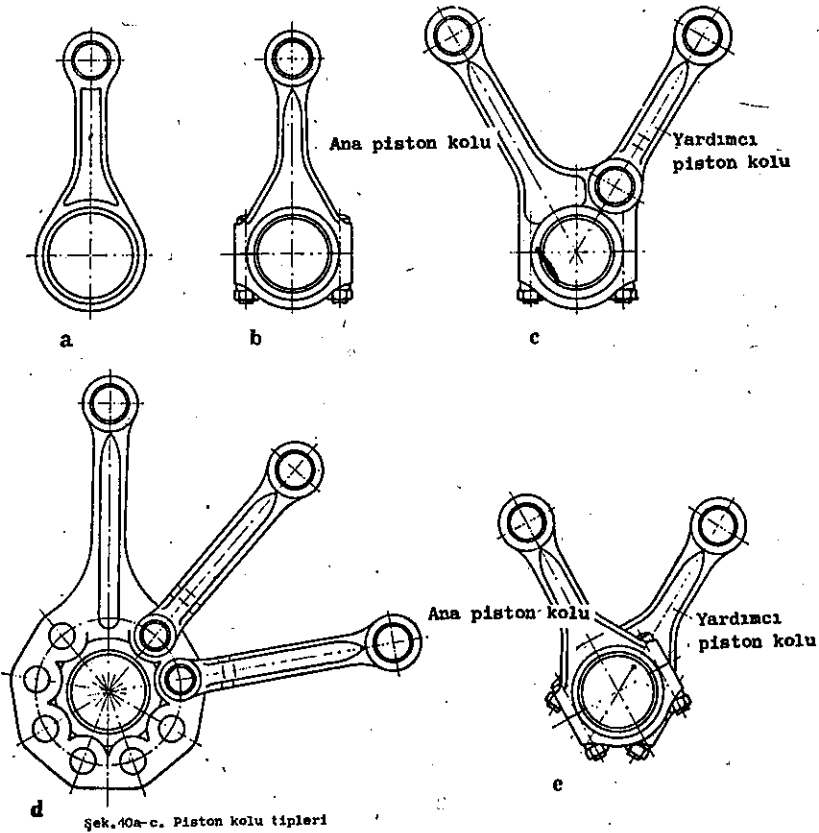
yatak bileziği ile krank mili arasında metalik bir teması olurken, yatak bileziğinin diğer tarafında metalik yüzeyler birbirini aşındırabilirler. (b. şekil 49). Rulmanlı yataklamada ise rulman elemanları aşırı yüklenebilir. Kütle kuvvetleri, şekil değiştirmeler ve yatak zorlanmaları piston kolu ağırlığı ile beraber yükselir. Bu yüzden mümkün olduğu kadar ağırlık ile mukavemet arasında uygun bir oran elde edilmeye çalışılmalıdır. Piston kolu ağırlığının düşük oluşu ile birlikte krank mili üzerindeki



Şek.39. Bir yandaki silindirin tesiriyle piston kolu boyunun tayini.

dengeleme ağırlıkları da daha hafif olur; böylece ikinci bir ağırlık tasarrufu sağlanmış olur. Hafif metalden piston kolunun geliştirilmesine büyük dikkat ve emek sarfedilmektedir. Ancak gelişme yavaş olarak uygulama bulmaktadır. Hafif metalden bir pistonun hangi derecede mekanik, termik ve kimyasal zorlanmalara karşı gelmesi gerektiği ve bu sahada ne değerinde büyük ve başarılı geliştirme çalışmalarının yapıldığı düşünülürse, gelecekte hafif metalden piston kollarının kullanılmasının gerçekleştirileceği pek tabii mümkün olabilir.

Piston kolu boyunun motorun toplam ağırlığına önemli derecede bir etkisi vardır. Çünkü kol boyu motor gövdesinin yüksekliğini tayin eder ve gerçekten gövde boyunun da



Şek. 40a-c. Piston kolu tipleri

a) Piston kolu başı yekpare (bölünmüş) piston kolu, b) Piston kolu başı parçalı piston kolu, c) Klavuzlu (yardımcı kolu) d) Bir yıldız motorunun piston kolu, e) Çatalı piston kolu.

ağırlık üzerine tesiri de oldukça fazladır. Piston kolunun boy sınırı, piston kolu başının dönüş hareketi ve krank mili dengeleme ağırlıkları (şekil 38) veya en yakın silindirdeki piston hareketi veya silindirin kurs boyu ile belirlenmiştir. Piston kolunun kısaltılması ile hareket yüzeyleri arasındaki artan basınç, mühimsenecek değerde değildir. Silindirlerarası açıları küçük olan yıldız motorları için, boyu oldukça uzun olan piston kolları gerekir. Buna ilaveten piston kolu başı da, yardımcı piston kolu nedeniyle (b.şekil 40 c) çok büyüktür. Buna karşılık sıra tip motorlar çok kısa piston kollarına sahiptirler. Kısa kurs boyuna sahip motorlar, kurs boyunun küçük olması ile değil (fakat kurs boyunun kısa olmasıyla silindirik delik çapı büyümekte ve dolayısıyla motor boyu artmakta) piston kolunun kısaltılması ile hafiflemektedir. Çünkü Piston kolu

çok kısa olduğunda motor yüksekliği küçüleceğinden ağırlıkta düşmektedir. Kurs boyu/Silindir delik çapı oranı  $s:D = 0,9$  olması halinde alt sınıra erişilmiş olunur. Bu oranda piston boyu 1 artık daha da küçültülemez ve dolayısıyla ağırlıkta pek düşme sağlanamaz;

$\lambda = \frac{s}{2l} \approx \frac{1}{3,4} \div \frac{1}{3,6}$  oranı sınır değer olarak kabul edilmelidir.

Piston kolunun krank miline bağlı büyük baş (yatak) kısmının parçalı olması önemli zorluklar yaratmaktaysa da, krank milinin silindir sayısına bağlı olarak çok kollu (dirsekli) olması nedeniyle, fiat ve hacim yönünden parçalı olmasına mani olunamamaktadır. (Şekil 40 b.) Piston kolunun büyük yatak yerinin dış genişliği pistonun yukarıdan silindir içerisine hareket etmesi ve piston kolu başının silindir içinden geçmesi gerekli olduğu taktirde silindir delik çapı ile sınırlanmış olur. Cıdar kalınlıkları, piston kolu bağlama civataları ve yatak kovani krank mili muylusunun kalınlığını tayin eder. Fakat bu çapın çok zayıf seçilmesi mümkün olamayacağından, konstrüksiyonun her yerinde dikkatli kısa ölçülendirme yapılmalıdır. Çok nadir hallerde eğik parçalı piston kolu seçilir. (b.Şekil 55 ve 74), böylece krank mili muylusunun (yatağının) kuvvetli olmasına imkan verilir. Fakat piston kolunun şekillendirilmesi ve bilhassa civatalar geçişi çok zorlaşır. Hafif metal piston kollarında civataların şekli ve bağlantıları çok önemli itina gerektirir.

Piston kolunun krank mili muylusu üzerine yataklanması genellikle kaymalı yataklar ile yapılır. Sadece iki zamanlı, -motosiklet-, Yarış ve uçak motorları ekseriya rulmanlı yataklar ile yataklanırlar. İki zamanlı ve motosiklet motorları için mühim olan yağlamanın basit olması, yarış ve uçak motorlarında ise önemli olan sürtünmedir. Büyük yatak yeri parçalı olan piston kollarında rulmanların ön görülmesi bazı zorluklar yapar. Bu problemler ancak büyük imalat masrafları ile giderilebilir.

Krank miline göre enine aynı düzlem içinde bulunan bir çok silindire sahip motorlar (Yıldız, W, ve bazı V-motorları ile çift pistonlu-iki zamanlı motorları) bir veya bir çok sayıda açılı yardımcı piston kolları olan ana bir piston koluna sahiptirler. (şekil 40 c ve d). Böylece büyük



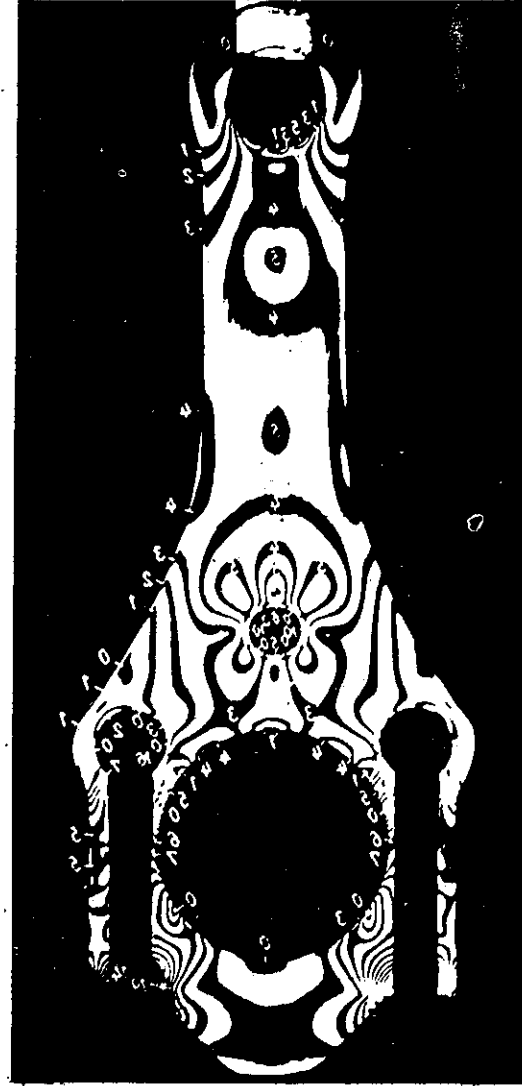
piston kolu yatağı, eğer birde parçalı olarak öngörülmiş ise çok karışık bir durum arzeder. Yıldız motorlarında krank miline bağlama yolu tercih edilerek, piston kolu başının parçalı olmasına mani olunmaya çalışılır. V-motorlarında genel olarak piston kolları, motor boyu biraz uzun olmasına rağmen yan yana öngörülür. Böylece silindir sıraları birbirine göre kaydırılmış olur. V-Uçak motorları ile bazı özel hallerde çatallı piston kolu kullanılır. (Şekil 40'e) Burada silindir sıraları birbirine göre kaydırılmış değildir. Fakat bunların imalatı pahalıdır. Yardımcı kollu piston kollarına nazaran çatallı piston kolu başı daha küçük olduğundan motor yüksekliğinin daha da küçük olmasına imkan verir.

Simetrik olmayan piston kollarından kat'i surette kaçınılmalıdır. Çünkü yatak yüklenmesi uygun şekilde değildir. (b.Şekil 64). Piston kolunun ve bilhassa shaftın şekli, motorla önemli derece etkilenir. Teknik hususlar yerine getirildiği müddetçe, uygulamada serbestlik kazanılır.

## 2.2 Piston Kolu Hesabı

Piston kolu ölçülerinin hesapla tayini ancak ön değer ve bilgileri verir. Çünkü gerçekte piston kolunun şekli, sağlamlığı ve eğer varsa mevcut çentik ve deliklerinde önemli etkisi vardır. Hesap yoluyla zorlanma değerleri emniyetle tesbit edilmeyen bölgeler hakkında bilgiler edinmek amacıyla optikle gerilimi tesbit etme metodundan istifade edilir. (Bu metod bazı geçişken malzemelerin özelliklerine bağlı olarak, mekanik gerilimler tesirinde optik özelliklerini değiştirme prensibine istinat etmektedir. İnceleniş parçasının plastik malzemenin modeli yapılır ve gerekli değerlerle uygun şekilde yüklenir. Böylece içinden geçen polarize ışık nedeniyle belirli şartlar altında renkli resimler elde edilir. Bunların uygun şekilde değerlendirilmesi ile iş parçası hacmi üzerinden gerilimlerin dağılışı görülür). Şekil 41 Plastikten (Suni reçineden) imal edilmiş bir pistonun yük altındaki resmini göstermektedir. Polarize ışık altında elde edilen aynı torsiyon gerilmeli çizgilerin resmi, kuvvetlerin tesiri, akışı ve meydana getirilen gerilim değerleri hakkında gerekli bilgileri vermektedir. Sık olarak birbiri yanında bulunan çizgiler bize tehlikeli bölgeleri tanıtır. Eğer muhtelif şekilde piston kolları-

nın gerilim bakımından mukayese edilmesi veya etkilerin daha uygun hale getirilmesi istenirse bu metod dahada çok



Şek.41.Suni plastikten bir piston kolunun yüklenmedeki modeli(AJS-motosiklet motoru).

## 2.21 Piston kolu üzerindeki Kuvvetler.

Piston kolu gaz ve kütle kuvvetlerin tesiri ile basıya ve yalnız kütle kuvveti tesiriyle de çekmeye zorlanır. Uçak motorlarında en büyük gaz kuvvetleri yalnız yük

önem kazanır. Optikle gerilimleri model üzerinde araştırma çalışmaları nisbeten az bir masrafla ve kısa zaman içerisinde mümkün olduğundan pratikte çok tutunmuştur. Yüksek zorlanmalı bölgeler için genleşmeyi ölçen ölçü sistemleri kullanılabileceği gibi vernikli sistemde kullanılır. Savaşma kuvvetlerin tesiriyle yatakların şekil değişikliğini daha iyi görebilmek için, çekme yükü altında piston kolunun büyük deliğinin ölçülmesi bilhassa tavsiye edilir. Piston kolunda menfi bir etkisi olmazsınız hangi yerlerde malzemenin kısıtlanmasına gidilebileceği ve ya hangi yerlerde malzeme kuvvetlendirilmesinin gerekeceği çok kolay tesbit edilmiş olur. Ancak bu yolla gerek sağlamlık ve gerekse ağırlık bakımından optimal bir değere erişilmiş olunur.

sek devirlerde meydana gelirken ve kütle kuvvetleri ile tesiri azaltılırken, vasıta motorlarında tam yüklenme küçük devir sayılarında da meydana gelebilir. En büyük kütle kuvvetleri daima, gaz kuvvetlerinin azaltma tesiri dik kate alınmadan hesaplanmalıdır. Çünkü en büyük kütle kuvvetleri dört zamanlı motorlarda gaz değişme ölü noktalarında meydana gelir ve yine yokuş aşağı inişte yüksüz yüksek devirlerde ortaya çıkabilir.

2.211 Gaz Kuvvetleri: En büyük gaz kuvveti  $P_G$  şu bağıntıdan hesaplanır.

$$P_G = p_{max} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \quad (kp)$$

$D$  = Piston çapı (cm);

$p_{max}$  = En büyük yanma basıncı (kp/cm<sup>2</sup>); Bu değer indikatör diyagramından elde edilir. Dört zamanlı benzin motorları için yaklaşık olarak şu bağıntıyla bulunan değer konulabilir.

$$p_{max} = p_a \cdot C \cdot \epsilon$$

$p_a$  = Yükleme basıncı (ata), yüklemesiz motorlar için bu değer = 1,0

$C = 7 \div 7,5$ ; vasıta motorlarında bu değer küçük olanı, yarış ve uçak motorlarında en büyük değer formüle konulur.

$\epsilon$  = Sıkıştırma oranı.

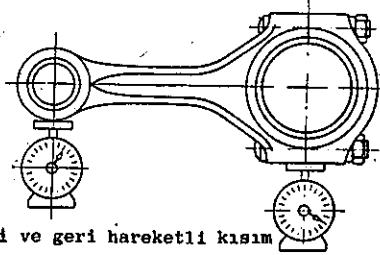
2.212 Kütlü Kuvvetleri:

İleri ve geri hareket eden kütlelerden meydana gelen en büyük kuvvetler; üst ölü noktada  $F_{ho}$ , alt ölü noktada  $F_{hu}$ , ile dönen kütlelerden meydana gelen kuvvetler  $F_r$  şu bağıntılarla hesaplanır:

$$F_{ho} = m_h \cdot r \cdot \omega^2 (1 + \lambda) \quad (kp)$$

$$F_{hu} = m_h \cdot r \cdot \omega^2 (1 - \lambda) \quad (kp)$$

$$F_r = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \quad (kp)$$



Piston kolunun kısımları

Şek. 42. Bir piston kolunda ileri ve geri hareket eden ve dönen piston kolu kısımlarının ağırlık tesbiti.

$m_H = \frac{G_h}{9,81}$  = Segmanlar ile birlikte piston ve piston pimi ile ileri ve geri hareket eden piston kolunun buna isabet eden kütle oranından meydana gelir. Ancak hesaplanan yerdeki bu kuvvetlerin tesiri dikkate alınmalıdır. kps<sup>2</sup> ;

$m_r = \frac{G_r}{9,81}$  = Piston kolunun dönüşe isabet eden kütle oranı ;

$G_h$  = Segmanlar ve pimler ile birlikte pistonun ağırlığı+ileri ve geri hareket eden piston kolu ağırlık oranı (kp);

$G_r$  = Piston kolunun dönüşe isabet eden ağırlığı (kp), ileri, geri hareket eden ve piston kolunun dönüşe isabet eden ağırlık nisbeti tahmin edilebilir veya tartmak suretiyle (b.şekil 42) kolayca tesbit edilebilir.

$r = \frac{s}{2}$  = Krank mili kol dönüş yarı çapı = piston kursunun yarısı (cm);

$\omega$  = Krank milinin açısal hızı (1/s);

$\lambda = \frac{r}{l}$  = İncelik oranı;

$l$  = Piston kolu boyu (cm),

2.22 Piston Kolu Ölçülerinin hesabı

2.221 Piston Kolu şaftı: Gaz kuvvet  $P_G$  ve üst ölü noktadaki kütle kuvvetleri  $F_{hu}$ , piston kolu şaftını basıya ve bükülmeye zorlarlar. Yüksek devirli motorlardaki çok kısa piston kollu olanlar için bükülme emniyetinin hesaplanmasına pek gerek yoktur. Onun hesabı yalnız uzun boya piston kollarının hesabı için lüzumludur. Çekme zorlanması kütle kuvvetleri  $F_{ho}$  tesiriyle üst ölü noktada meydana gelir.

Bası zorlanması  $\sigma_D$ :  $\sigma_D = \frac{p_{max}}{F_s}$  (kp/cm<sup>2</sup>) bağıntısından hesaplanır.

$p_{max}$  üst ölü noktada =  $P_G$ , Uçak motorlarında  $P_G - F_{ho}$ ;

$p_{max}$  alt ölü noktada =  $F_{hu}$ ;

$F_s$  = şaft kesiti (cm<sup>2</sup>);

Bükülme emniyeti: krank milinin dönüş yönünde  $S_k$  veya dönüş yönüne düşey durumda  $S'_k$ , şu şu formüllerle hesaplanır:

$$S_k = \frac{F_k}{P_{max}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{P_{max} \cdot \ell^2};$$

$$S'_k = \frac{2 F_k}{P_{max}}, \quad (\text{Hebaplar sıkı bağlama durumuna göre yapılamaz. Diğer taraftan da tam hareketli değildir.})$$

$F_k$  = Bükülme yükü (kp);

$E$  = Elastikiyet (esneme) modülü;

Çelik için =  $2,2 \cdot 10^6$  (kp/cm<sup>2</sup>)

Dövme alüminyum alaşımı için =  $700 \cdot 10^3$  (kp/cm<sup>2</sup>)

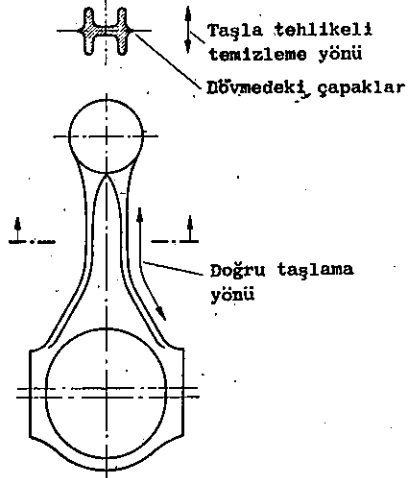
$J$  = Piston kolu kesitinin atalet momenti, (cm<sup>4</sup>);

$\ell$  = Piston kolu boyu (cm);

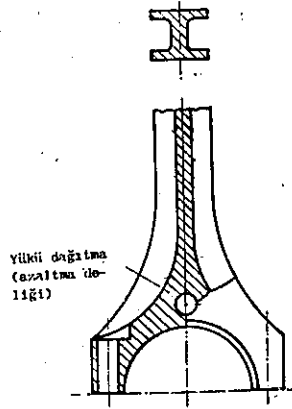
Çekme zorlaması  $\sigma_z$ :

$$\sigma_z = \frac{F_{ho}}{F_s} \quad (\text{kp/cm}^2) \text{ dir.}$$

Piston kolu şaftının kesiti, en uygun imalat durumu dikkate alınarak seçilebilir. Vasıta araba motorlarında hemek hemen tamamen I kesiti öngörülür. Çünkü bu şekil



Şek.43. Dövme çapaklarının alınması (taslağın taslanması).



Şek.44. Her taraftan işlem görmüş H-kesitli ve şaftlı piston kolu

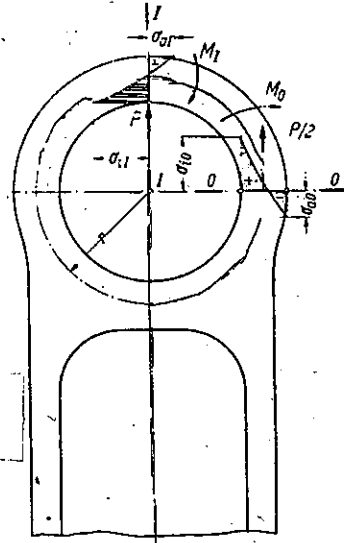
en uygun olarak dövülerek imal edilir. Dövme ile kaba taslak şekil elde edilir. Kalıpların ayırıcı yerlerinde meydana gelen çapaklar, taşlanarak alınmalıdır. Bu işlem boyunca istikametinde yapılmalıdır. Böylece bilhassa zayıf bölgelerde çentikler meydana gelmemelidir. (Şekil 43) Küçük boylu piston kollarında I-kesiti yerine daha basit olan O-kesiti tercih edilir. Gerekli kesit normal olarak o derece büyüktür ki, bükülme (kırılma) tehlikesi olamaz. Piston kolunun her taraftan işlem gördüğü yarış ve uçak motorlarında, imalatının en uygun olmasından dolayı ekseriya H-kesiti seçilir. (Şekil 44 ve 81) Önceleri muhtelif şekildedir. Rastlanılan boru kesiti bu gün artık kullanılmamaktadır. Çünkü onun imalatı hem pahalıdır ve hiçbir önemli faydası da yoktur.

Bilhassa gürültünün az olması önemle istenilen motorlarda, piston piminin yağlanması için piston kolu şaftının boyuna delik öngörülür ve yağlama yağı piston kolu başı yatağından küçük pim yatağına ulaşır. Piston pimi üzerinde ki yağ filmi, pistonun yük değişimleri anındaki gürültüleri azaltır. imalat yönünden piston kolu şaftı içinde uzun ve delik çapı küçük deliğin açılması pek arzu edilmez.

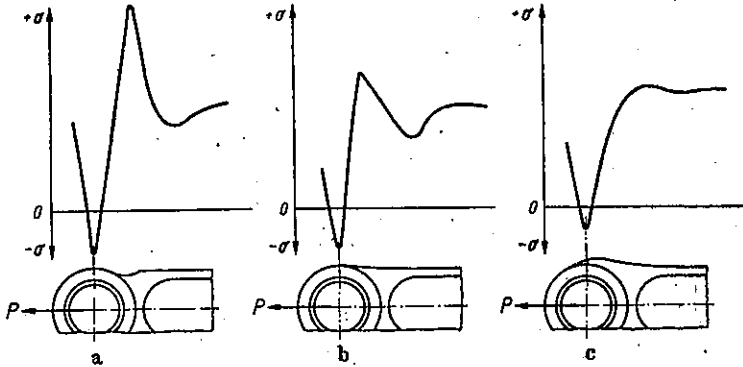
#### 2.222 Küçük piston kolu yatağı (Piston kolu pim deliği)

Küçük piston kolu yatak yerinde en büyük kuvvetler olarak üst ölü noktada, segmanlar ve piston pimi ile birlikte tüm pistonun ileri ve geri hareket eden kütleleri tesir ederler. zorlanmaların etkilerini tam olarak tesbit etmek mümkün değildir. Çünkü piston kolu küçük yatak yeri yük altında şekil değiştirir ve nihayet piston pimi üzerine dayanır. Piston yatak yeri iç kısmından P kuvveti ile zorlanan statik yönden belirsiz bir yuva olarak kabul edilebilir. (Şekil 45) Yatak yeri, kavisli taşıyıcı (mesnet) olarak eğilmeye zorlanır. Bu arada en büyük çekme zorlanması O-O kesitinde meydana gelir. Bu kesit,  $M_0$  eğilme momenti haricinde  $P/2$  normal kuvveti ile de ilave olarak zorlanır. O-O kesitinde meydana gelen en büyük çevre (kenar) gerilmeleri, dış taraftan bası ve iç taraftan çekme gerilmeleridir. I-I tepe kesitindeki gerilmeler, yatak yerinin ters eğilme momenti ile dış tarafta çekme ve iç tarafta bası gerilmeleridir.

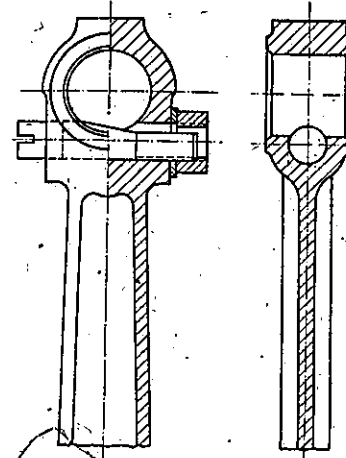
Küçük piston kolu yatağının (piston pimi yatağı) hesabı, eğri yüzeyli bir mesnet olarak oldukça karışık ve tam doğru değildir. Çünkü pim boşluğunda hesaba dahil edilmiştir. Bu boşluk ne kadar büyük olursa, Piston kolu pim yatağında o derece oval şekil değiştirir ve kenar gerilimleri de o kadar fazla olur. Çok küçük pim boşluğu durumunda yatak yerinin eğilme zorlanması, daha fazla sadece çekme zorlanmasına yaklaşır. Yatak alt yüzeyinin sağlamlığının üst yatak yerinin şekil değiştirme kabiliyetine pek tabii ki oldukça etkisi vardır. Eğri taşıyıcı bir yüzeyin hesabının kesinlikle yapılabilemeyeceğini dik-kate alarak, piston pimini yüksek derecede şekil değiştirmeye zorlamamak için, 0-0 kesiti sadece çekmeye göre ve I-I kesiti de eğilmeye karşı hesaplanabilir. Böylece malzemenin uzama sınırından oldukça uzakta bulunabilir.



Şek. 45. Piston kolu pim yatağındaki gerilimlerin dağılışı



Şekil. 46. a-c. Piston pim yatağı bölgesinden şaftta muhtelif şekillerde geçişlerde gerilimlerin dağılışı.  
a) Geçiş bağlantı yerindeki yüksek gerilim ucu pek uygun değil  
b) Geçiş yerindeki gerilim büyüklüğü daha da az, fakat yine de uygun değil. c) Gerilim sivri ucu tamamen azaltılmıştır.



Şek. 47. Sabit (sıkı) piston pimi (Studebaker)

$F_0$  = 0-0 yüzey kesit (cm<sup>2</sup>)

$r$  = Kuvvet kolu

$W_1$  = I-I kesitinin mukavemet momenti (cm<sup>3</sup>)

0-0 kesitindeki çekme gerilimi değeri:

$$\sigma_z = \frac{P_{max}}{2 F_0} \quad (\text{kp/cm}^2), \text{ ve}$$

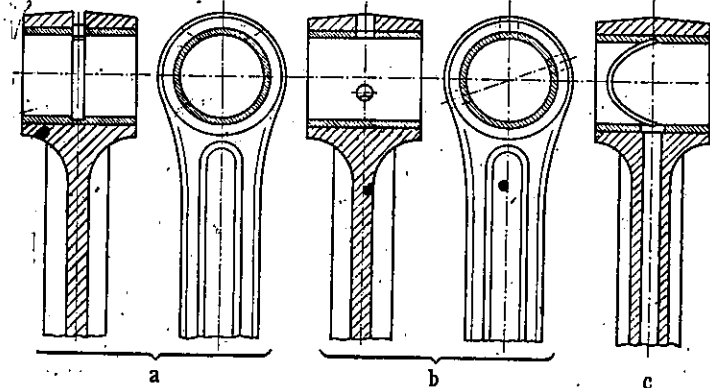
I-I kesitindeki eğilme geriliminin değeri ise:

$$\sigma_b = \frac{P_{max} \cdot r}{2 W_1} \quad (\text{kp/cm}^2) \text{ dir.}$$

Bu formül, münferit yükleri ortada tesir eden, serbest dayanan taşıyıcı için geçerlidir. Ve emniyet nisbeti yüksektir. Formüllerdeki ifadeler:

$P_{max}$  = Üst ölü noktadaki, segmanlar ve pimle beraber pistonun ileri ve geri hareket eden kütle kuvvetleri (kp)

Piston kolu pim yatağından şafta doğru geçiş bağlantı kısmı büyük önem taşır. Burada ekseriye kırılmalara sebep olan maksimum gerilim değerleri meydana gelebilir. Şekil 46 a-c, muhtelif uygulama şekillerine göre piston kolu pim yatağından şafta doğru gerilim dağılışlarını göstermektedir. Şekil 46 c de gösterilen uygulama, en küçük gerilim meydana getirmektedir. Çünkü kuvvet akışı burada yumuşaktır ve piston kolu pim yatağının alt kısmı sağlamdır. Dolayısıyla yük

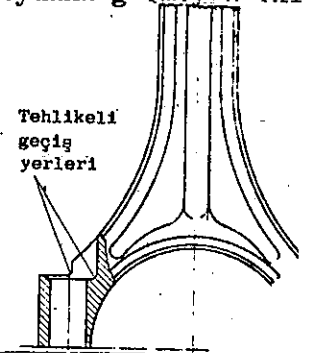


Şek. 48a-c. Piston piminin sağlanması

a) Kanal, b) Dıştan delikler, c) Piston kolu yatağının basınçlı yağ girişi.

piston pimleri iğneli rulmanlar içinde yataklanırlar. Bunun nedeni, piston kolunun küçük değerdeki hareketlerinden olmayıp yatak yerinde pek yük değişmesi meydana gelmeyen iki zamanlı motorlarda piston kolu pim yatak yerinin, yetersiz yağ akışından dolayı aşınmasına imkan vermemek için olabilir. Dış bileziği olmaksızın sadece iğneli rulmanların kullanılması halinde bile, piston kolu pim yatağı kaymalı yataklamaya nazaran daha büyüktü ve ağır olmaktadır. Ayrıca maliyeti de daha yüksektir.

Piston piminin yağlanması için yarıkanallar ve delikler vardır. Bunların içinden püskürtülen yağ geçer (Şekil 48 a-c) veya çok az gürültü meydana getirmesi istenirse başıncılı yağ piston kolu şaftı içerisinden bir delik içerisinden sevk edilir. (b.kıs.2.221)



Şek. 51. Piston kolu şaftından civata bağlantı yerine doğru tehlikeli bölgeler

### 2.223 Piston Kolu Başı (Piston kolu krank yatak kısım başı)

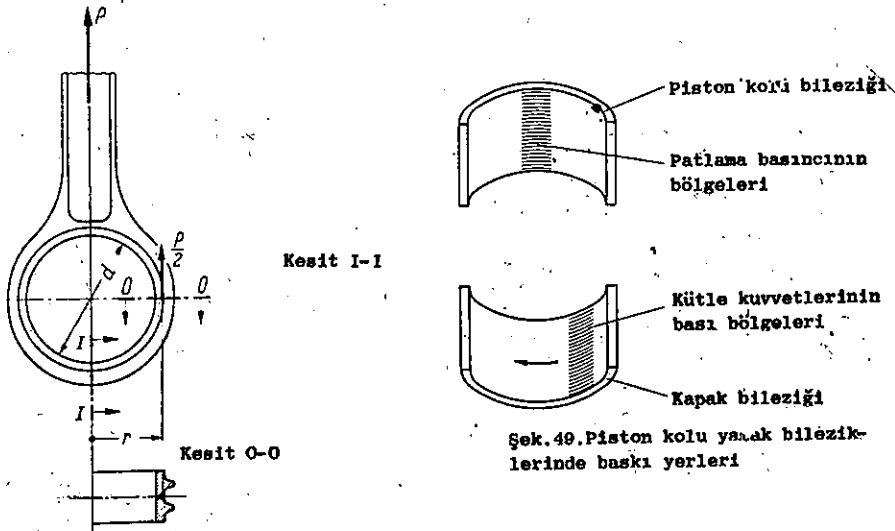
Piston kolu başı diye de adlandırılan piston kolu krank mili yatağının hesabı sadece alt kısımda mümkündür. Alt kısmı üstte bağlayan piston şaft kısmı düzensiz şekillendirildiğinden, hesabi yolla çözümlenmesi zordur. Piston kolu baş kısmının pim yatak kısmına nazaran daha büyük ölçüde sağlam olması lazımdır. Çünkü yatak içindeki kayma hızları daha yüksektir. Ve krank muylusu üzerindeki destek lenmesi sadece yağ filmi üzerinden mümkün olmaktadır. Yatağın az yağ bulunan tarafında yatak daha fazla zorlanır ve aşınmaya maruz kalır (b. Şekil 37). Şekil 49 da piston kolu yatak bilezikleri içindeki basıya maruz yerler görülmektedir. Piston kolu başında tesir eden en büyük kuvvet olarak, üst ölü noktada ileri ve geri hareket eden tüm kütleler ile incelenen bölgenin üzerinde bulunan piston kolunun önen kütleleri etki ederler.

#### 2.223.1 Piston kolu parçalı olmayan piston kolu:

İmkanlar nisbetinde piston kolu başının parçasız olmasına çalışılır. Piston kolu bu durumda daha güzel ve uygun şekillendirilebilir ve imalatı da daha basittir. Burada da hesaplar küçük piston kolu yatağında olduğu gibi yapılır:

altında daha az şekil değiştirmektedir. Şekilde gösterilen piston kolu şaftı I- kesitine sahiptir. Başka bir profil kullanıldığı zaman da aynı görüş açısından değerlendirme yapılmalıdır.

Ölçülendirilmesi konusunda kısım 1.26 da gerekli bilgiler verilen piston pimi, piston kolu pim yatağına genellikle kaymalı yataklanmıştır. Yatak malzemesi olarak G- Sn Bz 14 (Döküm-kalay bronz) çok tutunmuştur. Kayma hareket tabakasına sahip bronz veya çelik malzemeden yuvarlatılmış bileziklerde fiatlarının çok uygun olması nedeniyle kullanılmaktadır. Bilezikler için 1,5-2 mm.lik bir cidar kalınlığı genellikle kafidir. Bunlar sıkı bir geçme ile (İSA - geçme s.6 /H 6) yuvasına preslenir. çok nadir hallerde serbest geçme ön görülür. Hafif metal piston kollarında yatak bileziği kullanılmayabilir ve piston pimi direk olarak piston kolu içine yataklanabilir. Önceleri piston pimi, piston kolu pim yatağı içine sıkıca tesbit ediliyordu. Böylece kovanların ve piston içindeki pim yanlarından emniyete alınmasına lüzum kalmıyordu (Şekil 47). Bu çözüm yolu bugün artık pek uygulanmamaktadır. Çünkü bu uygulama pek ucuz olmadığı gibi, hafif de değildir. Teknik yönden değerlendirildiğinde de kabule şayan değildir. Pek nadir olarak



Şek. 50. Yekpare piston kolu başındaki zorlanmalar.

deformasyona meydan vermemek için de piston kolu kapağı nisbeten hafif olacak şekilde şekillendirilmelidir.

