

87.3712.
MTW

馬特維耶夫編

汽車設計的 研究



机械工业出版社

汽車設計的研究

馬特維耶夫 編

劉巽俊 譯



机械工业出版社

1959

出版者的話

本书系根据苏联[Исследования в области конструирования автомобиля] (Машигиз, 1953年版)論文集中的三篇論文翻譯的。这三篇論文的内容是：1)汽車汽油发动机曲軸連杆机构零件的磨損。本文作者根据其在高尔基莫洛托夫汽車厂进行的大量試驗，并結合理論的分析，令人信服地闡明了发动机中最重要的曲軸連杆机构零件的磨損性质，正确地解释了不均匀磨損的原因，从而提出进一步降低磨損的途径。2)汽車散热器的試驗和研究。本文敘述了由管式汽車散热器的大量試驗所得到的实验資料，闡明了管式散热器的基本参数对其散热效率、空气阻力和水力阻力的影响，并提出了一系列切合实用的建議。3)液力偶合器的設計和計算。本文介紹了液力偶合器的作用原理和工作特性，以及其主要参数的选择。

本书系供有关設計研究人員参考，也可供高等学校汽車专业的学生参考。

苏联 А. И. Матвеев 編 'Исследования в области конструирования автомобиля' (Машигиз 1953年第一版)

* * *

№. 2017

1959年1月第一版

1959年1月第一版第一次印刷

850×1168 1/32 字数172千字 印张6¹³/₁₆ 0,000—3,100册

机械工业出版社(北京阜成門外百万庄)出版

机械工业出版社印刷厂印刷

新华書店发行

北京市書刊出版业营业許可証出字第008号

定价(11) 1.40元

4.30

目 次

一、汽車汽油发动机曲軸連杆机构零件的磨損

……〔斯大林獎金获得者：工程师里浦格尔特 (А.А. Липгарт) 和技术科学副博士斯特魯尼可夫 (Н.Ф. Струнников) 著〕 5

1. 摩擦和磨損的若干一般問題 5
2. 研究的对象和方法 10
3. 影响发动机磨損的各项因素 17
4. 气缸中沒有缸套的以及鑲有奧氏体缸套的发动机的磨損 31
5. 連杆軸頸和連杆軸承的磨損 63
6. 主軸頸和主軸承的磨損 86
7. 結論 99

二、汽車散热器的試驗和研究

……〔技术科学副博士馬特維耶夫 (А.И. Матвеев) 著〕 104

1. 序言 104
2. 汽車散热器 105
3. 經過試驗的散热器 109
4. 实验設備和測量仪表 115
5. 試驗的方法以及实验資料的整理 121
6. 散热器的特性曲綫 129
7. 散热器的阻力 141
8. 各項因素对散热器諸参数影响的分析 148
9. 总的結論和建議 172

三、液力偶合器的設計和計算

……〔技术科学副博士斯特罗耶夫 (С.С. Строев) 著〕 175

1. 液力偶合器的某些理論基础 175
2. 液力偶合器主要参数的选择 191
3. 結論 214

一 汽車汽油发动机曲軸連 杆機構零件的磨損

里浦格爾特、斯特魯尼可夫著

1. 摩擦和磨損的若干一般問題

機器中的摩擦與磨損兩者之間是緊密地關聯着的。一物體的表面在另一物體的表面上移動時，就發生摩擦，同時伴隨着發熱和零件的磨損。機器各運動機件之間摩擦之為害，不僅引起零件的磨損而使之報廢，而且還在于克服摩擦要耗費相當大的功率。

汽車发动机中主要的功率損失，是發生于活塞環和活塞對氣缸的摩擦以及曲軸軸頸在軸承中的摩擦。

摩擦的本質十分複雜，雖經數世紀研究，至今對此問題仍無一致的看法。目前，蘇聯的研究者一致公認，摩擦是一個伴隨着機械、物理和化學現象的複雜過程。

滑動摩擦分為三類：

- 1) 干摩擦，這時摩擦表面間沒有潤滑油，因此兩個零件互相直接接觸；
- 2) 液體摩擦，這時兩摩擦表面完全被油膜所隔開；
- 3) 不完全潤滑下的摩擦，它又可以分為三種：a) 半液摩擦；б) 半干摩擦；в) 邊界摩擦。

