

氦低温系统螺杆压缩机运行分析及节能优化

徐光福 庄明 盛林海 袁春燕 祝燕云

(中国科学院等离子体物理研究所 合肥 230031)

摘要:主要分析了 EAST 全超导托卡马克可控核聚变装置低温系统的喷油螺杆压缩机,对其运行状况做了一些分析研究,并分析导致压机等温效率偏低的原因;最后提出一些节能优化措施,改善螺杆压缩机的运行状况。

关键词:氦低温系统 螺杆压缩机 运行分析 节能优化

中图分类号:TB652 **文献标识码:**A **文章编号:**1000-6516(2009)02-0015-05

Operating and energy saving analysis of screw compressors for helium cryogenic system

Xu Guangfu Zhuang Ming Sheng Linhai Yuan Chunyan Zhu Yanyun

(The Institute of Plasma Physics, Chinese Academy of Sciences, Hefei 230031, China)

Abstract:The operating method of screw compressors for helium cryogenic system in experimental advanced superconducting tokamak (EAST) helium compressor was analyzed in detail. The reason for decrease of isothermal efficiency was found. Finally, some methods of energy saving were put forward to optimize the operating state of screw compressor.

Key words: helium cryogenic; screw compressor; operating analysis; energy saving

1 引言

随着可控核聚变装置和大型粒子加速器的发展,对氦低温系统的要求越来越高,从 EAST(Experimental Advanced Superconducting Tokamak,先进全超导托卡马克实验装置)的 $2\text{ kW}/4\text{ K}^{[1]}$ 到 ITER(International Thermonuclear Experimental Reactor 国际热核聚变实验堆)的 $70\text{ kW}/4.5\text{ K}^{[2]}$,制冷量越来越大,它们均采用喷油螺杆压缩机。Fermi 国家加速器实验室于 1979 年在 TEVATRON 氦低温系统中首次使用喷油螺杆压机后,喷油螺杆压机凭借着它的大容量、低振

动、高可靠性和处理压缩氦气产生的高热方面等优势,基本替代了其它类型的压缩机在氦低温系统中应用^[3]。喷油螺杆压缩机是氦低温系统关键部件之一,它的运行状态直接关系到整个低温系统效率和可靠性,氦低温系统的能耗也主要是由螺杆压缩机的耗功决定,如 EAST 低温系统压缩机耗功占整个运行成本的 57% 左右。通过采取一定有效的措施优化氦低温系统螺杆压缩机,这将大大提高整个系统的效率。本文主要分析了 EAST 全超导托卡马克可控核聚变装置的氦低温系统螺杆压缩机的实际运行情况,并提出一些节能优化措施。

收稿日期:2008-12-25;修订日期:2009-03-25

基金项目: EAST 国家大科学工程项目(计投资(1998)1303 号)。

作者简介:徐光福,男,24 岁,硕士研究生。

2 EAST 氮低温系统喷油螺杆压缩机

EAST 全超导托卡马克是一种稳态等离子体装置,其超导磁体包括 16 个纵场线圈和 14 个极向场线圈,均采用 NbTi/Cu CICC 结构,且采用 3.8 K—4.5 K 超临界氮冷却。为此等离子体所建立 2 kW/4 K 氮低温系统,满足现在实验运行要求。EAST 氮低温系统主要由压缩机、水冷却器、油过滤系统、吸附器、换热器、膨胀机、液氮杜瓦、液氮系统、氮气贮存系统、气体回收及纯化系统、常温及低温传输管道、测量与控制系统以及通用技术(包括供电、仪表气等系统)等部分组成。其中喷油螺杆压缩机是 EAST 低温系统关键部件之一,整个低温系统的运行效率与压缩机的运行状况密切相关。