Piston kolu başı kapağı I-I kesitinde eğilmeye karşı hesaplanır. Buna göre (b.şekil 53)

$$\sigma_b = \frac{P_{max} \cdot a}{2 W_1} \quad \text{dir.}$$

$$P_{max} = F_{ho} + F_r \quad (\text{kp})$$

$$a = \text{Kuvvet kolu (cm)}$$

$$W_1 = \text{I-I kesitindeki mukavemet momenti (cm}^3\text{)}$$

I-I kesiti, I-, I veya U- şekilde şekillendirilir. I veya I profillerinin faydalı yönü, kapak kısmı piston kolu ile müştereken dövülerek imal edilebilir. Ve uygun şekil verilerek yatak yerlerinde, köşelerden taşıma yapmasına imkan verilmez. U- Profilinin seçilmesi halinde kapak kısmının ayrı olarak dövülmesi gerekir. Maliyetinin daha düşük olması için birkaç kapak yanyana müştereken presde dövülür ve sonra testere ile parçalara bölünür.

Eğik şekilde parçalı piston başı için I-I ve II-II kesitlerindeki eğilme zorlanmaları şu bağıntıdan hesaplanır. (Şekil 55) :

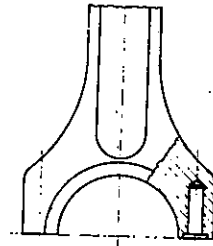
$$b = \frac{P_{max} \cdot c \cdot \cos \alpha}{2 W_{I,II}} \quad (\text{kp/cm}^2)$$

$$P_{max} = F_{ho} + F_r \quad (\text{kp}); \quad F_r \text{ için kapak hariç piston kolunun dönen kütle kısmı konulur.}$$

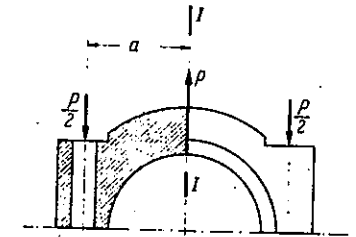
$$c = \text{Cıvata ortasından incelenen yere kadarki kuvvet kolu (cm);}$$

$$\alpha = \text{Taksimat açısı,}$$

$$W_{I,II} = \text{I-I veya II-II kesitlerindeki mukavemet momenti (cm}^3\text{)}$$



Şek.52.Piston başındaki vida yeri



Şek.53.Piston kolu kapağının zorlanması

0-0 kesitindeki çekme gerilmesi (Şekil 50):

$$\sigma_z = \frac{P_{max}}{2 F_0} \quad (\text{kp/cm}^2)$$

I-I Kesitindeki eğilme gerilmesi:

$$\sigma_b = \frac{P_{max} \cdot r}{2 W_1} \quad (\text{kp/cm}^2)$$

$$P_{max} = F_{ho} + F_r \quad (\text{kp})$$

$$F_0 = \text{0-0 yüzeyindeki kesit (cm}^2\text{)}$$

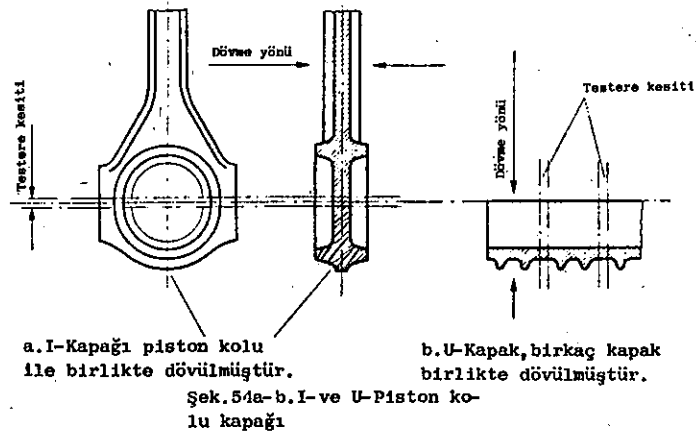
$$r = \text{Kuvvet kolu (cm)}$$

$$W_1 = \text{I-I kesitindeki mukavemet momenti. (cm}^3\text{)}$$

2.223.2 Piston kolu başı Parçalı piston kolu:

Birçok hallerde piston kolu başının parçalı olması zaruretindedir. Çünkü krank milinin fiyat ve imalat tekniği yönünden tek parçadan olması gerekmektedir. Piston kolunun parçalı kısımları olan kapak ve kol kısımlarının bağlantı şekli birçok zorluklar meydana getirmektedir. Eğer parça yüzeyi piston kolu eksenine eğik bir durumda ise zorluk daha fazladır. Eğik bağlantı şekli ise, eğer piston ancak yarı karıdan silindir içine doğru hareket etmekte ise gerekli değildir. Krank yatak yeri o derece kalındır ki, parçanın düz olarak ön görülmesi halinde silindir deliği içerisinden geçmesi mümkün değildir.

Piston kolu shaft ile cıvata bağlantılarının yapıldığı geçiş bölgesine gerekli itinanın gösterilmesi gerekir. Aksi takdirde çentik tesiri ile burada kırılmaya kadar sebebiyet veren yüksek gerilim değerleri meydana gelebilir. (Şekil 51) Bağlantı cıvatalarının dönmeye mani olmak için bazen yüzeyler frezelenirse de, bu uygulama çok tehlikelidir. Piston başında vidalı bağlantı (Şekil 52) tavsiye edilmez. Çünkü kapak kısmın uygun şekilde bağlanması için özel merkezleme yapılması gerekir. Diğer taraftan yüksek mukavemetli malzemedan oluşan pistonu vida açmakta imalat yönünden hiç arzu edilmez. Parçalı piston kolu başı üst kısmının kesin olarak hesabı pek mümkün değildir. Bu nedenle shaft kısmından piston kolu başına doğru olan geçiş bölgesi imkan nisbetinde çok sağlam öngörülmelidir. Fazla



Şek. 54a-b. I-ve U-Piston kolu kapağı

2.227.5 Çatallı Piston kolu:  
V- şekilli uçak motorlarında veya yardımcı piston kolu olarak yıldız motorlarında sıkça kullanılan çatallı piston kolunda, şaft kısmından çatal kısmına doğru geçiş yerlerinin sağlam yapılması gerekir. Böylece çatal üst kısımları esnememelidir. Gaz ve kütle kuvvetlerinin tesiri ile değişik zorlanmalar meydana gelir. III-III kesitinde (Şekil 56)  $\frac{P}{2}$  . e momenti ile eğilme, normal  $P_N$  kuvveti ile de çekme ve bası zorlanması ve  $P_T$  bileşeni ile de burulma zorlanması meydana gelir. Bunlar:

$$\sigma_b = \frac{P_{max} \cdot e}{2 \cdot W_{III}} \quad (\text{kp/cm}^2)$$

$$\sigma_z = \frac{P_{max} \cdot \sin \beta}{2 \cdot F_{III}} \quad (\text{kp/cm}^2)$$

$$\tau = \frac{P_{max} \cdot \cos \beta}{2 \cdot F_{III}} \quad (\text{kp/cm}^2) \text{ dir.}$$

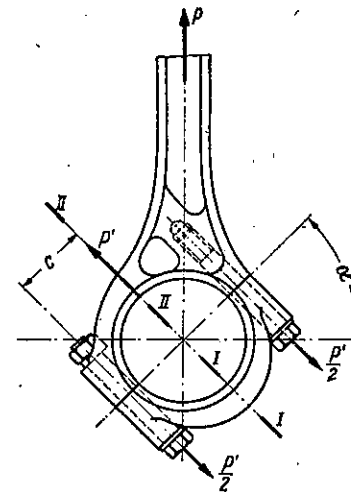
Zorlamalar, hem max. gaz basıncı  $P_{max}=P_g$  için ve hemde max. kütle kuvvetleri  $P_{max} = P_{ho}+F_T$  için hesaplanabilir.

e = Civata merkezinden hesaplanan yere kadar olan kuvvet kolu (cm);

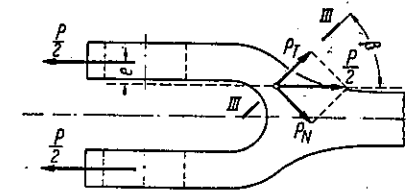
$W_{III}$  = III-III kesitindeki mukavemet momenti (cm<sup>5</sup>);

$F_{III}$  = Kesit yüzeyi III-III. (cm<sup>2</sup>)

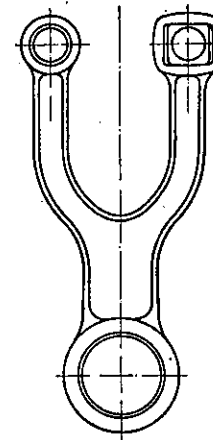
$\beta$  = III-III kesiminin eğimi açısı,



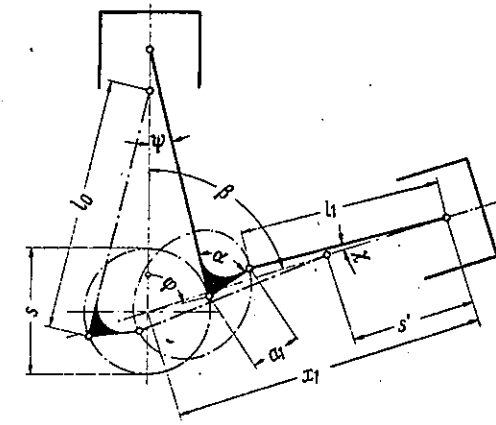
Şek. 55. Eğik parçalı piston kolu başındaki kuvvetler



Şek. 56. Çatallı piston kolundaki kuvvetler



Şek. 57. İki zamanlı çift piston motoruna ait çatallı piston kolu



Şek. 58. Yardımcı piston kolunun yolu.

Toplam gerilim değeri ise:

$$\sigma_r = \sqrt{(\sigma_b + \sigma_z)^2 + 4 \cdot \tau^2} \quad (\text{kp/cm}^2) \text{ dir.}$$

Eğer  $P_T$  değeri,  $P_N$  kuvvetinden oldukça küçük ise, burulma gerilim değeri dikkate alınmayacak kadar küçüktür. Böylece:

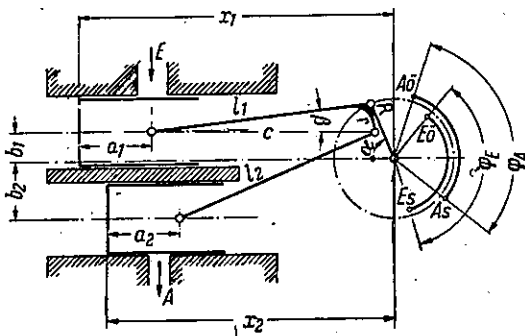
$$\sigma_r = \sigma_b + \sigma_z \quad (\text{kp/cm}^2) \text{ dir.}$$



Çatalları piston kolu başına doğru değil, paralel hareket eden iki pistonu doğru uzanan çatallı piston kolu, önceleri çift-pistonlu-iki zamanlı motorlarda (Puch-motorları, (şekil 57) simetrik olmayan kumanda diyagramı elde etmek için kullanıldı. Bir piston kolunun piston piminin kayma yatağı içinde hareket etmesi gerekir, çünkü piston kolu çubuğunun bağlantı çizgisi silindir eksenine göre, açısını oevanlı değiştirmektedir. Bu mahzurdan dolayı konstrüksiyon bu gün artık kullanılmamaktadır.

#### 2.223.4 Klavuzlu(yardımcı piston kollu) piston kolu:

Klavuzlu piston kolunun mahzurlu yönleri: boyunun uzun, hareketli kütle miktarının fazla; imalatının pahalı, ana ve yardımcı piston kollarının değişik olmasıdır. Bu nedenlerle gerekli olmadığı takdirde bu uygulamaya gidilmez. V motorlarında yan yana bulunan piston kolları veya çatallı piston kolu kullanılırken, W-X- veya yıldız motorlarında yardımcı kollu piston kolundan kaçınılamaz. Şekil 58 de açık olarak görüldüğü gibi, yardımcı piston kolu yatağı az veya çok değerinde dairesel bir hareket yolundan sapma yapar ve böylece tüm silindirler için farklı piston kursları meydana gelir. Bu şu bağıntılarla ifade edilir:



doğru olarak ön gerilim değeri, boy uzaması ölçülerek tesbit edilir. Ölçme için uygun yüzeyler veya ölçmenin yapılabilmesi için giriş yerleri öngörülür. Büyük bir imalat serisinde her civatanın genleşme boyunu ölçmek mümkün olamayacağından, dönme momenti anahtarı ile arzu edilen genleşmeye ait çekme, dönme momentini tesbit eder. Bu moment belirli bir zaman süreleri içinde devamlı kontrol edilir. Vida üzerindeki sürtünme ve yağlamanın burada oldukça önemi vardır.

Çekme kuvveti  $P_s$ , üst ölü noktada ileri ve hareket eden piston pim ve piston kolu kısmı ile bağlama kapağı hariç üst yatak bileziği ile piston kolunun dönen kütesinden hesap edilir.

$$\sigma_z = \frac{P_s}{i \cdot F_s} \quad (\text{kp/cm}^2) \quad \begin{array}{l} i = \text{Civata adedi} \\ F_s = \text{Civata şaftı kesiti (cm}^2\text{)} \end{array}$$

Civatanın değişken zorlamaları ve yatak yerinin şekil değiştirmesi; sayet ayırıcı yüzeyler mümkün olduğu kadar dışarıya doğru uzar ve civatanın etrafında destek sağlarsa oldukça azaltılmış olur. (Şekil 61 alttaki) Kapak bilhassa dış taraftan sıkıca destekleyebilir ve içten yatak bileziği ile yüksek mukavemet sağlar. Desteğin yetersiz olması halinde yatak deliği daha başlangıç durumunda yüksek derecede ovalleşir. Böylece de kütle kuvvetleri altındaki yüklenme yerlerinde aşınma tehlikesi artmış olur. (b.kısım 2-1 ve Şekil 37) Piston kolu bağlantı civataları daha az sıkılarak piston kolu deliğinin yük altındaki fazla ovalleşmesine zıt yönde etki etmesi denemeleri yapıldı. Ayrıca yatak bileziklerini oval olarak öngörmekte mümkündür.

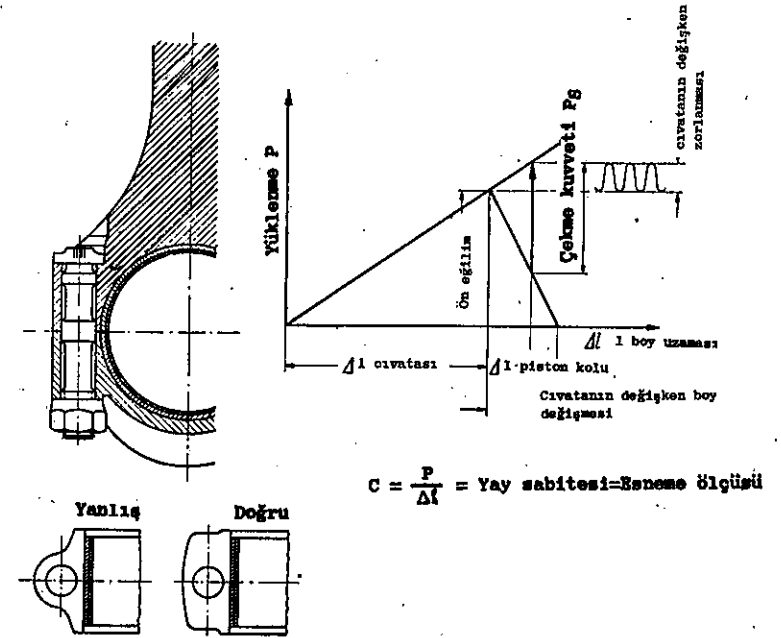
Genleşme civatalarında somunların altına emniyet pulları öngörmek prensib olarak reddedilir. Ön gerilim değeri kaybolduğu an, emniyetin hiçbir tesiri yoktur. Civata kısa zamanda kırılır. Sağtan emniyet elemanlarının mahzuru, sağ mukavemeti küçük olduğundan esneme yapılar ve ön gerilimi azaltırlar. Kilit pimi öngörmek te faydasız ve çok pahalıdır. Bu nedenlerle vida eğiminin fazla seçilmemesi tavsiye edilir. Çünkü vidanın sıkma değeri daha hassas ve diğer taraftan da civatanın vida altı çapı biraz daha büyük olur.

Piston kolu bağlama civatalarının sıkılanmasında ve çözümlenmesinde somunun dönmeye mani olmak için, bir emniyetin öngörülmesi lazımdır. Çok defa civata baş kısmı frezelenmiş tırtıl şekilli yüzeyden temas eder ve fakat piston kolunun

kolu çatallı yapılır ve ana piston kolu orta dikmeli yapılır. Piston kolu dış kısımdan esneme yapabilir ve orta kısımda sıkıdır. (sağlamdır.)

## 2.224 Piston başı bağlantı civataları:

Piston kolu kapağını piston kolu şaftına bağlayan civatalara büyük itinanın gösterilmesi gerekir. Şekil 61 de bir diyagram üzerinde, piston kolu ve civatalarının elastikiyetlerinden, değişme zorlanmalarının ne şekilde değiştikleri gösterilmiştir. Civata ne kadar elastik ve piston kolunun civata bağlantı kısmı da ne kadar sağlam ise, değişken zorlanmalarda o derece azdır.



Şek. 61. Piston kolu civatası

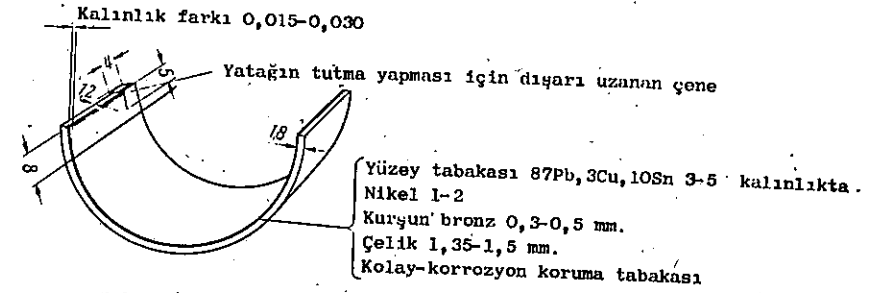
Bu yüzden hızlı devirli motorlarda genleşme boyu mümkün olduğu kadar uzun olan genleşme civataları kullanılır. Genleşme şaftının çap değeri de yaklaşık olarak vida kısmının vida altı iç çapı değeri kadar seçilir. Böylece yüksek değerlerde gerilme kuvveti elde edilir. Civatanın ön gerilim değeri o derece yüksek seçilir ki, çalışma esnasında ayırıcı yüzeylerde bir ayrılma mevzu bahis olmamalıdır. Ön gerilimde uzama sınırının yakınına kadar gidilebilir. En

arzu edilmeyen mukavemet düşüşüne sebep olur. Daimler - Benz tarafından uygulanan civata kafasının her iki tarafında bir kaç dişten ibaret tırtıl öngörmek çok iyi neticeler vermiştir. (Şekil 61) Birbirini kolayca sıkıştırırlar. Böylece sıkıştırma esnasında somunun dönmesine mani olunur. Somunlar daha konulmadan önce civataların uygun bir aparatla sıkıca içine yerleştirilmesi (sıkıştırılması) hususu önemlidir.

### 2.225 Piston kolu yatakları ve yağlanması:

Basınçlı yağ ile yağlama mümkün olduğu zaman, kaymalı yataklar tercih edilmelidir. Çünkü böylece yağlama delik çapları küçük olur ve dolayısıyla piston kolu ağırlığı da azalır. Eğer basınçlı yağla yağlama mümkün olmadığı zaman, (mesela motosiklet motorları) bilhassa iki zamanlı motorlar da veya normalin üzerinde yüksek devirlerde en büyük güç (yarış motorları) istenildiği zaman çapı küçük, silindirik rulman veya iğneli rulmanlar seçilir. Genellikle rulman iç ve dış bilezikleri olmaksızın rulman veya iğneler sertleştirilmiş yatak yuvaları içinde ve krank milinin sertleştirilmiş muylusu üzerinde dönerler. Rulman yatak elemanlarının kütle kuvvetleri, yatağın ileride bozulmasına sebep olan çok yüksek kuvvetler meydana getirirler. Yağlama yağı girişi gerektiğinde toplama kanalından sağlanır.

Kaymalı yataklarda yatak bilezikleri çok ince kalınlıkta seçilebilir. Vasıta motorlarında muylu çapı 50-60 mm. olduğunda toplam cidar kalınlığının 1,8 mm seçilmesi çok iyi neticeler vermiştir. Yataklar genellikle üzerine kaymalı yatak bilezik malzemesinin konulduğu çelik destek bileziğe sahiptir. 0,25-0,5 mm. lik bir beyaz metal tabakası ancak küçük yüklenmeler için uygundur. Genellikle birkaç tabaka öngörülür. Mesela bunlar; 0,3-0,5 mm. kurşun bronz, sonra 1-2  $\mu$  kalınlıkta nikel tabakası onun üzerine hareket yüzey tabakası olarak 3-5  $\mu$  kurşun/bakır/kalay (87/3/10) öngörülür (Glyco-Temer yatakları şekil 62). % 20-24 oranında kurşun ve % 2 oranındaki kalay miktarı ile kurşun bronz malzemesinin sertliği takriben 45-50 Brinel dir. Bunun görevi iyi şekilde ısıyı geçirmek ve yatak şekline kolayca uymaktır. Nikel tabakası, yatak malzemesi içindeki kalayın bakır ile sert bir bronza almasını meydana getirmesine mani olur. Korozyona karşı korumak için malzemenin içine iyice nüfuz eden bir indium-tabakası da çekilebilir. Yatak dış tarafına, sürtünme



Şek. 62. PKW-Motoru için Glyco-Temer yatağı

korozyonuna imkan vermemek için hafif bir kadmiyum veya kalay tabakası öngörülür. İnce kalınlıkta yatak bilezikleri band malzemenin imal edilir. Kesilir, bükülür ve temizlenir.

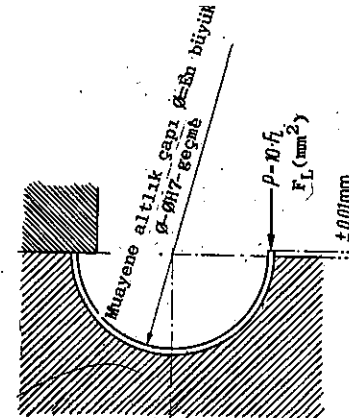
Genellikle özel bir yüzey tabakasına sahip hafif metal yataklarda kullanılır. Hafif metalden piston koluna galvaniz yoluyla elde edilen bir tabaka çekmek çok ilginç görünmektedir. Böylece hafif metalin çeliğe karşı olan fazla fiyatı tamamen veya kısmen giderilmiş olur. (Şekil 70) Bu şekilde montajda çekme olmamakta ve bilhassa ısı geçirgenliği çok iyi olmaktadır. Önceleri çelik piston kolu, beyaz metal ile dökülerek elde edilmiştir. Bunun için nisbeten fazla kalınlıkta döküm artığı gerekmekteydi. Bu fazlalık ise sonradan çok ince taşıyıcı yüzeyin sağladığı taşıma gücünü vermiyordu. Özel firmalar bile çelik piston kolunun imalatında prensip olarak yatak bileziklerinin kullanılmasını tercih etmişlerdir.

Uç kısmında çıkıntı veya destek öngörülen ince yatak bilezikleri piston kolu içinde dönmeye ve yana kaymaya karşı tutunurlar. (Şekil 62) Bunlar sıkı geçme ile yuvalarına sıkıca bağlanırlar. (Şekil 63) Büyük ölçünün sağladığı basınç kuvveti, çelik bileziklerde şu formülle hesaplanır:

$$P = 10 \cdot F_L \text{ (kp);}$$

$$F_L = \text{Temas yüzeyin kesiti (mm}^2\text{);}$$

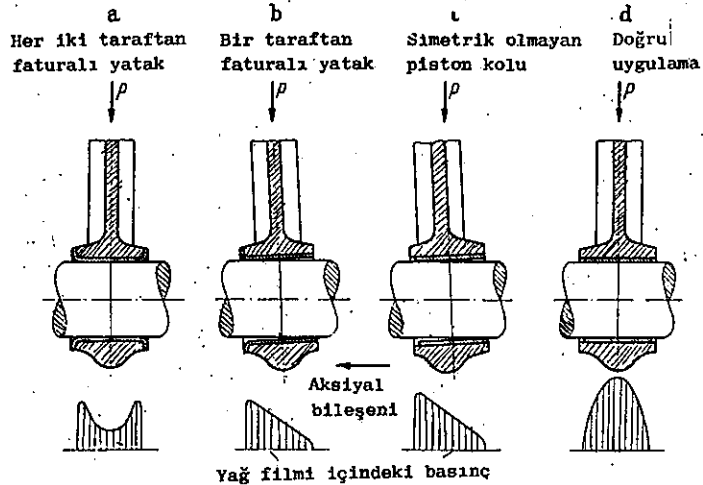
Yatak bilezikleri uç kısmında bir fatura (destek) öngörülmeden de imal edilir. Piston kolunun yan hareketi takri-



Şek. 63. Yatak sıkı geçme çap farkının tesbitine ait muayene usulü

ben 0,1 - 0,25 mm.lik boşlukla sağlanır. Faturalı yatak bilezikleri, köşe noktalardan destekleme özelliği gösterirler. Çünkü o noktalardan çok kuvvetlidirler. (Şekil 64 a-d) Yatakların simetrik olmıyan zorlanmasına da imkan verilmemlidir. Çünkü yağ filminin taşıma özelliğinden menfi yönde istifade edilmiş olunur. Parabol şekilde dağılan yüklenmeye erişmeye çalışılır.

Yağlama yağı, milin yüklenmemiş kısmından yatak bileziği ne, yüklenmesinden az önce sevkedilmelidir. Şekil 65 yatak bileziği üzerinde ve Şekil 66 ise mil (mıylu) üzerinde iki devirde meydana gelen kuvvetleri göstermektedir. Burada patlama basıncının tamamı ve 5000 d/dak.lık devir sayısı esas alınmıştır. Yağın ısınmasından dolayı, en yüksek devirde en büyük zorlamalar meydana gelir. Görülüyorki, piston kolu ya tağı tüm çevresi ile yüklenmektedir. Buna karşılık mıylu (mil) çok farklı yüklenme bölgelerine sahiptir. En uygun olarak yağ çıkış yeri kurs yönüne göre enine şekilde öngörülür. Böylece hem patlama basıncı ve hemde kütle kuvvetleri



Şek.64.a-d.Faturalı ve faturasız yatak bileziği ve simetrik olmayan piston kolu

ile yüklenen yatak bilezik kısmını yağlama yağı ile beslenir. (b.Şekil 121) kurs hareket yönünde öngörülecek yağ çıkış deliği hiç uygun değildir. Gaz değişim ölü noktalarında çok miktarda yağlama yağı kaybolur.

Piston kolu yataklarında hangi değerde yüzeysel sıkışma değerlerine müsaade edilebileceği, tüm piston kolunun konst rüksiyonuna bağlıdır. Patlama ile meydana gelen yüksek ba-

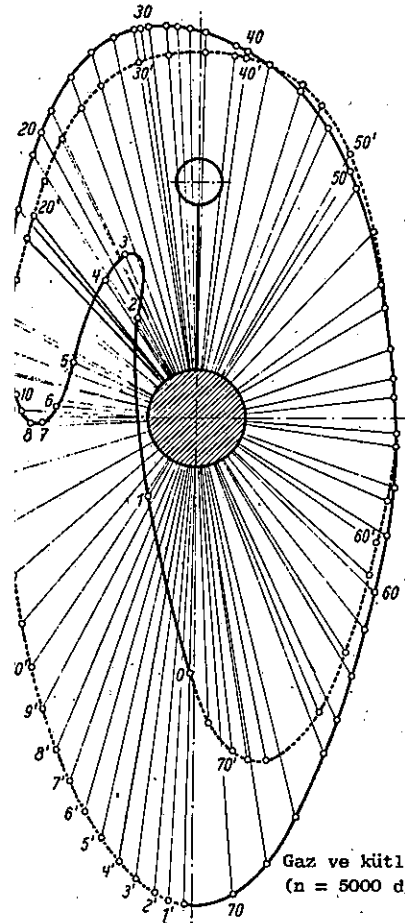
sıncın daha kolayca taşınabileceği dikkate alınmalıdır.Çün kü yağ filmi, hızla artan basınç yükselmesinde sürtünme nedeniyle düzenli olarak yağın dağılması sonucu değişken basınç artmasına (Kütle kuvvetleri tesirinde olduğu gibi) nazaran daha iyi destekleme yapar.Patlama basıncı tesiriyle menfi yönde bir şekil değişikliği de meydana gelmemektedir. Seri imal edilen vasıta motorlarında bugün en yüksek devirlerde piston kolu yatak yerleri için 250 kp/cm<sup>2</sup> lik yüzeysel sıkıştırma değerlerine çıkılabilmektedir. Piston kolu uygun şekilde ve sağlam olarak dizayn edildiğinde bu ve bu değerlerin üzerine de çıkılabilir.

## 2.226 Malzemeler:

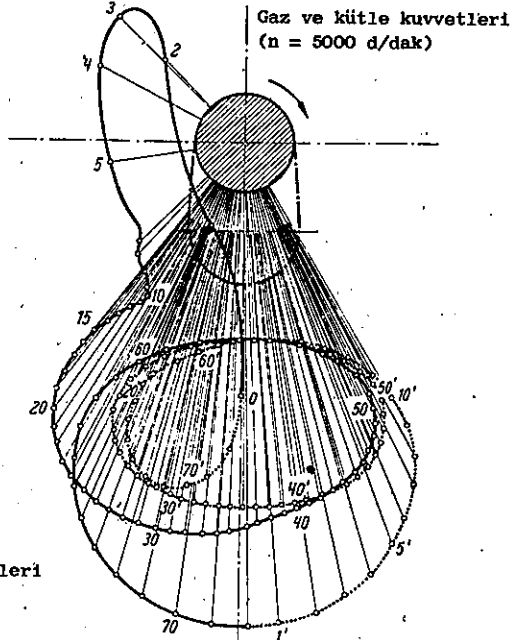
Piston kolunu teşkil eden malzemenin mukavemet gücünden bazı noktalarda istifade edildiği için (daha ziyade çentik ve delik yerlerde çatlama tehlikesi mevcuttur.) mukavemet değeri çok yüksek olmıyan ve buna karşılık genleşme değeri iyi olan malzemenin kullanılması tavsiye edilir. Vasıta motorları piston kollarında karbon miktarı  $C=0,32-0,40$  olan karbonlu çelikler yeterlidir. Bu çelikle 60 - 72 kp/mm<sup>2</sup> ya kadar tavlama yapılır. Bunların dış şekillerinin işlenmesine pek lüzum yoktur. Önemli olan dövmeden meydana gelen çapakların enine değil boyuna taşlanması gerekir.(b. kısım 2,221 ve Şekil 43) Piston kolu büyük yatak kapaklarının şekline bağlı olarak piston kolu kapak ile beraber veya ikinci bir piston kolu ile müştereken dövülebilir. (b. kısım 2.223.2 ve şekil 54) Birçok kapak bir taslak halinde birleştirilebilir.Çok önemli olan husus pek tabii ki liflerin kesilmemesi gerekir.

Yarış ve uçak motorlarında ağırlık nedenlerinden dolayı piston kolu her taraftan işlenir. Alaşımli krom - nikel veya krom-molibden-çelikleri seçilir. Yüksek mukavemetli malzemeyi tercih edip genleşmenin düşmesine imkan vermekte pek tavsiye edilmez. İşleme yönü o şekilde olmalıdır ki, zorlama yönüne göre zıt yönde olan hiçbir çatlak meydana gelmemelidir.

Hafif metalden piston kolları için, uzama sınırı 25 kp/mm<sup>2</sup> nin üzerinde ve genleşmesi takriben % 8 olan sertleştirilmiş AlCuMg-Alaşımli söz konusu olur. Burada da liflerin dağılışının iyi ve çentik olmaması çok önemlidir.

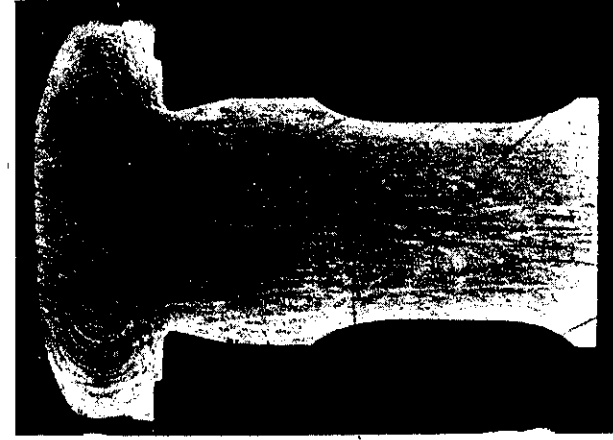


Şekil 65. Yatak bileziği üzerindeki polardiyagramı



Şekil 66. Krank yatağındaki polardiyagramı

Piston kolu bağlantı civataları için en azından 100 kp/mm<sup>2</sup> lik çekme mukavemetine göre tavlama yapılmış çelik seçilir. Mesela 41 Cr 4 çeliği (C: % 0,38-44, Cr: % 0,9 - 1,2), bu mukavemet değeri ile birlikte bu malzeme takriben % 8 lik bir genleşmeye sahiptir. Piston kolu civataları genellikle özel imalat yapan firmalarca yapılır. Liflerin dağılımının düzgün olmasına çok önem verilmelidir. (Şekil 67) Bonun malzemesinin mukavemeti daha küçük olabilir. Çünkü vida tabanındaki kesmeye zorlanan kesit, büyük çap nedeniyle daha uygun olur. Karbon miktarı C % 42-0,50 ve mukavemeti 75-90 kp/mm<sup>2</sup> olan soğuk çekilmiş karbon çeliği sıkça kullanılır.



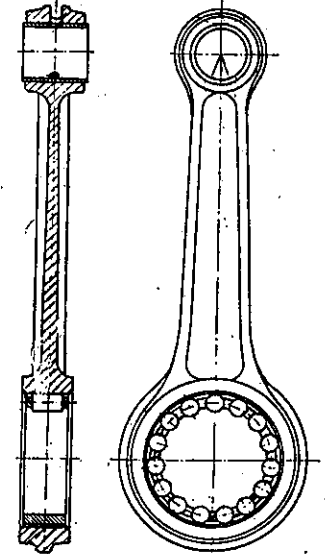
Şekil 67. Piston kolu civatası içindeki liflerin dağılımı

### 2.3 Uygulanan Piston kolu konstrüksiyonları

Uygulanan konstrüksiyonları tanımak konstrüktör için çok kıymetlidir. Böylece tecrübe kazanır ve konstrüksiyon için önemli noktaları bilir. Aşağıdaki kısımlarda önemli piston kollarına ait muhtelif özellikler gösterilmiş ve izah edilmiştir.

#### 2.3.1 Piston kolu başı parçalı olmıyan (yekpare) piston kolu:

Bu tip piston kolları genellikle bir veya iki silindirli motorlarda kullanılır. Bu motorlarda krank mıylusu her iki taraftan veya bir parçadan bir kol yan bağlantısı, yalnız tek taraftan diğer kol yan bağlantı içine preslenir. Basıncı yağlama ekseriye çok işlem gerektirdiği ve krank gövdesinden süpürmeli iki zamanlı motorlarda bu yağlama hiç mümkün olmadığından, piston kolu genellikle silindirik veya iç yüzey sertleştirildiğinden özel yatak bileziğine gerek duyulmayabilir. Şekil 68 de NSU "Max" motosiklet motorunun piston kolu başı rulmanlı ve pim yatak kısmı bronz bilezik yataklı piston kolu görülmektedir. Piston



Şekil 68. NSU "Max" motosiklet piston kolu

nazararı daha pahalı olan hafif metal piston kollarının iyi özellikleri artırılmış olur. Hareket eden kütle ağırlığının düşük krank mili üzerindeki denge ağırlıklarının düşük ve iletkenliği iyi olması nedeniyle hafif metal piston kolları çok ilginç addedilebilir.

