

文章编号:0253-4339(2021)06-0140-06  
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2021.06.140

# 油循环率对电动汽车空调压缩机性能的影响

陶宏 张婷 吴生礼 程英男 缪剑 邵昕宏

(上海海立新能源技术有限公司 上海 201206)

**摘要** 为研究油循环率对电动汽车用变频空调涡旋式压缩机(R134a)性能的影响,本文通过应用第二制冷剂法压缩机性能测试台及油分离式油循环率测量装置,实验对比了压缩机转速分别为 3 000、4 500、6 000 r/min 在两个高负荷工况下的性能,实验结果表明:油循环率对电动汽车空调涡旋式压缩机性能有显著影响。油循环率在 1%~10% 范围内,同一工况、不同转速时,压缩机容积效率和电效率均随油循环率的降低而减小 0.02~0.05,而压缩机排气温度和壳体温度均随油循环率的降低而升高 5~15 °C,且低转速时油循环率的影响更大;总体而言,油循环率<5%时,油循环率对压缩机性能的影响比油循环率>5%时更显著,因此 5% 是适度的油循环率。

**关键词** 油循环率;变频压缩机;电动汽车;空调

**中图分类号**:TB652;U469.72

**文献标识码**:A

## Effect of Oil Circulation Rate on the Performance of Compressor in Electric Vehicle Air-conditioning

Tao Hong Zhang Ting Wu Shengli Cheng Yingnan Miao Jian Shao Xinhong

(Shanghai Highly New Energy Technology Co., Ltd., Shanghai, 201206, China)

**Abstract** To investigate the effect of the oil circulation rate (OCR) on the performance of a variable-speed scroll compressor (R134a) for electric vehicle air-conditioning, elaborate experiments were conducted to obtain the performance and OCR in a test bench using a secondary fluid calorimeter and OCR measurement by a separator. The results show that the OCR significantly influences the scroll compressor performance when speeds of 3 000 r/min, 4 500 r/min, and 6 000 r/min are compared under two heavy-load conditions. More specifically, when the OCR is between 1% and 10% under the same condition, the volume efficiency and electrical efficiency decline by 0.02-0.05, whereas both the discharge temperature and shell temperature rise by 5-15 °C as the OCR decreases from 10% to 1%. This occurs at every speed, and it is especially evident at low speed. Generally, a moderate OCR should be near 5% because an OCR that is less than 5% has a higher impact than that greater than 5%.

**Keywords** oil circulation rate; variable speed compressor; electric vehicle; air-conditioning

空调系统的油循环率(oil circulation rate, OCR)会影响换热器的流动换热,由于油的黏度远大于液态制冷剂,导致制冷剂侧的流阻增加、传热系数减小;由于蒸发器中制冷剂的温度比冷凝器低,油的黏度较大,导致换热流阻增加较多(最大可达 25%)、热量衰减较大(最大可达 5%)<sup>[1]</sup>,当热泵在低温制热模式下运行时,蒸发温度更低、油的黏度更大,影响更严重。汽车空调系统的 OCR 通常高于家用空调或商用空调系统,为 3%~6%,最高可达 10%,制冷量衰减最高可达 10%、出风温度上升可达 3~4 K<sup>[2-3]</sup>,因此 OCR 越低,热泵空调系统性能越好。

压缩机需要适中的 OCR 以保证:1)可靠的润滑以降低磨损和磨损;2)高度密封以减小压缩过程的

制冷剂泄漏;3)有效冷却以保障适宜的工作温度、同时改善压缩过程<sup>[4]</sup>。

陈志明等<sup>[5]</sup>对电动涡旋压缩机(R22)进行了仿真和实验研究,研究了 OCR 对压缩过程、容积效率、功耗、排气温度的影响,结果表明,当 OCR 介于 5%~12%时,压缩机的容积效率、功耗最佳,OCR 偏低则泄漏增加、润滑不良,OCR 偏高则占有吸气容积、油搅拌增加,均会影响压缩机性能;OCR 增加 1%,压缩机排气温度降低 1.8 °C。

