CO_2 跨临界系统在冷藏车上的应用研究*

刘业凤，刘帅†，肖勇，杨雯婷，张华

上海理工大学能源与动力工程学院，上海 200093

收稿日期：2022-12-22；接收日期：2023-02-06

【摘要】 采用 CO_2 双缸滚动转子压缩机搭建冷藏车用制冷机组，在焓差室内测试车厢温度（T_a）、压缩机频率（f）与排气压力（P_d）对排气温度（T_d）、制冷量（Q_0）和能效比（COP）的影响，分析机组用于冷藏车的可行性，适用的冷藏车类型及最佳运行方式. 结果表明：名义工况下，$Q_0=1.47$ kW，COP=0.91，满足运输用制冷机组标准. 在环境温度 $T_w=30$ ℃，车厢温度 $T_a=0$ ℃时，机组最大制冷量为 $Q_0=2.43$ kW，因此机组可适用于车厢容积 18m^3 内的D类冷藏车. 用于上述冷藏车时，机组最佳运行方式为：预冷工况下，车厢温度 $T_a>5$ ℃时，采用 $f=140$ Hz，$P_d=10$ MPa 运行；车厢温度 $T_a\leqslant5$ ℃时，采用 $f=140$ Hz，$P_d=9$ MPa 运行；运输工况下，采用 $f=80$ Hz，$P_d=9$ MPa 运行. 研究结果为冷藏车用跨临界 CO_2 制冷机组的设计与运行方式提供参考.

关键词：CO_2；跨临界系统；冷藏车；适用性；最优运行模式

PACS：88.05.Vx

DOI：10.13380/j.ltpl.2023.01.009

Application of CO_2 Trans-critical System in Refrigerated Trucks

LIU Yefeng, LIU Shuai†, XIAO Yong, YANG Wenting, ZHANG Hua

School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, *China*

Received date: 2022-12-22; accepted date: 2023-02-06

【Abstract】 A refrigeration unit for refrigerated truck was built with a CO_2 two-cylinder rolling rotor compressor. The performance test was carried out in the enthalpy difference chamber. The effects of carriage temperature (T_a), compressor frequency (f) and discharge pressure (P_d) on discharge temperature (T_d), cooling capacity (Q_0)and coefficient of performance (COP)were tested. The feasibility of the unit for refrigerated vehicles, the applicable type of refrigerated trucks and the optimal operation mode were analyzed. The results show that under nominal conditions, $Q_0=1.47$ kW, COP=0.91, which meets the transportation refrigeration unit standard. When the ambient temperature $T_w=30$ ℃ and the carriage temperature $T_a=0$ ℃, the maximum cooling capacity is $Q_0=2.43$ kW. Therefore, the unit can be applied to Class D refrigerated trucks with a compartment volume of 18 m^3. For the above refrigerated truck, the optimal operation mode of the unit is: under the pre-cooling condition, when the carriage temperature $T_a>5$ ℃, $f=140$ Hz, $P_d=10$ MPa; when the carriage temperature $T_a\leqslant5$ ℃, $f=140$ Hz, $P_d=9$ MPa; under transport conditions, $f=80$ Hz, $P_d=9$ MPa. The research results provide a reference for the design and operation of trans-critical CO_2 refrigeration units for refrigerated trucks.

Keywords: CO_2; Trans-critical system; Refrigerated truck; Applicability; Optimal operating mode

* 国家重点研发计划（编号：2020YFF0303901）和中央引导地方科技发展资金项目（编号：ZX20213100003002）资助的课题.

† ls536421@163.com

PACS: 88.05.Vx

DOI: 10.13380/j.ltpl.2023.01.009

Reference method: LIU Yefeng, LIU Shuai, XIAO Yong, YANG Wenting, ZHANG Hua, Low. Temp. Phys. Lett. **45**, 0064 (2023)

0 引　　言

《“十四五”冷链物流发展规划》显示：近年我国冷链运输规模正在迅速扩大[1]，并且现在冷链物流碳排放量逐年增加[2]，因此 2020 年“双碳”目标的提出[3]，给冷链行业带来了新的机遇与挑战. 而冷藏车的发展可以在减少冷链的碳排放中起到重要作用. 一方面，冷藏车采用独立式制冷机组以及使用环保制冷剂，可以直接降低能源消耗、制冷剂泄漏引起的碳排放，另一方面，冷藏车数量的增加可以减少食品流通环节的损失，从而间接降低食品腐烂引起的碳排放[4].

