

内 容 提 要

本书是一本关于活塞环技术的专门著作，译自日本日刊工业新闻社出版的《ピストンリング》一书。书中着重介绍和分析了活塞环的设计和使用中可能发生的各种问题。另外，对于活塞环的功用、材料、加工工艺以及特殊活塞环也作了简要介绍。

本书可供从事内燃机活塞环设计、制造和使用的工人和技术人员参考，也可作为内燃机专业的大专院校师生的教学参考资料。

活 塞 环

上 海 内 燃 机

配 件 厂 译

人民交通出版社出版

(北京市安定门外和平里)

北京市书刊出版业营业许可证出字第 006 号

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

上海中华印刷厂印刷

开本: 787×1092 1/32 印张: 11.25 字数: 237 千

1978年5月第1版

1978年5月第1版 第1次印刷

印数: 0001—1.6000 册 定价: (科四) 1.15 元

(限国内发行)

译 序

在伟大的领袖和导师毛主席革命路线的指引下，我国的内燃机工业迅速发展，不仅各种类型发动机的产量大幅度上升，而且新型机种也不断研制出来。因此要求活塞环的生产也能紧紧跟上。在这样一派大好形势下，活塞环行业的广大工人和技术人员迫切希望对活塞环的技术知识有更深入和系统的了解。为此，我们遵照毛主席关于“洋为中用”的教导翻译了这本书。

本书共有九章，对活塞环的有关技术知识作了比较系统的介绍，特别对于活塞环的设计、活塞环在使用中所发生的各种问题，作了详细的分析。所以，它对于从事活塞环设计、制造和使用的技术人员和广大工农兵同志都有一定的参考价值。

但书中也有一些缺点，在翻译过程中，译者对于某些有明显错误之处作了订正，但限于水平，未免有所遗漏；另外，在文字与技术概念的翻译与表达上必然还有不少缺陷，希望广大读者批评指正。

上海内燃机配件厂

目 录

第一章 活塞环制造方法的演变	1
绪言	1
第一节 活塞环的古典制造法	2
一、同心环	2
二、偏心环	6
三、锤击环	7
第二节 自由状态下的活塞环形状	9
一、正圆毛坯环的热定型法	10
二、椭圆毛坯环	10
第三节 活塞环的靠模仿形车削	11
一、活塞环的接触压力分布	11
二、活塞环的靠模加工	12
第四节 铸造法	14
第二章 活塞环的功能	17
第一节 活塞环的运动和支承作用	18
一、基本运动	19
二、不规则运动	20
三、支承作用	22
第二节 活塞环的气密作用	23
一、保持气密的必要性	23
二、漏气通路	25

三、由于活塞环不规则运动而引起的漏气·····	27
四、因活塞环颤振而引起的漏气·····	33
五、活塞环的根数与漏气·····	34
第三节 控制机油·····	36
一、机油流过活塞环的情况·····	37
二、油膜和活塞环的作用·····	38
三、刮油环的作用·····	40
四、压缩环的刮油作用·····	41
五、机油消耗量的测量法和表示法·····	42
六、运转状态和机油消耗量·····	46
七、影响机油消耗的其它原因·····	47
第四节 传热作用·····	49
一、活塞环传热的基本分析·····	50
二、活塞温度·····	52
第三章 活塞环用的材料·····	56
第一节 活塞环材料的一般性能要求·····	56
一、耐磨性·····	56
二、贮油性·····	58
三、硬度·····	59
四、耐蚀性·····	60
五、强韧性·····	60
六、耐热性·····	61
七、弹性·····	62
第二节 活塞环用的材料·····	62
一、灰铸铁·····	63
二、球墨铸铁·····	76
三、可锻铸铁·····	77
四、合金铸铁·····	78
五、钢·····	79

第四章 活塞环的设计	80
第一节 活塞环的名称	81
一、名称	81
二、种类	81
三、符号	82
第二节 设计的基本计算公式	88
一、弹力计算公式	93
二、接触压力计算公式	99
三、应力计算公式	100
第三节 设计活塞环的基本方法	103
一、接触压力的确定	103
二、活塞环高度的确定	105
三、活塞环厚度的确定	105
四、自由开口间隙的确定	107
五、B与T的关系和纵向弯曲	108
六、扭曲环的设计	110
七、活塞环材料的选定	112
第四节 活塞与活塞环的间隙	112
一、开口间隙	112
二、侧隙	113
三、背隙	115
第五节 活塞环的断面形状和搭配	116
一、压缩环	116
二、刮油环	128
三、活塞环的开口	131
四、活塞环的止动	132
五、活塞环的搭配	133
第五章 活塞环的接触压力分布	140
第一节 接触压力分布的意义	140

