

用压缩机模拟法改进性能 及使尺寸统一化

(英) Donald A. Coaes

引言

本文的目的是通过使用压缩机模拟来消除压缩机系列的尺寸差别以及改进性能。在考虑了制造上的机动性后，七个参数被作为统一性研究，另外的五个参数作为性能改进研究。

在系列中有六种制冷量(英热单位/小时)的压缩机，为简单起见，它们将叫做压缩机A依次到压缩机F，压缩机F的制冷量大约是压缩机A的两倍，其余压缩机的制冷量在两者之间近于均布。

图1示出了该研究中所用到的一台典型压缩机简图，它是一种封闭式箱型压缩机，用于冰箱、冷冻器及空气调节。这种设计具有单一的瓣(气体的容积类似瓣形或月牙形)，它被两个叶片和最小间隙分隔成三个间隔。

旋转叶片压缩机的工作事实上是很简单的，压缩机的气缸是固定的而转子围绕其几何中心转动，转子的旋转以及气缸壁相对于转子中心的偏心度，使任何两叶片之间或叶片和最小间隙之间所包围的容积，在每一转期间，从一最大值到一最小值变化，这一作用使气体在吸气口吸入、压缩并在排气口排出，排出的气体通过一易弯曲的作为止回阀使用的簧片被阻止返回间隔。同样，转换槽将油和剩余气体转移到下一个室，而不是试图挤压它们穿过最小间隙到吸入侧，这后一作用假若允许的话，能产生破坏力和气体的倒流，这就会减低容积效率。最后，通过作用在叶片次侧(最靠近转子中心的叶片部份)的排气压力，叶片保持贴着

气缸。

关于性能改进方面的理由是很经典的，不需要重申。然而，对于统一性方面的理由不可以认为清楚。在制造过程中，在压缩机同一系列希望具有尽可能多的通用部件，这会增加生产率，因为仅有较少的工具变换，较少的进度表，较少的管理工作以及较少的为了变换生产

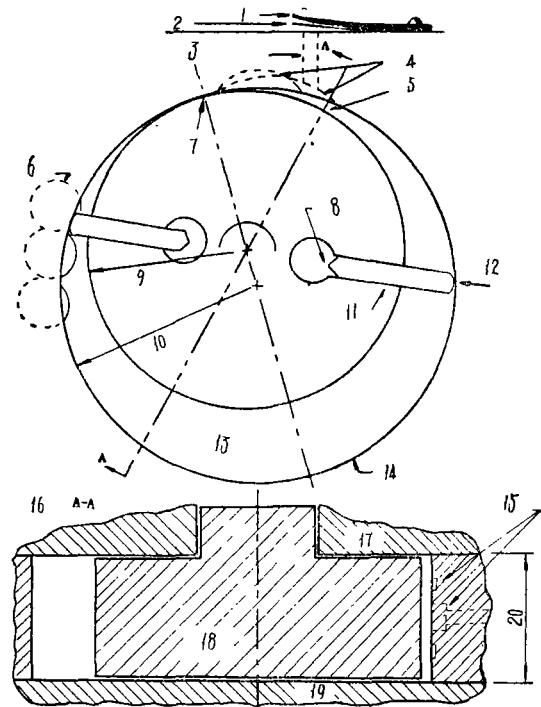


图1 旋转叶片压缩机的基本部分

- 1—制动器；2—舌簧阀；3—排气孔；4—转换槽；
- 5—弯喉；6—吸气孔；7—最小间隙；8—叶片次侧；
- 9—转子半径；10—气缸半径；11—叶片；12—叶片触头；13—压缩室；14—气缸壁；15—转换槽；
- 16—截面A—A；17—前面；18—转子；19—背面；
- 20—气缸高度

不同制冷量的泵*所需要的时间,这导致制造成本减低以及使未来的自动化更有可能。而且由于实施统一化,零部件清单和图纸也减少了。

性能改进和统一化研究工作可以在设计开头用模拟法来完成,用实验方法完成上述研究是困难的,即使不是不可能的话。

统一化的不利因素是某些泵的性能比一个“习惯设计泵”(局部最佳值)也许还差,实际尺寸也许还大。然而,对这种情况,该研究的成果将证明这些不利因素是不重要的。

作为该研究的主要工具是旋转压缩机的一台计算机模拟模型,该模型由 Wambsganss 和 Cohen^[1]在往复压缩机上所做的工作导出。还有许多其它优良的模型可利用,有代表性的一类列于参考文献^[2~12]。模拟模型基于一数学模型,它代表压缩机中能有效地影响着性能的热力过程。模拟模型在公式转换器中被编制成程序并在一台数字计算机中解出,解的结果包括性能系统(英热单位/瓦·时)、制冷量(英热单位/时)、能量输入(瓦特数)以及许多其它特性量。