### 2.32 Baş kısmı parçalı piston kolu:

Boy eksenine göre düşey yönde parçalı bir piston kolu başının alışılmış bir uygulama şekli Şekil 71 de gösterilmiştir. Bu piston kolu 1,9 litrelik -Daimler-Benz- vasıta motorlarında kullanılmaktadır. Şaft l-kesitlidir. Biraz ya da doğru kaydırılmış boyuna bir delik içinden, piston kolu pim yatağı içinde bulunan ve spiral kanallı bronz yatak bileziğine yağlama yağı sevk edilir. Bu zor yağlama ile piston piminde meydana gelen gürültülere mani olduğunu denemeler göstermiştir. Şaft kısmından piston kolu baş kısmına bağlanan geçiş bölgesinin çok sağlam olmasına büyük önem verilmiştir. Burada da l-Profil kullanılmaktadır. Somunların sıkıştırılması esnasında civataların dönmesine engel olmak için her iki tarafta gerekli tırtıl dişler öngörülmüştür. Üst kısım sağlam olursa kapak nisbeten biraz za'yıf tutulabilir. Çok malzemeli yatak bilezikleri 1,8 mm. kalınlığa sahip olup, bileziğin yatak içerisinde kayması ve dönmesine imkan verilmez.

Piston kolu bağlama civataları olarak genişleme civataları kullanılır. Civatalar orta yerlerinde, kapak bağlantısını kuvvetlendirmek için bir kalınlığa sahiptir. Somunlar dönme momenti anahtarı ile sıkılırlar. Belirli aralıklarla boy ölçüleri yapılır ve çekme momenti gerektiğinde düzeltilir.

83,6 mm.lik bir motor kursunda 6000 d/dak.lık devamlı işletme durumunda sürekli tutulur, yatak içindeki yüzeysel pres kuvveti bu arada 250 kp/cm<sup>2</sup> dir.

Yüksek devir sayısına göre dizayn edilmemiş olan bir piston kolu şekil 72 de (Studebaker PKW-motoru) gösterilmiştir. İlgi çekici bir husus, dengeleme ağırlıkları küçük ve büyük yataklar yakınındadır. Otomatik çalışan motorlarda piston kolları o şekilde işlenmelidir ki, hem ileri geri hareket eden ve hemde dönen kütleler tamamen eşit olsun. Simetrik krank mili motorlar için bunun anlamı, müştereken aynı ağırlıkta piston kolu yok demektir. Simetrik olmayan

olu I- Profiline sahiptir ve sadece yatak yerlerinden işlenmiştir. Piston piminin yağlanması için delikler öngörülmüştür.

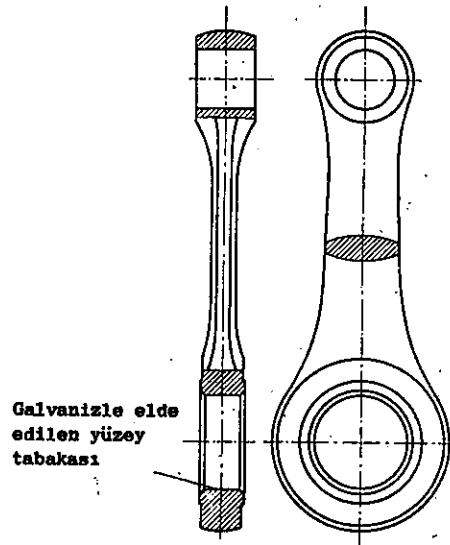
Her taraftan işlem görmüş Hirth-Uçak motorunun yekpare piston kolu Şekil 69 da gösterilmiştir. Krank mili Hirth işli bağlantılı olarak öngörüldüğünden, piston kolu yekpare olabilmektedir. Piston pimi iğne rulmanlar üzerine yakalanmış ve yağlama yağı girişi için iki eğik delik konulmuştur. Krank muylusu üzerinde çok ince olan silindirik rulmanlar bulunur. Piston kolu şaftı H-Profiline sahip olup, piston kolu pim yatağı ve krank mili yatağına doğru geçiş yerlerinde yapısı sağlamdır. Şekildeki zayıf olan yerlerin, eliklerin olduğu bölgelerin olacağı kolayca çıkartılabilir.

Şekil 70 de çok ilginç bir piston kolu görülmektedir. Bu 100 cm<sup>3</sup> kurs silindir hacimli BMW-İsetta motorunun hafif etalden piston koludur. Burada birçok yatak kullanılmamıştır. Piston pimi direkt olarak delik içerisinde hareket etmektedir. Piston kolu başı yatağı, galvanizle elde edilen



Şek. 69. Hirth-Uçak motoru piston kolu

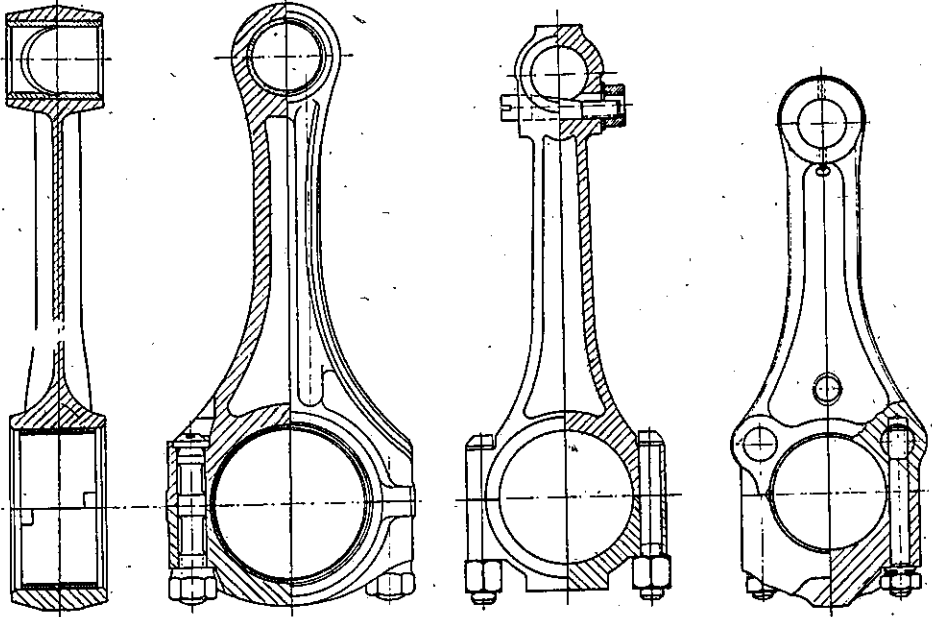
e genellikle kurşundan teşekkül eden ve kalınlığı takriben 0,02 mm. olan yüzey tabakasına sahiptir. Bu sayede çeliğe



Galvanizle elde edilen yüzey tabakası

Şek. 70. BMW-Hafif metal piston kolu (İsetta)

Krank milli motorlarda ise eşit kütlelerin anlamı, hiçbir serbest kuvvet, momentler meydana getirmiyor demektir. Studebaker piston kolunda piston pimi düz bir civata ile emniyete alınmıştır. Böylece pimin piston içinde yandan tesbitlenmesine gerek olmaz. Soğuk motorda pistonlar pim üzerinde çok ağır dönerler. Bu ise çok büyük sürtünme yapar. Bu konstrüksiyon da pek ucuz olmadığı için tavsiye edilmez.



Şek. 71. Daimler-Benz-Piston kolu(Tip 180)

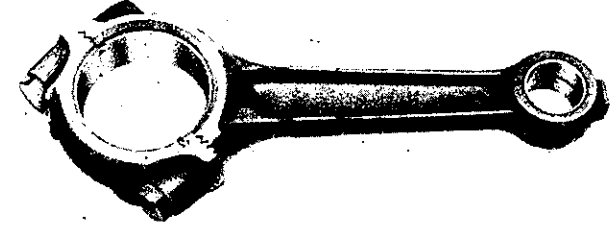
Şek. 72. Studebaker-piston kolu

Şek. 73. AJS-motosiklet motoru, hafif metal piston kolu

Piston kolu başı kapağının tesbiti çok basit olmasa da, hafif metalden parçalı piston kolları da seri olarak imal edilmişlerdir. Şekil 73 İngiliz AJS-motosiklet motorunun piston kolunu göstermektedir. Burada enine, çelikten pim içine civatalanan pim civataları kullanılır. Bu şekilde iyi bir kuvvet dağılışı ve sağlam bir yapı elde edilir. İprofilli şafta sahip bu imalat tipi masraflı ve çok hacim kaplamaktadır. Somunlar emniyet yönünden kanallı öngörülmiştir. Şaftın alt kısmındaki delik, gerilim uç noktalarını dağıtma vazifesi görür. Şekilde görülen bu piston kolu Şekil 41 de optikli gerilim incelenmesine misal olarak

gösterilen piston kolunun kendisidir. Gerilimin uç noktaları (en çok gerilim bölgeleri) çizgilerin sık olduğu yerlerden görülmektedir. Şekli doğru olarak değerlendirme pek tabii tecrübe gerektirir.

Piston pimi direk olarak hafif metal içinde hareket etmektedir. Yağlama için delikler vardır. Piston kolu baş kısmında ince yatak bileziği bulunur. Boyu 146 mm. uzunluk



Şek. 74. 1,6 litrelik Perkins-Diesel motorunun eğik parçalı piston kolu

ta, yatak bilezikleri hariç fakat civatalar dahil piston kolunun ağırlığı sadece 410 gr.dır. Bu hafif metal piston kolu ile hangi neticelerin elde edildiği ve bugün için seri olarak imal edilip edilmediği maalesef belli değildir.

Eğer piston kolunun silindir içerisinden tamamen geçmesi gerekiyor ve bunun için piston kolu başı normal uygulama durumunda geçmeye müsait değilse kapak ile bağlantı yüzeyin, geçmeyi temin etmek için eğik olarak yapılması lazımdır. Bunun bilhassa mahzurlu olan tarafı, kapağın piston koluna tesbiti için civatanın bağlantısı zorluklar yaratır ve piston kolu üst kısmında kör delik olarak vidanın olması gerekir. Yumuşak malzeme için bu vida açılması imalat yönünden oldukça zorluk yapar.

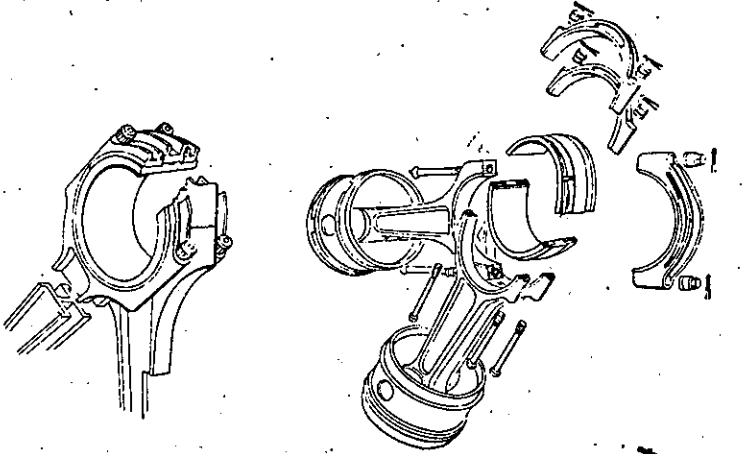
Kapağın enine tesbiti, 1,62 litrelik-Perkins- diesel motorunda dış bağlantısı ile sağlanmıştır. (Şekil 74) Boyun tesbitlemeye lüzum görülmemiştir. Kapak piston kolu üst kısmından daha incedir. Konstrüksiyonun diğer tarafları önemli bir özellik arz etmemektedir.

### 2.33 Çatallı Piston Kolu.

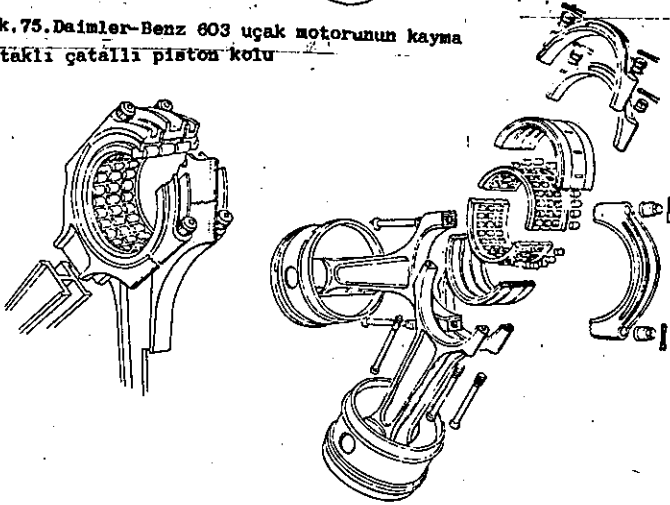
Çok komplike ve pahalı bir piston kolu konstrüksiyonu V-Şekilli uçak motorlarında görülür. Burada boy ve yüksek-



lik bakımından bir serbestlik yoktur. Şekil 75 ve 76, Daimler-Benz uçak motorları "DB 603" ve "DB 605" in piston kollarını göstermektedir. Bunlardan biri kaymalı yataklı ve diğeri silindirik rulmanlıdır. Çatallı olan piston kolu, kalın olan yatak bileziğini veya rulmanın dış bileziğini sıkıca tutar. İçteki piston kolu yatak bileziği üzerinde döner. Bunun için özel bir yüzey tabakası öngörülmüştür. İçteki piston kolu basit bir şekle sahip iken, dıştakinin imali daha zordur. Şekillerden H- Profili kolayca farkedilmektedir. Piston kolları her taraftan işlem görmüşlerdir. Ayrıca yüzey kısımlarında, parçaları birbirine tesbit eden dişler ve pimler bulunur. Ortada bir kalınlık öngörülmek - sizin genleşme şaftı uzun olarak teşkil edilebilir. Bu pis-



Şek. 75. Daimler-Benz 603 uçak motorunun kaymalı yataklı çatallı piston kolu

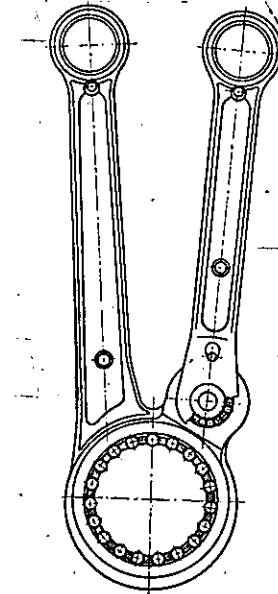


Şek. 76. Daimler-Benz 605 uçak motorunun silindirik rulman yataklı çatallı piston kolu

ton kolunun maliyeti oldukça yüksek olup, ancak fiat meselesi tali derecede rol oynayan yüksek güçlü uçak motorlarında kullanılır.

### 2.34 Kılavuzlu (Yardımcı kollu)piston kolu:

İki zamanlı motorlarda simetrik olmayan bir kumanda diyagramına, ana ve yardımcı koldan gelen çift piston kolu imalat şekliyle erişilir. Şekil 77 de Puch-motosiklet motorunun 250 cm<sup>3</sup> lük bu tip bir piston kolu görülmektedir. Piston kolu başı parçalı değildir. Delik iç yüzeyi sertleştirilmiştir. Bu yüzey içinde bir dış rulman bileziğine ihtiyaç duyulmadan rulmanın silindirleri hareket ederler. Yağı mu yağı ayrılır ve krank muylusu içinden sevk edilir. Yardımcı piston kolu çatallıdır. Nisbeten ince bir pim, içine preslenmiş ve iğneler üzerinden ana piston kolu ile bağlanmıştır. Bronz bilezik içinde hareket eden piston piminin de olduğu gibi yağlama için püskürtme yağı yeterlidir.



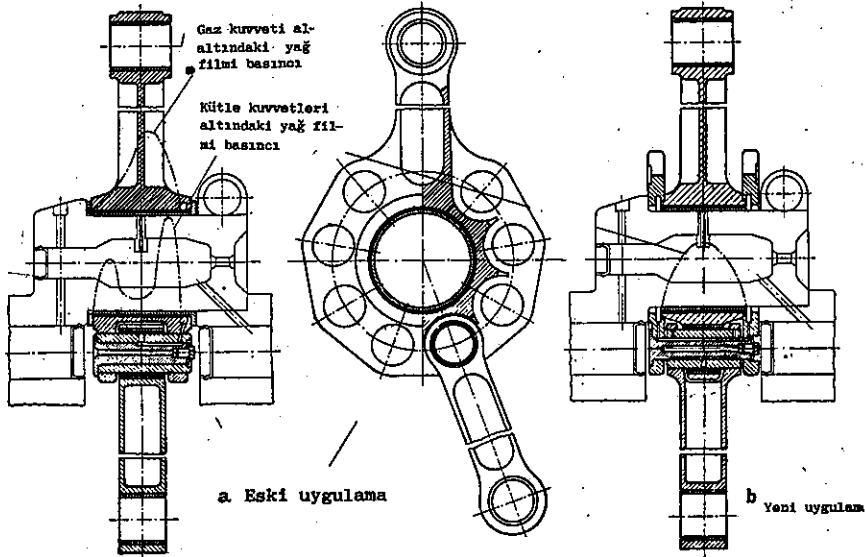
Şek. 77. Yardımcı piston kollu Puch-motosiklet motoru piston kolu

Konstrüksiyonu en zor olan piston kolu, yıldız motoru piston koludur. Tüm kitleler (pistonlarla beraber ana ve yardımcı piston kolları) sadece bir yatakta yataklanmak zorundadır. Gaz kuvvetleri burada ikinci derece de rol oynamaktadırlar. "BMW" Uçak motoru piston kolunun geliştirilmesinin takibi, hatalar ve giderilmesi yönünden çok iyi bilgiler verir.

Şekil 78 a da ilk konstrüksiyon uygulaması gösterilmiştir. Ana piston kolu yan dikmelere sahiptir. Onların arasında basitçe şekillendirilmiş yardımcı piston kolları, kurşun bronz yataklar ile sabit pim üzerinde hareket ederler. Krank mili yatağı üzerinde, dış çapı yüzeyi kurşun bronz tabakasına sahip, sıkı şekilde geçirilmiş faturalı bilezik, bir tutma kanalıyla yardımcı piston kolu yatağını besler. Çizgili noktalarla gösterilen eğri, yağ filmi içindeki basınç dağılımıdır. Çubuk kısmı yatak kısmına bağlayan ara bölmeler taşıma yönünden kuvvetlice öngörülmüştür. Yalnız bir taraf-

ta konulmuş olan yağ tutma kanalı simetrik olmayan bir taşıma meydana getirir ve piston kolunun eğik yerleri ile etkili olan aksiyal komponenti piston kolunu, fatura- lı tarafa doğru iter. Eğik duruşu çok küçük ise de, yan taraflardaki kuvvetli aşınmaya karşı pek mani olunamamak tadır.

Yatak yeri aşınmasının zamanında farkedilmesi şekil 79 da gösterilmiştir. Sadece bu yerler, yatak malzemesin- den kazınan kurşun bronzu tutabilirler.

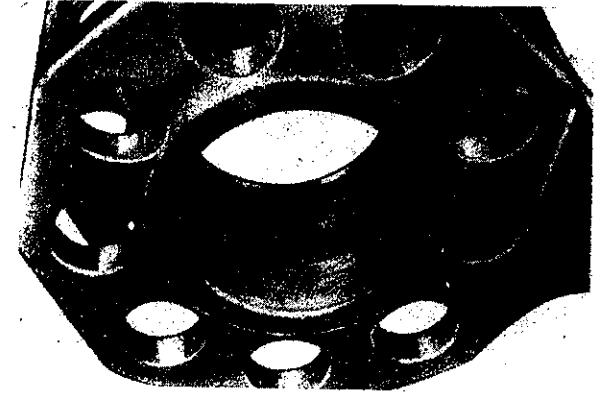


Şek.78a-b.Yıldız motoru piston kolunun şekillendirilmesi

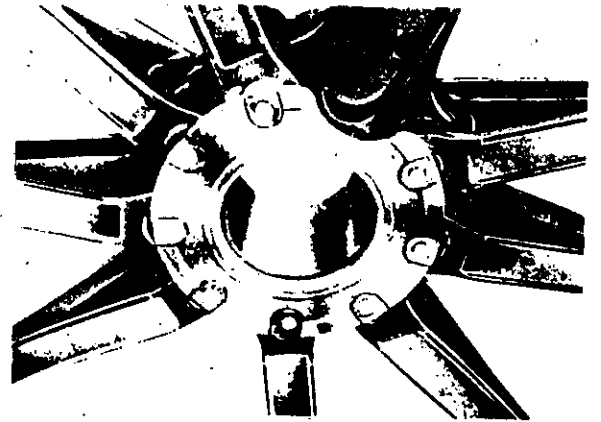
Yağ filmi içindeki 1000 kp/cm<sup>2</sup> ye kadar ki oldukça yüksek basınç değerleri her zayıf bölgede bir deformasyon meydana getirmek gücündedir. Ana piston shaftına geçiş yerlerinde yüksek gerilim uçlarını dağıtmak için bir delik bulunur. Ve cidar daha kalındır. Sağlam yan dikmenin altındaki yüksek basınç değerleri, yatak bileziğinin oval şekilde taşlanması ile de giderilememektedir.

Daha uygun neticeler, Şekil 78 b ve 80 de gösterildiği gibi, mevcut eski konstrüksiyon değiştirilerek elde edilmiştir. Burada yardımcı piston kolu çatalı olup ana

piston kolunun orta dikmesi üzerindeki kurşun bronz yatağı içine yataklanmıştır. Ana yatak piston kolu içine presle- nir. Krank mili yatak yerinin yüzeyi semante edilerek sertleştirilmiş ve yardımcı piston kolu yatağının yağlanması



Şek.79.Ana piston kolundan yatak yerinin görünüşü



Şek.80.Yardımcı kollu piston kolu

için her iki tarafta tutma kanalları öngörülmüştür. Piston kolu başının dışarıya doğru gittikçe azalan cidar kalınlığı ile simetrik, düzenli bir basınç azalmasına (noktali çizgili doğru) erişilir. yatak malzemesi olarak hafif metal (Aluminyum-Silisyum KS 1275) kullanılabilir. Bu malzeme 3200 d/dak. ya kadar ki yüksek devir sayılarında bile, kusursuz ve eşit değerli bir taşıma diyagramı meydana getirmiştir. Daha sonraları H-Şekilli yardımcı piston kolu

(Şekil 81) uygulandığı zaman bu yeni konstrüksiyon imalat yönünden bir kazanç demektir.



Şek.81.Şaftı H-kesitli çatallı-yardımcı piston kolu

### 5. KRANK MİLLERİ

#### 3.1 Giriş

Krank milinin kol yatakları üzerinden pistonun ileri ve geri hareketi dönme hareketine dönüşür. Krank milinin yüklenme durumu, her duruş vaziyetinde farklıdır. Dönme ve eğilme momentleri birbiri ile kesişirler, İş meydana getiren ortalama dönme momenti ve dışarıya doğru etkili olan iç kuvvetler (saklı güçler) arasındaki fark ayırılmalıdır. Silindir içindeki basınç dağılışı, indikatör diyagramı ile verilmiştir. Krank mili üzerindeki dönme momenti, krank mili duruş vaziyetine bağlıdır. Bu değer, alt ve üst ölü noktalarda sıfırdır. Bu nedenle en büyük değerler, ortalama dönme momenti değerinin birçok katı değerindedir. Yüksek devirlerde çalışıldığı zaman, ileri ve geri hareket eden kütle kuvvetleri de dikkate alınmalıdır. Patlama ve kütle kuvvetleri ve onların dairesel kuvvetleri eğilme momentleri meydana getirirler. Bu değişmeli (seyremeli) momentler ve yüklenmeler, birinci tip momentler ve yükler diye adlandırılırlar. Onlar krank milini dönme, eğilme ve boy titreşimlerine zorlarlar. İkinci kör moment veya titreşim momenti diye de isimlendirilir.

Krank mili ekseriya birçok yerlerden yataklandığı için hatasız bir hesaplama mümkün değildir. Krank mili gövdesi de belirli bir esneme gösterse de, hatasız bir hesaplama mümkün değildir. Pratikte büyük ölçüde uygulama sahası olan ve zamanla kırılmış krank millerinde sınır değerlerin nerede bulunacağını tecrübelerine dayanacak, hesaplamalarda

bazı kolaylaştırıcı kabuller yapmak zorunluluğu vardır. Benzeri veya biraz sapmalar gösteren durumların olup olmadığı tahmin edilebilir. Krank mili kol yatak yerlerinden kol yan kısımlarına geçiş bölgelerinin teşkili çok büyük önem taşır. Kuvvet çizgilerinin dönüş yerlerinde, devamlı kopma çizgilerinin olabileceği dikkate alınmalıdır. Yatak yerlerinde dönme hareket özelliklerini daha uygun hale getirmek için, krank milinin ana ve piston kolu yatak yerleri genellikle sertleştirilmiştir. Bu suretle deformasyon meydana gelebilir. Dolayısıyla krank milinin doğrultulması lazımdır. Sertleştirme işlemi ile tehlikeli ilave zorlanmaların meydana gelmesine bilhassa dikkat edilmelidir.

Pratik bilgiler göz önünde tutulmadan krank milinin hesabını çok geniş ele alarak yapmanın pek manası yoktur. Daha ziyade en büyük zorlanmaların hesabına yönelinerek, aynı değerlerde ölçüler elde edilmeğe çalışılır. Pek tabii titreşim hesaplarında yapılarak, rezonans alanının emniyetle dışarıda kalmaya dikkat edilir.

Yüksek devirli motorlarda uygun kollar üzerine dengeleme ağırlıkları öngörülür. Bu ağırlıkların meydana getirdiği kuvvet ve momentler, krank kol yatak yerlerinin yaptığı kuvvet ve momentlere karşı ters yönde etki ederler. eğer dengeleme ağırlıklarından ters yönde moment meydana getirmeleri istenirse, ağırlıktan tasarruf etmek amacıyla ağırlıklar birbirinden uzak tutularak uzun yük kolu elde edilmeye çalışılır. Şüphesiz böylece dikkate alınması gereken yüksek zorlanmalar meydana gelir. Simetrik şekilli krank millerinde dengeleme ağırlıkları genellikle ana yatakların yüklerinin azalmasına hizmet ettiğinden serbestçe seçilebilir. Buna karşılık simetrik olmayan krank millerinde, serbest kuvvet ve momentleri küçük tutmak için dengeleme ağırlıklarının tam olarak tesbit edilmesi gerekir. Bir veya iki adet aynı yöne yönelmiş krank kollarında serbest kuvvetler, dengeleme ağırlıkları yardımıyla düşey veya yatay yönde konulabilir. Çok yüksek devirlerde krank milinin eğilmesiyle meydana gelen dengesizliğe, ilave dengeleme ağırlığı ile mani olunabilir.

#### 3.2 Krank mili hesabı:

##### 3.2.1 Tesir eden kuvvetler:

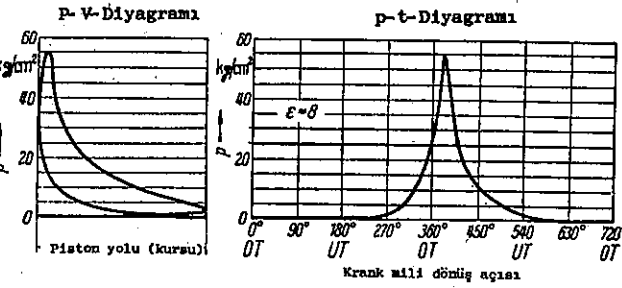
Krank mili, silindir içindeki gaz kuvvetleri, dönen ve ileri ve geri hareket eden ağırlıkların, kütle kuvvetleri,

volanın dairesel kuvvetleri ile, değişken kuvvetlerden meydana gelen titreşimlerle zorlanır. Şekil 82,  $\epsilon=3$  için piston yolu ve krank mili açısına bağlı olarak indikatör diyagramını vermektedir. Şekil 83 de P kuvvetinin, piston kolu kuvveti S ve kayma yüzeyi basıncı N ye ayrılışı gösterilmiştir. Böylece:

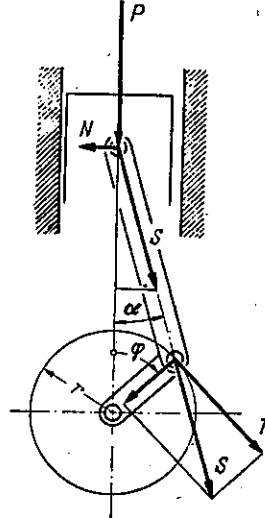
$$N = P \cdot \tan \alpha \text{ (kp)}$$

$$S = \frac{P}{\cos \alpha} \text{ (kp)}$$

$$\sin \alpha = \frac{r}{l} \cdot \sin \varphi = \lambda \cdot \sin \varphi$$



Şek.82.Piston yoluna(kursuna)ve krank mili dönüş açısına bağlı indikatör diyagramı



Şek.83.Piston kuvvetlerinin bileşenlere ayrılması

- $\varphi$  = Krank mili dönüş açısı,
- $r$  = Krank mili eğrilik yarı çapı (cm);
- $l$  = Piston kolu boyu (cm);
- $\lambda = r/l =$  itme kolları oranı,

gaz kuvvetleri  $P_G$  ise:

$$P_G = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot P \text{ (kp) dir.}$$

$D$  = Piston çapı (cm);

$P$  = İndikatör diyagramından alınan basınç (kp/cm<sup>2</sup>),

max = Pa.C.ε

Pa = Yükleme basıncı(ata), yüklemesiz motorlar için=1,0

C = 7-7,5 (katsayısı),

ε = Sıkıştırma oranı,

Dönen kütle kuvvetleri  $F_r$ ;

$$F_r = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \text{ (kp)}$$

İleri ve geri hareket eden kuvvetler  $F_h$ ;

$$F_h = m_h \cdot r \cdot \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) \text{ (kp)}$$

Ölü noktada :  $F_h \text{ max} = \pm m_h \cdot r \cdot \omega^2 (1 \pm \lambda) \text{ (kp)}$

$$m_r = \frac{G_r}{g} \left( \frac{\text{kps}^2}{\text{cm}} \right),$$

$$m_h = \frac{G_h}{g} \left( \frac{\text{kps}^2}{\text{cm}} \right),$$

$G_r$  = Dönen kısımların kütleleri, (piston kolunun dönmeye tekabül eden kısmı, incelenen yere göre krank mıy- lu kol yan bağlantı kısmı.) (kp);

$G_h$  = Segmanlar ile pistonun, piston piminin ve piston kolunun ileri ve geri hareket eden kısmının ağır- lığı (kp);

$$g = 9,81 \text{ (cm/s}^2\text{)};$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \text{açısal dönme hızı (1/s)};$$

$$n = \text{Krank mili devir sayısı(d/dak.)};$$

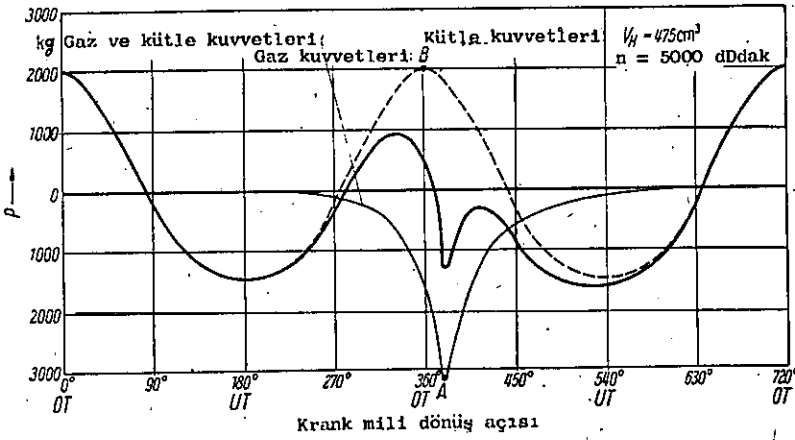
Gaz ve kütle kuvvetleri birbirine göre zat yönde tesir ederler ve zorlanmaların azalmasına etkili olurlar. Fakat bilhassa vasıta motorlarında, düşük devirlerde yüksek gaz kuvvetleri ve büyük devirlerde küçük gaz kuvvetleri meydana geldiğinden, gaz ve kütle kuvvetlerinin hesabı ayrı ayrı olarak ve gerektiğinde müştereken etkili kuvvetler olarak yapılmalıdır.

Şekil 84 bir silindir için gaz ve kütle kuvvetlerini ayrı ve toplam olarak göstermektedir. Krank milinin eğilmeye karşı hesaplanması ve yatak zorlanmalarının tesbiti için maksimum değerleri mesela "A" ve "B" esas alınır.

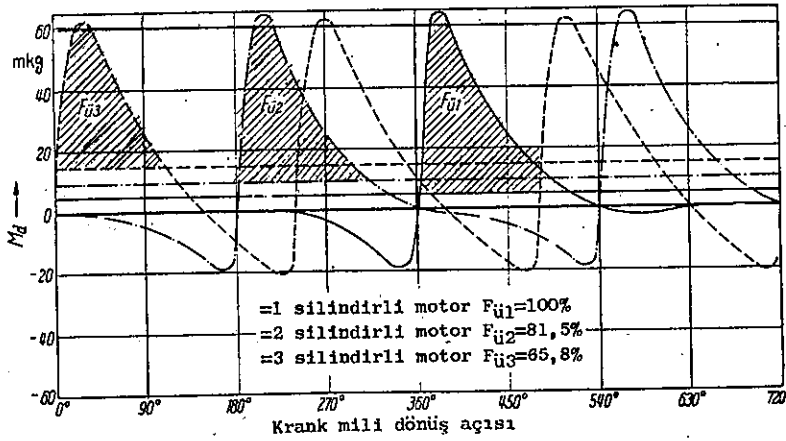
Çok silindirli motorlarda hemen yandaki silindirin gaz kuvvetleri genellikle pek etki etmez, Çünkü onlar küçüktür. Silindirlerden her biri en büyük gaz kuvvetine eriştiği an, kütle kuvvetlerinde durum başkadır. Bunlar aynı zamanda meydana gelir ve dengeleme ağırlıkları ile müştereken eğilme momentleri meydana getirirler. Bir silindirin gaz kuvvetleri komşu silindirin kütle kuvvetleri ile de zorlamalar ya-

pabilir. Bu hususa da dikkat etmek gerekir. Yüksek devirlerde momentler, krank milini o şekilde eğebilir ki, dengesizlikler ve dolayısıyla fazla gürültüler meydana gelebilir. Bu radan da görüldüğü üzere, hareketli kütlelerin mümkün olduğu kadar küçük tutulması gerekmektedir.

Krank mili üzerinde tesir eden dönme momenti, piston kolu kuvveti S, o anda tesirli kuvvet kolu ile çarpılarak elde edilir. Onun yerine krank kol yatağı üzerinde tesir eden teğetsel kuvvet T yi tesbit etmek ve sabit kuvvet r ile çarpmak daha kolay olur. Bu kuvvetin değeri: (b. Şekil 83 ).