胡青等<sup>[6]</sup>对斜盘式汽车空调压缩机(R12)进行了实验研究,由于没有采用油分离器方法测量 OCR,计算压缩机性能时采用制冷剂和油混合物物性修正计算;实验结果表明 OCR<2%时,油对测量误差的影

响小于 1%，但当 OCR 约为 10% 时，油对测量误差的影响达到 8%~10%；当 OCR 介于 5%~8% 时，压缩机的性能最佳。

杨传波等<sup>[7]</sup>对涡旋式汽车空调压缩机(R134a)进行了仿真和实验研究，研究了不同工况、转速条件下 OCR 对容积效率、功耗、排气温度的影响，结果表明，当 OCR 介于 7%~9.1% 时，不同转速和工况下，均可获得较佳的工作性能；OCR<6%，泄漏是影响容积效率和压缩机轴功率的主要因素，当 OCR>10.7% 时，油占有一定工作容积并溶解部分制冷剂是影响容积效率的主要原因，功率损失的增加是由于排气流动损失和相对运动部件间摩擦增加造成；OCR 增加，排气温度降低，两者之间约呈线性变化关系。

王枫等<sup>[8]</sup>研究了活塞式冷冻压缩机(R22)，压缩机排气后设置油分离器，以确保制冷循环中压缩机吸入纯制冷剂，同时将分离出来的润滑油及时送回压缩机油箱，采用取样法测量 OCR。在一定范围内，OCR 随压缩机注油量的增加而升高，存在性能最佳的 OCR(0.4%~0.5%，对应最佳的压缩机注油量)。

R. Ossorio 等<sup>[9]</sup>实验研究了变频涡旋压缩机(R290)的 OCR，结果表明，影响 OCR 的主要因素是压缩机转速和蒸发温度，OCR 随压缩机转速升高而增加，高转速时 OCR 可达 5%。

电动汽车空调压缩机既不同于传统汽车用皮带轮驱动压缩机，增加了电动机部分；也不同于家用或商用的立式变频涡旋空调压缩机，采用卧式结构。因此，本文采用压缩机性能实验台及 OCR 测量装置，研究电动汽车空调用变频卧式涡旋空调压缩机(R134a)的容积效率、电效率、排气温度、壳体温度等随 OCR 的变化。

## 1 压缩机性能实验系统

### 1.1 实验方法

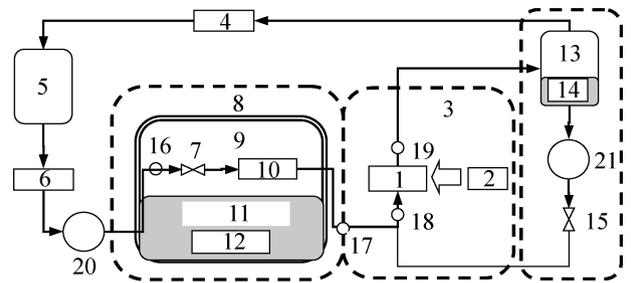
#### 1.1.1 压缩机性能测量装置

实验采用 GB/T 5773—2016《容积式制冷剂压缩机性能试验方法》<sup>[10]</sup>中定义的第二制冷剂量热器法。

压缩机性能实验系统如图 1 所示，压缩机(1)排气进入油气分离储油罐(13)，经过油气分离后的气相制冷剂依次流向冷凝器(4)冷凝、高压储液罐(5)、过冷器(6)冷却为过冷液，质量流量计(20)测量制冷剂质量流量、膨胀阀(7)节流、蒸发器(10)内吸收气相第二制冷剂冷凝热而蒸发，最后流回压缩机(1)的吸气口；而经过油气分离后的液相油依次流向油流量计(21)测量油质量流量、油流量控制阀(15)调节油流量，最后也流回压缩机(1)的吸气口。

第二制冷剂量热器是一个隔热的密闭压力容器(9)，充注有第二制冷剂(11)，下部为液相区，通过浸没的电加热器(12)调节热负荷，上部为气相区，悬置蒸发器(10)；第二制冷剂被电加热器加热沸腾蒸发为气体上升到气相区，在蒸发器表面放热后又被冷凝为液体滴落回下部液相区。为使量热器的漏热损失最小，调节量热器室(8)的室温与量热器内第二制冷剂的温度相等。