未来冷藏车数量仍将继续增长——尤其是在城市环保要求不断提高以及纯电动车的特殊路权下[5]，用于城市内冷链物流配送的轻型和微型冷藏车数量将大幅增加. 因此，针对轻、微型冷藏车的制冷剂的替代工作与机组减重量、减体积、降成本方面研究[6]，可以大大减少未来由冷藏车数量增长导致的碳排放.

在制冷剂替代方面，现在冷藏车所用制冷剂大多为 R404A，若用天然环保制冷剂 CO_2[7] 替代，可有效降低由于泄漏带来的碳排放. 目前关于 CO_2 跨临界制冷系统用于超市冷藏柜的资料较多[8-10]，但还未有将其用于冷藏车制冷机组的文献资料.

在机组方面，超市冷藏柜所用 CO_2 压缩机大多是活塞式压缩机，活塞式压缩机具有制冷量范围广和适应性强等特点，但若将其用于冷藏车制冷机组，体积与重量是很大的劣势. 而滚动转子压缩机却不同，其体积与重量方面只有活塞压缩机的一半左右，并且还具有零件数量少，振动小等优点[11-12]，此外，在搭配 CO_2 的优秀的物性[13]后，采用滚动转子压缩机的制冷机组可进一步降低压缩机及管路尺寸，从而机组更加紧凑[14]，十分适合对重量体积要求很严格的冷藏车制冷系统. 同样地，目前对采用滚动转子压缩机的 CO_2 跨临界系统在冷藏车上的应用也未见报道.

因此本文使用双缸滚动转子压缩机搭建 CO_2 单机双级制冷机组，结合《运输用制冷机组》等标准[15-16]，研究车厢温度 T_a、压缩机频率 f 和排气压力 P_d 对机组排气温度 T_d，制冷量 Q_0 及能效比 COP 的影响，分析机组用于冷藏车的可行性，适用的冷藏车类型及最佳运行方式，为滚动转子式压缩机冷藏车制冷机组的设计与运行提供参考.

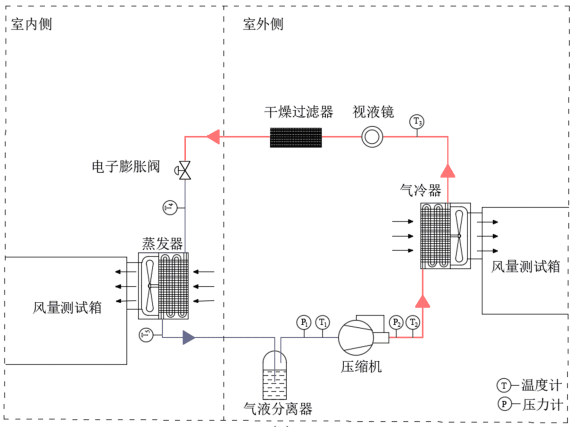
1 测试原理及方法

1.1 测试装置

测试在焓差室进行，通过焓差室模拟车厢与外界环境温度，通过变频器控制压缩机转速以及通过电子膨胀阀的开度控制排气压力，实现机组在不同工况下的运行. 机组的主要设备参数见表 1，测试系统布置图及实物图如图 1 所示.

