

活塞环

郭伯翔 编

中国铁道出版社

内 容 简 介

本书系统地介绍了活塞环的理论、设计与工艺,内容包括:活塞环的运动与作用、径向压力分布与轮廓曲线的理论计算、环用材料、结构尺寸、断面形状、制造加工、表面处理、检测试验等。

本书可供从事活塞环设计、制造技术人员参考,也可作为内燃机专业院校师生学习参考资料。

活 塞 环

郑伯翔 编

中国铁道出版社出版

责任编辑 赵世福

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

中国铁道出版社印刷厂印

开本: 850×1168毫米 印张: 12.25 字数: 320 千

1987年2月 第1版 第1次印刷

印数: 0001—2,000册 定价: 3.15元



前 言

活塞环是发动机的关键零件之一，其性能与质量的好坏直接影响发动机的技术经济指标。

近十年来由于基础理论研究成果的应用、材料的改进、表面处理及测试技术的进步，活塞环在提高性能与质量方面取得较显著的成绩。

有关活塞环的理论及研究文献常散见于各书刊上，综合汇编的书藉较少。本人试从活塞环技术工作者的实用要求出发，对活塞环设计、制造作了系统地叙述，内容力求实用与连贯。

限于本人水平，在技术概念和文字表达方面可能有错误和缺陷，希望读者批评指正。

编 者

一九八五年七月

目 录

第一章 活塞环的运动与作用	1
第一节 活塞环的运动	1
一、轴向力及轴向运动	1
二、径向力及径向运动	5
三、不规则运动	7
第二节 活塞环的振动	9
一、径向振动	9
二、轴向振动	14
第三节 活塞环的密封作用	17
一、密封机理与漏气通路	17
二、环组密封系统与漏气	20
三、环的形状与漏气	27
第四节 活塞环控制机油的作用	31
一、活塞环的润滑机理	31
二、机油的控制与油耗	34
第五节 活塞环的导热作用	37
一、活塞的热负荷	37
二、活塞环的导热	38
第二章 活塞环的理论计算	44
第一节 径向压力的性质与分布	44
一、径向压力的性质	44
二、径向压力的分布	45
第二节 径向压力分布表达式	48
一、径向压力与弯矩	48
二、径向压力与曲率、位移	53

三、实用径向压力计算式	59
第三节 自由状态的轮廓曲线	70
一、直角坐标算法	71
二、极坐标算法	83
三、极坐标的矢径算法	87
第三章 活塞环材料	97
第一节 活塞环材料的性能要求	97
一、耐磨性与贮油性	97
二、抗折强度与疲劳强度	100
三、弹性模数	102
四、硬度与耐磨性	105
五、热稳定性	107
第二节 活塞环材料的种类和性质	107
一、灰 铸 铁	108
二、合金铸铁	113
三、球墨铸铁	122
四、可锻铸铁	125
五、粉末冶金	125
六、钢 材	127
第四章 活塞环结构尺寸	128
第一节 活塞环规格、种类	128
一、活塞环种类和名称	128
二、活塞环尺寸标准	155
第二节 活塞环弹力和应力	156
一、切向集中力与径向集中力	156
二、以径向压力表达的计算式	160
三、工作应力与套装应力	165
第三节 活塞环结构尺寸和间隙	174
一、径向压力的确定	174
二、活塞环结构尺寸	182

三、活塞环间隙的确定	194
第五章 活塞环断面形状	199
第一节 环断面的力学参数	199
一、断面的力学参数	199
二、环的扭曲能量	205
第二节 气环断面形状	211
一、矩形环与锥面环	211
二、桶面环与梯形环	213
三、内倒角、内外台阶环	219
四、特种气环	228
第三节 油环的断面形状	238
一、断面的力学参数	238
二、油环的断面形状	240
第四节 活塞环开口形式、定位和环组排列	249
一、环的开口形式	249
二、环的定位	251
三、环组排列	253
第六章 活塞环的制造和加工	259
第一节 制造方法发展过程	259
一、古典制造法	259
二、现代制造法	261
第二节 活塞环毛坯铸造	266
一、筒体铸造和单体铸造	266
二、单体环铸造模型	270
三、单体环铸造工艺	283
第三节 活塞环机械加工	290
一、靠模成形加工	290
二、凸轮的扁度差与环的扁度	297
第七章 活塞环的磨损与表面处理	309
第一节 活塞环磨损的性质与现象	309

