

doi:10.3969/j.issn.1672-4348.2021.06.002

# 一种活塞环压力分布与自由形状计算方法

陈庆红<sup>1</sup>, 陈丙三<sup>2</sup>, 张平山<sup>3</sup>

- (1.福建林业职业技术学院 信息工程系,福建 南平 353000;
- 2.福建工程学院 机械与汽车工程学院,福建 福州 350118;
- 3.华闽南配集团股份有限公司,福建 南平 353000)

**摘要:**通过分析不同特性的非均压高点环非仅为余弦函数压力分布,应用有限元分析软件,基于静态缩减法求解活塞环接触节点位移的数值方法,参考 Arnold 径向压力分布表达式,得到引入压力分布形状系数,且适用于最大相对压力  $1 < i_m \leq 2.22$ ,呈卡腰葫芦形压力分布形状的活塞环压力分布表达式和自由形状的计算方法。通过实例验证,该计算方法达到活塞环设计要求。

**关键词:** 活塞环; 压力分布; 自由形状; 形状系数

中图分类号: TH163                      文献标志码: A                      文章编号: 1672-4348(2021)06-0515-05

## Study on a calculation method of piston ring pressure distribution and free form

CHEN Qinghong<sup>1</sup>, CHEN Bingsan<sup>2</sup>, ZHANG Pingshan<sup>3</sup>

- (1. Information Technology Department, Fujian Forestry Vocational & Technical College, Nanping 353000, China;
2. School of Mechanical and Automotive Engineering, Fujian University of Technology, Fuzhou 350118, China;
3. Hua Min Nan Pei Group Co., Ltd., Nanping 353000, China)

**Abstract:** By analyzing the non-uniform pressure high point ring with different characteristics, which is a non-cosine function pressure distribution, using the finite element analysis software, the numerical method for solving the contact node displacement of the piston ring based on the static reduction method, and referring to the Arnold radial pressure distribution expression, the form coefficient of the introduced pressure distribution was obtained. This method is also suitable for obtaining piston ring pressure distribution expression and calculation method of free form in the shape of clamping waist gourd pressure distribution when the maximum relative pressure is  $1 < i_m \leq 2.22$ . The example verifies that the calculation method can meet the design requirements of piston ring.

**Keywords:** piston ring; pressure distribution; free form; form coefficient

活塞环是燃油发动机内部的核心部件,它和汽缸、活塞、汽缸壁等一起完成密封、润滑、导热、支承的作用。随着发动机向高速、高负荷的方向发展,对活塞环使用性能的要求也越来越高<sup>[1]</sup>。对活塞环的使用性能影响最大的是活塞环的压力分布与自由形状,活塞环设计与计算的基础也是活塞环的压力分布与自由形状。从力学上研究活

塞环的压力分布与自由形状关系的有金茨布尔格(Б.Я.Гинцб-ург)、阿诺尔德(H. Arnold)和普莱斯科德(Prescott)理论公式,不同的活塞环制造企业对活塞环的压力分布理论各有青睐。四冲程内燃机,应用最多的是非均压高点环的压力分布,即开口处的径向压力高于平均压力。非均压高点环国内研究较多的是非仅为余弦函数压力分布表达式,

收稿日期: 2021-11-06

基金项目: 福建省自然科学基金项目(2020J01874,2020J01869)

第一作者简介: 陈庆红(1976—),女,福建南平人,副教授,高工,研究方向:工业产品设计与制造。

这种压力分布表达式无法直接反应活塞环压力分布曲线的变化趋势。本文通过分析不同特性的非均压高点环压力分布,参考 Arnold 径向压力分布表达式,得到引入活塞环压力分布形状系数的活塞环压力分布表达式和自由形状的计算方法。该表达式引入活塞环压力分布形状系数,能更有效反应活塞环压力分布曲线变化。

1 非仅为余弦函数压力分布表达式

活塞环的理想状态是相对活塞环开口方向对称,其压力分布与自由形状也是相对开口方向对称。赵高晖等<sup>[2]</sup>研究活塞环压力分布函数为偶函数,除余弦函数外,有多种偶函数的形式,如  $\theta^2$ 、 $\theta\sin\theta$ 、 $\sin^2\theta$  等,优化组合后,将具有偶函数特性的压力分布  $P(\theta)$  表达为:

$$P(\theta) = \frac{P_m}{r_m}(1 + a_2 \theta^2 + c_1 \cos\theta + c_2 \cos 2\theta) \quad (1)$$

式中:  $P_m$  为平均面压,  $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2}$ ;  $r_m$  为待定系数;  $a_2$ 、 $c_1$ 、 $c_2$  为各函数系数。