被测压缩机(1)置于压缩机室(3)内，压缩机室内环境空气温度可调节，并可通过风扇(2)调节压缩机周边空气流速。



1 压缩机；2 风扇；3 压缩机室；4 冷凝器；5 高压储液器；6 过冷器；7 电子膨胀阀；8 量热器室；9 量热器；10 蒸发器；11 第二制冷剂；12 电加热器；13 油气分离储油罐；14 电加热器；15 油流量控制阀；16 阀前；17 量热器出口；18 压缩机吸气口；19 压缩机排气口；20 制冷剂质量流量计；21 油质量流量计。

图 1 压缩机性能实验装置原理

Fig.1 Principle of compressor performance test installation

压缩机运行工况如排气压力、吸气压力、阀前温度、吸气温度等参数设定完成后，本实验装置按照图 2 中对应的(a)~(d)控制回路分别自动调节。主要测量仪器参数如表 1 所示。

质量流量计(20)于过冷段直接测量制冷剂的质量流量  $W_{Ref}$  (称为主侧)，同时也通过量热器法间接测量制冷剂的质量流量  $W'_{Ref}$  (称为辅侧)，即：

$$W'_{Ref} = \frac{\Phi_e}{h_{eo} - h_{Vi}} \quad (1)$$

式中： $W'_{Ref}$  为间接法制冷剂质量流量，kg/s； $\Phi_e$  为蒸发器的制冷量，W； $h_{Vi}$  为膨胀阀入口制冷剂比焓，J/kg； $h_{eo}$  为量热器出口制冷剂比焓，J/kg。

而蒸发器的制冷量等于直接测量的电加热功率  $P_{heater}$  与量热器漏热量  $\Phi_{loss}$  的代数和：

$$\Phi_e = P_{heater} + \Phi_{loss} \quad (2)$$

式中： $P_{heater}$  为电加热功率，W； $\Phi_{loss}$  为量热器漏热量，W，根据量热器室与量热器内部的温差大小修正<sup>[9]</sup>。

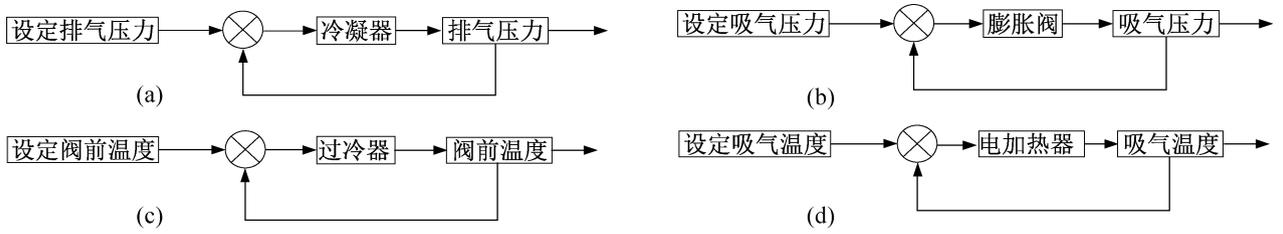


图 2 压缩机性能实验装置主要调节回路框图

Fig.2 Key regulation loops block diagram for compressor performance test installation

表 1 主要测量仪器参数

Tab.1 Parameters of principal measuring instruments

仪器	型号	厂商品牌	量程	精度
温度传感器	NR350/Pt100	NETSUSHIN	$T_d = 0 \sim 150 \text{ }^\circ\text{C}$ , $T_{Vi} = 0 \sim 100 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{eo} = -30 \sim 80 \text{ }^\circ\text{C}$ , $T_s = -30 \sim 100 \text{ }^\circ\text{C}$	0.20%
压力传感器	FP101A	YOCOGAWA	$p_d = 0 \sim 5.000 \text{ MPa}$ $p_s = 0 \sim 2.500 \text{ MPa}$	0.25%
制冷剂质量流量计	CMF025	MicroMotion	0~300 kg/h	0.15%
油质量流量计	CMF010	MicroMotion	0~10 kg/h	0.10%
功率计(量热计)	WT332	YOCOGAWA	1 000~10 000 W	0.10%
功率计(压缩机)	WT310EH	YOCOGAWA	500~5 000 W	0.20%

