

活塞环自由形状曲线及校形工艺的研究

唐 帅 贺飞飞 陈 勇 杨睿萌 朱 志

(四川航天长征装备制造有限公司, 成都 610100)

文 摘 针对活塞环在隔离阀中装配状态与自由状态的差异性问题,开展活塞环自由形状曲线及校形工艺研究。本文采用静力学逆向研究,得出隔离阀活塞环自由状态的开口尺寸,并对其开口尺寸进行了力学测试。结果表明,开口尺寸符合装配力学要求;得出了等压条件下的活塞环自由状态曲线公式;提出了隔离阀活塞环的校形方法,并通过有限元静力学仿真技术校验并筛选出了合理的校形方案,为活塞环的小批量加工提供了基本工艺方法。

关键词 活塞环,开口尺寸,自由状态曲线,校形方法,静力学仿真

中图分类号:TH132

DOI:10.12044/j.issn.1007-2330.2024.06.016

Research on Free Shape Curve of Piston Ring and Correction Process

TANG Shuai HE Feifei CHEN Yong YANG Ruimeng ZHU Zhi

(Sichuan Aerospace Changzheng Equipment Manufacturing Co. Ltd., Chengdu 610100)

Abstract This study investigates the free shape curve and calibration process of piston rings to address the differences between their assembly state and free state in isolation valves. This article adopts static reverse research to obtain the opening size of the piston ring in the free state of the isolation valve, and conducts mechanical tests on its opening size. The results indicate that the opening size meets the requirements of assembly mechanics. Additionally, the formula for the free state curve of the piston ring under isobaric conditions. A calibration method for isolation valve piston rings was proposed, and a reasonable calibration scheme was verified and optimized using finite element static simulation technology. These findings provide a fundamental method for small batch processing of piston rings.

Key words Piston ring, Opening size, Free state curve, Shape calibration method, Statics simulation

0 引言

在民用工业中,活塞环的应用主要集中在内燃机上,它在内燃机中起着支撑、密封、导向和传热作用,其自由状态的外形曲线及其加工精度直接影响到发动机的功率、油耗、噪声和使用寿命^[1-2]。在航空航天工业中,活塞环也用于阀门上,例如在隔离阀活门中,活塞环按一定要求与壳体形成紧配合关系,起着支撑连杆、密封等作用。但活塞环的加工装配精度要求高,自由状态外圆曲线往往不易把握,因此,对加工手段提出了更高要求^[3]。龚曦等^[4]介绍了活塞环结构和材料的现状与发展方向,并对集中典型的活塞环结构和材料进行了优缺点分析。陈庆红等^[5]从减少外圆加工余量,减少精修口余量等方面予

以工艺改进,使活塞环在加工过程中让其椭圆度值的变化量尽量小。杨良才等^[6]提出了采用交流伺服电机驱动滚珠丝杠的机械结构来完成活塞环的数控车削加工方案。戴一帆等^[7]提出了基于仿射原理的活塞环方形数控加工系统;实现了用同一凸轮加工多种具有不同压力分布曲线的活塞环。李开顺等^[8]针对活塞环自由型线的加工特点,提出了全数控的控制系统工作原理和结构方案。文献[9-10]通过采用有限元分析的方式对活塞环进行强度分析,判定了活塞环的强度。

本文采用静力学逆向研究,得出了隔离阀活塞环自由状态的开口尺寸,并对其开口尺寸进行了力学测试。实验表明开口尺寸符合装配力学要求;得

收稿日期:2022-12-18

第一作者简介:唐帅,1992年出生,工程师,主要从事航天产品新工艺技术开发工作。E-mail:tangshuaicc@163.com

出了等压条件下的活塞环自由状态曲线公式,并利用 MATLAB对活塞环自由状态的外圆曲线进行了拟合;提出了隔离阀活塞环的校形方法,并通过利用有限元静力学仿真技术校验并筛选出了合理的校形方案。

