DOI: 10.3901/JME.2021.15.146

制冷剂溶解性对连杆轴承润滑特性的影响研究*

胡健锋¹ 金华强¹ 顾江萍¹ 黄跃进¹ 孙哲¹ 王新雷² 沈希¹

(1. 浙江工业大学机械工程学院 杭州 310032;

2. 伊利诺伊大学香槟校区农业与生物工程学院 厄巴纳 IL61801 美国)

摘要: 制冷压缩机中实际的润滑环境为非纯油状态下的混合润滑, 制冷剂溶解于润滑油会导致压缩机连杆轴承的润滑性能下降, 目前尚未对其展开深入研究。以制冷剂 R600a/矿物油 Azmol 混合液相为润滑介质, 建立基于制冷剂溶解度的润滑模型, 研究不同负荷工况下溶解度对小型制冷压缩机连杆轴承润滑特性的影响规律。研究结果表明: 在不同工况下, 考虑溶解度影响后, 轴承最小油膜厚度最大减小 18.51%, 最大油膜压力最大增加 7.08%, 摩擦功耗最大下降 19.90%, 端泄流量最大增加 29.62%。该溶解度润滑模型为小型制冷压缩机连杆轴承摩擦副的失效机理分析提供了新的思路, 对压缩机过负荷工况设计、轴承间隙及环境温度控制具有重要的指导意义。

关键词: 小型制冷压缩机; 连杆轴承; 溶解度; 润滑特性; 过负荷工况

中图分类号: TB652

Research on the Effect of Refrigerant Solubility on the Lubrication Characteristics of Connecting Rod Bearings

HU Jianfeng¹ JIN Huaqiang¹ GU Jiangping¹ HUANG Yuejin¹ SUN Zhe¹

WANG Xinlei² SHEN Xi¹

(1. College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310032;

(2. Department of Agricultural and Biological Engineering, University of Illinois at Urbana-Champaign, Urbana IL 61801, USA)

Abstract: The actual lubrication environment in refrigeration compressors is mixed lubrication in the state of impure oil. The refrigerant dissolves in the lubricating oil will cause the lubricating performance of the connecting rod bearings of the compressor to decline. At present, no in-depth research has been carried out on it. The refrigerant R600a / Azmol mineral oil mixed liquid phase is used as the lubricating medium to establish a lubrication model based on the solubility of the refrigerant, and to study the effect of solubility on the lubrication characteristics of the connecting rod bearings of small refrigeration compressors under different load conditions. The results show that under different working conditions, after considering the effect of solubility, the minimum oil film thickness of the bearing is reduced by a maximum of 18.51%, the maximum oil film pressure is increased by a maximum of 7.08%, the friction power consumption is decreased by a maximum of 19.90%, and the end discharge flow is increased by a maximum of 29.62%. The solubility lubrication model provides a new idea for the analysis of the failure mechanism of the connecting rod bearing friction pair of small refrigeration compressors, and has important guiding significance for the compressor overload condition design, bearing clearance and environmental temperature control.

Key words: small refrigeration compressor; connecting rod bearing; solubility; lubrication characteristics; overload condition

* 浙江省重点研发计划(2020C04010)和浙江省基础公益研究计划(LGG19E050020, LGG18E050024)资助项目。20200810 收到初稿, 20201201 收到修改稿

0 前言

小型制冷压缩机是冰箱制冷系统中的核心部件,其运行状况直接影响冰箱的性能。如何提高其工作效率和可靠性,一直是制冷行业研究的热点。冰箱压缩机主要以往复式为主,其中,连杆用来连接曲轴和活塞,将曲轴的旋转运动转换为活塞的往复运动。其连杆大头与曲轴以滑动轴承形式结合,需要承受活塞处传递来的外载荷,包括活塞的惯性力、活塞与气缸之间的摩擦力以及活塞所受的气体力。当润滑不良时,连杆大头轴承往往出现较大的磨损,影响冰箱的正常工作。因此,对连杆轴承进行基于润滑特性的可靠性分析是压缩机可靠性研究的重点。由于压缩机中制冷剂与润滑油一起使用,共同参与制冷循环,因此润滑油的黏度会受到制冷剂溶解度的影响,基于纯润滑油数据进行的连杆轴承润滑特性分析与压缩机实际运行状态存在偏差。

国内外众多学者针对往复式压缩机构的连杆轴承润滑特性进行了相关研究。ZHANG等^[1]讨论了轴承宽径比、转速对润滑油膜压力分布的影响。聂涛等^[2]对连杆大端轴承油膜最大油膜压力及最小油膜厚度与供油压力的变化关系进行了研究。毕凤荣等^[3]分析了热负荷影响下轴承间隙和表面粗糙度对润滑性的影响规律。ILMAN等^[4]研究表明往复式压缩机连杆过早失效是由于在连杆大头端产生了应力集中,引发初始裂纹,随后,STROZZI等^[5]从理论上对连杆大头端基于几种近似的经典解析模型进行了评估,进行了有限元分析,证明在靠近杆件的区域存在明显的高应力。SINGH等^[6]提出一种预测径向间隙对润滑轴承轴颈稳定性参数和轴颈中心运动轨迹影响的计算机辅助研究。PROFITO等^[7]提出新的FSI分块技术用以求解动载轴承的混合弹流问题,并研究了润滑油黏度调节剂浓度对轴承功率耗散的影响。上述研究忽略了润滑油由于接触气体介质所带来的黏度改变,然而其计算和分析方法都可以用作本文润滑特性计算分析的参考。对于冰箱压缩机来说,制冷剂在润滑油中的溶解度很大,会对压缩机性能产生较大影响。

国内外许多学者对制冷剂/润滑油混合介质与制冷设备性能之间的影响关系展开了研究。LEE等^[8]采用移动率法以R600a和R22为制冷剂对动载轴承润滑的可靠性和摩擦损耗进行了优化研究。GRANDO等^[9]考虑了制冷剂与润滑油的相互作用,对冰箱压缩机活塞运动轨迹和功耗进行了研究。史正良等^[10]

研究冷冻机油与制冷剂混合介质的溶解特性,进行长期可靠性测试后,压缩机性能出现较大差异。WANG等^[11]研究了制冷剂与润滑油混合介质下双螺杆制冷压缩机滑动轴承的轴心轨迹与制冷剂质量分数、轴承结构参数的关系。正因为制冷剂与润滑油的混合相会严重影响到制冷系统的性能,对于各种制冷剂/润滑油混合物(Refrigerant/oil solutions, ROS)的物性试验也络绎不绝。ZHELEZNY提出了一种新的伪临界参数测定方法,使得在热力学相似性理论的框架内,可以确定制冷剂/油溶液溶解度在浓度范围内的饱和压力等准临界参数^[12],并对制冷剂R600a与矿物压缩机油Azmol混合相的热力学性质进行试验^[13],之后又用滚球法测得了黏度试验数据,并在此基础上建立了制冷剂/油溶液动态黏度的预测方法^[14]。

