部分负荷下螺杆压缩机电机内流动与换热研究

陈文卿^{*},沈九兵,吴华根,邢子文 (西安交通大学能源与动力工程学院,西安 710049)

[摘 要] 制冷用耐氟利昂三相异步电动机广泛应用于半封闭螺杆制冷压缩机中,由压缩机吸气冷却电机。 为研究冷媒对电机的冷却效果,考察冷媒流经电机后的温升及压力损失对压缩机性能的影响,确保电机安 全可靠地长期运行,基于流体网络和等效热路理论建立了部分负荷下半封闭螺杆制冷压缩机用电机内流动 与换热数学模型,并对其进行了试验验证,分析了不同负荷下定子绕组温度分布,冷媒温升和压降,以及 压缩机功耗和容积效率等宏观性能参数的的变化趋势。研究表明,定子绕组温度和冷媒流经电机后的过热 度随负荷下降而快速上升,不可逆损失增加,为保证电机绝缘可靠性和效率,应避免压缩机在过低负荷下 长时间运行。

[关键词] 部分负荷;半封闭螺杆制冷压缩机;电机;流动;换热

Flow and Heat Transfer Analysis of the Motor in Screw Compressor

CHEN Wen-qing^{*}, SHEN Jiu-bing, WU Hua-gen, XING Zi-wen (School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049)

[Abstract] Freon-resistant three phase asynchronous induction motor is widely used in semi-hermetic twin screw refrigeration compressor, and the motor is cooled by compressor suction refrigerant. To research cooling effects of the motor and influences of refrigerant temperature rise and pressure drop through the motor on performance of the compressor package, ensure reliable continuous operation, a mathematical model describing flow and heat transfer characteristics of the motor in semi-hermetic twin screw refrigeration compressor under part-load conditions is built based on fluid network and thermal equivalent circuit theories. Experimental research is implemented and the model is verified to be reasonable for temperature and pressure distribution evaluation inside the motor and investigation of their influences on performance of the compressor package, such as power consumption and volumetric efficiency, under part-load conditions. It can be concluded that stator winding temperatures and refrigerant superheat degree through the motor rise as the compressor loads off, irreversible losses increase although power consumption decreases. To keep the motor insulating reliability and efficiency, the compressor should be avoided to operate under too low load positions for long time.

[Keywords] part-load; semi-hermetic twin screw refrigeration compressor; motor; flow; heat transfer

0 引言

通常,半封闭螺杆制冷压缩机驱动用电动机为 耐氟利昂三相异步电动机(下文简称电机)。电机 与压缩机封装在同一个壳体内,并与压缩机阳转子 同轴,由蒸发器来的冷媒先经电机内部流道吸收电 机发热量后再由压缩机吸入。半封闭结构不仅克服 了开启式制冷压缩机轴封不可靠,噪声大的缺点, 还简化了系统,减少了部件,提高了可靠性,使螺 杆压缩机的固有优点在制冷领域得到了充分的发 挥。螺杆制冷压缩机经常在部分负荷下运行^[1],可 用于电机冷却的冷媒流量减少,严重影响电机的安 全运行与压缩机性能。因此,研究部分负荷下半封 闭螺杆制冷压缩机用电机内部的流动与换热特性, 对电机选型,合理布置电机冷却流道以及提高系统 整体性能具有重要意义。

1 流道布置

电机运行时要产生损耗,损耗转变为热能,使 电机各部分的温度升高,直接影响到电机效率和绝 缘可靠性。冷媒流经电机时,吸收电机所散发的热 量,并且由于定转子气隙等流道内的复杂流动,造 成一定的吸气过热度与压力损失,从而影响压缩机 的热力性能。为便于区分吸气管路过热与压降,将 冷媒流经电机时产生的温升与压力损失称为电机 过热度与电机压降。根据损耗产生的机理,可将其

^{*}陈文卿(1985-),男,博士研究生。研究方向:螺杆制冷压缩机流动与换热研究。联系地址:西安市咸宁西路 28 号西安交通 大学能源与动力工程学院。联系电话:029-82675258。Email:qing-ch@stu.xjtu.edu.cn。 本论文优选自中国制冷学会 2011 年学术年会论文。