为了保证活塞环的静力平衡,应有:

$$\int_{-\pi}^{\pi} P(\theta) \cos\theta d\theta = \frac{P_m}{r_m} \int_{-\pi}^{\pi} (1 + a_2 \theta^2 + c_1 \cos\theta + c_2 \cos 2\theta) \cos\theta d\theta = 0 \quad (2)$$

由式(2)可得:  $\frac{c_1}{a_2} = 4$

平均面压  $P_m$  表达式为:

$$P_m = \frac{\int_0^{\pi} P(\theta) d\theta}{\pi} = \frac{P_m}{r_m} \left( 1 + \frac{\pi^2}{3} a_2 \right) \quad (3)$$

非均压高点环,有:  $\frac{P(\pi)}{P_m} > \frac{P(0)}{P_m}$ ,

$$\text{即} \frac{P_m}{r_m} (1 + a_2 \pi^2 + c_1 + c_2) > \frac{P_m}{r_m} (1 + c_1 + c_2)$$

经运算可得:

$$\frac{c_2}{a_2} > 4 - \pi^2 \left( 1 - \frac{P(\pi)}{3 P_m} \right) \quad (4)$$

式(4)是选择  $c_2/a_2$  比值的一个基本条件。

对式(1)求其极值点可得:

$$\frac{dP(\theta)}{d\theta} = 2 a_2 \frac{P_m}{r_m} \left( \theta - \frac{c_1}{2 a_2} \sin\theta - \frac{c_2}{a_2} \sin 2\theta \right) = 0$$

即

$$\theta - 2 \sin\theta - \frac{c_2}{a_2} \sin 2\theta = 0 \quad (5)$$

由式(5)可知,  $\theta = 0$  为极值点,而  $\theta = \pi$  不是极值点。对于非均压高点环,径向压力的极小值点处的  $\theta_{\min}$  值与  $c_2/a_2$  的比值成正比,即:

$$\theta_{\min} = f\left(\frac{c_2}{a_2}\right) \quad (6)$$

结合式(6)、 $P(\pi)/P_m$  以及  $P_{\min}$ ,得表 1 结果。

表 1 非仅为余弦函数压力分布表达式  $P(\theta)$  的特性  
Tab.1 Characteristics of pressure distribution expression  $P(\theta)$

$c_2/a_2$	$\theta_{\min}/(^{\circ})$	$P_{\pi}/P_m$
1.0	97.90	2.90
1.2	97.03	2.82
1.4	96.33	2.75
1.7	95.49	2.67
2.1	94.67	2.58

2 一种引入压力分布形状系数的活塞环压力分布表达式

活塞环未工作时是自由状态的,装入气缸后闭合为正圆状态,见图 1。假定在  $y = 0$  的环背处(图 1 中 A 点处)其变形前后的位移为零,活塞环为刚性体,从自由状态到闭合状态环上各点对缸壁将产生一定压力<sup>[3]</sup>,压力大小与活塞环设计时的压力分布直接相关。活塞环上各点位移量不同,对缸壁产生的径向压力也不同。

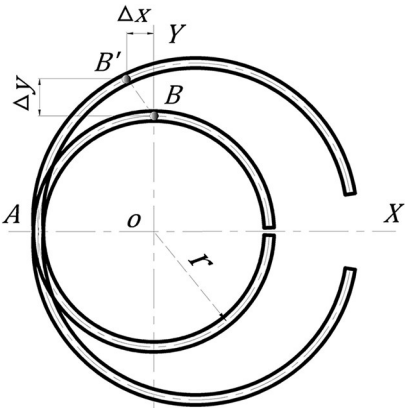


图 1 活塞环自由状态与闭合工作状态示意图  
Fig.1 Schematic diagram of free state and closed state of piston ring

对表 1 中各特性的压力分布表达式  $P(\theta)$  进行计算,采用微分几何法计算它们自由形状,利用基于静态缩减法快速求解活塞环接触节点位移的数值方法<sup>[4]</sup>,应用有限元分析软件 ANSYS Work-

bench 对活塞环自由状态到工作状态进行分析<sup>[5]</sup>。随着活塞环开口处压力与平均面压比值由大变小,活塞环的压力分布形状曲线也从梨形—桃形—卡腰葫芦形变化,见图 2。

