DOI: 10.3901/JME.2013.12.142

离心风机驱动机械蒸汽再压缩热泵系统的性能分析*

庞卫科^{1,2} 林文举³ 潘麒麟⁴ 林文野^{1,2} 戴群特¹ 杨鲁伟¹ 张振涛¹

(1. 中国科学院理化技术研究所 北京 100190; 2. 中国科学院大学 北京 100049;

3. 新疆大学化学化工学院 乌鲁木齐 830046;

4. 电子科技大学航空航天学院 成都 610054)

摘要: 在所研制的离心风机驱动的机械蒸汽再压缩热泵系统试验平台上,以水为试验介质,采用理论分析与试验研究相结合的方法,考察可用于处理小流量的风机型机械蒸汽再压缩热泵的运行特性。结果表明,系统实际运行过程中蒸发压力升高时压差基本不变,机组蒸发水量和耗能量均随着蒸发压力升高而有所增加,蒸发水量增幅低于理论计算;蒸发压力升高后风机的内泄漏损失增大、输气系数衰减,从而导致系统绝热效率降低,因此系统单位能耗蒸发水量、制热性能系数均随着系统蒸发压力的升高而出现降低。单位工质所消耗的功量在不同条件下的对比表明,计算指示功可以与理论功保持相同的变化趋势,即两者均随蒸发压力升高而降低;而由于输气系数这一影响因素的存在,实测指示功的变化与理论功变化不同,即实测指示功随蒸发压力升高而略有增加。

关键词: 风机型机械蒸汽再压缩 系统性能 绝热效率

中图分类号: TQ51

Performance Analysis of Mechanical Vapor Recompression Heat Pump Driven by Centrifuge Fan

PANG Weike^{1,2} LIN Wenju³ PAN Qilin⁴ LIN Wenye^{1,2} DAI Qunte¹
YANG Luwei¹ ZHANG Zhentao¹

(1. Technical Institute of Physics and Chemistry, CAS, Beijing 100190;

2. Graduate University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049;

3. College of Chemistry and Chemical Engineering, Xinjiang University, Urumqi 830046;

4. School of Aerospace, University of Electronic Science and Technology of China, Chengdu 610054)

Abstract: Based on the designed mechanical vapor recompression(MVR) heat pump driven by a centrifuge fan, the way of theoretical analysis and experimental research is applied to study the fan type of MVR. Choosing water as the experimental medium, the operation characteristic of MVR applied to low evaporation is examined. The results shows as following: the pressure difference is likely to keep stable while the evaporation pressure goes up; the total evaporation water and total input energy increase as its evaporation pressure grows, but the increment is lower than that of theoretical calculation. The leakage loss of the fan inside goes up and its displacement efficiency reduces as the evaporation temperature and pressure rises, which brings forth the drop of the system's adiabatic efficiency. As a result, its specific moisture extraction rate(SMER) and coefficient of performance(COP) decrease. The trend of average input power for compressed vapor is compared in three different terms and the result shows: The trend of average input power by calculation is the same as that in theory; that is to say, both of them descend when the evaporation pressure ascends. Because of the displacement efficiency, the trend of average input power by measure is different from that in theory-the average input power by measure grows slightly when the evaporation pressure goes up.

Key words: Mechanical vapor recompression(MVR) driven by fan System performance Adiabatic efficiency

0 前言

机械蒸汽再压缩(Mechanical vapor recompression,

MVR)热泵广泛应用于溶液蒸发工艺,与传统的多效蒸发系统相比,不需要蒸汽锅炉提供原生蒸汽,减少了锅炉燃煤所产生的环境污染。在需要进行蒸发操作的场合,只要电力充足 MVR 热泵都可以方便地应用,同时对溶液产生的二次蒸汽进行了热量回收利用,体现了其高效节能的优势^[1-2]。随着电汽

* 国家高技术研究发展计划(863 计划, 2012AA063402)和国家科技支撑计划(2012BAA03B05)资助项目。20121220 收到初稿, 20130509 收到修改稿