一、环磨损性质	309
二、环磨损现象	310
三、影响环磨损的因素	311
第二节 活塞环镀铬	314
一、镀铬电解液和电解参数	315
二、镀铬层机械性能	317
三、镀铬层显微组织	320
四、镀铬环工艺要求	323
第三节 活塞环喷钼	326
一、喷涂层种类与性质	327
二、喷钼涂层材料	328
三、喷钼涂层性能	329
四、喷钼环工艺要求	333
第四节 活塞环其他表面处理	338
一、表层处理法	338
二、软质、硬质覆层	340
第八章 活塞环测试	347
第一节 活塞环功能测定	347
一、活塞环漏气测量	348
二、机油消耗量测量	353
三、活塞环的温度测量	358
第二节 活塞环性能测试	363
一、弹力试验	363
二、径向压力分布测定	366
三、活塞环磨损测量	371
第三节 覆层的性能检测	376
一、结合强度的检测	377
二、涂层强度试验	381

第一章 活塞环的运动与作用

第一节 活塞环的运动

作用在活塞环上的力有气体压力、环自身弹力(径向压力)、环往复运动时的惯性力、环与气缸及环槽的摩擦力、活塞左右摆动时的侧压力等,如图1—1所示。由于这些力的作用而产生活塞环的运动,如轴向运动、径向运动、回转运动等三种基本运动。此外活塞环由于它的运动特点,伴随着不规则运动,不可避免地出现轴向不规则运动引起的浮悬和轴向振动、径向不规则运动和径向振动、扭曲运动等。这种不规则运动常常妨碍活塞环发挥作用。设计活塞环时要充分发挥环运动中有利的一面,又要适当控制其不利的一面。

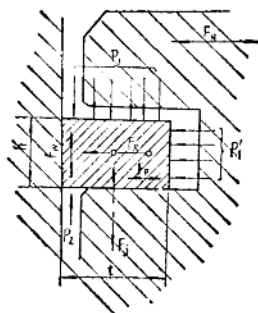


图1—1 活塞环上的作用力
 P_1 、 P'_1 、 P_2 ——气体压力; F_w 、
 F_p ——摩擦力; F_R ——环的弹力;
 F_i ——惯性力; F_N ——活塞侧压力。

一、轴向力及轴向运动

活塞环运行中理想状态下的轴向力为气体压力 P_1 与 P_2 、惯性力 F_i 、环与气缸的摩擦力 F_w 。(图1—1), 这些力使活塞环在环槽中作轴向运动。

(一) 气体压力

气体压力 P_1 即气缸内燃气压力 p_1 作用在环端面上的总气体压力, 其值随曲轴转角变化。一般柴油机的 $p_{1max} \geq 80 \text{ kgf/cm}^2$, 汽

油机的 $p_{1max} \leq 40 \text{ kgf/cm}^2$ ，其方向通常使活塞环与环槽的下端面压紧。在进气行程，特别是在强烈节流下，在部分负荷区域运行的汽油机中， p_1 也可能是负压。

气体压力不仅在各个行程中有变化，且作用在各道活塞环上的压力也是变化的。若以燃气压力为100%，经第一道环后，气体压力已降低到25%左右；经第二道环后，降低到10%左右；经第三环后，气体压力约为原来的5%。

(二) 惯性力

活塞环的往复运动加速度

$$a \approx \omega^2 \frac{S}{2} \left(\cos \varphi + \frac{\cos 2\varphi}{2\lambda} \right)$$

式中 ω ——曲轴回转角速度， $\omega = \frac{2\pi n}{60} \text{ rad/s}$ ，

n ——发动机转速， r/min ；

S ——活塞行程， $\frac{S}{2}$ 为曲轴的回转半径， cm ；

φ ——曲轴转角， rad ；

λ ——曲柄连杆机构特征参数， $\lambda = \frac{L}{S}$ ；

L ——连杆长度， $L = \lambda S$ 。

令 $k_f = \cos \varphi + \frac{\cos 2\varphi}{2\lambda}$ ，则

$$a \approx \omega^2 \frac{S}{2} k_f$$

$$\varphi = 0, \quad k_{f0} = \cos \varphi + \frac{\cos 2\varphi}{2\lambda} = \left(1 + \frac{1}{2\lambda} \right)$$