膨胀阀入口制冷剂比焓  $h_{Vi}$  通过当地压力  $p_{Vi}$  和温度  $T_{Vi}$  计算;量热器出口制冷剂比焓  $h_{eo}$  通过当地压力  $p_{eo}$  和温度  $T_{eo}$  计算。

当主、辅侧测量偏差  $\frac{|W'_{Ref} - W_{Ref}|}{(W'_{Ref} + W_{Ref})/2} < 1\%$  时,

说明制冷剂质量流量的测量是准确且可接受的。

压缩机在一定吸气压力  $p_s$ 、吸气温度  $T_s$ 、排气压力  $p_d$  和膨胀阀前温度  $T_{Vi}$  时,压缩机的制冷量  $\Phi_0$  按照式(3)修正了从量热器出口到压缩机吸气口之间连接管路的冷量损失。

$$\Phi_0 = \left( \frac{h_s - h_{Vi}}{h_{eo} - h_{Vi}} \right) \Phi_e \quad (3)$$

式中:  $\Phi_0$  为压缩机的制冷量, W;  $\Phi_e$  为蒸发器的制冷量, W;  $h_s$  为压缩机吸气口制冷剂比焓, J/kg。

压缩机容积效率  $\eta_v$  定义为:

$$\eta_v = W_{Ref} / (\rho_s V_d \frac{n}{60}) \quad (4)$$

式中:  $W_{Ref}$  为直接法制冷剂质量流量, kg/s;  $\rho_s$  为压缩机吸气口制冷剂密度, kg/m<sup>3</sup>;  $V_d$  为压缩机排量, m<sup>3</sup>;  $n$  为压缩机转速, r/min;

压缩机电效率  $\eta_e$  定义为:

$$\eta_e = W_{Ref} \Delta h_{is} / P_{comp} \quad (5)$$

式中:  $\eta_e$  为压缩机电效率;  $W_{Ref}$  为制冷剂质量流

量, kg/s;  $\Delta h_{is}$  为等熵焓差, J/kg;  $P_{comp}$  为压缩机功率, W。

### 1.1.2 油分离式 OCR 测量装置

为了减少实验台系统中的制冷剂含油量对流量测量、制冷剂物性计算的影响<sup>[11]</sup>,如图 1 所示,压缩机排气先经油气分离储油罐(Temprite 925R,分离效率 99.9%)分离制冷剂气体和油,被分离出的油流入底部储油罐;储油罐的油中浸没电加热器,与油温传感器组成控制回路调节储油罐中油温至 100 °C,以尽量减少油中溶解制冷剂的量,油池温度调节回路如图 3(b)所示,储油罐中有油位传感器测量储油罐中油位,与储油罐出口管路上的流量调节阀组成控制回路,调节储油罐中油位;储油罐出口管路上的流量调节阀与油流量计组成控制回路,调节 OCR,OCR 调节回路如图 3(a)所示;流量调节阀流出的油与量热器出口的制冷剂汇合回到压缩机吸气口。

质量流量计(21)位于储油罐出口,直接测量油的质量流量  $W_{oil}$ , OCR 定义为:

$$OCR = \frac{W_{oil}}{W_{Ref} + W_{oil}} \quad (6)$$

式中: OCR 为油循环率, %;  $W_{oil}$  为油的质量流量, kg/s。

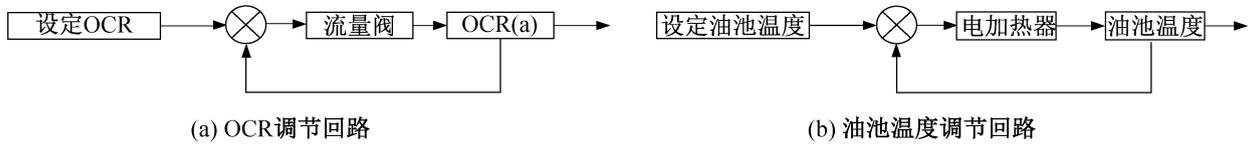


图 3 OCR 实验装置主要调节回路框图

Fig.3 Key regulation loops block diagram of OCR test installation

## 1.2 实验对象

实验采用海立 (HIGHLY) 电动汽车用卧式变频涡旋空调压缩机, 制冷剂为 R134a, 冷冻油 HAF68 (POE), 压缩机排量  $V_d$  为  $3.4 \times 10^{-5} \text{ m}^3$ 。