表 1　设备参数

部件	类型	参数
压缩机	滚动转子式	频率/Hz：80～140，低压级排量/cc：4.5，高压级排量/cc：3.33
蒸发器	管翅式	紫铜管尺寸/mm：Φ5，翅片厚度/mm：0.15，管排数：3
气冷器	管翅式	紫铜管尺寸/mm：Φ5，翅片厚度/mm：0.15，管排数：2
节流机构	电子膨胀阀	步长 0～500



(a)



(b)

图 1　焓差室内机组测试图，(a)焓差室内机组布置图；(b)测试实物图

1.2 测试工况

机组测试分为三部分:首先,在标准名义工况下测试,与标准规定值比较,判断机组用于冷藏车的可行性.其次,冷藏车在运输货物之前,通常要进行预冷(快速降低车厢温度来达到运输所需温度).因此,在预冷工况下,测试车厢温度 T_a 与排气压力 P_d 变化对系统性能的影响,从而分析冷藏车适用的厢体容积,以及预冷工况的运行控制方式.最后,冷藏车运输货物时,车厢温度通常保持稳定.因此,运输工况下,测试车厢温度 T_a 保持不变时,压缩机频率 f 与排气压力 P_d 变化对系统性能的影响,从而分析冷藏车在运输工况的运行控制方式.具体测试参数见表 2,其中环境温度 T_w 及车厢温度 T_a 均依据《道路运输食品与生物制品冷藏车安全要求及试验方法》等[15-16]选取.

表 2 测试工况

工况名称	T_w/℃	T_a/℃	f/Hz	P_d/MPa
名义工况	37.8	1.8	140	10
预冷工况	30	−10～10	140	8～11
运输工况	30	0	80～140	8～11

1.3 计算公式

本文研究的系统性能参数中,系统制冷量(Q_0)及能效比(COP)通过计算得出,计算公式如下:

$$\text{制冷量}\quad Q_0 = q_{ma}\frac{(h_b - h_a)}{v_n(1+W_n)} \tag{1}$$

$$\text{能效比}\quad \mathrm{COP} = \frac{Q_0}{P} \tag{2}$$

式中,Q_0 为样机的制冷量,kW;q_{ma} 为焓差室室内侧测点的风量,m^3/s;h_b 为焓差室室内侧回风空气的焓值,$kJ/kg_{(干空气)}$;h_a 为焓差室室内侧送风空气的焓值,$kJ/kg_{(干空气)}$;v_n 为焓差室测点处湿空气的比容,m^3/kg;W_n 为焓差室测点处空气的湿度,$kg/kg_{(干空气)}$;COP 为系统能效比;P 为机组输入功率,包含压缩机功率和冷风机功率两部分,kW.

1.4 测量方法与测量仪器精度

在测量某一参数影响时,保持其他参数不变,在系统运行平稳 60 min 后,每隔 5 min 读取参数 1 次,连续读取 5 次后取平均值.仪器测量范围与测量精度见表 3.

表 3 测量仪器测量范围及精度

装置名称	测量范围	测量精度
T 型热电偶	−100～150 ℃	±0.2 ℃
压力变送器	0～15 MPa	±0.3%FS
功率计	0～16 kW	0.1%RD+0.05%FS

2 测试结果及分析

以下所有实验研究结果均基于最佳充注量,机组测试得到最佳充注量为 1100 g.

2.1 名义工况测试

名义工况下,Q_0=1.47kW,COP=0.91,远高于《运输用制冷机组》在 Q_0<3 kW 时,COP=0.17 的规定,因此机组可适用于冷藏车运输.

2.2 预冷工况测试

2.2.1 预冷工况下排气温度 T_d 变化情况

图 2 为压缩机排气温度 T_d 随车厢温度 T_a、排气压力 P_d 的变化情况.可以看出:在其他条件不变时,车厢温度 T_a 降低,会导致排气温度 T_d 升高.原因为:T_a 降低后,蒸发温度与蒸发压力也会降低,从而引起吸排气压比的升高,导致排气温度 T_d 升高.而排气压力 P_d 的升高也会引起排气温度 T_d 升高,原因为:提高排气压力 P_d,需要通过减小膨胀阀开度实现,那么制冷剂质量流量 q_m 会减小,吸气过热度增大,从而排气温度 T_d 上升.在排气压力 P_d=9 MPa 的情况下,车厢温度 T_a 从 10 ℃降低至−10 ℃时,排气温度 T_d 从 83 ℃上升至 107 ℃,增幅为 29%.