迄今为止,制冷剂与润滑油的溶解特性和压缩机可靠性分析的关联研究还是一个难点,缺乏涉及溶解度情况下的包括油膜厚度、压力、摩擦功耗、端泄系数等润滑特性的定性定量研究。本文以制冷剂R600a/矿物油Azmol混合液相为润滑介质,建立基于制冷剂溶解度的润滑模型,研究不同负荷工况下溶解度对小型制冷压缩机连杆轴承润滑特性的影响。

1 数学模型

1.1 连杆轴承载荷分析

压缩机的连杆连接曲轴和活塞,将曲轴的旋转力转换成活塞的往复力。如图1所示,连杆大头与曲柄销以滑动轴承形式结合,承受压缩机活塞处的气体力、惯性力和摩擦力。在压缩机稳定运行的过程中,由于连杆绕活塞销摆角相对于轴颈与轴承的转差而言可以忽略不计,因此连杆大头轴承可以近似为轴承静止不动、轴颈旋转的滑动轴承,轴颈转速即为压缩机转速 ω 。随着曲轴转角 θ 的不断变化,不仅惯性力是动态变化的,而且气缸腔内的气体力也会在较小的曲轴转角内剧烈动态变化。因此压缩机连杆大头轴承负载受工况影响大,呈强非线性状态。另一方面,由于连杆的运动,连杆大头轴承的方向也在时刻的变化,属于动载轴承。

图 1 活塞-连杆-曲柄机构及连杆轴承载荷

轴承所受载荷为连杆对曲柄销的连杆力 F_c

$$F_c = \frac{F_p(\theta)}{\cos \phi} \quad (1)$$

式中, $F_p(\theta)$ 为活塞力, 是气体力 $F_g(\theta)$ 、往复惯性力 $F_{pi}(\theta)$ 和摩擦力 $F_f(\theta)$ 之和, ϕ 为连杆与气缸轴线夹角, 计算方式如下所示

$$\phi = \arcsin\left(\frac{r \cdot \sin(\pi - \theta)}{l}\right) \quad (2)$$

$$F_g(\theta) = \pi R_p^2 (P_{cyl} - P_{suc}) \quad (3)$$

$$F_{pi}(\theta) = -m_p \ddot{x}(\theta) \quad (4)$$

$$F_f(\theta) = 2\pi R_p L_p \bar{\mu} \frac{\dot{x}(\theta)}{C_p} \quad (5)$$

式中, r 为曲柄长度; l 为连杆长度; R_p 为活塞半径; L_p 为活塞长度; m_p 为活塞质量; C_p 为活塞与气缸间隙; P_{cyl} 为气缸腔内压力; P_{suc} 为压缩机壳内压力; $\bar{\mu}$ 为纯润滑油黏度; $\dot{x}(\theta)$ 和 $\ddot{x}(\theta)$ 分别为活塞运动速度和加速度。为了便于计算, 本文此处活塞与气缸之间的摩擦力 $F_f(\theta)$ 采用牛顿黏性定律估算^[15]。

1.2 溶解黏度模型

润滑油的热物性会受到润滑油与制冷剂混合程度的影响, 因此, 混合物 ROS 的混相性、黏度等热物理性能是选用润滑油的必要考虑因素。其中, 混相性又是必不可少的一个关键特性, 其他热物理性能研究都基于混相性的研究。进行混相性研究就是研究制冷剂在润滑油中的溶解特性。

本文采用 ZHELEZNY 在准临界参数测定方法基础上进行扩展数据试验后拟合出的方程^[13]

$$\ln P_{S(ROS)} = \ln P_{w_R} - \alpha_{w_R} T_0 - b_R T_0^{2.64} \quad (6)$$

式中, $P_{S(ROS)}$ 为 ROS 的饱和压力, 单位为 kPa; P_{w_R} 为准临界饱和压力^[13]; α_{w_R} 是 Riedel 准则^[13]; T_0 为

以对数形式表示的对比温度, $T_0 = \ln(T_{w_R}/T)$, T 是 ROS 的绝对温度, T_{w_R} 为准临界饱和温度^[13]; $b_R = 5.05172$ 为 NIST 查询参数。

$$P_{w_R} = \frac{a_1 + b_1 w_R}{1 + c_1 w_R + d_1 w_R^2} \quad (7)$$

$$\alpha_{w_R} = \frac{a_2 + b_2 w_R}{1 + c_2 w_R + d_2 w_R^2} \quad (8)$$

$$T_{w_R} = \frac{a_3 + b_3 w_R}{1 + c_3 w_R + d_3 w_R^2} \quad (9)$$

w_R 为制冷剂在润滑油中的质量分数

$$w_R = \frac{m_R}{m_R + m_{OIL}} \quad (10)$$

因为连杆大头轴承处于压缩机壳体内, 周围环境气压为吸气气压, 在 ROS 流入气缸之前, 都处于吸气压力下的饱和液相状态。即根据式(6)能够反求得当前饱和压力下的制冷剂溶解度 w_R 。根据制冷剂摩尔质量和润滑油摩尔质量将质量分数转化为摩尔分数, 便于后续黏度计算

$$x_R = \frac{M_{OIL} w_R}{w_R (M_{OIL} - M_R) + M_R} \quad (11)$$

Zhelezny 提出基于 Eyring 液体黏度数据预测模型的饱和动态黏度 μ_{ROS} 通用表达式^[14]

$$\mu_{ROS} = \mu_0(x_R) \times T_1^{(\alpha(T_1) + \Delta(x_R))} \quad (12)$$

式中, $\mu_0(x_R)$ 是取决于制冷剂摩尔分数的黏度系数, 通过公式(13)计算获得^[14]; $\Delta(x_R)$ 是取决于制冷剂摩尔分数的参数^[14], 采用制冷剂 R600a 溶解于特定润滑油得到的试验公式(14); T_1 是对比温度, $T_1 = 1 - T/\bar{T}_C$, $\bar{T}_C$ 是 ROS 的准临界温度^[14], 依据式(15)计算; $\alpha(T_1)$ 是制冷剂对比温度的通用函数^[14], 具体如式(16)所示。

$$\mu_0(x_R) = \exp\left(\frac{a_4 + c_4 x_R + e_4 x_R^2}{1 + b_4 x_R + d_4 x_R^2}\right) \quad (13)$$

$$\Delta(x_R) = a_5 + b_5 x_R + c_5 x_R^{1.5} + d_5 x_R^2 + e_5 \exp(x_R) \quad (14)$$

$$\bar{T}_C = (a_6 + b_6 x_R + c_6 x_R^2 + d_6 x_R^3)^{0.5} \quad (15)$$

$$\alpha(T_1) = \frac{0.61538 + 16.155T_1 - 33.098T_1^2}{1 + 10.591T_1 - 33.506T_1^2 + 24.077T_1^3} \quad (16)$$