第二节 接触压力分布的形状	141
一、接触压力分布的基本形状	141
二、等压分布	141
三、桃形接触压力分布	143
第三节 活塞环的自由形状和接触压力分布	144
一、阿诺德的理论	144
二、普雷斯科特的理论	157
三、两种理论的比较	161
第四节 不规则的接触压力分布	164
一、接触压力分布产生误差的原因	164
二、靠模车削机构的影响	165
三、气缸内径的影响	166
第五节 接触压力测量法	168
一、单点式接触压力测量器	168
二、多点接触压力测量器	176
第六节 活塞环的正圆度	181
一、正圆度的测量法	181
二、正圆度的分析	182
第六章 活塞环的加工	187
第一节 活塞环的机加工	188
一、两端面的加工	188
二、外圆加工	190
三、研磨加工	192
第二节 活塞环的表面处理	193
一、镀铬	194
二、镀锡	201
三、渗硫处理	202
四、磷化处理	205
五、软氮化处理	205

六、氧化处理及其它	206
第七章 特殊活塞环	207
第一节 特殊压缩环	207
一、喷钼环	207
二、四氧化三铁填充环	212
三、隔热环(火环)	215
四、楔形环	217
五、桶面环	218
六、上下端面镀铬的压缩环	219
七、钢制压缩环	219
八、带有衬环的压缩环	219
九、双片式组合环	220
十、软质表面处理环	221
第二节 特殊刮油环	222
一、装有衬簧的刮油环	222
二、钢带组合刮油环	223
三、单体式钢制U形刮油环	225
第八章 发动机运转时所产生的各种问题	226
第一节 磨损	226
一、磨损的种类	226
二、磨损试验机	233
三、活塞环的磨损现象	253
四、材质和磨损	257
五、表面处理和磨损	259
六、燃料和磨损	269
七、机油和磨损	279
八、活塞环的磨损和活塞	285
九、气缸和磨损	288

第二节 窜气	292
一、通过开口间隙的窜气	293
二、发动机运转条件的影响	295
三、窜气量的测定法	300
四、窜漏气体的成分	302
五、因颤振而引起窜气的解决方法	303
第三节 机油消耗	307
一、上油的机理	307
二、发动机的种类与机油消耗量的关系	315
三、发动机运转条件和机油消耗量	317
第四节 粘环	321
一、粘环的原因	321
二、粘环的判断	324
三、防止粘环的措施	325
第五节 折断	326
第六节 在活塞环上反映出来的发动机故障及其排除方法	328
一、不正常磨损	329
二、折断	335
三、擦伤	337
第九章 活塞环使用注意事项	340
第一节 标记和加大尺寸	340
第二节 将活塞环装到活塞上去时的注意事项	342
一、安装时平正度的保持	342
二、自由开口间隙的扩张极限	343
三、安装时开口的位置	344
四、使用前禁止加工开口	344
五、特殊刮油环的安装方法	345

六、安装状态的检查	347
第三节 将活塞装入气缸时的注意事项	348
一、活塞装入气缸的方法	348
二、活塞装入前气缸的正圆度	348
第四节 将活塞环从环槽中取出时的注意事项	349
第五节 活塞环的保存和管理	349

第一章 活塞环制造方法的演变

绪 言

活塞环的制造在内燃机工业中是最早的特殊分支之一。大约在 60 年前就已经有活塞环专业制造厂商，延续直至今天。这就说明，活塞环仅从其外形看来好象很容易制造，但实际上却存在着很大的技术上的困难。活塞环是在内燃机发展的不断刺激下发展起来的，反过来说，内燃机的进步依赖于活塞环的改进也并不过分。可以说在为数众多的内燃机零件中，活塞环是使用条件最苛刻的零件，因此它的性能好坏就对发动机具有决定性的影响。

象现在这样的金属活塞环的历史并不太久，但作为活塞环的前身——在泵上用密封环来起气密作用的历史却很悠久。古代亚洲和非洲的技术工作者们在手动鼓风机的柱塞顶上缠绕柔软的皮革；还有公元前，罗马人也在水泵的密封中使用了羊皮。再者，到近代，作为热力发动机而最初出现的纽科门（Newcomen）蒸汽机，在这种所谓瓦特蒸汽机的先驱中，也采用皮革来作密封。经过皮革时代以后，到 19 世纪初，才出现最早的金属密封环。当时，这种金属密封环大部分做成分开式的，因其本身无弹性，故须同时采用弹簧给它以弹力。这种想法直到现在，从其它观点出发仍被利用；炭精环、聚四氟乙烯环或具有外胀式衬环的铸铁环就是根据上述设想