$$\varphi = \pi, \quad k_{f\pi} = \cos \varphi + \frac{\cos 2\varphi}{2\lambda} = \left(-1 + \frac{1}{2\lambda} \right)$$

$$\text{活塞环质量 } M = \frac{\pi D t h \gamma}{g}$$

活塞环上下端面的面积 $A = \pi D t$

故环单位面积上的质量

$$m = \frac{M}{A} = \frac{\pi D t h \gamma}{\pi D t g} = h \frac{\gamma}{g}$$

式中 D ——环的名义直径, cm;

h ——环高, cm;

t ——环的径向厚度, cm;

γ ——材料密度, 铸铁时 $\gamma = 7.3 \times 10^{-3} \text{ kgf/cm}^3$;

g ——重力加速度, $g = 980 \text{ cm/s}^2$ 。

环端面上的单位惯性力

$$\begin{aligned} f_i &= -ma = -h \frac{\gamma}{g} \cdot k_f w^2 \frac{S}{2} \\ &= -\frac{7.3 \times 10^{-3}}{980} \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 k_f \cdot h \frac{S}{2} \\ &= -4.085 k_f h S n^2 \times 10^{-8} \quad (1-1) \end{aligned}$$

惯性力是活塞强迫活塞环在气缸中作轴向往复运动时产生的反作用力, 其方向与活塞的加速度方向相反。因此, 当活塞在上止点附近, 惯性力力图使环离开环槽的下端面; 当活塞在下止点附近, 惯性力的作用刚好相反, 它使活塞环压向环槽下端。当活塞运动方向改变时, 即在上、下止点附近, 惯性力达到最大值, 惯性力的这种周期性变化, 使活塞环在环槽中上、下运动。

由式(1-1)知, 惯性力是与转速的平方成正比; 对于高速发动机, 显然活塞环的质量不大, 然而由于转速高, 惯性力也会剧烈增大。惯性力与环高成正比, 减小环高, 可相应地降低惯性力。

(三) 轴向运动

活塞环受轴向力的作用, 使其在环槽中作轴向运动。气体压力 P_1 使环与环槽的下端面压紧; 惯性力 F_i 使活塞环作周期性的脱离环槽下端面, 继而又压紧下端面。除了上述两种作用力外, 还有摩擦力和机油压力影响环的运动。

活塞环工作表面与气缸壁之间的摩擦力 F_w , 其方向总与活塞瞬时运动的方向相反, 即当活塞下行时, 使环趋向于脱离环槽的下端面; 当活塞上行时, 它使环趋向于贴紧环槽的下端面。

机油压力 F_o , 对于飞溅润滑的发动机, 当活塞上行时此力

很小，而且气缸壁上的油膜很薄，故在正常润滑情况下，不可能从缸壁上刮起很多机油；当活塞下行时，特别是下几道环区、活塞的下半行程中，因为气缸壁上附有较厚的油膜，活塞环如以较高的速度刮油，被刮下的机油能形成较大的压力；油压作用在环的下表面，方向向上。

摩擦力与机油压力对活塞环轴向运动的影响不是很大，可以认为环的轴向运动主要由气体压力和惯性力作用的结果。

各道活塞环的气体压力值变化很大，不同转速时的惯性力变化也很大，因而在分析活塞环运动时，要区别第一道环和第二道环，要区别发动机是高转速还是低转速。

通常，第一道气环在进气和排气行程，由于气体压力小，环的运动主要受惯性力支配；在压缩和膨胀行程，气体压力很大，抵消了惯性力的影响，气体压力占支配地位。通常四冲程发动机除进气行程外，在压缩、膨胀、排气各行程中，以及二冲程发动机的各行程中，第一道环多半是与环槽的下端面接触。高速的四冲程发动机，由于环的惯性力增大，在排气行程中，环有可能脱离环槽下端面而呈浮悬状态。

对于第二道环，气体压力 P_2 只有 P_1 的 $\frac{1}{4}$ 左右，如不能克服惯性力的影响，则发动机即使在压缩和膨胀行程，活塞环也可能脱离环槽下端面，或浮悬或压紧环槽上端面，这随活塞环的惯性力大小而异。亦即发动机在不同转速下运转，第二道环于压缩和膨胀行程会较多地出现环的浮悬现象。

