GT-Power 在压缩机整机性能预测及优化设计中的应用

The prediction of compressor performance and optimization using GT-Power

李娟　郑星炜　沈雪豹 Regis Scapini Marques
（安徽美芝制冷设备有限公司，安徽合肥）

摘　要：本文应用 GT-Power 软件，研究冰箱往复式压缩机的一维仿真分析方法和理论，建立了用于分析往复式压缩机整机性能分析的一维模型。获得了变频工况下 P-V 图，阀片的升程和质量流量曲线。预测得到了压缩机不同转速下的制冷量，与实验结果相比较为吻合。在此基础上，提出了增加阀片厚度减少高频回流，提高制冷量的方法。并通过实验进行了验证。

关键词： GT-Power 软件　性能改善　阀片　回流

Abstract: In this paper, the one-dimensional simulation analysis method and theory of refrigerator reciprocating compressor is investigated. And a one-dimensional model is established to analyze the performance of reciprocating compressor using the GT-Power software. The P-V diagram, the lift and mass flow curve of the valve were obtained for different running speed. The cooling capacity of the compressor at different speeds is predicted, which is consistent with the experimental results. Based on this, we proposed a method to reduce the back flow and increase the cooling capacity by increasing the valve thickness, which is also proved by experiment.

Key words: GT-Power　performance optimization　valve　back flow

1. 引言

往复式压缩机是冰箱制冷系统的心脏，其通过曲柄连杆机构带动活塞进行往复运动，吸入低温低压的制冷剂，缩为高温高压的制冷剂气体，并通过排气系统排出压缩机。气缸是上述过程的重要发生场所，通过压分析压缩机运行过程中气缸内的温度、压力、体积曲线和 P-V 图，可以得到压缩机理论耗功和吸排气损失，为压缩机的优化设计提供指导。另外压缩机中的吸排气阀片均为舌簧阀，通过阀片两端的压差控制阀片的开启和关闭，完成吸排气的过程，吸排气阀片的结构尺寸是影响压缩机噪音和性能的关键参数。因此分析阀片的运动规律是压缩机优化设计的重要手段[1-3]。

GT-Power 软件是美国 Gamma Technologies 公司开发的用于发动机系统建模仿真的一维动力学计算软件[4/5]。其具有丰富的解析机能，准确的物理模型和简单方便的建模方法。本文应用 GT-Power 软件研究了往复式压缩机的一维仿真分析方法和理论，建立了往复式压缩机的一维仿真模型，并通过对一维流场求解模型、Ferreira 泄露模型，阀片的运动模型进行求解，获得了变转速工况运行状态下 P-V 图，阀片的升程和质量流量曲线。分析了压缩机运行过程中阀片不能及时关闭所导致的回流现象。预测得到了压缩机不同转速下的制冷量，与实验结果相比较为吻合。在此基础上，针对高频工况下阀片回流现象，提出了增加阀片厚度的改善试样，仿真计算及实验验证结果均表明，增加阀片厚度能减少回流，增加压缩机的制冷量。

2. 一维仿真模型的求解原理

2.1 流场求解模型

流场的求解包括气体状态方程和一维连续性方程、动量方程、能量方程组成：

状态方程：

$$p = \rho RT$$

连续性方程：

$$\rho_1 q_1 - \rho_2 q_2 = V\frac{d\rho}{dt} + \rho\frac{dV}{dt}$$

动量方程：

$$F = \frac{d}{dt}[\int_v \rho u dV] + \int_A \rho u u_a dA$$

能量方程：

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + h_w$$

上式中 p 、ρ 、R 分别为流体的压力、密度和气体常数；q_1 、q_2 分别为控制体积入口和出口的体积流量，V 为控制体积的体积；F 为作用在控制体积上外力的向量和，u 为流体的流速，u_a 为 u 在微元面积 dA 法线上的投影；z_1 、z_2 为微流束入口和出口截面处的比位能，p_1 、p_2 分别为入口和出口压力，h_w 为流体在流动过程中的粘性摩擦损失。

2.2 泄露求解模型

活塞与气缸壁之间的工质泄露选用 Ferreria 提出的泄露模型进行计算：

$$\dot{m} = \pi D h \rho_1 \left[V_p \frac{1 - K^2 + 2K^2 \ln(K)}{2\ln(K)(1-K^2)} + \frac{(P_1 - P_2)(D/2)^2}{8\mu L}\left(\frac{1-K^4}{1-K^2} + \frac{1-K^2}{\ln(K)}\right) \right]$$

$$K = \frac{D}{D + 2h}$$

其中 D 为活塞的直径，h 为活塞与气缸之间的间隙，L 为活塞密封的长度，ρ_1 为气体的密度，V_p 为活塞的运动速度，P_1 、P_2 分别为气缸内和壳体内的压力，μ 为粘性摩擦系数。

