文章编号: 1008-1542(2008)01-0053-04

无背压活塞环的工作间隙和相对过盈量的设计计算

朱玉峰

(河北科技大学机械电子工程学院, 河北石家庄　050018)

摘　要: 为使无背压活塞环正常工作并提高使用寿命, 对工作间隙和相对过盈量的设计计算进行了研究。利用热变形分析推导出了热膨胀工作间隙计算式。通过力学分析对径向相对过盈量进行了设计计算, 保证活塞环无背压。热膨胀工作间隙和径向相对过盈量的计算式可以指导无背压活塞环的设计、加工和装配。

关键词: 无背压; 活塞环; 工作间隙; 相对过盈量

中图分类号: TH134　　文献标识码: A

Design and calculation on work clearance and relative interference amount of non-backpressure piston rings

ZHU Yu-feng

(College of Mechanical and Electronic Engineering, Hebei University of Science and Technology, Shijiazhuang Hebei 050018, China)

Abstract: The design and calculation on work clearance and relative interference amount were studied in order to make non-backpressure piston rings work normally and to raise its life. The formula of thermal expansion work clearance was derived by thermal deformation analysis. Radial amount of relative interference was designed by mechanics analysis, which can ensure that piston ring has not backpressure. The formulas in the paper can help design, processing and assembling for non-backpressure piston rings.

Key words: non-backpressure; piston ring; work clearance; relative interference amount

在往复式压缩机中, 活塞环是实现气体密封、防止气体泄漏、保证排气压力和排气量的关键部件。开口有背压活塞环是最常用的一种型式的活塞环, 它是通过其内侧存在的压缩介质的压力(背压)使活塞环与气缸内壁紧密贴合, 堵塞泄漏通道, 从而实现气体密封的, 如图 1 所示。可见, 背压是实现此类活塞环密封的前提条件。但是, 也正是由于背压的存在, 造成活塞环与气缸之间产生贴紧压力, 在活塞环做往复运动时必然发生摩擦和磨损。背压越大, 磨损加剧, 活塞环的寿命就越低。对于中高压压缩机,

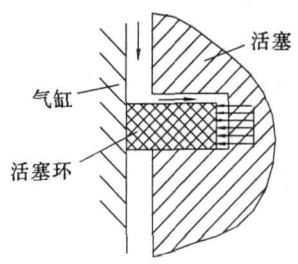

图 1　开口有背压活塞环工作示意图

Fig. 1　Work diagram of backpressure piston ring

收稿日期: 2006-12-07; 修回日期: 2007-03-06; 责任编辑: 冯　民

基金项目: 河北省科技攻关计划项目(02212170); 河北省教育厅基金资助项目(2004428); 河北科技大学大学生科技创新基金项目。

作者简介: 朱玉峰(1966-), 男, 河北冀州人, 副教授, 硕士, 主要从事流体工程方面的研究。

由于压力高, 背压很大, 活塞环磨损很快, 致使其寿命往往只有几百小时, 需频繁更换。可见, 减少背压, 能减少磨损, 是延长活塞环使用寿命的方法之一。

1 无背压活塞环的工作原理

无背压活塞环是由金属环和非金属环构成的组合环, 如图 2 所示, 是在常温下将内径较小的自润滑非金属环(常用聚四氟乙烯环填充)强制性地过盈套装到金属环的外圆柱面上而形成的。由于这种环整体无开口, 活塞环内侧与活塞环槽之间没有间隙, 故工作时活塞环内侧不存在背压, 活塞环与气缸内壁间就没有贴紧压力, 通过设计使其与气缸间具有较小的运动间隙以减少泄漏, 因而可大大减少活塞环的摩擦和磨损, 运行寿命大大提高, 可达 15 000 h 以上[1]。另外还具有容积效率高、节省摩擦功耗和结构简单等优点。但是必须采用组合活塞, 否则无法将其安装到活塞环槽中。