根据活塞环轴向运动的测量表明，汽油机的第一道环在进气行程上止点前约 130° 曲轴转角至上止点后约 160° 曲轴转角之间，由于惯性力的作用，活塞环停留在环槽的上端面。当气缸内压力 p_1 和气环之间压力 p_2 相等时，活塞环开始脱离环槽下端面，形成若接若离状态，活塞环发生颤振和浮悬。产生颤振的位置必然是 p_1 和 p_2 相等处。发动机转速较低时，颤振发生于膨胀行程，约在上止点后 $75 \sim 85^\circ$ 曲轴转角处；发动机转速提高后，颤振延迟，发生在排气行程之始；转速再进一步提高，则颤振消失。汽油机的

第二道气环随着转速的提高。在膨胀行程的上止点后开始脱离环槽下端面,由于惯性力趋于减小,环又立即向下接触环槽下端面。

增压柴油机活塞环的轴向运动,在燃烧压力较高的情况下, $p_1 = p_2$ 的点早在曲轴转角 50° 处出现。其后活塞环运动只受惯性力支配,第一道环立即被抬高与环槽上端面紧紧接触,因此,环间的气体被阻不能退回燃烧室,结果导致 $p_2 > p_1$ 的情况延续。从而,在一个循环中,除了当燃烧室压力很高的时期外,第一道环与环槽上端面保持紧密接触。由于整个循环内 p_2 不减小,故第二道环一直停留在环槽的下端面。第三道环和油环仅随着惯性力和摩擦力而上、下运动。

活塞环的轴向运动,周期性的与环槽的上下端面脱离或接触,这种现象从密封角度来看是不希望的。可是从防止环槽积碳和避免环与环槽胶结方面,也有其必要性,问题是环的浮悬与颤振。环在环槽中浮悬,它与环槽的上下端面均不接触,丧失了密封作用。当发动机转速提高,环的惯性力增大,使它和环的往复运动不能同步,增加了环在环槽里的浮悬次数,这种不规则的轴向运动,使环的自振和活塞运动的强迫振动形成谐振,引起活塞环的轴向振动,增大漏气量,增加环的磨损。

作用在油环上的气体压力很小,三环组时 $P_3 \approx \frac{P_1}{10}$;四环组时 $P_4 \approx \frac{P_1}{20}$,故油环主要受惯性力的影响。在惯性力作用下,油环比气环提前脱离环槽下端面而上浮,随后气环脱离环槽下端面。气环一旦上浮,漏气量立即增大,流入气环和油环间的气体,其压力又迫使油环脱离环槽上端面而下落,造成油环的颤振。发动机转速越高,油环的颤振越激烈。

二、径向力及径向运动

活塞环在运行中的径向力为环背面气体压力 P_1 和环自身弹力 F_R (图1—1)。这两种径向力的方向相同,使活塞环的工作表面贴紧于气缸壁,环不会产生径向运动。但气缸的内径尺寸

由于加工后的圆柱度误差，紧固后的机械变形、燃烧温度引起的热变形，以及磨损等原因，缸径尺寸沿轴线发生变化，此时环背的气体压力和环的弹力将使环适应缸径变化而作径向运动。

活塞在气缸内往复运动时，由于连杆机构而产生侧压力，使活塞左右摇摆，导致活塞环作径向运动。如图 1—2 所示，连杆上的作用力 BC ，活塞上的反作用力 BC' ，可分解为轴向力 BE 及径向力 BD ， BD 压向气缸壁，即为侧压力 F_N ，其值为

$$F_N = F \operatorname{tg} \beta$$

F ——作用在活塞上的气体压力和惯性力的合力。

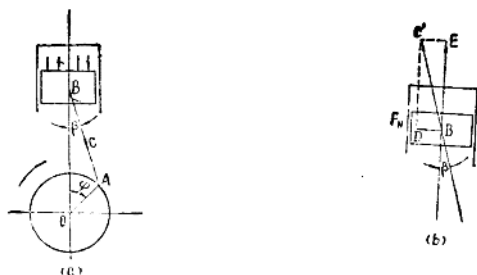


图 1—2 活塞的侧压力分析

侧压力不仅变更方向且改变大小，侧压力 F_N 可按连杆的摆角 β 来计算，即

$$\sin \beta = \frac{\sin \varphi}{2\lambda}$$

式中 φ ——曲轴转角；

λ ——曲柄连杆机构特征参数， $\lambda = \frac{L}{S}$ 。

一般发动机的 $\lambda = 1.5 \sim 2.8$ ，相应的连杆最大摆角 $\beta_{\max} = 10^\circ 20' \sim 19^\circ 30'$ ，则