2.3 阀片运动求解模型

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F$$

$$F = (P_1 A_1 - P_2 A_2) + F_0$$

式中 M 为阀片的质量，C 为阀的阻尼矩阵，K 为阀片的刚度，$\ddot{X}$ 为阀片运动加速度，$\dot{X}$ 为阀片运动速度，X 为阀片位置，F 为阀片所受载荷，F_0 为阀片的预紧力。

通过阀口的质量流量及工质流过阀口的压降由下述方程求解：

$$q = C_d A_0 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}$$

$$\Delta P = k\frac{1}{2}\rho V^2$$

其中 q 为阀的质量流量，ΔP 为阀口两侧的压差，C_d 为阀片的流量系数，k 为阀片的流动阻力系数。

3. GT-Power 建模

3.1 模型建立

GT-Power 通过采用模块结构的方式建立压缩机模型。按照流体的流动过程，制冷剂由压缩机吸气管吸入压缩机腔体，通过吸气消音器，阀片吸入气缸内；由曲柄连杆机构带动活塞进行往复运动，压缩缸内的制冷剂气体；压缩后的高温高压制冷剂经过排气系统排出。因此模型主要分为进气模块，阀片模块、气缸模块。曲柄动力模块和排气模块。建立的压缩机整机模型如下图所示：

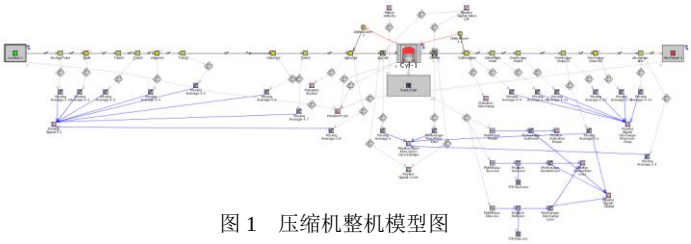

图 1　压缩机整机模型图

3.2 阀片参数计算

上述模块中，阀片模块是影响压缩机性能的关键模块。根据 GT 软件中 Flow.pdf 文档中关于流量系数和有效压力面积的定义，通过三维计算软件计算得到吸排气阀片的有效流通面积和有效压力面积（如图 2-图 5），并将其作为阀片模块的输入参数。