比价的下降, MVR 热泵将有更广的应用。

目前在国外一些淡水资源稀缺的地区, 研究人员将 MVR 热泵应用于海水淡化方面并取得了可观的成果^[3-6]。在国内制盐行业, MVR 热泵逐渐形成一定的市场, 目前已经有几家大型制盐企业从国外引进了 MVR 热泵技术^[7-8]。海水淡化和制盐工艺采用的 MVR 热泵系统较复杂, 且生产处理规模较大, 其系统流程也是自身的特点, 将 MVR 热泵应用于小型处理量的蒸发工艺上还少有研究报道, 赵力^[9]研制的海水淡化小型装置仍是氟利昂热泵型式。现有研究中较多的是专门针对某类溶液物质进行具体分析^[10-13], 而 MVR 热泵处理具有通性的溶液物质时, 系统的特性和性能如何变化有待更深入的研究。

本研究从中小规模蒸发量的工业需求出发, 立足 MVR 热泵国产化, 研制了一台结构紧凑、操作简单的小型机组。该机组压缩比小, 传热温差不大, 适宜于热敏性物料的蒸发浓缩, 通过测试该机组的性能参数为后续系统的进一步优化提供了依据。

1 系统性能分析

MVR 热泵系统的性能考核指标主要有总耗能量、总蒸发水量、单位能耗蒸发水量(Specific moisture extraction rate, SMER)、制热性能系数(Coefficient of performance, COP)、风机绝热效率和输气系数等。

蒸汽热力状态变化的理想过程如下: 溶液加热后蒸发出来的二次蒸汽进行可逆绝热压缩过程, 即等熵压缩, 然后由过热状态冷却到饱和蒸汽, 经冷凝过程后继续冷却则变为过冷状态。而实际压缩时, 由于一系列不可逆因素的影响, 压缩过程为非等熵压缩。根据二次蒸汽的初始状态和压缩终了状态参数, 等熵压缩过程消耗的理论比功

$$w = h_2' - h_1$$

式中, h_2' 为等熵压缩终了蒸汽比焓; h_1 为蒸汽初始状态比焓。

实际压缩过程消耗的单位比功

$$w_i = h_2 - h_1$$

式中, h_2 为实际压缩终了蒸汽比焓。

根据实测电功率 P_e 、电动机效率 η_e 和机械效率 η_m , 实际消耗的单位比功也可表示为

$$w_i' = \frac{\eta_e \eta_m P_e}{q_m}$$

式中, q_m 为工质质量流量。

实际不可逆过程所消耗的单位比功偏离理想可逆绝热过程的程度称为其绝热效率^[14]

$$\eta_i = \frac{w}{w_i'} = \frac{(h_1 - h_2)q_m}{P_e \eta_e \eta_m}$$

风机实际压缩时, 由于内泄漏损失导致其吸汽流量比理论流量 $q_{m,th}$ 有所减少, 其偏离的程度称为输气系数

$$\eta_v = \frac{q_m}{q_{m,th}}$$

则系统的单位能耗蒸发量

$$Q_{SMER} = \frac{3600 \eta_i \eta_m \eta_e}{w}$$

系统的实际 COP 为

$$COP = \eta_i COP_{th}$$

系统的理论 COP 为

$$COP_{th} = \frac{r}{w}$$

式中, r 为蒸发器壳侧冷凝蒸汽的比潜热。

2 系统流程原理

试验采用的 MVR 热泵蒸发系统如图 1 所示, 蒸汽的热力状态变化如图 2 所示。从分离器出来的二次蒸汽状态参数为 1, 进入离心风机经压缩后压力和温度均有所升高, 同时焓值增加, 变为状态 2, 然后再进到蒸发器加热料液。蒸汽在蒸发器中释放热量后冷凝为蒸馏水, 状态参数为 3, 继续冷却变为状态 4, 最后经凝水泵排出系统。从外界经给料泵进入系统的料液在蒸发器中被加热, 当溶液中待蒸发的水分达到状态参数 0 时, 开始进入沸腾蒸发, 其中生成的水蒸气混合物进入分离器进行汽液两相分离, 分离出来的饱和蒸汽即为状态参数 1 的二次蒸汽, 之后进入离心风机中, 开始下一个工作周期。

