

电动车热管理系统仿真模型搭建与分析

Simulation model construction and analysis of electric vehicle thermal management system

李晓桐¹, 张彦吉¹, 张朔琦¹

1 吉林大学 汽车底盘集成与仿生全国重点实验室, 长春 130000

摘 要: 随着环境污染和能源问题的日益严重, 新能源汽车的发展与改革已成为大势所趋。与传统汽车冬季利用发动机余热制热不同, 新能源汽车冬季制热需要使用 PTC 制热或热泵系统制热, 但同时电机运行时产生的大量热量未能被合理的利用, 造成了汽车能耗高的问题。为了提升新能源汽车热管理系统的能源利用率, 减少能耗, 本文设计了一种热泵集成和电机余热回收系统, 本系统乘员舱、电机、电池热管理集于一体。通过对零部件的机理分析与一维仿真相结合的方式进行研究, 基于 GT-suite 软件搭建一维仿真模型, 并通过零部件的性能对模型进行修正。模型数据以新能源汽车小型轿车为参考, 并计算-10°的低温工况和 40°的高温工况下, 系统的制热制冷量以及能效比。

关键词: 纯电动汽车; 热泵系统; 换热器; GT-SUITE; CFD

Abstract: With the increasingly serious environmental pollution and energy problems, the development and reform of new energy vehicles have become the trend of the times. Different from traditional automobiles using engine waste heat to heat in winter, new energy vehicles need to use PTC heating or heat pump system to heat in winter, but at the same time, a large amount of heat generated by motor operation is not reasonably utilized, resulting in high energy consumption of automobiles. In order to improve the energy utilization rate of the thermal management system of new energy vehicles and reduce energy consumption, this paper designs a heat pump integration and motor waste heat recovery system, which integrates the thermal management of the passenger compartment, motor and battery. Through the combination of mechanism analysis and one-dimensional simulation of parts, a one-dimensional simulation model is built based on GT-suite software, and the model is modified by the performance of parts. The model data is based on the new energy vehicle small car, and the heating and cooling capacity and energy efficiency ratio of the system are calculated under the low temperature condition of -10 ° and the high temperature condition of 40 °.

Key words: Pure electric vehicles ; heat pump system ; heat exchanger ; GT-SUITE ; CFD

1. 研究背景及意义

随着燃油汽车的使用带来的环境污染和能源缺少问题日渐严重, 在全球大部分国家组织领导下, 各主要车企均在开发和生产纯电动汽车(PEVs)、混合动力汽车(HEV)和燃料电池电动汽车(FCEVs)等类型的电动汽车方面投入了大量的人力、物力、财力^[1]。与工业革命后主要发展的内燃机车(ICEV)相比, 混合动力汽车需要更低的油耗, 有更好的燃油实用性, 但它无法彻底的解决以上问题, 因此只是一个临时过渡的阶段。虽然电动汽车在生产 and 制造过程中仍有排放, 但其在运行过程中产生的污染物要远少于 ICEV 和 HEV, 特别是 PEV 在道路上完全环保, 因此 PEV 的发展是最终目标和必然趋势^[2、3]。

新能源汽车驶过 2023 年，在疫情结束之后，各汽车品牌之间的竞争愈发激烈，在此背景下，科学研究相关机构 EV Tank 联合伊维经济研究院相互合作联合发表了《中国新能源汽车动力电池行业发展白皮书(2023 年)》，2022 年，全世界新能源汽车销售量达到 1082.4 万辆，与去年同期相比增长 61.6%。现阶段我国已正式成为全世界最大的新能源汽车消费和生产市场。图 1-1 展示了我国自 2016-2022 年新能源汽车的产量与销量。从统计图中可以看出，两者均总体呈现增长的趋势，特别在 2022 年新能源汽车的销量突破了 500 万辆，2022 年其生产量和销售量分别为 705.8 万辆和 688.7 万辆，与去年同期分别高速增长 96.9%和 93.4%，市场份额提高至 25.6%。近日巨量算数也发布了《向“新”引力，加速共鸣——2023 年中国新能源汽车趋势洞察白皮书》，白皮书内数据显示，过去的 2022 年，新能源汽车市场增长远超预期，全年渗透率接近 26%，同期增长 12 个百分点，提前完成了国务院发布的《新能源汽车产业发展规划(2021-2035)》中有关 2025 年新能源汽车销量达到市场总销售量 20% 的既定目标^[4]。



图 1-1 2016-2022 年 10 月中国新能源汽车产销量统计

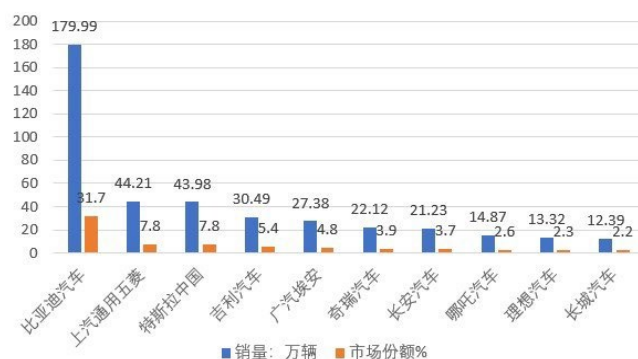


图 1-2 2022 年中国新能源汽车厂商销量前十数据

新能源汽车热管理系统与传统燃油车并不相同有所区别，在传统燃油车基础上主要新增了电池冷却器、电子水泵、热泵系统/高压水加热器、电动压缩机、电子膨胀阀、低温散热器等零部件^[5]。在零部件与整体发展应用方面纯电动汽车的研发中仍存在许多问题，其中电池的温度控制以及热管理系统的搭建是决定其性能的主要参数。新能源汽车是将电池组的化学能转化为轮胎的动能从而驱动汽车前进，在此期间，车辆本身会产生大量的热量，并且多部位的反复摩擦会产生热量使温度不断增加，此时如果没有冷却系统作用，高温容易诱发汽车动力结构出现异常甚至自燃的现象。锂离子动力电池易受到周围温度的影响，温度过高会造成电池使用寿命衰减收缩^[6]，电池组内部热量积累，情况严重时可能导致电池组着火从而使整车着火。电池组温度过低时，也会造成电池储存容量剧烈衰减，并且在低温下充电会造成电池的阳极析出锂离子^[7]。由此可见汽车的热管理的重要性，调节各部件温度，保证正常运行，延长寿命，保证人体舒适性同时绿色节能。

