DOI: 10.3901/JME.2021.08.247

水润滑双螺杆空压机工作过程传热传质特性研究*

王 闯 张益钦 袁恒川 邢子文
(西安交通大学压缩机研究所 西安 710049)

摘要: 水润滑双螺杆空压机由于能够提供绝对无油的洁净空气而引起了广泛的关注, 为研究水润滑双螺杆空压机内部的传热传质特性, 建立考虑干空气-水蒸气-液态水三相流动与传热传质的工作过程模型, 并采用 p - V 图试验数据对计算结果进行验证。经对比发现, 模拟结果和试验结果吻合良好, 进而通过该模型, 研究三相流体传热传质特性。结果表明, 大量的水喷入转子腔仍未实现与湿空气的充分换热, 使得湿空气在压缩过程仍有较大温升。而液态水的最大温升也不超过 15 K, 证明了液态水的蒸发是由于液态水表面与湿空气中水蒸气的密度差驱动的对流传质现象。并且, 压缩和排气过程的大部分时间对流传质现象为湿空气中的水蒸气冷凝为液态水。因此, 压缩过程中湿空气远未达到饱和状态, 且随着压缩过程的进行更接近于空气。

关键词: 水润滑; 双螺杆空压机; 湿空气; 传热传质; 对流

中图分类号: TH455

Research on Heat and Mass Transfer Characteristics of Water Lubricated Twin-screw Air Compressor

WANG Chuang ZHANG Yiqin YUAN Hengchuan XING Ziwen
(Institute of Compressor, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049)

Abstract: The water-lubricated twin-screw air compressor has attracted wide attention because it can provide absolutely oil-free clean air. In order to study the heat and mass transfer characteristics of the water-lubricated twin-screw air compressor, a working process model considering the flow, heat and mass transfer of dry air, water vapor and liquid water is established, and the calculated results are verified by the experimental data from the perspective of p - V diagrams. By comparison, it can be found that the simulation results are in good agreement with the experimental results, and then the heat and mass transfer characteristics of three-phase fluids are studied. The results show that a large amount of water injected into the rotor cavity still does not achieve the full heat exchange with the wet air, so that the wet air still has a large temperature rise in the compression process. The maximum temperature rise of liquid water is less than 15 K, which proves that the evaporation of liquid water is caused by the convective mass transfer phenomenon driven by the density difference between liquid water surface and wet air. Moreover, the convective mass transfer phenomenon is that the water vapor in the wet air condensed into liquid water in most of the compression and exhaust process. Therefore, the wet air is far from saturated state in the compression process, and it is closer to the dry air as the compression process goes forward.

Key words: water lubrication; twin-screw air compressor; wet air; heat and mass transfer; convection

0 前言

随着人们健康、环保意识的增强, 对食品、医药等产品的质量要求不断提高, 从而导致对生产用

压缩空气的要求不断提高。双螺杆空压机是一种空气压缩动力设备, 在中、低压工况下具有可靠性高、效率高、操作方便、适应性强、维护费用低等优点, 成为应用最广泛的结构形式^[1-2]。双螺杆空压机按照是否喷油分为喷油双螺杆空压机和无油双螺杆空压机, 而无油双螺杆空压机又可分为干式无油型和喷水无油型^[3]。相比于喷油双螺杆空压机和干式无油