1 隔离阀活塞环简介

类似于内燃机活塞环的功能,隔离阀活塞环安装于连杆的挡环安装槽内,并按一定要求与壳体形成紧配合关系,起着支撑连杆、密封作用。如图1所示为其在壳体槽内的安装状态,安装后要求力学性能达到 $F_d > 56.3 \text{ N}$ (F_d 代表正向施压使开口闭合时的正向压力), $F_l > 26.2 \text{ N}$ (F_l 代表采用钢带法使开口闭合的拉力);装配后内径 $d=102.2 \text{ mm}$, $D=110 \text{ mm}$,开口尺寸 0.35 mm ;且要保证整环的密封性性能良好。要达到图1所示的装配要求,必须研究能达到 F_d 、 F_l 要求的开口尺寸,且由图1分析可知,活塞环自由状态不是一个标准圆环,需对其自由状态外圆形态进行分析研究。

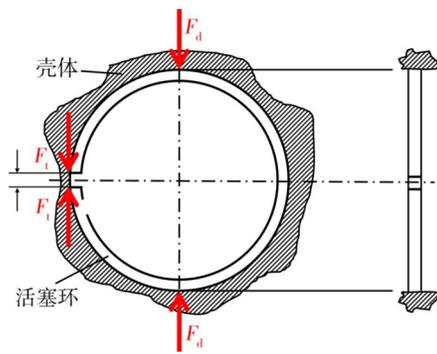


图1 活塞环装配状态

Fig. 1 Piston ring assembly state

2 确定活塞环自由状态开口尺寸

2.1 逆向推算

假设活塞环的自然加工状态为开口状态(图2)。要将活塞环的开口闭合有两种方式:(1)在开口处施加 F_l ; (2)在顶点处施加正压力 F_d 。图2中A所示区域视为不变形区域。因此,可利用静力学分析手段,并采用直接取值法对开口尺寸进行逆向推算。

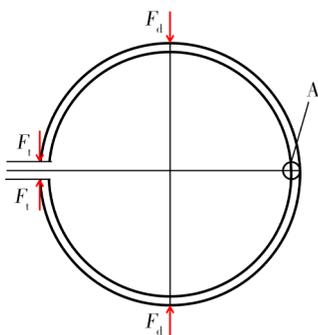


图2 活塞环开口状态假设

Fig. 2 Piston ring opening state assumption

如果活塞环自然加工状态为图1所示的一标准圆环状态,则要使活塞环从图1闭合状态变成图2所示的开口状态,则可在 F_l 处施加与之相反的力 F_1 。由装配要求可知 $F_1 > 26.2 \text{ N}$,得出 $F_1 \geq F_l$,这里取 $F_1 = 30 \text{ N}$,如图3所示。采用有限元静力学分析方法可得出施加 F_1 后,活塞环的变形趋势及状态如图4所示。

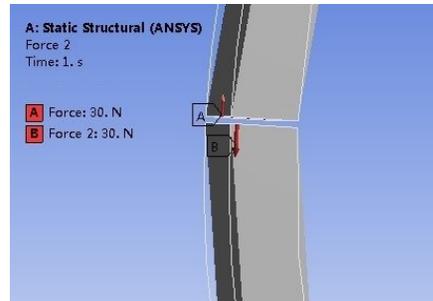
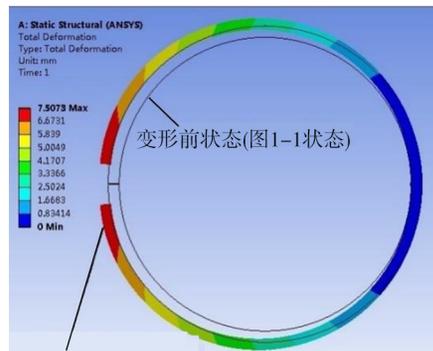


图3 开口处施加反向载荷

Fig. 3 Reverse load applied at opening



变形后状态(近似图1-2状态)

图4 推算结果显示云图

Fig. 4 Calculation result shows the cloud map

由图4可看出施加 F_1 前后的两种状态,即图中的1-1状态与1-2状态,1-1为自然闭合状态,1-2状态为变形后的开口状态。图2中A点表示不变区域点,因此,开口状态与闭合状态在理论上是在A点线切(线接触)。将上述结果导入到auto CAD中,通过采用轮廓线描点的方式,可得到如图5所示的结果。开口状态的圆心为 O_1 ,闭合状态圆心为 O ,且两个圆心共用一个公共切点。