液體摩擦時，磨損和功率損失最小，因此，應力求改善潤滑情況以保證摩擦零件間發生液體摩擦。

液體摩擦的理論和規律，以聞名世界的偉大俄國學者 Н. П. 彼得洛夫〔5〕^①研究得最為透徹，他在他的著作中，根據潤滑的流體力學理論，證明了在正確設計而正確潤滑的軸承中，發生服從

① 方括弧中的數字是原文版文末參考文獻的編號，中譯本未附參考文獻，如需參考，可查原文版，後同。——編者

流体动力学规律的液体摩擦，并且在这种轴承中，摩擦的大小仅取决于潤滑材料的性能，而与摩擦表面的材料无关。

不完全潤滑下的摩擦是混合性的，它兼有干摩擦和液体摩擦的现象。

曲軸連杆机构中的所有零件，均在不完全潤滑的情况下工作，特別在发动机起动时，更是如此。

发动机零件磨损的主要部分，发生于不完全潤滑的摩擦（发动机中没有干摩擦）；在液体摩擦下，即当摩擦零件完全被油膜隔开时，磨损极小。

在不完全潤滑下，发生半干摩擦和半液摩擦，两者的区别仅在于摩擦表面上潤滑油量的多少。一般認為在半干摩擦下摩擦表面基本上直接接触，仅在个别地方有潤滑油层。在半液摩擦时则相反，基本上是液体摩擦，仅局部地有摩擦表面的直接接触。

边界摩擦是不完全潤滑下摩擦的第三种形式。当摩擦表面附有一层极薄的仅有几层分子組成的油膜时，才发生边界摩擦。边界潤滑下的摩擦，决定于潤滑剂边界层的特殊性质，它与容积性质不同。苏联学者研究了边界摩擦和边界潤滑的理論。

汽車发动机中，所有形式的摩擦（干摩擦、液体摩擦以及不完全潤滑下的摩擦）都不以单纯的形式出现。例如，气缸壁下部的潤滑很充分，因此当活塞向下死点运动时，活塞环和活塞对缸壁的摩擦，在气缸下部可近似地認為是液体摩擦。另一方面，活塞向上运动时（例如在排气冲程时），活塞和活塞环的潤滑条件急剧恶化，因为残留在气缸壁上的油膜，在燃烧产物和火焰的作用下发生了变化。气缸的最高部分，潤滑情况特别坏，在冷发动机起动后，这部分缸壁上可能发生压缩环对气缸的边界摩擦，甚至干摩擦。

磨损由于摩擦而发生，摩擦时，零件表面上的微粒，由于机械作用和物理化学作用逐渐从摩擦表面上分离，因而改变了零件的原始尺寸和重量。

磨損的強度取決於很多不同的因素：機構的結構特點、發動機的負荷大小和熱情況、潤滑油和燃料的質量以及潤滑油中的機械雜質等等。

應用到內燃機上，目前把磨損分為三類：機械性磨損、磨削性磨損和腐蝕性磨損。

機械性磨損。當摩擦零件間沒有潤滑油、或者有純淨而沒有機械雜質並對摩擦表面沒有任何化學作用的潤滑介質時形成的磨損，稱為機械性磨損。這種形式的磨損又稱“侵蝕”。

與機械性磨損作鬥爭的方法，在於提高零件的表面光潔度，仔細地使一個表面與另一個表面磨合併使表面間產生堅固的油膜，以消除兩摩擦面的直接接觸。

磨削性磨損。在不潔滑油潤滑下的摩擦引起的磨損，稱為磨削性磨損，此時兩摩擦表面間的潤滑油層中，有外來的金屬微粒、灰塵和碳渣等。

可以用各種方法減小磨削性磨損：一方面是在工廠製造發動機過程中，要仔細地清除發動機上的金屬屑末和殘留的型砂；另一方面要在發動機運轉過程中保證潤滑油潔淨。後者可用仔細地濾清潤滑油、防止磨料物質隨進入氣缸的空氣或通過曲軸箱的漏縫進入發動機等辦法來達到。在汽車發動機中，曲軸軸頸主要受到磨削性的磨損。