划分为铁心损耗,定子铜耗,转子铝耗和负载杂散 损耗。在三相异步感应电机中,转子铁心与旋转磁 场相对转速较小,转子铁心损耗可忽略不计^[2],铁 心损耗可近似认为全部为定子铁耗。负载杂散损耗 包括由于定子或转子的工作电流所产生的漏磁场 (含谐波磁场)在定、转子绕组和铁心及结构件里 引起的各种损耗。一般地,半封闭螺杆制冷压缩机 电机转速不高于 6000 r·min⁻¹,由流经其中的冷媒引 起的通风损耗可忽略不计^[3]。结合各损耗的分布特 性,如图1所示,电机内的冷媒流道主要有定子外 围冷却流道和定转子间气隙(为表示清晰,图中夸大 了气隙长度),为使电机转子在较低的温度下运转, 有时在转子轭上成圆周地开设若干个冷却孔。



图 1 半封闭螺杆制冷压缩机用电机冷却流道

2 数学模型

在半封闭螺杆制冷压缩机中,从蒸发器来的冷 媒温度较低,使得电机端壳体的表面温度往往低于 周围环境温度,电机并不一定会向环境放热,反而 可能会从环境中吸收热量,电机的冷却主要靠流经 其中的冷媒实现。因此,除电机发热量,入口处的 冷媒状态与流量外,电机各部件的温度、冷媒流经 电机后产生的电机过热度和电机压降还取决于各 冷却流道内的流动与换热特性。建立有效的速度分 布与传热模型,是准确计算电机内压力与温度分布 的基础。

2.1 速度分布

如图 1 所示,冷媒从由吸气管路末端进入电机 左侧端面绕组空间后分为三路,分别经由定子外围 流道、气隙和转子冷却孔到达右侧端面绕组空间, 最后由压缩机吸入随阴阳转子啮合被压缩至高压 状态而由排气孔口排出。由于铁心长度较短,压缩 机吸气流速较低(<10 m·s⁻¹),电机内的流动可近似视 为粘性不可压缩管道流动。其中,定子外围流道轴 向长度与截面尺寸的比值较小,必须考虑入口段效 应,定转子狭窄气隙内流动可抽象为环形截面流道 内 Taylor-Couette-Poiseuille 流^[4],而转子冷却孔内 的流动则为典型的绕平行轴转动的圆形截面管道 内的轴向流^[5]。

流体网络是研究管道系统流动的有力工具,可 用于分析在各种流体管路系统中的速度与压力分 布,是流体力学和电气网络传输线理论交叉形成的 一门应用科学。在流体网络中,压力被模拟为电压, 流量相当于电流,流动阻力则被等效为电路中的电 阻,并引入了对应于电容和电感的等值流体参数流 容和流感。当压缩机稳定运行时,冷媒在电机中的 流动为定常粘性不可压缩流,此时流体网络中的电 容和电感不起作用,属于直流流体网络(图2),管 道内的压力与速度分布可由流阻确定。图中流阻包 括沿程阻力损失流阻和截面突变引起的局部阻力 损失流阻。



图 2 半封闭螺杆制冷压缩机用电机内流体网络



2.2 等效热路

在诸多电机热分析方法中,最为广泛应用的为 集总参数等效热路法^[6]。根据电机的结构特点,将 其划分为若干结构件单元和冷媒单元,每个单元用 一个存储有热容、热源等信息的节点表示,节点温 度代表该单元的平均温度,相邻的节点由代表单元 间换热特性的热阻连接。其中热容代表单元存储热 量即抵抗温度上升的能力,稳定运行时在等效热路 中不起作用。热源等效于电气回路中的电流源,包 据电机损耗和其他加热作用,其中电机损耗按照其 产生机理均匀分布于相应的结构件单元中。