上述各式中系数 a_i 、 b_i 、 c_i 、 d_i 、 e_i 为试验拟合系数, 通过相平衡试验和滚球法试验获得。

特别指出的是, 为了便于模型建立, 本文中轴承油膜温度处理采用等温计算, 即认为油膜各处温度相等。而实际运行中, 滑动轴承存在热效应, 油膜承压区平均温度与出油口平均温度接近, 比进出

油口平均温度高, 且随转速与偏心率上升而增大^[16]。因此, 本文中的等温计算结果相比于考虑轴承热效应, 油膜承压区温度偏低, 计算得到的油膜黏度略微偏大。

1.3 润滑模型

润滑状态的转化取决于膜厚比 λ , $\lambda \geq 3$ 为全膜弹流润滑, 不需要考虑粗糙度及粗糙度效应^[17]。

$$\lambda = h / \sigma = h / \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (17)$$

式中, h 为润滑油膜厚度; σ 为表面综合粗糙度; σ_1 和 σ_2 分别为摩擦副两表面的粗糙度。

假定动载荷轴承分析基于全膜润滑下的润滑 Reynolds 方程

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} + 12V \quad (18)$$

上式右端第一项表示流体动压效应, 第二项表示流体挤压效应。 U 为轴颈表面任意点的切向速度, V 为法向速度, P 为油膜压力, μ 为油膜动力黏度。

结合连杆轴承运动关系示意图 2 所示, 可以用偏位角 ψ 和偏心率 ε 来表示轴颈轴心 O_1 的平衡位置, 偏位角 ψ 为连心线 O_1O_2 与载荷作用线之间的夹角, 偏心率 $\varepsilon = e/c$, e 为偏心距, c 为轴承半径间隙 $c = R_2 - R_1$, R_1 为轴颈半径, R_2 为轴承半径。由几何关系得任意 φ 角点的油膜厚度表达式

$$h = c(1 + \varepsilon \cos \varphi) \quad (19)$$

(a) 连杆轴承轴心位置示意图

(b) 连杆轴承运动关系示意图

图 2 连杆轴承轴心位置和运动关系示意图

在轴承动载荷连杆力 F_c 的作用下, 轴心 O_1 会按照一定的轨迹运动, 如果选取 $\phi = 0$ 作为参考坐标轴, 可以将轴心运动分解成垂直于连心线方向 $e \frac{d(\psi + \phi)}{dt}$ 和沿连心线方向 $c \frac{d\varepsilon}{dt}$ 。此时轴颈表面坐标角为 φ 的任意点的切向速度 U 和法向速度 V 即可表示为

$$U = R_1 \omega + c \frac{d\varepsilon}{dt} \sin \varphi - c \varepsilon \frac{d(\psi + \phi)}{dt} \cos \varphi \quad (20)$$

$$V = c \frac{d\varepsilon}{dt} \cos \varphi + c \varepsilon \frac{d(\psi + \phi)}{dt} \sin \varphi \quad (21)$$

代入 Reynolds 基本方程, 同时考虑到 $c/R_1 \ll 2$ 、 $e/R_1 \ll 2 \cos \varphi$ 、 $h = c(1 + \varepsilon \cos \varphi)$ 、 $\mu = \mu_{ROS}$ 以及弧长计算公式 $x = R_1 \varphi$ 等条件, 将 Reynolds 基本方程改写成用于分析动载荷轴承的润滑方程

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\mu_{ROS} R_1^2 \left[(\omega - 2\omega_c - 2 \frac{d\psi}{dt}) \frac{dh}{d\varphi} + 2c \frac{d\varepsilon}{dt} \cos \varphi \right] \quad (22)$$

式中, $\omega_c = d\phi/dt$ 为外载荷连杆力 F_c 的旋转角速度; ω 为压缩机转速。此时右端第一项含有 $dh/d\varphi$, 表示流体动压效应; 第二项含有 $d\varepsilon/dt$, 表示流体挤压效应。

在求解润滑方程时, 还需要引入边界条件, 记轴承宽度为 b , 边界条件如下。

轴向方向

$$p|_{y=\pm b/2} = 0 \quad \left. \frac{\partial p}{\partial y} \right|_{y=0} = 0$$

圆周方向: 根据 Reynolds 边界条件可得, 油膜起点在 $\varphi=0$ 处, 取 $p=0$; 油膜终点在发散区间内符合 $p=0$ 及 $\frac{\partial p}{\partial \varphi}=0$ 的地方。油膜终点的位置是在求解的过程中逐步被确定, 属于浮动边界条件。当使用迭代法进行求解润滑方程时, 如若遇到 $p<0$ 的节点, 可以令该节点 $p=0$, 最终即可自然地确定油膜终点的位置。

求解方程得到油膜承载区的油膜压力后再进行积分, 从而建立起外载荷连杆力 F_c 与轴心运动速度 $e \frac{d(\psi + \phi)}{dt}$ 、 $c \frac{d\varepsilon}{dt}$ 之间的关系。根据已知的载荷变化可以计算出各个瞬时的轴心运动速度, 随后采用步进的方法即可获得完整的轴心运动轨迹曲线, 进而求解轴承润滑特性。

1.4 轴承摩擦力、功耗及端泄流量

在获得各个瞬时的油膜状态 $p(\varphi, y)$ 后就能计算出摩擦力、摩擦功耗以及端泄流量。计算轴承所受油膜摩擦力需要先计算油膜剪切力。

滑动轴承在实际运转工程中油膜存在空化区, 空化区不存在油膜压力, 油膜剪切力为零。

油膜承载区剪切力为

$$\tau = \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial \varphi} + U \frac{\mu_{ROS}}{h} \quad (23)$$

进而在油膜作用面积分得到作用于轴颈表面的摩擦力

$$f = \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \int_0^{2\pi} \tau d\varphi dy \quad (24)$$

式中, 空化区和承载区的油膜剪切力 τ 由程序自动识别 $p(\varphi, y)$ 来确定, 若 $p(\varphi, y)=0$, 则该区域 $\tau=0$, 反之, 则由式(23)计算。