机组搭建时,考虑到尽可能轻量化,因而并未设立中间冷却器.从图中可以看出,当车厢温度 T_a<

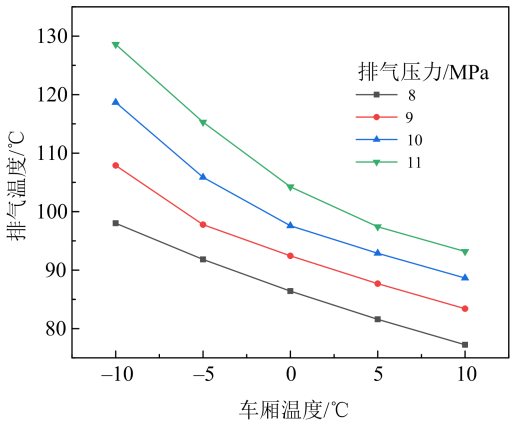


图 2 排气温度随车厢温度、排气压力的变化

−10 ℃时，各排气压力下，压缩机排气温度 T_d 都已超过或接近 100℃，因此，从系统安全性考虑，用于 E 类冷藏车（T_a＜−10 ℃）时，机组应加装中冷器降低排气温度.

2.2.2　预冷工况下机组制冷量 Q_0 变化情况

图 3 为系统制冷量 Q_0 随车厢温度 T_a、排气压力 P_d 的变化情况. 可以看出：排气压力 P_d 不变时，车厢温度 T_a 越低，制冷量 Q_0 也越低，原因为：车厢温度 T_a 降低，会引起蒸发温度与蒸发压力降低，引起压缩机吸排气压比增大，从而压缩机容积系数降低，质量流量 q_m 下降，制冷量 Q_0 降低. 在排气压力 P_d＝9 MPa 的情况下，车厢温度 T_a 从 10 ℃降低至 −10 ℃时，制冷量 Q_0 从 3.43 kW 降低至 1.54 kW，降幅为 56%. 此外，T_a＞5 ℃时，系统最高制冷量对应的排气压力 P_d＝10 MPa；而在 T_a≤5 ℃时，系统最高制冷量对应的排气压力 P_d＝9 MPa. 原因是：T_a＞5 ℃时，压缩机吸排气压比提高会引起的质量流量 q_m 的降低，而排气压力 P_d 提高会引起的蒸发器入口制冷剂干度的下降，两者对制冷量 Q_0 的影响是相反的，但后者影响大，因此机组 10 MPa 的制冷量高于 9 MPa 时的制冷量. 在 T_a≤5℃时，q_m 的降低对制冷量 Q_0 的影响更大，因此机组 9 MPa 的制冷量高于 10 MPa 时的制冷量. 从图中还可以看出，T_a≤−9 ℃时，提高排气压力，质量流量 q_m 会进一步减小，导致机组在 8 MPa 时的制冷量高于 9 MPa 时的制冷量.

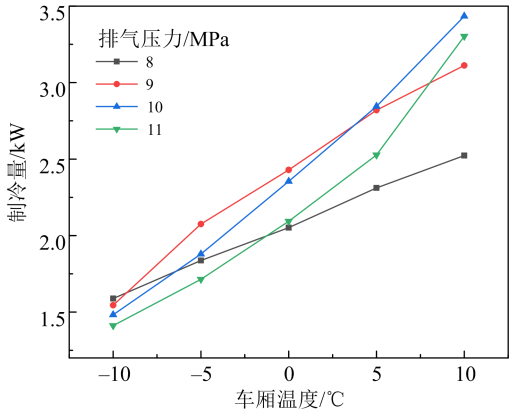


图 3　制冷量随车厢温度、排气压力的变化

因此，以高制冷量为目标，预冷阶段车厢温度 T_a＞5 ℃时，应保持排气压力 P_d＝10 MPa；−9 ℃＜T_a≤5 ℃时，应保持排气压力 P_d＝9 MPa；T_a≤−9 ℃时，应保持排气压力 P_d＝8 MPa.