螺杆压缩机主要由主机、转子、电机、油气分离器、冷却器、液气分离器、能量调节装置、气管路、油管路、水管路和电气控制箱等组成,其结构与流程如图 1 所示。

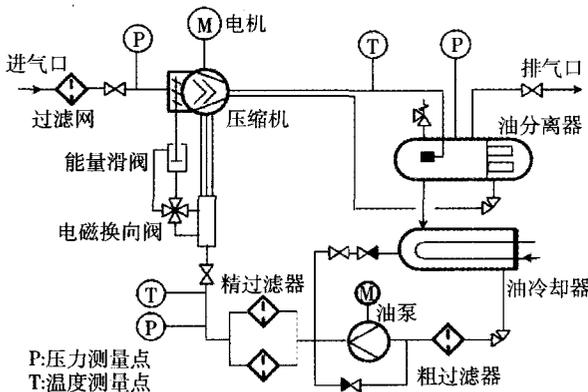


图 1 喷油螺杆压缩机结构与流程图

Fig.1 Structure and flow chart of oil-jet screw compressor

EAST 低温系统压缩机由 7 台喷油双螺杆压缩机组成,均由武汉新世界制冷有限公司生产。4 台压缩机并联组成低压级压缩机组,将氮气从 1.037×10^5 Pa 压至 5.1×10^5 Pa,总质量流量达到 430 g/s;3 台压缩机并联组成高压级压缩机组,将氮气从 5.1×10^5 Pa 压至 20.01×10^5 Pa,总质量流量超过 540 g/s,压缩机示意图如图 2 所示,具体压缩机型号参数如见表 1。运行过程中低压级压缩机的排气达到 350 K,高压级的排气温度达到 360 K。在 4 台低压级压缩机总排气管路上和 3 台高压级压缩机总排气管路上各安装有一卷板式水冷却器 C W (Cooling Water),冷却后的氮气温度在 300 K 左右。

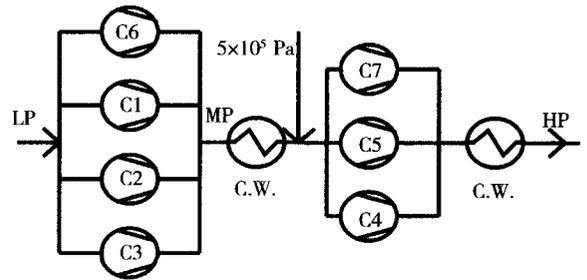


图 2 EAST 螺杆压缩机示意图

Fig.2 Schematic diagram of EAST screw compressors

表 1 EAST 低温系统压缩机参数

Table 1 Parameters of EAST screw compressors

编号	型号	位置	内压 缩比	理论排气 量/(m ³ /h)	电机功 率/kW
1	W-LG25II-36/0.5	低压级	5	2 130	200
2	W-LG25II-36/0.5	低压级	5	2 130	200
3	W-LG25II-36/0.5	低压级	5	2 130	200
4	W-LG25II-18/2.2	高压级	4.5	1 080	355
5	W-LG25II-18/2.2	高压级	4.5	1 080	355
6	LG25III THZ	低压级	5	2 831	250
7	LG26IIIFHZ	高压级	4.5	1 120	355

3 EAST 喷油螺杆压缩机运行分析

EAST 装置基本上每年做 2 次实验,总运行时间大约在 5 个月左右,所以 EAST 氮低温系统的喷油螺杆压缩机每年运行时间也在 5 个月左右。EAST 氮低温系统运行成本主要由螺杆压缩机的耗功和消耗的液氮组成,根据 2008 年 7 月 11 日机组实际运行情况做参考,其中液氮的消耗量采用了 1 个多月的平均消耗量。实际运行成本还包括氮气的泄漏量、空气源压机、人员成本等;通过计算可知 7 台喷油螺杆压缩机耗功约占总运行成本的 57%。

EAST 低温系统压缩机站的主压缩机均为喷油双螺杆压缩机,油在压缩机运行时起冷却、润滑、密封和降噪作用。喷入的油呈微滴状,与被压缩的氮气混合,极大的换热表面迅速吸收氮气的压缩热,冷却了压缩氮气,大大降低了排气温度,使压缩过程更接近等温过程,大大降低了耗功。对喷油螺杆压缩机的压缩过程按照等温过程来分析,压缩机耗功一般按照式(1)进行计算:

$$W_{ip} = mRT_0 \ln(P_2/P_1) / \eta_T \quad (1)$$

其中: m 为压缩机加工的气体流量, kg/s; P_2/P_1 为压缩比; η_T 为压缩机的等温效率; T_0 为环境温度;

