

涡旋式流体机械非稳态数值模拟及泄漏流动分析

郭鹏程*, 孙帅辉, 王贤文, 宋哲

(西安理工大学西北旱区生态水利国家重点实验室, 西安, 710048, Email: guoyicheng@126.com)

摘要: 结合动网格技术建立了包含径向间隙与轴向间隙的涡旋流体机械三维非定常数值模型, 对其在不同压比下的流场和性能进行模拟计算, 并采用性能实验对模型进行验证。结果表明径向间隙泄漏的速度远大于轴向间隙的泄漏速度。径向间隙内的泄漏为紊流而轴向间隙内的泄漏为层流, 最大泄漏量均发生在排气开始后。对不同转角下径向间隙泄漏量进行了计算和分析, 并与喷管模型的泄漏量计算结果进行对比确定了修正系数。当泄漏间隙两侧压比高于临界压比时, 径向间隙内最大马赫数大于 1 而轴向间隙内最大马赫数小于 1。本研究将为预测和降低间隙泄漏量, 提高涡旋流体机械的性能提供理论依据和手段。

关键词: 涡旋压缩机; 非稳态数值模拟; 泄漏; 动网格

1 引言

间隙泄漏, 直接决定着涡旋压缩机的运行效率。如何准确地理解泄漏流动机理与预测间隙泄漏量是当前涡旋压缩机性能提高的主要挑战。

涡旋压缩机的泄漏间隙包含径向间隙与轴向间隙。数值模拟方法相对于传统的腔体模型^[1], 能够在更少假设条件下对间隙泄漏进行计算, 并能获得沿泄漏流道的压力分布和速度分布。在采用 CFD 方法进行涡旋压缩机的数值研究中, 轴向间隙往往被忽略^[2-4]。Cui^[2]对涡旋压缩机内部流场进行了数值模拟, 指出径向间隙的泄漏是一个动态过程, 随着压缩机转角进行周期性的变化。Sun 等^[4]采用数值方法对径向间隙流道内的压力和速度进行了计算, 指出压力先降低后升高, 而速度则先升高后降低, 速度的最大值可能大于本地音速。相对于径向泄漏间隙, 轴向泄漏间隙的泄漏面积较大, 涡旋压缩机的性能对轴向间隙更为敏感。Picavet^[5]采用数值方法对带有中间排气阀的涡旋压缩机进行了计算, 模拟中考虑了轴向间隙, 但没有详细讨论泄漏的影响。Hesse^[6]采用 Twinmesh 和 CFX 对带双间隙泄漏的

基金项目: 国家自然科学基金(51839010), 陕西省重点研发计划(2017ZDXM-GY-081)、陕西省教育厅服务地方专项计划(17JF019)和陕西省自然科学基金基础研究计划(2018JM5147)

通讯作者: 郭鹏程, E-mail: guoyicheng@126.com.

涡旋真空泵进行了模拟,指出间隙泄漏和换热是工作腔内压力提升的重要影响因素。Gao 等^[7]利用 PumpLinx 建立了带顶部密封的涡旋压缩机的数值模型,但在模型的轴向间隙中,由于渐开线的法线方向被阻塞,所以仅对轴向间隙的切向泄漏进行了分析。Song 等^[8]用 FLUENT 对涡旋膨胀机的流场进行了瞬态模拟,指出轴向间隙泄漏在对称工作腔之间也存在,是造成工作腔内压力分布不均和二次流的主要原因,同时沿着涡线的轴向间隙压力分布不均匀。

综上所述,当前研究集中于研究泄漏对性能的影响,而对于泄漏流动的机理和泄漏量的研究还较少。本文建立了具有轴向间隙的三维非定常数值模拟模型,并进行实验验证,分析了径向泄漏流和切向泄漏流的流动机理,为预测和降低间隙泄漏量提供理论依据。

2 数学模型

2.1 几何模型与网格生成

本文以涡旋制冷压缩机为研究对象,流体域网格采用 PumpLinx scroll 模板生成,其中,径向间隙网格随腔体网格生成,间隙网格层数与腔体内网格数量相同。轴向间隙采用独立流体域单独生成网格,并对其运动进行定义。