由《道路货物运输冷藏车辆营运技术规范》[17]中车辆厢体与机组匹配规定，计算得 18m³ 以下 D 类（即车厢温度 T_a＜0 ℃）冷藏车所需冷量至少为 1.66 kW. 而机组环境温度 T_w＝30 ℃，车厢温度 T_a＝0 ℃时，最大制冷量 $Q_{0,max}$＝2.43 kW，因此本机组制冷量满足车厢容积小于 18 m³ 的 D 类冷藏车需求.

2.2.3　预冷工况下机组 COP 变化情况

图 4 为 COP 随车厢温度 T_a、排气压力 P_d 的变化情况. 可以看出：当排气压力 P_d 一定时，系统 COP 随车厢温度 T_a 的下降而下降. 原因是：车厢温度 T_a 下降后，压缩机吸排气压比增大，制冷剂质量流量 q_m 降低，制冷量 Q_0 和机组输入功率 P 均下降，但 Q_0 的下降幅度更大，从而 COP 呈现出降低趋势. 在排气压力 P_d＝9 MPa 的情况下，当车厢温度 T_a 从 10 ℃降低至 −10 ℃时，机组 COP 从 1.99 降低至 0.97，降幅为 51%.

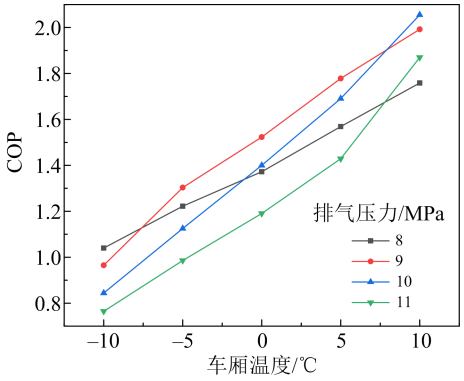


图 4　COP 随车厢温度、排气压力的变化

结合图 3、4 可见，在车厢温度 T_a 降低时，制冷量 Q_0 与 COP 衰减严重. 因此，若将机组用于 E 类（即车厢温度 T_a＜−10 ℃）冷藏车，要在加装中冷器的基础上，同时加装回热器，来提高系统的性能.

车厢预冷工况下，为抑制微生物和酶的繁殖与活性，必须使厢内温度迅速降到冷藏温度[18]，因此有大冷量的需求. 若机组用于 D 类冷藏车，预冷工况下的运行控制方式为：保持压缩机频率 f＝140 Hz，车厢温度 T_a＞5 ℃时，使机组排气压力 P_d＝10 MPa；在车厢温度 T_a≤5℃时，使机组排气压力 P_d＝9 MPa，直至车厢预设温度 T_a＝0 ℃.

2.3　运输工况测试

2.3.1　运输工况下排气温度 T_d 变化情况

图 5 为排气温度 T_d 随压缩机运行频率 f、排气

压力 P_d 的变化情况. 可以看出:相同排气压力 P_d 下,压缩机频率 f 越高,则排气温度 T_d 越高. 这是由于频率升高,转速增加,在低压吸入更多制冷剂将导致吸气压力降低,压缩机吸排气压比增大导致. 在排气压力 $P_d=9$ MPa 的情况下,压缩机频率 f 从 80 Hz 上升至 140 Hz 时,T_d 从 80 ℃升高至 88 ℃,增幅为 10%.

