

文章编号:0253-4339(2019)05-0037-07
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2019.05.037

单螺杆膨胀机散热损失的实验研究

陈如梦 王伟 赵英坤 吴玉庭 马重芳

(北京工业大学环境与能源工程学院 传热强化与过程节能教育部重点实验室 传热与能源利用北京市重点实验室 北京 100124)

摘 要 单螺杆膨胀机作为有机朗肯循环系统中最适合的膨胀机类型之一,其性能对循环系统有重要影响。本文实验研究了有机朗肯循环系统中单螺杆膨胀机机壳及润滑油的散热损失及其在不同工况下对膨胀机性能的影响。实验结果表明,当进气温度由 80 ℃ 升至 123 ℃ 时,单螺杆膨胀机的散热损失增大,其中润滑油散热损失为主要散热损失,其散热量从 0.5 kW 增至 1.05 kW。随着膨胀比的增加,各散热损失占比逐渐减小。其中,当进气温度由 80 ℃ 升至 123 ℃ 时,机壳散热损失占比为 5.1%~2.5%,润滑油散热损失占比为 16.1%~9.5%。说明随着进气温度的增加,膨胀机性能逐渐改善,工质气体通过散热损失的能量比例逐渐减小,散热损失对膨胀机性能的影响逐渐减小。

关键词 单螺杆膨胀机;散热量;散热损失占比;性能

中图分类号:TK115;TB653 **文献标识码**:A

Experimental Study on Heat Loss of Single Screw Expander

Chen Rumeng Wang Wei Zhao Yingkun Wu Yuting Ma Chongfang

(Key Laboratory of Enhanced Heat Transfer and Energy Conservation of Ministry of Education, Key Laboratory of Heat Transfer and Energy Conversion, Beijing Municipality, College of Environmental and Energy Engineering, Beijing University of Technology, Beijing, 100124, China)

Abstract The performance of a single screw expander, which is among the most suitable types of expander in the organic Rankine system, plays an important role in the cycle system. One of the essential factors influencing a single screw expander performance is heat loss. This study experimentally investigated the heat losses of shell and lubricating oil based on the different inlet parameters of the single screw expander. Results demonstrated that the heat loss in the single screw expander would increase with higher inlet temperature within the 80–123 ℃ range. Heat loss in lubricating oils was found to be the main form of heat loss, increasing from 0.5 to 1.05 kW. In addition, an increase in the inlet temperature would lead to a greater expansion ratio of the single screw expander, eventually leading to an increase in the output power. On the contrary, the proportion of each heat loss decreased. In particular, the shell and lubricating oil heat loss ratio decreased from 5.1% to 2.5% and from 16.1% to 9.5%, respectively, when the inlet temperature increased from 80 ℃ to 123 ℃. This indicates that with an improvement in the performance of the single screw expander, even when the heat loss increased, its effect on the performance of the expander tend to decrease gradually.

Keywords single screw expander; heat loss; heat loss ratio; performance

随着我国能源危机和环境问题的日益严峻,可再生能源和节能技术的研究与应用受到广泛关注。在各种节能技术中,工业余热的回收和利用成为研究热点。有机朗肯循环(ORC)是低温工业余热利用的重要技术之一,在中低温热发电技术方面有着天然的优势^[1-2]。目前,大规模余热利用的 ORC 发电系统已较为成熟,广泛应用于中低温余热发电等工程项目中^[3]。而中小规模的低温热源 ORC 发电系统还处于实验室研究阶段。目前,大量研究结果表明,膨胀机作为有机朗肯循环系统的关键部件,其性能对有机朗肯循环具有重要影响。因单螺杆膨胀机具有结构简单、体积小、单机容量大、振动小、受力平衡、膨胀比高等特点,被认为是最适合应用于 ORC 系统的膨胀机类型之一。Zhang Yeqiang 等^[4]研究表明,采用 R123 工质,膨胀机为单螺杆膨胀机,膨胀比为 4.6 时,轴效率为 57.9%,系统最大循环热效率为 6.5%。Lei Biao 等^[5]研究表明,采用 R123 为工质,当单螺杆膨胀机最大膨胀比为 8.5 时,轴效率为 55%,系统循环净效