Şek.84.Silindirik yöndeki gaz ve kütle kuvvetleri(1-silindirikli-4 zamanlı motor)



Şek.85.1,-2,-3 silindirikli 4-zamanlı motorlardaki dönme momenti dağılışı

$$T = \frac{P}{\cos \alpha} \cdot \sin (\varphi + \alpha) \quad (\text{kp})$$

$$\sin = \frac{r}{\ell} \cdot \sin \varphi$$

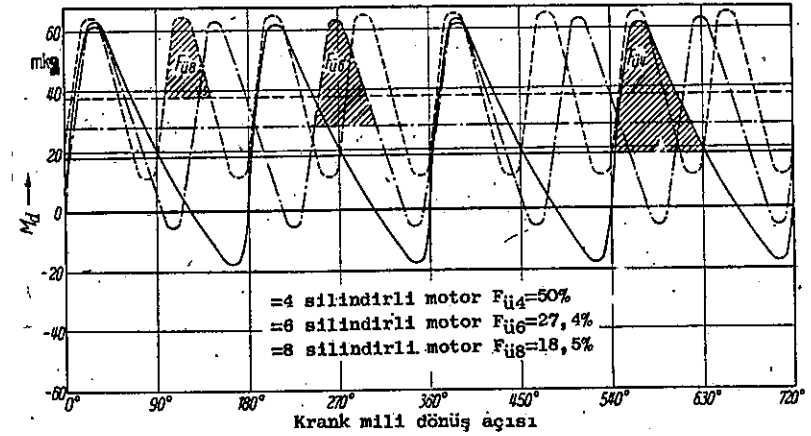
Her yatak yeri için, ölü noktadaki dönme momenti de geri sıfırdır. Dönen kütleler dönme momenti meydana getirmezler. Buna karşılık ileri ve geri hareket eden kütlelerin bilhassa yüksek devirlerde dikkate alınması gerekir.

Fazla silindirikli motorlarda, her bir silindirin dönme momentleri birbirine ilave edilirler. Şekil 85 ve 86, kütle kuvvetleri dikkate alınmaksızın, 1-silindirikli 8-silindirikli motorlara kadar gaz döndürme kuvvetlerinin dağılışı göstermektedir. 1-, 2-, 3- ve hatta 4- silindirikli ve dört zamanlı motorların dönme momentlerinde çok büyük değişimler olduğu görülmüştür. Ortalama değer altında veya üstünde bulunan yüzeyler  $F_{ij}$ , motorun düzensizlik derecesi "a" için bir ölçüdür, açısal dönme hızı  $\omega$  nin  $\omega_{\max}$  veya  $\omega_{\min}$  üzerine yükseltilmesi veya düşürülmesi için A işgücünü gösterirler. Bu değer:

$$a = \frac{A}{\omega^2 \Sigma \theta} = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega}$$

$$\frac{A}{\omega \cdot \Sigma \theta} = \omega_{\max} - \omega_{\min};$$

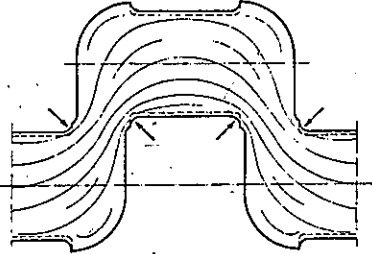
$\Sigma \theta =$  Tüm kütle atalet momentlerinin toplamı (cm kp s<sup>2</sup>)



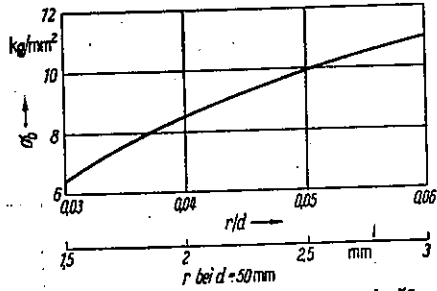
Şek.86.4,-6,-8 silindirikli-4 zamanlı motorlardaki dönme momenti dağılışı



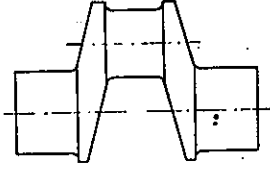
tedir.  $\frac{r}{d} = 0.03$  için mukavemeti 6,5 kp/mm<sup>2</sup> iken,  $\frac{r}{d} = 0,06$  için mukavemet değeri 11 kp/mm<sup>2</sup> ye yükselmektedir.



Şek.90. Dövme lifle çizgilerinin mekanik işlem nedeniyle kesilmesi



Şek.92. Köşe kaviz yarıçapına bağlı olarak mukavemetin değişmesi



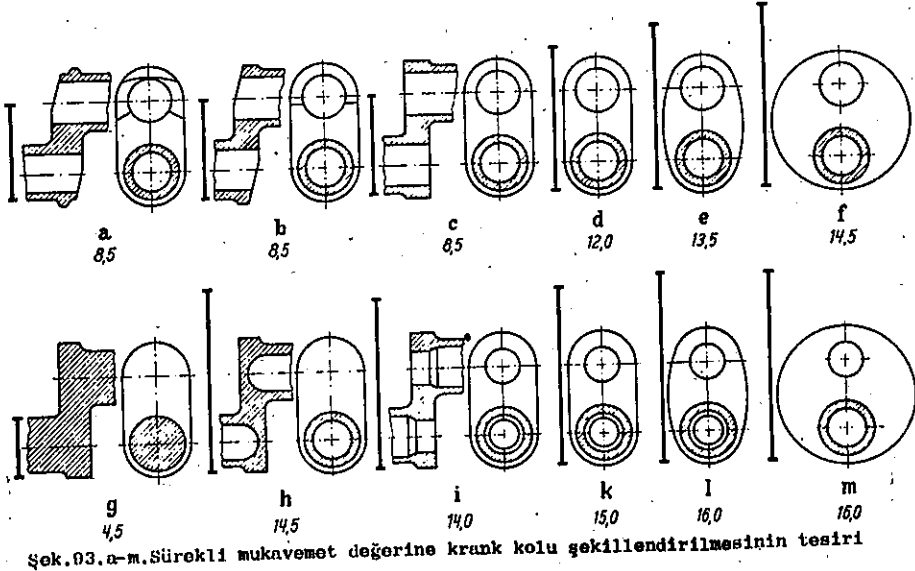
Gaz basıncı  
Krank ana yatak yerlerine geçiş kısımlarının tehlikeye sokulması



Kütle kuvvetleri  
Piston kolu yatağına geçiş yerlerinin tehlikeye girmesi

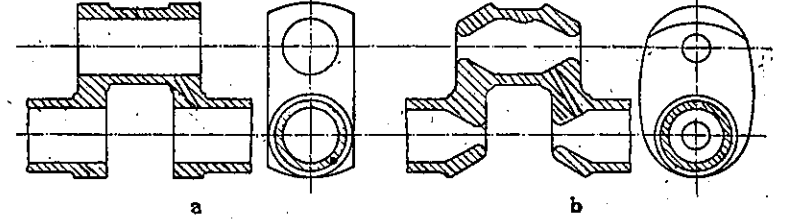


Şek.91. Yük altında krank milinin eğilmesi

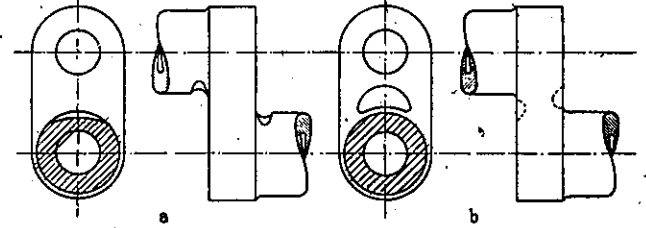


Şek.93. a-m. Sürekli mukavemet değerine krank kolu şekillendirilmesinin tesiri

Burada muhtelif uygulamalar yapılarak, daha iyi neticeler elde etmeye çalışılmaktadır. Geçiş yerlerinde sertleştirme yapmak, soğuk haddelemek veya dövmek suretiyle bir bası ön geriliminin elde edilmesi, çok tesirli olur. Böylece mukavemetin % 90 a kadar yükselmesine erişilebilir. Sertleştirmede, sert bölgenin sonunda hiçbir zaman kaviz olmamasına dikkat edilmelidir. Sertleştirme işlemi ile



Şek.94.a-b. Bir uçak motoru krank mili kollarının şekillendirilmesi  
a) Eski uygulama. Keskin köşeler veya çok zayıf kavizlendirilmiş delik köşeleri ile uygun olmayan gerilim dağılımı. Büyük düz maynu delikleri. Keskin köşeli yağlama delikleri. Şekil mukavemet değeri 6 kp/mm<sup>2</sup> (takriben).  
b) Yeni uygulama. İyi kaviz verilmiş veya parabol şekilli deliklerle uygun gerilim dağılımı, oval, geniş bağlantı bölgeleri. İyi şekillendirilmiş yatak delikleri. Uygun köşe kavizli yağ delikleri. Şek. mukavemet değeri 12 kg/mm<sup>2</sup> nin üzerindedir.

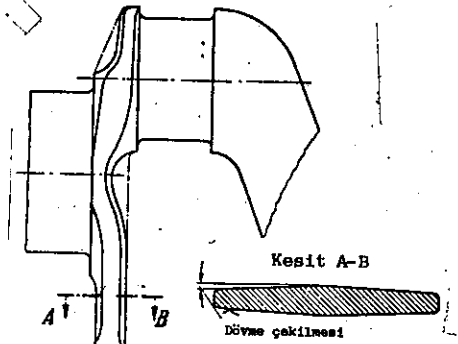


Şek.95a-b. Eksantrik daldırma ve frezeleme ile kuvvet tesirinin dağıtılması.

a)Eksantrik daldırma(Maybach),b)Frezeleme(Klose)

krank mili çekilme yapabileceğinden, doğrultulması gerekir.

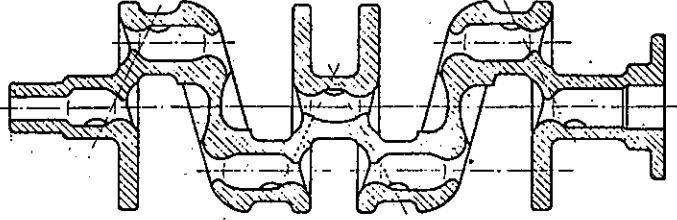
Doğrultmada kullanılan ortadaki yatağının köşe bağlantı yerleri çok sert olmamalıdır. Aksi takdirde çatlaklar meydana gelebilir. Geçiş yerlerinin sertleştirilmesi önemli bir masraf gerektirmeyen, soğuk haddeme ve dövmede başka operasyonların yapılması gerektiği için krankın maliyeti artar. Mukavemet değerinin artırılmasının başka bir yolu da kuvvet çizgilerinin tehlikeli bölgelerden dışarı



Şek.96. Bir araç motoru krank milinde dövme ile elde edilen girişti eğikleri



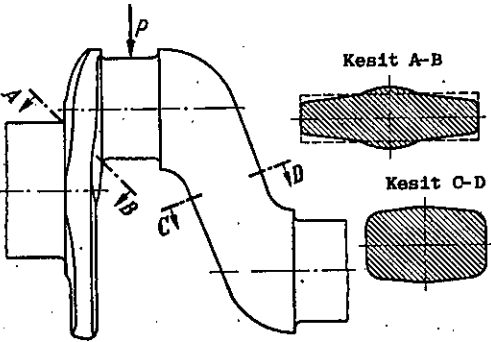
doğru yönetilmesidir. Şekil 93 a-m de, Alman Araştırma Merkezince yapılan denemelere göre bu tip tedbirler ve onların tesirleri gözükmemektedir. Böylece 4,5 dan 16 kp/mm<sup>2</sup> liğe kadar ulaşan iyi neticelere ulaşılmıştır. Krank milinin yatak yerlerinin içinin boş olması ancak yüksek mukavemetli krank millerinde mümkün olmaktadır. Şekil 94 a-b de gösterilen bir uçak motorunun krank mili miyluları yukarıda verilen deneme sonuçlarını doğrulamaktadır. Şekil 95 a da



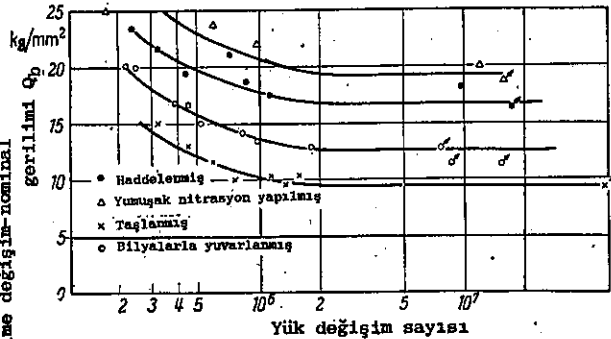
Şek.97. Bir döküm-Krank milinde uygun şekillendirme (Thum'a göre,

gösterilen yatak köşe yerlerinin altında bir delik delinmesi veya freze ile alınması başarı sağlarsa da, seri imalat için uygun değildir.

dövmede elde edilen devamlı bir içeri girintilerinin (Şekil 96) belirli bir etkisi vardır çünkü, kol yan bağlantıları çok miktarda dövme çekmesine sahip olmadığı an, kuvvet çizgileri keskin şekilde yer değiştirmemiş olurlar. Sfero döküm, Perlitik temper döküm veya çelik

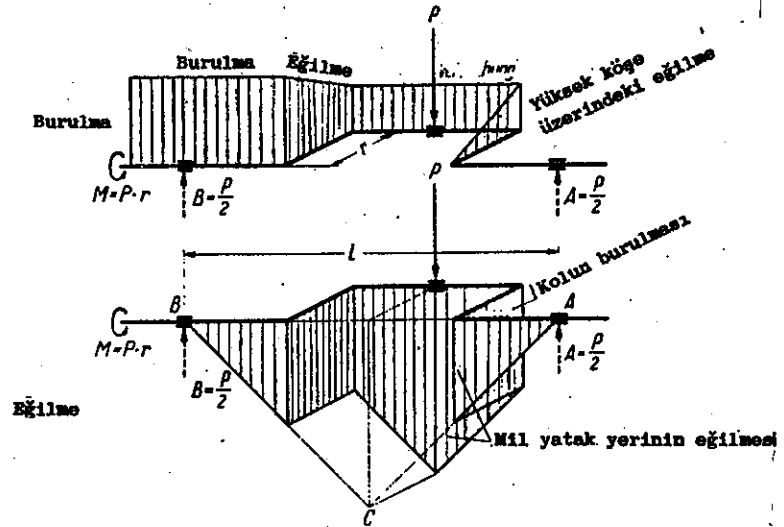


Şek.98. Çift kollu krank milinde tehlikeli kesitler

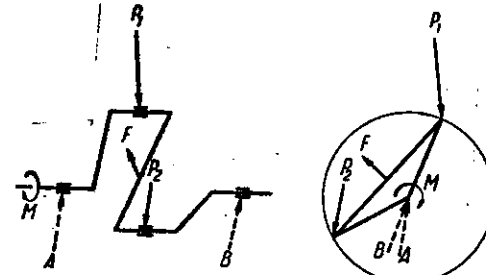


Şek.99. Muhtelif uygulamalarda Wöhler eğrisi

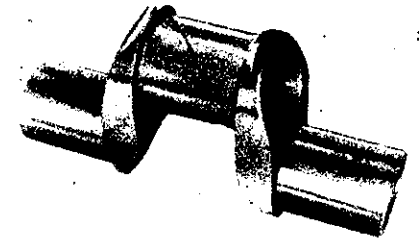
dökümle elde edilecek krank milleri çok iyi şekillendirilebilir. (Şekil 97 ve 129). Çeliğe karşı daha az mukavemeti olan döküm malzemesi uygun bir şekil verilerek aynı mukavemet değerine getirilebilir. Krank milinin hesabında bilhassa A-B ve C-D kesitleri (Şekil 98) nin tam olarak hesaplanması lazımdır. Bu kesitler genellikle pek basit şekilli değildirler. Bunlar, ya basit bir şekle yaklaştırılmaya çalışılırlar veya mukavemet momenti her bir kuşağa bölünmek suretiyle tesbit edilir. Vasıta seri motorlarında, A-B ve C-D kesitleri için 9 kp/mm<sup>2</sup> değerini üzerine pek gidilmez. Mukavemet artırılmak istenirken maliyette çok artabilir. Eğik kol genellikle bir mekanik işlem görmediği için, dövme kalıbında meydana gelen çentikler ile tehlikeli durum



Şek.100. Bir dövme momenti değerinde krank milinin eğilmeye ve burulmaya zorlanması



Şek.101. Bir kol eğrilik düzleminde daha çok düzlemsel çift kolda yüklenme gösterimi



Şek.102. Yağlama deliği etkisiyle burulma titreşim kopması (deney için hazırlanmış bir kolda)

arzedebilir. Yalnız iyi şekilde işlem gördüğü takdirde, büyük zorlanma değerlerine çıkılabilir. Şekil 99 da bir krank kol yatağının Wöhler-egrisi görülmektedir. Bilindiği üzere kopma, kırılma beklememek için çelikte  $2.10^6$  yük değişimine erişmek lazımgelir. Bu eğriler, sabit krank kol yatağı titreşimli kütle tesiri altında tutularak elde edilmiştir.

### 3.222 Burulma:

Krank milinin gaz ve kütle kuvvetleri tesiri ile burulmaya zorlanmasının hesabı, dönme titreşimlerinin yaptığı zorlamaların yanında çok daha az önem taşır.

Normal krank kolunda en büyük dönme momentleri, en büyük eğilme momentleri ile birlikte meydana gelmediğinden dönme ve eğilme zorlanmaları birbirinden ayrı olarak dikkate alınabilir.

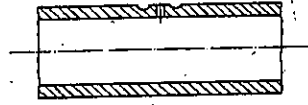
Şekil 100 de piston kolu çubuk kuvveti tesiriyle burulma ve eğilme zorlanmalarının meydana geldiği gösterilmiştir. Bu şekilden, her noktadaki moment değerleri elde edilebilir. Nominal gerilim değerleri:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} \quad \text{veya} \quad \tau = \frac{M_d}{W_d} \quad \text{dire. Mukayese gerilim değeri}$$

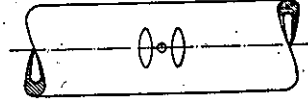
ise  $\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \cdot \tau^2}$  dir. İki krank ana yatağı arasında bir düzlem içerisinde birçok piston kol yatağı bulunursa, Şekil 100 de gösterilen yol takip edilir. Dönme ve eğilme momentleri tesbit edilir ve şekil üzerine aktarılır.

Eğer krank iki ana yatağı arasında, bir düzlem içinde olmayan birçok kol yatakları bulunursa, kuvvetlerin vektör olarak birbiri ile toplanması gerekir. Bu arada mevcut dengeleme ağırlıklarının da hesaba katılması gerekebilir, çünkü onlar momentlere tesir etmektedirler. (Şekil 101).

Burulamaya zorlanan en zayıf yer normal piston kolu yatağı yeridir. Bu yatak yeri emniyetli yatak zorlama değerine göre seçilir. Ve piston kolu ağırlığı, mukavemeti ve montaj durumu dikkate alınarak mümkün mertebe küçük ölçülerde



Şek.103. Basılmış çentikler ve yağ delik yüklerinin azaltılması.



lendirilir. Eğer yağ delikleri kaidelere uygun olarak öngörülürse, bir tehlike mevzu bahis değildir. (Şekil 102) Kertik (Çentik) gerilimlerinin küçültülmesi için şu tedbirler tavsiye edilir.

1. Delik köşe yerleri temiz ve imkan dahilinde büyük yarıçapla kavislendirilir.
2. Yağ delikleri bölgesinde içten takviyeler öngörülür. Bu sadece döküm krank mili için mümkündür.
3. Bası ön gerilimi meydana getirmek için delik köşeleri soğuk şekillendirilir.
4. Yük azaltma, dağıtma kertikleri öngörülür. (Şekil 103)
5. Yağ deliklerinin sertleştirilmesi, yani yağ deliklerinin krank muylu yatakları sertleştirilmeden önce delinmesi lazımdır.

Pratik alanda daha ziyade 1. ve 5. maddeler uygulanmalıdır.

### 3.23 Titreşim Hesabı.

Krank mili kırılma olayının hemen pek çoğunda nedenler gaz ve kütle kuvvetlerinin zorlamalarından ileri gelmeyip, krank milinin periyodik titreşimlerinden meydana gelen yüksek değişken zorlanmalardır. Motor devir sayısı veya ortalama basınç değerini yükselterek güç başına düşen motor ağırlığını düşürme veya malzemedan tamamen istifade etme çabalarına rağmen, bizzat az silindir sayılı motorlarda tehlikeli titreşim sahalarına ulaşılmaktadır. Bunlar bilhassa dönmeden meydana gelen titreşimlerdir. Yani krank mili boyuna dağılmış olarak düşünen kütlelerle krank mili sallantılı olarak dönmektedir.

Krank mili üzerindeki eğilme titreşimleri sadece az silindir sayılı motorlar için önemlidir. Çünkü burada gerekli olan büyük volan ile ekseriye iki defa yataklanmış ve eğilebilir krank mili müştereken, kendi frekansı düşük bir titreşim sistemi meydana getirir. Bu arada 1. titreşim derecesinin kendi frekansı rezonans durumuna sokulabilir. 3-silindirli-sıra tip motorlardan itibaren eğilme titreşimleri pratik yönden bir anlam taşımaz. Aynı şekilde nadiren ve pratik olarak sadece büyük Diesel motorlarında meydana gelen aksiyal ve boyuna titreşimler, eğer kendi titreşimleri, dönmekteki titreşim frekansı ile çakışırsa ancak kritik durum arzederler.

Tehlikeli titreşim durumu, rezonans halinde meydana gelir. Yani krank milinin kendi frekansı, titreşim yapıcının frekansı ile çakışması demektir. Yapıcı titreşimler her bir silindirin gaz ve kütle kuvvetleri ile oluşur. Titreşim incelemeleri daha ziyade rezonansın tesbitine ve onun tesirine yöneliktir. Hesap yollarının burada geniş olarak gösterilmesi mümkün değildir.

Motor konstrüktörüne, bu titreşim konusu üzerine bazı bilgileri vermek için, titreşim hesabı aşağıda kısa olarak gösterilmiş ve konstrüksiyonda tesirleri izaha çalışılmıştır.

Araştırmalar şu konuları kapsamaktadır. Titreşim sisteminin tesbiti, kendi titreşim frekansı ve titreşim şekli, titreşim yapıcı kuvvetler, rezonansdaki sapmaların büyüklüğü, rezonans eğrileri ve kritik devir sayıları, rezonans zorlamalarının tesbiti ile titreşimi azaltıcı ve önleyici tedbirlerin uygulanması gibi konulardır.

### 3.231 Titreşim sistemi:

Bir motorun titreşim yapabilen sistemi, krank mili ile mile uçtan bağlı elemanlardan teşekkül eder. Krank mili üzerine, kütle atalet momenti krank dönüş açısı ile değişen kütlelerde tesir ederler. Bunlar piston kolları ve pistonlardır, basit bir titreşim sistemi haline getirilerek (indirgenerek) hesap kolaylaştırılmağa çalışılmalıdır. Böylece sistem ilave yüklerle yüklenmiş düz, ataletsiz, elastik bir milden ibaret olur. Bu kütleler, krank yatak kollarını, volanı ve diğer dönen kütleleri temsil ederler. Bu ilave kütleler arasındaki mil parçası (kısaltılmış uzunluk veya döner yay mukavemeti denilir.) ilave kütleler ile müştereken, gerçek sistemde bulunan aynı titreşim özelliğine sahip olmak zorundadır. Yani mil parçalarının elastik şekil değişmeleri ve döner kütlelerin atalet tesirleri birbiriyle çakışmalıdır.

Bu uygulamada genel olarak, pratikte uygun düşen, iki basit kabul yapılmıştır.

1. Titreşen ve sallanma hareketi yapan piston kolu ve piston kütlelerinin, krank mili dönme açısına bağlı olarak değişen kütle atalet momentlerinin sabit kısmı olan  $(mr + \frac{1}{2}mh)$  r<sup>2</sup> değeri ile kısaltılması,

2- Krank mili kol yatağı, üzerinde kuvvet olarak tesir eden ikaz kuvveti için mukabil değerini konulması. Böylece yatak reaksiyonları üzerinden bir sonraki mil parçası da sadece dönme momenti ile etkilenmektedir.

Titreşim sisteminin gösterilişi yanında hesaplarda şu ifadeler kullanılmaktadır.

$r$  = Krank mili kol dönüş yarı çapı (cm),

$m$  =  $r$  yarıçapında etkili mukabil kütle ( kps<sup>2</sup>/m),

$l$  = Belirli mil çapı üzerine tekabül eden kısaltılmış mukabil uzunluk (cm),

$\theta$  = Kütle atalet momenti ( cm kps<sup>2</sup>),

$c$  = Dönme yay katsayısı (cm kp/yay parçası) veya  $\frac{1}{c}$  = dönme elastikiyeti ile hesaplar yapılmaktadır.

Bir kütlelenin atalet eksenine göre atalet momenti  $\theta$  adı altında,  $\int r^2 \cdot dm$  integrali anlaşılmaktadır. Yani her kütle parçası  $dm$  ile bunların ağırlık eksenine olan uzaklıkları  $r$  nin karelerinin çarpımının toplamıdır. Bir elemanın toplam kütle nokta şeklinde ve dönme ekseninden  $i$  mesafede bulunduğu düşünülürse,

$$\theta = m i^2 \text{ dir (i=Atalet yarıçapı)}$$

Kütle atalet momenti yerine pratikte ekseriya "Savurma momenti"  $GD^2$  (kpm<sup>2</sup>) kullanılır. Burada  $G$  = parçanın ağırlığı (kp) ve  $D = 2i$  (m). buna göre şu bağlantı yazılır.

$$\theta = m \cdot i^2 = \frac{G}{981} \cdot \frac{D^2}{4} = 2,55 G D^2 \text{ (cm kp s}^2\text{)},$$

Parçanın gerçek dönme eksenini, kendi ağırlık eksenini ile çakışmıyor ve buna  $a$  (cm) mesafesinde paralel ise, STEINER'e göre:

$$\theta_A = \theta_s + m \cdot a^2 \text{ dir.}$$

$a$  = Dönme ve ağırlık eksenleri mesafesi (cm),

$\theta_A$  = Dönme eksenine göre kütle atalet momenti,

$\theta_s$  = Ağırlık merkezi eksenine göre kütle atalet momentini.

Rotasyon simetrik bir kütle, dış çapı  $d_a$ , iç çapı  $d_i$  ve boyu  $l$  olan dairesel kesitli parçaya dönüştürülebilir. Bunun için şu formül geçerlidir.

$$\theta_s = \frac{8}{981} \frac{\pi}{32} (d_a^4 - d_i^4) \cdot l \text{ (cm kp s}^2\text{)}$$

$$\gamma = \text{Özgül ağırlık (kg/cm}^3\text{)}$$

Krank milinde her bir krank kolunun kütle atalet momentini; her iki ana yatakların ve piston kolu yatağı ile yataklar arası bağlantılar ve dengeleme ağırlıkların atalet momentlerinden meydana gelir. Bu kütlelerin yanında piston kolunun dönen kütle kısmı  $mr$  ile piston ve piston kolunun

ileri ve geri hareket eden kütlesi m'nin yarısı buna ilave edilir. Aynı kol yatağına birçok piston kolu bağlanırsa, (V, W ve yıldız motorlarında) bu taktirde tüm silindirlere ileri ve geri hareket eden kütlelerin yarısı alınır.

Krank mili üzerinde, bilinen dönen kütlelerden başka genel olarak volan, titreşim kesme düzeni ve kayış kasnağı da titreşim sistemine dahil edilebilir. Motorun yardımcı tahrik düzenleri; eksantrik mili, yağ pompası, enjektör pompası v.b. genellikle dikkate alınmayabilir. Çünkü bu çevrim düzenlerinin kısmi frekansları, pratik olarak krank mili sisteminin kendi frekansından oldukça yüksek değerlerde bulunur. Soğutma vantilatörü gibi direk çevrilen ve yüksek devirde dönen kütleler bu kaidenin dışındadır.

Titreşim sisteminde tüm büyük kütleler dikkate alınır, Kütlelerin hangi oranının titreşime etkili olduğu ve dahil edileceği, incelenen sistemin kendi titreşim şekline bağlıdır. Küçük elastik sistemlerde, (elastik kavramalar, torsiyon çubukları v.s) eğer büyük kütleler elastik elemanlar arasına komulursa kendi düşük frekansları yeterli hassasiyette elde edilir. 2 veya üç kütle sistemi ekseriya kafidir. Bunun için genel kaide yoktur.

Çeşitli çap ve şekillerden ibaret olan krank mili, düz bir mil olarak o şekilde temsil edilir ve kısaltılır ki, her iki kütle arasındaki mil parçasının yay sabiteleri, krank milinin aynı boy parçasına isabet eden yay sabitesine teka-bül eder;

$$c = \frac{G \cdot J_p}{l} \quad (\text{cm kp/rad})$$

G = mil parçasının kayma modülü (kp/cm<sup>2</sup>),

J<sub>p</sub> = milin polar atalet momenti =  $\frac{\pi}{32} \cdot (d_a^4 - d_i^4)$  (cm<sup>4</sup>),

l = milin burulmaya iştirak eden uzunluğu (cm),

d<sub>a</sub> = milin dış çapı (cm),

d<sub>i</sub> = milin iç çapı (cm),

Yay sabitesi C yerine "Dönme elastikiyet" değeri  $\frac{1}{C}$  kullanılmaktadır. İki yakın ilave kütle arasındaki mil parçası muhtelif çaplı parçalardan teşekkül ediyorsa, bu takdirde toplam burulma, her bir parçanın burulma toplamına eşittir. Yani birbiri ardına bağlı yaylarda olduğu gibidir.

$$\frac{1}{c} = \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} + \dots$$

Mil bağlantı elemanları için (kamalar, kanallar, Flanş bağlantıları veya bunların üzerine geçirilen parçalar, dişliler, kayış kasnaklar v.s. ler için) (44)-(47) Literatürlerinde tecrübelerle dayanan formüller verilmiştir. Her motor tipi için bulunan formüller sadece o tip için geçerlidir. Dişli çevrimli sistemlerde, kütle ve boy kısaltılması birim bir devir üzerine yapılmalıdır. Yani tüm kütle atalet momentleri ve yay sabiteleri, çevrim oranı i'nin karesine bölünmelidir:

$$\text{Çevrim oranı : } i = \frac{n_{\text{çeviren}}}{n_{\text{çevrilen}}} \text{ dir.}$$

İmalatçıları tarafından verilmediği takdirde, elastik kavramaların dönme yay sabiteleri deneyle tesbit edilir. Lastikli kavramalarda dinamik yay sertliği ile hesaplar yapılabilir. Çünkü lastik, yüksek frekanslı zorlanmalarda yay sabitesini yükseltir. Dinamik faktör, (Dinamik/statik yay sabitesi oranı) çeşitli etkenlere bağlıdır. (lastik karışımı ve sertlik, şekil, frekans v.s.) Birçok durumlarda takriben 1,2 - 1,3 lük dinamik faktörle hesaplar yapılabilir.

### 3.232 Kendi zati titreşim frekansları ve titreşim şekilleri:

Komple titreşim sisteminin tesbitinden sonra şimdi onların kendi titreşimlerinin hesaplanmasına geçilir. n Kütleli bir sistem (n-1) adedinde kendi titreşim frekansına sahiptir. Birçok hallerde yalnızca her iki en düşük frekans önemlidir. Bu frekanslar yaklaşık olarak, titreşim sistemi 2-veya 3- kütleli sisteme dönüştürülerek basitçe hesaplanır. İki kütleli en basit bir titreşim sisteminin hesap şekli şu bağlantılarla gösterilir.

$$\theta_1 \text{ Kütledeki momentler: } \theta_1 \cdot a_1 \omega_e^2 = c \cdot (a_2 - a_1)$$

$$\theta_2 \text{ Kütledeki momentler: } \theta_2 \cdot a_2 \omega_e^2 = c \cdot (a_1 - a_2)$$

Atalet moment = Geri koyma momenti

a<sub>1</sub>, a<sub>2</sub>, = 1,2 Kütlelerinin amplitudları.

Her iki kütle de, A=a.sinωet bağıntısıyla aynı frekanslı titreşim hareketi yaparlar. Momentler eşitliğinden, kendi (zati) frekans değeri ω<sub>e</sub> elde edilir.

$$\omega_e = \sqrt{\frac{c}{\theta_1} + \frac{c}{\theta_2}} \quad (1/s)$$

Buradan da kendi titreşim sayı  $n_e$  bulunur.

$$n_e = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} \quad (1/\text{dak})$$

3 Kütleye kadarki titreşim sistemleri için kendi titreşim frekanslarının tesbiti konusunda kapalı formüller verilebilir. 3 kütleli sistem olduğu zaman en uygunu HOLZER- TOLLÉ ye göre iterasyon-metodu uygulanır. Bu metod literatür (faydalanılan eserler) (45) sıradaki kitapta geniş olarak verilmiştir.

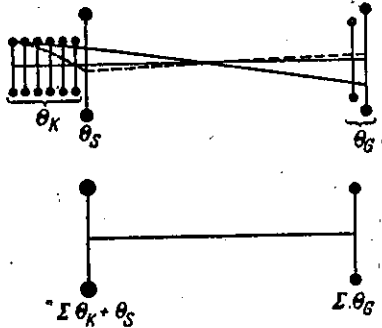
Frekans hesabından, sistemin kendi titreşim şekli de elde edilir. Yani tüm kütlelerin relatif titreşim sapmaları, rezonansa gerçekten meydana gelen sapmalarla orantılıdır. Şekil 104 de 6 silindirli bir motor için 1. kendi frekansın tesbiti ile ilgili titreşim sistemini göstermektedir.

İki yakın kütle arasında, sapmanın ön işaretini değiştirdiği her noktada, mil üzerinde titreşim düğümü meydana gelir. Tüm sistem içinde-

ki düğümlerin sayısı, titreşimin derecesini verir. Sistemin homojen kısmında, düğüm nokta yerlerinde de en büyük titreşim zorlaması meydana gelir.

Motorda bir düğüm meydana getiren en küçük değerli zati frekans değeri, krank mili için bilhassa önemlidir. O, ekseriya "Motorun kendi frekansı" veya kısaca "Motor-kritiği" diye adlandırılır. Direk sıkı kavramada, büyük tahrik kütleleri motorun kendi frekansını düşürür. Böylece, her an tehlikeli rezonans durumuna gelme ihtimali olacağından, çevrilen kütleler ekseriya elastik bir kavrama ile motordan ayrılır. Böylece motorun kendi frekansı pratik olarak değişmez. Dolayısıyla uygun bir kavramada 1. Dereceden kendi frekansı, rölanti devir sayısının altında bulunur.

Rezonans durumunda gerçek sapma ve değişken momentlerin tesbiti için, titreşim yapan iş gücünün, titreşim giderici iş gücüne ait olduğu şartından hareket edilir. Rezonansın haricinde titreşimi azaltmanın önemi yoktur. Burada titreşim yapan enerji titreşim sapmalarının sabit tutulmasına harca nır. Rezonans yapımadığından bu titreşim yapıcılar pratikte çok az önemlidir.

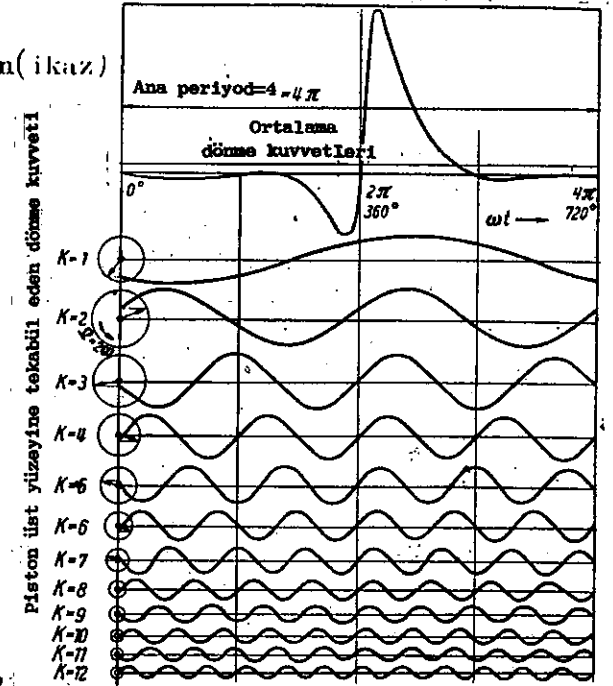


Şek.104. Dışlı kutusu ile elastik kavramalı, 6 silindirli bir motorun titreşim sistemi. Kendi frekansının en küçük değerini, tesbit etmek için kısıtlanmış, (temsili) sistem ve relatif sapma değerleri.