R 为气体常数,对于氮气: $R=2\ 077\ \text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$

根据现在 EAST 低温系统运行日志可实时计算出压缩机组的实际耗电大小(以压缩机电机耗电近似代替),计算如式(2)所示:

$$P = \sqrt{3} * U * I * \cos(\varphi) * \eta \quad (2)$$

其中: $U=380\text{V}$, $\cos\varphi = \eta = 0.9$, I 为运行时通过电机的电流大小。

根据式(1)和式(2)可得出整个螺杆压缩机组的等温压缩效率:

$$\eta_T = mRT_0 \ln(P_2/P_1) / \sqrt{3}UI\cos(\varphi)\eta \quad (3)$$

由于 EAST 低温系统低压级和高压级的压缩机组的流量和压比都不相等,所以它们的耗电要分别计算然后进行相加,根据系统实际运行日志上数据并带入式(3)中计算得到螺杆压缩机组的等温效率只有 0.4 左右。这与一般氮螺杆压缩机等温效率在 0.5—0.55 相差较大,产生这种现象可能原因将在下面论述中说明。EAST 低温系统降温时间一般为 2 个星期,正常运行时间则每年有 5 个月左右。由表 2 可知,当压缩机组的等温效率从 40% 提高到 50% 时,能大大节约电能消耗,每年压缩机组就可节约一百多度左右。由于压缩机组运行成本占整个低温系统运行成本的一半左右,因而提高压缩机组的等温效率对于降低低温系统运行成本和提高低温制冷机的效率都极为关键。

表 2 等温效率对耗电影响

Table 2 Influence of isothermal efficiency to energy consumption

情况	压缩机组等温效率	每年运行时间/m	消耗电能/(kW·h)
I	0.4	5	5.70×10^6
II	0.5	5	4.56×10^6

导致 EAST 低温系统喷油螺杆压缩机组的等温效率偏低的原因分析如下:

(1) 由于 EAST 螺杆压缩机全采用能量滑阀进行调节,采用能量滑阀调节的压缩机在空载和满载状况下其等温效率也不相同,根据式(3)计算 6# 低压机能量滑阀从空载到满载的变化时压缩机等温效率的变化情况^[4],如图 3 所示,图 3 是 6# 低压机能量滑阀从空载到满载的过程中,低压缩机组的等温效率变化曲线。随着 6# 低压机能量滑阀的变化,低压级压缩机组的等温效率大约从 28% 提升到 55%,提高了大约 27%。从曲线整体变化趋势可以看出压缩机组的

等温效率随能量滑阀位置的增大而逐渐提高,特别是在从 85% 到 100% 变化时,其等温效率会有明显提高。而低压级压缩机组是按 6#、3#、2#、1# 顺序运行,只要当 2# 达到满载了,1# 才投入运行,所以在运行过程总有 1 台低压级(或高压级)压机的能量滑阀处于比较低的位置,从而导致整个压缩机组等温效率偏低。因此希望低温系统在运行时,压缩机站所有运行压缩机的能量滑阀都能保持在 90% 以上以降低无用功耗能。

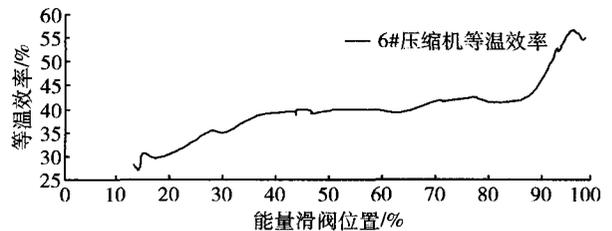


图 3 压缩机能量滑阀位置与等温效率关系曲线

Fig. 3 Relation between isothermal efficiency and position of energy slide valve

能量滑阀是用来改变螺杆有效工作长度的调节装置,未满载时,有部分吸入气体在螺杆转动时从泄逸孔道回到吸气端,减小了压缩机工作容积内被压缩气体的体积,由等温压缩关系式(4)可知, V_1 减小, P_2 也要相应减小,从而使压缩机的内压缩比小于外压缩比,增加了附加损失而导致等温效率下降。内压缩比随能量滑阀位置的减小而下降,导致附加损失随能量滑阀位置的减小而增大,因此使等温效率随能量滑阀位置的减小而减小。