率为 7.98%。

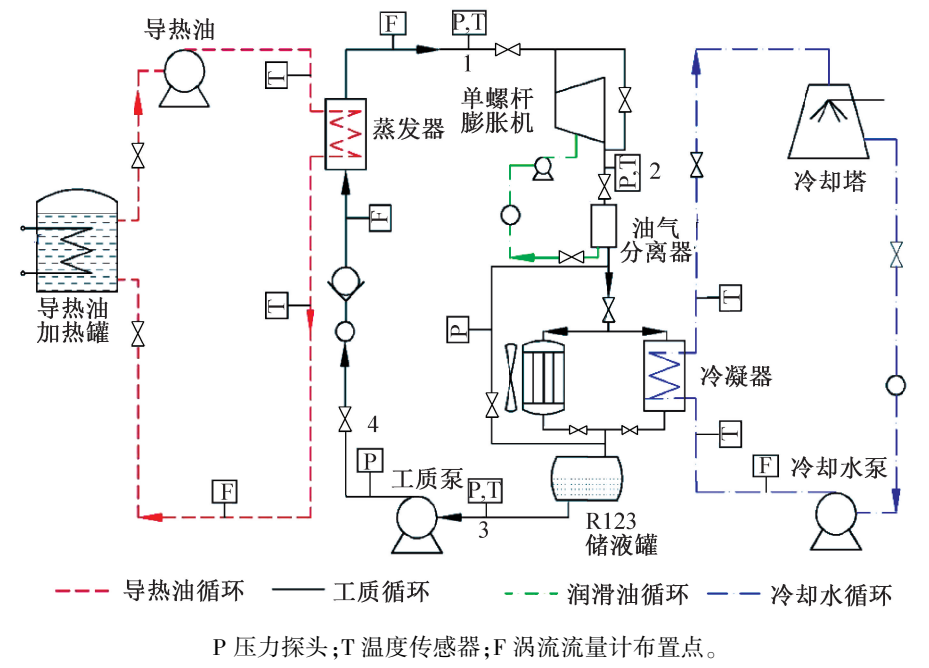
膨胀机的不可逆损失是影响膨胀机性能的主要因素,包括泄漏、机械损失、进排气压力损失、传热损失等。在大型 ORC 系统中,因膨胀机体积较大,散热损失的影响相对较小,但在小型循环系统中,膨胀机体积小,比表面积增大,散热损失的影响相对较高。因此,有必要对小型膨胀机的散热损失进行研究。目前已有螺杆式压缩机的传热损失的相关研究,N. Stosic^[6]利用 CFD 方法建立了双螺杆压缩机的传热模型,并得出稳定状态时,螺杆压缩机机壳及内部转子的轴向温度接近线性分布。李红旗等^[7]实验分析了润滑油雾化对单螺杆压缩机排气温度的影响,结果表明润滑油雾化程度越高,排气温度越低,工作过程越接近等温过程。Zhao Bin 等^[8]利用模糊随机小波有限元法研究了润滑油雾化对单螺杆压缩机内传热的影响,结果表明,润滑油的雾化促进了润滑油与空气的换热,使排气温度降低,且润滑油油滴直径越小,排气温度越低。膨胀机领域目前主要以建立循环系统的半经验模型为主,人为将传热损失、泄漏损失等不可逆损失分开,并进行实验数据耦合^[9-13]。D. Ziviani 等^[13]利用半经验模型分别对单螺杆膨胀机中 R245fa 和

SES36 两种工质进行热力学过程模拟,指出相同膨胀比下,R245fa 向外界散热量高于 SES36,当膨胀比为 4 时,R245fa 向外界散热量为 0.7 kW。但该半经验模型中均将工质做功过程中的不可逆损失全部归结于工质气体通过壳体向外界的散热量,而目前大量实验证明,工质气体在做功过程中的不可逆损失较大,但在实际过程中机壳的散热量明显较小。因此,以此模型来研究膨胀机散热损失误差相对较大,有必要对单螺杆膨胀机外部散热损失进行相应的实验研究。

本文通过实验研究了单螺杆膨胀机有机朗肯循环系统中不同工况下膨胀机的散热损失,以及不同工况下散热损失对膨胀机性能的影响。此工作可为后续研究单螺杆膨胀机性能优化提供基础数据。

1 实验台介绍

采用本实验室设计的单螺杆膨胀机进行实验测试,测试工质为 R123,以高温导热油作为热源。实验开始前,通过控制电加热功率和导热油流量来控制蒸发器出口处的蒸发温度及压力,使膨胀机进口工质的过热度保持在约 3 ℃。单螺杆膨胀机有机朗肯循环的测试实验流程如图 1 所示。