腐蝕性磨損。是由於在酸和氣體作用下，摩擦表面發生化學和電化學損壞現象所形成的磨損。發動機氣缸的上部主要遭受腐蝕性磨損。

為了減小腐蝕性磨損，可以採用耐磨的材料（奧氏體缸套、鍍鉻的活塞環等），並提高燃料和滑油的質量。此外，發動機的運轉溫度提高時，腐蝕性磨損就大大降低，因為這時防止了氣缸內水蒸汽的凝結。

發動機磨損原因的各種觀點

為了有效地與發動機的磨損作鬥爭，通曉發動機中最薄弱的環節以及其中每個零件的磨損規律和引起磨損的原因，是極端重要的。

研究證明，發動機在汽車上運轉時的損壞原因，首先是由於曲軸連杆機構各零件（如氣缸、活塞環、曲軸軸頸及曲軸軸承等）的磨損。

磨損的有害後果是由於零件表面磨損的不均勻性（如出現錐度、橢圓度、歪斜以及其他形式的單面磨損）而相當嚴重。這些現象會使發動機的工作能力降低，修理間隔期限縮短。

在汽車發動機的磨損方面，曾作過大量的科學研究工作。但是，蘇聯國產汽車發動機的磨損問題、對磨損的鬥爭方法、以及蘇聯汽車工業在延長發動機使用壽命的成就上，都還闡明得不够完全。

在某些理論問題上，存在一些毫無根據的主張和沒有被研究所証實的陳舊觀點。現在來談談對發動機零件不均勻磨損原因的若干錯誤解釋：

1) 很多研究者僅以活塞環對缸壁的压力變化來解釋氣缸沿活塞冲程長度上的不均勻磨損，他們所援引的理由是這個變动的压力當活塞自上向下運動時隨氣缸中氣體压力的降低而減小。

2) 氣缸的磨損僅決定於活塞環的彈力，而氣體（在活塞環上）的压力並不影響磨損（B. П. 格萊青〔9〕）。

3) 氣缸磨損時出現橢圓度是因為活塞對缸壁的正压力（或側压力）使活塞環產生了單向压力（H. C. 列雪特尼柯夫〔29〕）。

4) 氣缸磨損時的橢圓度是由活塞和氣缸的變形以及活塞的側压力所引起的（B. B. 叶甫列莫夫〔13〕）。

5) 氣缸沿其長度的磨損不均勻性可以用在運轉條件下產生的溫度場來解釋。

6) 連杆軸頸沿长度的不均匀磨損(錐度),是由于每两个相邻主軸承間有两个曲拐使曲軸发生弹性挠曲的结果(Ф.根福特[6], А.И.叶列茨基[12], Б.Я.金茨布尔格[7]等等)。

7) 連杆軸頸磨損时的錐度是由于油流在軸頸表面不均匀分布引起的。他們断言,在傾斜的油道下,由于油流速头的影响,顺着油道傾斜方向的那一部分軸頸比相反的一部分潤滑較為充分(П.О.查列茨基, В.С.恰卡林[15])。

上述观点的大部分是基于一定的物理定律,而且其中所指出的现象实际上发生在发动机中。但是,这些现象对气缸和連杆軸頸的磨損不均匀性在数量上有多大影响,以及具有多大的实际意义,便不清楚了。

上述主张的初步分析如下。

作用在活塞环上的气体压力对气缸的磨損确有重大的影响。但是除了压力以外,气缸的腐蝕对气缸上部的磨損亦有显著的影响,因为气缸不是在发动机大負荷时、而是在小負荷时磨損得最为强烈。