而制成的。经多年的研制，1855 年约翰·拉姆斯博顿 (John Ramsbotton) 制成了现代本身具有弹力的整体式活塞环。其初期产品虽然原始而且价格昂贵，但历史的发展表明了这种拉姆斯博顿环不久就成为本身具有弹力的环大规模应用的第一步。

第一节 活塞环的古典制造法

活塞环的制法有多种多样，为了提高它的性能，在制造方法上也有许多变化。其中有些方法已成为过去，现不再采用，但回顾一下这种古典制造方法，对于我们更好地了解今天的活塞环也许不是无益的。

一、同心环

同心环的外径加工成比气缸直径稍大的正圆，然后再从这个正圆形的环上切去比气缸周长长出的那部分长度。

这种环加工虽简单，但当将它装入气缸时，其外圆与气缸的内圆面不完全接触，与活塞环的理想要求差距很大。

如图 1-1a 所示，若令在切去开口部分前环的半径为 R ，气缸半径为 R_0 ($R > R_0$)，则为了使环的外圆与缸壁接触，装入气缸后的活塞环的半径必须变形到等于 R_0 。

我们来研究一下环的外圆与气缸内圆接触的那部分。因为变形前的曲率 $1/R$ 与变形后的曲率 $1/R_0$ 之差与作用于断面上的力矩 M 成比例，所以下列关系式成立：

$$M = EI \left(\frac{1}{R_0} - \frac{1}{R} \right) \approx EI \frac{R - R_0}{R^2}$$

式中： E —— 弹性模量 公斤/毫米²；

I —— 断面的惯性矩

毫米⁴;

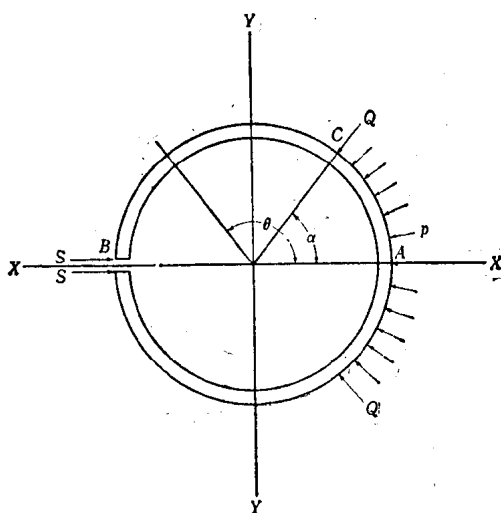


图 1-1a 同心环

从上式来看, 活塞环与气缸内圆面相接触的部分, 其弯曲力矩的大小必定是与截面的位置无关, 保持定值, 但是至少在环的开口部分, 由于其弯曲力矩为零, 在该点上, 环的曲率半径比 R_0 大, 保持等于 R 不变。由此不难想象, 这种环在整个外圆表面上是不可能全部与缸壁接触的。

根据弹性力学, 弯矩与环的接触面上的压力 p 之间有下列关系:

$$p = \frac{1}{R_0^2 B} \left(\frac{d^2 M}{d\theta^2} + M \right)$$

在活塞环无论哪一位置 θ 上, M 为值定的部分, $\frac{d^2 M}{d\theta^2} = 0$, 因此接触压力也就一定, 即 $p = \frac{1}{R_0^2 B} M$ 。

在开口处, 环必然与气缸作点接触, 虽受有径向力 S , 但在开口附近的两侧处, 由于环的曲率半径比气缸半径大, 所以不能接触。

在开口对面的接触部分, 如前所述, 压力必须保持一定, 在其两端必须产生力 Q 。接触压力 p 为定值的范围 α 应满足下式:

$$\pi - \alpha = 2 \sin \alpha + \sin \alpha \cos \alpha$$

因此, $\alpha = 1.0025 \text{ 弧度} = 57^\circ 26'$

而 p, S, Q 各有下列关系:

$$p = EI \frac{(R - R_0)}{R_0^3 B}$$

$$S = EI \frac{(R - R_0)}{R_0^3} \operatorname{cosec} \alpha$$

$$Q = EI \frac{(R - R_0)}{R_0^3} \cot \alpha$$

另外, 根据弹性力学分析的结果, 非接触部分 BC 段的径向间隙 U , 可由下式算出:

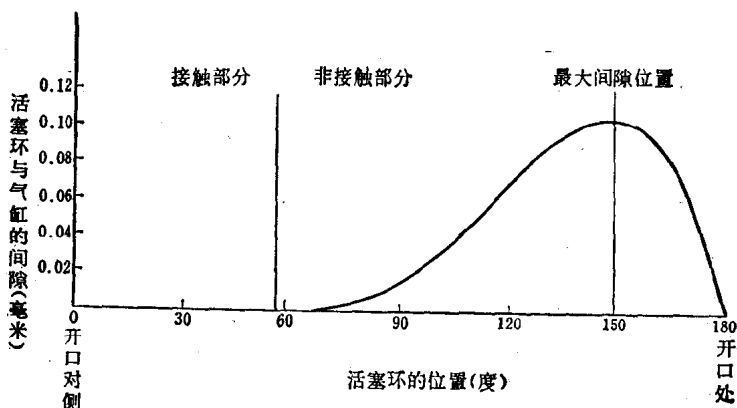


图 1-1b 同心环(当 $R - R_0 = 1$ 毫米时)与气缸的间隙

$$U = (R - R_0) (0.8638 \cos \theta + 1.0146 \sin \theta - 0.5933 \theta \cdot \cos \theta - 1)$$

虽在 B、C 点上, $U=0$, 是接触的, 但间隙的最大值位于 BC 段内, 其位置为 $\theta = 2.6 \text{ 弧度} = 149^\circ$, 也就是说, 在距开口 31° 处。其最大间隙值 $U_{\max} = 0.105 (R - R_0)$, 图 1-1b 表示上述这些关系。

关于活塞环的压力分布, 从整体来说作用力是完全平衡的, 其合力必须为 0。由于相对于通过开口的直径来说, 这些力的分布是对称的, 故在 Y 轴方向上的力当然平衡。而 X 轴方向上的力的平衡如图所表明的那样, X 轴上下两半各自必须单独平衡。也就是说下式必须成立:

$$\int_0^\alpha B p R_0 \cos \theta d\theta + Q \cos \alpha - S = 0$$

如将上述数值代入该式, 就能清楚地证明这个条件是成立的。

如上所述, 对用古典方法制成的同心环, 作弹性力学分析的结果, 归纳起来有以下几点:

1) 同心环仅在开口末端和开口对侧的一定范围内与气缸接触。

2) 不管 $(R - R_0)$ 为何值, 开口对侧的接触范围总是一定的, 其中心角为 $114^\circ 52'$, 在此范围内接触压力是均布的。

3) 在接触部分的两端产生有限的力 Q , 同时在开口部分产生力 S 。

4) p 、 S 、 Q 与 $(R - R_0)$ 成正比, 同心环的外径与缸径之差越大, 则它们的值越大。

5) 活塞环与气缸壁未接触部分的间隙 U 与 $(R - R_0)$ 成正比, 而与弹性模量和直径的绝对值无关, 其最大值为 $0.105 (R - R_0)$, 在距开口 31° 处。

6) 当同心环的外径与气缸直径相等时, 即 $R = R_0$ 时, 虽全部圆周接触, 但此时 p, Q, S 等于零; 此种活塞环不产生应有的压力。

从上述可以看出, 同心环与气缸的接触面约为整个圆周的三分之一, 从密封性上来看完全满足不了对活塞环的要求。

二、偏 心 环

活塞环厚度 T 保持一定的同心环具有上述的缺点, 那末我们是否可以这样来考虑: 如果 T 不保持定值, 也许就能克服

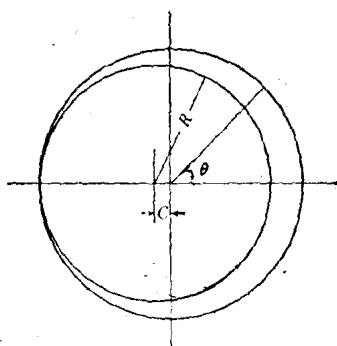


图 1-2 偏 心 环

上述缺点。图 1-2 所示, 就是这样的偏心环。这种环与同心环一样, 先将毛坯的外径加工成比公称直径 D 稍大的 $D + \Delta D$, 从圆周上切掉相当于自由开口间隙的部分, 然后车削内圆使它成为偏心环, 此偏心环在开口上的径向厚度 $T = 0$ 。分析使这种偏心环在全部圆周上与气