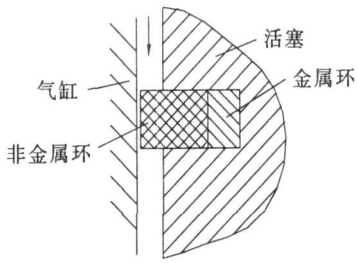

图 2 整体无背压活塞环工作示意图

Fig. 2 Work diagram of non-backpressure piston ring

热膨胀工作间隙和径向相对过盈量是压缩机设计、制造、安装和运行中非常重要的参数。对于这 2 个参数, 目前国内外一般通过按经验数据选取的方法确定[2~6]。这些经验数据是给定的一定的选取范围, 而各文献推荐的经验数据往往是不尽相同的, 因此对数据的选取带有一定的盲目性。对于不同的情况, 这些数据的合理性如何? 应如何从中选取适宜的数值? 不得而知。即使有的提供了相关计算式[6,7], 但存在不便于应用、考虑不周等缺点。为此, 笔者通过理论分析, 推导出热膨胀工作间隙和径向相对过盈量的定量计算公式, 以避免选取法的盲目性, 从而保证热膨胀工作间隙和径向相对过盈量的设计和制造的合理性。

2 热膨胀工作间隙

由于工作过程中气体受到压缩, 温度上升, 非金属环受热膨胀, 为了能使活塞环正常工作(既要防止非金属环因为过度膨胀而卡死在气缸内, 又要使活塞环具有良好的密封作用), 必须在气缸内壁和活塞环两者之间建立一个合理的热膨胀工作间隙。按下式计算

$$= D_g(1+ \alpha_g \Delta T_g) - d, \tag{1}$$

式中: 为热膨胀工作间隙, m; D_g 为常温时气缸的内径, m; α_g 为气缸材料的线热膨胀系数, K^{-1}; ΔT_g 为工作前后气缸的温升, K; d 为工作时无背压活塞环的外径, m。

$$d = d_0(1+ \alpha\Delta T), \tag{2}$$

式中 d_0 为常温时无背压活塞环的外径, m; α 为非金属环材料的线热膨胀系数, K^{-1}; ΔT 为工作前后非金属环的温升, K。

由于气缸一般采用铸铁等金属材料制造, 为了防止各级排气超温、降低功耗, 常常采取措施使气缸得到良好的冷却, 故 ΔT_g 并不大, 一般不高于 100 K。从相关手册可查得常用气缸材料的线热膨胀系数 α_g 的数值, α_g 一般不超过 10^{-5} K^{-1}。则 $\alpha_g \Delta T_g$ 的值小于 10^{-3}。可见 $\alpha_g \Delta T_g$ 远远小于 1, 故可忽略温度变化对气缸尺寸的影响。则热膨胀工作间隙计算式可简化为 $\approx D_g - d$。 (3)

常温装配后, 活塞环与气缸间的冷间隙 $_0$ 为 $_0 \approx D_g - d_0$。 (4)

将式(2)、式(4)代入式(3)整理得 $= {}_0 - \dfrac{\alpha\Delta T}{1+ \alpha\Delta T} d$。 (5)

从理论上讲, 活塞环若正常工作而不被卡死, 的极小值为 0, 由式(3)知此时 $d = D_g$。考虑到制造、安装、运转等过程的实际情况, 为确保活塞环的安全运行, $_0$ 取值应有一定的安全余量。令式(5)中 = 0, 有

$${}_0 = \frac{K\alpha\Delta T}{1+ \alpha\Delta T} D_g, \tag{6}$$

式中 K 为非金属环的热膨胀安全系数。

将式(3)、式(6)代入式(5)得热膨胀工作间隙 的计算式如下,

$$= D_g\alpha(K - 1)\Delta T = D_g\alpha\Delta T_a, \tag{7}$$

式中 ΔT_a 为防止活塞环卡死的安全过热温升, K; 按下式计算,　　$\Delta T_a = (K - 1)\Delta T$。　　(8)

对上式变形, 则热膨胀安全系数 K (并以摄氏温度表示温升) 为　　$K = 1 + \frac{\Delta T'_a}{\Delta T'}$,　　(9)

式中: $\Delta T'_a$ 为防止非金属活塞环卡死的安全过热温升, ℃; $\Delta T'$ 为工作前后非金属环的温升, ℃。

由于气体经压缩后的温度提高, 会影响到压缩机的性能, 当温度过高时还会发生爆炸等事故, 因此压缩机的排气温度是有限制的。对于空气压缩机, 一般将排气温度限制在 180 ℃以内, 若取环境温度为 20 ℃, 工作前后非金属环的温升 $\Delta T'$ 为 160 ℃, 安全过热温升 $\Delta T'_a$ 可取 40~ 100 ℃, 则按式(9) 计算得到的热膨胀安全系数为 $K = 1.25 \sim 1.625$, 因此, 笔者推荐 $K = 1.3 \sim 1.6$。