В.П. 格萊青的說法十分可疑,因为活塞环由于本身的弹力而施于气缸壁的压力,比气体压力通过活塞环的传递而施于缸壁上部的压力低得多。

用活塞和活塞环的側压力来解释气缸磨損时的橢圓度是不正确的;实际上,气缸的最大磨損发生在上部,即活塞的側压力等于零的地方。

用活塞的变形来解释气缸磨損时的橢圓度同样是不正确的,因为活塞的上部(活塞頸)并不直接与气缸接触。

气缸沿长度及圓周的磨損的不均匀性亦不能用温度场来解释。气缸沿长度和圓周的温度,曾由莫斯科高等技术学校(МВТУ) А.С.奥尔林和 А.К.捷雅契可夫[26]加以測量,結果証明,虽然温度场沿气缸长度的变化与气缸的磨損曲綫相称,但是沿圓周的温度场正好与磨損情况相反:磨損較大的不是气缸壁的較热部分,

而是較冷部分。

某些研究者关于曲軸的彈性撓曲对連杆軸頸磨損的影响的結論是沒有根据的。現代六缸四支承曲軸的剛度是足夠大的。研究証明，六缸發動機中連杆軸頸磨損時的錐度，不僅在四支承曲軸中而且也可以在七支承曲軸中看到。曲軸的彈性撓曲对連杆軸頸的不均勻磨損并無明显影响。

傾斜油道中的油流速頭对潤滑油沿連杆軸頸長度的分布均勻性的影响十分可疑。油道中油流速度并不大，且在軸頸表面的油道出口處，油流的速度還由于油道末端有很大的錐面而減小。油道中的速頭仅等于其靜壓力的很小一部分，因而不可能对潤滑油在軸頸長度上的分布情况发生明显的影響。

毫無疑問，上述的錯誤观点會轉移研究者和設計師們对闡明磨損的真正原因的注意力，且可能把他們引上不正确的道路。

从上述的簡短分析中可知，为了說明气缸沿其長度和圓周的磨損性質^①，以及这些發動機零件的磨損規律，要求进一步研究和明确过去得到的結果。

2. 研究的对象和方法

研究工作的主要部分，是在高尔基城莫洛托夫汽車厂創造新型發動機的时期中完成的。在寻找延長發動機使用寿命的过程中，繼續了這項研究工作。

研究工作的目的包括以下三个部分：

1. 闡明汽車發動機曲軸連杆机构中最易磨損的主要零件——气缸、活塞、連杆軸頸、主軸頸和軸承——的磨損原因、磨損性質和磨損規律。

2. 确定零件不均匀磨損(如形成橢圓度、錐度和歪斜等)的

① 磨損性質是磨損表面的形状和状态。磨損性質說明零件的磨損量在各方面是如何变化的(例如，气缸或軸頸沿其圓周和長度是怎样磨損的)。磨損量是磨損最后結果的数量表示，它根据零件的尺寸或重量的改变来确定。

原因。

3. 檢驗为延长发动机使用寿命而采用的或准备采用的各种措施的效能。

研究汽車发动机零件的磨損量和磨損性質，还只能通过发动机的試驗。发动机零件計算的理論方法还研究得非常不够，因此在問題的现阶段中，理論可能仅对分析发动机零件磨損时所发生的复杂现象有所帮助而已。

发动机或者在試驗台上試驗，或者装在汽車上在道路条件下进行試驗。

发动机磨損的試驗台試驗应用很广泛，但是对汽車发动机来说却并不太适合，而用来試驗气缸的磨損則根本不适用。汽車发动机在試驗台上的工作条件与在汽車上的運轉条件大不相同。想要找出近于使用条件的試驗台状况，到目前为止还是没有結果，因而在試驗台上得到的結果，照例与正常使用时所得到的結果不同。