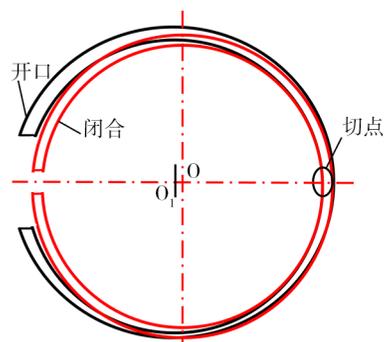


图5 活塞环的描点近似结果

Fig. 5 Plotting approximation results for piston rings

2.2 正向验证

2.2.1 F_i 验证

通过上述逆向推算可知,装配前的挡环可近似为一个圆心为 O_1 的圆,经过对比测量,现取圆 O_1 内径 $d_1=107.2$ mm,外径取 $D_1=115$ mm,厚度 $h=3$ mm。为了使得两种状态的内曲线长度一致,取圆 O_1 的开口尺寸为 16 mm(以内径为基准)。运用上述数据可建立活塞环开口状态的近似三维模型。转为有限元模型后导入 ANSYS 中进行正向力学验算。设开口方向变形量为 ΔY ,结果如下:

(1)施加图 2 所示载荷 $F_i=30$ N,变形结果如图 6 所示, $\Delta Y=8$ mm;

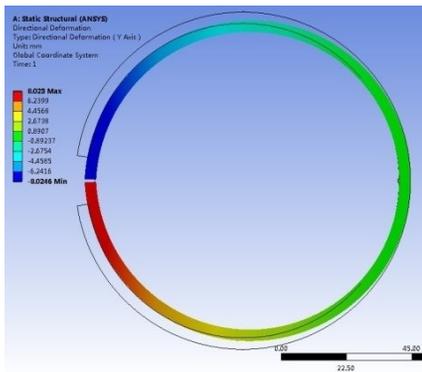


图 6 $F_i=30$ N 变形结果

Fig. 6 $F_i=30$ N Deformation results

(2)施加载荷 $F_i=26.2$ N,变形结果如图 7 所示,开口方向变形量约为 7 mm。

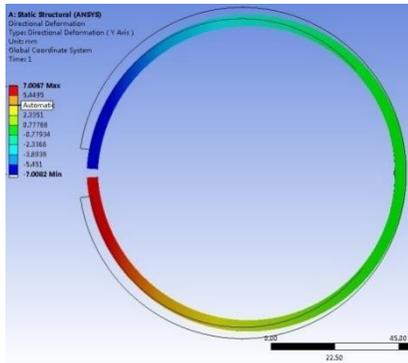


图 7 $F_i=26.2$ N 变形结果

Fig. 7 $F_i=26.2$ N deformation results

由图 6、图 7 可知:当 $F_i=26.2$ N 时, $\Delta Y=7$ mm。当 $F_i=30$ N 时, $\Delta Y=8$ mm。两组数据结果表明:当装配后的开口尺寸为 0.35 mm 时, 26.2 N $< F_i < 30$ N,满足检测要求。

2.2.2 F_d 验证

活塞环安装后的力学性能要到达 $F_d > 56.3$ N,在图 2 所示的位置施加 $F_d=72$ N,开口方向变形结果如图 8 所示, $\Delta Y=7.3$ mm。

由上可知,当 $F_d=72$ N 时,开口尺寸(设为 ΔL):

$$\Delta L = 16 \text{ mm} - 2 \times 7.3 \text{ mm} = 1.4 \text{ mm}, \Delta L > 0.35 \text{ mm}。$$

因此,在开口取 16 mm 情况下, F_d 必定大于 56.3 N,满足装配力学条件。

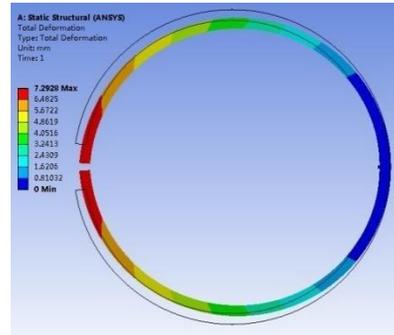


图 8 $F_d=72$ N 变形结果

Fig. 8 $F_d=72$ N Deformation results

2.2.3 取值对比

由上述结果可知当取圆 O_1 内径 $d_1=107.2$ mm,外径取 $D_1=115$ mm,开口取为 16 mm 时,上述正向验证结果满足力学检测要求。为了找出更接近 F_i 与 F_d 值的圆状态,下面再取两组数据与上述取值进行对比分析,如表 1 所示。