轴承摩擦功耗为

$$W_f = fU \quad (25)$$

端泄流量是润滑油膜起始点和终止点的流量差, 由油膜压力引起。一般情况下, 两端泄出的润滑油可以带走轴承内的热量, 保证轴承温度不会过高, 但如果端泄流量过大, 会导致轴承内部润滑油的压力减小, 造成轴承承载能力下降, 影响油膜的完整性。

从轴承左右两侧流出的润滑油流量分别为

$$Q_1 = - \int_0^{2\pi} \frac{h^3}{12\mu_{ROS}} \frac{\partial p}{\partial y} \bigg|_{y=-\frac{b}{2}} R_1 d\varphi \quad (26)$$

$$Q_2 = - \int_0^{2\pi} \frac{h^3}{12\mu_{ROS}} \frac{\partial p}{\partial y} \bigg|_{y=\frac{b}{2}} R_1 d\varphi \quad (27)$$

则总的端泄流量 Q_{out} 为

$$Q_{out} = |Q_1| + |Q_2| \quad (28)$$

2 连杆轴承润滑计算求解

润滑计算即求解出在一个循环周期内的轴承轴心轨迹及润滑油膜厚度、油膜压力、摩擦力、摩擦功耗、端泄流量。求解动载荷滑动轴承轴心轨迹的方法有移动率法、Hahn 法、Holland 法。Hahn 法是将动载荷轴承的油膜压力视为动压效应和挤压效应产生的叠加压力, 从理论上来说 Hahn 法是完全没有误差的, 因此本文采用 Hahn 法来计算轴心轨迹。

在确定每一瞬时的轴心位置时需要联立求解动载荷轴承 Reynolds 润滑方程和外载荷平衡方程, 同时润滑物的属性会严重影响润滑求解的情况, 因此需要求得连杆力 F_c 分布情况和动力黏度 μ_{ROS} 。根据试验数据插值计算得到气缸腔内压力 P_{cyl} 的动态曲线, 结合活塞连杆动力学计算出轴承所受载荷 F_c 的大小以及作用角 ϕ 。根据压缩机壳内压力 P_{suc} 、温度 T 以及制冷剂/润滑油种类的各项试验拟合系数来计算出 ROS 的溶解度 w_R 和动力黏度 μ_{ROS} 。

其次将已知的物理参数例如轴承半径 R_2 、轴颈半径 R_1 、轴承宽度 b 、轴颈转速 ω 和假定的初始轴心位置 (ε_0, ψ_0) 、初始轴心速度 $(\dot{\varepsilon}_0, \dot{\psi}_0)$ 输入计算公式中, 在给定推进步长为 $\Delta\theta = 12^\circ$ 的条件下进行计算。具体的求解流程如图 3 所示。

图 3 润滑计算求解流程

3 结果分析

3.1 压缩机设计参数与运行工况

表 1 是所研究压缩机的主要设计参数。压缩机中使用环境友好型制冷剂异丁烷(R600a)，因此本文也以 R600a 为制冷工质展开研究。研究工况根据 ASHRAE 标准设计分为三个工况：额定工况(RC: rated condition)、中负荷工况(MC: Medium load condition)和高负荷工况(HC: High load condition)，详细数值见表 2。

表 1 压缩机设计主要参数

参数	数值
活塞半径 R_p / mm	11
活塞长度 L_p / mm	20
活塞气缸间隙 C_p / mm	0.01
活塞质量 m_p / kg	0.023 5
连杆长度 l / mm	33
曲柄半径 r / mm	8
压缩机转速 ω / (rad/s)	303.5
连杆大头轴承 R_2 / mm	6
曲轴曲柄销轴颈 R_1 / mm	5.99
轴承宽度 b / mm	12.6
纯润滑油黏度 $\bar{\mu}$ / (mPa·s)	5.5
曲轴曲柄销表面粗糙度 σ_1 / μm	0.2
连杆大头表面粗糙度 σ_2 / μm	0.5

表 2 压缩机运行工况

参数	额定工况(RC)	中负荷工况(MC)	高负荷工况(HC)
蒸发温度 / $^{\circ}\text{C}$	-23.3	-10	-10

冷凝温度 / $^{\circ}\text{C}$	54.4	70	90
吸气压力 / MPa	0.062 6	0.108 1	0.108 1
排气压力 / MPa	0.761 6	1.086 8	1.640 7

3.2 连杆轴承载荷计算分析

在连杆轴承动载荷计算中，需要根据已知的随时间的变化载荷大小与方向去逆解润滑方程，求得轴心的几何位置和运动轨迹。因此，准确的载荷计算是求解润滑方程的关键。

气缸内的气体压力变化情况采用图 4 所示实测数据。可以看到三种工况下当曲轴旋转到 120° 时，腔内气体压力大幅升高，且曲轴旋转到 180° 时余隙容积内气体进行绝热膨胀同样需要约 30° 的曲轴旋转时间。由往复惯性力 $F_{pi}(\theta)$ 和摩擦力 $F_f(\theta)$ 的计算公式(4)、(5)可知，不同负荷工况并不会影响其大小，如图 5 所示。活塞力 $F_p(\theta)$ 由往复惯性力 $F_{pi}(\theta)$ 、

图 4 实测气缸腔内气体压力变化曲线

图 5 活塞摩擦力及往复惯性力变化曲线

摩擦力 $F_f(\theta)$ 和气体力 $F_g(\theta)$ 组成，结合载荷作用角 ϕ 计算得到连杆力 F_c ，三种工况下的气体力、活塞力 $F_p(\theta)$ 及连杆力 F_c 随曲轴转角变化曲线如图 6、

7 所示。由于载荷作用角 ϕ 的变化范围仅为 $-14^\circ \sim 14^\circ$ ，因此连杆力曲线与活塞力曲线基本重叠。

图 6 不同工况下气体力变化曲线

图 7 不同工况下活塞力及连杆力变化曲线

3.3 ROS 溶解黏度求解

所有润滑油种类中矿物油与 R600a 匹配度较高，不同矿物油性质有所差别，但从相平衡角度出发，由于分子结构的特性，R600a 与各种矿物油之间的溶解度差距不大。本文研究选用的润滑油为矿物油 Azmol，Azmol 的热力学和理化性质如表 3 所示。制冷剂在润滑油中的溶解特性还会受到环境温度和压力的影响，其溶解度随着压力的增加和温度的降低而升高，因此不同工况下制冷剂在润滑油中的溶解度是不同的，相应的 ROS 黏度也是不同的。因为曲轴旋转一个完整的运行周期所需的时间很短，所以在压缩机连续寿命运行状态下，曲轴旋转周期内可以认为温度是不变的。