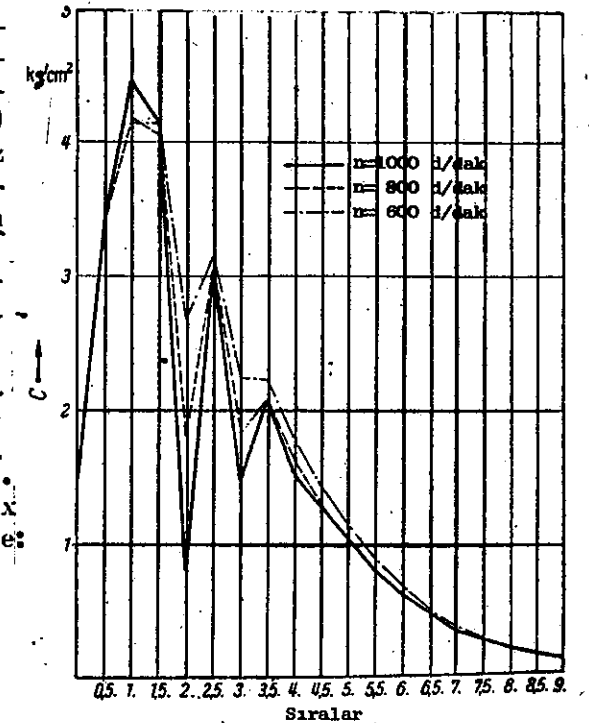
### 3.233 Titreşim yapan (ikaz) Kuvvetleri

Titreşim yapma, motorun titreşen (sallanan) kütle kuvvetleri ile gaz kuvvetlerinin teğetsel kuvvetlerinden meydana gelir. Kuvvetlerin hesabı, kısım 3.21 e göre tüm iş periyodu üzerinden yapılır. Harmonik analiz yoluyla bir silindirin döner kuvvet eğrisi, birçok sinüs eğrisi tarafından temsil edilir. Bu titreşimlerin frekansları daima ana frekansın birçok katına, tekabül ederler. (Ş.105) Düzeltme kütle kuvvet bileşenleri ile müstakem toplam dönme kuvveti düzeni (uyuşum) elde edilir. (Şekil 106) Harmonik (uyuşum) analiz tüm iş periyoduna tekabül ettiğinden (4 zamanlı motorda 2 tam devir demektir) uyuşma bir krank mili devrine istinat ettirilir. Burada ikaz sırası x den bahsedilir. Böylece 4 zamanlı motorlarda buçuklu sara larda elde edilmiş olur. Kritik devir sayısı  $n_k$ , x sıradan ikaz edildiğinde:

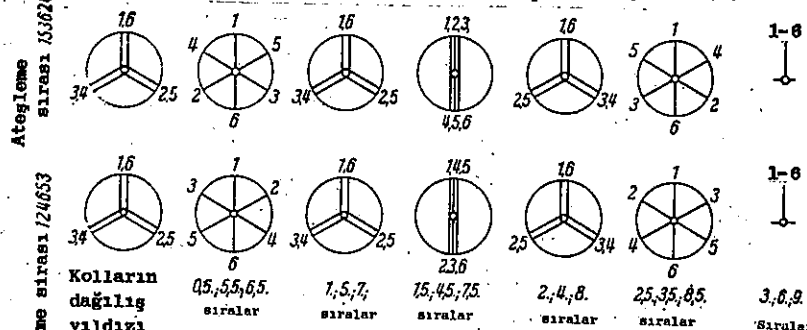
$$n_k = \frac{n_e}{x} \quad \text{bağıntısı edilir,}$$



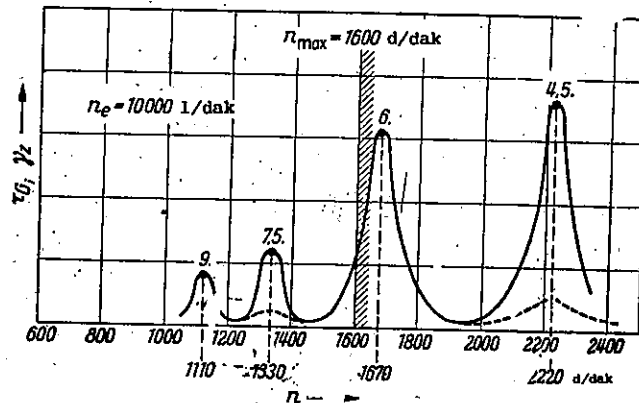
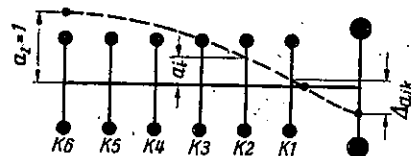
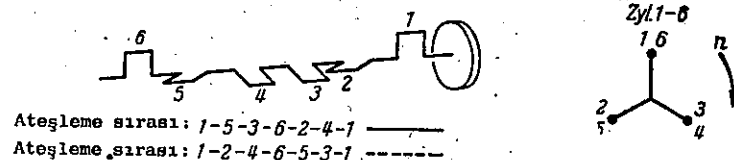
Şek.105. Dört zamanlı bir silindirin gaz döndürme kuvvetleri ve onun ilk 12 harmonikleri



11 bir motorda  $\frac{n}{2} \cdot \frac{z}{2}$  sıradan, 2- zamanlı motordan  $\frac{n}{2} \cdot z$  ana  
inci sıradan, 1 kritik değerleri hesaplanır. Burada



Şek.107.6 silindirli 4 zamanlı bir motor için dönme kuvvetlerinin krank kolu yön şemaları



Şek.108.6 silindirli dört zamanlı bir motorun titreşim şeması ve rezonans şekli. Ateşleme sırasının tesiri.

kritiğin bir anlamı yoktur. Yan(yardımcı)kritikleri ateşleme sırasıyla etkilenebilir. Bazan titreşime karşı gelmesi içinde öngörülebilir.(Şekil 108).

Muhtelif motorları birbiri ile mukayese edebilmek için, genellikle sıraların amplitudları olarak krank kol yarığa - pındaki ikaz kuvveti ( 1 cm<sup>2</sup> lik piston yüzeyine tekabül eden) verilir ve C (kp/cm<sup>2</sup>) ile ifade edilir.

Bir silindir için ikaz iş gücü  $E_z$  nin değeri:

$$E_z = \pi \cdot a_k \cdot C \cdot F \cdot r \quad (\text{cm.kp}),$$

ve tüm motor için E :

$$E = \pi \cdot \sum a_k \cdot C \cdot F \cdot r \quad (\text{cm. kp}) \text{ dir.}$$

$a_k$  = Krank kolundaki titreşim sapmalarının amplitudları (cm),

F = Piston yüzeyi (cm<sup>2</sup>),

r = Krank kol dönüş yarıçapı (cm);

Bir sıranın kuvvetleri genel olarak bir motorun tüm silindirleri için aynı amplitudlara sahip olacaklarından, fakat zamana bağlı faz durumları değişik (silindirler ateşleme sırasına göre ateşleme yapmaktalar), relativ titreşim sapmaları geometrik olarak toplanabilir. Bu arada titreşim hesabından relativ krank kolu sapmaları, verilen ateşleme sırası boyunca ve daima geometrik olarak x-ateşleme mesafesi açısı kadar kaydırılmış şekilde geometrik toplanabilir.

Şekil 107 de iki farklı ateşleme sıralı 4-zamanlı-6 silindirli bir motorda her bir sıra için kol istikamet yıldızları çizilmiştir. Aynı ateşleme sırasına sahip çok sıralı motorlarda (V,-W,-X,- motorlarında), titreşim sapmalarının yukarıdaki toplam şekli yalnız bir silindir sırası için uygulanmıştır. Kol üzerine tesir eden ikaz kuvvetleri vektor olarak birleştirildiğinden diğer sıralarda dikkate alınmış olur. V- motorlarında şu bağıntı geçerlidir.

$$\sum C = C \cdot 2 \cdot \cos \left( x \cdot \frac{\beta}{2} \right),$$

Burada  $\beta$  ; V içindeki ateşleme mesafesidir.

Titreşim düğüm noktası motorun dışında veya volanın yakınında bulunursa bu takdirde ikaz sıraları olarak pratikte yalnız ana kritik denilenler önem taşır, 4 zamanlı motorlar

da  $n \cdot \frac{z}{2}$  nci sıra, 2 zamanlı sıra tipi motorlarda  $n \cdot z$  sırası ( $2z = \text{silindir sayısı } n=1,2,3\dots$ ). Eğer düğüm noktası motorun takriben ortasında bulunursa, bu takdirde 4 zaman-

### 3.234 Titreşim zorlamaları:

Gerçek zorlanmaların tesbiti için titreşim kesici gücünün bilinmesi gerekir. Toplam titreşim iş gücünü veren muhtelif titreşim kesiciler meydana gelebilir. Tüm titreşim kesme kuvvetleri titreşim hareketlerine karşı zıt yönde etki yaptığından, basit bir toplam kafi gelir. Titreşim kesici tipleri şunlardır.

1. Motorun titreşim giderici etkisi  $D_M$ : Bu, sürtünme ve krank mili malzemesinin titreşim giderişi etkisinden meydana gelir ve genellikle hızla orantılı titreşim giderici olarak dikkate alınır.

$$D_M = \pi \cdot k \cdot \omega_e \cdot \sum a_k^2 \cdot F \cdot r^2 \quad (\text{cm kp}).$$

Formüldeki titreşim azaltıcı  $k$  faktörü, 1 cm<sup>2</sup> lik piston yüzeyine tekabül eden, 1 cm/s titreşim hızındaki krank kolu dönüş yarıçapındaki, titreşim azaltma gücü demektir ve deney yoluyla tayin edilmesi gerekir.

2. Malzeme titreşim giderici etkisi,  $D_w$ : Bu daha ziyade lastikli kavramalarda ve lastikli titreşim kesicilerde meydana gelir.

$$D_w = \frac{1}{2} \cdot \psi \cdot C_{w0} \cdot \Delta a_{w0}^2 \quad (\text{cm kp}).$$

$C_{w0}$ ,  $\Delta a_{w0}$ : titreşim kesici elastikiyetin yay katsayısı ve sapma farkları,  $\psi$  değeri; titreşim giderici iş gücünün, şekil değiştirme gücüne olan oranıdır. Bu değer titreşim deneyi ile tesbit edilir.

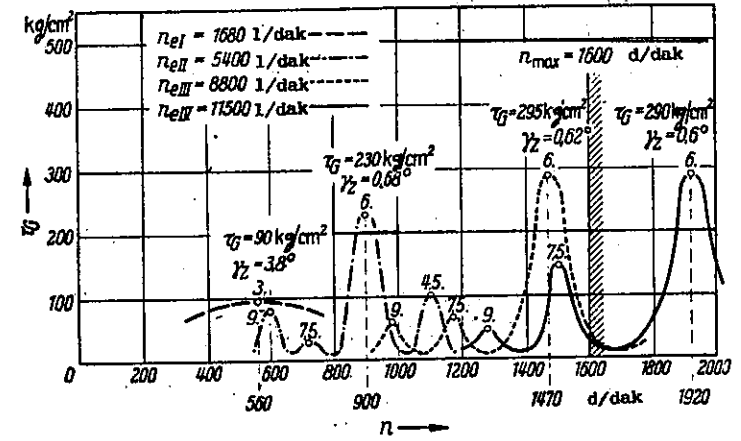
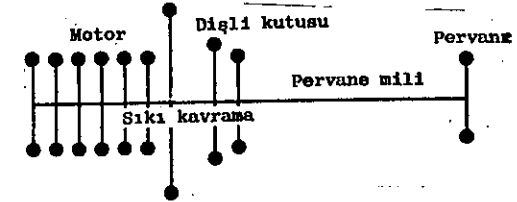
3. Yağlı titreşim giderici; Yuvarlak şekilde ve silikon yağı ile doldurulmuş gövde içinde dar tolarans boşluğunda yataklanmış denkleme kütesinden ibarettir. Denkleme kütleleri sadece sıvı sürtünmesi yoluyla gövde ve mil ile kavrama yapmıştır. Optimum bir titreşim gidermedeki gerekli iş değeri:

$$D_v = \frac{\pi}{2} \cdot \theta_v \cdot a_v^2 \cdot \omega_e^2$$

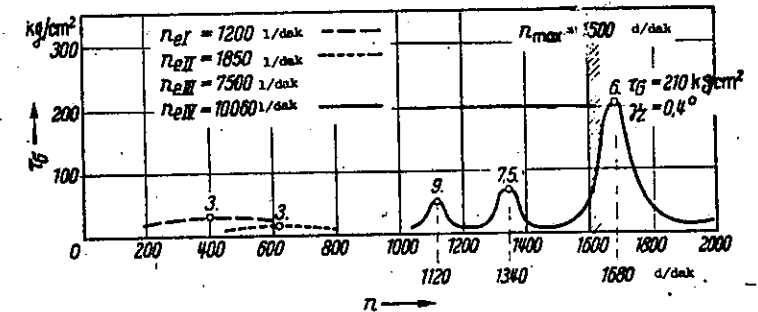
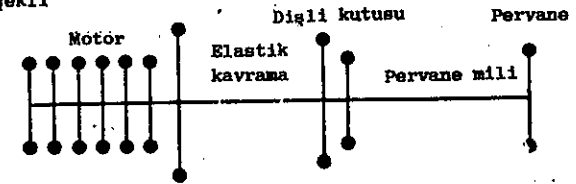
$\theta$  = Titreşim kesicinin kütle atalet momenti;  $a_v$ : titreşim kesicinin relatif sapması. Titreşim yapıcı ve titreşim giderici iş değerleri arasındaki eşitlik dengesinden gerçek titreşim sapmaları ve değişken momentler hesaplanabilir.

Bir titreşim hesabının komple ve yeterli şekilde yapılması çeşitli literatürlerden elde edilecek iyi bir teorik bilgiler yanında, titreşim yapıcı kuvvetler ve titreşim gi-

dericiler hakkında da deneme neticelerine dayanan pratik bilgilerin bilinmesi gerekir. Dolayısıyla bu işler genellikle



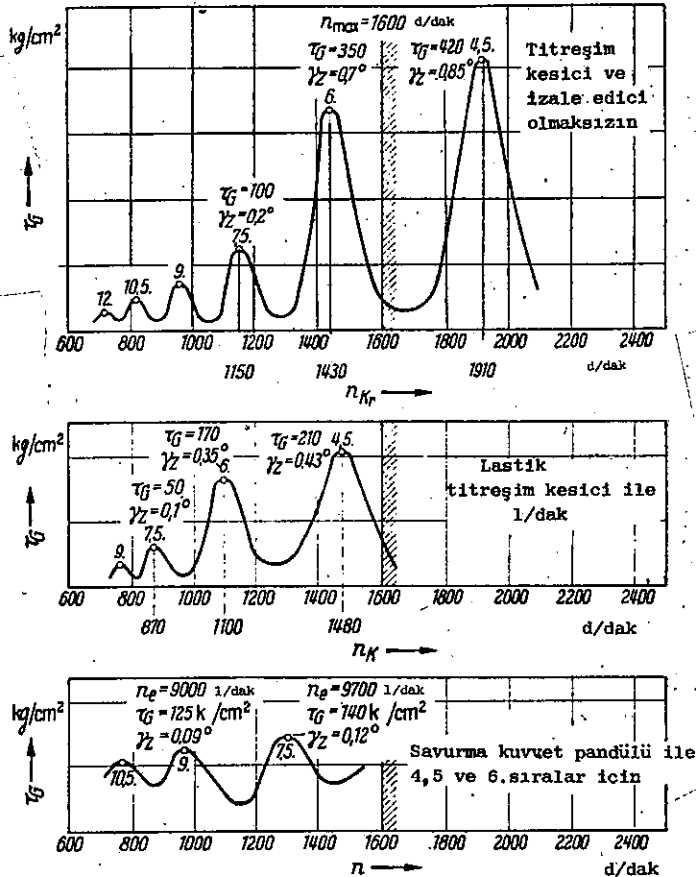
Şek.109.Şanzımanla sıkı kavramalı 6 silindirli bir motorun titreşim şeması ve rezonans şekli



Şek.110.Şanzımanla elastik kavramalı 6 silindirli bir motorun titreşim şeması ve rezonans şekli



konstrüktör tarafından değil, bu konuda özel uzmanlar tarafından yürütülür. Titreşim incelenmesine pratik bir misal olarak Şekil 108 de ateşleme sırasının tesiri, Şekil 109 da direk sıkı geçmeli bir kavramanın tesiri ve Şekil 110 da yine 6- silindirli ve 4 zamanlı diesel motorun elastik kavramasının tesirleri gösterilmiştir.  $\tau_G$ , krank mili içindeki



Şek.111.V-Şekilli onki silindirli bir diesel motorunun rezonans şekilleri (titreşim kesici ve izale edicilerle ve bunlar olmaksızın).

en büyük titreşim değişim zorlama değeri (kp/cm<sup>2</sup>) ve  $\delta z$  ise krank milinin serbest ucundaki titreşim sapmasıdır.

Döner titreşimleri azaltmak için sadece krank milini ele almak yeterli ve doğru değildir. Bağlantı aktarma organlarında dikkate alınmalıdır. (Dişli kutusu gürültüleri v.s.) Bu imkanlar aşağıda kısaca gösterilmiştir.

1. Kritik rezonansa imkan vermemek için devir sayısında sınır öngörülür. Veya sistemde değişiklik yapılarak kritik devir sayısı daha da kaydırılır. Bu şart, motorda volanda veya milin serbest ucunda ilave kütleler uygun şekilde uygulanmak suretiyle gerçekleştirilir. Veya motorun dışında elastik kavrama veya gerilim çubukları ile mukavemet değeri ancak pratik olarak değiştirilebilir.

2. Sistem sıvılı (hidrolik) kavrama ile iki kısma ayrılır. Bu titreşim sistemini pratik olarak tamamen ayırır ve eğer her iki kısmın kendi frekansları birbirinden farklı ise, titreşimi azaltıcı yönde etki eder.

3. Titreşim yapan kuvvetlere, bilhassa gaz kuvvetlerine tesir etmek ekonomik bir motor çalışması bakımından pratik olarak imkansızdır.

4. Sıra ve V motorlarında ateşleme sırası ve ateşleme aralıkları uygun şekilde seçilmek suretiyle titreşim yapıcı güce karşı tesir edilir. Bu yapılırken kütle dengelemesi ve diğer yönlerden menfi bir etki yapmaması hususu dikkate incelenmelidir.

5. Malzemenin titreşim kesici tesiri; Dökümle imal edilen krank milleri, dövme ile imal edilenlere nazaran daha büyük titreşim kesme tesirine sahiptir.

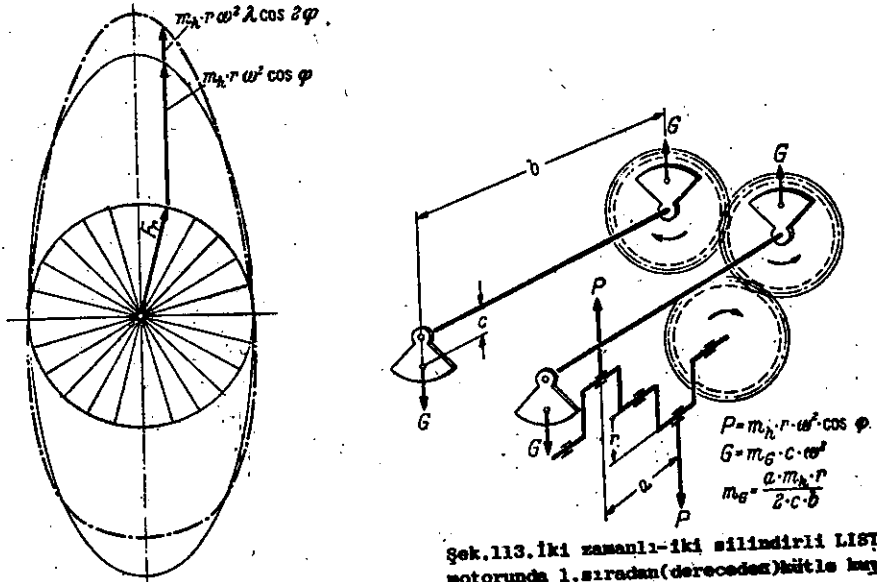
6. Titreşim kesiciler ve izale ediciler (Şekil 111): Titreşimlere karşı koymak için titreşimli sistemlerden de yararlanma yoluna gidilir. Bu sistem, ya titreşim kesici ile birleşmiş sürtümlü yaylı sistem, veya sadece yayla titreşen sisteme asılmış sistemdir. Bunlardan ilki, bilhassa enerji çekmek suretiyle titreşimi kesme tesiri yaptığından titreşim kesiciler diye adlandırılırlar. İzale ediciler diye adlandırılan diğerinin tesiri ise, sistemden enerjinin bir kısmını çekmek ve bunu kendi hareket enerjisi olarak kullanmak suretiyle olur. Bütün titreşim kesici ve izale edicilerin tesirli olabilmeleri için titreşimde en büyük sapmaların (amplitudların) olduğu yerlerde öngörülmeleri gerekir. Genellikle krank milinin serbest ucunda bulunurlar. Her bir kesici ve izale edici tiplerin tesir şekli kısım 3.59 da uygulanan konstrüksiyon örnekleri ile izah edilmiştir.

3.24 Krank kollarının tanzim şekli ve Kütle dengelemesi

Çok silindirli motorlarda, kol yerlerini tanzim etmek bakımından ekseriya birçok imkanlar vardır. Prensipten olarak

mümkün mertebe düzenli bir ateşleme sırası veren şekil seçilir. Aksi takdirde iyi bir hareket şekline ancak büyük bir volanla küçük devir sayılarında erişilir ve ayrıca kuvvet dağılışının uygun olmayacak şekilde birbirine eklenmesiyle yüksek zorlanmalar meydana gelebilir.

(b.kısım 3.21). Bundan başka gövde reaksiyon momenti - nin düzensüzlüğü motorun elastik olarak araca tesbit edilmesini güçleştirir. İkinci önemli bir şart da küçük değerlerde serbest kuvvet ve momentlere erişmeğe çalışmaktır.



Şek.112.Dönen ve sallanma hareketi yapan kütle kuvvetleri

Şek.113.iki zamanlı-iki silindirli List motorunda 1. sıradan (dereceden) kütle kuvvetlerinin dengelenmesi

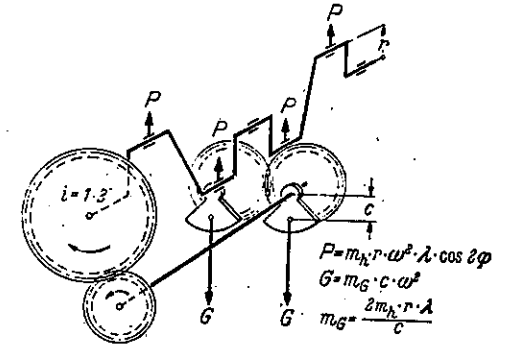
Dönen kütleler, dengeleme ağırlıkları ile tamamen denkleştirilebilir. Çünkü onların büyüklükleri sabittir. Ve dışarı doğru radyal olarak etki ederler. İleri ve geri hareket eden kütleler bunun aksine hem 1. sıradan ve hem de 2. sıradan etki gösterirler. Daha büyük sıralarda meydana gelebilir. Yine de, bu küçük olduğundan kütle dengelenmesi için dikkate alınmayabilir. Bunlar;

$$F_h = m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi + m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi$$

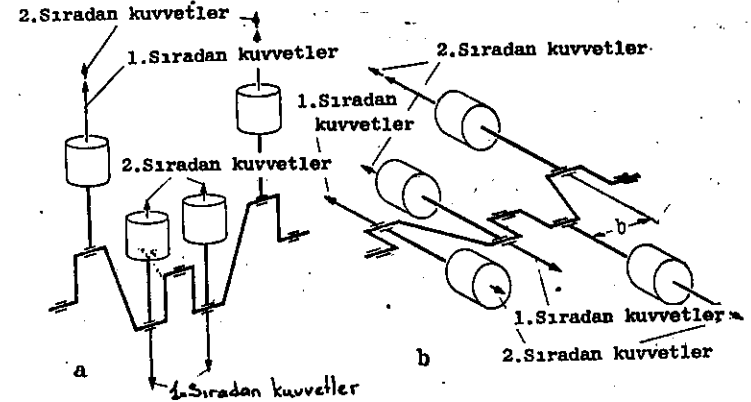
1. Sıradan Kuvvetler      2. Sıradan Kuvvetler

1. Sıradan (dereceden) kuvvetler, maksimum değerlerine ölü noktalarında erişirler ve krank milinin yatay duruş vaziyetinde değeri sıfırdır. 2. sıradan kuvvetler ise maksimum

değerine krank milinin her 90° lik dönüşünden sonra ulaşırlar. ( $\lambda$ -faktörü nedeniyle takriben sadece 1/4 nisbetinde büyütür ve 45°, 135° v.ş de değeri sıfır olur.) İleri ve geri hareket eden kütleler daima silindir yönünde tersir ederler. Şekil 112 de 1. ve 2. sıradan kuvvetler daha açıkça açıkça göstermek amacıyla dönen kütle kuvvetlerinin dairesi üzerine aktarılmıştır. Dengeleme sadece iki adet zıt dönüş hareketli kütleler ile sağlanmaktadır. 1. sıradan kuvvetlerin dengelenmesi için, devir sayısı krank mili devri



Şek.114.Dört silindirli sıra tip motorunda Lanchester dengelenmesi



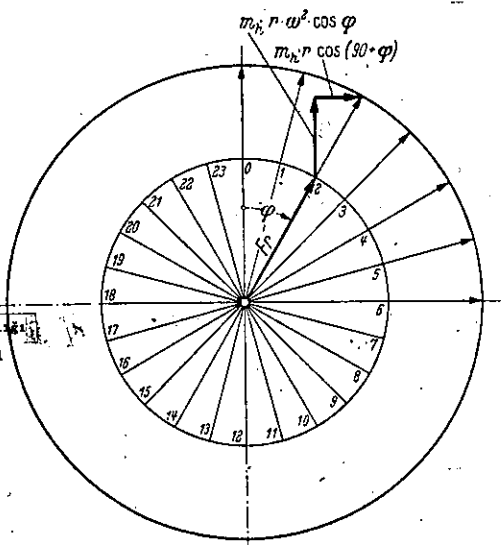
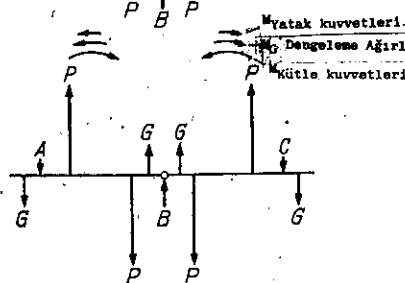
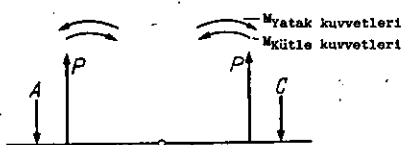
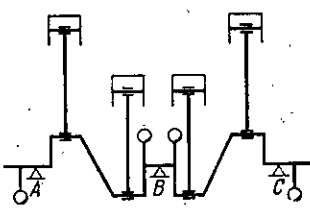
Şek.115a-b.Silindir tanzim tarzlarının serbest kuvvet ve momentler üzerine tesiri a)4 silindirli sıra tip motoru, 2. sıradan serbest kuvvetler=4  $m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi$  ; b)4 silindirli, Boxer-motoru: serbest momentler=2  $2m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi$

ile aynı, 2. sıradan kuvvetlerin dengelenmesi ise krank mili devrinin ik katı ile mümkündür. Bu şarta göre, mesela 2 silindirli - iki zamanlı- List motorunda uygulama yapıldı. Burada krank mili devir sayısı ile dönen yardımcı millere, ileri ve geri hareket eden kütlelerle 1. sıradan meydana gelen momentleri dengelemek için dengeleme ağırlıkları konulmuştur. (b.Şekil 113). 2. Sıradan kütle kuvvetlerinin dengelenmesi "Lanchester dengeleme" olarak bilinmektedir ve ek-

seriya arzu edilir. (b. Şekil 114) .(1.sıradan kütle kuvvetleri çok silindirli motorlarda hemen hemen tamamen dengeleşirler). Lanchester-dengeleme metodu oldukça masraflı olduğundan yüksek devirli motorlarda pratik olarak uygulanması pek logru olmaz.

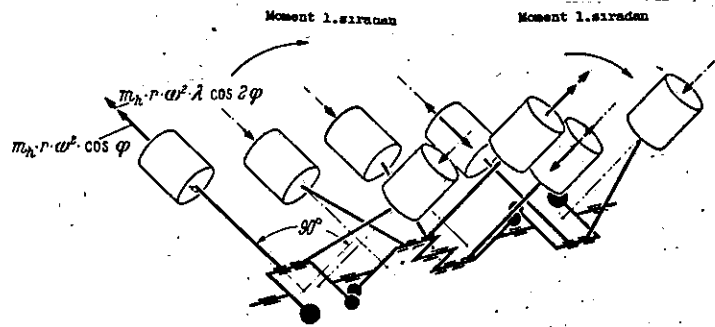
Verilen bir silindir tertip tarzı için ileri ve geri hareket eden kütlelerin etkileri çok kolayca tesbit edilir.

Şekil 115 de misal olarak sıra silindirli veya boxer tertib tarzında 4 silindirli bir motorda kuvvetlerin ne şekilde tesir ettiği gösterilmiştir.



Şek.116.Dengeleme ağırlıkları ile ana yataklar yükünün azaltılması.

Şek.117.V 90°-Motorda 1.sıradan kütle kuvvetleri birleşerek bir dairede toplanıyorlar.



Şek.118.3 silindirli-V 90°-krank milinde sallantılı(titreşimli) kütleler ve dengeleme ağırlıklarının tanzimi. 1.sıradan kuvvetler sabit büyüklükte dönen momentler meydana getirmekteler ve bunlar dengeleme ağırlıkları ile dengelemektedir. 2.sıradan kuvvetler etkilerini karşılıklı olarak kaldırmaktalar.

Tablo 9. 2 ve 3-silindirli-Motoclar

	3 ve 3-silindirler	Sıra tipi, 1 kol yataklı	Sıra tipi, 2 kol yataklı	Sıra tipi, 3 kol yataklı
1.sıradan serbest kuvvetler *	2 · P <sub>1</sub>	0	0	0
2.sıradan serbest kuvvetler	2 · P <sub>2</sub>	2 · P <sub>2</sub>	0	0
1.sıradan serbest momentler	0	P <sub>1</sub> · a	P <sub>1</sub> · b	1/3 · P <sub>1</sub> · a
2.sıradan serbest momentler	0	0	0	1/3 · P <sub>2</sub> · a
Normal dengeleme ağırlık sayısı ve değeri	2; (F <sub>r</sub> + 1/2 P <sub>1</sub> )	2; (F <sub>r</sub> + 1/2 P <sub>1</sub> )	2; (F <sub>r</sub> + 1/2 P <sub>1</sub> )	4; (F <sub>r</sub> + 1/2 P <sub>1</sub> )
Dengeleme ağırlık uygulama maliyeti	Büyük	orta	orta	büyük
Ateşleme aralıkları	360°-360°	180°-540°	360°-360°	240°-240°
Döner titreşim ana kritiği	**	0,5, 1,5, 2, 2,5, ...	1, 2, 3, ...	1,5, 3, 4,5, ...
Döner titreşim durumu		4y1	4y1	4y1
Dinamik durumu	kullanılabilir	kullanılabilir	kullanılabilir	orta
Çevrisi süzme mekanizması durumu	kullanılabilir	kullanılabilir	kullanılabilir	orta


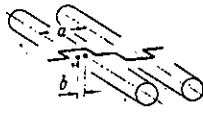
\*\* Dört zamanlı

$P_1 = m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi$

$F_r = m_r \cdot r \cdot \omega^2$

\* Dengeleme ağırlıksız

$P_2 = m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi$


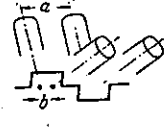
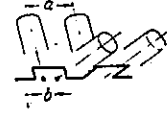
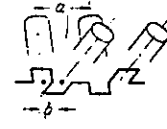
4.Silindir		
	sıra tipi, 4 kol yataklı	Boxer tipi, 2 kol yataklı
1.sıradan serbest kuvvetler	0	0
2.sıradan serbest kuvvetler	$4 \cdot P_2$	0
1.sıradan serbest momentler	0	$2 \cdot P_1 \cdot a$
2.sıradan serbest momentler	0	$2 \cdot P_2 \cdot b$
Normal dengeleme ağırlık sayısı ve değeri	$4; \ll \left( F_r + \frac{1}{2} P_1 \right)$	$4; \left( \frac{1}{2} F_r + \frac{1}{2} P_1 \right)$
Dengeleme ağırlık uygulama maliyeti	orta	orta
Ateşleme aralıkları	$180^\circ - 180^\circ$	$180^\circ - 180^\circ$
Dönme titreşim ana kritiği	2, 4, 6, ...	2, 4, 6, ...
Dönme titreşim durumu	orta	orta
Dinamik durumu	iyi	fena
Çevrim düzeni mekanik durumu	kullanılabilir	fena
Dengeleme ağırlıksız	** 4 zamanlı	*** dengeleme ağırlıkları ile tamamen dengeleştirilir.

Tablo. 10

1.sıradan kütle kuvvetleri sıfır olur. Buna karşılık sıra silindirli motorlarda 2.sıradan kuvvetler,  $4 m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi$  değerindeki serbest kuvvetlere ilave edilirken, boxer tipi motorlarda 2. sıradan serbest momentler  $2 b m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi$  değerini verirler. b mesafesi büyük olmadığı ve diğer taraftan serbest momentler, birbirinden uzakta bulunan bağlantı noktaları ile kolayca tutulabileceğinden, 4 silindirli boxer-motoru, sıra silindirli motorlara nazaran serbest kuvvetler yönünden daha üstündür.

Bu tablolarda gösterildiği gibi gelişigüzel herbir krank mili, kütle kuvvetleri veya kütle momentleri yönünden incelenir. 9 dan 13 e kadarki tablolarda en çok kullanılan silindir sayıları ve silindir tanzim şekilleri ile krank kol-ları tanzim şekilleri topluca verilmiştir. Burada serbest kuvvetler, momentler ve bunların değerleri, bilinen dengeleme ağırlıkları, ayrıca ateşleme aralıkları ve dönme titre-

## 4-Silindirli-Motor

			
Boxer tipi, 4 kol yataklı	V 90°, bir düzlemde iki kol yataklı	V 90°, iki düzlemde iki kol yataklı	V 60°, 4 kol yataklı
C	0	$\sqrt{2} \cdot P_1^{***}$	0
0	$2\sqrt{2} \cdot P_2$	0	$2 \cdot \sqrt{3} \cdot P_2$
0	$P_1 \cdot a^{***}$	$\frac{\sqrt{2}}{2} \cdot P_1 \cdot a; \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot P_1 \cdot b$	$P_1 \cdot a$
$2 \cdot P_2 \cdot b$	$\sqrt{2} \cdot P_2 \cdot b$	$\sqrt{2} \cdot P_2 \cdot a$	$\frac{3}{2} \cdot P_2 \cdot b$
$4; \ll \left( F_r + \frac{1}{2} P_1 \right)$	$4; \left( \frac{1}{2} F_r + \frac{1}{2} P_1 \right)$	$4; \left( \frac{1}{2} F_r + \frac{1}{2} P_1 \right)$	$4; \left( F_r + \frac{1}{2} P_1 \right)$
Küçük	orta	orta	küçük
$180^\circ - 180^\circ$	$90^\circ - 180^\circ - 270^\circ - 180^\circ$	$90^\circ - 270^\circ$	$180^\circ - 180^\circ$
2, 4, 6, ...	0,5, 1,5, 2,5, ...	0,5, 1, 1,5, 2,5, ...	2, 4, 6, ...
orta	iyi	iyi	orta
iyi	Orta	orta	2.sıradan serbest kuvvetler, 1 ve 2.sıradan devrilme momenti küçük
iyi	orta	orta	orta

$$P_1 = m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi$$

$$P_2 = m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi$$

$$F_r = m_r \cdot r \cdot \omega^2$$

şimi-ana kritik durumları belirtilmiştir. Dönme titreşimi, dinamik durumu ve tahrik sistemi mekanik hallerinin (davranış durumlarının) topluca değerlendirilmesi ayrıca yapılmıştır. Bunlara göre hangi çözüm yolunun tercih edileceği hemen kolayca görülür.