热膨胀工作间隙　的大小对压缩机的排气量、功耗等有直接影响, 其与漏气量 Q 的关系如图 3 所示。可见, 热膨胀工作间隙越大, 压缩机的泄漏量越大, 排气量越小, 因此必须严格对热膨胀工作间隙　加以控制。在对无背压活塞环进行设计、加工和安装时, 可依据式(7) 来进行。由式(7) 知, 若求　, 必须确定出工作前后非金属环的温升 ΔT。工作时非金属环的温度可按各级压缩终了温度选取, 而工作前的温度可取常温。

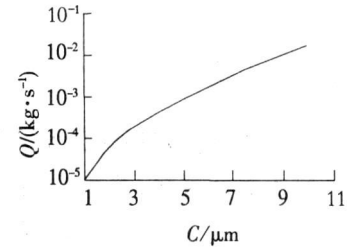

图 3　Q- 曲线

Fig. 3　Curve between Q and

为了便于保证活塞环的几何尺寸, 提高加工质量, 笔者认为应先将非金属环粗加工后热套入金属环, 待冷却充分后再精加工至所需尺寸, 则确定活塞环在常温下(工作前) 的相关结构尺寸, 使活塞环既能实现高温工作中良好的密封性能, 又不至于因过度膨胀卡死在缸内导致不能工作就显得极为重要, 可依据式(7) 进行设计计算。

工作时非金属环的径向厚度为　　$t = \frac{1}{2}(D_g - d_j - \quad) = t_0(1 + \alpha\Delta T)$,　　(10)

式中: t_0 为非金属环在常温装配后的径向厚度, m; d_j 为金属环的外径, m。

式(10) 整理后得到非金属环在常温装配后的径向厚度计算式　　$t_0 = \frac{D_g - d_j -}{2(1 + \alpha\Delta T)}$　。　　(11)

常温下无背压活塞环外径 d_0 可由下式计算,

$$d_0 = d_j + 2t_0 = d_j + \frac{D_g - d_j -}{1 + \alpha\Delta T}　。　　(12)$$

3　径向相对过盈量

由于非金属环有弹性, 工作时受热膨胀, 要保证活塞环无背压, 必须保证非金属环和金属环之间无论在常温(工作前) 还是高温工作时都能保持紧密贴合, 保持一定的过盈量, 不承受介质压力的作用, 则两环之间必然存在比压 p, 使得非金属环始终受到拉应力 σ 的作用。类似于前面对气缸热变形的处理, 可把金属环看作刚体。

根据虎克定律, 工作时非金属环所受的拉应力 σ 为　　$\sigma = E\varepsilon = \frac{E(R - R_0)}{R_0}$,　　(13)

式中: σ 为工作时非金属环所受的拉应力, Pa; E 为工作时非金属环材料的弹性模量, Pa; R_0 为常温时非金属环的中间半径, m; R 为工作时非金属环的中间半径, m。

非金属环在工作时受力如图 4 所示。由力学平衡关系知截面拉应力 σ 在 y 轴方向的合力与比压 p 作用在非金属环内侧的力在 y 轴方向的分力相等, 即

$$2ht\sigma = \int_0^{\pi}(phd_j \sin \beta/2)\,d\beta = phd_j,　　(14)$$

式中: h 为工作时非金属环的轴向高度, m。

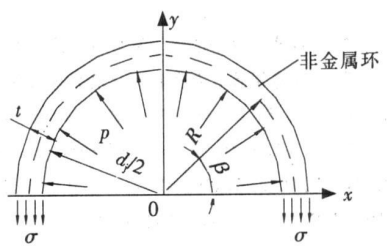

图 4　无背压非金属环受力示意图

Fig. 4　Force diagram of nonmetal ring

将式(13) 代入式(14) 整理得　　$p = \frac{2Et}{d_j R_0}(R - R_0)$。　　(15)

由式(15) 可得活塞环在工作时的径向相对过盈量 Δ 为

$$\Delta = \frac{R - R_0}{R_0} \times 100\% = \frac{p\, d_j}{2Et} \times 100\%。 \quad (16)$$

同理可得活塞环在常温时的径向相对过盈量 Δ_0 为 $\Delta_0 = \frac{p_0 d_j}{2E_0 t_0} \times 100\%$, (17)

式中: E_0 为常温时非金属环材料的弹性模量, Pa; p_0 为常温时环间比压, Pa。

要保证活塞环无背压, 必须存在一定的径向相对过盈量, 由式(16)、式(17)分析可知, 只要能保证环间比压大于 0 即可。然而, 环间比压和工作介质压力有关, 很难精确计算, 就现有资料看, 一般根据经验取0.01 MPa, 可保证装配过盈所产生的拉应力在允许的范围内[7]。式(17)是确定常温下非金属环内径的加工尺寸, 以获取所需的装配过盈量的主要依据。