该研究将模拟模型应用于A和F制冷量压缩机,它们是系列中最小和最大的压缩机。性能系数作为一设计参数、例如作为排气口直径的函数的曲线图已绘出,以便研究不同参数值时 C_{op} 的灵敏度(斜率)。

压缩机A和F的典型曲线示于图2a、2b及2c,基本程序是寻求一个单一的参数值,该参数对系列中最小和最大压缩机都指示出平均的最高总性能,然后假定该值能表示压缩机整个系列的平均最高总性能。利用模拟法的上述试验表明,对不同的制冷量泵来说,在 C_{op} -参数曲线之间的特性变化是以一个方向,于是仅仅利用括入括号的制冷量是正确的以及用目前的模拟是最合适的。

程 序

程序从 C_{op} -参数曲线开始,该曲线产生于系列中最小和最大制冷量压缩机。图2a、2b

和2c概略地表示在这一研究中发现的某些曲线型式。图2a中的情况,接近于A和F制冷量泵最高性能的参数值,看来像是指出了最佳的总性能,参阅图2a中实垂线。图2b中示出的曲线表明,参数2如果不消去的话应尽可能小。在2c中,应利用最大的实际参数3值,在这种情况下不同于性能的一个尺度将是限制参数,例如,排气口不能做得比现有资料的大。

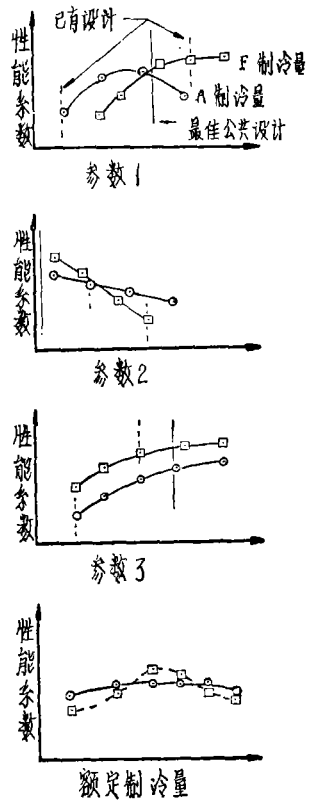


图 2 说明研究中所用压缩机气缸的通用形状

在该研究开始时对于现存的设计参数值由虚垂线表示,如图2a所示。为避免混乱,虚线仅仅相交于他们求取的曲线。

性能改进研究像统一化一样的方式完成,作为该研究部份的每个参数值,在系列各压缩机之间已经是共同的,于是,作为性能研究的虚垂线,跟图2中的虚垂线一样,将是重合的。以类似于统一化程序的方式,每个参数独

* Pump—“泵”这里亦指压缩机,下同。——译者

立地变化,以寻求一个最佳性能,没有偶合的参数也作了变化,偶合的和非偶合的最佳值之间的差别认为是不重要的,于是没有理由使用一个更复杂的最佳化方法作这一特殊研究。

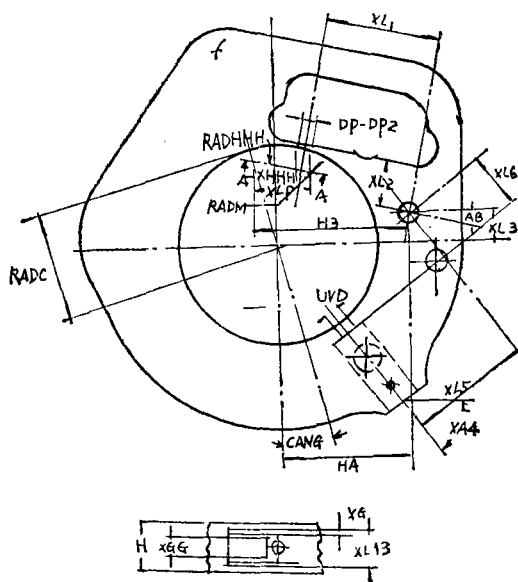
一旦 Cop 作为所有适用于统一化和性能最佳化参数的曲线被绘出,一组合的参数值组被用于模拟中并对系列中的每一台压缩机进行运算。图 2d 表示,对于大多数泵来说,新的性能也许偏离初始值,在某些情况它可以稍微增加,而在另一些情况它可以稍微减少。最重要的事实是,该系列中的压缩机现在具有最多的公共尺寸和最佳的性能。