$$P_2/P_1 = V_1/V_2 \quad (4)$$

(2) 机组回油不均。这使得部分回油不均的压缩机压缩氮气产生的热量不能及时有效被带走,导致压缩过程偏离等温过程,导致整个压缩机组等温效率偏低。

(3) 压缩机不是运行在最优状态。美国 Thomas Jefferson 国家实验室研究了内容积 BVR (Built-in Volume Ratio of the Compressor)、压比和排气压力对 3 种不同型号喷油螺杆压机的容积效率和等温效率的影响,最后实验结果表明排气压力对容积效率和等温效率的影响不明显,但压比和 BVR 却对它们影响相当大;所以每个压缩机都存在一个最优的压比和 BVR ,此时压机的等温效率最高,偏离最优值对压机等温效率影响很大^[5]。

从 4 次 EAST 低温系统实际运行情况看,发现喷

油螺杆压缩机还存在水冷换热器换热效果不好、滑阀定不住漂移量大、单机运转噪音高达 98 dB、阀门敲击现象严重、O 圈老化、轴封漏油等问题。

4 喷油螺杆压缩机节能优化研究

目前 EAST 低温系统喷油螺杆压缩机运行状态不是很佳,等温压缩效率只有 0.4 左右,与所设计效率 0.5—0.55 还是相差较大;虽然效率只相差 0.1 左右,但从表 2 可以明显看出这将导致每年多消耗一百多万度电在压缩机组上,这是很大一部分电能浪费。可以采取一些有效的措施来对该压缩机组进行节能优化,改善 EAST 低温系统喷油螺杆压缩机运行状况,从而改善整个低温系统状况。

(1) 美国 Thomas Jefferson 国家实验室低温组成员根据参考文献[5]中提到每台压机都有最优压比,

提出了一种新型的循环方式(Ganni Cycle),它主要就是在压缩机组这块做些变动,流程示意图如图 4 所示,主要是使用 1 台专门压机 C1 压缩负载回气,而循环主压缩机组 C2 和 C3 采用浮动吸气压力和排气压力,这样保证每台压机都处于最优压比情况下,维持高的效率,可提高系统效率 20%—45%^[6];这种循环在美国的 Thomas Jefferson 实验室、Brookhaven 国家实验室的 RHIC 和 Oak Ridge 国家实验室的 SNS 都得到运用,它们同时也从这种新型氮循环方式获益,不仅节约能源,而且还有有效的提高了系统无故障运行的时间,因为需要更少压机,让更多压机处于备份状态,所以提高系统运行可靠性。EAST 低温系统也可参考该专利做相应改动。改造过程只需增加一些管道和阀门,和重新编写控制程序就可以,不需要对系统设备进行大的替换。