P 压力探头;T 温度传感器;F 涡流流量计布置点。

图 1 实验系统

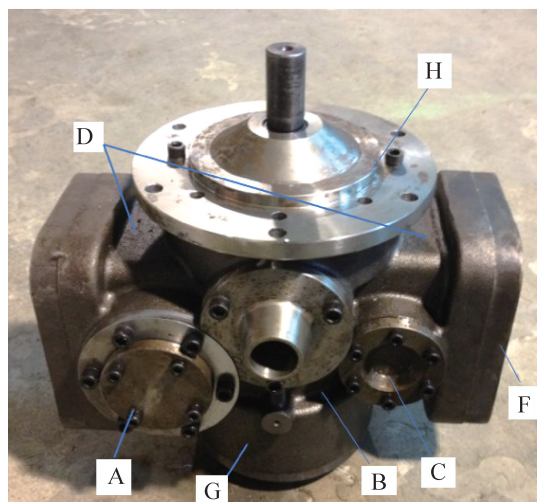
Fig.1 The experiment system

液态工质经循环泵加压后进入蒸发器,与蒸发器管壳处的导热油换热,温度升高变为高压过热蒸气,随后进入膨胀机膨胀降压降温,膨胀后的蒸气与润滑油的混合物进入油气分离器,分离出的蒸气进入凝器与冷却水换热,工质气体冷却为液体进入储液罐收集,并进入再循环。在膨胀机和蒸发器的进出口管路上布置传感器,用于监测膨胀机进出口的压力、温度及流量参数,用测功机测出膨胀机的输出功率。

实验过程中,转速恒定约为 3 000 r/min,保持进口过热度为 3 ℃,改变进口温度及压力,测量不同工况下各工作参数。

1.1 机壳散热量

本实验利用集总参数法^[14-16]对机壳温度进行测量并计算散热损失。根据膨胀机外壳的构成和几何特征,将膨胀机进行区域划分,利用热电偶测量各区域温度,经计算得到膨胀机机壳的加权平均温度及散热量。图 2 所示为热电偶分布,根据单螺杆膨胀机机壳的几何分布及连接方式,分别将热电偶安装于 A~G 表面。



A 星轮室大窗盖;B 螺杆对应机壳;C 星轮室小窗盖;D 排气侧星轮室面;E 进气侧星轮室面(图中未标出);F 星轮室侧面;G 进气侧螺杆轴承连接面;H 排气侧螺杆轴承连接面。

图 2 热电偶分布

Fig.2 Thermocouple distribution

膨胀机机壳散热形式主要由自然对流和辐射换热形式组成。自然对流换热量($\dot{Q}_{s,c}$)利用牛顿冷却却公式计算,辐射换热量($\dot{Q}_{s,r}$)由 Stefan-Boltzmann 定律计算,如式(1)~式(3)所示:

$$\dot{Q}_s = \dot{Q}_{s,c} + \dot{Q}_{s,r} \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{s,c} = \sum h S_i (T_i - T_e) \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{s,r} = \sum 5.67 \times 10^{-8} \varepsilon \times S_i (T_i^4 - T_e^4) \quad (3)$$

式中: $\dot{Q}_s$ 为机壳总散热量,kW; T_i 为机壳各区域测量的温度值,℃; T_e 为环境温度,℃; S_i 为各区域面积,m²; h 为传热系数,W/(m²·K); ε 为黑度。

1.2 机壳加权平均温度

加权平均温度:

$$\bar{T} = \sum_i T_i S_i / A_t \quad (4)$$

式中: A_t 为机壳总外表面积,m²。

1.3 润滑油散热量

实验利用热电偶对润滑油进出口温度进行测量,并计算其与工质气体的换热量:

$$\dot{Q}_o = m_o c_p (T_{2,o} - T_{1,o}) \quad (5)$$

式中: m_o 为润滑油质量流量,kg/s; c_p 为润滑油比热,kJ/(kg·℃); $T_{1,o}$ 、 $T_{2,o}$ 分别为润滑油进、出口温度,℃。