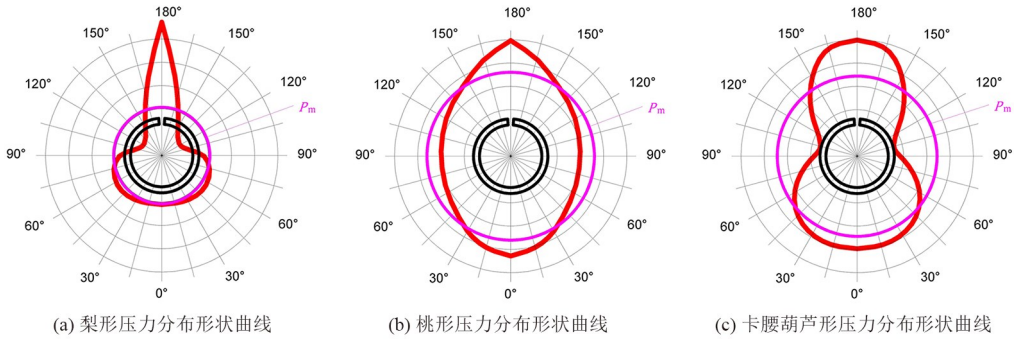


图 2 随  $P_{\pi}/P_m$  比值变化的活塞环压力分布形状曲线

Fig.2 Shape curve of piston ring pressure distribution varying with  $P_{\pi}/P_m$  ratio

式(1)应用的是  $\theta^2$ 、 $\cos\theta$ 、 $\cos2\theta$  偶函数,活塞环压力分布是在平均面压  $P_m$  一定范围内变化的,不同角度其压力值也不同。将  $\cos3\theta$  偶函数替代式(1)中的  $\theta^2$ 、 $\cos\theta$  偶函数,参考 Arnold 压力分布表达式<sup>[6]</sup>,引入压力分布形状系数  $n$  和  $l$ ,并用 Matlab 软件进行仿真验证。得到引入压力分布形状系数的压力分布表达式:

$$P(\theta) = P_m(1 + n\cos2\theta + l\cos3\theta) \quad (7)$$

式中,  $P_m$  为平均面压,  $\text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$ ;  $\theta$  为坐标角度, ( $^{\circ}$ );  $n$  和  $l$  为压力分布形状系数。

对于平均面压,  $P_m = \frac{\int_0^{\pi} P(\theta) d\theta}{\pi} =$

$\int_0^{\pi} [P_m(1 + n\cos2\theta + l\cos3\theta)] d\theta / \pi$  可得:

$$\sin\theta [-3l(3 - 4\sin^2\theta) - 4n\cos\theta] = 0 \quad (8)$$

由(8)式,令  $\sin\theta = 0$  和  $3l(3 - 4\sin^2\theta) + 4n\cos\theta = 0$ 。设  $u = \cos\theta$ ;  $n/l = c$ , 代入后得:

$$12u^2 + 4cu - 3 = 0 \quad (9)$$

取其极大极小值,可得:  $u_1 = 1$ ;  $u_2 = -0.25$ , 对应的  $\theta_{\max} = 0$ ,  $\theta_{\min} = 104.5^{\circ}$ ; 将  $u_2 = -0.25$  代入(7)式,得

$$c = \frac{n}{l} = -2.25 \quad (10)$$

为防止活塞环与缸壁间产生不贴合现象,最小压力不应小于 0,即:

$$P_{\min} = P_m \left( 1 + n\cos2\theta_{\min} - \frac{n}{2.25}\cos3\theta_{\min} \right) \geq 0 \quad (11)$$

由式(11)得  $n = 0.85$ ;  $l = -\frac{0.85}{2.25} = -0.37$ 。将

$n$  和  $l$  代入(7)式,可确定开口处最大相对压力并

完全贴合的环:  $i_m = \frac{P_{\pi}}{P_m} = 2.22$ ,  $i_m$  为最大相对压力。对非均压高点环,开口处压力不小于平均压力,则开口处相对压力应在  $2.22 \geq i > 1$  范围内变化。只要设计时给定了最大相对压力值与平均面压值就可以计算出活塞环的压力分布。

以活塞环最大相对压力  $i_c = 1.6$ ,  $P_m = 1.6 \text{ kg/cm}^2$  设计为例,与此  $i_c$  值相应的系数  $n_c = 0.42$ ;  $l_c = -0.18$ 。这样,压力函数表达式变成:

$$P(\theta) = 1.6(0.42\cos2\theta - 0.18\cos3\theta) \quad (12)$$

随角度变化的压力分布函数  $P(\theta)$  的计算值如表 2 所示。

活塞环压力分布曲线如图 3 所示,完全符合卡腰葫芦形压力分布形状曲线。此压力分布表达式适用于最大相对压力  $i_m \leq 2.22$ ,呈卡腰葫芦形压力分布形状的活塞环设计。对于最大相对压力  $i_m \geq 2.86$  的高点环,环开口处压力较大,润滑条件最差且磨损最快<sup>[7]</sup>,故此处对缸壁的径向压力急剧下降,大大缩短了活塞环的使用寿命<sup>[8]</sup>。为延长环的使用寿命,须将环周径向压力分布进行适当的修正,使环在一定的使用期间内,即使磨损,环外周还能保持对缸壁有充分的压力以保持良好的密封<sup>[9]</sup>,并获得沿环周有“等强度”的使用寿命。而卡腰葫芦形压力分布曲线,解决了这一