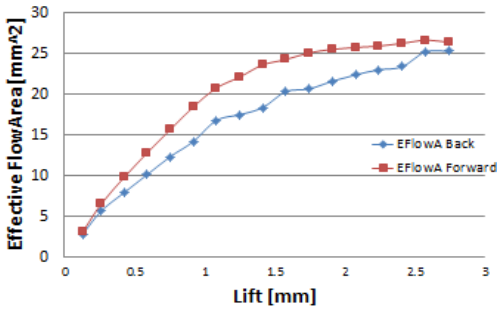

图 2　吸气阀片的有效流通面积

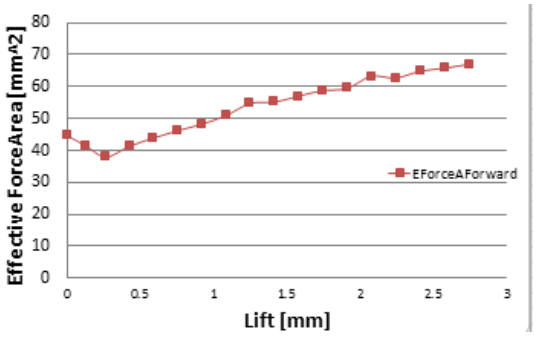

图 3　吸气阀片的有效压力面积

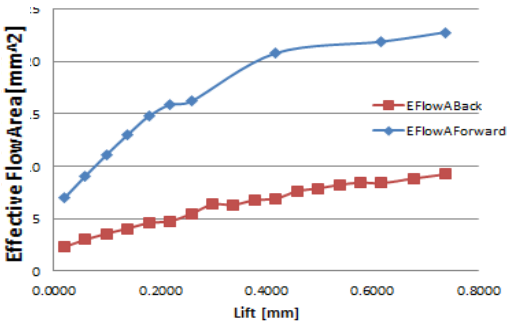

图 4　排气阀片的有效流通面积

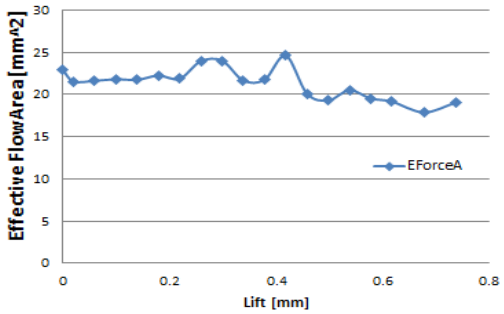

图 5　排气阀片的有效压力面积

4. 结果分析

4.1 压缩机运行 P-V 图

采用上述计算模型，计算工况为：蒸发温度-23.3℃，冷凝温度 54.4℃，吸气温度 32.2℃，过冷温度 32.2℃。不同转速下模拟压缩机工作过程中气缸内的压力、温度、体积变化，分析吸排气阀片的升程和质量流量。

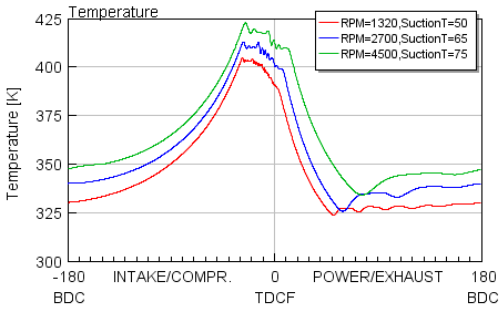

图 6　22/45/75HZ 气缸内温度变化

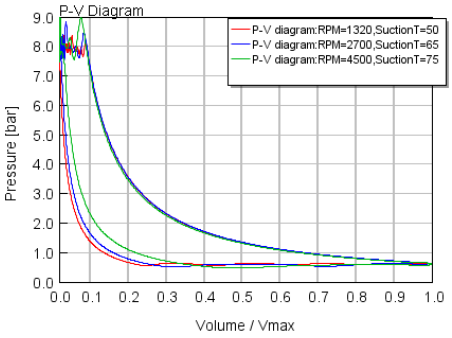

图 7　22/45/75HZ 压缩机运行 P-V 图

图 6/7 分别为不同转速下气缸内温度变化和—P-V 图。由上图可知，在不同转速工况下，气缸内温度和 P-V 图均存在较大的差异，转速的改变会对压缩机运行中吸气，排气过程产生较大的影响。在 P-V 图中，高于排气压力部分的面积为排气损失，低于吸气压力的部分面积为吸气损失。因此，转速的改变也会影响着吸排气损失。