* 国家自然科学基金资助项目(51976148)。20200601 收到初稿, 20201218 收到修改稿

双螺杆空压机, 喷水无油双螺杆空压机效率更高且经济可行, 是提供无油压缩空气更优良的选择^[4]。

随着对喷水双螺杆机械的关注度提高, 国内外学者对其工作特性的研究逐步深入。SANGFORS 等^[5]通过仿真研究了喷注不同液体时双螺杆压缩机的性能变化。仿真中考虑了气液与壁面换热、以及运动部件间黏性流体造成的摩擦损失的影响。计算表明, 进口喷水能有效降低无油双螺杆压缩机的排气温度。LI 等^[6]建立了工作过程模型对应用于汽车燃料电池系统的喷水双螺杆空压机的性能进行了研究, 模型中考虑了内部泄漏的影响, 并假定水气混合均匀, 在任何时刻具有相同的温度。结果表明, 喷水量的提升使空压机容积效率提高, 排气温度降低, 喷水所带来的额外功耗仅占空压机总功耗的很小部分。OUS 等^[7]对燃料电池用喷水双螺杆空压机进行了试验研究, 其中, 喷水用于控制空气的湿度和冷却电堆、空压机。研究发现, 喷水量越大, 压缩空气的相对湿度越高, 且在低速时影响更为明显。ARJENEH 等^[8]对双螺杆压缩机进口的多相流动进行了计算流体力学(Computational fluid dynamics, CFD)仿真研究。仿真结果显示, 水大部分集聚在进气口(轴向进气)底部。YANG 等^[9]对工艺气体喷水双螺杆压缩机进行了试验研究, 研究表明喷水能有效降低排气温度并提升容积流量, 同时存在实现最佳冷却和密封效果的喷水量。

喷水技术的发展和运用, 还使得双螺杆水蒸气压缩机可以实现更高的压比和饱和温升, 在机械蒸汽压缩(Mechanical vapor compression, MVC)系统中得到了广泛的应用。SHEN 等^[10]对单效 MVC 海水淡化系统用喷水双螺杆水蒸气压缩机的性能进行了全面的理论分析。结果表明, 喷水的质量分数通常小于 5%, 这对压缩机容积流量影响不大, 但大大降低了压缩机功耗和排汽温度。此外, 他们开发并试验研究了喷水双螺杆水蒸气压缩机在产水量为 50 m³/天的双效 MVC 海水淡化系统中的性能^[11]。试验结果表明, 转速和喷水量对压缩机性能影响较大, 而压缩机进气温度的影响相对较小; 喷水可以使蒸汽压缩过程接近饱和蒸汽压缩过程, 从而提高压缩机的等熵效率。TIAN 等^[12-13]从理论和试验上研究了 MVC 热泵系统中喷水双螺杆水蒸气压缩机的 p - V 图和性能。结果表明, 喷水可使容积效率提高 5%, 绝热指示效率提高 6%。但是, 在压缩机实际运行过程中, 不建议喷入过多的水, 只需要将排出的蒸汽冷却到饱和就足够。

近年来, 一种新型喷水无油双螺杆空压机——水

润滑双螺杆空压机由于能够提供 100% 无油的洁净空气而引起广泛的关注^[14], 其显著特点是采用了水润滑滑动轴承来支撑转子的径向力载荷和轴向力载荷, 空压机内部只有水和空气两种流体。在前期工作中, 已经开发了小型水润滑双螺杆空压机的样机, 如图 1 所示, 并进行了热力性能试验研究^[15]、 p - V 图试验研究^[16]和泄漏分析^[17], 研究发现, 由于水的黏度低、密封效果差, 为了实现充足的间隙密封, 需在压缩过程喷入大量的水。水润滑双螺杆空压机转子腔内存在干空气-水蒸气-液态水三相流体, 大量水的存在将严重影响工作过程的传热传质特性。传热传质是影响螺杆压缩机工作过程的关键因素之一, 主要影响螺杆压缩机中的工质温度, 从而影响压缩机指示功率, 明确空压机内部的传热传质特性是提高水润滑双螺杆空压机效率的前提条件。而关于水润滑双螺杆空压机的研究近几年才成为热点, 在学术界少有相关的文献发表, 目前的研究主要集中在工业界, 缺乏深入的理论支撑。为了深入研究水润滑双螺杆空压机的内部工作特性, 建立了水润滑双螺杆空压机的工作过程模型, 以研究干空气-水蒸气-液态水三相流体的传热传质特性。

图 1 水润滑双螺杆空压机示意图

1 工作过程模型

在前期分析水润滑双螺杆空压机泄漏特性时, 已经建立了包含泄漏模型和传热模型的工作过程模型^[17], 但为了简化计算过程, 假设工作过程中的空气始终为饱和湿空气状态。这对研究泄漏特性时影响很微小, 但研究传热传质特性时该假设则不再合适, 因此, 重构了工作过程模型, 更改了基本控制方程并增加了传质方程, 而泄漏模型和传热模型则不再赘述, 详见文献^[17]。