问题,这种压力分布的活塞环在高速四冲程内燃机中的应用越来越广泛。

表 2 随角度变化的压力分布函数  $P(\theta)$  的计算值

Tab.2 Calculated value of pressure distribution function  $p$  varying with angle

角度 $\theta/$ ( $^{\circ}$ )	压力分布值 $P /$ ( $\text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$ )	角度 $\theta/$ ( $^{\circ}$ )	压力分布值 $P /$ ( $\text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$ )	角度 $\theta/$ ( $^{\circ}$ )	压力分布值 $P /$ ( $\text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$ )
0	1.984	75	1.221	135	1.397
15	1.979	90	0.928	150	1.936
30	1.936	104.5	0.814	165	2.385
45	1.803	105	0.815	180	2.560
60	1.552	120	0.976		

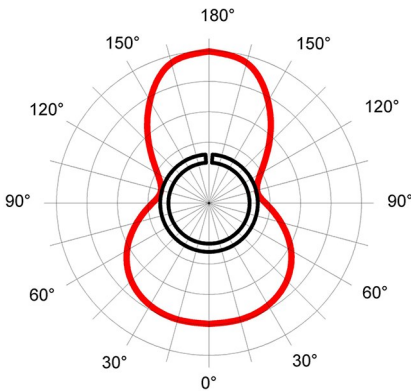


图 3  $P_{\pi}/P_m=1.6$  时活塞环径向压力分布形状曲线  
Fig.3 Radial pressure distribution curve of piston ring when  $P_{\pi}/P_m=1.6$

3 活塞环自由形状的计算

活塞环由闭合工作状态到自由状态,圆周上各点半径方向会产生位移增量。如图 1 所示,假设 A 点不动,B 点移动到 B' 点,在 X 轴方向移动了  $\Delta x$ ,Y 轴方向移动了  $\Delta y$ 。 $i_c = 1.6$  时,活塞环上各点的半径方向位移增量的表达式为:

$$\Delta r_m = L \left( \frac{L}{D_m} \Delta y + \Delta x \right) \tag{13}$$

式中,  $L$  为活塞环自由状态开口值,mm;  $D_m$  为活塞环中性轴直径,mm。

4 实例计算和检测结果

4.1 实例计算

以某缸径的活塞环为例,材料为合金铸铁,活塞环的主要尺寸为:仿形加工后外径  $D = 101.60$  mm,中性轴直径  $D_m = 97.00$  mm,活塞环轴向厚度

$h = 2.5$  mm,活塞环径向厚度  $t = 4.6$  mm,活塞环自由开口尺寸  $L = 17$  mm,应用式(13)计算活塞环各点中性轴半径方向位移增量  $\Delta r_m$ ,见表 3。

$$\Delta r_m = 17 \left( \frac{17}{97} \Delta y + \Delta x \right) = 17(0.175 \, 3 \Delta y + \Delta x)$$

4.2 活塞环径向压力检测

活塞环径向压力分布的测量方法较多,常用的有单点法、多点法、局部薄壁测量法(测量原理见图 4)。因局部薄壁测量法测量装置简单,复现性和测量精度较好<sup>[10]</sup>。采用活塞环径向压力局部薄壁测量仪,对本实例仿形加工内外圆后的活塞环检测其微应变,得到  $0^{\circ} \sim 180^{\circ}$  径向压力值见表 4,绘制其压力分布曲线见图 5。图 5 与图 3 压力分布形状曲线对比可以看出,因测量仪器精度等问题,在活塞环压力最低点测量值会稍有误差,而卡腰葫芦形的压力分布形状仍保持不变,实现了设计要求。

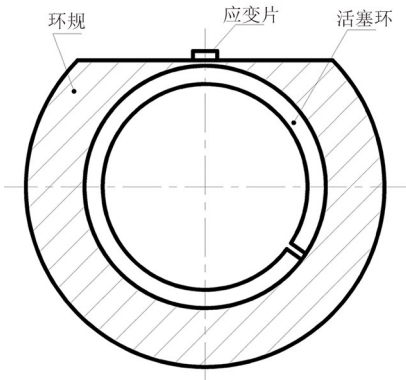


图 4 活塞环径向压力局部薄壁测量法原理图  
Fig.4 Schematic diagram of local thin wall measurement method for radial pressure of piston ring