本文通过温度传感器获得上述三种工况下连杆大头轴承处的温度分别为 333 K、342 K、349 K，可以近似认为轴承轴颈表面温度分布等于油膜温度

分布^[18]，即为 ROS 的温度。

根据 R600a 与 Azmol 的相平衡试验数据和滚球法测得的 ROS 黏度试验数据^[13-14]，在 Matlab 中运用 cftool 工具箱分别求得式(7)~(9)和式(13)~(15)中所需的拟合系数，具体数值如表 4 所示，数据效果图如图 8 所示。结合式(7)~(14)可以求得 ROS 的溶解度 w_R 、摩尔分数 x_R 以及动力黏度 μ_{ROS} ，如表 5 所示。

表 3 Azmol 的热力学和理化性质

性质	数值
温度为 288 K 时密度 $/(kg \cdot m^{-3})$	881
温度为 293 K 时密度 $/(kg \cdot m^{-3})$	877
温度为 313 K 时动力黏度 $/(mPa \cdot s)$	9.27
温度为 373 K 时动力黏度 $/(mPa \cdot s)$	2.20
闪点 /K	426
相对分子质量 $/(g / mol)$	415

图 8 cftool 工具箱拟合试验数据效果图

表 4 式(6)、(11)~(13)中的试验拟合系数

	a_i	b_i	c_i	d_i	e_i
式(7)	1 199.912	163 913.3	3.467 451	3.653 84	—
式(8)	5.029 5	338.475 9	49.819 97	0.254 16	—
式(9)	767	105 918.17	258.547 61	2.052 992	—
式(13)	6.984 1	4.828 5	63.686	-4.200	-59.590
式(14)	-267.98	304.24	-168.04	14.434	252.24
式(15)	587 998	-700 085	131 199	146 692	—

表 5 三种工况是否考虑溶解度情况下 ROS 的性质

	溶解度 $w_R / (\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1})$	摩尔分数 $x_R / (\text{mol} \cdot \text{mol}^{-1})$	考虑 w_R 的动力黏度	不考虑 w_R 的动力黏度
			$\mu_{ROS} \times 10^3 / (\text{Pa} \cdot \text{s})$	$\mu_{ROS} \times 10^3 / (\text{Pa} \cdot \text{s})$
额定工况	0.020 85	0.132 2	3.633 0	4.861 7
中负荷工况	0.026 23	0.161 6	2.743 5	3.913 4
高负荷工况	0.023 49	0.146 8	2.405 6	3.369 4

3.4 不同工况润滑特性分析

运用表 1 所示压缩机参数，根据连杆轴承润滑求解方法进行反复迭代计算，即可迭代出一系列轴心位置。图 9 为不同工况下的连杆轴承轴心轨迹，左边竖直坐标为偏心率 ε ，圆周角度坐标为偏位角 ψ ，Oil 表示以纯油为润滑介质下进行的计算分析，ROS 表示考虑制冷剂溶解度，以混合液相为润滑介质进行的计算分析。从图 9 中可以看出不同工况下的曲柄销轴颈轴心相对于连杆轴承都发生了一定程度的偏心运动，结合图 10 中油膜压力分布图中出现的压力集中(与最大油膜厚度处夹角为 $\varphi = 138^\circ$)，可以看出该位置范围为连杆大头轴承的受载位置。

图 9 不同工况下轴承轴心轨迹

图 10 高负荷工况下 $\theta = 168^\circ$ 时油膜压力分布图

图 11 为不同工况下曲轴转角 $\theta = 168^\circ$ 时油膜压力的对比图，可以看到，不同工况下油膜压力都在 $\varphi = 130^\circ$ 附近出现峰值。该结果符合连杆大端近连杆端总是应力集中以至于产生初始裂纹的结果^[5]。且随着工况负荷的增大，轴承的偏心率显著增大，

图11 曲轴转角 $\theta=168^\circ$ 时油膜压力对比

油膜压力也显著增加,轴承会产生偏磨现象。图9还显示出考虑了制冷剂在润滑油膜中的溶解度之后,相同工况下轴承的偏心率显著上升,额定工况轴承最大偏心率上升了31.99%,中负荷工况轴承最大偏心率上升了25.97%,高负荷工况轴承最大偏心率上升了17.05%。

额定、中负荷和高负荷工况下轴心轨迹随曲轴转角变化轨迹分别如图12~14所示。当曲轴转角 θ 为 $0^\circ \sim 90^\circ$ 和 $200^\circ \sim 360^\circ$ 时,腔内气体压力几乎与压缩机壳体内压力相同,作用在活塞顶部的气体压力较小,导致轴承承受载荷变化及数值都较小,油膜承载力较小。此时油膜形成主要依靠流体动压效应,因此轴承偏心率几乎保持恒定,偏心方向随连杆绕活塞销摆角 ϕ 变化而变化。当曲轴转角 θ 为 $90^\circ \sim 180^\circ$ 时,腔内气体压力迅速增大,轴承载荷也剧增,油膜需要提供较大承载力,相比流体动压效应,流体挤压效应产生的承载力要大得多,此时油膜形成主要依靠挤压效应。所以能够看到在曲轴转角 θ 为 $90^\circ \sim 180^\circ$ 的前半段轨迹中,轴承偏心率减小,油膜增厚,后半段轨迹中,随着轴承载荷剧增,轴承偏心率快速增大,挤压油膜产生挤压润滑效应,得到较大的承载力来承载曲轴转角 $\theta=160^\circ$ 左右的峰值载荷。

图12 额定工况轴心轨迹随曲轴转角变化轨迹

同时,对比图12~14,可以明显看到工况负荷越大,轴承偏心率从曲轴转角 $\theta=90^\circ$ 运动到 $\theta=180^\circ$ 处所需的轴心位移轨迹最短,是因为挤压效应产生的油膜承载力大小与挤压速度成正比。当曲轴转角 θ 为 $180^\circ \sim 200^\circ$ 时轴承载荷伴随着气体压力减小,轴承偏心率增大,油膜形成方式由流体挤压效应过渡至流体动压效应。