1.1 控制方程

水润滑双螺杆空压机的控制容积模型如图 2 所示。控制容积中存在干空气、水蒸气和液态水三相

流体, 其中干空气和水蒸气在计算泄漏和与液态水的传热传质时作为一个整体(即湿空气)进行处理; 而液态水又分别以液膜和液滴两种形式存在, 具有同样的物性参数, 但分别计算与湿空气的传热传质量。此外, 转子在电机驱动下旋转, 给控制容积内的各流体做功 W 。为方便表示, 所有符号中, 下标 a、v、l 分别代表干空气、水蒸气 and 液态水, 而 g 代表湿空气。

图2 水润滑双螺杆空压机的控制容积模型

由于大量的水被喷入到空压机的控制容积中, 必须考虑水占据控制容积的影响

$$V_c = V_g + V_l \quad (1)$$

式中, V_c 为控制容积体积, V_g 为控制容积内湿空气所占体积, V_l 为控制容积内液态水所占体积。

1.1.1 吸气过程

对于开发的水润滑双螺杆空压机, 由于大量的水喷入空压机腔内, 在吸气孔口处除了进气过滤器外还安装有进气阀用于防止水从吸气孔口飞溅出来。进气阀的安装不可避免地减小了吸气孔口的流通面积, 在高速运行下由于节流损失造成的压降会严重影响空压机的性能, 尤其是对于小容量高转速的空压机, 因此, 在试验过程中实际测量了空压机内吸气腔的压力, 并假设吸气过程为等压过程, 且吸气压力为测得的空压机吸气腔内压力。

吸气过程有大量的轴承回水进入控制容积, 假设吸气过程水和空气之间传热传质足够充分, 即吸气过程各个时刻湿空气均为饱和状态, 且湿空气和液态水的温度、压力都相等。所以, 可通过二分法求解混合前后的能量守恒方程式(2)求得吸气过程各流体的统一温度。

$$\begin{aligned} m_a h_{a,1} + m_a d_1 h_{v,1} + m_l h_{l,1} &= m_a h_{a,2} + \\ m_a d_2 h_{v,2} + [m_l - m_a (d_2 - d_1)] h_{l,2} \end{aligned} \quad (2)$$

式中, m 为质量, h 为比焓, d 为含湿量, 下标 1 和 2 分别表示各流体混合前的状态和混合后的状态。

1.1.2 压缩和排气过程

控制容积内的三相热力学过程属于开口系稳定流动, 取干空气、水蒸气 and 液态水作为研究对象, 基于各流体的质量和能量守恒方程, 可将控制容积中的各流体的质量和内能表述成随阳转子转角变化的微分方程, 由于水蒸气 and 干空气的温度一致, 水蒸气的能量守恒可省略, 各基本控制方程如下

干空气的质量守恒

$$\frac{dm_a}{d\phi} = \frac{1}{6n} (\dot{m}_{a,in} - \dot{m}_{a,out}) \quad (3)$$

式中, ϕ 为阳转子转角, n 为阳转子转速, 下标 in、out 分别代表漏入和漏出。

水蒸气的质量守恒

$$\frac{dm_v}{d\phi} = \frac{1}{6n} (\dot{m}_{v,in} - \dot{m}_{v,out} + \dot{m}_e) \quad (4)$$

式中, $\dot{m}_e$ 为控制容积内液态水蒸发速率。

液态水的质量守恒

$$\frac{dm_l}{d\phi} = \frac{1}{6n} (\dot{m}_{l,in} - \dot{m}_{l,out} - \dot{m}_e) \quad (5)$$

干空气的能量守恒

$$\frac{d(m_a u_a)}{d\phi} = \frac{1}{6n} (\dot{m}_{a,in} h_{a,in} - \dot{m}_{a,out} h_{a,out} - Q_a) - p_a \frac{dV_g}{d\phi} \quad (6)$$