目前,在纯电动车的空调系统、整车热管理系统及所需的组件研发等专业领域的深入研究的欠缺

导致了我国不依赖其他国家的技术和零件独立设计开发新型的空调系统和整车热管理系统的能力不高^[8],很多纯电动汽车制造厂商难以以较快速度发行更为高效率高舒适性的新车型。现行的纯电动小轿车制冷、制热、电池及电机的热管理系统集成度不够高,无法充分协同工作管理,造成了部分部件产生的热量无法高效率使用热量的损耗较大,余热利用率小的问题,因此需要一种运用于电动轿车的热管理系统来解决以上难题^[9],开发一套将热泵系统、风暖 PTC 模块、制冷剂侧和冷冻液侧进行集成,根据系统余热特征提出一种电机废热回收,制冷模式兼顾电池冷却的整车综合热管理系统,增加纯电动汽车的经济安全绿色舒适等方面的性能和动力源续航能力,对我国新能源汽车的发展有非常关键的现实意义。

2. 热泵空调系统分析

热泵空调是在传统空调系统的基础上进行改进的,通过安装一个四通换向阀并改变其操作方式,可以实现原本用于冷却室内空气的蒸发器和冷凝器的功能互换,将其转变为加热室内空气的功能。这一改变使得热泵空调能够实现空气的加热和冷却功能。冬季时可以把从外界提取热量向室内放热,夏季可以从室内吸取热量达到制冷降温的目的。热泵空调系统由多个基本组件组成,包括压缩机、冷凝器、膨胀阀、蒸发器、气液分离器、室外换热器和连接管路。这些组件协同工作,实现热泵空调系统的正常运行。

热泵空调系统中的制冷剂热力学循环过程可用图 2-1 表示。在理想状态下,热泵空调系统的工作过程可简化为四个基本环节:等熵压缩(在压缩机中)、等压冷凝(在冷凝器中)、绝热膨胀(通过膨胀阀)和等压蒸发(在蒸发器中)。这些环节共同构成热泵空调系统的热力学循环过程。

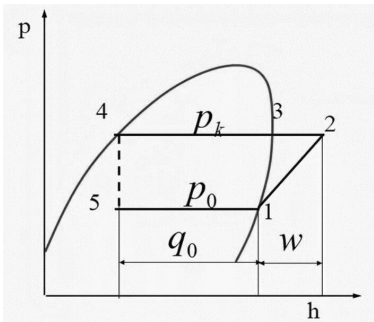


图 2-1 热泵空调系统的热力学循环过程

3. 模型搭建

GT-SUITE 是一种功能强大的仿真工具,可用于纯电动汽车(BEV)领域。它提供了各种组件模型和分析工具,使工程师能够有效地优化动力总成系统的设计和性能。其中,电池是 BEV 中最重要的组件之一。GT-SUITE 可以使用多种电池模型来评估其性能并进行优化。例如,GT-SUITE 可以使用电化学热模型来预测电池的热量产生,并使用等效电路模型来评估其电化学特性。此外,电机控制也是 BEV 中非常关键的部分。GT-SUITE 提供了多种电机模型和控制策略,可以进行系统级仿真来验证控制算法的效果。通过与实际测试数据的比较来调整控制策略,可以更精确地模拟电机的行为和性能。总之,GT-SUITE 是一个广泛应用于纯电动汽车领域的全面仿真工具,可用于模拟和优化电池、电机控制和充电系统等关键组件的性能。

根据之前热泵系统的介绍并在 GT 模型里面建立相应的直接热泵空调模型,如图所示。

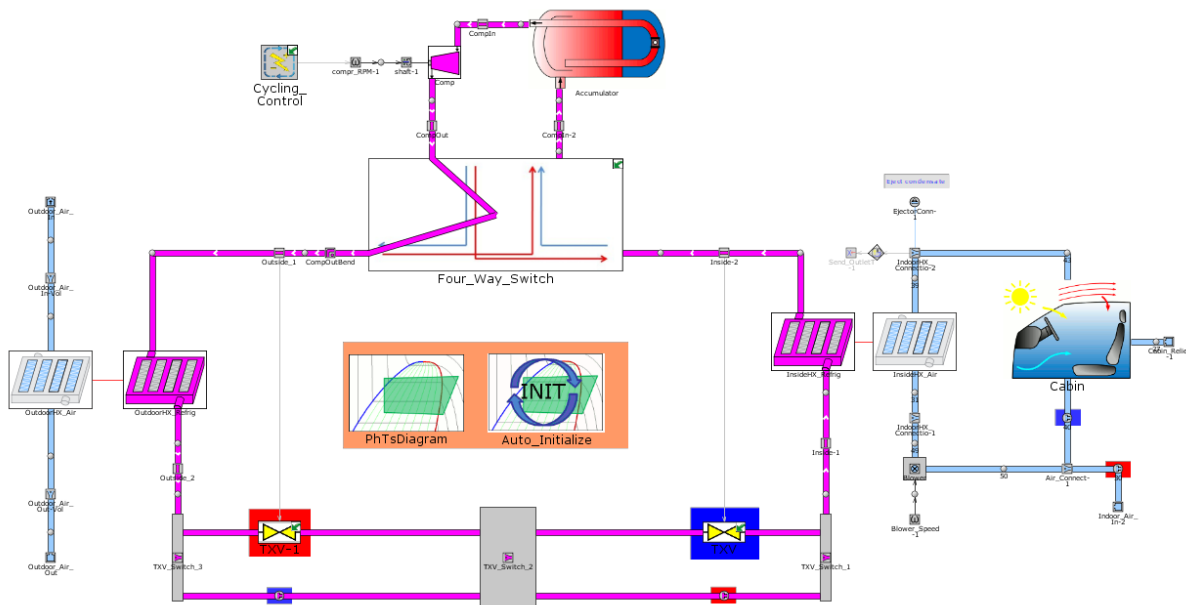


图 3-1 整车热管理系统

压缩机选择 GT 软件内 Compressor Refig 定排量压缩机模型，该模板代表一种制冷剂压缩机。这是在试验数据可得的情况下，大多数空调系统压缩机建模的推荐方法。该模块可用来计算质量流量、出口温度和消耗功率。