## 1.3 实验工况

实验工况参照 GB/T 22068—2018《汽车空调用电动压缩机总成》<sup>[12]</sup> 选定, 为了对比转速、工况的影响, 选择转速分别为 3 000、4 500、6 000 r/min, 以及 C1、C2 两个高负荷工况 (如表 2 所示)。

表 2 测试工况

Tab.2 Test operating conditions

工况	排气压力/MPa(A) (饱和温度/°C)	吸气压力/MPa(A) (饱和温度/°C)	阀前温度/°C (过冷度/K)	吸气 过热度/K	压缩机室 温度/°C	母线 电压/V
C1	2.20(71.7)	0.30(0.7)	56.7(15)	20	35	350
C2	2.05(68.5)	0.40(7.2)	53.5(15)	20	35	350

## 2 实验结果分析

### 2.1 容积效率

图 4 所示为容积效率随油循环率的变化。由图 4 可知, 当 OCR 减小时, 涡旋压缩腔密封效果减弱, 泄漏量增加, 压缩机的制冷剂质量流量随 OCR 的减小而降低, 压缩机容积效率为 0.80~0.93, 整体随 OCR 的减小而降低, 当 OCR 从 10% 降至 1%, 容积效率降低约 0.02~0.05。

泄漏量:

$$m_{\text{Leak}} = \int_0^t (C_d A \sqrt{\rho \Delta p}) dt \quad (7)$$

式中:  $m_{\text{Leak}}$  为泄漏量, kg;  $C_d$  为泄漏系数;  $A$  为泄漏面积,  $\text{m}^2$ ;  $\rho$  为密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $\Delta p$  为压差, Pa;  $t$  为时间, s。

由式(7)可知, 当  $C_d$ 、 $A$ 、 $\rho$ 、 $\Delta p$  一定时,  $m_{\text{Leak}}$  与泄漏时间成正比。转速越低, 涡盘转过一定角度的时长  $t$  越长, 每转内  $m_{\text{Leak}}$  越多。由图 4 可知, 整体上, 容积效率随转速降低而降低; 在 C1 工况下, 6 000 r/min 与 4 500 r/min 时压缩机的容积效率接近, 3 000 r/min 时压缩机容积效率明显低于 4 500 r/min, 说明在中高转速时泄漏影响的差异较小, 而在中低转速时泄漏影响的差异较大; 而 C2 工况的容积效率明显高于 C1 工况, 主要是因 C2 工况的压比 ( $\approx 5.1$ ) 小于 C1 工况的压比 ( $\approx 7.3$ )。

在 C1 工况转速为 4 500、6 000 r/min, C2 工况转速为 4 500 r/min 时, 当  $\text{OCR} > 5\%$  时, 容积效率随 OCR 的变化较小,  $\text{OCR} < 5\%$  时, 容积效率随 OCR 的变化较大, 说明中高转速时  $\text{OCR} \approx 5\%$ , 既能保证涡旋压缩机的有效密封, 也可尽可能减小对空调系统的影响。在 C1 工况转速为 3 000 r/min 时, 容积效率随 OCR 的变化大于转速为 4 500、6 000 r/min 时, 且 OCR 在 1%~10% 范围内变化时, 容积效率随 OCR 约呈线性变化。