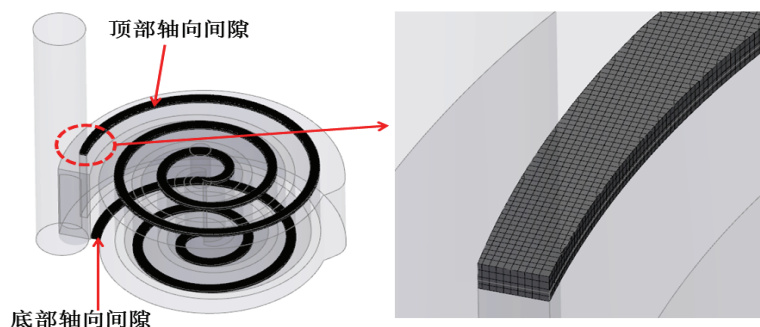


图1 轴向间隙流体域网格生成示意图

2.2 边界条件与网格无关性验证

模型计算工况和网格无关性见文献^[4],本文中以工况一进口温度 307.7K,进气压力 0.627MPa,排气压力 2.146MPa 为计算工况为,工质为 R22,模型转速设置为 2880r/min。计算中,通常认为高转速下气体在压缩腔中停留时间很短,来不及与外界进行换热,工作过程可视为绝热过程,因此壁面条件为无滑移绝热壁面。

2.3 性能测试与模型验证

为了验证本文所建立的三维非稳态数值模型的准确性本文计算了仅考虑径向间隙和考虑径向和轴向两种间隙的压缩机性能参数,并根据样机试验测试结果^[9]其进行了验证,如图 2 和图 3 所示。

通过模拟值和实验值的比较发现,模拟值和实验值的变化趋势基本保持一致,带有轴向和径向双间隙的模拟值与试验值吻合程度更好,计算精度更高。如图 2 所示,模拟容积效率随压比的增大而减小,在高压比工况下,模拟值与试验值之间存在着较大的误差。当压比为 4.58 时,双间隙模型的容积效率计算值与实验值相比偏差最大。图 2 中,模拟和实验的 COP 同样随着压力比的增大而减小。在 CFD 模型中加入轴向间隙后,模拟 COP 显著降低,双间隙模型的 COP 模拟值低于实验值。

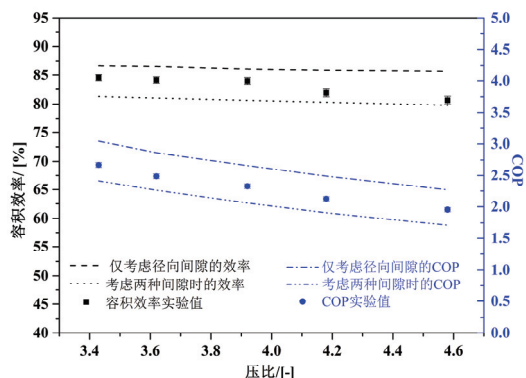


图 2 容积效率和 COP 随压比变化曲线

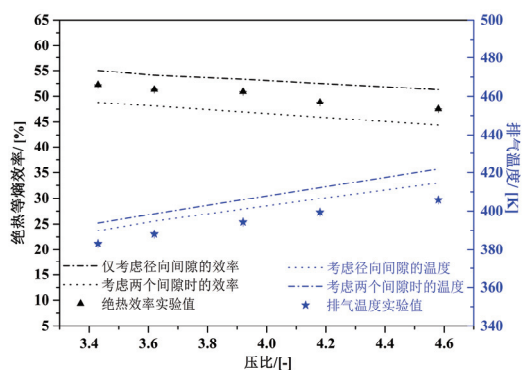


图 3 绝热等熵效率和排气温度随压比变化曲线

图 3 给出绝热等熵效率和排气温度随压比的变化情况。由图可知,模拟和实验的绝热等熵效率随压比的增大而减小。当压力比为 4.58 时,带径向间隙的模拟结果与实验结果相对误差最大为 7.9%,加入轴向间隙后,在压比为 3.92 时相对误差最大为 3.8%。模拟排气温度均高于实验值。由于在模拟模型中采用绝热边界条件,所有的能量损失都被工质吸收,导致了排气温度的升高。在压比为 4.58 时,考虑两种间隙模型的排气温度与实验排气温度最大偏差 15.8 K。因此,需要在数值模型中加入传热模型,以减小排气温度的偏差。