式中, u 为比内能, Q_a 为干空气与液态水换热速率, p 为压力。

液态水的能量守恒

$$\frac{d(m_l u_l)}{d\phi} = \frac{1}{6n} (\dot{m}_{l,in} h_{l,in} - \dot{m}_{l,out} h_{l,out} + Q_l) \quad (7)$$

式中, Q_l 为液态水显热换热速率。

1.2 传质模型

当液态水被喷入控制容积后, 液态水将从控制容积中的湿空气中吸收热量。结果, 液态水的温度将升高而湿空气温度的升高速度将被减慢。根据假设, 液态水和湿空气之间热量的传递是分别由湿空气与液膜和液滴之间的热对流引起的, 则

$$Q = Q_{\text{film}} + Q_{\text{drop}} \quad (8)$$

式中, Q_{film} 为湿空气与液膜之间的换热速率, Q_{drop} 为湿空气与液滴之间的换热速率。

湿空气和液态水之间存在两种换热方式, 导致两方面的结果: 一方面显热换热使得液态水本身温

度升高, 另一方面潜热换热使得液态水蒸发为水蒸气, 则

$$Q = Q_l + Q_e \quad (9)$$

式中, Q_e 为蒸发换热速率。

根据式(8)、(9)可求得液态水的显热换热速率为

$$Q_l = Q_{\text{film}} + Q_{\text{drop}} - Q_e \quad (10)$$

当求得湿空气与液态水的总换热速率后, 可根据下式求得干空气的换热速率

$$Q_a = Q \frac{c_{p,a}}{c_{p,a} + dc_{p,v}} \quad (11)$$

式中, $c_{p,a}$ 为湿空气中干空气的定压比热容, $c_{p,v}$ 为湿空气中水蒸气的定压比热容。

对流传质过程与对流传热问题相似, 在相同的定解条件下可以得到形式完全一致的结果^[18], 因此, 液态水蒸发量也分为湿空气与液膜和液滴之间的对流传质, 且其求解方程的形式分别与相应的对流传热方程一致, 只需要引入与努塞尔数 Nu 对应的舍伍德数 sh 和与普朗特数 Pr 对应的施密特数 Sc 即可。

螺杆空压机阴、阳转子形成的齿间容积呈螺旋状, 因此可采用螺旋管换热公式^[18]来计算湿空气与液膜之间的传热传质速率。等效的螺旋管的直径为转子齿顶圆半径与齿根圆半径的差值 $r_o - r_i$, 螺旋半径为 $(r_o + r_i)/2$, 对于阴、阳转子两侧需要分别进行计算然后求和, 每个转子控制容积中湿空气与液膜之间的传质速率可表示为

$$\begin{cases} \dot{m}_{e,\text{film}} = \zeta_{\text{film}} A_{\text{film}} (\rho_{vs} - \rho_v) \\ \zeta_{\text{film}} = \frac{sh_{\text{film}} D_m}{r_o - r_i} \\ sh_{\text{film}} = 0.023 Re_{\text{film}}^{0.8} Sc_g^{0.3} c_r \\ c_r = 1 + 1.77 \frac{2(r_o - r_i)}{r_o + r_i} \end{cases} \quad (12)$$

式中, ζ_{film} 为湿空气和液膜表面传质系数, A_{film} 为湿空气和液膜换热面积, 采用齿间容积内表面积代替, ρ_{vs} 为饱和水蒸气密度, ρ_v 为控制容积内水蒸气密度, D_m 为水蒸气质扩散系数, c_r 为螺旋管修正系数。

式(12)中, 难题在于如何确定湿空气相对于液膜的速度, 从而确定雷诺数。对于通过等效螺旋管的气体流动, 驱动力不是压差, 而是控制容积的减小。因此, 我们可以想象在等效螺旋管中存在一个活塞推动气体, 其表面积等于控制容积的端面面积。因此, 与水膜有关的气体速度等于活塞的速度, 则湿空气与水膜相对速度和雷诺数可由式(13)表示

$$\begin{cases} Re_{\text{film}} = \frac{\rho_g v_{g,\text{film}} (r_o - r_i)}{\mu_g} \\ v_{g,\text{film}} = \left| \frac{1}{A_{\text{end}}} \frac{\partial V_c}{\partial t} \right| \end{cases} \quad (13)$$