开机运行时, 关闭阀 7, 开启阀 5、3 和 1, 料液由给料泵打入后, 经由阀 5 和 3 从蒸发器顶部喷淋下来, 部分溶液蒸发产生的蒸汽进入分离器, 未蒸发部分溶液则由截止阀 1 和出料泵重新返回给料泵。稳定运行后, 溶液完全蒸发后产生的蒸汽进入分离器, 而浓缩液则经阀 1 和出料泵直接排出系统。分离器内液位达到一定高度时, 关闭给料泵和阀 5, 然后开启循环泵、阀 6 和 7, 将分离器中液体送回到蒸发器, 再次进行蒸发。系统中不凝性气体将由截止阀 2 排出。

图1 MVR 热泵蒸发流程

图2 蒸汽压力状态变化

3 试验系统

根据系统流程原理搭建的试验平台如图3所示,为加快系统启动过程,另外增设了一套电热装置;当系统稳定运行后,该电热装置用来补给散失到外界中的热量,维持系统的蒸发压力稳定。

图3 MVR 热泵降膜蒸发试验平台

试验采用的蒸发介质为水,过程中测试的参数有风机吸汽压力和温度、排汽压力和温度;蒸发器壳程温度、管程温度;分离器液位、冷凝水液位;冷凝水流量、进料液流量;风机耗电功率、电加热功率等。测试采用的传感器技术参数如下表所示。

表 试验所采用的测试仪表参数

传感器	测量参数	精度	量程
PT100 热电阻	蒸发器壳管程温度	0.1	-50~400 °C
T 型热电偶	风机吸排汽温度	0.1	-50~200 °C
压力传感器	风机吸排汽压力	0.5	0~500 kPa
液位计	分离器、集水罐液位	1.5	0~300 mm
流量计	冷凝水、料液流量	1.5	0~500 L/h
功率调节仪	电加热功率	1.0	0~3 kW

4 数据分析与讨论

从图4中可以看出,蒸发压力升高时,机组的电辅加热量和耗电功率均随之增加。随着系统蒸发压力的升高,系统消耗的电功率从蒸发压力 95 kPa 时的 2.44 kW 上升到 110 kPa 时的 2.7 kW;在风机内泄漏损失增大、输气系数降低的情况下,其蒸汽体积流量将会减少,但蒸汽比容也随蒸发压力升高而降低,这样蒸汽的质量流量可能会有所增加。若质量流量增加的幅度超过压缩蒸汽理论比功减少的幅度,机组的耗电功率也将会增加。蒸发压力的改变是通过蒸发温度实现的,蒸发压力升高要求蒸发温度的升高,而提高蒸发温度需要输入更多的电加热,因此随着蒸发压力的升高,电加热的输入量随之增加。另外,蒸发温度升高后,系统的漏热损失也会有所增加,这也需要额外增加电加热来维持系统蒸发温度,系统的补热量从 95 kPa 时的 2.09 kW 上升到 110 kPa 时的 2.55 kW。综合电加热量和机组耗电功率看,蒸发压力的升高后,系统所耗总能量也随之增加。

图4 不同工况下机组的耗能变化

图5中表明,实测蒸发水量与理论蒸发水量的变化趋势一致,均是随着蒸发压力的升高而增加,但实际蒸发水量的增加程度不是很明显。蒸发压力从 95 kPa 变化到 110 kPa 时,理论蒸发水量增加 15 kg/h 左右,而实际仅增加 5 kg/h 左右,说明系统提高蒸发压力增加蒸发水量带来的优势已与风机输气

系数降低带来的劣势相当, 再提高蒸发压力后系统的改善效果将不太明显, 而且将引起系统 SMER 的衰减。

图5 不同工况下蒸发水量的变化

实测蒸发水量是二次蒸汽冷凝后的水量, 理论水量则是基于风机不同工况时的体积流量和吸汽比容计算。实际压缩过程中, 风机吸入的蒸汽为夹带有一定液滴的湿蒸汽, 这在增加蒸汽质量流量的同时, 将系统过程改变为湿压缩, 进而增加了系统的实际耗电功率。