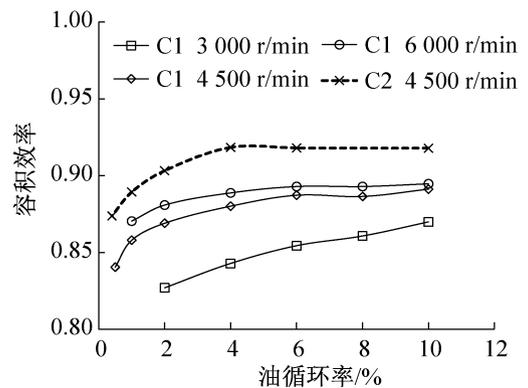


图 4 容积效率随油循环率的变化

Fig.4 Volume efficiency varies with oil circulation rate

### 2.2 电效率

图 5 所示为电效率随油循环率的变化。由图 5 可知, 压缩机电效率  $\eta_e$  介于 0.45~0.62, 整体上  $\eta_e$  随

OCR 的减小而降低,当 OCR 从 10% 降至 1%,  $\eta_e$  降低约 0.02 ~ 0.05。这是因为随 OCR 减小,润滑变差导致机械效率  $\eta_{me}$  降低,同时随着 OCR 减小,泄漏量增加、冷却减弱导致指示效率  $\eta_i$  也降低,压缩机电效率  $\eta_e$  随之降低。

压缩机电效率:

$$\eta_e = \eta_{ivt} \eta_{mo} \eta_{me} \eta_i \quad (8)$$

式中:  $\eta_e$  为压缩机电效率;  $\eta_{ivt}$  为变频器效率;  $\eta_{mo}$  为电机效率;  $\eta_{me}$  为机械效率;  $\eta_i$  为压缩过程指示效率。

在 C1 工况,转速为 6 000 r/min 和 4 500 r/min 时压缩机的电效率相近,转速为 3 000 r/min 时压缩机电效率明显低于 4 500 r/min 时。当 OCR 从 10% 降至 1%, C<sub>1</sub>、C<sub>2</sub> 工况排气温度分别上升近 15 °C、10 °C。这是因为低转速时泄漏量较大、 $\eta_i$  降幅更大,且  $\eta_{mo}$  在低转速时也较低。而 C2 工况时电效率明显高于 C1 工况时的电效率,主要是因 C2 工况的压比(≈ 5.1)小于 C1 工况的压比(≈ 7.3)。

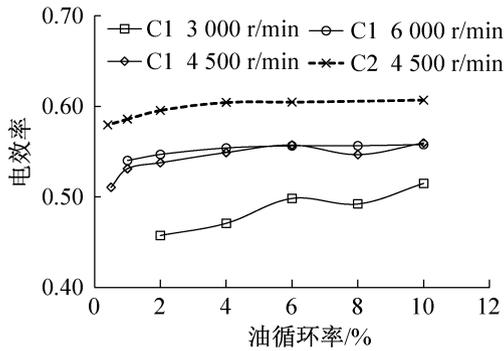


图 5 电效率随油循环率的变化

Fig.5 Electrical efficiency varies with oil circulation rate

### 2.3 排气温度

图 6 所示为排气温度随油循环率的变化。由图 6 可知,整体上压缩机排气温度随 OCR 减小近似呈线性上升,当 OCR 从 10% 降至 1%, C<sub>1</sub>、C<sub>2</sub> 工况排气温度分别上升近 15 °C、10 °C。这是因为润滑油中溶解的液相制冷剂从气相制冷剂中吸热而蒸发,降低了气相制冷剂的温度;随 OCR 减小,润滑油/制冷剂混合溶液流量也减少,从气相制冷剂中吸收的热量减少,导致排气温度上升。

C1 工况下,转速为 4 500 r/min 和 6 000 r/min 时排气温度曲线很接近,转速为 3 000 r/min 时排气温度明显高于 4 500 r/min 时,说明在中低转速(或中小流量)时油的冷却效果更显著。