2 主要性能参数

2.1 轴功率

轴功率(P_e)是指通过膨胀机伸出轴输出的实际功率。实验中,轴功率通常为通过测量膨胀机扭矩和转速的实时数据,按下式计算:

$$P_e = \frac{Nn}{9\,550} \quad (6)$$

式中: P_e 为膨胀机轴功率,kW; N 为扭矩,N·m; n 为转速,r/min。

2.2 膨胀比

膨胀比(ε)是指膨胀机进出口压力的比值:

$$\varepsilon = \frac{P_{in}}{P_{out}} \quad (7)$$

式中: p_{in} 和 p_{out} 分别为膨胀机进、出口压力,Pa。

2.3 热损失占比

热损失占比(η_Q)是指膨胀过程中机壳向外界环境的散热量 $\dot{Q}$ 与工质进出口焓差之比:

$$\eta_Q = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}(h_1 - h_2)} \quad (8)$$

式中: $\dot{Q}$ 为机壳或润滑油的散热量,kW; h_1 、 h_2 分别为工质进、出口比焓,kJ/kg; $\dot{m}$ 为工质气体的质量流率,kg/s。

3 实验结果分析

3.1 机壳温度分布

工况设定的转速为 3 000 r/min,进气温度分别为 80、90、100、110、123 ℃,实验过程中,当膨胀机工质的进气温度和压力达到设定值后,继续运行膨胀机 2~3 h,确保其达到稳定状态。图 3 所示为进气温度为 123 ℃下膨胀机机壳各测点温度的变化,其余不同进气温度下的温度变化与其类似。表 1 所示为不同进气温度下各表面达到稳定状态时的平均温度值。可以看出:

1) 当实验进行一段时间后,各测点温度趋于稳定,可近似认为此时机壳温度达到热平衡状态。且随着进气温度的增加,各表面温度均有所增加。

表 1 不同进气温度下各表面温度
Tab.1 Surface temperatures at different inlet temperatures

进气温度/℃	各表面温度/℃							
	A	B	C	D	E	F	G	H
80	61.5	67.4	53.5	63.5	70.2	59.3	65.3	51.5
90	65.5	71.4	54.1	65.3	69.5	62.3	70.4	55.5
100	73.6	81.9	61.3	74.7	81.4	70.1	77.2	60.6
110	74.5	85.0	61.5	77.0	90.5	73.5	74.1	59.9
123	80.3	86.5	66.5	81.5	89.2	76.1	85.2	64.5

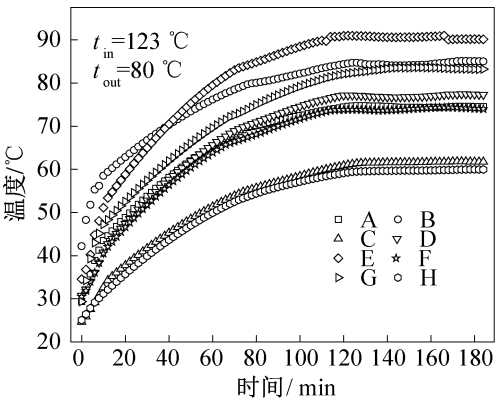


图 3 膨胀机各表面温度的变化

Fig.3 Variation of surface temperature of expander shell

2) B、E、G 表面温度相对较高,C、H 表面温度相对较低,而 A、D、F 表面温度处于两者之间,且 A、D、F 表面温度相对较为接近。B 表面因与机壳内工质气体直接接触进行热交换,温度变化率较快,达到稳定状态用时较少,因此 B 表面温度相对较高。E 表面最接近膨胀机进口,进气口处工质气体处于高温状态,此时传热能力较强,导致 E 表面温度较高。G 表面一方面由进气口侧螺杆轴承向其进行导热,进气口侧螺杆轴承温度较高,换热能力强;另一方面,受单螺杆膨胀机内部结构影响,该表面内部有一环形通道,进气状态的工质在环形通道内流动,并与其表面直接进行换热,因此 G 表面温度相对较高。而 A、D、F 表面分别为星轮室的各表面,其传热形式分为两方面:一是与星轮室中处于低温排气状态的工质气体进行对流传热,传热能力弱,传热量小,表面温度较低;二是依靠其他高温表面对其进行导热,所以 A、D、F 表面的温度低于 B、E 表面。C 表面主要以导热形式向周围表面传递热量,且各接触表面之间存在多层导热热阻,导热能力降低,因此 C 表面的温度较低。H 表面最接近出气口,且与其相连的螺杆出气口侧轴承之间主要以导热形式进行换热,出气口侧螺杆轴承温度较