换热器模型包括外部换热器模型和内部换热器模型，换热器模型除了确定一些结构参数外，还主要计算管内制冷剂质量流速、焓值计算、制冷剂侧热量交换、空气侧热量交换等。外部换热器换热器类型为平行流换热器，内部换热器为平行流换热器。平行流冷凝器选择 GT 软件内 HxMaster 和 HxSlave 模型，HxMaster 模型为对象用于模拟换热器一侧流体与换热器壁面之间的传热，HxSlave 模型为对象用于在使用“HxMaster”模板对“主端”建模时，提供换热器“从端”侧的流体边界条件。换热器的大部分特性输入到“HxMaster”模板（换热器材料质量属于主）中，从机部分一般只关心声明初始条件或打开冷凝/蒸发水汽标志。蒸发器换热器模型选择 Hxgeomtubefin——管翅式换热器，该对象用于定义管翅式换热器的几何形状。它为与换热器两侧的传热和压降相关的计算提供了必要的几何形状。

建模时选取 GT 膨胀阀中 TXV Detail4 Quadrant、TXV Simple Target Superheat 两种模型，前者使用模板制作的零件将正向流出系数（CD）施加到孔口连接件上。模板接收蒸发器出口处的温度和压力，根据四象限数据利用查表计算出合适的 CD。后者“TXV Simple Target SH”模型表示具有驱动阀开口的热膨胀阀，其目标是用户特定的过热度。若蒸发器出口温度高于目标值，阀门开启较多，导致出口温度下降。同样，当阀门温度低于目标值时，阀门关闭较多，有效提高流体温度。该模型需要 3 个输入：蒸发器出口感测温度、蒸发器出口感测过热度、感测孔口直径（表示 TXV）。根据实验仿真测试所得 TXV 的压力、充注量等与冷媒流量之间的曲线图，并绘制四象限图。

4. 热泵空调 cop 性能分析

热泵空调性能分析的主要参数为①换热器出口温度稳定值是否可达到前期设计计算温度②空调的能量转换效率之比（COP）。所以本节在 -10° 的冬季工况、 25° 的常温工况、 40° 的夏季工况的条件下对热泵空调组件进行仿真，通过绘制不同工况下的乘客舱达到稳定温度的变化曲线和空调系统不同工况下的制热能效比 COP 来对热泵空调的性能进行评价分析。

1) 40℃乘员舱内分析

在环境温度 40℃相对湿度 30%，车速 50km/h，制冷剂平均流量 0.03kg/s 的高温工况下，室内换热器充当蒸发器，室外换热器充当冷凝器，内部制冷剂将在室内换热器中与乘员舱空气进行换热，吸收其中吸收的热量，然后在室外换热器中进行释放。