式中, $v_{g,\text{film}}$ 为湿空气相对于液膜的速度, A_{end} 为控制容积的端面面积, μ_g 为湿空气的动力黏度。

液滴的蒸发速率为

$$\begin{cases} \dot{m}_{e,\text{drop}} = \zeta_{\text{drop}} A_{\text{drop}} (\rho_{vs} - \rho_v) \\ \zeta_{\text{drop}} = \frac{sh_{\text{drop}} D_m}{d_{32}} \\ sh_{\text{drop}} = 2 + 0.6 Re_{\text{drop}}^{0.5} Sc_g^{0.33} \\ A_{\text{drop}} = \pi d_{32}^2 \frac{6\zeta m_1}{\rho_1 \pi d_{32}^3} = \frac{6\zeta m_1}{\rho_1 d_{32}} \end{cases} \quad (14)$$

式中, d_{32} 为液滴的索菲特直径, 计算见文献[17], ζ 为雾化比, 即控制容积中的液滴质量与液态水质量之比。

对于式(14)中 Re_{drop} 的计算, 需要确定湿空气和液滴的速度。液滴的速度可根据喷水量和喷水孔面积计算, 忽略喷射锥角的影响, 其方向垂直于转子轴, 则

$$v_{\text{drop}} = \frac{q_{v,\text{inj}}}{A_{\text{inj}}} \quad (15)$$

湿空气速度可视为沿转子轴线方向, 等于控制容积沿转子轴线方向的运动速度。因此, 可以表示为

$$v_g = \omega r_o \frac{L_{\text{rotor}}}{2\pi r_o \frac{\theta_{\text{wrap}}}{360}} = \frac{0.6\omega L_{\text{rotor}}}{\pi} \quad (16)$$

式中, L_{rotor} 为转子长度; θ_{wrap} 为阳转子扭转角。

因此, 湿空气和液滴的相对速度以及雷诺数可根据下式求得

$$\begin{cases} Re_{\text{drop}} = \frac{\rho_g v_{g,\text{drop}} d_{32}}{\mu_g} \\ v_{g,\text{drop}} = |v_{\text{drop}} - v_g| = \sqrt{v_{\text{drop}}^2 + v_g^2} \end{cases} \quad (17)$$

式(12)和(14)中, 水蒸气的质扩散系数 D_m 可由式(18)得到^[19]

$$D_m = 0.0754 \frac{101325}{p_{l,s}} \left(\frac{T_l}{273.5} \right)^{1.75} \quad (18)$$

式中, $p_{l,s}$ 为液态水温度对应的饱和水蒸气压力, T_l 为液态水温度。

施密特数可通过式(19)求解

$$Sc_g = \frac{\mu_g}{\rho_g D_m} \quad (19)$$

液态水的总蒸发速率为液膜和液滴蒸发速率之和

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{e, \text{film}} + \dot{m}_{e, \text{drop}} \quad (20)$$

当求得液态水的总蒸发速率后, 蒸发换热速率即可由式(21)求解。

$$Q_e = \dot{m}_e r_1 \quad (21)$$

式中, r_1 为液态水的汽化潜热。

1.3 方程求解

水润滑双螺杆空压机工作过程模拟计算的具体步骤如下。

(1) 输入转子几何特性参数和运行参数, 几何参数见文献[17], 运行参数如表 1 所示。

(2) 给工作过程中变化的各流体物性参数赋初值零, 采用龙格库塔法求解无泄漏、无传热传质的质量和能量守恒方程。

(3) 以上一步计算得到的各流体物性参数作为初值, 采用龙格库塔法求解包含泄漏方程和传热传质方程的质量和能量守恒方程, 迭代计算, 直至满足压力收敛准则, 即

$$\left| \frac{\sum (p_{g,i+1} - p_{g,i})}{\sum p_{g,i+1}} \right| \leq 10^{-6} \quad (22)$$