低,因此换热能力小,H 表面温度较低。

图 4 所示为机壳散热量随加权平均温度($\bar{T}$)的变化。由图 4 可知,机壳散热量随 $\bar{T}$ 的增加呈线性增长的趋势。因此,可将 $\bar{T}$ 作为特征参数来计算膨胀机机壳的散热量,减少计算自然对流换热与辐射换热各参数的计算步骤,从而简化计算。拟合公式如下:

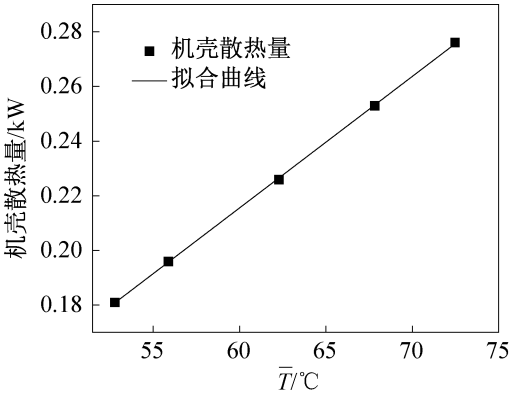
$$\dot{Q}_s = 0.048 \, 1 \bar{T} - 0.073 \, 2 \tag{9}$$


图 4 机壳散热量随加权平均温度的变化
Fig.4 Variation of shell heat loss with the weighted average temperature

由于单螺杆膨胀机机壳表面温度分布不均匀,各表面面积差异大,因此各表面向环境的传热能力不同。需对各表面的传热能力进行分析,以得出主要散热面。

图 5 所示为机壳各表面与环境之间的对流及辐射换热热量。由图 5 可知,B、F、G 表面为主要散热表面。B 和 G 表面温度较高,且传热面积较大,因此换热量较大;F 表面虽然温度较低,但散热面积大,因此散热量较大。A 表面温度温度较低,散热面积小,散热量最小。还可知辐射换热与对流换热占机壳总散热损失的比例不同,通过计算可得,不同进气温度下,机壳通过辐射向外界散失的热量约占总散热量的 55%,对流散热损失约占 45%。

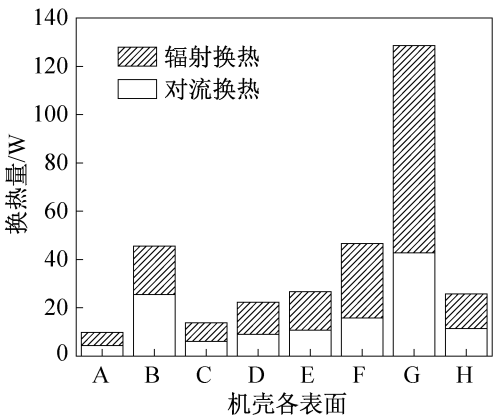


图 5 机壳各表面散热量
Fig.5 Heat loss of each shell surface

3.2 散热量

润滑油散热和机壳散热是单螺杆膨胀机两种主要的散热损失。工质气体通过与润滑油和机壳之间发生对流换热,造成散热损失。

图 6 所示为散热量随进气温度的变化。膨胀机机壳散热量和润滑油散热量均随进气温度的升高而增加。当进气温度由 80 ℃ 增至 123 ℃ 时,膨胀机机壳散热量由 0.18 kW 增至约 0.27 kW,润滑油散热量由 0.5 kW 增至 1.05 kW。已知,工质气体作为内热源通过机壳向环境散热,随着进气温度的升高,膨胀过程中工质的温度升高,工质向机壳的传热能力增强,传热量增加,因此膨胀机机壳向外界环境的散热量随之增加。进气温度的升高导致工质进出口温差增大。实验过程中,由于未对实验系统中润滑油路进行恒温设置,因此润滑油进出口温差仅由内部工质气体的温度决定。当内部工质气体进出口温差较大时,润滑油进出口温差相应增大,润滑油带走的热量增加。

