

③
10-13

设计计算

往复式压缩机网状阀优化设计

西安交通大学 潘树林 林霖 束鹏程
西安压缩机厂 郭洪祥 史金霞

TH45

A

摘 要 基于往复式压缩机网状阀工作机理,介绍了往复式压缩机网状阀的优化设计方法,包括网状阀一些基本结构参数的合理选择、网状阀气流通道的优化设计、网状阀弹簧力的优化设计。

关键词 网状阀 优化设计 结构参数 气流通道 弹簧力

压缩机设计

1 引言

网状阀是往复式压缩机中使用较广泛的阀型,同时也是压缩机的关键部件。网状阀的经济性与可靠性直接影响压缩机的经济性与可靠性。网状阀良好的经济性是指单位排气量气阀的能耗较小,良好的可靠性主要是指气阀的运行寿命较长。

气阀工程设计时,希望设计的气阀实际运行时有良好的经济性和可靠性,为此,需对气阀进行优化设计。气阀的优化设计通过把气阀工作机理和优化设计方法结合起来,从而得到各最优气阀结构参数,这些结构参数在保证气阀可靠性的前提下,使气阀的经济性最优^[1]。对网状阀的优化设计而言,把所有的结构参数放在一起进行优化,结果并不理想。这一方面是因为网状阀与其它型式的气阀相比,结构参数较多,放到一起进行优化时,计算工作量很大;另一方面由于网状阀的可靠性除了与网状阀的结构参数有关外,还与网状阀的类型、布置、工作环境、各元件的材料及加工工艺、阀片的形状等有关,且关系很复杂,网状阀各结构参数放在一起进行优化时,网状阀可靠性并不好把握。为保证压缩机网状阀有良好

的经济性和可靠性,本文把网状阀的优化设计分成如下三个部分:网状阀一些基本结构参数的合理选择;网状阀气流通道的优化设计;网状阀弹簧力的优化设计。

2 网状阀一些基本结构参数的合理选择

网状阀有一些基本结构参数,如升程、阀片厚度、气阀未开启状态阀片到缓冲片的距离,对网状阀经济性与可靠性的影响较明确,且影响也较大。合理选择这些结构参数是保证气阀经济性与可靠性的必要条件。

网状阀的升程是与气阀经济性、可靠性密切相关的参数。随着网状阀升程的增大,气阀的阻力损失变小,但阀片与缓冲片、升程限制器和阀座的碰撞速度也增大了。网状阀升程的选取与许多因素有关,如网状阀的类型、布置、压缩机的转速、气阀工作压力、阀片材料、大小及形状等。网状阀工程设计时,其升程按实际情况,根据经验和实验资料选取,如文献[2]中的网状阀升程诺模图。

网状阀片的厚度也是与阀片经济性、可靠性相关的重要参数。阀片的厚度过小时,阀片运动

过程中弹性变形过大,阀片无法与升程限制器完全贴合,影响气阀的经济性。而随着阀片的厚度增大,阀片的惯性增大,阀片与缓冲片、升程限制器及阀座碰撞的动量也增大了^[3]。

与金属阀片材料相比,非金属阀片材料有如下优点:抗冲击性能好;抗腐蚀性能好;阀片损坏时,非金属材料不会划伤气缸;非金属阀片更能适应被压缩介质中尘埃较多的情况。因此有些网状阀采用非金属阀片,这时气阀升程与阀片厚度要作相应的变化,如文献[4]中,采用金属阀片,网状阀的升程为2.29mm,阀片厚度为2.54mm,而采用聚醚醚酮阀片时,网状阀的升程取为3.56mm,阀片厚度为6.35mm。