$$\operatorname{tg} \beta_{\max} = 0.1823 \sim 0.3156$$

$$\therefore F_{N_{\max}} \approx (0.2 \sim 0.3) F$$

即侧压力是活塞上作用力(气体压力和惯性力的合力)的 20~

30%，远远大于环背的气体压力，迫使活塞环作径向运动。

活塞环的开口、容易引起径向振动；当环的自振频率和活塞往复运动周期相协调而引起谐振时，环的径向振幅增大，使环外圆工作面与气缸脱离接触，导致环性能降低、断环、活塞发热。

三、不规则运动

活塞环的运动状态是与它的配合表面性质和工作介质有关，气缸的工作表面状态影响环的轴向运动，环槽的端面状态，则影响环的径向运动。由于这些面的加工误差、光洁度、变形量以及参与运动的燃烧产物、油渣等的分布形态和数量等原因，环的径向运动不可能是理想的平面平行位移，环的轴向运动也不可能是与活塞的同轴运动，这样，形成环的不规则运动。

即使气缸没有变形和磨损，活塞运动时的头部摆动使环可能与气缸壁或环槽下端面呈线接触。若环槽变形，轴向力与气体压力相等，轴向力抵消，环随时有向上悬浮的可能；若活塞环头部倾斜，环工作面仅下缘与气缸壁线接触，径向力与气体压力相等，即径向力抵消。活塞倾斜时，环的工作表面往往既有上缘与气缸壁接触，同时环对面一端的下缘又与气缸壁接触，引起环的径向运动。这种现象从环磨损后的工作表面呈圆桶形可以证实。

活塞环在环槽中的不规则运动是一种复杂的运动过程，即在轴向、径向运动的同时伴随有回转、扭曲等运动。

(一) 回转运动

活塞往复运动时，侧压力变更方向，使环在垂直于活塞销的平面内作径向运动，如图1—3所示，环圆心由 a 移至 c 。如果在环上的作用力，既有径向分量又有切向分量，则环将在圆周方

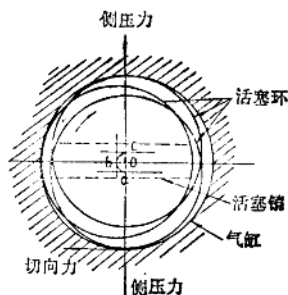


图1—3 活塞倾斜时，环的回转运动

向作微小的转动，即产生环的回转运动，环的圆心将沿 $a \rightarrow b \rightarrow c$ 的轨迹而运动。

造成活塞环回转运动的原因是：连杆机构的零件不可能完全对称，也不是绝对刚体；曲轴在爆发压力下发生弹性弯曲变形；发动机运动部件在制造和装配时的误差；曲柄销、活塞销在活塞轴线和气缸轴线的相互角度位置略有偏差。这样，环在活塞倾斜时不可避免地将在气缸中发生转动或滚动。据德国航空研究所的介绍，环的回转运动和发动机的转速、气缸的变形及磨损、环的径向压力分布等有着密切关系。

活塞环的微量转动能防止环的偏磨、局部过热和卡死。但对于横流扫气的二冲程发动机，环的转动将使环的开口刮碰进、排气口，造成断环事故，为了阻止环的回转，活塞上装有定位销。

（二）扭曲运动

造成活塞环扭曲的原因，首先是环在环槽中的位置不正常，使环有可能在环槽中歪斜。当活塞刚刚经过上止点之后，变换环槽上、下端面的接触位置时，活塞环受到很大的由上向下的气体压力，于是环槽下端面的摩擦阻力增高，阻碍了环在环槽中的横向位移（径向运动）。而活塞高速下降，环工作表面与气缸间的摩擦阻力和机油压力剧烈升高，产生的力矩导致环断面扭曲。