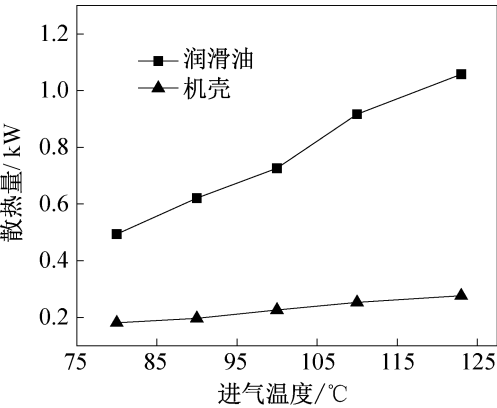


图 6 散热量随进气温度的变化
Fig.6 Variation of heat loss with the inlet temperature

3.3 膨胀机性能

膨胀比是影响膨胀机性能的重要指标。图 7 所

示为膨胀比随进气温度的变化。由图 7 可知,膨胀比随进气温度的升高而增加。当进气温度由 80 ℃ 增至 123 ℃ 时,膨胀比由 4.27 增至约 6.6。在一定转速下,当进气温度升高,为保持工质过热度一致,进气压力也随之增大,膨胀比增加。膨胀机轴功率随膨胀比大致呈单调递增的趋势,如图 8 所示。当膨胀比由 4.2 增至 6.6 时,膨胀机的轴功率由 2.1 kW 增至约 6.58 kW,表明增加膨胀比有效提高了膨胀机性能。

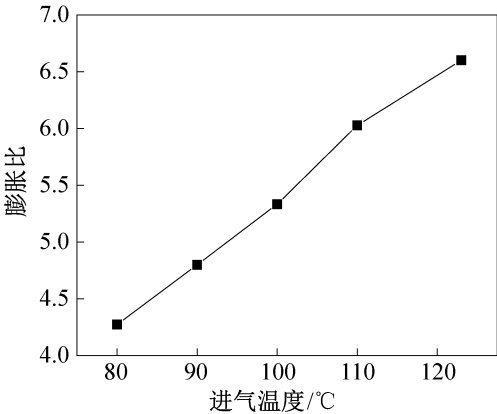


图 7 膨胀比随进气温度的变化
Fig.7 Variation of expansion ratio with inlet temperature

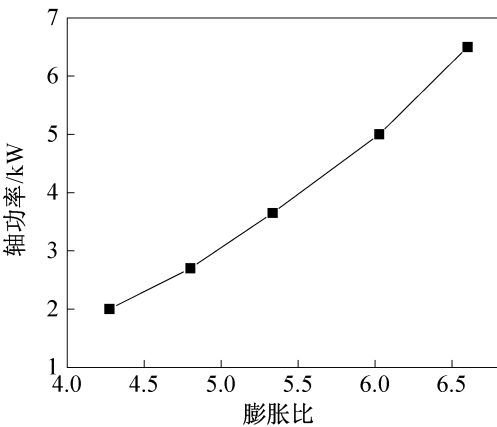


图 8 膨胀机轴功率随膨胀比的变化
Fig.8 Variation of shaft power of expander with expansion ratio

3.4 散热损失影响

膨胀机工作过程中主要通过降低工质的焓值向外界输出有效功。散热损失伴随整个工作过程,由于机壳散热及润滑油散热等散热损失的存在,消耗了工质的部分焓值,降低了工质的做功能力。

图 9 所示为机壳热损失及润滑油热损失占比随膨胀比的变化。由图 9 可知,当膨胀比由 4.2 增至 6.6 时,机壳及润滑油散热损失占比均随膨胀比的增加而减小。其中,机壳散热损失占比由 5.1% 降至约 2.5%,润滑油散热损失占比由 16.1% 降至约 9.5%。

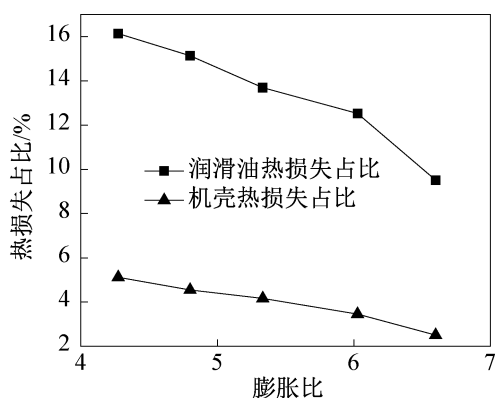


图 9 机壳及润滑油热损失占比随膨胀比的变化

Fig.9 Variation of heat loss ratio of shell and lubricating oil with expansion ratio