在压缩机转速 2000r/min 下，此时室内换热器进出口温度与压力如下图 4-1 所示。

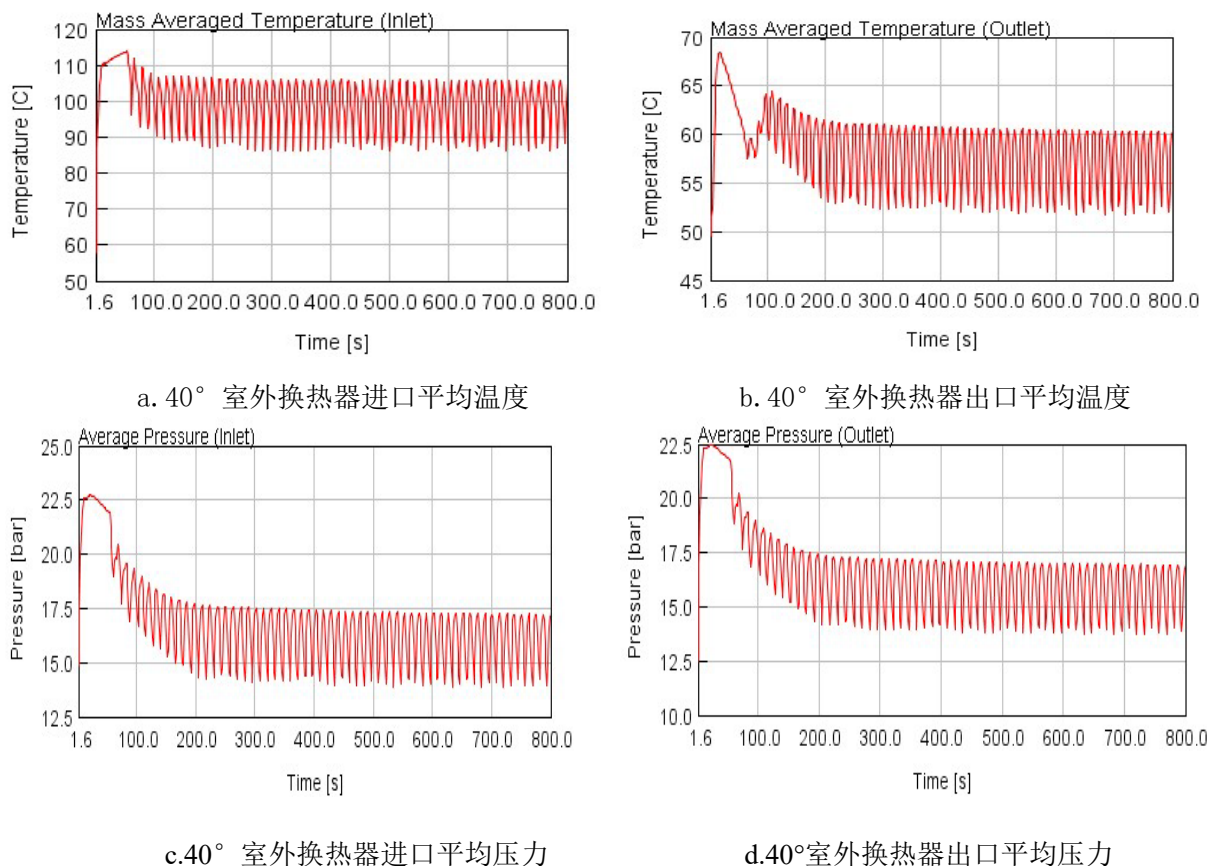
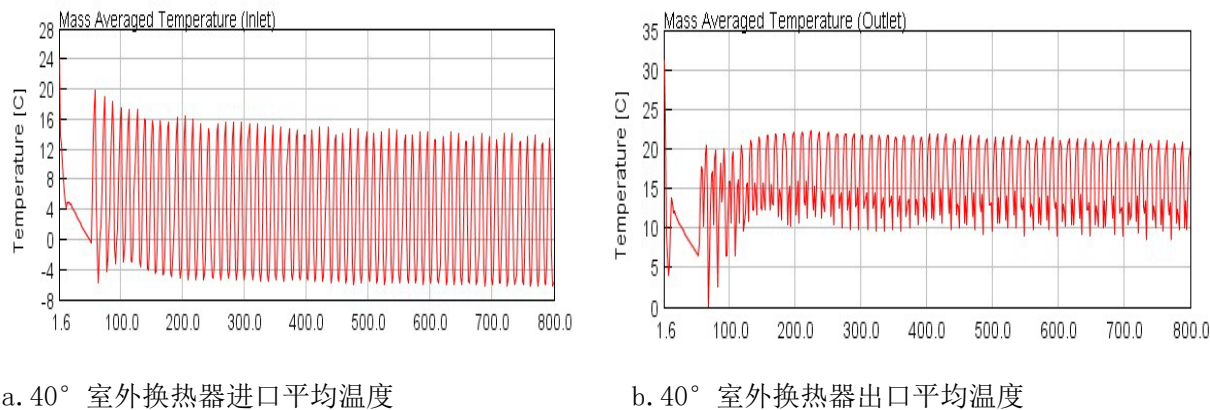
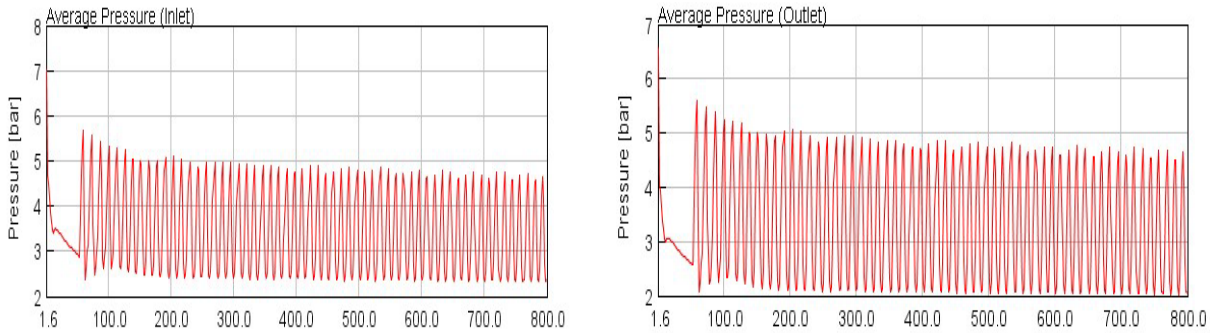


图 4-1 40° 室外换热器进出口温度、压力（a、b、c、d）

由仿真结果可看出 200 秒后室外换热器（冷凝器）的温度与压力达到维持某一温度进行波动的相对的稳定状态，室外换热器进口温度平均为 96.25℃，进口压力平均为 15.8bar，通过查表确定此时焓值为 472.26kJ/kg；室外换热器出口温度平均为 58℃，出口压力平均为 16bar，焓值为 426.17kJ/kg。在与外界热空气的换热中，制冷剂由高温过热蒸汽状态变为中温高压过冷液体，温度下降约为 38.25℃，焓值下降 46 kJ/kg。





c. 40° 室内换热器进口平均压力

d.40°室内换热器出口平均压力

图 4-1 40° 室内换热器进出口温度、压力 (a、b、c、d)

由仿真结果可看出 200 秒后室内换热器（蒸发器）的温度与压力达到维持某一温度进行波动的相对的稳定状态，室内换热器进口温度平均为 9.25℃，进口压力平均为 3.55bar，通过查表确定此时焓值为 405.47 kJ/kg；室内换热器出口温度平均为 15.25℃，出口压力平均为 3.35bar，焓值为 411.42kJ/kg。在与乘员舱内热空气的换热中，制冷剂由液体蒸发变为高温高压的蒸汽，温度上升约为 6℃，焓值上升 6kJ/kg。

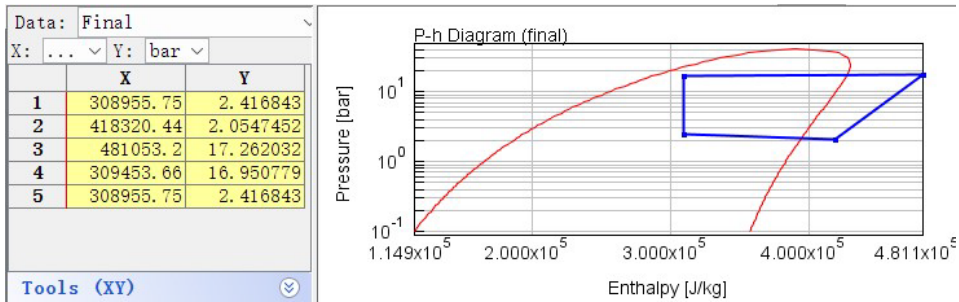


图 4-2 40°制冷剂压焓图

根据软件上计算所绘制的压焓图，确定流程中制冷剂的状态变化，经过计算压缩机功耗为： $W_{comp}=m*(h_3-h_2)=0.03*(481053.2-418320.44)=1881.98W$