表 1 取值对比结果

Tab. 1 Value comparison result

内径/mm	外径/mm	F_i /N	开口(L)/mm	ΔY /mm
105.2	113	26.2	9.76	13.4
106.2	114	26.2	12.88	13.72

从上述表格数据可知,当内径 $d=105.2$ mm 时, $\Delta Y > L$;当 $d=106.2$ mm 时, $\Delta Y > L$;两组均施加载荷 $F_i=26.2$ N 时,两组均不满足检测要求。因此,活塞环开口尺寸 L 取 16 mm,及内径 $d_1=107.2$ mm,外径取 $D_1=115$ mm 满足要求。

2.2.4 力学测试结果

根据上述的研究结果,试制活塞环力学测试实验件,进行力学测试。本文采用的力学测试设备为小门式微机控制电子万能试验机(型号 CMT-10),采用 SAE 标准进行测定(活塞环钢带法测试和正压力测试公式转换),结合采用钢带法和正压法分别检测 F_i 与 F_d 两组力(如图 9 所示为检测 F_i 方式)。

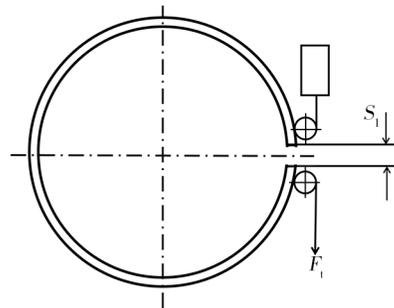


图 9 钢带法测量 F_i

Fig. 9 Steel strip method to measure F_i

初步得出的力学测试结果为： $F_d=94\text{ N}>56.3\text{ N}$ ； $F_l=55\text{ N}>26.2\text{ N}$ ，结果表明逆向研究的开口结果满足挡环装配的力学条件。

3 隔离阀活塞环自由状态外圆曲线研究

3.1 活塞环自由状态外圆曲线方程

活塞环的自由状态线型与其径向压力分布式密切相关的，活塞环的设计首先是根据其工作条件选择合适的径向压力分布公式，然后通过数学和力学方法计算出相对应的活塞环自由状态线型。

根据活塞环理论中的根茨布尔格公式可知，在等压力条件下的活塞环的自由状态曲线公式(1)为：

$$\begin{cases} R = \frac{D}{2} + \frac{\Delta G}{3\pi} \left(1 + \frac{\psi}{2} \sin \psi\right) \\ \theta = \psi - \frac{2}{3\pi D} \Delta G \left(\psi + \frac{1}{2} \sin \psi - \frac{\psi}{2} \cos \psi\right) \end{cases} \quad (1)$$

式中， R 为自由状态时活塞环半径的极坐标值； θ 为极坐标角度； D 代表理论缸套内径； ΔG 代表活塞环理论开口间隙； ψ 为计算参变量。

根据参数方程就可得到 R 与 θ 的关系： $R=R(\theta)$ ，公式(1)中 θ 的值域为 $[0, \pi]$ ，当 $\theta \in [\pi, 2\pi]$ 时， $R(\theta)=R(2\pi-\theta)$ ，即活塞环的形状是关于 $\theta=0$ 轴对称。带入数据 $\Delta G=16$ ， $D=115$ 可得 R 与 θ 的参数方程：

$$\begin{cases} R = 57.5 + \frac{16}{3\pi} \left(1 + \frac{\psi}{2} \sin \psi\right) \\ \theta = \psi - \frac{32}{345\pi} \left(\psi + \frac{1}{2} \sin \psi - \frac{\psi}{2} \cos \psi\right) \end{cases} \quad (2)$$