说明随着膨胀比的增加,工质气体通过机壳及润滑油向外界散失的热量占工质实际向外界所做总功的比例逐渐减小,机壳及润滑油散热损失对工质做功能力的影响逐渐减小。此外还可知,相同膨胀比下,润滑油散热损失占比均高于机壳的散热损失占比。一方面,润滑油以液态注入膨胀机,在膨胀机内部受高压环境的影响,可能会出现油滴化的现象,增加了润滑油与工质气体的传热面积,进一步强化润滑油与工质气体之间的换热。另一方面,由于单螺杆膨胀机内部转子的高速旋转,一部分润滑油受离心力的作用粘附在机壳内表面,机壳内表面与工质气体直接接触面积减少,且润滑油温度低于工质气体温度,因此机壳吸收热量减少。故机壳热损失占比小于润滑油热损失占比。润滑油及壳体散热损失占比之和随膨胀比的增大而减小,当膨胀比为 4.2 时,两者之和占比为 21.26%,当膨胀比为 6.6 时,两者之和占比为 12%。因此,提高膨胀比可有效降低工质的散热损失。

膨胀机通过转子轴向外界输出的功为工质气体所做的有用功,而散热损失为工质所做的无用功。通过对比无用功与有用功,可以反映膨胀机散热损失对膨胀机机械发电的影响。由图 10 可知,各散热损失占输出功率的比值随膨胀比的增加而减小,润滑油散热损失占比由 26.85% 降至 15.1%,而机壳散热损失的占比由 8.5% 降至约 4%。说明随着膨胀比的增加,膨胀机将自身能量转换成有用功的能力远大于因散热所做的无用功的能力,散热对机械效率的影响减小。通过对比图 9 及图 10 可知,随着膨胀比的增加,润滑油散热损失占比下降幅度大于机壳散热损失占比下降的速率,因此,与对膨胀机机壳进行保温措施来减少散热损失的方法相比,通过对润滑油回路中各管道采取保温措施,减少润滑油与外界环境的换热量,以减少润滑油进出口温差,从而减少润滑油与工

质之间的换热更有利于减少膨胀机换热损失。

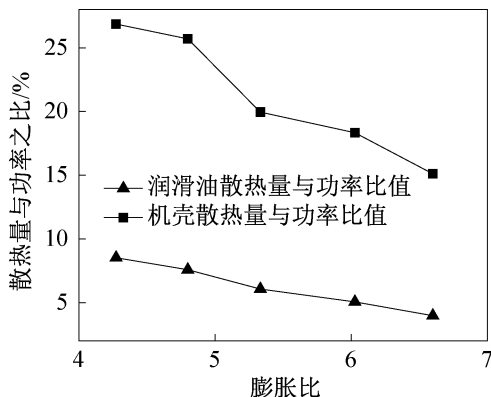


图 10 机壳及润滑油热损失占轴功率比值随膨胀比的变化

Fig.10 Variation of the ratio of heat loss of the shell and lubricating oil to the shaft power with expansion ratio

4 结论

传热损失是膨胀机工作过程中的不可逆损失之一,工质气体通过壳体及润滑油等介质向外界散热,降低了工质的做功能力,影响膨胀机的工作性能。本文将单螺杆膨胀机进口温度由 80 ℃ 增至 123 ℃,对单螺杆膨胀机散热损失进行实验研究,得出如下结论:

1) 一定转速下,改变进气参数,机壳散热量随进气温度的升高而增加,其中辐射换热量占比均约为 55%,为主要散热形式。螺杆对应外壳、进气侧轴承连接面及星轮室侧窗面为主要散热表面。

2) 相同膨胀比下,润滑油的散热损失大于机壳散热损失。且随着膨胀比的增加,机壳及润滑油散热损失占工质进出口焓差的比值逐渐减小。因此,提高膨胀比可有效降低工质的散热损失。膨胀比由 4.2 增至 6.6 时,润滑油散热损失占比由 16.1% 降至 9.5%,机壳散热损失占比由 5.1% 降至 2.5%。

3) 随着膨胀比的增加,膨胀机输出功率逐渐增加,但散热损失与输出功率的比值逐渐减小。因此,随着膨胀比的增加,散热损失对膨胀机机械性能的影响逐渐减小,工质将自身能量转换成有用功的能力逐渐增强。

4) 对比润滑油与机壳散热损失占比随膨胀比的变化趋势得出:与对膨胀机外壳加保温措施相比,对润滑油路添加保温措施更能有效减少工质气体的散热损失。

参考文献

- [1] QUOILIN S, BROEK M V D, DECLAYE S, et al. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) sys-