从图6上 SMER 的变化曲线可以看出, 随着蒸发压力的升高, SMER 逐渐降低, 消耗单位能量所蒸发的水分有所减少。系统蒸发水量随蒸发压力升高呈增加的趋势, 但同时消耗的电功率也在增加, 且电功率增加的幅度要超过蒸发出的水量增加量, 所以导致蒸发单位水量消耗的电能增多, SMER 减小。蒸发压力从 95 kPa 上升到 110 kPa 时, SMER 从 30.04 kg/kWh 下降到 29.62 kg/kWh。

图6 机组性能系数的变化

理论计算上, 系统 COP 随蒸发压力的升高呈上升趋势, 但实测 COP 却随蒸发压力的升高呈下降的趋势, 这是由于风机绝热效率造成的。随着蒸发压力和温度升高, 冷凝压力和温度也有所升高, 风机绝热效率逐渐降低, 且其降低的幅度要高于理论

COP 增加的幅度, 所以实测 COP 出现降低的情况, 从 23.41 降低到 22.99。

根据图7, 将按实测耗电功率和理论体积流量计算的指示比功与理论比功进行比较后发现, 压缩单位工质所消耗的功量均随蒸发压力的升高而有所降低; 而按实际体积流量下的指示比功则是随蒸发压力的升高而升高, 这是因为实际体积流量下的指示比功还受到输气系数降低的影响所致。风机输气系数降低, 造成实际体积流量低于理论体积流量, 这样质量流量增加的程度较小, 而消耗的电功率是明显增加的, 所以实际压缩时单位质量蒸汽消耗的功量也会有所增加, 从蒸发压力 95 kPa 时的 95.87 kJ/kg 上升到 110 kPa 时的 97.22 kJ/kg。

图7 不同条件下机组的单位耗功变化

图8中表明, 随着蒸发压力升高, 风机吸入的蒸汽温度进一步升高, 风机的内泄漏损失增加, 输气系数有所降低, 从蒸发压力 95 kPa 时的 0.79 降低到 110 kPa 时的 0.74。从绝热效率公式中可以看出, 绝热效率与理论流量和实测流量也有关系, 就是说跟风机的输气系数相关。在输气系数的影响下, 蒸发压力升高, 绝热效率呈下降的趋势, 当蒸发压力从 95 kPa 升高到 110 kPa 时, 绝热效率从 0.25 下降到 0.21。

图8 不同工况下风机的效率变化

5 结论

通过对所研制样机的实际运行过程进行测试和分析,发现其具有以下特点。

(1) 该风机型 MVR 热泵的实际蒸发水量和耗能量均随着蒸发压力的升高而有所增加,但实际蒸发水量的增加幅度没有理论值的增加幅度大。与现有其他型式 MVR 热泵相比,风机型 MVR 热泵在处理小流量溶液时,蒸发工况的变化对系统蒸发量的影响较小,工况调节对提高蒸发水量的作用不明显。

(2) 风机型 MVR 系统 SMER 和 COP 均随蒸发压力的升高而有所降低,这是由于系统绝热效率随蒸发压力升高而降低造成的;而绝热效率的降低则是由风机输气系数降低引起的。因此,提高离心风机输气系数对改善风机型 MVR 系统性能至关重要。

(3) 在高温高压工况范围内,随着蒸发压力和温度逐渐升高,风机吸排汽压力均升高,风机内泄漏损失增大,输气系数进一步衰减。由此可见,系统偏离额定工况时的工作性能显著影响机组的整体运行效率,在工艺温度范围内,选择较低蒸发温度有利于机组高效运行。

(4) 理论比功虽然随蒸发压力升高而有所降低,但由于绝热效率的衰减程度较大,所以风机型 MVR 系统的 SMER 和 COP 随蒸发压力升高而降低。所以,研制小型离心风机驱动 MVR 系统时应将理论计算和试验分析有机结合起来,从而增强设计计算方面的可靠性。