图13 中负荷工况轴心轨迹随曲轴转角变化轨迹

图 14 高负荷工况轴心轨迹随曲轴转角变化轨迹

轴承油膜厚度会直接影响到轴承润滑的性能,随着油膜厚度的减小,发生边界摩擦的可能性会增大。如图 15 所示为轴承最小油膜厚度随曲轴转角变化曲线,可以看到无论是否考虑制冷剂溶解度的影响,在曲轴转角 θ 为 $110^\circ \sim 200^\circ$, 即推气行程上止点附近时,最小油膜厚度先升后降,形成挤压润滑油膜来增加承载能力。在其余时刻最小油膜厚度恒定,形成稳定的动压润滑油膜来承受推气行程上止点附近以外较小的轴承载荷。考虑制冷剂溶解度后的最小油膜厚度会显著减小,额定工况下最小油膜厚度减小 9.62%,中负荷工况减小了 16.63%,高负荷工况减小了 18.51%。对于高负荷工况来说,最小油膜厚度仅为 $3.9 \mu\text{m}$,在供油不稳定时,存在边界润滑的可能性,会产生偏磨现象,但在理论情况下三种工况下最小膜厚比 λ 都大于 13,说明采用全膜润滑下的润滑模型是合理的。

图 15 最小油膜厚度随曲轴转角变化曲线

轴承油膜压力的大小与承载能力密切相关,如图 16 所示为轴承最大油膜压力随曲轴转角变化曲

线,随着曲轴转角 θ 的变化,最大油膜压力在推气行程上止点附近达到最大值。工况负荷越高油膜压力值也越高,而相同工况下,考虑制冷剂溶解度后承载相同的载荷所需的油膜压力更大,额定工况最大油膜压力上升了 4.91%,中负荷工况上升了 7.08%,高负荷工况上升了 5.40%。

图 16 最大油膜压力随曲轴转角变化曲线

轴承油膜摩擦力和摩擦功耗与油膜温升密切相关,图 17 和图 18 分别为油膜摩擦力和摩擦功耗随曲轴转角 θ 的变化情况,油膜摩擦力和摩擦功耗曲线变化趋势基本一致。考虑制冷剂溶解度后整体变化趋势不变,但由于润滑油膜黏度下降,使得油膜摩擦力和摩擦功耗都有所下降,额定工况最大摩擦功耗下降了 19.90%,中负荷工况下降了 18.13%,高负荷工况下降了 13.70%。

在供油量不充足的情况下,端泄流量过大会使得润滑油膜难以形成。如图 19 所示为轴承端泄流量随曲轴转角 θ 的变化情况,可以看到工况负荷越高,产生的轴承端泄流量就越大,是因为高负荷会加剧流体挤压润滑的产生,使得轴承两侧排油量增大。考虑制冷剂溶解度后,端泄流量增大,额定工况端泄流量增加了 29.62%,中负荷工况增加了 26.88%,高负荷工况增加了 20.12%。

图 17 油膜摩擦力随曲轴转角变化曲线

图 18 油膜摩擦功耗随曲轴转角变化曲线

图 19 端泄流量随曲轴转角变化曲线

3.5 不同工况磨损试验分析

将表 1 所示压缩机置于压缩机寿命试验台上, 根据表 2 中运行工况, 进行 25 °C 环境温度下的 1 000 h 连续运转寿命试验。试验结束将压缩机开壳得到连杆轴承副的磨损情况, 如图 20 所示。

(a) 高负荷工况试验后磨损情况

(b) 中负荷工况试验后磨损情况

图 20 高负荷和中负荷工况试验后磨损情况

可以看出, 连杆轴承及曲柄轴颈处并未有明显划痕, 说明润滑状态为流体全膜润滑, 无边界摩擦产生, 以全膜润滑作为润滑状态方程来求解轴承润滑特性是合理的。

实际测得连杆轴承及曲柄轴颈处各项表面磨损值如表 6 所示。磨损量与摩擦副表面压力、磨损行程成正比, 与材料表面硬度成反比。结合图 16 中最大油膜压力及油压作用行程来看, 中、高负荷工况下理论磨损量比值应为 2/3, 而实际磨损比值要略高于理论值, 这是因为实际的运行工况更为复杂, 可能有多种磨损机理交替出现的结果。

表 6 不同工况下磨损试验数据

表面磨损实测值/ μm	中负荷	高负荷
连杆-圆度	2.01	2.69
连杆- $\Delta(\%)R_q$	0.31	0.40
曲柄-圆度	0.57	0.66
曲柄- $\Delta(\%)R_q$	0.13	0.18

总体看来, 由于理论分析中忽略了诸如气体逸出、油膜破裂等实际运行中可能出现的现象, 导致结果略有偏差, 但整体趋势与试验结果是相符的, 说明该润滑分析模型是合理的。

3.6 轴承间隙对润滑特性的影响

随着工艺水准的提高, 零件所能达到的精度也越来越高, 轴承所能达到的轴承间隙也能适量减小, 有利于提高轴承稳定性。不同的轴承间隙对润滑性能有很大的影响, 在考虑制冷剂溶解度后润滑性能也会有所差异。

将压缩机运行工况设为额定工况, 并改变轴承半径间隙大小, 能得到如图 21 所示的最大油膜摩擦功耗和最大端泄流量随轴承间隙变化曲线。可以看

出随着轴承间隙的增大, 轴承的最大摩擦功耗逐渐下降, 溶解度对于最大摩擦功耗的影响很大, 其影响程度随轴承间隙增大而逐渐减小; 轴承的最大端泄流量会显著增加, 溶解度对于最大端泄流量的影响也随之增加。

图 21 油膜摩擦功耗和端泄流量随轴承间隙变化

图 22 为轴承最小油膜厚度和最大油膜压力随轴承间隙变化曲线, 可以看出随着轴承间隙的增大, 轴承的最小油膜厚度显著增大, 溶解度对于最小油膜厚度的影响随轴承间隙增大而急剧增大; 轴承的最大油膜压力基本呈现逐渐增加的走势, 溶解度对最大油膜压力的影响在轴承间隙 $5.5 \sim 9.0 \mu\text{m}$ 之间先增大后减小, 在轴承间隙为 $6.5 \mu\text{m}$ 时, 溶解度对于最大油膜压力的影响最大, 高达 28.13%。当轴承

图 22 最小油膜厚度和最大油膜压力随轴承间隙变化

间隙小于 $5.5 \mu\text{m}$ 时, 最大油膜压力变化幅度很大且出现跳动, 但溶解度对其影响很小。最大油膜压力出现跳动是因为过小的轴承间隙无法形成稳定的润滑油膜, 轴承轴心轨迹出现不规则的跳动, 进而影响最大油膜压力。如图 23 所示, 选取轴承间隙为 $4 \sim 7 \mu\text{m}$ 的轴承轴心轨迹进行对比, 可以看到 $4 \sim$