冷凝器放出的热量： $Q_{cond}= m*(h_3-h_1)=0.03*(481053.2-308955.75)=5162.92W$

蒸发器吸收的热量： $Q_{evap}= m*(h_2-h_1)=0.03*(418320.4-308955.75)=3280.94W$

经仿真显示，800 秒后乘员舱内温度基本稳定在 25℃。

能效比：
$$COP=\frac{Q_{Qnnnnn}}{WWnnnnn}=\frac{(h_3-h_1)}{(h_3-h_2)}=2.74。$$

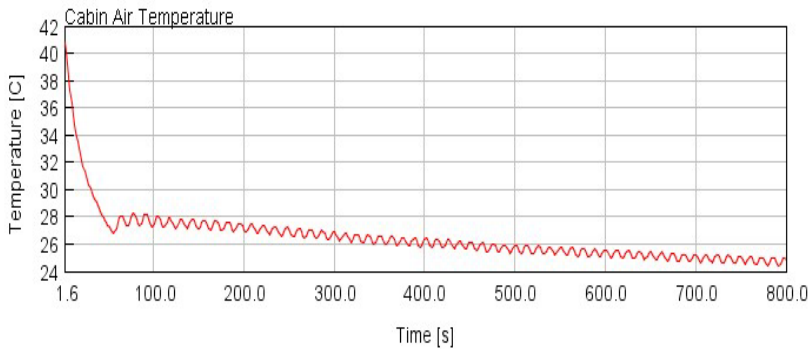
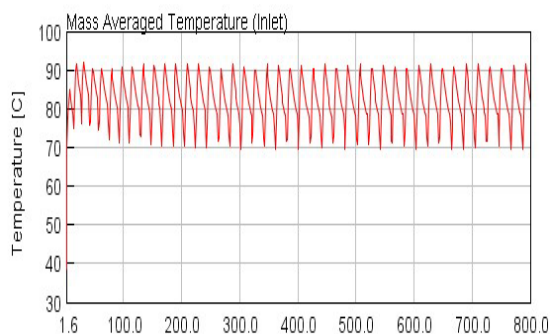


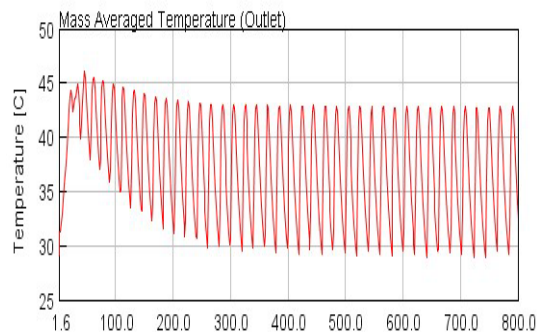
图 4-3 40°乘员舱温度图

2) 25℃乘员舱内分析

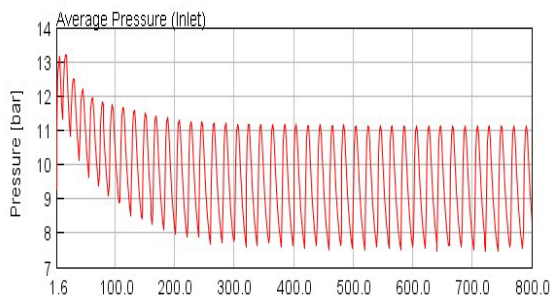
在环境温度 25℃，相对湿度 40%，车速 50km/h，制冷剂充注量 0.95kg 的常温工况下，室内换热器充当蒸发器，室外换热器充当冷凝器，内部制冷剂将在是室内换热器中与乘员舱空气进行换热，吸收其中吸收的热量，然后在室外换热器中进行释放。此时外界环境温度较为舒适，制冷剂流速较低的情况下即可满足乘员舱内所需换热量。



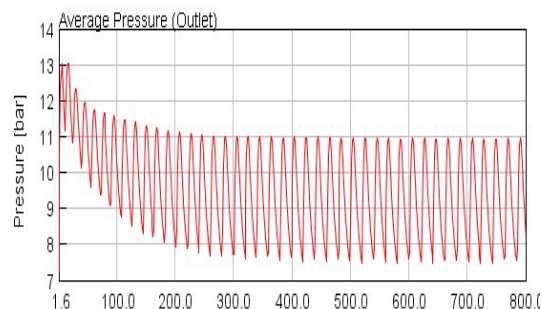
a. 25°室外换热器进口平均温度



b. 25°室外换热器出口平均温度



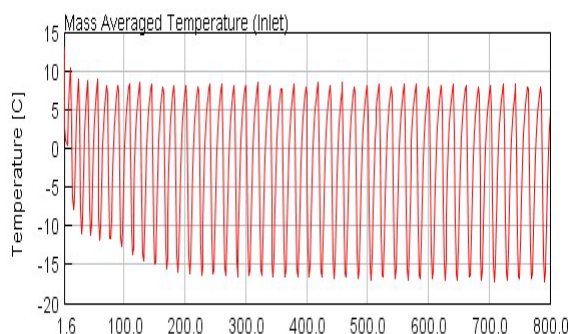
c. 25°室外换热器进口平均压力



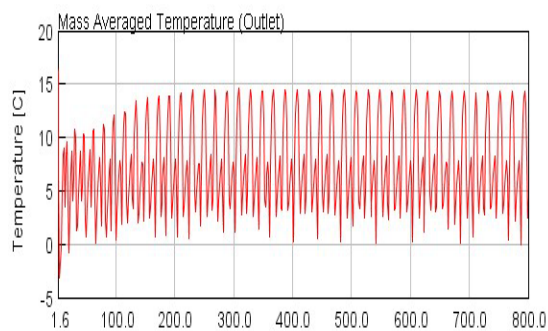
d. 25°室外换热器出口平均压力

图 4-4 25° 室外换热器进出口温度、压力 (a、b、c、d)