参 考 文 献

- [1] 杨向阳, 赵翔涌. 机械蒸汽再压缩热泵系统在工业中的应用实验研究[J]. 动力工程, 1999, 19(增刊): 255-258.
YANG Xiangyang, ZHAO Xiangyong. Experimental research on the utilization of mechanical vapor recompression heat pump[J]. Power Engineering, 1999, 19 (Suppl.): 255-258.
- [2] 李承志. 蒸汽再压缩式蒸发器[J]. 氯碱工业, 2003, 6: 18-20.
LI Chengzhi. Vapor recompression evaporators[J]. Chlor-Alkali Industry, 2003, 6: 18-20.
- [3] HIKMET S A. Analysis of a mechanical vapor compression desalination system[J]. Desalination, 2002, 142: 181-186.
- [4] NARMINE H A, ADEL K E F. Mechanical vapor compression desalination systems-a case study[J]. Desalination, 2003, 158: 143-150.
- [5] RUBINA B, HAWLADER M N A, LIANG Songwei. Performance evaluation of a mechanical vapor compression desalination system[J]. Desalination, 2004, 166: 123-127.
- [6] ABDULNASSER A M, NAFEY A S, FATH H E S. Thermoeconomic analysis of some existing desalination processes[J]. Desalination, 2007, 205: 354-373.
- [7] 黄成. 机械压缩式热泵制盐工艺简述[J]. 盐业与化工, 2010, 39(4): 42-44.
HUANG Cheng. Compendium of the mechanical compressed heat pump technology[J]. Journal of Salt and Chemical Industry, 2010, 39(4): 42-44.
- [8] 赵营峰. 中盐金坛公司年产 100 万吨真空制盐工程简述[J]. 中国井矿盐, 2008, 39(5): 3-4.
ZHAO Yingfeng. Brief introduction of the 1 million tpa vacuum salt making plant of CNSIC Jintan company[J]. China Well and Rock Salt, 2008, 39(5): 3-4.
- [9] 赵力. 海水淡化用小型热泵系统的变工况分析[J]. 机械工程学报, 2005, 41(5): 225-230.
ZHAO Li. Conditions on small style heat pumps which are used in desalination[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41(5): 225-230.
- [10] 周桂英, 曲景奎, 隋智慧, 等. 机械压缩蒸发在麻黄素废液处理中的应用与分析[J]. 过滤与分离, 2002, 12(3): 14-16.
ZHOU Guiying, QU Jingkui, SUI Zhihui, et al. The application and analysis of mechanical compression evaporation in treating ephedrine effluent[J]. Filtration and Separation, 2002, 12(3): 14-16.
- [11] 刘晓莉, 顾兆林, 刘宗宽, 等. 蒸汽压缩加热造纸黑液浓缩新工艺[J]. 节能技术, 2003, 21(5): 27-28.
LIU Xiaoli, GU Zhaolin, LIU Zongkuan, et al. New technology of black liquid concentration by vapor compressor heating liquid[J]. Energy Conservation Technology, 2003, 21(5): 27-28.
- [12] 梁林, 韩东. 蒸汽机械再压缩蒸发器的实验[J]. 化工进展, 2009, 28(增刊): 358-360.
LIANG lin, HAN Dong. Experiment of mechanical vapor recompression evaporator[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2009, 28(Suppl.): 358-360.
- [13] 恽世昌. 机械蒸汽再压缩(MVR)[J]. 中国乳品工业, 1998, 21(2): 78-81.
YUN Shichang. Mechanical vapor recompression (MVR)[J]. China Dairy Industry, 1998, 21(2): 78-81.
- [14] 曾丹苓, 敖越, 张新铭, 等. 工程热力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2002.
ZENG Danling, AO Yue, ZHANG Xinming, et al. Engineering thermodynamics[M]. Beijing: Higher Education Press, 2002.

作者简介: 庞卫科, 男, 1983 年出生, 博士。主要研究方向为热力过程优化与节能技术。

E-mail: vke.bjut@yahoo.com.cn

杨鲁伟, 男, 1970 年出生, 研究员。主要研究方向为热能工程, 制冷与低温工程, 热力节能技术, 新能源利用等。

E-mail: lwyang2002@yahoo.com.cn