$5.5 \mu\text{m}$ 间隙的轴承轴心轨迹产生明显跳动。

图 23 不同轴承间隙下轴承轴心轨迹对比图

载荷恒定情况下, 油膜压力随着轴承间隙的增加而增加是因为收敛楔角增大, 油压向最小油膜厚度位置集中, 出现了压力集中现象。如图 24 所示, 选取轴承间隙为 $8 \sim 16 \mu\text{m}$ 的轴承最大油膜压力进行对比, 发现轴承间隙增大后, 各曲轴转角下的最大油膜压力都有所提升。从中选取最大油膜压力峰值点位, 即曲轴转角 $\theta=180^\circ$ 处, 进行油膜压力分布对比, 结果如图 25 所示。可以看出随着轴承间隙增大, 油膜承载区逐渐集中, 油膜压力峰值增加, 但油膜压力整体积分结果保持不变, 即承载力保持不变, 满足实际运行要求。

图 24 最大油膜压力随曲轴转角变化曲线

图 25 曲轴转角 $\theta=180^\circ$ 时油膜压力对比

制冷剂溶解度对轴承间隙选择存在影响, 结合图 21 和图 22 可以看出, 考虑制冷剂溶解度之后, 当轴承间隙大于 $11\ \mu\text{m}$ 时, 最小油膜厚度和最大摩擦功耗曲线基本保持水平, 此时再依靠增大轴承间隙来获得更大的油膜厚度、减小摩擦功耗已经没有实际意义, 然而此时最大端泄流量和最大油膜压力会显著增加, 增加了供油难度和油膜压力, 因此合适的轴承间隙选择应该小于 $11\ \mu\text{m}$ 。而不考虑溶解度时, 最小油膜厚度曲线和最大摩擦功耗曲线的平缓点在轴承间隙 $13.5\ \mu\text{m}$ 处。

当轴承间隙缩小到 $5.5\ \mu\text{m}$ 时, 是否考虑制冷剂溶解度对除了最大摩擦功耗以外的轴承润滑特性影响已经不大。考虑了制冷剂溶解度后油膜摩擦功耗会显著下降, 油膜温升也会显著下降。在相同的温升下, 不考虑溶解度时轴承间隙为 $8.2\ \mu\text{m}$, 考虑溶

解度时轴承间隙仅为 $6\ \mu\text{m}$ 。考虑溶解度以后, 轴承间隙的选择可以更小, 在保证轴承散热良好及轴心运动轨迹不跳动的前提下, 提高轴承运行的稳定性。

轴承间隙对于轴承的润滑特性影响改变很大, 在考虑制冷剂溶解度后所允许的轴承设计间隙区间会整体左移, 满足轴承提高稳定性的需求。因此结合溶解度进行合适的轴承间隙设计对于轴承性能的改善有着重要意义。

3.7 温度对润滑特性的影响

压缩机吸气腔温度会受到壳体换热效率的影响。环境温度改变, 压缩机的腔内温度也会随之改变, 影响润滑油膜的属性, 进而轴承的润滑特性也随之转变。压缩机在一段时间未启动后, 腔内外温度达到平衡, 此状态下启动到稳定工况连续运转伴随着温度的升高。可以通过改变腔内温度的大小来模拟压缩机冷机启动过程和连续运转状态下温度改变对润滑特性的影响。

将如表 1 所示压缩机的运行工况设定为更恶劣的高负荷工况, 温升变化设定为低温工况(环境温度 $0\ ^\circ\text{C}$)到高温工况(环境温度 $43\ ^\circ\text{C}$), 对应测得吸气腔温度变化约为 $20\sim 125\ ^\circ\text{C}$ 。因为压缩机温升时间需要几个小时, 而吸气压力到达稳定工况仅需几秒, 所以可认为压缩机的温升都是在吸气压力 $0.108\ 1\ \text{MPa}$ 下进行, 并且制冷剂在润滑油中溶解达到饱和, 结合黏度拟合模型, 得到如表 7 所示润滑油膜属性, 进行润滑求解后得到如图 26 和图 27 所示的润滑特性结果。

表 7 腔内温度改变情况下 ROS 的性质

腔内温度/K	溶解度 $w_R / (\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1})$	摩尔分数 $x_R / (\text{mol} \cdot \text{mol}^{-1})$	考虑 w_R 的动力黏度 $\mu_{ROS} \times 10^3 / (\text{Pa} \cdot \text{s})$	不考虑 w_R 的动力黏度 $\mu_{ROS} \times 10^3 / (\text{Pa} \cdot \text{s})$
293	0.085 9	0.402 2	4.953 4	19.673 3
308	0.053 7	0.288 8	4.797 7	10.595 4
323	0.037 1	0.216 2	3.905 4	6.418 7
338	0.028 1	0.171 3	2.958 6	4.294 1
353	0.022 2	0.139 8	2.232 8	3.114 3
368	0.018 1	0.116 3	1.718 7	2.409 4
383	0.015 1	0.099 1	1.358 0	1.962 5
398	0.012 9	0.085 8	1.104 2	1.665 6

随着腔内温度逐渐升高, 轴承最大油膜摩擦功耗、最小油膜厚度逐渐下降, 最大端泄流量、最大油膜压力逐渐增加, 溶解度对其影响在腔内温度 $293\sim 338\ \text{K}$ 之间快速减小。在低温工况下, 制冷剂溶解度影响最大, 最大摩擦功耗下降 60.64% , 最大

端泄流量增加 235.15% , 最小油膜厚度下降 32.01% , 最大油膜压力上升 18.41% 。腔内温度过低时, 摩擦功耗大, 而端泄流量小, 轴承发热增加, 促使腔内温度上升; 腔内温度过高时, 摩擦功耗小, 而端泄流量大, 轴承散热增加, 促使腔内温度下降。腔内

温度过高时还会使得油膜压力过大而油膜厚度过小, 增加油膜破裂的可能性, 在考虑溶解度后, 油膜恶化概率增加。

温度会影响轴承的润滑特性, 在压缩机低温工况连续运转或冷机启动时, 考虑制冷剂溶解度后润滑特性会发生极大的改变。在高温工况下, 润滑情况极其恶劣, 油膜厚度、压力受溶解度影响大, 油膜变薄, 承载能力变差。

图 26 油膜摩擦功耗和端泄流量随温升变化

图 27 最小油膜厚度和最大油膜压力随温升变化

4 结论

(1) 考虑制冷剂溶解度后, 轴承最小油膜厚度最大减小 18.51%, 最大油膜压力最大增加 7.08%, 轴承的润滑性能变恶劣。可见制冷剂溶解度润滑模型对轴承润滑条件的要求更为严苛, 因此压缩机中轴承摩擦副的失效机理分析应基于制冷剂溶解度润滑模型开展研究。