压缩机网状阀采用缓冲片,可大大降低阀片与升程限制器的碰撞速度,提高气阀的寿命,同时对气阀经济性的影响并不大。合理选择气阀未开启状态阀片到缓冲片的距离 H_1 可使气阀的可靠性最优。随着 H_1 的增大,阀片与缓冲片的碰撞速度增大,随着 H_1 的减小,阀片与升程限制器的碰撞速度增大。当气阀的可靠性要求较高时,网状阀往往带有2片缓冲片,本文推荐 H_1 在气阀升程的0.7倍左右取值。

对于阀片倾侧运动严重的气阀,气阀寿命往往比预计的要低得多,这是由于阀片与升程限制器第一次倾侧碰撞后产生了很高的角加速度,从而使阀片第二次与升程限制器的碰撞速度比预计的要高得多^[5]。要减小网状阀片的倾侧运动,可采用如下措施:降低气阀的升程;采用缓冲片,这不仅可以降低阀片的平动速度,还可以降低阀片的倾侧运动速度及倾侧幅度;压在阀片和缓冲片上的弹簧尽量布置在阀片与缓冲片的外圈^[5]。

3 网状阀气流通道的优化设计

要保证气阀的经济性最优,必须要求气阀工作过程中有效通流面积最大。气阀气流通道的优化设计是通过调整气流通道结构参数,使得气阀的有效通流面积最大。由于良好的气阀运动规律均有一定的全开期,因此气阀气流通道的优化设计即可为全开时的气流通道优化设计。

气阀的升程 H 确定后,气阀气流通道优化设计的变量有:阀座通道宽度 b_s 、网状阀片的环宽 b_c 、网状阀片的环数 N 、升程限制器的通道宽度、网状阀片筋的宽度可当作与阀座通道宽度一致。网状阀片环宽 b_c 与阀座通道宽度 b_s 有如下关系:

$$b_c = b_s + 2\delta$$

式中 δ ——密封边宽度

优化过程中还存在约束条件,如阀片的外径不得超过气阀的安装直径 d_s ;对有摩擦网状阀而言,网状阀片的内径受导向块的影响;对无摩擦网状阀而言,网状阀片的内径受中心弹性环臂的影响;密封边长度 δ 从密封、工艺角度不得低于某一值。

优化设计的目标函数 F_p 为:

$$F_p = \frac{1}{A_{ef}/A_s}$$

式中 A_{ef}/A_s ——气阀的面积利用系数

A_s ——气阀的安装面积

A_{ef} ——气阀全开时的有效通流面积

若使 A_{ef} 最大,即可使目标函数 F_p 最小。对闭式气阀而言,由文献[6]可知:

$$A_{ef} = \frac{A_{\pi}}{\sqrt{(\xi_c + 1) \left(\frac{2H}{b_c}\right)^2 + 4K_s + K_r \left(\frac{H}{b_c}\right)}}$$

式中 ξ_c 、 K_s 、 K_r 为与气阀流动损失有关的系数,优化过程中,这些系数当作常数。同时优化过程中忽略气阀筋对 A_{ef} 的影响,则阀隙面积 A_{π} 为:

$$A_{\pi} = 2\pi H \sum_{i=1}^N d_i$$

式中 d_i ——阀片各环的中径。

优化过程中,不断调整网状阀片的环数,可发现:开始时,随着 N 的增大, A_{ef} 增大,当到某一 N_p 时,随着 N 的增大, A_{ef} 反而变小, N_p 即为最优网状阀片环数,相应地其余最优气流通道结构参数也可确定。考虑到气阀加工的经济性,当不同环数 N 的目标函数 F_p 相差很小时,常取环数 N 较小,通道宽度 d_i 较大的气流通道。

取 $\xi_c = 0.5$, $K_r = 3.5$, $K_s = 0.3$,当 $H = 2\text{mm}$, $d_s = 190\text{mm}$ 时,通过优化可得一闭式气阀最优环数 $N = 6$, $b_s = 4\text{mm}$, $b_c = 6.5\text{mm}$,面积利