根据上述方程，可得如图 10 所示的活塞环自由状态外圆曲线。

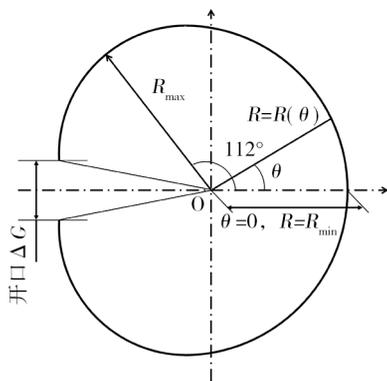


图 10 活塞环自由状态外圆曲线

Fig. 10 Outer circle curve of piston ring in free state

可看出活塞环自由状态外圆曲线具有以下几点显著特征：

(1) 当 $\theta=112^\circ$ 时， $R=R_{\max}$ ；

(2) 当 $\theta=0^\circ$ 时， $R=R_{\min}$ ；

(3) 开口呈内凹趋势，整个外圆轮廓呈“梨形”曲线形态。

3.2 活塞环自由状态外圆曲线加工工艺方法

目前活塞环的自由状态外圆轮廓曲线的加工方法主要有以下 3 种：

(1) 直径小于 50 mm 的活塞环，可采用热定型制造和正圆毛坯法；

(2) 直径在 50 mm~150 mm 的活塞环一般采用仿形加工和椭圆毛坯法；

(3) 直径大于 150 mm 的活塞环，采用热定型和正圆毛坯法。

本文中的活塞环装配后外径为 $\phi 110\text{ mm}$ ，介于 $\phi 50\text{ mm} \sim \phi 150\text{ mm}$ 区间，应采用仿形加工和椭圆毛坯法。但仿形车需购置专用机床，适合于大批量生产，不适合单批量样件生产。因此，本文提出，采用校形的工艺方式来进活塞环自由状态外圆曲线的加工。

4 隔离阀活塞环自由状态外圆曲线校形工艺研究

如图 10 所示为根据根茨布尔格公式推导的活塞环自由状态外圆曲线，为一对称“梨形”曲线。可根据上述几何特征对 2.2.2 节得出的圆环结果进行校形处理，即对内径 $d_1=107.2\text{ mm}$ ，外径取 $D_1=115\text{ mm}$ ，开口尺寸为 16 mm 的圆环进行校形分析。当 $\theta=112^\circ$ 时， R 取得最大值，所以可将 $\theta=112^\circ$ 处作为校形施力点。利用 ANSYS 静力学分析平台，对活塞环进行校形仿真分析；主要有以下几种方案及结果：

(1) 在外力作用下开口闭合，再在 $\theta=112^\circ$ 处施加校形力 F ，在 $\theta=0^\circ$ 处施加约束，结果如图 11 所示，校形结果明显呈心形状态分布，与活塞环自由形态外圆曲线不符；

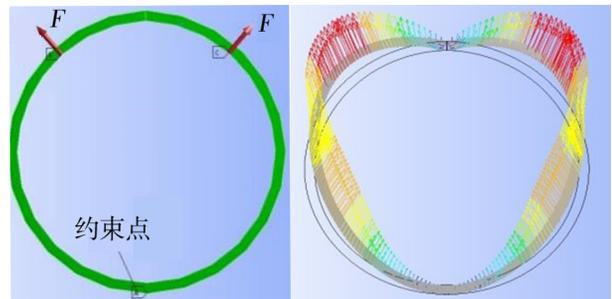


图 11 校形方案一变形结果

Fig. 11 Correction scheme 1 deformation results

(2) 在外力作用下开口闭合，再在 $\theta=112^\circ$ 处施加校形力 F ，施加面约束，如图 12 所示，由于约束面与开口处的约束，使得变形结果呈现类“S”形，需要的 F 值比较大，容易造成活塞环破坏；

(3) 在外力作用下开口闭合，再在开口处施加正压力 F ，施加面约束，如图 13 所示，校形的变形形态基本呈现“梨形”曲线形态；

(4) 开口自然打开状态下，在开口处施加两个力 F ，施加面约束，如图 14 所示，采用该种方式施加校形力，结果在开口处变形呈现向内交叉的趋势，表明

校形结果会由于开口的闭合接触而无法进行,形态也不符合“梨形”曲线形态;