4 结 语

无背压活塞环的最大优点就是运行寿命高、节省功耗, 压力越高, 这种优越性越明显。无背压活塞环的外侧为非金属环, 采用自润滑材料制造, 可实现无油润滑, 故无背压活塞环更适用于中高压无润滑压缩机[8~10]。为了使活塞环在具有良好的密封性能下正常工作, 必须对压缩机的运转排气温度工况加以控制, 使其尽量在设计状态下工作。利用本文所导出的热膨胀工作间隙和径向相对过盈量的计算公式, 可实现针对不同温升情况下的热膨胀工作间隙和径向相对过盈量的定量计算, 避免选取法的盲目性, 从而可依据相关公式计算并确定无背压活塞环的外径、非金属环的径向厚度和内径等结构尺寸, 对无背压活塞环进行正确设计、加工和装配, 确保活塞环的正常运行。

参考文献:

[1] 朱玉峰, 彭宝成. 无油润滑压缩机活塞环的研究进展[J]. 润滑与密封, 2003, (6): 88-91.
[2] 周 树, 黄允芳. 气体压缩机实现无油润滑的技术改造(三)[J]. 中国设备工程, 2001, (11): 52-54.
[3] 车云连. 无油润滑压缩机设计(三)[J]. 压缩机技术, 1979, (3): 16-24.
[4] 单金铭, 许才林. 关于填充聚四氟乙烯整体导向环热胀、过盈计算的讨论[J]. 深冷技术, 1982, (6): 12-14.
[5] 黄允芳. 有油润滑压缩机实现无油润滑的改装(一)[J]. 压缩机技术, 1992, (5): 21-30.
[6] 游河清. 整体无背压活塞环的工作间隙[J]. 压缩机技术, 1986, (4): 16-18.
[7] 谢康章. 无油润滑压缩机整体无背压活塞环设计[J]. 压缩机技术, 1982, (4): 7-9.
[8] 彭宝成, 宋金瓯, 赵志广, 等. 2V-6/7 型空压机的动平衡改进设计[J]. 河北科技大学学报, 2002, 23(4): 76-79.
[9] 宋金瓯, 彭宝成, 朱玉峰, 等. 压缩机等熵功的精确计算方法[J]. 河北科技大学学报, 2003, 24(1): 10-13.
[10] 彭培英, 彭宝成, 于新奇, 等. 全无油润滑压缩机的试验研究[J]. 河北工业科技, 2007, 24(6): 332-334.

(上接第 **32** 页)

溶液保留时间的 RSD 为 0.77%, 对应的峰面积的 RSD 为 0.98%。结果显示, 柱温箱温度对检测结果无显著影响。

2) 在 204 nm 和 206 nm 下检测截短侧耳素对照溶液的含量, 与 205 nm 检测结果对比, 对照品溶液保留时间的 RSD 为 0.50%, 对应的峰面积的 RSD 为 4.98%。结果表明, 此方法对检测器的精度有一定要求。

参考文献:

[1] 邹 祥. 高效液相色谱法测定发酵液中截短侧耳素的含量[J]. 食品与发酵工业, 2006, 32(3): 83-85.
[2] 郭 腾. 动物专用抗生素类新药沃尼妙林研究进展[J]. 兽药与饲料添加剂, 2003, 8(5): 8-10.
[3] MATOUS H F. Pleuromutilin derivative complexes[P]. US: 5578585, 1996-08-21.
[4] WALDVOGEL E. Novel process for the production of antibae-terially active pleuromutilin derivatives[P]. US: 4107434, 1978.
[5] MICHAEL P, SCHLUSENER, KAIB, et al. Determination of antibiotics such as macrolides, ionophores and tiamulin in liquid manure by HPLG-MS/MS[J]. Analytical and Bioanalytical Chemistry, 2003, 375(7): 942-945.
[6] MICHAEL P, SCHLUSENER, MICHAEL S, et al. Determination of antibiotics from soil by pressurized liquid extraction and liquid chromatography-tandem mass spectrometry[J]. Journal of Chromatography A, 2003, 1 003(5): 21-23.
[7] USP28-NF23, Tiamulin Fumarate[S].
[8] European Pharmacopoeia 5.0: 2 572, Tiamulin for Veterinay Use[S].