2.2.1 "T"导热模型

鼠笼式三相异步感应电机的结构件大多为图 3(a)所示的柱状体,假设轴向与径向导热相互独立, 忽略圆周方向的热传递,结构件中的导热便可由图 3(b)所示的"T"导热模型描述。轴向和径向的"T" 导热模型中均包含三个端点,其中上下两个端点1, 2 分别代表结构件轴向左、右端面或径向外、内表 面的温度,第三个节点表示结构件的平均温度。由 于所有的结构单元的平均温度均由表征该单元的 惟一节点温度表示,径向与轴向的"T"导热模型 中的端点3具有相同的温度值,从而将相互独立的 两个方向的热传递联系起来。分别对两个方向的稳 态导热方程进行独立求解,可得轴向与径向导热热 阻:

$$TR_{1a} = \frac{l}{2\pi\lambda_a \left(r_o^2 - r_i^2\right)} \tag{1}$$

$$TR_{2a} = \frac{l}{2\pi\lambda_a \left(r_o^2 - r_i^2\right)} \tag{2}$$

$$TR_{3a} = \frac{-l}{6\pi\lambda_a \left(r_o^2 - r_i^2\right)} \tag{3}$$

$$TR_{1r} = \frac{1}{4\pi\lambda_r l} \left[1 - \frac{2r_i^2 \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{\left(r_o^2 - r_i^2\right)} \right]$$
(4)

$$TR_{2r} = \frac{1}{4\pi\lambda_r l} \left[\frac{2r_o^2 \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{\left(r_o^2 - r_i^2\right)} - 1 \right]$$
(5)

$$TR_{3r} = \frac{-1}{8\pi \left(r_o^2 - r_i^2\right)\lambda_r l} \left[r_o^2 + r_i^2 - \frac{4\pi r_o^2 r_i^2 \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{\left(r_o^2 - r_i^2\right)} \right]$$
(6)

对所有的结构件节点建立各自的径向与轴向 导热模型,并将相邻节点由热阻连接起来,便可得 到表征所有结构件节点间导热的热传导矩阵:

$$\begin{bmatrix} G_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^n \frac{1}{TR_{1,i}} & \frac{-1}{TR_{1,2}} & \cdots & \frac{-1}{TR_{1,n}} \\ \frac{-1}{TR_{2,1}} & \sum_{i=1}^n \frac{1}{TR_{2,i}} & \cdots & \frac{-1}{TR_{2,n}} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \frac{-1}{TR_{n,1}} & \frac{-1}{TR_{n,2}} & \cdots & \sum_{i=1}^n \frac{1}{TR_{n,i}} \end{bmatrix}$$
(7)

式中 TR_ii 表示连接节点 i, j的热阻总和。

2.2.2 冷媒节点模型

在具有开放式冷却系统的电机中,热量并不完 全是简单地由高温区向低温区传递,与固体结构件 间的导热不同,气体流动具有不可逆转性。压缩机 吸气流经电机时,吸收电机的发热量,并且由于冷 媒流动的单向性,使得在某一冷却流道内下游气体 节点的温度始终高于上游节点温度。因此,为准确 描述电机内的温度分布与换热特性必须对冷媒进 行独立建模。基于稳态粘性不可压缩流动的假设, 由热力学第一定律可知,冷媒在某一区段吸收的热 量*Φ*与温升Δ*T*存在以下关系:

$$\Delta T = 2R_q \Phi \tag{8}$$

$$R_q = \frac{1}{2Qc_p} \tag{9}$$

式中, R_q 定义为气体热阻, Q为流经该区段的冷媒质量流量, c_p 为定压比热容。

以定子外围流道为例,表征由左侧端面绕组空间经由定子外围流道流至右侧端面绕组空间的所 有冷媒节点间热传递的气体冷却矩阵为:

$$\begin{bmatrix} G_{ref} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{R_{q,1}} & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ \frac{-2}{R_{q,2}} & \frac{1}{R_{q,2}} & 0 & \cdots & 0 \\ \frac{2}{R_{q,3}} & \frac{-2}{R_{q,3}} & \frac{1}{R_{q,3}} & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ (-1)^{c+1} \frac{Q_1}{Q_n} \frac{2}{R_{q,n}} & (-1)^c \frac{Q_2}{Q_n} \frac{2}{R_{q,n}} & \cdots & \cdots & \frac{1}{R_{q,n}} \end{bmatrix}$$
(10)