缸接触的条件, 则可知活塞环的接触压力 p 须作如下的分布:

$$p = \frac{EB \Delta R}{12R^4} C (7 - 8 \cos \theta) (1 + \cos \theta)^2$$

式中: E —— 弹性模量 公斤/毫米²;
 B —— 活塞环的高度 毫米;
 R —— 自由状态下活塞环的内圆半径 毫米;
 ΔR —— 自由状态下活塞环的外圆半径与气缸半径的差 毫米;
 C —— 偏心距 毫米。

即在 $\theta = \cos^{-1}\left(\frac{7}{8}\right) = 29^\circ$ 以内为负压分布, 其余的 151°

为正压分布。换言之，在开口对侧 $\pm 29^\circ$ 的范围内，如果在环的背面不加上相当于 p 的压力，就不能使环与缸壁作全面接触。

实际上，将活塞环装入气缸后的接触部分小于 151° ，即使在接触最为良好的状态下，也不会大于 151° 这个极限值。但与前面所述同心环的接触角 $57^\circ 26'$ 相比，是大了。

但是作为实际使用的活塞环，如开口处的厚度为零，则将在开口处产生漏气，从强度来说也不允许，所以在开口处必须有一定厚度。

在大正初期（1912 年左右——译者注），德国人符派尔（Föppel）为了使偏心环与缸壁作全面接触并产生相等的接触压力 p ，在理论上探讨了所需的活塞环厚度 T ，结果得到了下列环的厚度 T 与距开口角度 φ 的关系式：

$$T = \sqrt[3]{\frac{24 p D^4}{E \Delta D}} \cdot \sqrt[3]{\sin^2 \frac{\varphi}{2}}$$

从该式也可以清楚地看出，因开口处的 φ 等于零，所以 T 也应为零。但是，内外圆均为圆形，单是靠将其制成偏心，不能在各个角度上都达到公式所要求的 T 。就是说，为了实现径向厚度按上述理论变化的活塞环，必须采用比下述椭圆毛坯环加工更难的加工方法；或者如能在开口的切线方向上施加反方向的作用力，使环成闭合状态，再车内圆，这样的环就很接近于现在的活塞环了。但是本质上，由于上述理由，要得到正确的活塞环，怎么也是困难的。

三、锤 击 环

在弹力已衰退了的活塞环内圆面上用锤敲击之，则弹力可重新恢复。根据这种偶然的发现，出现了机械锤击环的制

造方法。目前这种方法仅用于大型船用活塞环；对于汽车用活塞环几乎不采用。著名的鲁道夫·狄塞尔，在他自己制造的具有革命性的新发动机上，最先采用了这种锤击环。

1938 年前后锤击环在英国曾被广泛采用，这种方法是在车成正圆的活塞环上施加压力而撑开其切口，从开口到对侧逐渐改变锤击力或滚子压力而使其成形。关于确定活塞环外形的钢模，在英国的韦尔沃西 (Wellworthy) 法中是将钢模的内圆形状作成与活塞环的自由状态形状相同。

锤击环系利用其内圆面在冷加工时的残余变形而产生弹力，因此它的优点在于甚至把活塞环外圆车小时也只是增大了自由开口间隙，弹力实际上几乎不变，另外环的滑动面即使有磨损，对弹力的影响也很小。但如果活塞环的工作温度超过 200°C ，则弹力逐渐下降；当工作温度进一步升高时，内部残留应力被除去，弹力便消失。此外，在这种环的成形加工中，不稳定因素很多，故难于获得所希望的接触压力分布。但

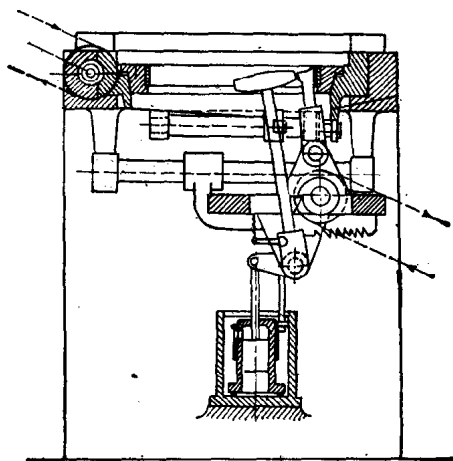


图 1-3 锤击加工机构说明图