3 结果与分析

3.1 泄漏流动分析与径向间隙泄漏量计算

图 4(a)所示为两个间隙中最大泄漏速度与雷诺数随转角的变化曲线。在图 4 (a) 中,径向间隙中的雷诺数大于 4000,表明径向间隙中的流动是湍流。对于湍流流动,摩擦损失是雷诺数和壁面相对粗糙度的函数。轴向间隙中的雷诺数均小于 2100,表明流动为层流。对于层流流动,摩擦损失仅与雷诺数有关。在模拟模型中,壁面条件默认为平稳运动的,可能会导致切向泄漏流的摩擦损失减小。因此,需要考虑涡旋壁面的粗糙度,以准确预测 CFD 模型中的切向泄漏流量。

图 4(b)所示为 CFD 计算的径向间隙泄漏质量流量随转角的变化曲线。从图中可以看出,在排气开始之前,径向间隙泄漏质量流量几乎呈直线上升。排气开始后,径向间隙泄漏量

相对保持在一个较大的值。在排气过程的末段, 径向间隙泄漏质量流量开始迅速减小。从图 4(a)中可以看出, 径向间隙泄漏主要发生在排气开始后, 在转角为 470° 至 750° 的范围内, 泄漏质量流量约占整个工作过程径向间隙泄漏的一半。轴向间隙泄漏速度在曲轴转角为 470° 时达到最大值 113 m/s , 由于轴向间隙泄漏面积随曲轴转角的增大而减小, 所以最大轴向间隙泄漏质量流量可能发生在 470° 。从 $310^\circ \sim 520^\circ$ 的转角范围内, 轴向间隙泄漏质量流量可能是压缩过程结束时总轴向间隙泄漏的主要部分组成。此外, 轴向间隙泄漏速度远低于径向间隙泄漏速度, 这表明在一定的曲轴转角下, 轴向间隙泄漏质量流量将低于径向间隙泄漏质量流量。

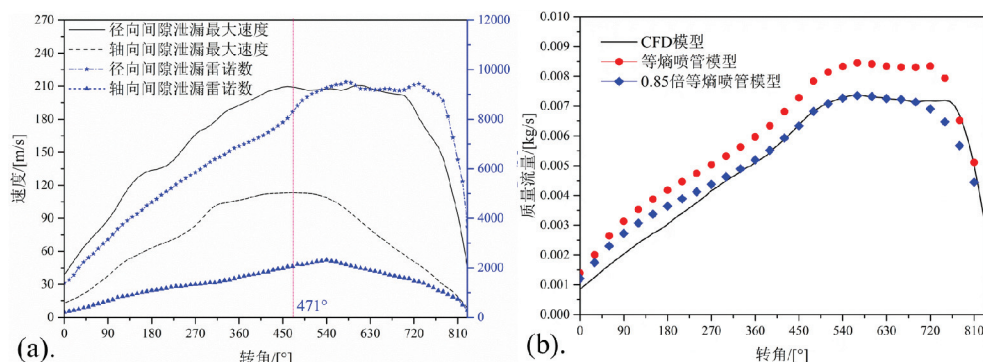


图 4 间隙流动参数分布: (a) 最大流速与雷诺数 (b) 径向间隙泄漏质量流量

为了确定等熵喷管模型计算的泄漏量与实际气体泄漏量之间的误差, 计算了模型在理想等熵喷管模型^[4]下的泄漏量, 如图 4(b)所示。从计算结果可以看出, 排气开始后, 采用 CFD 模型计算的径向间隙泄漏质量流量约为等熵喷管模型计算的质量流量的 0.85 倍, 小于等熵喷管模型计算出来的泄漏质量流量。由此可知, 利用等熵喷管模型计算的泄漏质量流量误差较大, 需要对等熵喷管模型计算公式进行修正。