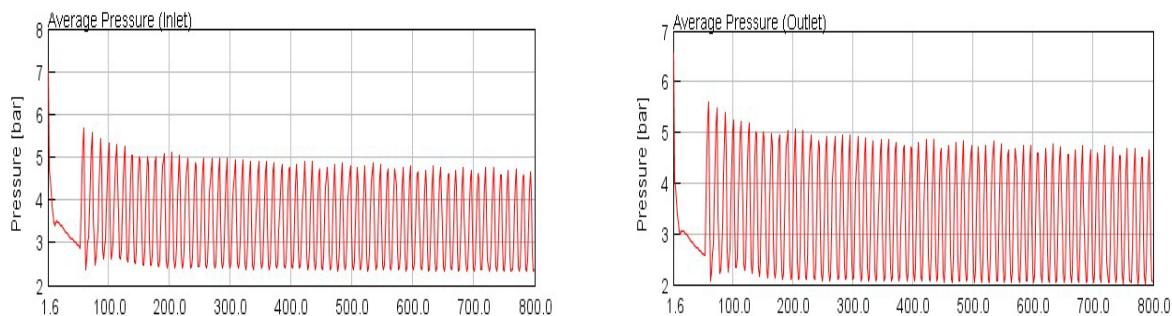
由仿真结果可看出 200 秒后室外换热器（冷凝器）的温度与压力达到维持某一温度进行波动的相对的稳定状态，室外换热器进口温度平均为 82℃，进口压力平均为 9.5bar，通过查表确定此时焓值为 465.16kJ/kg；室外换热器出口温度平均 36℃，出口压力平均为 9.5bar，焓值为 250.47kJ/kg。在与外界热空气的换热中，制冷剂由饱和蒸汽变为高温液体，温度下降约为 46℃，焓值下降 214.69kJ/kg。



a. 25°室内换热器进口平均温度



b. 25°室内换热器出口平均温度



c.25°室内换热器进口平均压力

d.25°室内换热器出口平均压力

图 4-5 25° 室内换热器进出口温度、压力 (a、b、c、d)

由仿真结果可看出 200 秒后室内换热器（蒸发器）的温度与压力达到维持某一温度进行波动的相对的稳定状态，室内换热器进口温度平均为 -25°C ，进口压力平均为 3.5bar，通过查表确定此时焓值为 193.34kJ/kg ；室外换热器出口温度平均为 8°C ，出口压力平均为 3.5bar，焓值为 404.24kJ/kg 。在与乘员舱内热空气的换热中，制冷剂由液体蒸发变为低温低压过热的蒸汽，温度上升约为 13°C ，焓值上升 210.9kJ/kg 。

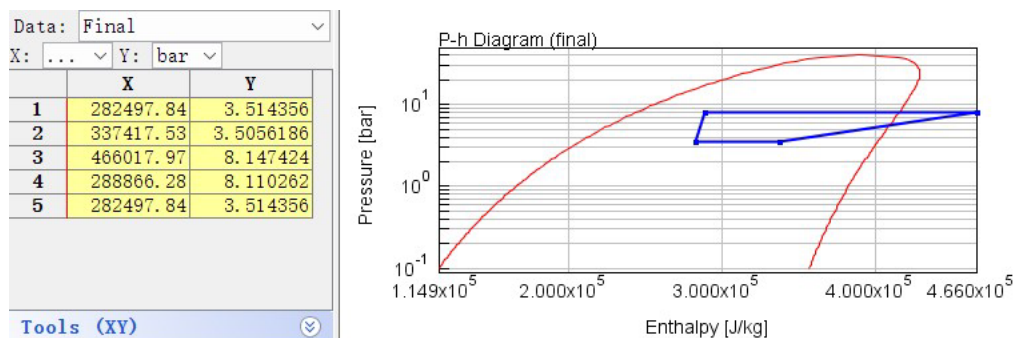


图 4-6 25°制冷剂压焓图

根据软件上计算所绘制的压焓图，确定流程中制冷剂的状态变化，经过计算 能效比 $\text{COP}=1.43$

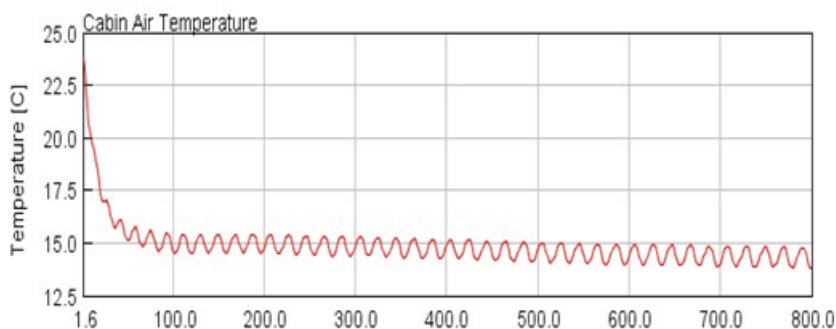


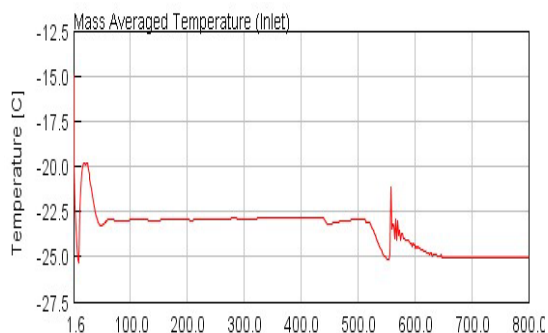
图 4-7 25°C 乘员舱温度

800 秒后乘员舱内温度基本温度在 15°C 。本次仿真中压力值偏低，乘员舱内温度低于外界温度与人体舒适度，结果显示模型设置出现问题，在同一工作状态下满足 40° 夏季工况的条件，无法满足正常温度下的温度调节设置，模型内部缺少控制策略的设置。