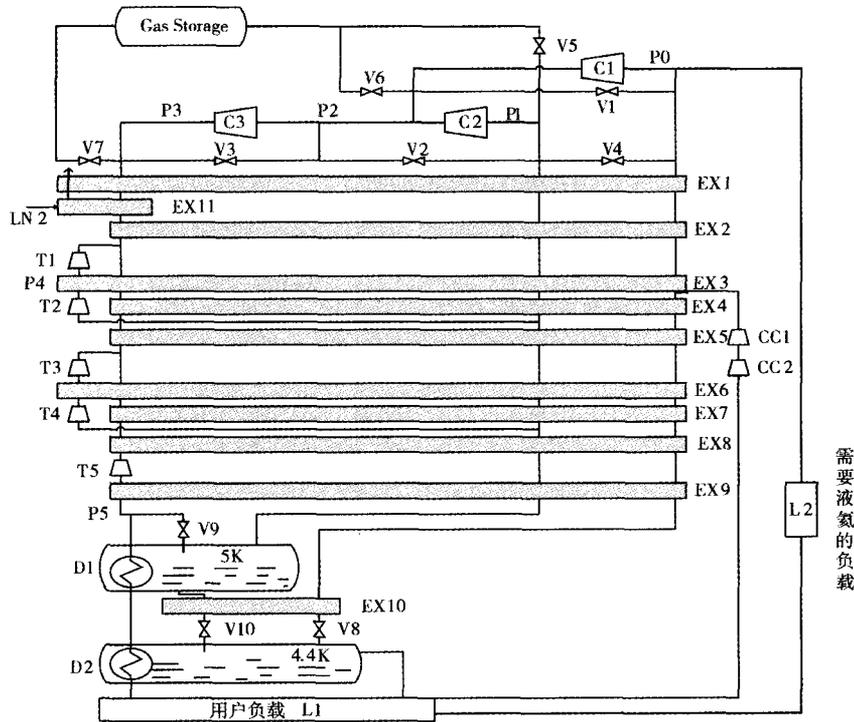


图 4 Ganni 循环示意图

Fig. 4 Schematic diagram of Ganni Cycle

(2) 日本科学家 M Noguchi, S Yamada 等人对降低吸气温度对降低压机耗功做了详细具体分析^[8],以 LHD(Large Helical Device 日本国家聚变研究所聚变装置)为例当温度下降到 235 K 时,可节能 11%。同时他们又以为 LHD 装置的低温系统为例提出利用高压级喷油螺杆压机的高温润滑油废热驱动 1 台硅胶-水吸附式制冷机,然后利用吸附式制冷机产生冷

量冷却压机吸气氮流,从而减少压机耗功;与传统的系统相比,通过增加 1 台硅胶-水吸附式制冷机可节约 7% 能量^[3]。一般 1 台压机制造出来以后它的体积流量 V 就是确定的,所以在压机耗功不变的情况下,随着温度降低,密度增大,如图 5 所示,质量流量增大,所以单位质量流量耗功减小。从图 5 可看出在相同压力下,随着温度增加,氮的密度近似线性减小。

当氦气温度由 300 K 降到 280 K, 它的密度增加 7.13%。目前中国科学院等离子体所也考虑利用喷油螺杆压机废热驱动吸附式制冷机, 来对螺杆压缩机进行节能优化。如果这在 EAST 装置得以成功改造, 那就可以引用到具有更大低温系统的装置上(如 ITER), 将有更多的废热值得利用。

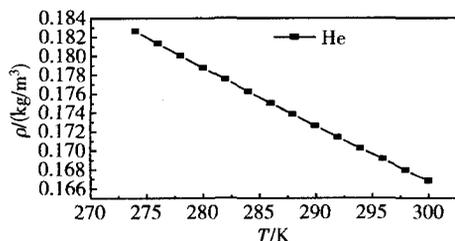


图5 氦的密度与温度关系曲线

Fig. 5 Relation between helium density and temperature

(3) 即使装置在冬天运行, 也可通过运行冷却塔来节约能量; 经过实验测试, 在冬天运行时使用冷却塔可节约 5.6% 的能量^[7]。随着系统运行时间延长, 压缩机站水冷换热器上将会附着一层油垢, 这将严重影响换热器的换热效果; 但原来的水冷换热器是不可拆式, 不便于清洗, 可改成可拆式, 系统运行一段时间后, 可拆开清洗, 以改善换热效果。EAST 压缩机站的 6# 和 7# 压机的水换热器已是可拆式水冷换热器。

(4) 应用变频器技术进行节能优化改造, 对螺杆压缩机, 流量与电机转速的关系^[8] 如式(5)所示:

$$q_v = C_\phi C_{n1} n \lambda D_1^3 \quad (5)$$

其中: q_v 为压缩机的容积流量, m^3/s ; C_ϕ 为螺杆的扭角系数, C_{n1} 为面积利用系数, n 为阳转子转速, rad/s ; λ 为转子长径比, D_1 为阳转子外径, m 。