用系数约 0.21; 当 ξ_c, K_c, K_s, d_c 不变, 而 $H = 3\text{mm}$ 时, 则得到的闭式气阀最优环数 $N = 5, b_c = 5.5\text{mm}, b_s = 8\text{mm}$, 面积利用系数约为 0.25。

4 网状阀弹簧力的优化设计

要保证气阀的经济性与可靠性, 除了合理选择气阀一些基本结构参数、优化气阀气流通道外, 还需优化气阀弹簧力。

往复式压缩机网状阀往往带有缓冲片, 对无摩擦网状阀而言, 阀片中心还存在弹性环臂。下面基于文献[7]网状阀工作过程数学模型, 采用复合形法^[3], 求得各最优气阀弹簧力参数。

对有摩擦带缓冲片网状阀而言, 其优化设计变量有: 压在阀片上弹簧的刚性系数 K_{r1} 、预压缩量 H_{r1} ; 压在缓冲片上弹簧的刚性系数 K_{r2} 、预压缩量 H_{r2} 。

对无摩擦带缓冲片网状阀而言, 要确定的各弹簧力参数有: 压在阀片上弹簧的刚性系数 K_{d1} 、预压缩量 H_{d1} ; 压在缓冲片上弹簧的刚性系数 K_{d2} 、预压缩量 H_{d2} ; 阀片弹性环臂的刚性系数 K_{d3} 、预压缩量 H_{d3} , H_{d3} 即为阀座与阀片之间升程垫片的厚度; 缓冲片弹性环臂的刚性系数 K_{d4} 、预压缩量 H_{d4} 。考虑到有些参数对气阀运动规律的影响完全相同, 因此可合并为如下优化设计变量:

$$K_1 = K_{d1} + K_{d3}$$

$$K_2 = K_{d2} + K_{d4}$$

$$H_1 = (K_{d1}H_{d1} - K_{d3}H_{d3}) / (K_{d1} + K_{d3})$$

$$H_2 = (K_{d2}H_{d2} - K_{d4}H_{d4}) / (K_{d2} + K_{d4})$$

由于压在缓冲片上弹簧的初始弹力与缓冲片弹性环臂的初始弹力相等, 因此 H_2 为 0。采用上述方法, 不仅大大减少了无摩擦网状阀优化设计的计算工作量, 而且把无摩擦网状阀与有摩擦网状阀的优化设计统一起来了。

气阀弹簧力的优化过程中, 还存在约束条件, 如为保证气阀未开启状态阀片与阀座、缓冲片与导向块贴牢, 压在阀片、缓冲片上弹簧的预压缩量不低于某一值; 阀片的关闭角不得超过相应的活塞止点角, 以免延迟关闭; 为保证气阀的

可靠性, 阀片与缓冲片、升程限制器和阀座的碰撞速度不得超过允许值。

在上述设计变量和约束条件中, 各量具有不同的意义, 如有的是弹簧的刚性系数, 有的是预压缩量等, 这些量的变化范围也很不一致。为了提高优化设计的收敛速度, 提高计算的稳定性和数值变化的灵敏度, 对设计变量、约束条件均需进行尺度变换^[1]。

网状阀弹簧力优化设计的目标函数可取为^[3]:

$$F_c = \frac{1}{\eta_c \eta_d}$$

其中 η_c 反映了气阀的节流效应对压缩机排气量的影响, η_d 反映了气阀的阻力损失对压缩机能耗的影响。

以上优化设计变量、约束条件、目标函数及相应的工作过程数学模型构成了压缩机网状阀优化设计的数学模型, 通过复合形法, 就可按照一定的实际要求, 对气阀弹簧力参数进行优化设计。