4 veya daha fazla merkezi-simetrik olarak öngörülmiş kollara sahip boyuna simetrik krank millerinde, dengeleme ağırlıkları ile giderilebilen veya giderilmesi gereken 1. sıradan hiçbir kuvvet ve momentler yoktur. Dengeleme ağırlıklarının burada görevi ana yatak üzerine tesiri görülmektedir. Daha ileri gitmenin hiçbir anlamı yoktur, çünkü dengeleme ağırlıkları motoru daha da ağır yapar ve nihayet ana yatağın patlamada meydana gelen kuvvetlerine göre ölçülendirilmesi gerekir ve üst yatak üzerine tesir etmesi istenen kütle kuvvetlerini de yüklemek zorunda kalabilir. Yük kolunu büyük tutarak daha küçük ağırlıklarla dengeyi sağlamak bakımından,

dengeleme ağırlıklarının krank milinin solunda öngörülmesi arzu edilir. (Şekil 130).

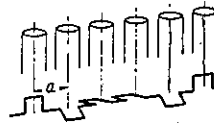

Simetrik olmayan krank millerinde dönen kütlelerin, dengeleme ağırlıkları ile dengeleştirilmesi gerekir. Düşey ve yatay serbest kuvvetler arasındaki uyumayı düzenlemek için ileri ve geri hareket eden kütlelerde yarı yarıya dengeleştirilir. Düzenli bir patlama aralıklarına sahip, iki düzlemde 4 kolu bulunan ve sıkça uygulanan 8-silindirli- V-90° motorları çok uygun bir durum arzederler. (Tablo 12). Burada 1.sıradan kütle kuvvetleri bir daire üzerinde birleşirler. (Şekil 117). Ve böylece de onlar çok iyi dengelenmiş olabilirler. 2. sıradan kütle kuvvetleri ise birbirini telafi ederler. Dengeleme ağırlıkları oldukça ağırdır. (Şekil 118 ve 134). Aynı piston ve piston kolu ağırlıkları sadece her motor için değil, tüm imalat yönünden gereklidir. (b. kısım 2,32).

### 3.25 Kullanılan malzemeler ve imalat:

Genel olarak tüm krank milleri çelikten dövülerek imal edilir. Sadece, nisbeten küçük bir kısmı çelik döküm, perlit temper döküm veya sfero dökümden imal edilir. Bilhassa sfero döküm, malzeme fiyatları yönünden çeliğe göre daha pahalıdır. Eğer dökümle imal edilen krank mili çelikten krank millerine karşı daha az mekanik işlem gerektirirse, maliyet bakımından rekabet edebilir. Yani dökümlü krank milinin talaşlı imalatında, daha hızlı paso seçmek ve mili sertleştirmeye ve doğrultmaya gerek duymamak şartıyla, dökümle imal edilen krank milinin maliyetinde tasarruf sağlanmış olur. Büyük seride imal edilen krank millerinde genellikle sadece yatak yerleri işlenir. Kol yatak ara bağlantıları ve dengeleme ağırlıkları işlenmez. Dolayısıyla çelik krank mili maliyet yönünden daha önem kazanır. Çeliğin her yerde aynı değeri taşıması ve yüksek derecede zorlanan yerlerin taşıma gücünün artırılmış olması gerekir. Dökümle imal edilen krank milleri uygun şekil verebilme yönünden ve yatak yerlerinin sertleştirmeye lüzum kalmadan iyi hareket sağlaması nedeniyle faydalı özelliklere sahiptir. Bunun yanında malzeme mukavemet değeri de çeliğe nazaran pek küçük değildir. Seçilen motorun imalat imkanları ve şartları krank mili malzemesinin seçiminde önemli etken olmaktadır.

Araç motorları için genellikle % 0,42-0,50 C ihtiva eden, 80-90 kg/mm<sup>2</sup> üzerine tavllanmış ve az miktarda S-(kü-kürt) ve P-(Fosfor)oraniyle iyi şekilde alevle veya induk-

Tablo 11

6-silindir	 Sıra tipi, 6 kol yataklı	 V 90°, 3 kol yataklı
1. sıradan serbest kuvvetler *	0	0
2. sıradan serbest kuvvetler	0	0
1. sıradan serbest momentler *	0	$13 \cdot P_1 \cdot a^{***}$
2. sıradan serbest momentler	0	$16 \cdot P_2 \cdot a$
Normal dengeleme ağırlık sayısı ve değeri	$6; \leq (F_r + \frac{1}{2} P_1)$	$6; (\frac{1}{2} F_r + \frac{1}{2} P_1)$
Dengeleme ağırlık uygulama maliyeti	orta	küçük
Ateşleme aralıkları	120°-120°	150°-90°-150°-90°
Döme titreşim ana kritiği **	3, 6, 9, ...	1, 5, 3, 4, 5, ...
Döme titreşim durumu	kullanılabilir	iyi
Dinamik durumu	iyi	iyi
Çevrim düzeni mekanik durumu	kullanılabilir	orta

\* Dengeleme ağırlıksız \*\* 4 zamanlı

\*\*\* Dengeleme ağırlıkları ile tamamen dengelenmiş

siyonla sertleştirilebilen alaşımsız çelik yeterlidir. 0, sertleştirilmeden de kullanma sahası bulmaktadır. Nadi ren ve bilhassa yüksek zorlamalar mevcut ise, araç motorları için oldukça pahalı olan krom, molibden veya mangen alaşımlı çelikler seçilir. Uçak ve yarış motorlarında, her ta-

6-silindirli-motörler	v 120°'s kol yataklı	Bağlar: 4/1, 6 kol yataklı	v 60°'s kol yataklı
	0	0	0
	0	0	0
	$1,5 \cdot \sqrt{3} \cdot P_1 \cdot a$ ***	0	$\frac{3}{2} P_1 \cdot a$
	$1,5 \cdot \sqrt{3} \cdot P_2 \cdot a$	0	$\frac{3}{2} P_2 \cdot a$
	$6; < \left( \frac{1}{2} F_r + \frac{1}{2} P_1 \right)$	$6; < \left( \frac{1}{2} F_r + \frac{1}{2} P_1 \right)$	$6; \left( \frac{1}{2} F_r + \frac{1}{2} P_1 \right)$
	Küçük	Küçük	Küçük
	120°-120°	120°-120°	120°-120°
	3. 6. 9. ...	3. 6. 9. ...	3. 6. 9. ...
	3ya	3ya	Kullanılabilir
	Kullanılabilir	Kullanılabilir	Küçük dövrülme momenti (1. ve 2. sıradan)
	Kama	3ya	Kullanılabilir
	$P_1 = m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi$	$P_2 = m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2 \varphi$	$F_r = m_r \cdot r \cdot \omega^2$

taftan itinalı mekanik işlem görmüş, yüzeyi sertleştirilmiş krom mobilden veya krom nikel çelikleri öngörülür. Nitras - yon çelikleride burada kullanılır. Bu çeliğin mahzurlu yönü, kullanılmış bir motorda demir bakımından sanki yeni nitras - yon görmüş gibi sonradan taşlama yapılması mümkün değildir.

Nitrasyon görmüş krank milinin doğrultulmasına gerek yok - tur. Çünkü nisbeten düşük nitrasyon tempereturlarında (550°C) milin eğilmeside küçüktür. Her taraftan sertleştirilmiş krank milinin sadece çok az zorlanan yerlerinde sertleştir - rilmiş tabakanın taşlanmasıdan sonra doğrultulması mümkün olabilir.

Döküm krank milleri için % 2 lik genişlemede, 60 kp/mm<sup>2</sup> den daha fazla mukavemete sahip malzemeler seçilir. Krank milinin kol yatak yerlerinin içi boş olduğundan, lüzumuna göre içerisine, piston kolu muylu yerine yağlama yağını sevketmeye yarayan çelik borular konulur. (Şekil 129). Temizlemenin yapılabilmesi için bu boruların düzgün olması lazımdır. Eğri olan borularda teşekkül eden pullar tekrar yok edilemezler. Mümkün olduğu taktirde, bağlantı borularına imkan verilmemeli ve eğik delikler ve ilave mukavemet artışları öngörmek suretiyle yetinilmelidir.

Çelikten krank milinin dövülmesi çok büyük tecrübeler gerektirir. Dövme işlemi birçok kalıplar içerisinde yapı - lır. Burada son imalat kalıbı, aşınmalardan sonra daima tek - rar bir operasyon önceki kalıba göre yeniden işlenir. Şekil 119 da, 6 silindirli bir krank milinin son imalat kalıbı gösterilmiştir. Şekilde kaydırılmış bölme aralığı açıkça görülmektedir. Dövme işlemi için dengeleme ağırlıkları hiç arzu edilmez, Çünkü malzemenin kalıp içine doğru akması la - zımdır. Bir düzlemde iki krank kolu yatağının bulunduğu 8 silindirli krank milleride, çok defa bir düzlemde dövülür ve sonra kısımlar birbirine bükülür.

Krank mili taslakları bir balans (dengeleme) tezgahına konulur ve eğer tüm dengeleme ağırlıkları mil üzerinde bu - lunmuyorsa, dengesizlik olmayıncaya veya öngörülen sınırlı derecesine kadar otomatik olarak o kadar süre kaydırılır. (b. Şekil 130). Sonra her iki uçtan punta delikleri açılır. Bu şekilde hazır imal edilmiş krank milinin denkleştirme işleminde çok az miktarda hata kalır. Son balans işlemi ge - nellikle belirli bölgelerde yapılır. Yani birbirine düşey olarak tesbit edilmiş iki yönde denkleştirilmiş ve konst - rüksiyon açısından uygun delikler öngörülür. (b. kısım 3.35, ve şekil 130). Delik derinlikleri otomatik olarak ayarla - nır. yüksek değerli araç motorlarında, tüm motorda dengele - tirilir. Çünkü muhtelif toleranslar nedeniyle uygun olma - yan değerler elde edilebilir. Tecrübeler göstermiştir ki, araç motorlarında dengesizliğin 100 cmp. dm altında bulun - ması gerekir. Bunun üzerinde bulunması ise araç için mah -

Boxer tipi, 4 kol yataklı	Boxer tipi, 8 kol yataklı
0	0
0	0
0	0
$4 P_2 \cdot b$	0
$4; < \left( F_r + \frac{1}{2} P_1 \right)$	$8; < \left( \frac{1}{2} F_r + \frac{1}{2} P_1 \right)$
Küçük	Orta
$180^\circ-180^\circ$ Çift ateşleme	$90^\circ-90^\circ$
2. 4. 6. ...	4. 8. 12. ...
orta	kullanılabilir
orta	iyi

2. sıradan serbest momentler

$$P_1 = m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi \quad P_2 = m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi \quad F_r = m_r \cdot r \cdot \omega^2$$

12-silindirli motorlar

Boxer tipi, 6 kol yataklı	Boxer tipi, 6 kol yataklı
0	0
0	0
0	0
0	0
$6; < \left( \frac{1}{2} F_r + \frac{1}{2} P_1 \right)$	$6; < \left( \frac{1}{2} F_r + \frac{1}{2} P_1 \right)$
Küçük	Küçük
$60^\circ-60^\circ$	$60^\circ-60^\circ$
6. 12. ...	6. 12. ...
kullanılabilir	kullanılabilir
iyi	iyi
iyi	iyi

$$P_2 = m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi \quad F_r = m_r \cdot r \cdot \omega^2$$

Tablo 12

8-silindir	V $90^\circ$ , bir düzlemde 4 kol yataklı	V $90^\circ$ , iki düzlemde 4 er kol yataklı
1. sıradan serbest kuvvetler *	0	0
2. sıradan serbest kuvvetler	$4 \sqrt{2} \cdot P_2$	0
1. sıradan serbest momentler *	0	$110 \cdot P_1 \cdot a$ ***
2. sıradan serbest momentler	0	0
Normal dengeleme ağırlık sayısı ve değeri	$4; < \left( F_r + \frac{1}{2} P_1 \right)$	$6; < \left( \frac{1}{2} F_r + \frac{1}{2} P_1 \right)$
Dengeleme ağırlık uygulama maliyeti	Küçük	büyük
Ateşleme aralıkları	$90^\circ-90^\circ$	$90^\circ-90^\circ$
Döme titreşim ana kritiği **	4. 8. 12. ...	4. 8. 12. ...
Döme titreşim durumu	orta	orta
Dinamik durumu	orta	iyi
Çevrim düzeni mekanik durumu	orta	iyi

\*\*\* Dengeleme ağırlıkları ile tamamen dengelenmiş

\*\* 4 zamanlı

Tablo 13.

12-silindir	V $90^\circ$ , 6 kol yataklı
1. sıradan serbest kuvvetler *	0
2. sıradan serbest kuvvetler	0
1. sıradan serbest momentler *	0
2. sıradan serbest momentler	0
Normal dengeleme ağırlık sayısı ve değeri	$6; < \left( \frac{1}{2} F_r + \frac{1}{2} P_1 \right)$
Dengeleme ağırlık uygulama maliyeti	Küçük
Ateşleme aralıkları	$30^\circ-90^\circ$
Döme titreşim ana kritiği **	3. 6. 9. ...
Döme titreşim durumu	kullanılabilir
Dinamik durumu	orta
Çevrim düzeni mekanik durumu	iyi

$$P_1 = m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi$$

\*\* 4 zamanlı

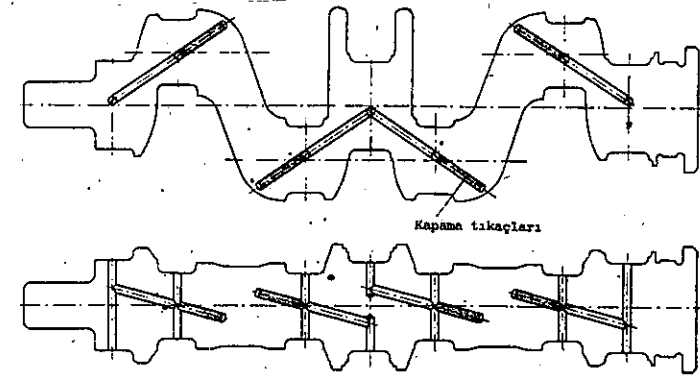
\* Dengeleme ağırlıksız



Sertleştirme ile krank mili kendini çeker. Bu yüzden milin tam taşlanmaya tabi tutulmadan doğrultulması lazımdır. Genellikle krank mili uç noktalarından desteklenir ve ortadan bastırılır. Çok yüksek kaliteli krank millerinde, doğrultma işlemi, kol kısmı yüksek frekans da dövme (darbeler) ile yapılır. Böylece yatak bağlantı yerlerinde çekme gerilmelerin meydana gelmesine imkan verilmemiş olunur.

### 3.26 Yataklama ve Yağlama yağı sevki:

Gövde içinde krank milinin yataklanması için prensip olarak piston kolunun yataklanmasındaki hususlar geçerlidir. (b.Kısım 2.225). İmkan dahilinde kaymalı yataklar kullanılır. Bulmanlar sadece motosiklet, iki zamanlı, yarış ve uçak motorlarında kullanılırlar. Piston kolu yataklarının yağlanması için yağlama yağı normal olarak ana yataklardan sağlanır. Bu yüzden bu uygulamalarda dairesel kanallar lazımdır. Kanalin bulunması yatak bileziğinin daha kalın olmasını gerektirir. Fakat bunun bir mahzuru yoktur. Çünkü yatak bileziği dönen kütlelere dahil değildir. Eğer krank mili



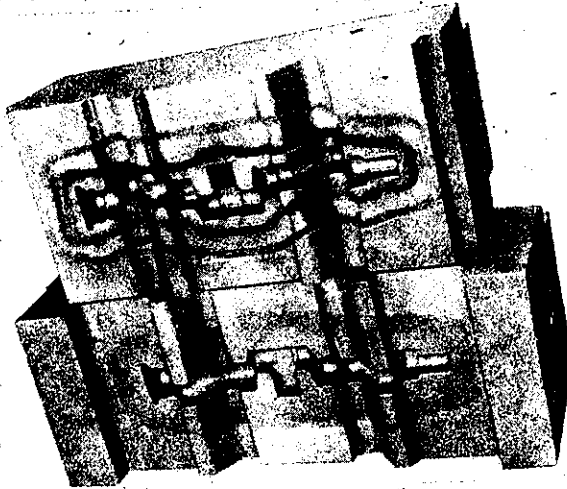
Şek.121.4 silindirli bir krank milinde yağlama delikleri

içinde her iki taraftan delikler ön görülürse, yatak içinde daha az yüklenmiş bölgede bir yağlama kanalının seçilmesi gereklidir.

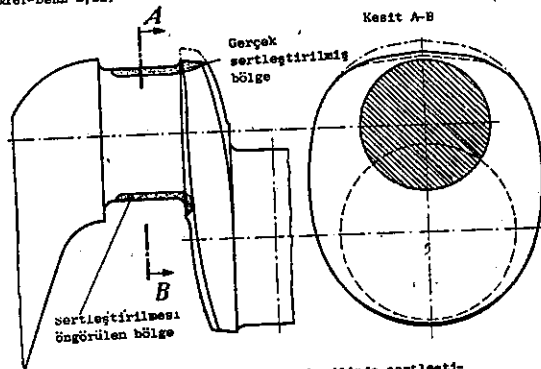
Yağlama deliklerinin uygun şekilde öngörüldüğü yerler Şekil 121 de gösterilmiştir. Piston kolunu, 2 ve 3 lü ayrı ayrı yağlamak için, orta yatakta çevresel bir yağlama kanalı gereklidir. Çok yüksek kaliteli motorlarda, yağlama yağı bir uç taraftan verilir ve tüm krank boyu içerisinden sevkedilir. Bu deliğin olması, büyük kesit çapı ve pahalı bir işleme gerektirir.

zurlu sayılır.

Krank milinin sertleştirilmesi, bilhassa alevle sertleştirilmede bazı zorluklar yaratmaktadır. Çünkü sertleştirme bölgesi tam olarak sınırlanmıştır. Ve katıyen yatak yeri

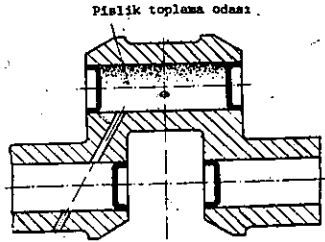


Şek.119. Altı silindirli bir krank milinin son imalat kalıbı (Daimler-Benz 2,21)

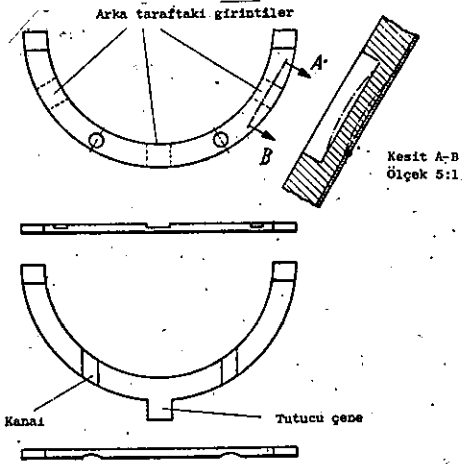


Şek.120. Alevle sertleştirilmiş bir krank milinde sertleştirilmiş bölgelerinin dağılışı

köşe eğrilik yarı çapı içinde son bulmamalıdır. (b.kısım 3.221). Şekil 120 de, sertleştirilmiş köşe bağlantı yerinde, gerçek sertleştirme bölgesinin nasıl dağıldığını göstermektedir. Kola doğru ısı akışı, dışarıya doğru olana nazaran daha iyidir. Eğer kol yan bağlantısı ince olarak öngörülmüşse, yassılma tehlikesi olur. Bu yüzden bir parça kesilmeli ve bu noktada piston kolu için yandaki hareket yüzeyinden sarfınazar edilmelidir.



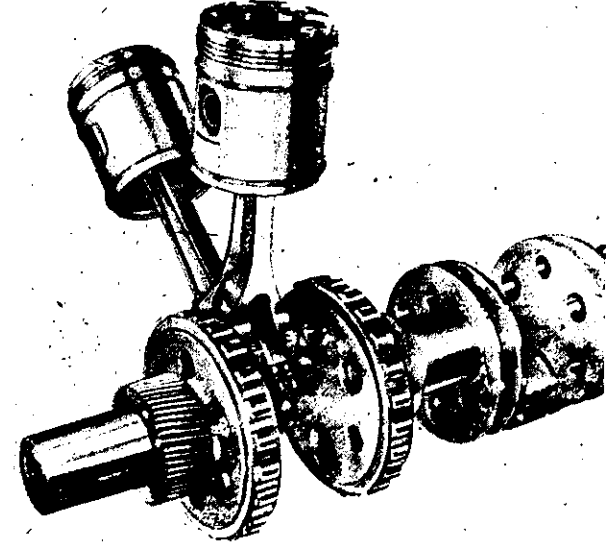
Şek.122.Pisliklerin püskürtülmesi için,krank piston kolu milindeki boş oda(sakiden olması arzusu edilirdi).



Şek.123.Krank milinin aksiyal hareketi için yarım yay halka

Önceleri mil yatak yerlerinin iç kısmı o şekilde boş ön görülmekteydi ki, pislikler dışarı püskürtüldüğünde, piston kolu yatak yerlerine ulaşmasına imkan verilmemeye çalışılıyordu. (Şekil 122), Fakat bu gün bu uygulamadan kaçınılmalıdır. Çünkü bugün çok kullanılan yağlara pislikler pek tutunmamakta ve motorun durmasıyla birlikte konsantrasyonlu olarak yatak yerine tekrar akabilmektedir.

Krank milinin yatak yerlerinde aksiyal olarak hareket edebilmesi lazımdır. Araç motorlarında bu arada kavrama basıncı da tutulmalıdır. Bugün kurşun bronz yatağı olarak ucuzca imal edilebilen faturalı yatak (geçmeli yatak), basit bir yarım halkaya nazaran pek tutunmamıştır. Yağ basıncı altında biraz eğik yerleştirilebilirler. Böylece bir yağ kanalı elde edilir. Hareketli yüzey üzerine kanallar, yağ film teşekkülünü desteklemek için çok ince düz geçişlerle, öngörülüşlerdir. "Karl Schmidt GmbH. Neckarsulm," tarafından uygun bir çözüm yolu; basınç altında hareketli yüzeyler şekil değiştirmekte ve çok düz cebler meydana getirmektedirler.



Şek.124.Krank milinin kol yan bağlantısı üzerine yataklanan Maybach-Krank milinin

Genel olarak her yatak tarafı için bir yarım bağlantı halkası yeterlidir. Bunlar bir çene veya pimlerle belirli sınırlar içerisinde hareket edebilir şekilde tesbit edilmiştir. Halka malzemesi olarak, yatak bilezikleri veya kurşun bronz veya alüminyumda olduğu gibi kaplamalı çelik kullanılır.

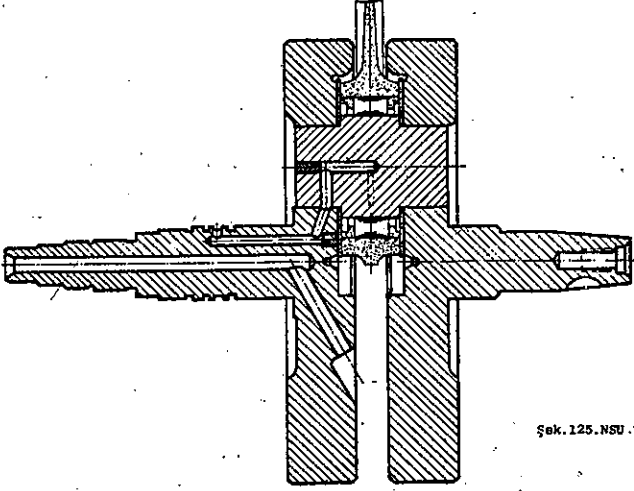
İlginç bir krank milinin yataklama örneği Şekil 124 de (Maybach) görülmektedir. Burada kol yan bağlantıları, ince silindirik rulmanlarla, yatak miylusu vazifesi görmektedir. Krank milinin oldukça basit ve sağlamdır. Büyük yatak çaplarının da yüksek çevresel hızları, mahzurlu yönüdür. Kaymalı yatakların kullanılması burada pek mümkün değildir.

### 3.3 Uygulanan krank milinin konstrüksiyonları:

Pek çok sayıda uygulanan krank millerinden aşağıda muhtelif motor tipleri için özellik arz edenleri gösterilmiş ve açıklamalar yapılmıştır. Böylece konstrüktöre kendi dizaynı için ana bilgiler verilmeye çalışılmıştır.

### 3.31 Tek silindirli Krank Mili:

Şekil 125 de NSU "Max" motosiklet motorunun krank mili gösterilmiştir. Kolon yan bağlantıları ana yatak myylusu ile birlikte bir parçadan imal edilir. Sertleştirilmiş Krank kolu myylusu üzerinde piston kolu yatağının ruleleri direk olarak hareket ederler. Kol yatak mili takriben 0,1 mm. lik bir fazlalıkla sıkı olarak geçirilmiştir.

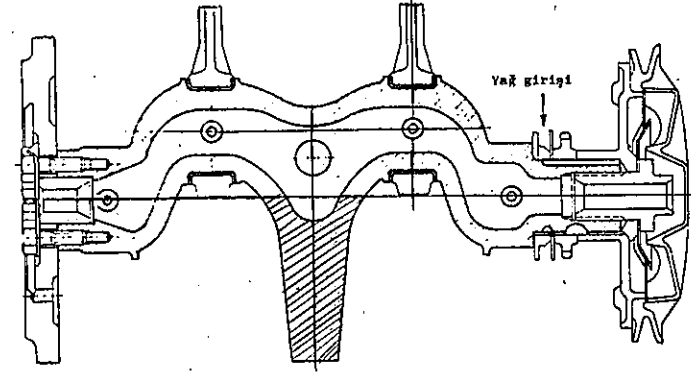


Şek. 125. NSU "Max" motosiklet motorunun krank mili

Yağlama yağı soldaki ana yatak yanından kol bağlantı yağına sevk edilir ve bir meme yağ miktarını sınırlandırır. Soldaki kal yan bağlantısı içinde, ana yatak myylusuna doğru uzanan ve havasını almaya yarayan bir delik bulunur. Yağ, savurma kuvvetine karşı sürüklenemeyeceğinden, havasının alınması oldukça yağsız olmalıdır.

### 3.32 İki Silindirli-Krank mili :

Sfero pik dökümle imal edilmiş bir krank miline, Fiat "500" iki silindirli binek araba-motoru sahiptir. (Şekil 126) Krank mili sadece iki yerden kaymalı yataklar içinde yataklanmıştır. Ana yatak myyluları o derece kuvvetli ölçülerde seçilmiştir ki volan, flanş olmaksızın direkt olarak civatalarda bağlanabilir. Krank milinin öndeki uç kısmında, kayış kasnağı içine öngörülmiş yağ püskürtücü bulunur. Yağlama yağı, öndeki ana yatak önünden girintiler üzerinden yağ savurma mili içine sevk edilir ve içi boş krank mili içine gönderilir. Kayma yataklı piston kollarına uzanan yağ delikleri,

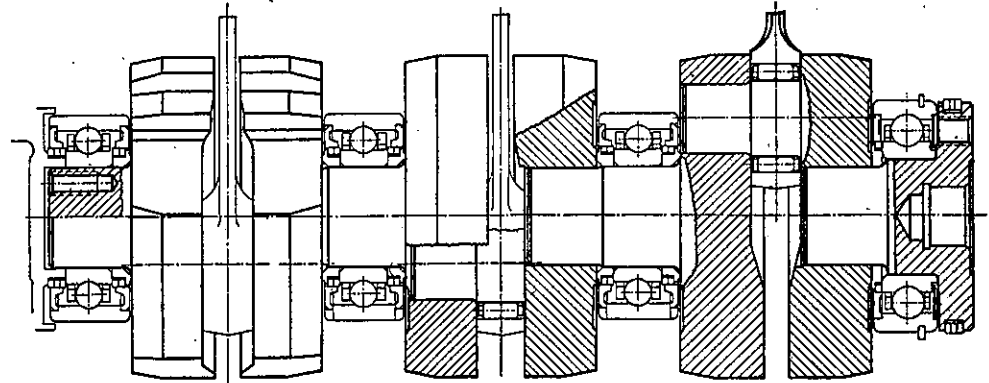


Şek. 126. Fiat "500" ün sfero-pik krank mili

ana yataklara uzanan delikler gibi, kurs yönüne doğru düşey olarak öngörülmüştür. Yağ savurucunun tesiri küçük devir sayılarında bir sorundur, çünkü burada savurma kuvveti, pislikleri dışa püskürtmeye yeterli değildir. Yağ savurucunun yeterli derecede tesirli olabilmesi için oldukça yüksek devir sayısına sahip olması lazımdır. Kütle dengelemesi için mil ortasında büyük bir dengeleme ağırlığı konulmuştur.

### 3.33 Üç silindirli Krank Mili :

Şekil 127 de, ana yatak yerleri bilyalı rulmanlarla ve piston kolu yatak yerleri iki parçalı silindirik rulmanlı yataklanmış, Auto-Union "Jaguar" iki zamanlı-PKW-motorunun krank mili gösterilmiştir. Aynı şekilli kol yan bağlantıları, ya ana yataklara beraber veya kol yatağı ile birlikte

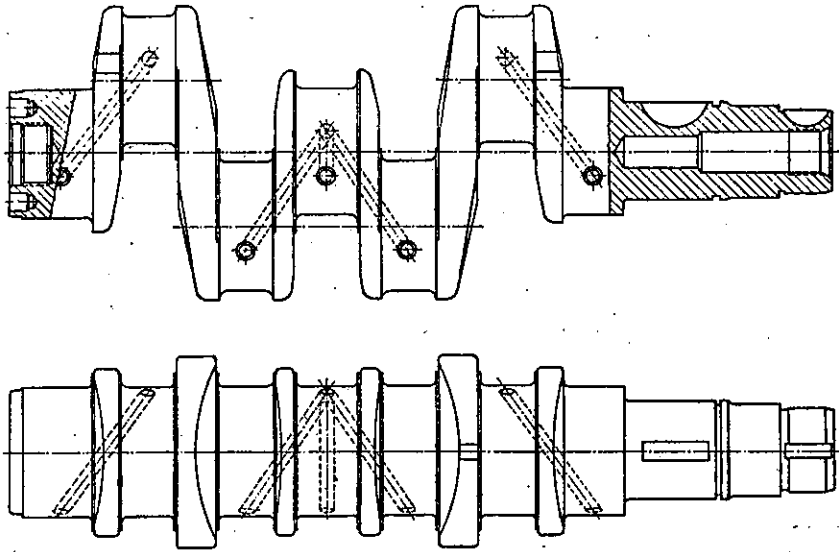


Şek. 127. Auto-Union "Jaguar"ın krank mili düzeneği

tek parçadan imal edilmiştir. Yatak yerleri satıh sertleş - tirmeye tabi tutulmuştur. Presle geçirilen yerlerde çap farkı takriben 0,1 mm.dir. Ana yatak şekline özel bir itina gösterilmiştir. Kapak plakaları ve piston segmanları ile tamamen contalanmıştır. Yatak yerleri montaj esnasında kaybolmayan ve yenilemeye de gerek olmayan özel gres yağla yağlanmıştır. Gaz karışımının ön sıkıştırmasını yapan krank oda hacminin sızdırmazlığını temin etmek, iki zamanlı bir motor da muhakkak gereklidir.

### 3.34 Dört silindirli krank mili:

Volks-Wagen (VW)-Boxer-tipi motorunun çok kısa krank mili, Şekil 128 de gösterilmiştir. Krank mili çelikten olup, 80-90 kp/mm<sup>2</sup> ye tavlama yapılmış ve tüm yatak yerleri indüksiyonla sertleştirilmiştir. Sertleştirilmiş bölge daima, kol



Şek.128. VW-Krank mili



Şek.129 Ford M15'in sfero pik-krankmili

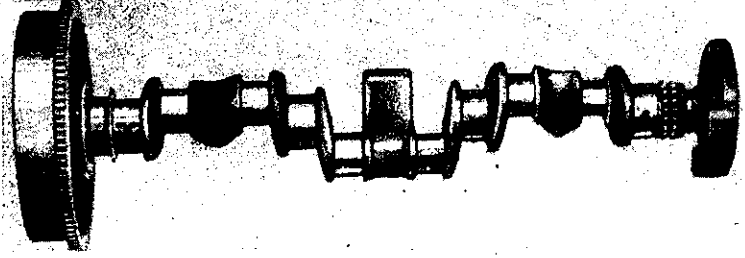
yan bağlantısına doğru geçiş eğri yarıçapının ömünde bitmek tedir. Eğik yağ delikleri ana yatak yerlerinden, kol yatak yerlerine uzanmaktadır. Bunların çıkış ağzları kol yatak yerlerinde mil orantısının biraz yukarisındadır. Mil dengeleme ağırlığına sahip değildir. Volan, 4 merkezleme pimi üzerinden merkezi bir civata ile krank miline tesbit edilmiştir. Yalnız çok kısa ve ortadan eğilmesi az olan bir krank milinde bu çözüm yolu mümkündür. Yatak mesafesi geniş olanlarda, volanın dönen kuvveti zorluklar yaratır. (b. kısım 3.21).

Şekil 129, Ford "M 15" -PKW- motorunun Sfero pikten krank mili taslağını göstermektedir. Boşlukları ve içine konulan yağ borucğunu göstermek için milin yarısı kesik olarak gösterilmiştir. Açıkça görüldüğü gibi kuvvet aktarılışı, dışarıdan yatak yan bağlantılarına olmaktadır ve böylece uygun bir şekil verme imkanına erişilmiştir.

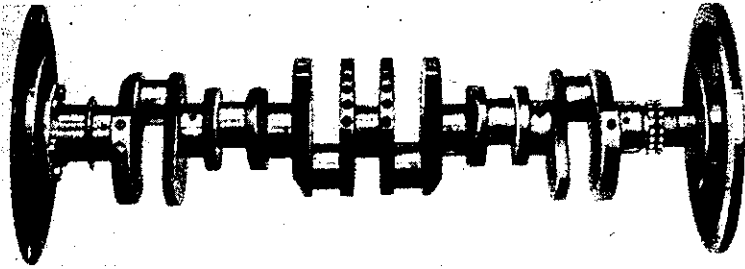
### 3.35 Altı silindirli krank mili :

2,2 litrelik-Daimler-Benz-Binek arabası (PKW) -motorunun krank mili, (Şekil 130) sadece ortada büyük bir dengeleme ağırlığına sahiptir. Diğer dengeleme ağırlıkları volan içindedir ve öne doğru oturulmuş bir gövde üzerinde öngörölmüş tür. Böylece krank mili çok basitleştirilmiştir. Sadece muhtemel yerleri işlenmiştir ve kolayca da dövülebilir. Bunun haricinde dengeleme ağırlık zahmeti azdır, çünkü ağırlıklar birbirinden çok uzakta bulunmaktadır. Bu imalat tipi için, sadece 4 ana yatağa ihtiyaç olduğu kabul edilmiştir. Şekilde çok kolay olarak 90° altında bulunan dengeye getirme imkanları ve dengeleme için açılmış delikler görölmektedir. (Bölgesel dengeleme b.kısım 3.25).