结 果

在研究开始时,表 1 中七个参数值的每一个参数在系列的现有制冷量压缩机之间是不公共的,表 1 表示研究前遍及全系列的参数变化程度以及统一化后的最终值。

用几何法按图 3 识别所研究的七个参数。RADHHH 是短转换槽半径,该槽具有高度 XGG 可在图 3 的视图 A—A 中看到。XL2 确定了孔的长度。压力安全阀孔的长度由 XL6 确定。DP 或 DP2 是排气孔直径, XL13 示于视图 A—A 上,是长转换槽外边缘之间的距离。最

后, XL8 是长转换槽的弦长并示于图 3 的视图 A—A 上,具有高度 XG (XG 不作为统一性研究参数)。



视图 A—A

图 3 利用几何参数识别研究中所用压缩机气缸的通用形状

另五个作为性能改进研究的参数,其变化示于表 2。

表 1 统一化前后的标准化参数值*

		(统一化)前						(统一化)后
		1 (A)	1.16 (B)	1.44 (C)	1.67 (D)	1.84 (E)	2.16 (F)	
制 冷 量 比		—	—	—	—	—	—	公共值
参 数	1	1.0	1.0	1.38	1.38	1.38	1.54	1.68
参 数	2	1.0	1.0	0.75	0.75	0.75	0.75	消去
参 数	3	1.0	1.0	2.23	2.23	2.23	2.23	消去
参 数	4	1.0	1.0	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05
参 数	5	1.0	1.0	1.24	1.36	1.42	1.51	1.51
参 数	6	1.0	1.0	1.16	1.16	1.16	1.16	1.0
参 数	7	1.0	1.0	1.55	1.55	1.55	1.55	1.70

* 所有标准化值系指相对于压缩机制冷量 A 的参数值

表 2 用模拟法最佳化研究前后的标准化参数值

标准 化 参 数		(研究) 前	(研究) 后
参 数	8	1.0	1.0
参 数	9	1.0	1.6
参 数	10	1.0	消去
参 数	11	1.0	1.0
参 数	12	1.0	0.375

再按图 3 识别所研究的另五个参数。排气阀的弯曲半径是 RADCV, 它确定阀在孔的上方能升到的最大高度。XHHH 是短转换槽长度。RADM 是长转换槽弯曲半径, 示于视图 A—A 上, 具有高度 XG。最后, XL1 定位排气孔中心。

为了获得把握, 压缩机已适当地模造, 为了提供“统一化后”比较模拟结果的方法, 模拟对现存的设计进行了运算, 并比较了现存设计的试验结果。(在图 4 和图 5 中, A 制冷量

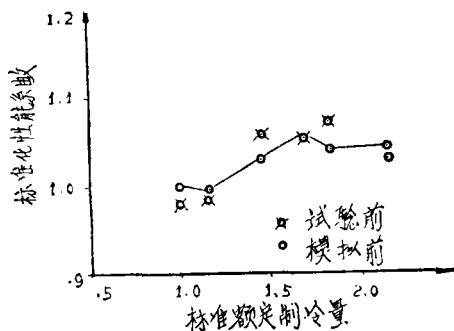


图 4 统一化及性能改进前, 试验和理论标准化压缩机性能的比较

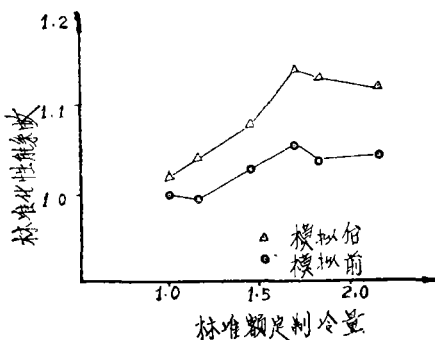


图 5 统一化及性能改进前后, 理论(模拟)的压缩机性能的比较

泵对应最小制冷量比值, 其后按字母顺序对应较大的比值。表 1 也指出了比值和字母顺序之间的等效性)。试验和理论结果之间的最大差值小于百分之三。所绘出的每个试验点系来自几台相同型号但性能不同的压缩机的平均结果。对于 C 和 E 制冷量压缩机来说, 试验压缩机不是全部参数与模拟中所用到的完全相同, 因此, 对于这两种制冷量压缩机的结果预期有稍微不同。因为模拟的有效性已在前面的应用中建立, 这一阶段本质上主要是检查输入数据。