(2) 考虑制冷剂溶解度后, 轴承端泄流量大幅增加, 最大增加 29.62%, 为了防止过大的端泄流量导致油膜难以形成, 压缩机可能需要改进油道设计或者对润滑油充注量进行更深层次的研究。

(3) 从能效角度出发, 在进行压缩机功耗计算

时应当考虑制冷剂溶解度对其功耗的影响, 考虑溶解度后相关运动副之间的摩擦功耗会显著降低, 轴承摩擦功耗最大下降 19.90%。

(4) 当轴承间隙减小时, 发热量增大。在考虑制冷剂溶解度后, 摩擦功耗显著下降, 降低发热, 防止温升过高导致润滑恶劣。因此考虑制冷剂溶解度后, 可以在保证润滑效果的前提下, 选择相对更小的轴承间隙来提高轴承的稳定性。

(5) 进行过负荷工况设计时应考虑制冷剂所引起的润滑性能下降的问题, 过高的负荷工况可能会使得轴承润滑状态由流体润滑向边界润滑转变, 破坏轴承润滑。

(6) 在不同环境温度下进行压缩机启停或连续寿命试验时, 制冷剂溶解度对润滑特性的影响呈现差异性, 尤其是低温环境差异最为明显。环境温度的波动会导致轴承润滑特性波动。

参 考 文 献

- [1] ZHANG Jie, DONG Qiangbing. Lubrication performance analysis of crankshaft bush in compressor[J]. Engineering Failure Analysis, 2018, 90: 277-289.
- [2] 聂涛, 刘振明, 刘楠, 等. 内燃机径向滑动轴承润滑特性及影响因素研究[J]. 计算机仿真, 2019, 36(1): 270-274.
NIE Tao, LIU Zhenming, LIU Nan, et al. Research on the lubrication characteristics and influencing factors of the journal bearing in internal combustion engine[J]. Computer Integrated Manufacturing Systems, 2019, 36(1): 270-274.
- [3] 毕凤荣, 刘博, 刘春朝, 等. 基于热弹流模型的柴油机连杆小头轴承润滑研究[J]. 内燃机工程, 2018, 39(4): 15-22.
BI Fengrong, LIU Bo, LIU Chunchao, et al. Research on diesel engine connecting rod small end bearing lubrication based on thermal elastic hydrodynamic model[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2018, 39(4): 15-22.
- [4] ILMAN M N, BARIZY R A. Failure analysis and fatigue performance evaluation of a failed connecting rod of reciprocating air compressor[J]. Engineering Failure Analysis, 2015, 56: 142-149.
- [5] STROZZI A, BALDINI A, GIACOPINI M, et al. A repertoire of failures in connecting rods for internal combustion engines, and indications on traditional and advanced design methods[J]. Engineering Failure Analysis, 2016, 60: 20-39.
- [6] SINGH N, AWASTHI R K, SINGH D, et al. Modeling

- and simulation of bearing clearance effects on journal center motion trajectories[J]. *Materials Today : Proceedings*, 2018, 5(9): 17585-17596.
- [7] PROFITO F J, ZACHARIADIS D C, DINI D. Partitioned fluid-structure interaction techniques applied to the mixed-elastohydrodynamic solution of dynamically loaded connecting-rod big-end bearings[J]. *Tribology International*, 2019, 140: 105767.
- [8] LEE K H, KIM J W, HUH Y J, et al. Optimum design of dynamically-loaded journal bearing with R600a refrigerant application[C]//*International Compressor Engineering Conference*, 1998: 1232.
- [9] GRANDO F P, PRIEST M, PRATA A T. Lubrication in refrigeration systems : Numerical model for piston dynamics considering oil-refrigerant interaction[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2006, 220(3): 245-258.
- [10] 史正良, 郭小青, 胡余生, 等. 冷冻机油与制冷剂的溶解特性研究[J]. *制冷与空调*, 2017(9): 30-33.
- SHI Zhengliang, GUO Xiaoping, HU Yusheng, et al. Research on miscibility characteristics of refrigeration oil and refrigerant[J]. *Refrigeration and Air-Conditioning*, 2017(9): 30-33.
- [11] WANG Chuang, XING Ziwen, HOU Feng, et al. Research on axis orbit of the journal bearing lubricated with oil and refrigerant mixtures in a twin-screw refrigeration compressor[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2018, 90: 1-11.
- [12] ZHELEZNY V P, SCRIPPOV V P. Determination of the pseudocritical parameters for refrigerant/oil solutions[J]. *Fluid Phase Equilibria*, 2003, 212(1-2): 285-302.
- [13] ZHELEZNY V P, PROCENKO D A, ANCHERBAK S N. An experimental investigation and modelling of the thermodynamic properties of isobutane-compressor oil solutions: Some aspects of experimental methodology[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2007, 30(3): 433-445.
- [14] ZHELEZNY V P, SECHENYH V V, SEMENYUK Y V, et al. An experimental investigation and modelling of the viscosity refrigerant/oil solutions[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2009, 32(6): 1389-1395.
- [15] 吴建华, 雷源, 王刚, 等. 往复式冰箱压缩机曲轴动态特性与轴承润滑计算分析[J]. *西安交通大学学报*, 2015, 49(2): 55-61.
- WU Jianhua, LEI Yuan, WANG Gang, et al. Numerical analysis for the crankshaft's dynamic behavior and bearing lubrication of reciprocating refrigerator compressor[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2015, 49(2): 55-61.
- [16] 郎骥, 杨建刚, 曹浩, 等. 滑动轴承热效应分析及流场等效温度的合理确定[J]. *润滑与密封*, 2012, 37(10): 70-73.
- LANG Ji, YANG Jiangang, CAO Hao, et al. Thermal effect analysis and fluid field average temperature reasonable determination of journal bearing[J]. *Lubrication Engineering*, 2012, 37(10): 70-73.
- [17] PONT A, LOPEZ J, RIGOLA J, et al. Numerical dynamic analysis of reciprocating compressor mechanism : Parametric studies for optimization purposes[J]. *Tribology International*, 2017, 105: 1-14.
- [18] 胡启龙, 何文强, 管文生, 等. 滑动轴承内轴颈涡动引发的热效应分析[J]. *热能动力工程*, 2020, 35(9): 22-28.
- HU Qilong, HE Wenqiang, GUAN Wensheng, et al. Analysis on thermal effect caused by journal whirl in sliding bearing[J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2020, 35(9): 22-28.

作者简介: 胡健锋, 男, 1996 年出生。主要研究方向为小型全封闭制冷压缩机可靠性建模与评价。
E-mail: 749898442@qq.com
沈希(通信作者), 男, 1966 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为热力学系统计算机测量评价与优化控制。
E-mail: sx@zjut.edu.cn