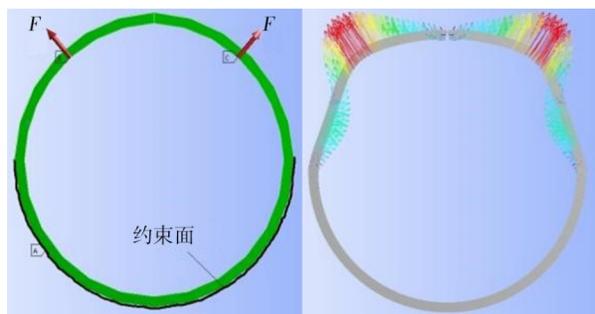


图12 校形方案二变形结果

Fig. 12 Deformation result of shape correction scheme 2

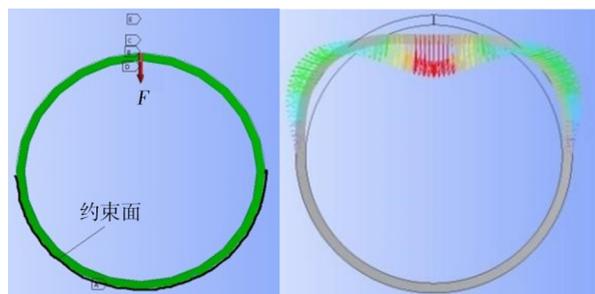


图13 校形方案三变形结果

Fig. 13 Correction scheme three deformation results

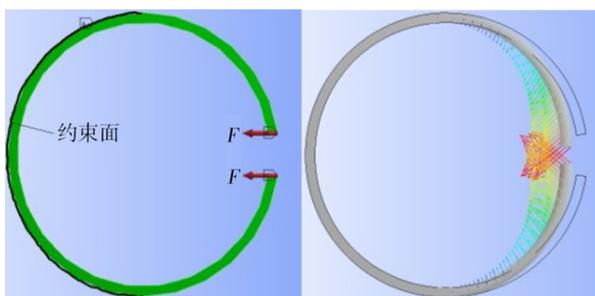


图14 校形方案四变形结果

Fig. 14 Correction scheme four deformation results

(5)开口自然打开状态下,在开口处施加两个力 F ,施加面约束,同时在开口两个面上施加约束横向位移的对称约束,结果如图15所示,变形形态基本呈现“梨形”曲线形态。

由上述的几种校形仿真分析可知,只方案三与方案五的施力方式和约束方式才能使挡环的自由状

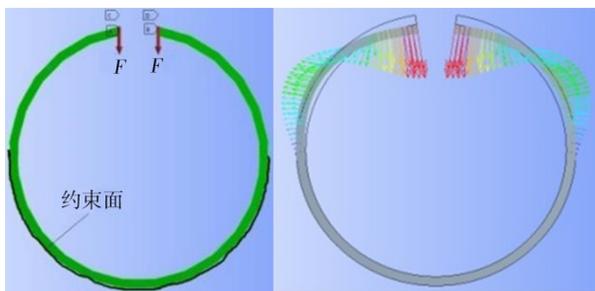


图15 校形方案五变形结果

Fig. 15 Correction plan five deformation results

态曲线向着图10所示的“梨形”变化。但方案三是闭合状态下的校形,在闭合状态下校形必须施加额外的压力使挡环闭合;因此,对比两种校形方式,方案五的校形方法为最优方案。由图5可知,在采用方案五进行约束处理时,可以将约束面改为约束图5中的切点位置进行校形,可将活塞环外圆曲线向图10所示的根茨布尔格曲线形态变化,达到校形目的。

采用本文提出的力学条件和工艺方法得出的合格活塞环产品如图16所示。



图16 得出的合格活塞环产品

Fig. 16 Qualified piston ring product

5 结论

(1)本文通过采用逆向研究方法,得出活塞环自由状态的开口尺寸取16 mm时,满足内径 $d_1=107.2$ mm,外径 $D_1=115$ mm的活塞环装配要求。