- tems [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013, 22: 168–186.
- [2] 杨婧烨, 孙子扬, 陆冰清, 等. 全封闭式涡旋膨胀机在车用有机朗肯循环中的特性研究[J]. 制冷学报, 2018, 39(4): 106–110. (YANG Jingye, SUN Ziyang, LU Bingqing, et al. Parametric research on hermetic scroll expander integrated into vehicle Organic Rankine Cycle power plant system[J]. Journal of Refrigeration, 2018, 39(4): 106–110.)
- [3] 黄浩, 张世程, 杜振兴, 等. 有机朗肯循环发电技术应用及发展趋势[J]. 能源与节能, 2016, 11: 50–53. (HUANG Hao, ZHANG Shicheng, DU Zhenxing, et al. Application and development trend of Organic Rankine Cycle power generation technology[J]. Energy and Energy Conservation, 2016, 11: 50–53.)
- [4] ZHANG Yeqiang, WU Yuting, XIA Guodong, et al. Development and experimental study on Organic Rankine Cycle system with single-screw expander for waste heat recovery from exhaust of diesel engine[J]. Energy, 2014, 77: 499–508.
- [5] LEI Biao, WANG Wei, WU Yuting, et al. Development and experimental study on a single screw expander integrated into an Organic Rankine Cycle[J]. Energy, 2016, 116: 43–52.
- [6] STOSIC N. On heat transfer in screw compressors[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2015, 51: 285–297.
- [7] 李红旗, 冯俊鸿, 金光熹. 润滑油雾化及其对单螺杆压缩机排气温度影响的研究[J]. 流体工程, 1992, 20(8): 14–16. (LI Hongqi, FENG Junhong, JIN Guangxi. Study on lubricating oil atomization and its influence on exhaust temperature of single screw compressor[J]. Fluid Engineering, 1992, 20(8): 14–16.)
- [8] ZHAO Bin, YANG Mingshuo, YANG Xuefeng, et al. Heat transfer analysis of single screw compressor under oil atomization based on fuzzy random wavelet finite element method[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2016, 77: 43–48.
- [9] AYACHI F, KSAYER E B, NEVEU P, et al. Experimental investigation and modeling of a hermetic scroll expander[J]. Applied Energy, 2016, 181: 256–267.
- [10] LEMORT V, QUOILIN S, CUEVAS C, et al. Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29: 3094–3102.
- [11] GIUFFRIDA A. Improving the semi-empirical modelling of a single-screw expander for small organic Rankine cycles[J]. Applied Energy, 2017, 193: 356–368.
- [12] ZIVIANI D, DESIDERI A, LEMORT V, et al. Low-order models of a single-screw expander for organic Rankine cycle applications [C]//9th International Conference on Compressors and their Systems. IOP Publishing Ltd, 2015.
- [13] ZIVIANI D, GUSEV S, LECOMPTE S, et al. Characterizing the performance of a single-screw expander in a small-scale organic Rankine cycle for waste heat recovery[J]. Applied Energy, 2016, 181: 155–170.
- [14] 张华俊, 严彩球, 卢洁, 等. 滚动转子式压缩机传热模拟[J]. 低温与特气, 2003, 21(4): 7–9. (ZHANG Hua-jun, YAN Caiqiu, LU Jie, et al. Simulation of heat exchange on rolling piston type rotary compressor[J]. Low Temperature and Specialty Gases, 2003, 21(4): 7–9.)
- [15] 张华俊, 严彩球, 卢洁, 等. 滚动转子式压缩机模拟与实验研究[J]. 低温与特气, 2003, 21(6): 12–15. (ZHANG Hua-jun, YAN Caiqiu, LU Jie, et al. Simulation and investigation on rolling piston type rotary compressor[J]. Low Temperature and Specialty Gases, 2003, 21(6): 12–15.)
- [16] LI Jing, PEI Gang, LI Yunzhu, et al. Evaluation of external heat loss from a small-scale expander used in organic Rankine cycle[J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31: 2694–2701.

通信作者简介

王伟,男,副研究员,北京工业大学环境与能源工程学院,13520284109,E-mail: wang_wei@bjut.edu.cn。研究方向:可再生能源技术与建筑节能。

About the corresponding author

Wang Wei, male, associate research fellow, School of Environmental and Energy Engineering, Beijing University of Technology, +86 13520284109, E-mail: wang_wei@bjut.edu.cn. Research fields: renewable energy technology and advanced environmental energy theory and technology.