而 C2 工况的排气温度整体上显著低于 C1 工况的排气温度,主要是因 C2 工况的压比(≈ 5.1)小于 C1 工况的压比(≈ 7.3)。

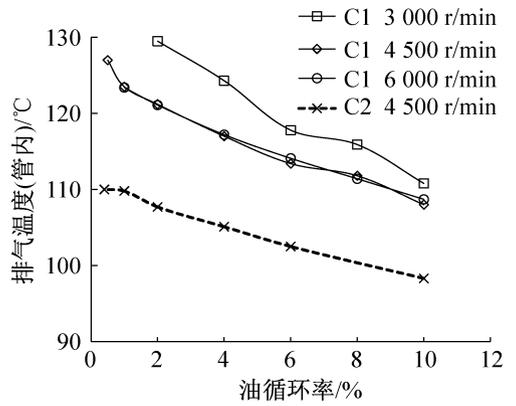


图 6 排气温度随油循环率的变化

Fig.6 Discharge gas temperature varies with oil circulation rate

### 2.4 壳体温度

图 7 所示为壳体温度随油循环率的变化。由图 7 可知,整体上压缩机壳体(电机)温度随 OCR 减小近似呈线性上升,当 OCR 从 10% 降至 1%,各工况下壳体温度上升约 5 ~ 10 °C。因为随 OCR 减小,油气两相传热系数  $\alpha$  减小,根据电机与制冷剂之间传热公式,压缩机壳体(电机)温升增大。

忽略电机与压缩机周围空气之间的换热,电机与制冷剂流体之间对流换热:

$$\Phi(n, I_p)_{mo} = \alpha A (T_{mo} - T_s) \quad (9)$$

式中:  $\Phi_{mo}$  为电机发热量, W;  $I_p$  为电机相电流, A;  $\alpha$  为制冷剂流过电机表面的对流换热表面传热系数, W/(m<sup>2</sup>·K);  $T_{mo}$  为电机温度, °C;  $T_s$  为压缩机吸气温度, °C。

在 C1 工况,压缩机壳体温度随着转速降低而升高,一方面因低转速时,电机效率较低,电机发热量增加,另一方面,因低转速时制冷剂流量减小,油气两相传热系数减小,故油对电机的冷却效果在中低转速(或中小流量)时更显著。

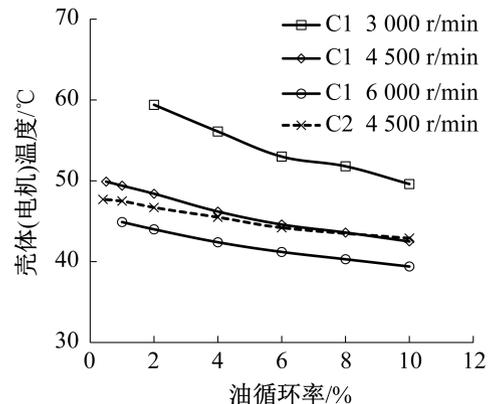


图 7 壳体温度随油循环率的变化

Fig.7 Shell temperature varies with oil circulation rate

### 3 结论

本文通过第二制冷剂法压缩机性能实验装置和油分离法 OCR 测量装置,在转速分别为 3 000、4 500、6 000 r/min 下,实验研究了油循环率对电动汽车空调压缩机性能的影响,得到结论如下:

1) 油循环率在 1%~10% 范围内,同一工况下,压缩机容积效率整体随油循环率减小而降低约 0.02~0.05,随转速升高(3 000~6 000 r/min 范围内)而上升。

2) 同一工况下,压缩机电效率随油循环率减小而降低约 0.02~0.05,转速为 4 500、6 000 r/min 时压缩机电效率接近,而转速为 3 000 r/min 时压缩机电效率明显低于 4 500 r/min 时。

3) 同一工况下,压缩机的排气温度随油循环率减小而近似呈线性上升 10~15 °C,转速为 4 500、6 000 r/min 时压缩机排气温度接近,而转速为 3 000 r/min 时压缩机排气温度明显高于 4 500 r/min 时。

4) 同一工况下,压缩机壳体温度随油循环率的减小而近似呈线性上升 5~10 °C,整体上随着转速升高(3 000~6 000 r/min 范围内)而降低。

5) 总体而言,OCR<5% 时 OCR 对压缩机性能的影响比 OCR>5% 时显著。

#### 参考文献

[1] 刘蕴青,崔勇,陈引生. 压缩机带油率对空调系统性能影响研究[J]. 低温与超导, 2019, 47(11): 82-85, 90. (LIU Yunqing, CUI Yong, CHEN Yinsheng. Study on the effect of oil-carrying rate of compressor on the performance of air conditioning system[J]. Cryogenics & Superconductivity, 2019, 47(11): 82-85, 90.)