其中 $R_{q,i}$ 表示 *i* 区间内冷媒热阻 , Q_i 为流经节点 *i* 的冷媒质量流量 , ε 是铁心长度范围内冷媒节点数 量。

2.2.3 热源

热源是导致电机结构件温度升高以及冷媒电 机过热度的根本原因。在半封闭螺杆制冷压缩机 中,供给吸气端轴承的润滑油总是回到电机靠近压 缩机吸气孔口的端面绕组空间,其温度高于当地的 冷媒温度,势必会对冷媒有一定的加热作用。另外, 螺杆压缩机的喷油孔口和排气端轴承回油孔口通 常设在压缩机过程刚开始的阶段,当压缩机处于部 分负何时,滑阀低压端面与固定块之间出现旁通孔口,部分吸入工作腔内的气体经由旁通孔口重新返回低压腔,压缩机过程延后。但是喷油孔口和排气端轴承回油孔口的位置往往是固定不变的,并不随滑阀的移动而改变,从而使得旁通气体中含有大量温度较高的润滑油。同时,由于部分负荷下的预压缩过程^[7],旁通气体也有一定的温升。所以,除了计入电机损耗外,还需考虑吸气端轴承回油,轴承发热以及部分负荷下旁通油-气混合物对右侧端面绕组空间内冷媒的加热作用。为此,在表征右侧端面绕组空间内冷媒的节点处引入一内热源*TS_{ref}*:

$$TS_{ref} = Q_{oil}c_{oil}\Delta T_{oil} + 0.15\frac{F}{d}u \times 10^{-5}$$

$$+ Q_{bp,oil}c_{oil}\Delta T_{bp,oil} + Q_{bp,g}\Delta h_{bp,g} \times 10^{3}$$
(11)

式中:

$$Q_{oil}$$
 —吸气端轴承回油质量流量/kg·s⁻¹;

$$C_{oil}$$
 —油比热容/J·(kg K)⁻¹;

F — 滚动轴承载荷/N;

d — 滚珠圆心处直径/mm;

$$u$$
 —滚珠圆心处速度/m·s⁻¹;

$$Q_{bv.oil}$$
—旁通油质量流量/kg·s⁻¹

$$Q_{bp,g}$$
 —旁通冷媒质量流量/kg·s⁻¹;

 $\Delta h_{bp,g}$ —旁通冷媒焓差/kJ·kg⁻¹。

等效热路的精度还取决于电机单元的离散程 度,较多的节点数量往往会取得较高的准确度。但 是,过多的节点会导致过多的计算量而且无益于准 确度的提升,所以选择合适的节点数量对提高模型 性能也是十分重要的。就半封闭螺杆制冷压缩机用 电机而言,铁心长度范围内的中间部分又可细分为 两段或更多的区段。电机内的各节点相对入口处冷 媒温度的温升可由下式求得:

 $([G_s] + [G_{ref}])[\Delta T] = [\Phi]$ (12) 式中[ϕ]为热源矩阵。

2.3 螺杆制冷压缩机工作过程

部分负荷下螺杆制冷压缩机的工作过程是一 个复杂的变质量热力过程,包括吸气、旁通、压缩 和排气四个子过程,数学模型应当综合考虑泄漏、传 热、喷油、部分负荷等影响因素,全面分析螺杆制 冷压缩机的工作特性。本文采用文献[7]建立的螺杆 制冷压缩机部分负荷数学模型,通过对部分负荷下 螺杆压缩机工作过程的准确计算,得到压缩机的吸 气质量流量与轴功率,并将其作为流体网络和等效 热路的输入参数,进行电机内压力与速度以及温度 分布的求解,从而可得图4所示的描述半封闭螺杆 制冷压缩机用电机内流动与换热特性的数学模型 程序框图。

3 试验研究

为检验数学模型的可靠性,对某一型号 R22 半 封闭螺杆制冷压缩机部分负荷下的工作过程进行 , 冷凝温度 35 试验研究,选择蒸发温度-5 ,其主要参数见表1。在三相 吸气管路过热度 7 异步感应电机中,定子铜耗占总损耗的1/3以上。 定子槽内绕组的轴向导热系数几乎等同于铜线导 热系数,由于绝缘材料的存在,径向导热系数却要 小得多,约为轴向导热系数的1/10,大部分定子铜 耗产生的热量沿轴向传递给左、右两侧的端面绕 组,使其成为电机中的温度最高点;同时,定子绕 组也是电机中最容易发生绝缘失效的部位。因此, 试验中将 K 型热偶埋入定子绕组中测量绕组温度 (图 5 所示定子绕组中的圆形测点), 与模型计算值 进行比较 , 考察不同负荷下定子绕组温度的变化。 在电机右侧端面绕组空间采用嵌入式 K 型热电偶 和压阻式传感器分别测量冷媒流经电机后的温度 与压力(分别对应于图 5 所示端面绕组空间中的圆 形测点与方形测点),参考冷媒在吸气管路末端电机 入口处的温度与压力,得到电机过热度和电机压 降。整个试验过程在容积式制冷压缩机全性能测试 平台上进行,同时测量半封闭螺杆制冷压缩机在不 同载位下的输入功率,容积效率和 COP 等宏观性 能参数。