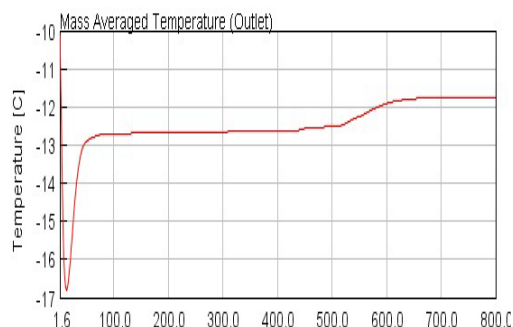
3) -10°C 乘员舱内分析

在环境温度 -10°C ，相对湿度 40%，车速 50km/h，制冷剂充注量 0.95kg 的冬季工况下，室内

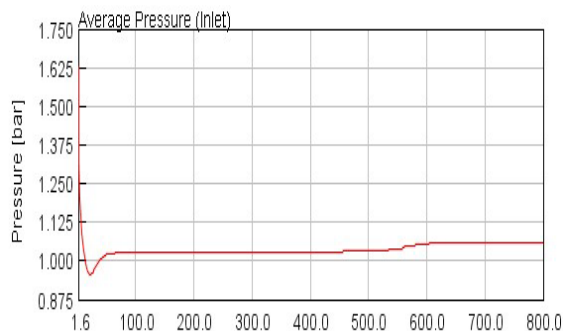
换热器充当冷凝器，室外换热器充当蒸发器，在压缩机的驱动下，内部制冷剂通过室内换热器此时制冷剂的温度高于乘员舱内温度，制冷剂向乘员舱释放热量并变为过冷液体，通过膨胀阀的节流降压变为低温饱和湿蒸汽，进入室外换热器，此时制冷剂的温度低于环境温度，在换热器内与外部空气进行换热，制冷剂吸收热量变成过热气态，流经气液分离器后返回压缩机，完成热泵制热循环。



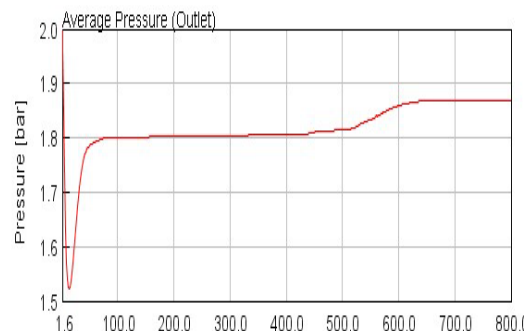
a.-10°室外换热器进口平均温度



b.-10°室外换热器出口平均温度



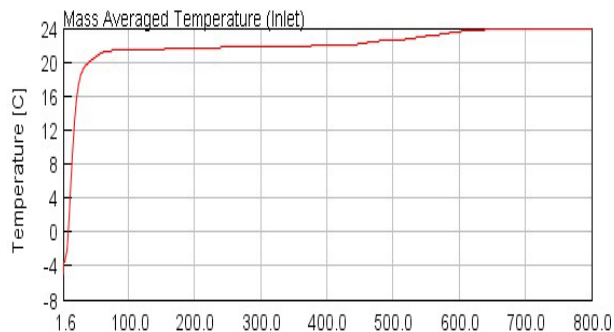
c.-10°室外换热器进口平均压力



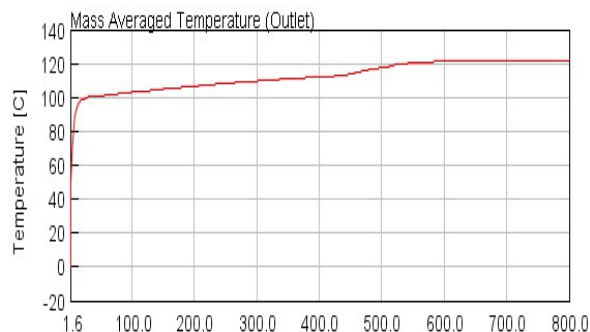
d.-10°室外换热器出口平均压力

图 4-8 -10° 室外换热器进出口温度、压力（a、b、c、d）

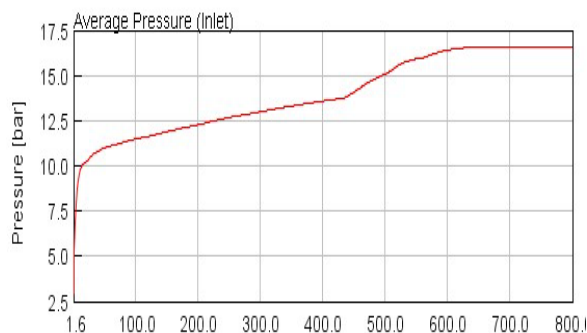
由仿真结果可看出 150 秒后室外换热器（蒸发器）的温度与压力达到维持某一温度进行波动的相对的稳定状态，室外换热器进口温度平均为 -25°C ，进口压力平均为 1.05bar，通过查表确定此时焓值为 383.50kJ/kg；室外换热器出口温度平均 -11.77°C ，出口压力平均为 1.86bar，焓值为 391.63kJ/kg。在与外界热空气的换热中，温度上升约为 13.2°C ，焓值上升 8.13 kJ/kg。并且当车外温度处于 25°C 对人体舒服的温度时，车内可以通过通风调节温度。