由于气缸变形和环的径向压力分布不均，往复运动中环周各处所受摩擦力的作用不相等，所以环周各个断面所受的扭曲力矩也不相同，成为复杂的波浪式扭曲变形。活塞环的开口部分有似悬臂梁的受扭，因此，开口部分最容易扭曲，而开口对面的环脊处，其扭曲角最小。

活塞环部分地因扭曲而接触于环槽上端面或环槽下端面，反复波动形成扭曲振动。当环的自振频率和活塞往复运动的周期相协调时，引起谐振加大振幅，成为环槽磨损、环上、下端面磨损、断环等原因。

第二节 活塞环的振动

活塞环的各种运动均可能引起环的谐振。活塞环的径向运动，导致环的圆周工作面受到气缸壁周期性的撞击、挤压、摩擦，故环受压弯曲，引起环的径向振动；环的轴向运动，导致环受环槽上下端面的撞击；环的平面挠曲，引起环的轴向振动。

环的振动是一个复杂的综合振动过程，它既有环面受侧压力撞击的单纯径向振动；又有环受挤压的弯曲振动；有环平面受上、下撞击的单纯轴向振动，又有环扭曲变形的扭曲振动。

一、径向振动

活塞环的径向振幅增大，环的外圆就和缸壁脱离接触，这使环的性能和作用降低。环的径向振动随发动机转速的增高而逐渐增大。

活塞环的径向振动近似于无开口圆环的弯曲振动，或者是圆环弯曲的同时又受到扭曲振动。将活塞环的振动看成是连杆平面振动的一种形式，故梁的横振动理论也适用于活塞环的径向振动。

(一) 圆环的弯曲振动

设一无开口圆环，具有活塞环相同的断面尺寸。圆环径向运动时在平面内弯曲，产生径向位移，同时，由于圆环作回转运动，产生切向位移。

圆环径向位移和切向位移时有平面弯曲振动，其固有振动频率计算式，根据Timoshenko^[1]式

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{EJ_n}{\rho_n A r_n^4} \cdot \frac{n^2(n^2 - 1)^2}{n^2 + 1}} \quad (1-2-1)$$

式中 f_n ——第 n 振型的频率；

[1] S. Timoshenko, *Vibration Problems in Engineering*

n ——圆周的波数, 或节点数的一半,

ρ_r ——单位体积的质量, $\text{kg} \cdot \text{s}^2 / \text{cm}^4$;

E ——弹性模数, kgf / cm^2 ;

A ——圆环断面积, cm^2 。

在式(1-2-1)中, 当 $n=1$, 则 $f_r=0$, 在此情况下径向位移 $u=a_1 \cos \theta$, 切向位移 $v=a_1 \sin \theta$, 圆环为刚体运动, 如图 1-4 a 所示, 振幅 a_1 项代表圆环顺 x 方向的刚体运动。当 $n=2$ 时, 圆环按基本弯曲振型振动, 在此振动过程中, 圆环的极端位置如图 (1-4 b) 虚线所示。

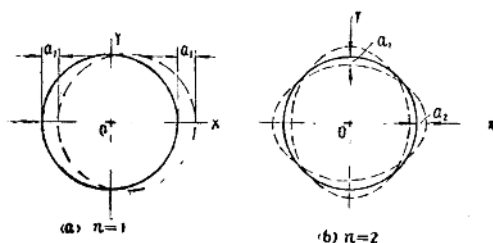


图 1-4 圆环的弯曲振动

改写 Timoshenko 圆环弯曲振动式

令 γ ——材料密度, g / cm^3 ;

g ——重力加速度, $g=980 \text{ cm} / \text{s}^2$ 。

则 $\rho_r = 1000 \frac{\gamma}{g}$, $\text{kg} \cdot \text{s}^2 / \text{cm}^4$

$$\frac{E}{\rho_r} = \frac{Eg}{1000 \cdot \gamma} = \frac{E'}{\gamma}$$

式中 $E' = \frac{Eg}{1000}$, dyn / cm^2 。

并以 $J_v = \frac{ht^3}{12}$, $A = ht$, $\frac{1}{r_m} = \frac{1}{R \left(1 - \frac{t}{D} \right)} \approx \frac{1}{R}$

代入式 (1-2) 得