主要参数	数值
电压 (V)	380
输入频率 (Hz)	50
极数	2
额定功率 (kW)	67
铁心长度 (mm)	241
气隙长度 (mm)	1.0
定子外围流道数	5
每个定子外围流道圆心角度 ()	48
定子外径 (mm)	300
壳体内径 (mm)	325
转子冷却孔数	3
转子冷却孔直径 (mm)	8
压缩机理论输气量 (m ³ ·h ⁻¹)	237



图 5 电机中的温度与压力测点布置 (圆点是温度测点,方块是压力测点)

4 结果与讨论

定子绕组轴向与径向导热系数的差别使得端面 绕组成为电机中温度最高的部位,由于温度较低的 冷媒自图1所示的左侧端面绕组空间进入,使左侧 端面绕组的温升有较大幅度的缓解。随冷媒经各冷 却流道向右侧端面绕组空间流动,吸收电机损耗产 生的热量而使温度逐渐升高,从而导致右侧端面绕 组相对左侧端面绕组得到的冷却程度较低。因此, 定子绕组从左向右的轴向温度曲线应该是先从左 侧端面绕组下降,然后逐渐升高至右侧端面绕组温 度最高点。

图 6 是该半封闭螺杆制冷压缩机在不同负荷下 定子绕组温度分布,电机过热度和电机压降,以及 输入功率与容积效率的试验测量值及模型计算值。 从图中可以看出,计算值与测量值吻合很好,表明 本文建立了数学的模型可以准确地用于半封闭螺 杆制冷压缩机用电机内的流动与换热研究。

当压缩机处于部分负荷时,部分被压缩机转子 吸入的冷媒经由旁通孔口返回到电机右侧端面绕 组空间,压缩机容积效率与功耗降低,可供冷却电 机的冷媒流量减少。在半封闭螺杆制冷压缩机中, 功耗由三部分组成,包括压缩机轴功率,冷媒吸收 的电机损耗以及经壳体表面向环境释放的电机损 耗(当电机段壳体表面温度低于环境温度时为负 值)。随着负荷的下降,功耗偏离电机额定功率越大,





电机效率下降,同时压缩机不可逆损失增加,导致 功耗下降速度放缓。因此,定子绕组温度随负荷下 降而快速上升,并且左、右两侧端面绕组温度差值 变小。当压缩机满负荷运行时,由于功耗增加,使 得定子绕组温度曲线位于50%和75%负荷以上,但 仍低于25%负荷。 (下转第23页) 因此从系统的综合性能出发,可以开发出同时 利用系统冷量以及热量的装置,比如空调热水器两 用机以及冰箱热水器两用机等。这样就可以充分利 用系统的冷量和热量,提高系统的性能,从而也会 对二氧化碳系统的推广和使用起到很大的促进作 用。

3 结论

搭建了跨临界 CO₂ 循环制冷系统实验台,研究 了在冷却水出口温度为 55 时,蒸发温度以及高压 侧压力对系统性能所产生的影响,得出以下结论:

(1) 蒸发温度一定的时候,随着高压侧压力的 升高,压缩机的功率以及排气温度几乎呈线性增 长,系统的制冷量以及性能系数则呈现出先升高后 降低的趋势,且存在一个最优高压侧压力使系统的 制冷量以及性能系数达到最大值,因此系统的高压 侧压力对系统的性能会产生很大的影响;

(2) 高压侧压力一定的时候,提高系统的蒸发 温度可以提高系统的制冷量以及性能系数,也可以 降低压缩机的排气温度,但随着蒸发温度的升高, 使系统性能达到最佳的最优高压侧压力也会不断 升高,从而会加大对系统设备的耐压要求,增加设 备的初投资,因此应该根据这两方面的因素合理的 选择系统的蒸发温度,从而使整体效益达到最佳;