结果的讨论

利用表 1 和表 2 中“后”字下面所列出的参数值, 它包含了从 A 到 F 制冷量的全部六种泵, 已绘出图 5 所示的三角形点。权衡了在某些范围失去的性能和在另一些范围得到的性能, 已有超过百分之五的总的增加。

剩下的非公共参数的数目也许是一最小值, 叶片长度、气缸直径及马达大小取决于泵的制冷量。制冷能力理论上看来不像是一个有可能的统一化特性参数, 这归因于增加系统成本以及高流速设计时可能出现较低的性能。

在该研究中所使用的技术表明, D 制冷量压缩机是该系列中效率最高的一台。

而且, 如果在该程序中使用较小级的泵, 如用 A 制冷量泵代替 F 制冷量泵, 最高性能就会改变到一较低的制冷量泵, 比如说 B 制冷量泵。

根据图 5 中的结果判断, 看来似乎这种方法在压缩机设计时是很值得用的, 尤其是因为表 1 中列出的参数已全部成功地统一化以及表征短传递槽特征的 RADHHH、XGG 和 XHHH 等参数已被消除。

结 论

基于用模拟法完成的统一化和性能改进研究, 已表明下列各点:

a) 七个参数已统一化(见表 1 及上下文说明), 这是新颖的遍及整个压缩机系列的变

用往复式压缩机的脉动 流量预测阀门的活动

(英) John F. T. Maclaen, Anthony B. Tramschek

引 言

这些年来, 往复式气体压缩机从简单的低速机器已发展成高度发达的高速机器。努力增加机器产量、缩小其尺寸和降低成本等问题已涉及如何在力图保持机器所容许的性能、可靠性、使用寿命等标准以及某些使用所要求的噪音水平的同时, 提高其曲轴和活塞的速度。通过在一定范围内对压缩机的功率输入和柴油机的功率输出的调查表明: 在一般情况下, 压缩机活塞的平均速度比柴油机的平均速度要低得多。由此可以推论: 为了简化机械和降低成本而广泛用于压缩机的自动阀造成对工作流体流量的限制, 比之柴油机的机械操作阀构成的限制更大。

压缩机的阀门已成为集中研究的题目。尤其因为它是压缩机上较薄弱的部件, 可靠性比

其它大多数部件差; 它在一种复杂的物理状态下自动操作, 而直观地观察这个过程往往很难估计某特定系统中控制阀门活动的参数。

忽略流量脉动分析的模型

近几年来, 由于引用了相当简单的数学模型来描述压缩机、压缩机的阀门、操作条件和工作流体的活动, 给传统经验的阀门设计技术增添了一个科学的因素。构成大多数分析模型基础的非线性微分方程和所涉及的大量变数, 有必要给数字计算机规划出这些模型。近二十年中, 几乎所有研制的分析模型, 以及其它简化的假设都假定吸气室和排气室内的压力在压缩机循环时保持不变。麦拉伦^[1]在一次审阅这些分析模型时指出, 对于压力脉动并不明显的系统的阀门来说, 这些分析模型能提供很有用的设计资料。

化。在这部份研究中两个参数从设计中消去了。

b) 对整个压缩机系列来说性能进一步提高百分之五。通过性能阶段研究, 另一个参数从设计中消失了。

c) 在研究开始及研究期间与试验结果所进行的比较表明相当一致, 这进一步证明模拟指出了正确的性能预言。

d) 技术上需要少量计算机模拟, 这是主要的, 因为在研究中仅有两台压缩机必须用到, 其余的模拟在研究终了被用来计算结果。

这一方法能用作设计工具, 它本质上能改进新压缩机性能以及在放手制造前改进制造性。这就能加快设计过程及减少设计费用。

参 考 文 献(略)

华中工学院 译自(英)《PROCEEDINGS of the 1972 PURDUE COMPRESSOR TECHNOLOGY CONFERENCE》
1972, №25—27, P483~490