压缩机网状阀弹簧力优化设计中, 目标函数, 一些约束条件和设计变量之间的关系是非常复杂的隐函非线性关系。故在优化设计中, 目标函数具有多个极值点, 所得到的结果往往是局部最优解, 且与初始值有较大的关系。为得到良好的优化设计方案, 可采用如下方法: (1) 通过与已有的经济性、可靠性良好的气阀进行对比设计, 选取初始值, 这样得到的优化设计方案往往较好。(2) 通过采用多组初始值, 比较数个局部最优解, 得出最优设计方案。(3) 调整有关约束。根据实际情况, 增加一些约束或采用较严的约束, 能得到综合性能较好的优化设计方案。如要求气阀可靠性很高时, 则需严格限制阀片与缓冲片、升程限制器和阀座的碰撞速度, 同时可增加如下约束: 压在缓冲片上弹簧的刚性系数大于 2 倍压在阀片上弹簧的刚性系数。相反, 有时会出现约束过严从而导致阀片的运动规律很差的现象, 这时可适当放宽有关约束。

考虑到具有良好运动规律的气阀, 其目标函数往往较小, 在气阀弹簧力的优化设计过程中,

(4)

13-18

可通过观察模拟的阀片运动规律图了解优化的进程,同时也可用来判别优化是否中断或结束。本文在对一有摩擦带缓冲片网状阀弹簧力的优化设计过程中,初始弹簧力参数及最优弹簧力参数下阀片的运动规律如图1。

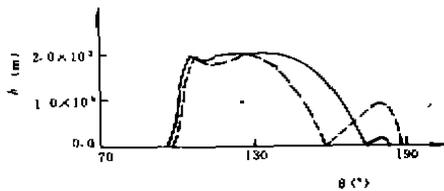


图1 阀片位移 h 与曲柄转角 θ 的关系
--- 初始方案; ——— 最优方案

5 结束语

本文是在现有压缩机网状阀工作机理、经验及实验资料基础上进行的优化设计,对网状阀的工程设计有指导意义。

要使优化设计的网状阀实际运行时有更好的经济性与可靠性,还需做以下工作:加强网状阀工作机理的研究,使之更接近实际情况;加强

气阀可靠性的研究,即气阀失效机理的研究;加强阀片材料及相应加工工艺的研究。为此,需进行更多的理论分析与实验研究,总结更多的实际经验。

参考文献

- 1 刑子文等. 压缩机自动阀结构参数的最佳化. 西安交通大学学报, 1987; 21(5)
- 2 Коняратьена Т Ф, Исаков В П, Клайаны Поринных Компрессоров, Машиностроение, 1983
- 3 吴业正. 往复式压缩机数学模型及应用. 西安交通大学出版社, 1989
- 4 Woollatt D. The History of a High Efficiency Valve from Concept through Field Acceptance. Purdue Compressors Technology Conf., 1990; 472~481
- 5 Machu E H. The Two - Dimensional Motion of the Valve Plate of a Reciprocating Compressor Valve. Purdue Compressors Technology Conf., 1994; 403~408
- 6 潘树林等. 往复式压缩机网状阀有效通流面积研究. 流体机械, 1994; 22(7)
- 7 潘树林等. 无摩擦带缓冲片网状阀工作过程的模拟与实验. 流体机械, 1995; 23(3)

叶片泵汽蚀特性与流量关系的新概念

江苏省水利勘测设计研究院 张仁田

TH31

A

摘要 分析了近40组不同比转速的叶片泵汽蚀特性试验成果,指出叶片泵的汽蚀特性与流量的关系(即 $NPSH_r \sim Q$ 关系曲线)根据比转速的大小可分为3种类型。

关键词 叶片泵, 汽蚀特性, 比转速, 泵

1 问题的提出

汽蚀特性是叶片泵的主要性能之一,在过去的有关文献中^[1~4],均认为叶片泵的 $NPSH$ 必需值随着流量的增加而增加,即大流量工况的汽

蚀性能将恶化,并依此确定当 $NPSH_r > NPSH_r$ 时(图1)可以避免叶片汽蚀初生。众所周知, $NPSH$ 有效值是随流量的增大而减小,所以为避免在大流量工况下汽蚀的发生,在工程上常常需增加泵的淹没深度。