表 3 活塞环  $\Delta r_m$  值

Tab.3 Piston ring  $\Delta r_m$  value

角度 $\varphi /$ ( $^{\circ}$ )	$\Delta r_m /$ mm	角度 $\varphi /$ ( $^{\circ}$ )	$\Delta r_m /$ mm	角度 $\varphi /$ ( $^{\circ}$ )	$\Delta r_m /$ mm	角度 $\varphi /$ ( $^{\circ}$ )	$\Delta r_m /$ mm	角度 $\varphi /$ ( $^{\circ}$ )	$\Delta r_m /$ mm
0	1.879	40	2.183	80	2.826	120	3.112	160	2.330
10	1.899	50	2.333	90	2.964	130	3.035	170	1.942
20	1.959	60	2.498	100	3.066	140	2.880	180	1.493
30	2.056	70	2.667	110	3.012	150	2.645		

表 4 各角度活塞环的径向压力测量值

Tab.4 Radial pressure measurement of piston ring at each angle

角度 $\varphi /$ ( $^{\circ}$ )	压力分布值 $P /$ ( $\text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$ )	角度 $\varphi /$ ( $^{\circ}$ )	压力分布值 $P /$ ( $\text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$ )	角度 $\varphi /$ ( $^{\circ}$ )	压力分布值 $P /$ ( $\text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$ )
0	1.972	75	1.200	150	1.820
15	1.970	90	1.008	165	2.285
30	1.933	105	0.915	180	2.36
45	1.780	120	1.018		
60	1.500	135	1.390		

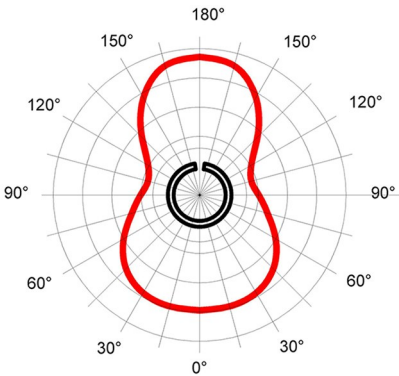


图 5 活塞环加工后检测得到的压力分布形状曲线

Fig.5 Pressure distribution curve of piston ring after machining

5 结论

- 1)非仅为余弦函数的活塞环压力分布表达式适用于非均压高点环,参数量多,无法直接反映活塞环压力分布曲线的变化趋势,但适用范围广。
- 2)引入活塞环压力分布形状系数  $n$  和  $l$  的活塞环压力分布表达式,能直接反映活塞环压力分布曲线变化,适用于最大相对压力  $1 < i_m \leq 2.22$ ,呈卡腰葫芦形压力分布形状的活塞环设计。
- 3)通过实例计算和检测对比得出,简化后的活塞环压力分布和自由形状的计算方法能达到设计要求,参数量少,计算简便。

参考文献：

[1] 徐留常. 发动机曲轴箱窜气因素浅析[J]. 建筑工程技术与设计, 2018(33): 825.

[2] 赵高晖,李小兰. 一种新型活塞环径向压力分布函数[J]. 上海理工大学学报,2009,31(3):260-262.

[3] 黄志云. 内燃机活塞环性能研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2012.

[4] 刘雨薇,李和言,叶福浩. 一种基于静态缩减法快速求解活塞环接触问题的数值方法[J]. 矿业科学学报, 2017, 2(4): 389-394.

[5] 王殿龙,康德纯,刘宇宁. 活塞环自由状态曲线的有限元分析[J]. 大连理工大学学报, 2000, 40(3): 330-332.

[6] 张钊,赵高晖,王新华,等. Arnold 活塞环径向压力分布函数的研究[J]. 电子科技, 2017, 30(1): 97-99, 103.

[7] 吉华,蒋森,吴孙珂,等. 均布圆柱形孔活塞环油膜承载力的解析解和数值计算[J]. 工程科学与技术, 2020, 52(3): 193-200.

[8] 王永强,刘宇阳,于姝雯,等. 基于颗粒效应的活塞环-缸套润滑特性研究[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2021, 42(6): 833-838.

[9] 辛电波,邬晓霞,冯健美,等. 自润滑活塞环组压力分布的试验研究[J]. 流体机械, 2011, 39(2): 1-5, 34.

[10] 钟云晴. 压缩机活塞环径向工作压力的测定[J]. 青岛科技大学学报(自然科学版), 2006, 27(2): 159-161.