7 defa yataklanmış bir krank mili, 4 defa yataklanmış olana nazaran oldukça pahalıdır. Çünkü daha çok dengeleme ağırlıkları gereklidir ve bunların yanlardan işlenmesi lazımdır. (Şekil 131). Sadece çok yüksek değerli motorlarda bu imalat tipi uygulanır. Şekil 130 a karşılık Şekil 131 in farkı bölgesel denkleştirme değildir, denkleştirme delikleri burada gelişigüzel konulmuştur. Sadece çok ince bir plaka, otomatik şanzumanın (dişli kutusunun) hidrolik kavramasına olan bağlantıyı temin eder. Önde sürülmeli titreşim kesicinin (Şekilde gösterilmemiştir) haricinde birde volan diski bulunur. Bu da titreşimi azaltma görevini yapar.



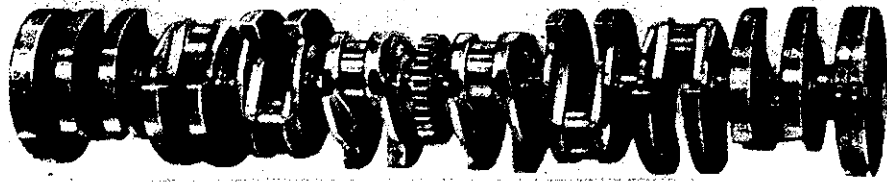
Şek.130.2,2 litrelik-Daimler-Benz-PKW-Motorunun krank milii



Şek.131.3 litrelik-Daimler-Benz-PKW-Motorunun krank milii

### 3.36 Sekiz Silindirli Krank Mili:

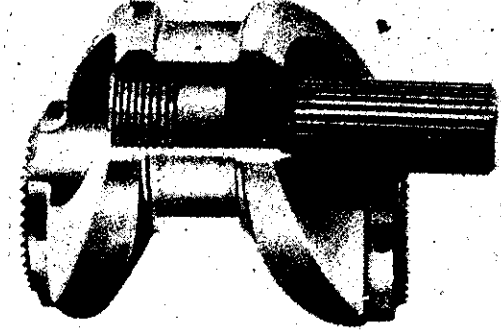
Hirth dişli düzeni ile bağlantısı temin edilmiş, daimler-Benz'in 8-silindirli sıra tipi yarış spor arabasının krank milii, Şekil 132 de gösterilmiştir. Hareket (Çevrim)



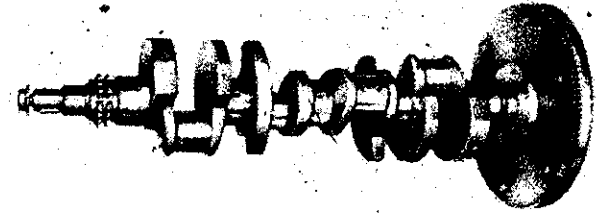
Şek.132.3 litrelik-Daimler-Benz yarış araba motoru 300 SLR nin krank milii

çıkışı, ortada alın dişlileri üzerinden yapılır. Bütün muylu yerleri silindirik rulmanlara sahiptir. Milin uç kısımlarında sürtünmeli titreşim kesiciler bulunur. Her kol yataklar bağlantısı, iki dengeleme ağırlığına sahiptir. Mil, her taraftan çok itinalı olarak işlenmiştir.

Hirth dişli kavraması içinde müşterek sıkışmayı sağlamak için gerekli çok yüksek kuvvetler, muhtelif eğilimli vidalı pimlerle meydana getirilir. (Şekil 133). Sıkıştırma işlemi, vidalı pim içinde bir iç diş üzerinden yapılır.



Şek.133.Bir krank milindeki Hirth-dişli sistemi



Şek.134.3,2 litrelik-BMW-PKW-Motorunun krank milii

BMW-"3,2"- Binek- Araba motorunun çelik krank milii Şekil 134 de görülmektedir. Önde ve arkadaki ağır dengeleme ağırlıkları açıkça farkedilmektedir. Sadece ortadaki kol yan bağlantıları hiçbir dengeleme ağırlığına sahip değildir. Çünkü küçük yük kolu boyundaki tesiri de azdır. En son dengeleme ağırlığındaki dengeye getirme delikleri de şekilde görülmektedir. Yanyana bulunan piston kollarına ait yağ delikleri, piston kurs yönünde, çıkışlıdır.

### 3.37 Oniki silindirli-krank milii :

Sıra tipi 12-silindirli Daimler-Benz- Uçak motoru "603" ün çok pahalı krank milinin parça şekli görülmektedir. Ana yataklar parçalı ve ayrıca yüzeylerde dişli dış bileziklere sahip iken, (silindirik rulmanlar direk olarak sertleştirilmiş muylu üzerinde hareket etmektedir.), piston kolu yatak-

ları ise kaymalı yataklıdır. (b.şekil175). Tüm muylular kemer şeklinde işlenmiştir. Piston kolu yatak yerlerine yağlama yağının girişi ilgi çekicidir. Cıvatalı saçtan yağ toplama kanalları yağı, kol muylu içine sevkeder. Dengeleme ağırlıkları, perçinlenmiş ağırlıklar ile büyütülmüştür. Onların yönleri, yakın kolların toplam bileşkesi ile belirlenmiştir.

### 3.38 Yıldız motoru - Krank mili :

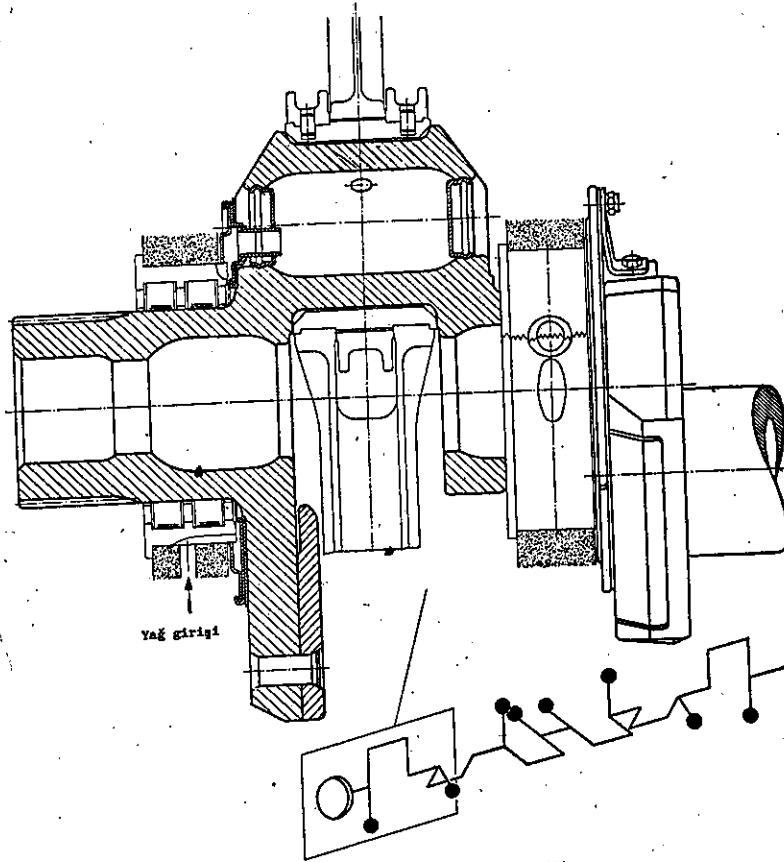
Şekil 136 da gösterilen BMW "801" 14-Silindirli- Yıl - dız motorlarının krank milinde, dış kol yan bağlantılarının kol muylularına tesbiti, ilginç bir durum arzuetmekte - dir. Krank kolları yan bağlantıları içeri doğru açılmış bir deliğe sahiptir. Bu delik içine kol bağlantı muylusu geçirilmiştir. Çok ince uzun bir konik, içi boş muylu içine preslenmiştir ve bu o şekilde genişletilmiştir ki, sıkı bir bağlantı meydana getirmektedir. Bir cıvata içeri preslenen parçanın arzu edilmeyen dışarı doğru çıkmasına mani olur. Krank mili, ortada, farklı vida ile bağlanmış Hirth - dişlisine sahiptir. Ana yataklar silindirik rulmanlı yataklara ve piston koluda kaymalı yataklara sahiptir.(b.Şekil 78).

### 3.39 Titreşim kesiciler:

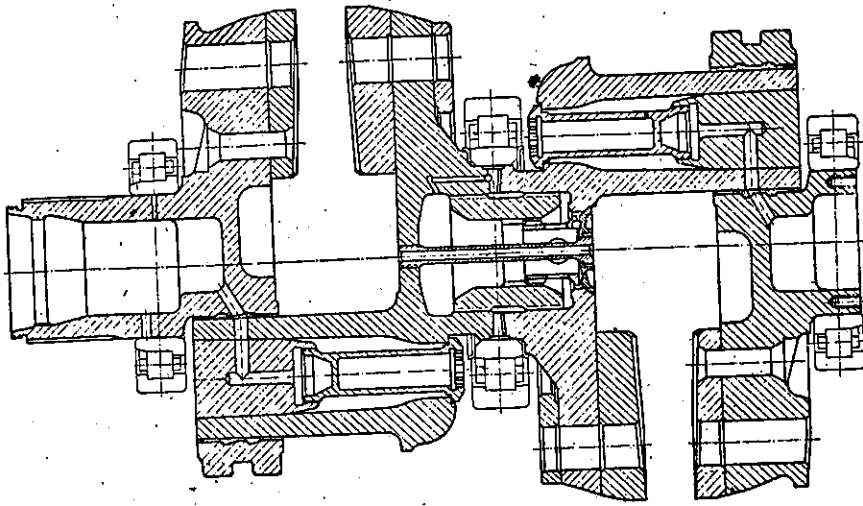
Titreşim kesicilerinin muhtelif tipleri vardır. Şekil 137, Lanchester-titreşim kesici diye de adlandırılan sürtünmeli titreşim kesici düzenini göstermektedir. Bunun tesiri birinci olarak enerjiyi çekerek tüketmek ve ikinci olarak ta, rezonans durumuna yaklaşırken kayıcı titreşim kesici kütleden ayrılarak sistemi değiştirmek suretiyle etkili olur. İmalatı pahalı olmamakla beraber, tam emniyetli değildir. Çünkü uygun sürtünme moment değerini tutmayı gerçekleştirmek zordur.

Dinamik bir titreşim kesici (mesela MAN -kovan yaylı - titreşim kesici Şekil 138) tetrici yay kavraması ile sistemi değiştirmek suretiyle etkili olur ve birbiri içerisine girmiş silindirik yayların kayması ile titreşim azaltıcı yönde etkili olur.

Prensip olarak aynı olan Opel -tabak yaylı- titreşim kesici ve Bibby-yay bandlı titreşim kesici aynı tesiri gösterirler. Bu imalat tipleri pahalı olup sadece büyük motorlarda kullanılır.



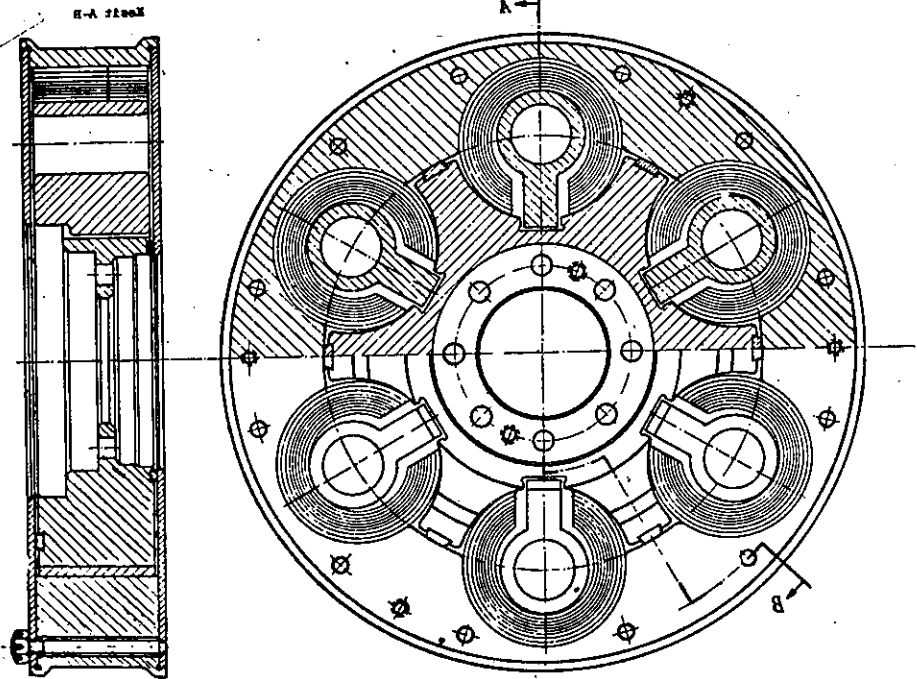
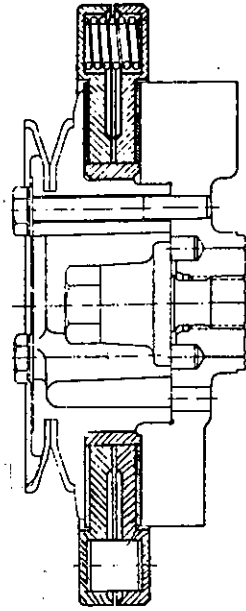
Şek.136. Daimler-Benz "803"-Yıldız motoru-Krank mili



Şek.138. BMW "801"-Yıldız uçak motorunun krank mili

Maliyeti oldukça ucuz ve küçük olan, özellikle araç motorlarında sıkça kullanılanlar bu tip titreşim kesicilerdir. (İmalat tipleri Mecano, Metallastic v.s. Şekil 139). Burada etki, lastik malzemesinin titreşimi kesici tesiri ile olur. Tüm bu titreşim kesiciler, bazen rezonans kesici olarak ta tanımlanırlar. Çünkü bunların uyuşumu takriben rezonansa, titreşim kesici sistemle birlikte olur.

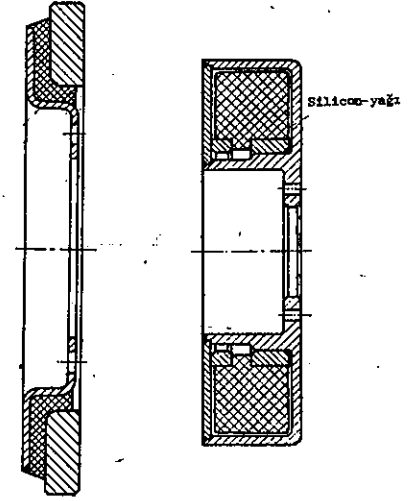
Şek.137.Sürtülmeli titreşim kesici



İzale edici titreşim kesici

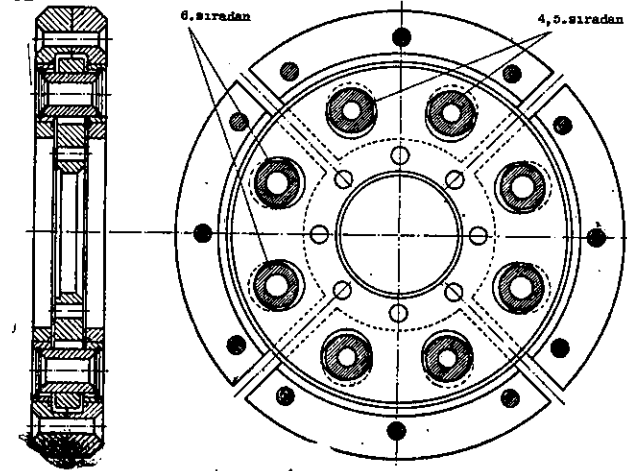
Sadece enerji çekmek suretiyle etki yapan ve hızla oran tılı olan bir titreşim düzeni de yağlı (viskose) titreşim kesicidir. (İmalat tipi Holset şekil 140) iç kısımda bir yatak bileziği üzerine yataklanmış kütle ile dış gövde arasında silicon yağı bulunur. Bu yağın viskosite değeri temperatur değişimlerinde hemen hiç değişme göstermemektedir. Benzeri tesirde eski bir Konst-rüksiyon tipi, Junkers- ve Sandner- titreşim kesicilerdir.

En basit bir izale edici titreşim kesici, hemen hemen rezonans uyusumlu ve sadece yaylanır şekilde kavramlı kütlelerden ibarettir. Böylece ana (ilk) rezonans daha düşük ve daha yüksek rezonans değerlerine bölünmüş olur. İzale tesiri böylece yalnız belirli bir devir sayısına sınırlanmış olur. Tüm devir sahası için titreşim yapan etkileri azaltmaya çalışan ve kendi frekansı devir sayısına bağlı olarak değişen



Şek.139.Lastikli titreşim kesici

Şek.140. Holset-titreşim kesici

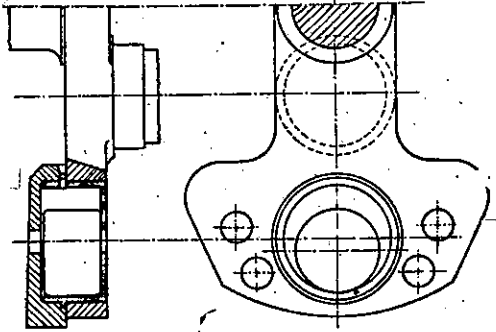


Şek.141.davranış kıyvetli titreşim kesici

ilave bir titreşim düzeni titreşim yapıcı sistemin frekansı ile aynı) bağlanır. Uygun bir uyusumla titreşim yapıcının komple izale edilmesine erişilir.

İstikbalde motordan arzu edilen özellikler; daha büyük bir güç verimi, daha az ağırlık ve daha düşük imalat maliyetleri ve daha az titreşim, gürültü konuları olacak ve konstrüktör, araştırma ve geliştirme mühendisleri çalışmalarını bu yöne yönelteceklerdir. Teknikte durma ve son bulma diye birşey yoktur. Bilhassa araç imalatında önemli ve çok çabuk gelişen yenilikler olmuştur.

Bu şart, savurma kuvveti etkisinde bulunan pandül ile sağlanır. Titreşen sistemin döner plakası (diski) üzerinde, dönme ekseninin dışında titreşim yapabilen bir pandül bağlanmıştır. Bunun boyu uyuşmayı sağlayacak değerdedir. Titreşimi izale tesiri pandül kütleline bağlı olmamakla beraber, fakat o titreşim kesme alanını tayin eder. İki uygulama tipi vardır. Biri, hatalı olarak Taylor-Pandülü diye adlandırılan Sarazin-pandülü (Şekil 141) ve diğeri dıştan



Şekil 142. Salomon-titreşim kesici (izale edici)

veya içten rulelı (Şekil 142) veya her ikisi Salomon-titreşim kesicidir. En çok kullanılan tip sarazin tipi olarak, krank milinin serbest ucunda veya pandül hareketli dengeleme ağırlığı olarak öngörülmüştür. Bu son durumda genel olarak çift, çift ikaz sırasıyla uyuşmuş olmalıdır. Savurma kuvveti pandüllerle krank milinin dengeleştirilmesi (balansı) motorun sessiz çalışması bakımından gereklidir. Ve uygun yüksek devir sayılarında olmalıdır.

#### Son Söz

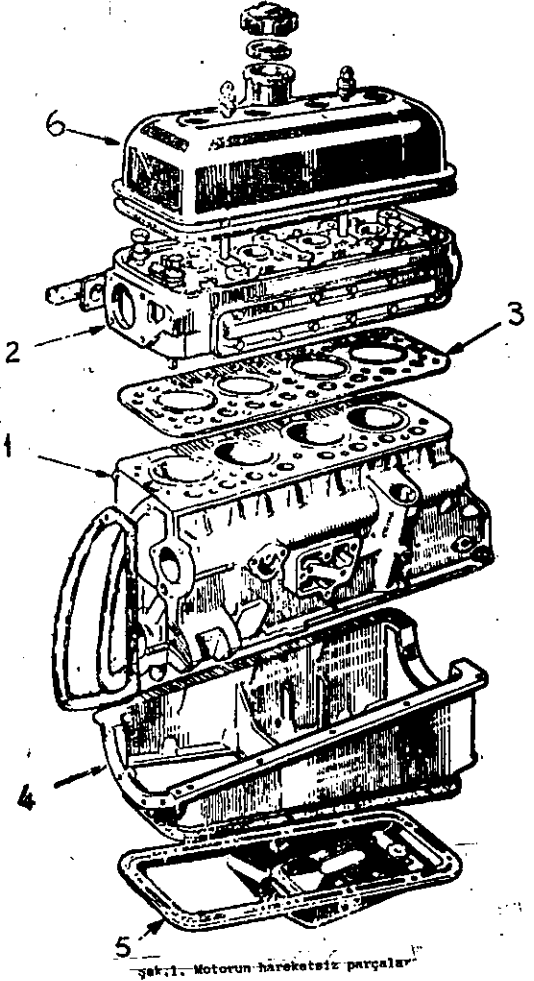
Buraya kadar piston, piston kolu ve krank milinin hesabı ve konstrüksiyonu hakkında konstrüktörlere, teknik öğrencilere ve genç mühendislere bilgiler verilmeye çalışıldı. Aynı zamanda pratikten birçok tecrübe bilgileri iletilmiş ve uygulanan konstrüksiyonlar ana bilgiler olarak gösterildi. İncelemelerde daha ziyade araç motorları tercih edildi; Çünkü bu motorlar adet bakımından en çok kullanıldığı ve çok sayıda alternatiflere sahip olduğu gibi büyük sayıda imal edildiği için de bunlarda özel problemler meydana gelmektedir. Aksi taktirde burada bütün motorların derinliğine incelenmesi daha geniş kitapların yazılmasını gerektirirdi.



- Bunlar:
1. Silindir gövdesi (blok)
  2. Silindir gömlekleri
  3. Silindir kapağı (kafası)
  4. Silindir kapak contası
  5. Yağ teknesi (karteri)

### 1. Silindir gövdesi:

Silindir gövdesi motorun en büyük parçası olup, pistonların çalıştığı silindirleri, supap yuvalarını, soğutma suyu kanallarını, krank mili ve eksantrik mili yataklarını ihtiva eder. Silindir blokunun üstüne silindir kafası, altına



- 1- SILINDİR GÖVDESİ
- 2- SILINDİR KAPAĞI
- 3- KAPAK CONTASI
- 4- YAĞ TEKNESİ (Karter)
- 5- ALT KARTER
- 6- SUPAP KAPAĞI

karter ve dış kısımlarına motorun yardımcı donanımlarına ait parçalar tesbit edileceğinden şekli oldukça karışık ve imalatı zordur. Pistonların çalışmış olduğu silindirler yanma esnasında çok yüksek sıcaklıklara ve çeşitli zorlamalara maruz kaldığından, malzemesinin de bu kuvvetleri karşılayacak şekilde sağlam olması gerekir.

### a) Malzemesi:

Silindir blokları genellikle dökme demirden (pikten) imal edilirler. Bu özel bir döküm olup, terkinde demirden başka karbon, manganez, silisyum bulunmasına rağmen aşınma ve zorlanmalara karşı gerekli mukavemeti sağlayamadıklarından dolayı silindir blokları daha ziyade nikel, krom ve molibden maddelerden ibaret özel alaşımlardan yapılmaktadır.

Silindir cidar kalınlıkları :

- ≥ 0,05 x silindir çapı (Benzin motorları için) ve
- ≥ 0,075 x silindir çapı (Diesel motorları için) olmalıdır.

En küçük cidar kalınlığı ise 5 mm. olmalıdır.

Son zamanlarda motor ağırlığını azaltmak gayesiyle alüminyum alaşımlarından da silindir blokları yapılmaya başlanmıştır.

### b) Silindir aşınmalarını artıran sebepler:

Silindirler içerisindeki pistonların muntazaman çalışabilmesi için silindirlerin yuvarlak ve pürüzsüz olması gerekir. Bunu sağlamak için blokun dökümünü müteakip, silindirler rektifiye (torna ve taşlama) edilir ve honlama işlemine tabi tutulurlar. Silindirler ne kadar hassas işlenmiş olursa olsun çalışan motorların silindirlerinde zamanla ovallik ve koniklik baş gösterir.

#### Ovallik:

Motorun çalışması esnasında piston üzerine gelen basınç kuvvetlerinin silindir eksenine dik bileşenleri, silindir cidarında bir aşınma meydana getirir. Bu kuvvetler, piston pimi eksenine dik istikamette teşekkül ederler ve dolayısıyla aşınmayı bu civarlarda yaparlar. Böylece silindirde bir ovalleşme başlar.

#### Koniklik:

Silindirün üst ölü nokta civarı, basınç ve sıcaklığın fazla ve yağlamamanın alt bölgelere nisbetle kifayetsiz oluşu sebebiyle daha fazla aşınır. Buna mukabil alt ölü noktaya doğru inildikçe bu aşınma azalır, hatta alt ölü nokta civarında bu aşınma hemen hemen sıfır olur. Dolayısıyla silindirde bir konikleşme meydana gelir.

Silindirlerin aşınmasının bir diğer sebebi de motoru ilk defa çalıştırırken, henüz silindire yağlama yağı gelmeden, yapılan ilk jikle nedeniyle emilen fazla yakıtın silindir cidarlarında bir önceki çalışmadan kalan yağ filmi ni temizlemesi, böylece başlangıçta bir müddet motorun yağsız çalışmasıdır.

Motorda silindir aşınmasını tamamen yok etmek imkansızdır. Buna rağmen aşağıda sıralanan üç hususa dikkat edilirse aşınma azaltılabilir.

Yağlama,  
Emilen hava,  
Doğru çalıştırma,

Yağlama:

Silindirün uygun ve iyi cins yağla daima yağlı bulunmasına ve yağlama donanımının iyi çalışmasına dikkat edilmelidir. Silindir cidarlarındaki yağ zamanla yanar, kömürleşir ve karterdeki yağa karışarak onun özelliğini bozar. Motor yağları zamanında değiştirilmezse, bu kömür parçaları silindir yüzeyinde kalarak pistonla silindir arasına sıkışır ve aşınmayı artırırılar.

Emilen hava:

Emilen hava temiz olmazsa, içindeki tozlar yağın içine karışırlar ve silindiri daha çabuk aşındırırılar. Onun için motorlarda hava filitresi sık sık temizlenmelidir.

Doğru çalıştırma:

Yeni veya revizyondan çıkmış bir motoru çalıştırırken bazı noktalara dikkat etmek gerekir. Zira taşlanmış silindir yüzeyleri gözle görülemeyen pürüzler ihtiva ederler. Böylece silindir yağlanır ve motor yavaş çalıştırılırsa piston bu pürüzleri düzeltir. Onun için ilk defa çalıştırılan yeni veya revizyondan çıkmış bir motoru fazla yüklemeli ve çok yüksek devirlerde çalıştırmamalıdır.

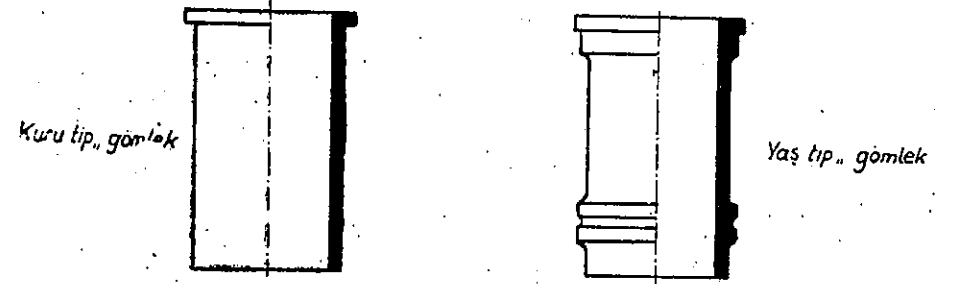
Bu tedbirlerin yanısıra son zamanlarda silindirlerin çalışan yüzeyleri kromla kaplanarak da aşınmayı azaltma yoluna gidilmiştir. Bu krom tabakası özel metodlarla gözenekli yapılmakta ve böylece yağ filminin daha da iyi tutulması ve yağlamanın iyi olması sağlanmaktadır.

## 2. Silindir gömlekleri:

Silindirler sonsuz olarak rektifiye edilemezler. Orijinal çaptan, pistonu uygun şekle getirilemeyecek kadar fazla aşınmış ve zedelenmiş silindir gövdelerini değiştirmek icap eder ki, bu iş pek iktisadi değildir. Silindir bloklarının tamamen değiştirilmesinden kurtulmak için gömlekler kullanılır.

Silindir gömleklerinin 2 büyük avantajı vardır. Bunlardan birincisi; gömlek malzemeleri silindir malzemelerine nisbetle, aşınmaya karşı daha mukavim malzemelerden yapılabılırler. İkincisi ise, aşındıkları zaman kolaylıkla değiştirilebilirler.

Bugün kaliteli motorlarda kullanılan silindir gömleklere "yaş" ve "kuru" tip olmak üzere ikiye ayrılırlar.



Şek.2. Silindir gömlekleri

### a. Kuru tip gömlekler:

Gömlek doğrudan doğruya silindir gövdesi içindeki soğutma suyuna temas etmezse, buna kuru tip gömlek denir.

Gömlek silindir içerisine presle geçirilir. Isı akımı gömlek, silindir cidarı ve su üzerinden olur.

Bu tip gömlek, silindirleri rektifiye edilerek silindir cidarları incelmış motorların, silindir çapını eski ölçüsüne getirmek için de kullanılabilirler.

Soğutma suyuna ısının kolayca iletilmesi için gömleğin silindire çok iyi temas etmesi sağlanmalıdır. Dolayısıyla bütün yüzeylerin gayet temiz ve düzgün işlenmesi gerekir. Aksi takdirde gömlekle silindir arasında kalan hava tabakası, ısı alışverişini azaltır.

Kuru gömlekler üçe ayrılır: Düz gömlek, uzun faturalı gömlek ve kısa faturalı gömlektir.

Düz gömleğin hiç faturası yoktur. Aşağı kayma ihtimali, mahzurunu teşkil eder. Uzun faturalı gömleğin faturası uzun olduğu için kasıntı yapabilir. Kısa faturalı gömlekte fatura kısa olup, en çok kullanılan bir gömlek tipidir.

#### b. Yaş tip gömlekler:

Soğutma suyuna direkt olarak temas ederler. Yukarı kısmında fatura ve alt ucuna yakın bir yerde de olmak üzere iki noktada silindir blokuna merkezlenmiştir. Fatura yardımıyla silindir blokuna iyice oturtularak ve aşağıda temas yerlerinde lastik segman kullanılarak, gömleğin su sızdırmazlığı temin edilmiştir.

#### c. Kuru ve yaş tip gömleklerin mukayesesi:

Kuru ve yaş tip gömleklerin bazı özellikleri aşağıda sıralanmıştır.

1. Kuru gömlekler su sızdırmazlar,
2. Yaş gömleklerde ısı iletimi kuru tiplere göre çok iyidir. Hatta kuru tiplerin bu mahzurunu azaltmak için gömleğin dış cidarlarının bile çok hassas olarak işlenmesi icap eder.
3. Kuru gömlekler, motorun maruz kaldığı anormal sıcaklık ve zorlanmaları yüzünden meydana gelecek kasıntılara uymak mecburiyetinde olduğundan çabuk bozulurlar.
4. Yaş gömleklerin değiştirilmesi daha kolaydır. Kuru gömlekler için özel çektirmeler gerekir.

#### d. Gömleklerin kontrolü ve değiştirilmesi:

Gömlekler blok içinde takılı iken ölçüleri alınır. Aşınma ve ovallık ön görülen belirli oranlardan fazla ise, gömlekler değiştirilir.

Gömlekler takılırken, silindir blokundaki yuvalara ve gömleğin temiz ve kuru olmasına dikkat edilmeli, katiyen yağlanmamalıdır. Yaş gömlekler önce lastik contasız yerine takılıp, serbest dönmeye dönmediği kontrol edilmeli ve serbest dönmeleri sağlanmalıdır.

Gömlekleri yenilenmiş bir motor 5 dakika kadar yarım gazla çalıştırılarak gömleklerin yuvalarına iyice oturmasını temin edilmelidir.

### 3. Silindir kapağı (kafası):

Silindir kapağı, silindirlerin üstünü kapsayan, yanma odalarını ve motorun tipine göre supap veya enjektör yuvalarını ihtiva eden, aynı zamanda soğutma suyunun devrini sağlayan kanalları bulunan bir parçadır. Silindir kapakları umumiyetle yekpare olurlarsa da, "baukasten" denilen ve bilhassa büyük ve çok silindirli motorlarda kullanılan, iki veya üç silindire hitap edecek şekilde yapılanları da vardır.

Üstten süpaplü motorlarda emme ve eksoz manifoldları da kapağa bağlanmıştır. Silindir kapaklarını silindir blokuna sıkıca tesbit etmek için, çelik civatalar veya saplamalar kullanılır. İki parça arasına kapak contası yerleştirilir.

Malzemesi: Silindir kapakları, silindir blok malzemesinden, fakat çok defa alüminyum alaşımlarından yapılırlar. Alüminyum alaşımları ısıyı iyi ilettiği için yanma odasında sıcak noktaların meydana gelmesini önler, bu ise motorun düzgün çalışmasını temin eder.

Silindir kapaklarının alt yüzeyleri yüksek basınç ve sıcaklığa dayanabilmeleri için kalın, dış yüzeyleri ise esneme yapabilecek ve kasılmalara uyabilecek şekilde ince yapılırlar.

b. Sökülüp, takılması, bakımı: Motorun silindir kapakları, motorun bakım talimatında verilen km. den sonra, sökülüp yanma odasında biriken kömürlerin temizlenmesi gerekir. Bu kömürler yanma odasının daralmasına ve dolayısıyla erken ateşlemelere sebep olur. Aynı zamanda motorun çalışmasında aşırı ısınarak motorun anormal çalışmasına yol açar ve verimini düşürür.

Kapak sökülmeden önce su soğutmalı motorlarda silindir ve motorun suyu boşaltılır. Su taşıyan boruların üzerindeki bilezik, su boruları, buji kabloları, kapak üzerinde ise emme ve eksoz manifoldları sökülürler. Kapak saplama ve somunları gevşeltirilir. Kapak sökülürken contayı zedelemeye ve dikkat etmelidir.

Sökülen silindir kapağında ilk yapılacak iş, yanma odası ve supapların temizlenmesi, eğrilik ve çatlaklık kontrolüdür. Sonra supap yuvaları ve kılavuz delikleri masterlarla kontrol edilir. Supap yuvaları gerekiyorsa taşlanır. Ve alıştırlılır.

Kapaklar yerine takılırken: Kapağın alt silindir blok yüzü ve contanın her iki yüzü iyice temiz olmalıdır. Yağ veya yapıştırıcı hiçbir madde kullanılmamalıdır.

Kapak saplamaları motorun kendi tamir kitabındaki sıra ya göre (genellikle karşılıklı) ve verilen moment kuvvetinin ce sıkılırlar.

#### 4. Silindir kapak contası:

İki yüzü ince bir bakır levhası ile kaplı, arası amyant, yanma odaları şekline uygun yapılmış, silindir gövdesi ile kapağındaki su irtibatı ve saplamalar için özel delikleri olan bir parçadır.

Motorların tamiri esnasında, çok hafif ezik bir contanın tekrar kullanılması doğru değildir. Hatası olmayan ve motordan çıkmış contaları tekrar takmadan önce, amyantın genleşmesini temin bakımından contayı su buharına tutmak veya sıcak yağa daldırmak faydalar sağlar.

Contalar takılırken yağdan ve her türlü kirden temiz olmalı ve hiçbir yapıştırıcı madde kullanılmamalıdır.

#### 5. Karter(yağ teknesi):

Motorların yağlanması için kullanılan yağlara depo vazifesi gören, silindir gövdesinin altını kapatarak motorun iç organlarını koruyan bir parçadır.