(4) 计算收敛后, 输出最后一次计算的各流体物性参数的变化数据。

表 1 运行工况参数

参数	值
吸气压力/kPa	95.00
吸气温度/K	291.15
排气压力/kPa	900.00
喷水温度/K	293.15
转子腔吸气结束位置喷水流量/(L/min)	20.00
轴承回水至吸气腔流量/(L/min)	10.00
轴封处密封压力/kPa	650.00

2 结果与讨论

2.1 模型验证

为了验证建立的水润滑双螺杆空压机工作过程模型的准确性, 根据 p - V 图试验结果对所提出的数学模型进行验证, 详细的试验过程见文献[16]。图 3 显示了水润滑双螺杆空压机在 3 600 r/min 和 4 800 r/min 时的模拟和试验 p - V 图。可以看出, 压

缩结束时的压力低于排出压力, 这表明水润滑双螺杆空压机在欠压缩状态下工作。与等温过程和等熵过程这两种理想过程相比, 水润滑双螺杆空压机在这些条件下的 p - V 图主要位于两者之间。它证明了这种类型的螺杆压缩机在节省压缩功率方面的优势。此外, 可以清楚地观察到, 通过数学模型算得的 p - V 图与试验数据吻合良好, 证明了所提出的数学模型足够准确, 可用于水润滑双螺杆空压机内部特性的分析计算。

图 3 模拟和试验的 p - V 图对比

2.2 换热速率分析

水润滑双螺杆空压机内部存在干空气-水蒸气-液态水三相流体传热传质, 假设液态水以液膜和液滴形式存在, 并分别与湿空气进行换热, 图 4 示出了 4 800 r/min 时各换热速率在压缩和排气过程的变化。可以看出, 液膜由于其换热面积小, 换热速率远小于液滴换热速率, 甚至相比之下液膜换热速率可以忽略不计。但从机理上看, 液膜换热速率的计算是有意义的, 它揭示了水润滑双螺杆空压机内部

图 4 4 800 r/min 时各换热速率在压缩和排气过程的变化

的相分布特性,证实了假设“机壳内壁面和转子表面完全被液膜覆盖”,这有利于减小机壳和转子的热变形。此外,曾用非接触式红外线温度计测量了机壳外表面从吸气端到排气端多个测点的温度,发现测得的温度均略小于计算的液态水温度,这也证实了假设“机壳内壁面和转子表面完全被液膜覆盖”的合理性,因此,假设“液膜与机壳内壁面以及转子表面之间的热传递被忽略”也是合理的。

2.3 T - V 特性分析

喷水换热的目的是为了能有效降低空气的温度,这可以从 T - V 图上反映出来,图 5 为 4 800 r/min 时模拟得到的湿空气和液态水 T - V 图。从图 5 中可以看出,与等熵过程相比,压缩开始阶段的湿空气温度高于等熵过程干空气温度,这是由于相邻高压腔内的高温湿空气泄漏导致的;而之后湿空气温度开始明显低于等熵过程干空气温度,但仍未实现与液态水的充分换热,导致湿空气在压缩过程仍有较大温升,原因在于液态水并未经过专门的雾化处理,仅由机壳上加工的小孔喷入,雾化效果较差。此外,由于大量的液态水喷入转子腔,导致液态水温度在压缩过程增长较小,间接增大了液态水和湿空气的换热温差,有利于两者间的对流换热。

图 5 4 800 r/min 时湿空气和液态水的 T - V 图

2.4 传质特性分析

图 4 还显示出了压缩和排气过程中液态水的蒸发潜热换热速率的变化。在压缩和排气过程,液态水的最大温升也不超过 15 K,证明了液态水的蒸发并不是由于液态水的温度达到了饱和蒸发温度,而是由于液态水表面与湿空气中水蒸气的密度差驱动的对流传质现象。从图 4 还可以看出,液态水的潜热换热速率较大,但仅在压缩开始的短时间内为正值,而之后均为负值,这说明压缩和排气过程的大部分时间对流传质现象为湿空气中的水蒸气冷凝为