高尔基汽車厂完全摒弃了在試驗台上作发动机磨損的一般試驗，除了試驗曲軸軸承和研究个别因素对磨損的影响以外，所有的試驗均在道路条件下进行。

发动机的道路試驗，要求对大量的試驗对象进行观察和实验。这时，所有偶然的现象易于被排除，从而消除了得出錯誤結論的可能。

研究零件的磨損性質时，采用道路試驗的方法特別簡單。

如果为了比較不同发动机中零件的磨損量而要求相同的試驗条件，这在道路条件下是难于保證的，那末为了闡明零件的磨損性質和磨損規律，条件的同一性是不一定需要的。

在大多数情况下，并不想对不同的发动机創造相同的試驗条件。但是，发动机的实际運轉条件要在下結論时加以考虑。在評價磨損性質时，道路条件的多样性是有利的因素。实际上，如果磨損性質与使用条件无关，那末这就是起源于設計上缺陷的可靠标志。

1942~1950年間，莫洛托夫汽車厂曾将許多发动机作过道路

試驗，并研究了曲軸連杆机构各零件的磨損。在此期間內，曾試驗和研究了150台以上的發動機。試驗的主要對象，是大批生產的六缸發動機ГАЗ-51和較其更早出產的ГАЗ-11發動機。М-20、ГАЗ-ММ、ЗИС-5以及許多其他廠牌的發動機，也作了試驗和研究。研究零件磨損工作中有大量的實驗。36台帶有不同的氣缸套、曲軸、連杆、活塞環和其他試驗零件的試驗發動機，進行了道路試驗。

所有發動機均在道路條件下經過磨損試驗。大部分(98台)發動機在汽車廠的設計——試驗處的試驗車間里、在作者的監督和直接參加下進行試驗。其餘的發動機是在汽車廠和高爾基城的汽車運輸單位里進行試驗，作者沒有參加，但周期地進行了巡視。17台發動機在ГАЗ-51和ГАЗ-63載重汽車上經過專門的工廠試驗和國家試驗。

上述每一台發動機在道路上的里程在10,000~70,000公里之間。當試驗循環終了(此時發動機不需要修理)，或者當個別零件如活塞環、軸瓦和氣缸等磨損後發動機需要小修時，就停止試驗，同時拆卸發動機，進行零件的測微。

試驗時所應用的燃料大都是汽車汽油，在某些情況下用Б-70號汽油。少數汽車用液態煤氣運轉，它主要由脂肪族碳氫化合物組成，其成分是：丁烯 70~80%，丙烯 3%，戊烯 10~15%，苯 10~12%以及瀝青質等。

發動機所應用的潤滑油按照供應的可能性而不同，有機器油СУ和汽車滑油(автол)兩種。

汽車全年在極不相同的條件下，在各級路面上和荒野無路地區行駛。

使用、保養和維護的條件對大部分汽車來說都是正常的。僅在某些城市和區的汽車運輸企業中，汽車在使用時違背了基本的保養規程：用代用品作為燃料；不遵守發動機潤滑油的更換期限，有時應用工作過的滑油。汽車基本上停放在車庫內。

在道路条件下試驗时,各发动机零件磨損量的变动范围很大,因而在不很多的实验下,把試驗零件的磨損与规定的标准零件的磨損加以比較并作出結論是非常冒险的。因此,为了闡明各种結構改变的效果,采用了就在同一台发动机上比較試驗零件和标准零件磨損的方法。三个气缸(或軸頸),例如第一、三、五(或第一、二、三)气缸,作为試驗零件,而其余的仍然是标准零件。在某些情况下,要在同一曲軸上进行两个不同的实验,这时試驗連杆軸頸的数量减至两个。

每一个实验同时在一、二、三台发动机上进行,同时使試驗零件和标准零件更換位置。

在同一台发动机中进行試驗的方法,有可能在完全相同的工作条件下比較試驗零件和标准零件的磨損,因此得到的結果是完全可靠的。

但是,仅可能在設計上十分成熟的发动机中应用这个方法,因为只有在这种发动机中,处于不同位置的同一种零件,在磨損上才沒有规律性的差別。由于某种不可避免的生产上和使用上的原因而引起的个别零件在磨損上的差別,照例不足以歪曲試驗的結果。