(3) 在研究系统的制冷性能的同时,还分析了 系统的综合性能,当蒸发温度为10 的时候,系统

(上接第8页)

随负荷下降,由旁通口流出的油-气混合物增 多,对右侧端面绕组空间的冷媒加热作用加剧,与 降低的冷媒流量等因素共同促使电机过热度急剧 上升(满负荷 12 ,25%负荷 30),从而使吸气 比容增加,冷媒质量流量降低,影响压缩机的制冷 性能与电机的持续运行安全可靠性。由于容积效率 减小,各冷却流道内的流速降低,冷媒流经电机后 的压降减小。

5 结论

基于流体网络和等效热路理论,建立了部分负 荷下半封闭螺杆制冷压缩机用电机内流动与换热 数学模型,并在容积式制冷压缩机全性能测试平台 上对其进行了试验验证。随负荷的下降,电机部件 温度快速上升,冷媒流经电机后的过热度急剧增 加,影响压缩机的制冷性能及电机的持续运行安全 可靠性。因此,机器不适合在过低负荷下长期运行。 另外,本文建立的模型也可作为半封闭制冷压缩机 用电机选型以及电机冷却流道优化设计的重要工 具。 的综合性能达到了 8.49,因此可以开展同时利用系 统冷量以及热量的二氧化碳系统的研究工作,比如 空调热水器两用机以及冰箱热水器两用机等,这样 不仅可以为节能减排多做贡献,也可以加快二氧化 碳系统的推广应用。

参考文献

- 王振超,陈江平,陈洪祥,等.CO₂在大、中型超市制 冷系统中的应用[J].制冷技术,2009,1:33-39.
- [2] 季建刚,黎立新,蒋维钢. 跨临界循环二氧化碳制冷系 统研究进展[J]. 机电设备,2002(4):23-27.
- [3] D. Sánchez, E. Torrella, R. Cabello. Influence of the superheat associated to a semihermetic compressor of a transcritical CO₂ refrigeration plant[J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30:302-309
- [4] Masafumi Nakagawa, Ariel R. Marasigan, Takanori Matsukawa. Experimental analysis on the effect of internal heat exchanger in transcritical CO₂ refrigeration cycle with two-phase ejector[J]. International Journal of Refrigeration, 2010:1-10.
- [5] Luca Cecchinato, Marco Corradi. Transcritical carbon dioxide small commercial cooling applications analysis[J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34:50-62.
- [6] 姜云涛,马一太,刘和成,等.带回热器的高效跨临界 CO₂水-水热泵的实验研究[J].天津大学学报,2010, 43(4):298-302.
- [7] 崔晓龙,邢子文.水冷式跨临界 CO₂ 商用热泵热水器实 验研究[J].制冷学报,2009,30(3):11-15.
- [8] 丁国良,黄冬平. 二氧化碳制冷技术[M]. 化学工业出版 社, 2007:6-41.

参考文献

- [1] 陈文卿,赵亮,吴华根等.螺杆式制冷压缩机部分负荷 工作过程数值模拟[C].2010年国际制冷技术交流会论 文集,中国广东珠海,2010:290-295.
- [2] 陈世坤. 电机设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [3] Saari J. Thermal analysis of high speed induction machine[J]. Acta Polytechnical Scandinavica, Electrical Enginnering Series No. 90, Finland, 1998, 73p.
- [4] Poncet S., Haddadi S. and Viazzo S. Numerical modeling of fluid flow and heat transfer in a narrow Taylor-Couette-Poiseuille system[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2010, 32(1): 128-144.
- [5] Yang W. J., Fann S., Kim J. H. Heat and fluid flow inside rotating channels[J]. Applied Mechanics Reviews, 1994, 47(8): 367-396.
- [6] Boglietti A., Cavagnino A., Staton D., et al. Evolution and modern approaches for thermal analysis of electrical machines[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2009, 56(3): 871-882.
- [7] Chen Wenqing, Xing Ziwen, Tang Hao, et al. Theoretical and experimental investigation on the performance of screw refrigeration compressor under part-load conditions
 [J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34(4): 1141-1150.