液态水,而不是液态水蒸发为水蒸气后进入湿空气。其原因可以从图 6 看出,液态水表面水蒸气的密度为液态水温度对应的饱和水蒸气密度,由于液态水温升较小,该饱和水蒸气温度在整个压缩过程增长缓慢;而湿空气中的水蒸气密度由于其可压缩性在压缩过程中不断升高,在压缩过程开始不久后就超过了液态水温度对应的饱和水蒸气密度,于是,湿空气中的水蒸气开始不断凝结为液态水。这也导致了控制容积内水蒸气质量的不断减少,远未达到干空气温度对应的饱和水蒸气密度,因此,可以得出结论:压缩过程中湿空气远未达到饱和状态,且随着压缩过程的进行更接近于干空气。

图 6 4 800 r/min 时水蒸气密度在压缩和排气过程的变化

3 结论

建立了水润滑双螺杆空压机工作过程模型,并根据试验测得的 p - V 图结果对该模型进行了验证,发现模拟结果和试验结果吻合良好,说明了建立的水润滑螺杆空压机工作过程模型的准确性。在此基础上,分析了水润滑螺杆空压机内部的传热传质特性,得出以下主要结论。

(1) 液膜换热速率远小于液滴换热速率,但机壳内壁面和转子表面完全被液膜覆盖,有利于减小机壳和转子的热变形。此外,尽管大量的水喷入转子腔,仍未实现与湿空气的充分换热,使得湿空气在压缩过程仍有较大温升。

(2) 液态水的最大温升也不超过 15 K,证明了液态水的蒸发并不是由于液态水的温度达到了饱和蒸发温度,而是由于液态水表面与湿空气中水蒸气的密度差驱动的对流传质现象。并且,压缩和排气过程的大部分时间对流传质现象为湿空气中的水蒸气冷凝为液态水,而不是液态水蒸发为水蒸气后进

入湿空气。这也导致了控制容积内水蒸气质量的不断减少, 远未达到干空气温度对应的饱和水蒸气密度, 因此, 压缩过程中湿空气远未达到饱和状态, 且随着压缩过程的进行更接近干空气。

参 考 文 献

- [1] 王伟, 刘妍, 钱家祥. 空气动力用螺杆压缩机应用现状分析[J]. 压缩机技术, 2013(3): 66-68.
WANG Wei, LIU Yan, QIAN Jiayang. Analysis of application and current situation of aerodynamic screw compressor[J]. Compressor Technology, 2013(3): 66-68.
- [2] 邢子文. 螺杆压缩机: 理论, 设计及应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.
XING Ziwen. Screw compressor: Theory, design and application[M]. Beijing: China Machine Press, 2000.
- [3] 邢子文. 螺杆压缩机研究进展及应用趋势[J]. 通用机械, 2006(1): 31-34.
XING Ziwen. Research progress and application trend of screw compressor[J]. General Machinery, 2006(1): 31-34.
- [4] MADHAV K, KOVACEVIC A. Economics of water injected air screw compressor systems[C]//City University London. 9th International Conference on Compressors and Their Systems, September 7-9, 2015, City University London, London, UK. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2015, 90: 012012.
- [5] SANGFORS B. Computer simulation of effects from injection of different liquids in screw compressors[C]//Purdue University. International Compressor Engineering Conference, 1998, Purdue University, West Lafayette, Indiana. West Lafayette: Purdue University, 1998: Paper 1305.
- [6] LI J, WU H, WANG B, et al. Research on the performance of water-injection twin screw compressor[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(16): 3401-3408.
- [7] OUS T, MUJIC E, STOSIC N. Experimental investigation on water-injected twin-screw compressor for fuel cell humidification[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2012, 226(12): 2925-2932.
- [8] ARJENEH M, KOVACEVIC A, STOSIC N, et al. Study of multiphase flow at the suction of screw compressor[C]//Purdue University. 22nd International Compressor Engineering Conference, July, 14-17, 2014, Purdue University, West Lafayette, Indiana. West Lafayette: Purdue University, 2014: Paper 2319.
- [9] YANG Q, LIU C, ZHANG Q, et al. Experimental investigation of the water-injected process-gas screw compressor[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 2018, 232(1): 3-11.
- [10] SHEN J, XING Z, WANG X, et al. Analysis of a single-effect mechanical vapor compression desalination system using water injected twin screw compressors[J]. Desalination, 2014, 333(1): 146-153.
- [11] SHEN J, XING Z, ZHANG K, et al. Development of a water-injected twin-screw compressor for mechanical vapor compression desalination systems[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 95: 125-135.
- [12] TIAN Y, SHEN J, WANG C, et al. Modeling and performance study of a water-injected twin-screw water vapor compressor[J]. International Journal of Refrigeration, 2017, 83: 75-87.
- [13] 郭霆, 沈九兵, 田雅芬, 等. 螺杆蒸汽压缩机工作过程喷水冷却特性研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(24): 147-154.
GUO Ting, SHEN Jiubing, TIAN Yafen, et al. Investigation on the influence of water injection on twin screw water vapor compressors' working process[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(24): 147-154.
- [14] 杨磊. 水润滑无油螺杆空压机在制药行业中的应用[J]. 医药工程设计, 2010, 31(3): 40-42.
YANG Lei. Application of oil free and water lubrication screw air compressor in pharmaceutical industry[J]. Pharmaceutical & Engineering Design, 2010, 31 (3): 40-42.
- [15] WANG C, XING Z, CHEN W, et al. Development of an oil free water-lubricated twin-screw air compressor[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 143: 396-402.
- [16] WANG C, TIAN Y, CHEN W, et al. Experimental research on indicator diagrams of a water-lubricated twin-screw air compressor[C]//Purdue University. 24th International Compressor Engineering Conference, July, 09-12, 2018, Purdue University, West Lafayette, Indiana. West Lafayette: Purdue University, 2018: Paper 1146.
- [17] WANG C, XING Z, CHEN W, et al. Analysis of the leakage in a water-lubricated twin-screw air compressor[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 155: 217-225.