某些措施对减小磨損的影响很小,以致它将被同一种零件由于偶然的原因所引起的磨損变化量所超过,可不予考虑。实际上,这样的措施或者根本沒有效果,或者效果极小。

零件的磨損,或者可用直接測量法,或者可以根据潤滑油中的含鉄量加以估計。根据潤滑油中的含鉄量决定磨損量的方法,可以用来可靠地确定发动机的总磨損,但是在研究个别零件的磨損以及闡明不均匀磨損的原因时,这个方法是不适用的。潤滑油中的含鉄量只說明了总的磨損强度和磨損的总量,但并不涉及个别零件的磨損,而且根本不可能提供关于磨損性质的概念。

直接測量法是这样的:当对零件进行几何測量时,磨損决定于試驗前后几何尺寸的差別;而在重量測量时,則决定于零件重

量的差别。

通常只测量孔或轴的直径，并且计算在孔或轴两边的总磨损量。这个总磨损量在以后将规定称为直径上的磨损。

直径测量的缺点在于不能提供关于磨损分布的真实概念。

在研究磨损了的零件和分析磨损原因时，知道零件在什么地方受到最大的磨损以及什么地方磨损最小是极端重要的。因此，除了零件的直径测量外，还广泛采用半径(径向)测量，用这个方法可以确定气缸和曲轴轴颈的径向磨损情况。

测微技术

试验前的新零件和试验后磨损了的零件的测微，均在温度保持 $15 \sim 20^{\circ}\text{C}$ 的实验室内进行。

进行测微时，曾经应用了“量规”工厂和“红色工具制造者”工厂出产的各种量具。

为了确定ГАЗ-51和M-20发动机气缸的径向磨损，曾经设计和制造了一种专用的径向内测微器，其简图示于图1。

中心杆1与气缸轴线相重合，以此杆为基准测量磨损了的气缸上任一点的半径。用定位套筒6和10以及对中轴套7和9来保证中心杆与气缸轴线的重合。定位套筒9在下部开有四条纵向的缝，而套筒10则在上部开缝。作为定位基准的是气缸上部未磨损的环形地带和气缸下部在活塞环冲程范围以

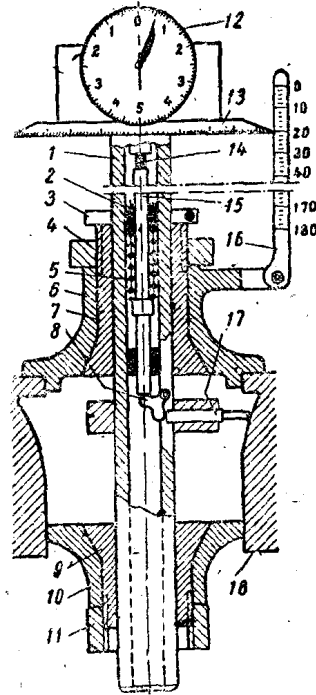


图1 用作气缸径向测量的指针式内测微器：

1—中心杆；2—衬套；3—夹头；4、11—螺帽；5—弹簧；6、10—定位套筒；7、9—对中轴套；8—小杠杆；12—指示表；13—刻度盘；14—指示表脚；15—杆；16—深度标尺；17—测量杆；18—气缸。

外的磨損很小的地帶。

儀器零件的制造精度很高，套筒 6、7、9、10 的縱軸與中心杆 1 的軸綫嚴格地相重合，因而也與氣缸縱軸相重合。中心杆 1 可與測量杆 17 一起在對中軸套 7 和 9 內轉動 360° 。轉角可用刻度盤 13 量出。中心杆可以上下移動，且可用夾頭 3 固定在沿氣缸高度的任何位置上。