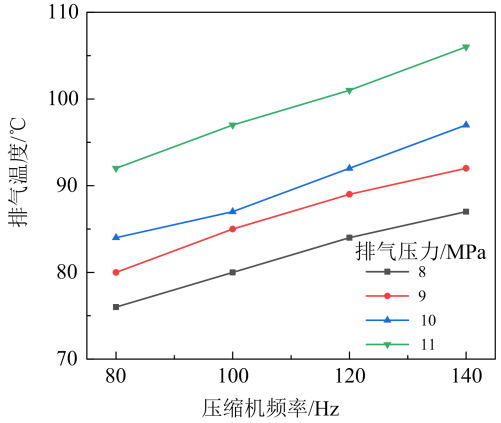


图 5　排气温度随压缩机频率、排气压力的变化

图 6 为系统制冷量 Q_0 随压缩机运行频率 f、排气压力 P_d 的变化情况. 可以看出,当压缩机频率 f 上升时,制冷量 Q_0 也随之上升,这是由于频率升高,转速增加,制冷剂质量流量 q_m 随频率 f 上升的缘故. 在排气压力 $P_d=9$ MPa 的情况下,压缩机频率 f 从 80 Hz 上升至 140 Hz 时,制冷量 Q_0 从 1.75 kW 升高至 2.80 kW,增幅为 60%.

图中还可以看出,在排气压力 $P_d=9$ MPa 时,最低频率 $f=80$ Hz 时制冷量仍可达到 1.75 kW,满足上文计算 18 m^3 以下 D 类冷藏车所需最小制冷量 1.66 kW.

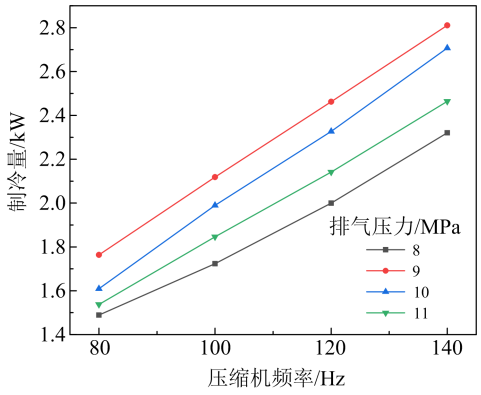


图 6　制冷量随压缩机频率、排气压力的变化

图 7 为系统 COP 随压缩机运行频率 f、排气压力 P_d 的变化情况. 可以看出:当频率 f 上升时,系统 COP 下降,原因为:频率 f 增大,制冷剂质量流量 q_m 增加,此时制冷量 Q_0 与机组输入功率 P 均增大,但由于车厢温度 T_a 较低,制冷量 Q_0 增加速率较小,从而 COP 表现出下降趋势. 在排气压力 $P_d=9$ MPa 的情况下,压缩机频率 f 从 80 Hz 上升至 140 Hz 时,COP 从 1.66 降低至 1.42,降幅为 14.5%.

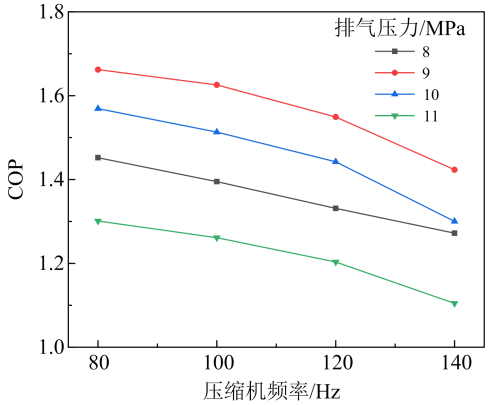


图 7　COP 随压缩机频率、排气压力的变化

结合图 6、7 可见,机组在运输工况时,不同频率 f 下,制冷量与 COP 的最高值均出现在排气压力 $P_d=9$ MPa 时. 因此,冷藏车在运输工况时,运行控制方式为:维持排气压力 $P_d=9$ MPa,在满足制冷量需求的情况下,采用低频率运行,从而保证高能效比.

结合前文分析,本机组最适合用于 18 m^3 以下 D 类冷藏车. 假设冷藏车所需制冷量为上文计算值 $Q_0=1.66$ kW,环境温度 $T_w=30$ ℃,则最佳运行控制方法:预冷工况下,车厢温度 $T_a>5$ ℃时,采用 $f=140$ Hz,$P_d=10$ MPa 运行;$T_a\leqslant 5$ ℃时,采用 $f=140$ Hz,$P_d=9$ MPa 运行,用最高制冷量为目标快速冷却车厢值设定温度 $T_a=0$ ℃. 运输工况下,采用 $f=80$ Hz,$P_d=9$ MPa 运行,在满足维持车厢温度的制冷量需求下,保证高能效比. 方便起见,将所得到最优运行控制方式简化为表 4 所示.