4.2 不同转速工况下吸排气阀片的升程和质量流量

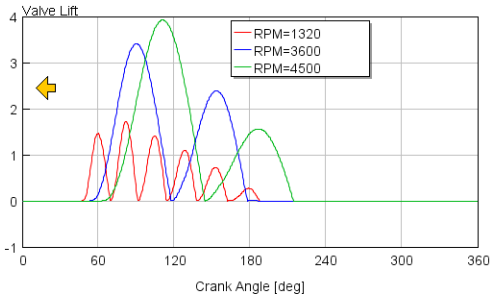

图 8　22/45/75HZ 吸气阀片的升程

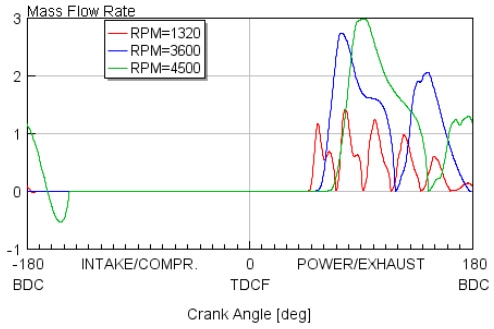

图 9　22/45/75HZ 吸气阀片的质量流量

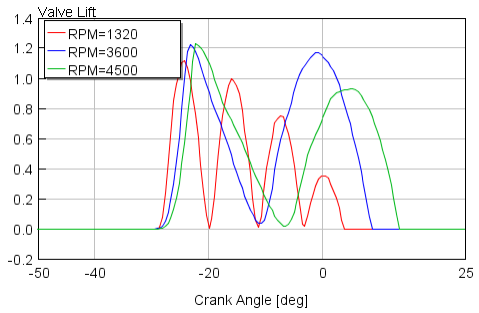

图 10　22/45/75HZ 排气阀片的升程

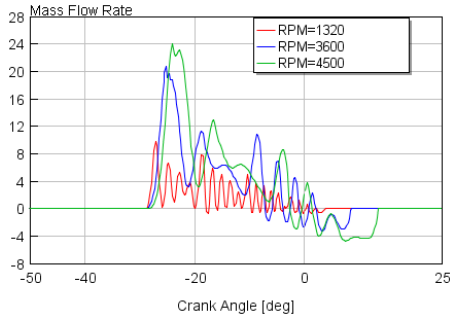

图 11　22/45/75HZ 排气阀片的质量流量

由图 8-图 11 分别是无量纲处理后，Base 机种吸排气阀片的升程和质量流量。上图 8/10 可知，不用转速下，吸排气阀片的升程曲线存在较大的差异。随转速的增加，吸气阀片的最大升程增加；低转速下，吸气阀片存在较大波动，升程曲线存在多个波峰；高转速下，吸气阀片的波动减小，升程曲线只存在两个波峰。由于排气阀片设置了升程限位器，排气阀片的升程在 45HZ 时已经达到了最大升程。与吸气阀片的表现类似的是，低转速下排气阀片升程曲线存在多个波峰，高转速下，升程

曲线值存在两个波峰。

图 9/11 为吸排气阀片质量流量随转角的变化。质量流量曲线的积分平均值即为一个周期内流经阀片的质量流量，质量流量为负代表阀片存在回流，回流会影响压缩机的质量流量，进而会影响压缩机的制冷量。可见在高频下，当阀片两侧压力差反向时，由于吸排气阀片不能及时关闭，吸排气阀片均存在较大的回流。

4.3 不同转速工况下压缩机性能预测

根据上述仿真结果得到的压缩机的质量流量，计算得到不同转速下（case1-6 分别表示 22/27/45/60/72/75HZ 工况下）压缩机的制冷量，预测压缩机的性能。与实验结果对比，以实验测量得到的 22HZ 下压缩机的制冷量进行无量纲的处理。如下图 12 所示实验与仿真结果较为吻合。

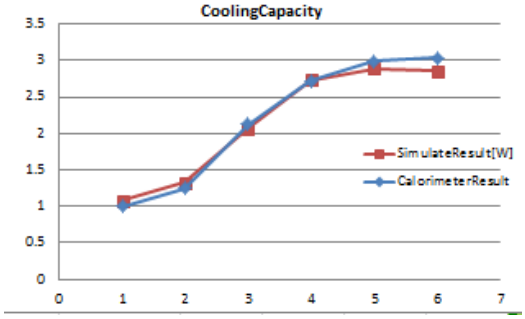

图 12　不同转速下的制冷量 仿真 vs 实验

5. 阀片优化设计

基于上述工作，进行阀片厚度的优化。由于在高频转速下，吸排气阀片均存在较大的回流，考虑是高频下，当两侧压力差反向时，阀片不能及时响应，即不能及时关闭引起的。因此提出通过增加阀片的厚度的方式，增加阀片的刚度，进行设计优化，并进行实验验证。