測量杆 17 通過小杆 8 及杆 15 與千分表 12 相連接。

在內測微器裝到氣缸中之前，先在直徑與氣缸名義直徑相等的標準圓環中校準到零點。在計算磨損量時，要考慮到氣缸體的烙印上標出的氣缸實際原始直徑而加以修正。

在大多數情況下，在氣缸長度方向每隔 10 公厘^①測量一次，而沿圓周則在兩個方向上加以測量：第一垂直氣缸體的縱軸，第二平行氣缸體的縱軸。

為了確定氣缸沿其圓周的磨損量和磨損性質，每隔 30° 圓周測量一次。內測微器的讀數應該周期地加以校對（復驗），這時可用外測微器測量從氣缸中壓出的缸套上的小台階的方法（圖 2）。

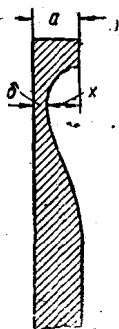


圖 2 缸套上部
磨損量的確定：

a —原始尺寸； δ —磨
損了的缸套的壁厚；
 x —磨損量。

連杆軸頸的直徑在兩個地帶上測量：第一在軸頸的前端，第二在其後端。每一地帶在兩個方向上進行測量：第一在曲柄平面內，第二在垂直曲柄的平面內。

主軸頸的直徑也在兩個地帶上沿着兩個相互垂直的方向進行測量，其中之一是與第一和第六個曲柄的方向相重合。

軸頸測量的簡圖示於圖 3。

為了得到連杆軸頸和主軸頸完整的磨損圖，應用了特別的測量方法，以決定軸頸沿其

^① 我們摒棄了過去所採用的在少數有代表性的點上測量氣缸的方法，因為在氣缸的磨損比較特殊的情況下，這種方法仍然不能闡明磨損的真象。

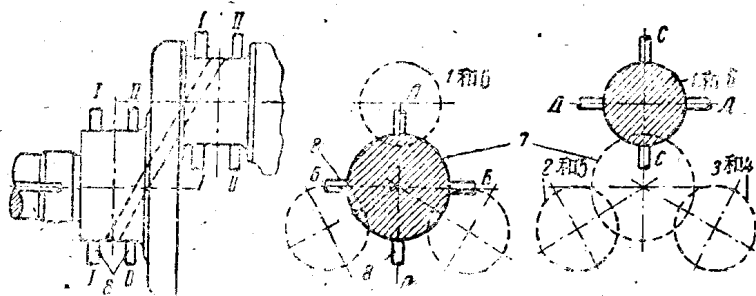


图 3 测量曲轴连杆轴颈和主轴颈直径的简图：

I—I—第一地带； II—II—第二地带（对所有轴颈）； AA—第一方向；
BB—第二方向（对主轴颈）； CC—第一方向； DD—第二方向（对连杆轴颈）；
1~6—连杆轴颈的顺序号码； 7—主轴颈； 8—测量器脚。

长度和圆周的任何点上磨损层的厚薄。曲轴用两外侧主轴颈的未磨损地带安置在精密的检验平板的V形铁上，用特殊的千分表测定每一轴颈的径向磨损量。测量磨损的大小时，以未磨损地带 a 和 u 作为原始基准（图 4）。

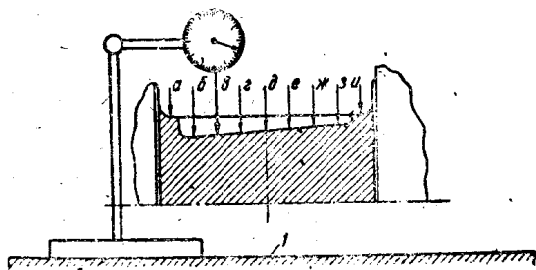


图 4 曲轴轴颈磨损的径向测量：1—检验平板。

千分表在点 a 及 u 上的读数相同，因为连杆轴颈的轴线安装得与平板的平面平行，而测量是以平板为基准的。 b 点的磨损等于千分表在 a 与 b 点的读数差（公忽）， c 点的磨损等于千分表在 a 与 c 点的读数差，以此类推。

连杆大头轴瓦和主轴承轴瓦按其厚度测量。活塞环根据其高度以及当它装在名义直径的气缸中时的搭口热间隙进行测量。

活塞销、连杆小头衬套和活塞裙均在直径上测量。