Karterler, pres usulüyle saçıta veya döküm usulüyle alüminyumdan yapılırlar. Motor yağlarını hava cereyanı ile soğutabilmeleri için büyük motor karterlerinde kanatçıklar vardır. Motor gövdesine civatalarla tesbit edilmiş olup, iki parça arasında 2-3 mm kalınlığında mantar contalar kullanılır. Karter monte edilirken, contanın her iki yüzüne yapıştırıcı sürülmelidir.

Genel olarak karterin arızaları; delinme, çatlama, çarpılmaldan dolayı çökme, veya yağ boşaltma tapasının gevşemesi veya contanın bözülmesi olabilir. Bağlantı civataları da gevşeme yapabilir.

#### MOTOR KONOSTRÜKSİYONU İLE İLGİLİ DİĞER BAZI FORMÜLLER:

Formüllerde geçen ifadelerin anlamları:

D = Silindir çapı; S = Piston kursu, n = Motor devir sayısı (d/dak.).

$F = \pi \frac{D^2}{4} =$  tesirli piston alanı, z = Silindir sayısı,

$V_h = F \cdot s =$  Kurs hacmi;  $V_H = z \cdot V_h =$  motorun toplam hurs hacmi.

$V_c =$  Sıkıştırma (kompresyon) hacmi;

$V =$  Yanma hacmi,

$\epsilon = \frac{(V_h + V_c)}{V_c} =$  Sıkıştırma oranı,  $> 1$ .

$N_e =$  Faydalı güç (Effektif güç). (Ps); (Kw) (Kavramaya aktarılan güç).

$N_i =$  İç güç (Piston üzerine aktarılan güç).

$N_l =$  Yükleyici gücü (Ventilatör, kompresör gibi basınçlı hava sağlayan yükleyicilerin dişli çevirimi dahil çektiği güç); (Ps), (Kw).

$N_{sp} =$  Eksozu temizleme görevi yapan ventilatörün dişli çevirimi dahil çektiği güç,

$N_r =$  Tüm mekanik sürtünme için güç sarfiyatı. (Tüm motor tarafından çevrilen ve motor üzerinde bulunan yardımcı düzenler dahil).  $N_r = N_i - N_e - N_{sp}$

$N_v =$  Mükemmel bir motorun gücü (Ps) veya (Kw),

$P_i =$  Ortalama iç basınç,  $P_e =$  Ortalama faydalı basınç,

$P_r =$  Ortalama sürtünme basıncı,

$B =$  Saatteki yakıt sarfiyatı (Kg/h) veya (Nm<sup>3</sup>/h), Nm<sup>3</sup>: 0°C ve 760 Torr'daki değer.

$b =$  Spesifik (özümlü) yakıt sarfiyatı. (gr./Psh) veya Nm<sup>3</sup>/Psh),

$\eta_m =$  Mekanik randıman (%)

$\eta_e =$  Mekanik randıman =  $N_e/N_i = N_e/(N_e + N_r)$

$\eta_i =$  Faydalı randıman =  $\eta_i \cdot \eta_m = 632/b_e \cdot H_u$

$\eta_v =$  Mükemmel bir motorun randımanı (teorik randıman) (%).

$\eta_g =$  Nefaset randımanı. =  $\eta_i/\eta_v$

$\lambda =$  Hava doldurma derecesi = Gerçekte emilen havanın teorik

doldurulan havaya oranı.

$\lambda =$  Hava oranı =  $\frac{G_G}{G_{min}} = \frac{\text{Gerçek hava ağırlığı}}{\text{Minumum hava ağırlığı}} =$  veya  $\lambda = \frac{L_G}{L_{min}} =$

$= \frac{\text{Gerçek hava hacmi}}{\text{Minumum hava hacmi}}$

$Q_1 =$  Yakıtın yanmasıyla meydana gelen ısı enerjisi,

$Q_2 =$  Eksoz gazıyla dışarı atılan enerji,

$P_1 =$  Başlangıçtaki basınç,

$T_1 =$  Başlangıçtaki ısı (temperatur) = 273 + t<sub>1</sub>

$P_2 =$  Sıkıştırma sonundaki basınç,

$T_2 =$  Sıkıştırma sonundaki ısı (temperatur) = 273 + t<sub>2</sub>

### 1. Yanma prozesleri(usulleri)ve randıman:

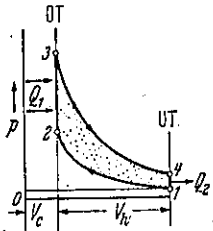
Motor içinde yanan yakıtlardan azami bir istifadeyi sağlama bakımından bazı sınırlayıcı etkenler vardır. Bunlar, Temperatur, basınç ve hacim,

Yanma ile meydana gelen yüksek temperatur değeri üst sınıra doğru, ilgili eleman malzemelerinin ısı mukavemet değerleri ve yağın yağlama özelliğini kaybetmesi ve alt sınıra doğru da atmosferin ısıyla sınırlanmıştır. Basınç yönünden bir sınırlama da gerçek olan bir husus ise, sıkıştırma basıncı arttıkça teorik randıman  $\eta_v$  çok az yükselmekte ve ayrıca çalışma esnasındaki kuvvetler daha da büyüdüğünden motorun ağırlığı da artmaktadır. Basınç yönünden alt sınırı atmosfer basıncı tayin eder. Yanma odasının geniş tutulması faydalı diyafram alanı bakımından bir kar sağlarsa da, motorun ağırlığının artması bakımından önemli mahzurlar yaratır.

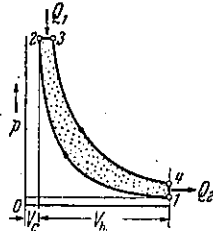
Motor içindeki enerji değişiminin uygunluğu konusunda bir karara varabilmek için iş prozesleri aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir. Burada ideal bir gazın hal değişimlerindeki şartlar kabul edilmiştir.

#### a. Teorik mukayese prozesleri:

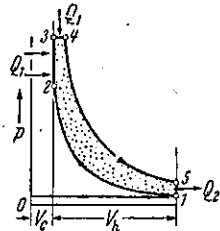
Bir iş periyodu esnasında (4 zamanlı motorda 4 kurs, iki zamanlı motorda iki kurs)-yanma odasında yakıtın yanmasından  $Q_1$  enerjisi serbest hale dönüşür. Meydana gelen bu enerjiden genellikle hiç fayda temin edilemeyen  $Q_2$  enerjisi eksozla birlikte kaybolur. Buna göre her iş periyodunda gaz tarafından piston üzerine aktarılan iş değeri  $Q_1 - Q_2$  dir.



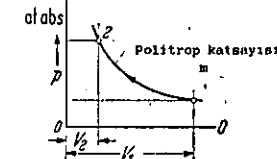
Şek.3. Benzin motorları projesi (sabit hacim)



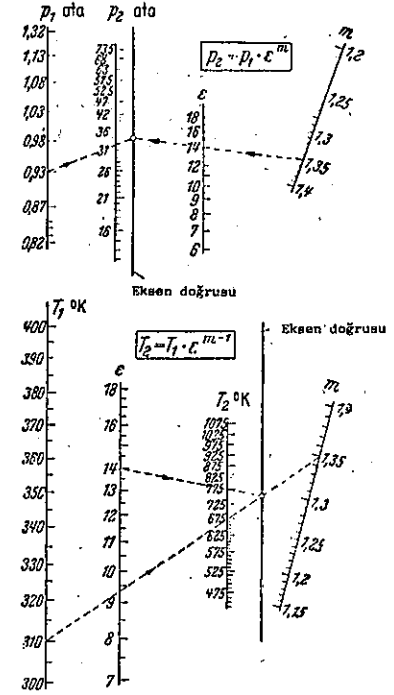
Şek.4. Diesel projesi (basınç sabit)



Şek.5. Genel durum



Şek.6. Sıkıştırımdan sonra  $P_2$  ve  $T_2$  nin tesbitine ait Nomogram



Eğer başlangıç  $P_1$  ve  $T_1$  değerleri ile gaz sıkıştırılmasındaki politrop kat sayısı  $m$  biliniirse, sıkıştırma sonundaki  $P_2$  ve  $T_2$  değerleride kolayca elde edilirler.

Genel olarak şu formül geçerlidir.

$$\frac{V_1}{V_2} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{m}} = \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{1}{m-1}}$$

İçten ymalı motorlar için :

$$V_1 - V_2 = V_h = \text{kurs hacmi,}$$

$$V_2 = V_c = \text{Yanma alanı,}$$

Sıkıştırma oranı:  $\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} = \frac{V_1}{V_2} > 1$  dir.

Nomogramla ilgili bir örnek: (b.Şek.7)

Diesel motoru sıkıştırma oranı;

$\varepsilon = 14$ ;  $P_1 = 0,93$  ata,  $T_1 = 310^\circ\text{K}$ ;  $m = 1,35$

Netice:  $P_2 = 32,5$  ata;  $T_2 = 775^\circ\text{K}$ .

b. "Mükemmel" bir motorun randımanı:

Teorik randıman:  $\eta_v = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{632 \cdot N_v}{B \cdot H_u}$

Yukarıdaki ifadeye göre teorik randıman,  $N_v$  (Ps) gücün sevk edilen yakıtın yanmasıyla kazanılan  $(B \cdot H_u / 632)$  maksimum güce olan oranıdır. Yakıt miktarı  $B$  ( $\text{Nm}^3/\text{h}$ ). olarak ölçüldüğünde, yakıtın alt ısınma değeri  $H_u$  için  $\text{kcal}/\text{Nm}^3$  değeri konulmalıdır.

$632 = 3600 \frac{75}{427}$  ( $\text{kcal}/\text{Ps.h}$ )

dır. Tüm mükemmel benzin ve diesel motorlarının  $\eta_v$  eğrileri Şekil 7,8 de verilmiştir. Burada  $\eta_v = f(\varepsilon, \lambda)$  dir.  $\lambda$  nın, bilhassa diesel motorlarındaki büyük etkisine dikkat ediniz. Çünkü  $\eta_v$  değerleri  $\lambda$  - değerleri ile hızla yükselmektedir.

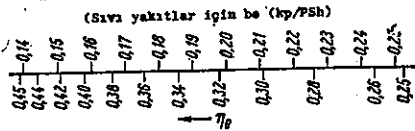
Küçük yüklemelerde bile, uygun sarfiyat birimleri be meydana gelmektedir:

c. İç randıman:  $\eta_i = \frac{632 \cdot N_i}{B \cdot H_u}$ ,

d. Faydalı randıman: (effektif randıman)

$\eta_e = \frac{632 N_e}{B \cdot H_u} = \eta_i \cdot \eta_m$

Motor içinde yakıttan istifade etme oranını gösterir ve yakıt sarfiyatı ile güç ölçülmek suretiyle tesbit edilir.  $\eta_e$  için hesabi değerler Şekil 9 da verilmiştir.



Şek. 9 Sıvı yakıtlar için  $\eta_e = \frac{632}{B \cdot H_u}$  ( $H_u = 10000 \text{ kcal/kg}$ )

e. Mekanik randıman:  $\eta_m = \frac{N_e}{N_e + N_r}$

f. Toplam mekanik randıman:

$\eta_{mr} = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_e}{N_e + N_r + N_e + N_{sp}}$

g. Nefaset Derecesi:  $\eta_g = \eta_i / \eta_v$

Bu, mevcut motorun silindiri içinde kazanılan iç gücün  $N_i$ , mükemmel motorun teorik mümkün güce  $N_v$  ye olan oranını gösterir.

İş prosesleri motorlarda mükemmel bir şekilde gerçekleştirilemez. Yani benzin motorlarında  $Q_1$  enerjisi sadece sabit hacimde verilemediği gibi, diesel motorlarında ise enerji girişi esnasında basınç yükselmektedir. Gerçek Pro zeste  $Q_1$  in bir kısmı eksoz devresinde iken sevk edilmekte ve kısmen yanma odasının cidarları tarafından soğutucu üzerine aktarılmaktadır.

P-V diyagramlarında gösterilen ideal proseslere karşılık olarak enerjinin bir kısmı sadece eksozla değil, soğutma nedeniyle de soğutucu üzerinden kaybolmaktadır. Motor da meydana gelen düzensiz bir yanma kumanda organlarında meydana gelen gecikmeler ve piston ile kumanda organlarındaki olabilecek sızmalar ile de motorda diğer kayıplar meydana gelmektedir.

Buna göre  $\eta_g$  değeri, mükemmel bir motorda randımana yaklaşımda bir ölçüyü gösterir. Ve  $\eta_g = \frac{\eta_i}{\eta_v}$  dir.

2. Hava ihtiyacı:

a. Karışım içerisinde her yakıt parçasının tamamen yanabilmesi için, yakıtın kimyasal bileşimine uygun olarak belirli miktarda oksijen ve dolayısıyla hava miktarına ihtiyaç vardır. Teorik hava ihtiyacı  $L$  min: ( $\text{Kg}$  hava/ $\text{Kg}$ . yakıt) veya ( $\text{Nm}^3$  hava/ $\text{kg}$  yakıt) veya ( $\text{Nm}^3$  hava/ $\text{Nm}^3$  yakıt) ile gösterilebilir. Hava oranının az olması zengin karışımı meydana getirir. Yakıt sarfiyatı fazla olacağından CO-ve kurum teşekkül edebilir.



ve diesel motorlarında tam yük durumunda 1,3 den daha küçük olamaz. Yükleme azaldıkça bu değer kuvvetle artmaya başlar. Bu ise karışımın düzgünlüğüne, yakıtın cinsine, yanma odası şekline, ısı durumuna bağlıdır.

Hava ve yakıtın meydana getirdiği, 1 Nm<sup>3</sup> e tekabül eden toplam hacim  $V_g$ : gaz şeklinde yakıtlarda  $V_g = 1 + \lambda L$  min,

Buhar şeklinde sevkedilen sıvı yakıtlarda:(karbüratörlü benzin motorlarında)

$V_g \approx \lambda . L$  min ve Diesel motorlarında  $V_g = \lambda . L$  min dir .

d. Yakıtın alt ısıtma sınırı  $H_u$  olduğundan hava gaz karışımının alt ısıtma sınırı  $H_{uk} = H_u/V_g$  dir.

Benzin ve motorin (mazotun) bileşimi ve ısıtma değerleri:

Cinsi	Litre	Ağırlığı	Kg/litre	Bileşimi				Isıtma Değerleri	
				H <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	S	H üst	H alt
Benzin	0,726	85,5	14,45	-	-	0,05	11.100	10.400	
Mazot	0,840	86,0	13,20	0,2	0,6		10.850	10.200	

### 3. Güçler-Ana ölçüler:

a. Güç, hızlı devirlerde ve çok silindirlilerde basit usullerle indikatör diyagramı pek elde edilemez. Buna rağmen diyagramdan güç hesabının yapılması istenirse,  $P_i$  değeri tesbit edildikten sonra güç için şu bağıntı yazılabilir.

$$4. \text{ Zamanlı motor: } N_e = Z \cdot P_i \cdot \eta_m \cdot F \cdot S \cdot \frac{n}{2} \cdot \frac{1}{60.75} \text{ (PS)}$$

$$P_i = \left( \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right)$$

$$F = \left( \frac{\text{cm}^2}{\text{cm}^2} \right)$$

$$S = \left( \frac{\text{m}}{\text{m}} \right)$$

$$2. \text{ Zamanlı motor: } N_e = Z \cdot P_i \cdot \eta_m \cdot F \cdot S \cdot n \cdot \frac{1}{60.75} \text{ (PS)}$$

$$n = \left( \frac{\text{d}}{\text{dak.}} \right)$$

( $N_e$  = Faydalı güç)

$N_e = N_i \cdot \eta_m$  olduğu için, ortalama faydalı basınç anlamı teşkil edilebilir ve  $P_e = P_i \cdot \eta_m$  dir.  $P_e$  değeri frenleme ile ve  $m$  değeri de, işletme durumunda bir motorda her bir silindir durdurulmak sureti ile tayin edilir. Buradan da  $P_i$  değeri bulunur.

### b. Piston yüzeyi:

Ortalama piston hızı  $C_m = \frac{S \cdot n}{30}$  (m/san.) olarak ifade edildiğinde verilen şu bağıntıdan:

$N_e = Z \cdot P_i \cdot \eta_m \cdot F \cdot C_m / 300$  (PS) (4 zamanlı motor) aranılan piston yüzeyi  $F$  (cm<sup>2</sup>) bulunur.

### c. Litre başına isabet eden güç:

$N_e$  (PS) güç değeri, toplam kurs hacmi  $V_H$  ye bölüldüğü takdirde. Motordan istifadeyi gösteren litre başına isabet eden güç elde edilir.

$$4. \text{ Zamanlı motor: } \frac{N_e}{V_H} = \frac{P_e \cdot n}{900} \text{ (PS/litre)}$$

$$2. \text{ Zamanlı motor: } \frac{N_e}{V_H} = \frac{P_e \cdot n}{450} \text{ (PS/litre)}$$

### d. Vasıta motorlarına ait tanıtıcı bilgiler (Tablo 1)

Tablo 1: Vasıta motorlarına ait tanıtıcı teorik değerler.

	KULLANMA SAHASI			
	Motosiklet	Binek arabası	Ağır vasıta	Yarış arabası
	İki zamanlı Benzin	Dört zamanlı Benzin	Dört zamanlı Diesel	Dört zamanlı Benzin
-Ortalama piston hızı $c_m$ a m/sn	6 - 8	8 - 15	8 - 12	18 - 25
-En büyük efektif ortalama basınç $P_{max}$ kp/cm <sup>2</sup>	4 - 5,5	8 - 12	8 - 10 <sup>b</sup>	12
-Sıkıştırma oranı	6 - 8	8 - 10 <sup>c</sup>	15 - 22	10
-En küçük spesifik yakıt sarfıyatı $b_e$ g/PS	250 - 350	195 - 250	160 - 185	250
-Güç başına düşen ağırlık GM/P Kg/PS	3 - 4	1,3 - 2,4	3,2 - 5	0,6
-Kurs hacim gücü PS/litre	30 - 60	30 - 60	15 - 25	130

a cm sn/30 Kütle kuvvetleri tesiriyle zorlanma için bir ölçü.  
b 12 kp/cm<sup>2</sup> ye kadar yükleme ile.  
c Orta basınçlı motorlar.

### e. Devir sayısı:

Motorun devri, yanma şekli ve ortalama piston hızı dik kate alınarak seçilir. Eğer en yakın bir yüksek vitese geçişte önemli güç düşüşüne mani olunmak istenirse, en büyük devir sayısı, en büyük güçteki devir sayısından % 10- 20 oranında daha yüksek olmalıdır.

### f. Kurs boyu/silindir çapı oranı:

S/D: Bu oran, silindir ve sıkıştırma alanını, ısı alan ve veren yüzeyleri, azami devir sayısını, yüklenmeye tesir eder.



Kısa kurslu motorlarda (S/D küçük), motor yüksekliği küçük, ortalama piston hızı düşük ve sürtünme gücü azdır. Bu yük supaplar göğörülebilir, fakat piston üzerine düşen gaz kuvvetleri yüksektir ve ağırlık da büyüktür. Benzin motorlarında bu oran  $0,8 + 1,1$  dir.

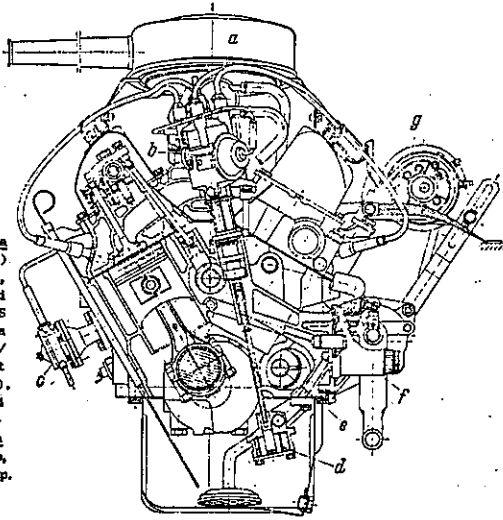
Uzun kurslu motorlarda (S/D büyük), silindir çapı küçük, motorun boyu kısa, soğutma daha iyi, pistonun mekanik ter mik yüklenmesi küçüktür. Spor ve yarış motorlarında uygulanır. Diesel motorlarında bu oran  $1,1 + 1,3$  tür.

Bütün içten yanmalı motorlarda yakıtın yanması ile büyük bir ısı meydana gelir. Bu münasebetle çalışan bir motor soğutulmayacak olursa, supaplar yanar, şekilleri bozulur, yağ evsafını kaybeder. Piston ve yataklar çok fazla ısınır.

Genel olarak iki tip soğutma şekli vardır. Bunlar su ve hava ile soğutma şekilleridir.

#### a. Su ile soğutma:

Motorlarda en çok kullanılan soğutma şeklidir. Su hemen ideal bir soğutucu olduğu için (spesifik ısısı yüksek, buharlaşma ısısı büyük, v.s.) büyük bir soğutucu güce sahiptir.



Şek. 10. Su soğutmalı dört zamanlı PKW benzin motoru (Ford)  
Silindirler V800. Çap 90 mm, kurs 58,86 mm, 1 Kurs hacmi 1498 cm<sup>3</sup>, = 9,0. Güç 65 PS (43,4 PS/litre) 4500 d/dak da 2300 d/dak da pmax = 9,67/kp/cm<sup>2</sup>, min = 210 g/PS. Net ağırlığı 112 kg. (1,72 kg/PS). Krank mili pik demirden, 4 piston kolu ve üç ana yatakları yataklanmış. Silindir kafaları (pik demir) aynı şekilde. Max. supap yayı kuvveti 55 kp. Havalandırma elektrik motoru 11e.

a. hava filtresi, b. ateşleme distribütörü, c. yakıt pompası, d. yağ pompası, e. dengeleme mili (Krank mili devri ile aynı) f. yağ filtresi, g. Marş motoru (Lichtmaschine)

Su ile soğutmanın ana parçaları: motor su gömleği, radyatör, su pompası, vantilatör, termostat v.s. dir.

Silindir gövdesindeki ve başındaki su kanalları su gömleğini teşkil eder. Su gömleği silindir gövdesindeki silindirin hepsini tamamen sarar ve soğutucu su silindirler arasında devrederek soğutma görevi görür. Silindir gövdesi ile silindir kapağı arasındaki contanın sıkı olması ve su geçirmemesi çok mühimdir.

Su ile soğutulan motorları araçların radyatörleri, iki depo ile soğutma işini gören bir petekten teşekkül eder. Giriş deposu, radyatöre gelen soğutucu sıvıyı toplar ve radyatör peteğinin borucuklarına dağıtır. Alt depo ise radyatör peteğinden gelen soğutucu suyu toplar ve radyatör çıkış borusuna gönderir.

Bütün modern soğutma donanımlarında suyun devri, devridaim pompaları ile sağlanır. Ekseriya motor gövdesinin önünde veya yan tarafında bulunur. Su pompası, radyatörün alt tarafından suyu alır ve su gömlekleri vasıtasıyla radyatör giriş deposuna gönderir. Santrifüj pompalarının ucuz olmak, ebadına nisbette çok miktarda su devrettirmek ve suda bulunan küçük yabancı maddelerle kolayca tıkanmamak gibi üstünlüklerinin olması gerekir. Pompanın devir sayısı yaklaşık olarak krank mili devir sayısı kadardır. Devreden su miktarı  $\approx 160$  litre/Psh dir.

Vantilatör, radyatör peteğinin delikleri arasından fazla miktarda hava çeker. Bu hava akımı, radyatörün hareketini almakla beraber motorun hava ile doğrudan doğruya soğumasını sağlar.

Isı derecesi ne kadar düşük olursa olsun, motor çalışmakla beraber su pompası suyu devrettirmeye başladığı an, motorun çabuk ısınmasını sağlamak ve soğuk havalarda motorun lüzumundan fazla soğumasına mani olmak maksadıyla bir termostata lüzum vardır. Termostat, motor gövdesinden radyatör peteğine akan soğutucu suyun miktarını otomatik olarak kontrol etmek suretiyle motorun ısı derecesini düşürür. Motor soğuk iken termostat kapalıdır ve su radyatöre geçmeden devreder. Motor ısındıkça termostat ayar supapını (ventilini) açar ( $\approx 78^{\circ}\text{C}$ ) ve  $\approx 90^{\circ}\text{C}$  ta tamamen açılır. Su radyatöre ulaşır ve orada soğur.

Termostat, radyatör ile su gömleği arasına ve umumiyetle silindir kapağı su çıkış kanalı üzerindeki bir muhafaza içine yerleştirilmiştir. Hararet farkı ile çalışır ve böylece supapı açıp kapar.

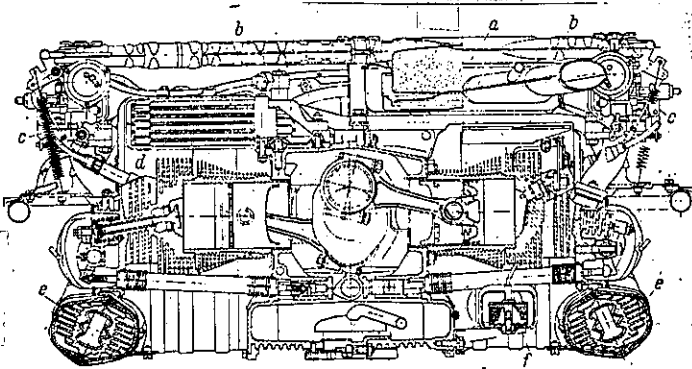
Termostat bir arızaya uğradığı zaman supapı açık bırakarak suyun motorda serbestçe deveranına imkan verecek şekilde yapılmıştır.

### Antifiriz:

Su ile soğutulan araçlar sıcaklığın sıfırın altına düştüğü bölgelerde çalıştırıldığı zaman, suya antifiriz ilave edilmelidir. Antifiriz olarak en çok kullanılan metil alkol ve etil alkoldür. % 40 su ve % 60 antifiriz ihtiva eden bir terki b (-54°C) derecesine kadar düşen sıcaklıklarda korunmayı sağlar. Bu oran değiştirilmek suretiyle donma derecesi de değiştirilir. Antifiriz nisbeti artırıldığında terki b in donma noktası yükselir ve Antifiriz % 100 olursa donma derecesi, suyun donma derecesine yaklaşır.

### b. Hava ile soğutma:

Hava ile soğuyan motorların kendilerine has bazı hususi yetleri vardır. Silindir gövdesi ve silindir başlığı mukavemeti artıran ve gerekli soğumayı sağlayan hava kanatları ile donatılmışlardır. Kanatlar sayesinde silindirin yüzeyi, düz yüzeyli silindire nazaran takriben 10 misli ve silindir kapağının (kafası) yüzeyi, düzey yüzeyli silindir kapağına nazaran takriben 17 misli artırılmıştır. Reflektörler, Hava y ı silindire doğru yönettir ve havanın süratini artırır. Çember şeklinde aerodinamik bir davlumbaz hava akımını kontrol eder ve vantilatör ise hem hava y ı silindire doğru sevkeder ve hem de havanın süratini artırır.



Şek.11. Hava soğutmalı 4 silindirli-PKW-Wolkswagen motoru Tip 1600 TL. Silindir çapı 85,5 mm, kurs 69 mm, kurs hacmi 1584 cm<sup>3</sup>, = 7,7, güç 54 PS (34PS/litre) 4000 d/dak. da. 2200 d/dak. da. P<sub>max</sub> = 8,9 kp/cm<sup>2</sup>, b<sub>min</sub> = 205 g/PS; Supap çapları 35,5/32 mm. supap kursu 8,95/8,47 mm. Net ağırlığı 125 kg (2,32 kg/PS). Dişey parçalı silindir gövdesi ve silindir kafası (hafif metalden); bir silindir gri pikten. Krank üzerinde radyal vantilatör, a. hava filtresi; b. karbüratör hava bağlantıları; c. karbüratör; d. soğutma hava akımında yağ soğutucusu; e. eksoz boruları etrafında ısı çeviriciler; f. soğutucu hava miktarı ayar için soğutucu hava çıkışında termostat.

Hava ile soğutma donanımının elemanları, davlumbaz, vantilatör, reflektörler ve kanatlardır.

Davlumbaz silindirlerin etrafını kuşatır ve havanın silindirlerin gayet yakınından geçmesini sağlar.

Vantilatör, davlumbazın ön kısmında bulunur. Vantilatörün esas vazifesi hava y ı, davlumbazla reflektörler arasında kalan soğutma kanallarına hızla sevkettir.

Reflektörler havanın soğutma kanatları üzerindeki akış hızını artırmak ve soğutucu havanın daha müessir bir tarzda kullanılmasını sağlamak için yapılmışlardır. Bunlar havanın hacmini tahdit ederek hava y ı yalnız ısı neşreden menfezlere doğru sevkederler.

Kanatların yapılışı hava akımının süratine kısmen tesir eder. Yüksek kanatların kullanılması, ısının alınması için daha geniş bir saha sağlamakla beraber hava menfezlerini büyütür ve hava akımının süratini düşürür.

Hava ve su soğutmanın mukayesesi:

Hava soğutmanın faydaları:

- Suyun donma ve buharlaşmasından meydana gelebilecek tehlikeler ile bağlantılarda meydana gelebilecek delinme ve çatlamaların yaratabileceği tehlike yoktur.

- Silindir cidarlarında sudan birikebilecek kireçlenme mevzu bahis değildir. Ve ayrıca kış günlerinde antifiriz gerekmez.

- Bakımı daha kolaydır.

- Uygun işletme temperaturuna daha çabuk erişilir.

- Motorun ağırlığı nisbeten daha düşüktür.

- Değişken hava sıcaklıklarına karşılık güçte ve soğutma mada daha küçük değişiklikler meydana gelir.

Hava soğutmanın mahzurları:

- Cidar sıcaklığı hava soğutmalı motorlarda daha yüksek olduğundan (Hava soğutmada  $\approx 250^{\circ}\text{C}$  a ve su soğutmada  $\approx 150^{\circ}\text{C}$  a kadar.) taze gazların daha çok ısınması nedeniyle volumetrik randımanı düşüktür. Faydalı basıncı ve litre başına düşen güç takriben % 10 daha azdır.

- Kafa ve silindirde gerekli soğutma yüzeylerini elde etmek için, silindir eksenleri arasındaki mesafe, hava soğutmasında % 5-10 daha fazladır.

- Silindir başına isabet eden yüksek güçteki motorlarda hava soğutma pek uygun değildir.

- Hava soğutmalı motorlar daha gürültülü çalışırlar.

### Wankel Motorları:

Wankel motorları: dönme hareketi yapan üçgen şeklinde bir piston, pistonun içinde çalıştığı bir gövde ve pistonun ortasından geçerek gövde kapaklarına yataklan ve bir kamı ihtiva eden ana milinden (kranktan) ibarettir.

Dönen pistonun ağırlık merkezi bir daire çizdiği için bu motorlara "daireysel hareketli pistonlu motorlar" da denir.

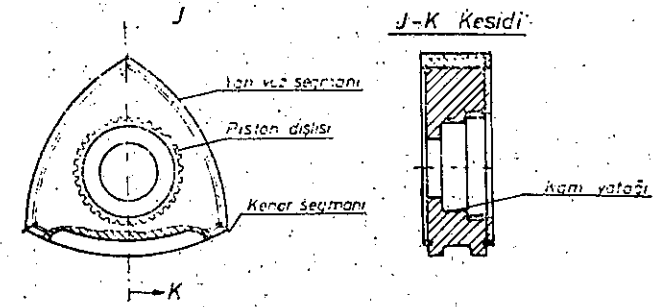
Piston Şekil 12 de görüldüğü gibi üç yayın teşkil ettiği bir üçgen prizma şeklindedir. Pistonun gövdeye temas eden kenarlarında üç, ön ve arka yüzeylerinde üçer tane olmak üzere 9 adet segmanı vardır.

Piston, dönme hareketini ana miline, bir yüzünün iç tarafı açılmış bulunan ve ana mili dişlisi ile içten temas ederek çalışan dişlisiyle nakleder. Ana mili dişlisinin, piston dişlisine oranı  $2/3$  tür. Piston dişlisinin hemen gerisinde ise ana mili kamının yatağı bulunur.

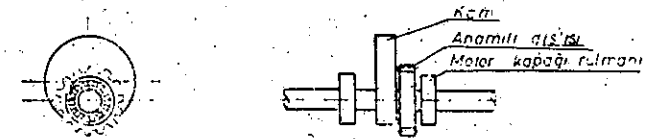
Su ile soğutulan ve diğer motorlardaki silindire tekabül eden gövdenin (silindir) bir tarafında emme ve eksoz kanalları ve bu kanalların karşısında ise bir buji bulunur. Pistonun çalışmış olduğu silindir içi tam daire olmayıp Şekil 14 de görüldüğü gibi emme ve eksoz kanallarının arasından geçen eksen istikametinde daralmaktadır.

Piston silindir içine yerleştiği zaman pistonun ağırlık merkezi (aynı zamanda piston dişlisi merkezi demektir.) ile ana mili kamının merkezi çakışır. Bu durumda silindir merkezinin ise ana mili dişlisinin merkezi ile çakışacağı aşırıdır. Şekil 14 de gösterilen "O" ve "X" ile gösterilen iki merkezin mesafesi; kam merkezinin, ana mili eksenine olan uzaklığı olup piston dönerken, piston ağırlık merkezi "O-X" yarı çapında bir daire çizer. Çizilen bu daire ve silindir bahsi geçen eksen istikametinde daraltılmış olması sayesinde Şekil 14 A da 1 ve B de 2 numara ile gösterilen odaların en küçük değerini alması sağlanır. Yine, piston ağırlık merkezinin çizmiş olduğu bu daire (ana mili dişlisinin piston dişlisine oranı  $2/3$  olduğu halde) pistonun bir devrine karşılık, ana milin 3 devir yapmasını temin eder. Yani piston dişlisi ana mili dişlisini, planet dişlilerde olduğu gibi, hem döndürür ve hem de kaydırır.

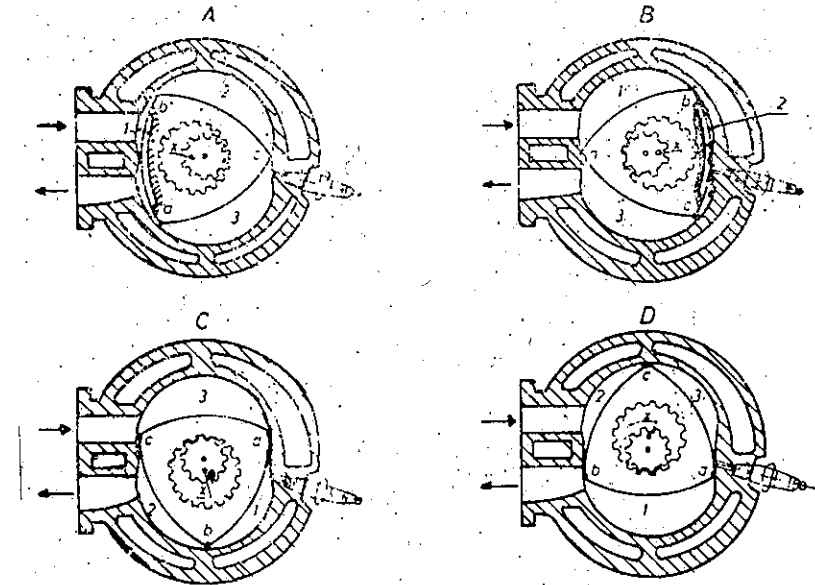
Piston hangi konumda bulunursa bulunsun, pistonla silindir arasında üç oda meydana gelir. Şekilde 1,2 ve 3 numara ile gösterilen bu odalar çevrimlerini, pistonun üç iş zamanlı bir



Şekil-12 Wankel motoru pistonu



Şekil-13 Wankel motoru anamilli



Şekil-14 Wankel motorunun çalışma prensibi