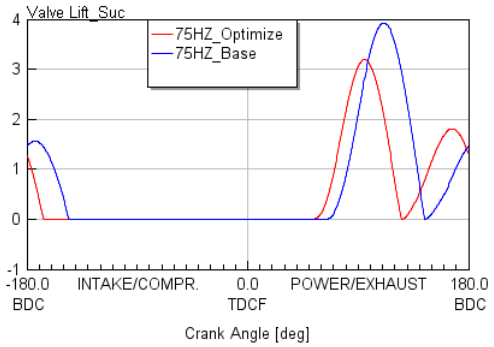

图 13　75HZ 吸气阀片的升程

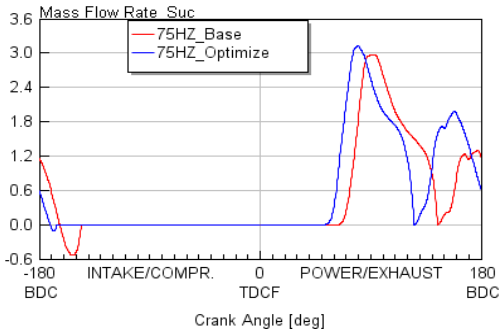

图 14　75HZ 吸气阀片的质量流量

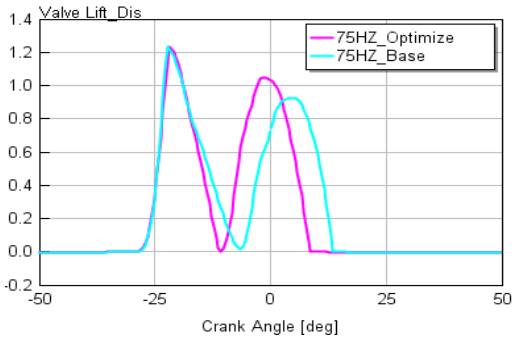

图 15　75HZ 排气阀片的升程

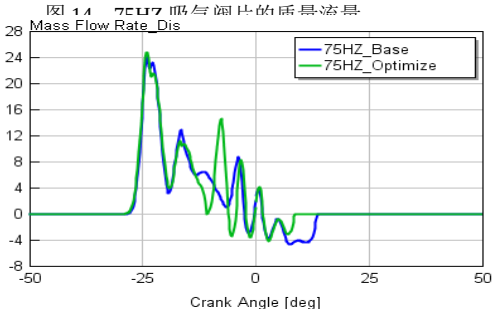

图 16　75HZ 排气阀片的质量流

如上图 13-16 所示，为 75HZ 下，吸排气阀片的无量纲升程和质量流量。对比可知, 增加阀片厚度，吸排气阀片的关闭角度减小，表示阀片较之前均能及时关闭。且观察质量流量图可发现，吸排

气阀片的回流均减小。上述仿真数据说明，增加阀片的厚度的改善试样有望改善阀片回流，提高压缩机的制冷量。

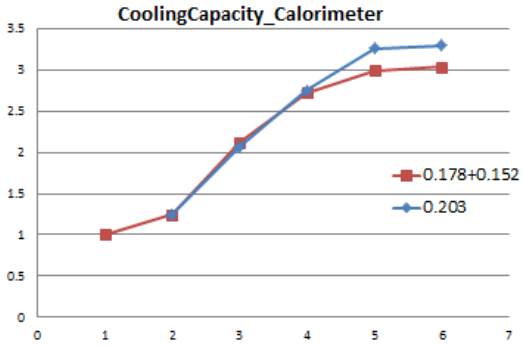

图 15　增加阀片厚度，制冷量 vs 转速，实验值

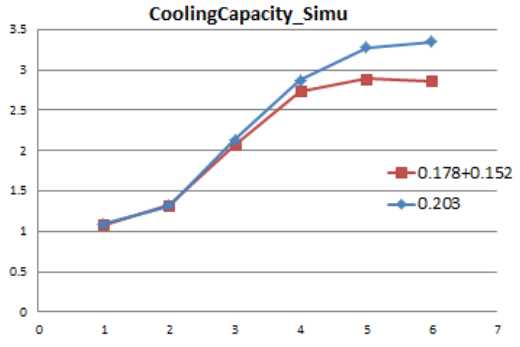

图 16　增加阀片厚度，制冷量 vs 转速，仿真结果

进一步通过实验验证，如上图 15-16 所示的，为不同转速下，增加阀片厚度，实验测试与仿真计算得到的压缩机冷量对比。实验结果与仿真结果吻合较好，实验结果也验证表明，增加阀片的厚度的改善试样能提高压缩机的制冷量。这也进一步说明了仿真模型的准确性。

6. 总结

本文应用 GT-Power 软件，研究冰箱往复式压缩机的一维仿真分析方法和理论，建立了用于分析往复式压缩机整机性能分析的一维模型。获得了变频工况下 P-V 图，阀片的升程和质量流量曲线。预测得到了压缩机不同转速下的制冷量，与实验结果相比较为吻合。在此基础上，针对高频转速下阀片回流现象，提出了增加阀片厚度的改善试样，并通过实验的方式进行了验证。说明了该仿真模型的准确性，为压缩机整机性能预测与优化设计提供了重要的技术支撑。

6 参考文献

[1] K.H.An , J.H.Lee , L.W.Lee , etc . Performance Prediction of Reciprocating Compresssor. International Compressor[J], Engineering Conference at Purdue,2002

[2] 赵亚丽，周瑞鑫，陈晓乐，等. 往复式冰箱压缩机工作过程仿真及分析. 零部件制造技术，(2015 年中国家用电器技术大会论文集)，2015

[3] 王毅，谭伟华. 制冷压缩机气阀运动规律的数学模拟[J]. 流体机械，2001（3）：18-22

作者 学位论文名称[D] 出版单位，出版日期

[4] 基于 GT-Power 的二甲醚柴油机性能研究[J]，小型内燃机及摩托车，2011（4）：82-85

[5] 基于 GT-Power 的柴油机仿真及优化[J]，汽车工程师，2010（12）：27-30