[2] NAM D, LEE P, LEE G, et al. Experimental study about an amount of oil charge on electric driven scroll compressor for electric vehicle [C]// 22nd International Compressor Engineering Conference. Purdue, 2014.

[3] 易丰收. 油循环率对汽车空调系统制冷性能的影响研究[J]. 制冷与空调(北京), 2018, 18(5): 69-72. (YI Fengshou. The investigation of the influence of OCR on refrigeration performance of MAC system[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2018, 18(5): 69-72.)

[4] 诸铮杰,钱锐,王丹瑜. 汽车空调压缩机加油量对系统性能与可靠性的影响[J]. 制冷技术, 2020, 40(5): 58-61. (ZHU Zhengjie, QIAN Rui, WANG Danyu. Effect of oil charge amount of automotive air-conditioning compressor on system performance and reliability[J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2020, 40(5): 58-61.)

[5] 陈志明,熊则男. 含油率对涡旋压缩机压缩过程的影响[J]. 西安交通大学学报, 1995(7): 114-120. (CHEN Zhiming, XIONG Zenan. Oil rate influence on the

performance of air-condition scroll compressor with self-adjusting back-pressure mechanism [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 1995(7): 114-120.)

[6] 胡青,金立军,谢金花. 制冷剂含油对汽车空调压缩机性能影响的实验研究[J]. 流体机械, 2004, 32(4): 8-11. (HU Qing, JIN Lijun, XIE Jinhua. Experimental research for the effect refrigerant-oil mixture on the performance of automotive air-conditioning compressor[J]. Fluid Machinery, 2004, 32(4): 8-11.)

[7] 杨传波,张薇,郭漪,等. 制冷系统含油量对制冷压缩机工作性能影响的理论分析和实验研究[J]. 制冷学报, 2005, 26(2): 19-23. (YANG Chuanbo, ZHANG Wei, GUO Yi, et al. Theoretical and experimental study of lubricant influence on performance of refrigeration compressors[J]. Journal of Refrigeration, 2005, 26(2): 19-23.)

[8] 王枫,米小珍,慕光宇,等. 润滑油循环率对活塞式制冷压缩机性能影响的实验研究[J]. 制冷学报, 2014, 35(3): 33-38. (WANG Feng, MI Xiaozhen, MU Guangyu, et al. Experimental study on the effect of oil circulation rate on the performance of reciprocating refrigeration compressor[J]. Journal of Refrigeration, 2014, 35(3): 33-38.)

[9] OSSORIO R, NAVARRO-PERIS E. Study of oil circulation rate in variable speed scroll compressor working with propane[J]. International Journal of Refrigeration, 2021, 123: 63-71.

[10] 容积式制冷剂压缩机性能试验方法:GB/T 5773—2016 [S]. 北京:中国标准出版社, 2016. (The method of performance test for positive displacement refrigerant compressors: GB/T 5773—2016[S]. Beijing: Standards Press of China, 2016.)

[11] 邬志敏,戴玉英,潘乐燕. 量热器法系统含油量对压缩机冷量测量精度影响的研究[J]. 上海理工大学学报, 1999, 21(2): 131-134. (WU Zhimin, DAI Yuying, PAN Leyan. Study on influence of refrigerant-oil mixture on compressor capacity measuring precision in calorimeter[J]. Journal of University of Shanghai for Science and Technology, 1999, 21(2): 131-134.)

[12] 汽车空调用电动压缩机总成:GB/T 22068—2018 [S]. 北京:中国标准出版社, 2018. (Electrically driven compressor assembly for automobile air conditioning: GB/T 22068—2018 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2018.)

#### 通信作者简介

陶宏,男,博士,系统工程师,上海海立新能源技术有限公司, (021)58996688, E-mail: taoh@highly-hnet.com。研究方向:管内沸腾和冷凝传热,变流量蒸汽压缩式制冷循环,新能源汽车热管理。

#### About the corresponding author

Tao Hong, male, Ph. D., system engineer, Shanghai Highly New Energy Technology Co., Ltd., +86 21-58996688, E-mail: taoh@highly-hnet.com. Research fields: inner-tube boiling/condensation heat transfer, VRF vapor-compression refrigeration cycle, NEV thermal management system.