- [18] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 4 版. 北京: 高等教育出版社, 2006: 249.
YANG Shiming, TAO Wenquan. Heat transfer[M]. 4th ed. Beijing: Higher Education Press, 2006: 249.
- [19] 赵远扬, 李连生, 束鹏程. 喷水涡旋空气压缩机工作特性的研究[J]. 西安交通大学学报, 2004, 38(9): 887-890.
ZHAO Yuanyang, LI Liansheng, SHU Pengcheng.

Performance study of water-injection scroll air compressor[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2004, 38(9): 887-890.

作者简介: 王闯(通信作者), 男, 1992 年出生, 博士研究生。主要研究方向为双螺杆压缩机与膨胀机。
E-mail: xjtu_wangchuang@126.com

(上接第 246 页)

- [27] 杨锋苓, 周慎杰, 王贵超, 等. 非标准挡板搅拌槽内湍流流场的数值模拟[J]. 高校化学工程学报, 2012, 26(6): 952-958.
YANG Fengling, ZHOU Shenjie, WANG Guichao, et al. Study on the hydrodynamics of a stirred tank equipped with non-standard baffles[J]. Journal of Chemical Engineering of Chinese Universities, 2012, 26(6): 952-958.
- [28] 王文坦, 张梦雪, 赵述芳, 等. 激光诱导荧光技术在液体混合可视化研究中的应用[J]. 化工学报, 2013, 64(3): 771-778.
WANG Wentan, ZHANG Mengxue, ZHAO Shufang,

et al. Application of laser-induced fluorescence technology in visualization of liquid mixing process[J]. Journal of Chemical Industry and Engineering, 2013, 64(3): 771-778.

- [29] GONZALEZ R C, WOODS R E, EDDINS S L. Digital image processing using matlab[M]. Beijing: Publishing House of Electronics Industry, 2009.

作者简介: 刘海龙, 男, 1984 年出生, 博士, 副教授。主要研究方向为流场可视化技术、多相流测量与模拟、新能源学科交叉领域。

E-mail: leo@ujs.edu.cn

王军锋(通信作者), 男, 1975 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为静电雾化与喷雾技术, 荷电多相流理论及应用。

E-mail: wangjunfeng@ujs.edu.cn