(2)正向验证和力学测试证明了逆向推算的正确性,在设计时取 $F_0=94$ N、 $F_1=55$ N可满足装配的力学要求。

(3)推导出活塞环自由状态外圆曲线参数方程,得出自由状态时活塞环半径的极坐标值 R 与极坐标角度 θ 之间的关系为:当 $\theta=112^\circ$ 时, $R=R_{\max}$;当 $\theta=0^\circ$ 时, $R=R_{\min}$;开口呈内凹趋势,整个外圆轮廓呈“梨形”曲线形态,该研究为活塞环的小批量加工提出了基本工艺方法。

参考文献

[1] 李吉中,李开顺,吴雪映,等. 活塞环加工与新型数控车床方案研究[J]. 机电产品开发与创新,2004,17(03): 93-94.

LI Jizhong, LI Kaishun, WU Xueying, et al. Research on piston ring machining and new CNC lathe scheme [J]. Development & Innovation of Machinery & Electrical Products, 2004,17(03): 93-94.

[2] 张卫,段景辉,张志永. 内燃机活塞环弹力对性能影响的研究[J]. 内燃机,2022,38(03):22-27.

ZHANG Wei, DUAN Jinghui, ZHANG Zhiyong. Study on the effect of piston ring elasticity on performance of internal combustion engine [J]. Internal Combustion Engines, 2022, 38 (03):22-27.

[3] 彭黎原,周晨. 某航空发动机排气活门故障分析

[J]. 设备管理与维修, 2019, 38(13): 55-56.

PENG Liyuan, ZHOU Chen. Failure analysis of an aero engine vent valve[J]. Plant Maintenance Engineering, 2019, 38(13): 55-56.

[4] 龚曦, 何云信, 彭程. 活塞环结构和材料的现状与发展方向[J]. 装备制造技术, 2012(01): 115-117.

GONG Xi, HE Yunxin, PENG Cheng. Current status and development direction of piston ring structure and materials[J]. Equipment Manufacturing Technology, 2012, (01): 115-117.

[5] 陈庆红, 刘晋斌. 活塞环加工对活塞环椭圆度的影响研究[J]. 机电技术, 2021(05): 46-49.

CHEN Qinghong, LIU Jinbin. Study on the influence of piston ring machining on the ellipticity of piston ring[J]. Mechanical & Electrical Technology, 2021(05):46-49.

[6] 杨良才, 陈志华, 崔红娟, 等. 一种新型活塞环内外圆车床的可行性分析[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2005, (01): 10-13.

YANG Liangcai, CHEN Zhihua, CUI Honjuan, et al. Feasibility analysis of a new type of piston ring inner and outer circular lathe [J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2005(01): 10-13.

[7] 戴一帆, 潘仲明, 王世民. 基于仿射原理的活塞环仿形数控加工系统[J]. 国防科技大学学报, 1997(04): 94-99.

DAI Yifan, PAN Zhongming, WANG Shimin. Numerical control machining system for piston ring copying based on affine principle [J]. Journal of National University of Defense Technology, 1997(04): 94-99.

[8] 李开顺, 杨远宗, 吴映雪. 活塞环数控车床控制系统设计[J]. 内燃机与配件, 2012(04): 6-9.

LI Kaishun, YANG Yuanzong, WU Yingxue. Design of piston ring CNC lathe control system [J]. Internal Combustion Engine & Parts, 2012(04): 6-9.

[9] 叶建春, 匡继勇, 刘宝庆, 等. 基于有限元法的压缩机活塞环强度分析[J]. 轻工机械, 2014(01): 107-108+114.

YE Jianchun, KUANG Jiyong, LIU Baoqing, et al. Strength analysis of compressor piston ring based on finite element method[J]. Light Industry Machinery, 2014(01): 107-108+114.

[10] 卢耀辉, 张舒翔, 谢宁, 等. 大功率柴油机活塞环气环的强度有限元分析[J]. 大连交通大学学报, 2015, 36(04): 27-31.

LU Yyaoahui, ZHANG Suxiang, XIE Ning, et al. Finite element analysis of strength of piston ring gas ring in high power diesel engine [J]. Journal of Dalian Jiaotong University, 2015, 36(04): 27-31.