从式(5)可知除转速外, 其它参数均为压缩机的结构参数, 对已定型的压缩机而言均为常数, 因此可以看出压缩机的流量与转子的转速成正比。基于此原理, 可以通过变频器调节压缩机电机的转速来表达调节压缩机排气量, 以此取代能量滑阀的调节方式。采用变频调节方式, 螺杆的工作长度不被改变, 使内压比始终维持不变, 在系统设计与设备选型时若选择内外压比相等, 则在变频调节过程中就不存在附加损失。采用变频调节还可以对压缩机排气量进行精确控制, 且控制延时小, 能进一步减少旁通阀的开度以减少旁通量, 降低无用功耗。一般情况下, 采用变频调节技术可节能在 20% 左右, 具有明显的节能效果^[9-11]。

考虑经济性, 可以对 EAST 氦低温系统的螺杆压

缩机组的一高一低 2 台压机配备变频器, 其它压缩机仍采用能量滑阀调节, 系统运行时, 一直将配备变频器的压缩机作为未全速运转的主调压缩机, 其它运行的压缩机通过控制程序保证一旦被启动即增载至满载状态。这种改造方式经费投入在 60 万元左右, 可经过三到四轮实验的运行收回投入成本^[4]。

5 结论

分析指出了螺杆压缩机的运行状况直接关系到整个低温系统运行情况, 虽然目前 EAST 低温系统的螺杆压缩机运行状况不是很佳, 但可以采取有效措施改善机组运行状况。冬天使用冷却塔, 改善水冷换热器换热情况(如现在 6#、7# 压机的水冷换热器已是可拆式换热器), 这些措施现在可以很容易在所有喷油螺杆压机上得到应用。像 Ganni Cycle、利用废热、变频改造等初期投入比较大, 但从长远看, 是非常有效的节能优化措施。现在中国科学院等离子体所正考虑在压机废热利用方面做些研究, 如果这在 EAST 装置得以成功改造, 那就可以引用到更大的低温系统上(如 ITER), 它上面有更多的废热值得利用。

参 考 文 献

- 1 Bai Hongyu, Bi Yanfang, Zhu Ping, et al. Cryogenics in EAST[J]. Fusion Engineering and Design 81, 2006; 2597-2603.
- 2 V Kalinin, E Tada, F Millet, et al. ITER cryogenic system[J]. Fusion Engineering and Design 81, 2006; 2589-2595.
- 3 M Noguchi, S Yamada, etc. Power saving of large scaled helium compressor for fusion device using an adsorption chiller[J]. Fusion Engineering and Design 82, 2007; 2824-2828.
- 4 冯汉升. EAST 低温系统大型螺杆压缩机站自动控制设计与研究[D]. 中国科学院研究生院博士学位论文, 合肥: 中科院等离子体物理研究所, 2008.
- 5 D Arenius, V Ganni, P Knudsen, et al. Screw Compressor Characteristics for Helium Refrigeration Systems. Thomas Jefferson National Accelerator Facility, Spallation Neutron Source Project, 2006.
- 6 Helium process cycle[P]. United States Patent 7278280, 2007.
- 7 M Noguchi, S Yamada, etc. Power Saving of Large Scaled Helium Compressor for Fusion Device[C]. 7th European Conference on Applied Superconductivity, Journal of Physics: Conference Series 43, 2006; 1072-1075.
- 8 II 型系列螺杆压缩机使用说明书[M]. 武汉: 武汉新世界制冷工业有限公司.
- 9 王志定. 浅谈变频螺杆压缩机[J]. 节能技术, 2008, 54: 37-40.
- 10 程双灵, 李国良, 张秋菊, 等. 螺杆压缩机性能的试验分析[J]. 江南大学学报(自然科学版), 2007, 6(5): 574-577.
- 11 刘 英. 变频器在空气压缩机控制系统中的应用[J]. 包钢科技, 2008, 34(3): 47-49.