表 4　18 m^3 以下 D 类冷藏车最优运行控制方式

工况名称	T_a 及运行控制方式
预冷工况	$T_a>5$ ℃时,$f=140$ Hz,$P_d=10$ MPa $T_a\leqslant 5$ ℃时,$f=140$ Hz,$P_d=9$ MPa
运输工况	$T_a=0$ ℃,$f=80$ Hz,$P_d=9$ MPa

3 结论

本文采用 CO_2 双缸滚动转子压缩机设计搭建冷藏车用制冷机组，并在焓差室里进行测试，得出如下结论：

(1)机组在名义工况下，测得制冷量 $Q_0=1.47$ kW，COP=0.91，满足运输用制冷机组标准.

(2)环境温度 $T_w=30$ ℃，车厢温度 $T_a=0$ ℃时，机组最大制冷量 $Q_{0,max}=2.43$ kW，因此可以用于车厢容积小于 18 m^3 的 D 类($T_a<0$ ℃)冷藏车.

(3)车厢温度 T_a 降低时，排气温度 T_d 急剧增大，制冷量 Q_0 与 COP 衰减严重.因此，若将机组用于 E 类($T_a<-10$ ℃)冷藏车，需要加装中冷器降低排气温度，同时加装回热器提高系统的性能.

(4)机组用于 D 类冷藏车的最佳运行方式为：预冷工况，$T_a>5$ ℃时，采用 $f=140$ Hz，$P_d=10$ MPa 运行；车厢温度 $T_a\leqslant 5$ ℃时，降低排气压力至 $P_d=9$ MPa 运行，满足大冷量快速降温需求.运输工况，可用 $f=80$ Hz，$P_d=9$ MPa 运行，在满足维持车厢温度的制冷量需求下，保证高能效比.

参 考 文 献

[1] 张云川，王令薇，马云峰.物流科技，**45**(2022)，150

[2] 胡百灵，赵子琪，姚冠新.财会月刊，**05**(2019)，119

[3] J. J. Fan, J. J. Wang, M. M. Liu, W. M. Sun, Z. X. Lan, *Energy*，**252**(2022)，124106

[4] 田长青，孔繁臣，张海南.制冷与空调，**22**(2022)，72

[5] 方红燕，门峰.物流技术与应用，**25**(2020)，82

[6] 任芳.物流技术与应用，**27**(2022)，12

[7] 汪训昌.暖通空调，**44**(2014)，55

[8] 杜诗民，刘业凤，朱洪亮，卓之阳，张华.能源研究与信息，**32**(2016)，187

[9] 王长江，李丽娜，韩爽，丁明青，薛连政.制冷技术，**40**(2020)，73

[10] 刘业凤，唐丹萍，孟德忍，朱洪亮.流体机械，**47**(2019)，76

[11] 马国远，隋秋玉，宫悦轩，贾潇雅，许树学.制冷与空调，**22**(2022)，63

[12] 潘曦，李彦澎，王莹，邢子文.中南大学学报(自然科学版)，**52**(2021)，1826

[13] 余琼，徐宏庆.暖通空调，**52**(2022)，12

[14] 李玲珊，刘暘，初琦.制冷技术，**41**(2021)，9

[15] 中国机械工业联合会，运输用制冷机组(GB/T 21145-2007)

[16] 中华人民共和国工业和信息化部，道路运输食品与生物制品冷藏车安全要求及试验方法(GB 29753-2013)

[17] 上海市交通管理局，道路货物运输冷藏车辆营运技术规范(JTJ019-2008)

[18] 严嘉，童明伟，李夔宁.制冷学报，**01**(2004)，31