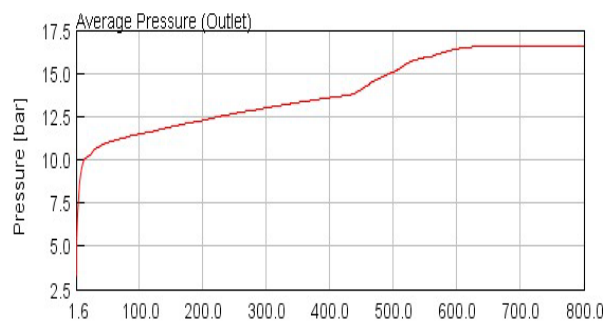
a.-10°室内换热器进口平均温度



b.-10°室内换热器出口平均温度



c.-10°室内换热器进口平均压力



d.-10°室内换热器出口平均压力

图 4-9 -10° 室内换热器进出口温度、压力 (a、b、c、d)

由仿真结果可看出 650 秒后室内换热器（冷凝器）的温度与压力达到稳定状态，室内换热器进口温度平均为 24℃，进口压力平均为 16.6 bar，通过查表确定此时焓值为 233.18kJ/kg；室外换热器出口温度平均为 12-10℃，出口压力平均为 16.6 bar，焓值为 497.53kJ/kg。在与乘员舱内热空气的换热中，温度上升约为 96℃，焓值上升 264.35kJ/kg。

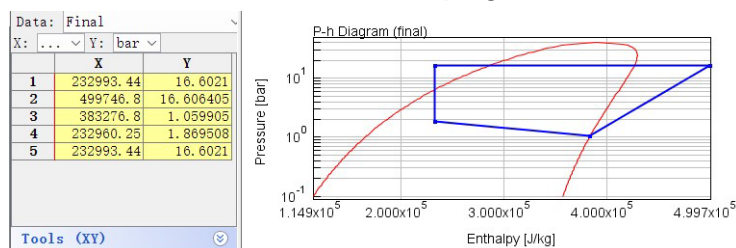


图 4-10 压缩机 2000r/min -10°制冷剂压焓图

根据软件上计算所绘制的压焓图，确定流程中制冷剂的状态变化，经过计算压缩机功耗为： $W_{comp}=m*(h_2-h_3)=1866.72W$ 冷凝器放出的热量： $Q_{cond}=m*(h_2-h_1)=4300W$

蒸发器吸收的热量： $Q_{evap}=m*(h_3-h_1)=1404.53W$

能效比 $COP=2.3$

本次仿真在压缩机 2000r/min 情况下，制冷剂流量 0.016Kg/s，热泵系统制热能效比 2.3，冷凝器的制热量为 4300W。冷凝器的制热量较低，不满足 5.2kw 的负荷，并且此时乘员舱内温度仅能维持在 10℃左右。通过压缩机转速的调节，通过计算，当压缩机为 4000r/min 时，制冷剂流量达到 0.02Kg/s，热泵系统制热能效比 2.35，冷凝器的制热量为 6.0W，满足乘员舱冬季负荷要求。并且此时乘员舱内温度有所提高，舱内温度在 20℃左右，维持了人体舒适温度。

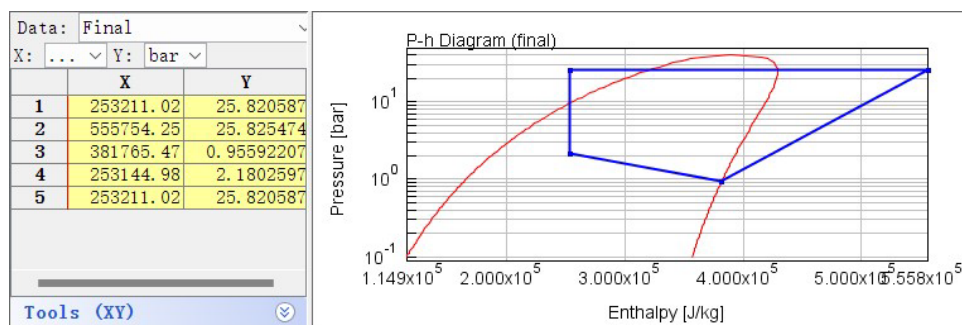


图 4-11 压缩机 4000r/min -10°制冷剂压焓图

在一定压缩机转速，一定膨胀阀开度，不同环境温度的条件下，直接式热泵空调内部件的进出

口温度和能量焓值，计算了系统的制热制冷量和系统能耗比。结果表明在零部件适宜的温度 25° 时，系统的能效利用率比极端高温时的利用率低，高温时系统需提供更多能量来改变温度

5 参考文献

- [1] 杨雨葵. 纯电动汽车用热泵空调系统的开发与仿真研究[D]. 郑州大学, 2019.
- [2] Li, Zhen he; Khajepour ,Amir ,A comprehensive review of the key technologies for pureelectric vehicles [J]., Energy (Oxford), 09/2019(182)
- [3] Biswas, S., “Thermal Management System and Performance Characteristics of Electric Vehicle,” SAE Technical Paper 2020-28-0022, 2020, doi:10.4271/2020-28-0022
- [4] 董恒祥, 潘江如, 赵晴, 郭鸿鑫. 新能源汽车充电设施行业现状与发展趋势分析[J]. 时代汽车, 2022, (10): 128-129, 132
- [5] Rana, T. and Yamamoto, Y., “Universal Electric Vehicle Thermal Management System,” SAE Int. J. Advances & Curr. Prac. in Mobility 3(1):604-613, 2021, doi:10.4271/2020-28-0002.
- [6] 李夔宁, 邝锡金, 荣正壁, 李京苑, 谢翌. 电动汽车热管理系统的研究现状及展望[J]. 制冷与空调(四川), 2020, 第 20 卷(5): 60-70
- [7] 赵世玺, 郭双桃, 赵建伟等. 锂离子电池低温特性研究进展[J]. 硅酸盐学报, 2016, 44(01): 19-28.
- [8] 郭木生. 基于热泵空调的新型纯电动汽车热管理系统仿真及实验研究[D]. 华东交通大学, 2021
- [9] 艾志华. 纯电动车热泵空调与动力系统集成式热管理系统研究[D]. 湖南大学硕士论文. 2018