3.2 泄漏特性分析

如图 5 所示, 弧 AB 为径向间隙泄漏通道, 线段 CD 为轴向间隙泄漏通道, 点 A 和点 C 在同一腔体中, 近似认为 B 点的压力等于 D 点处的压力。沿轴向间隙泄漏通道 CD 的压力和温度分布如 6(a)所示, 沿径向间隙泄漏通道的局部马赫数变化如图 6(b)所示。由图 6(a)可以看出, 压力在泄漏路径的入口和出口处急剧下降, 表明流量损失主要发生该位置。在出口处, CD 线最后一点的温度远高于低压工作室中的温度。出口温度 T_{is} 的计算值远低于模拟的出口温度, 其原因是轴向间隙泄漏的流动损失比理想喷嘴泄漏模型的流动损失大得多。因此, 大部分来自压降的膨胀功转化为热力学能, 而不是动能。由于这里的进口压力与背压之比约为 2.549, 大于临界压比 1.795, 所以沿 CD 线的马赫数应达到 1。但是, CD 线上的最大局部马赫数仅为 0.6, 如图 6(b)所示。说明轴向间隙泄漏需要在更高的压比下才能达到音速。

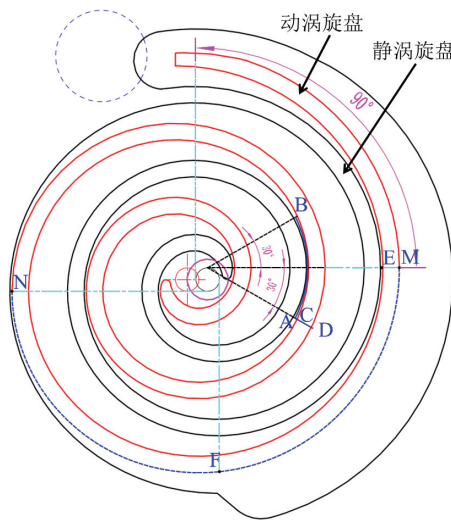


图 5 泄漏通道监测示意图

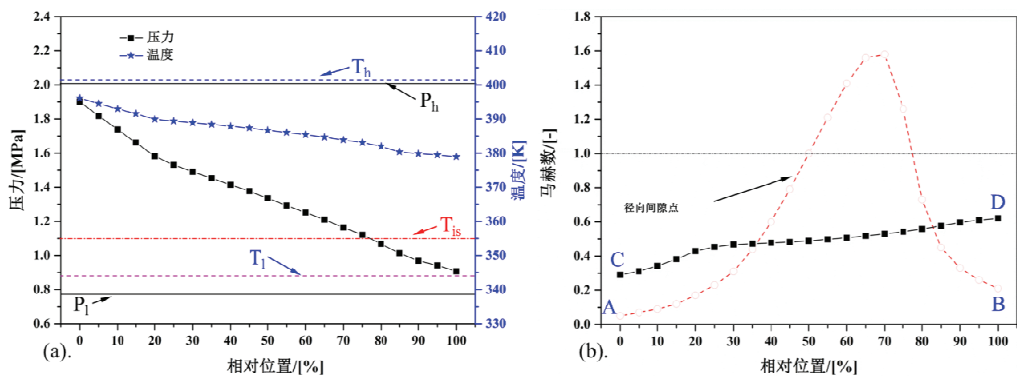


图 6 泄漏通道参数分布 (a). 泄漏线 CD 上的压力和温度分布 (b). 泄漏线上的马赫数分布

沿着弧线 AB 的马赫数分布如图 6(b)所示。马赫数首先逐渐增大并在相对位置 70%处达到峰值，然后迅速减小。马赫数从 50%到 77%的相对位置均大于 1，说明流动是超音速的。其原因是径向间隙的结构实际上是缩放喷管而不是渐缩喷管，当压比高于临界压比时，径向间隙中的泄漏流将继续加速到超音速。

4 结论

本文建立了包含轴向间隙的涡旋式制冷压缩机的三维瞬态仿真模型。对两个间隙中的泄漏流动进行了分析。

(1) 模型加入轴向间隙后, 预测精度除排气温度外得到提高, 在数值模型中加入换热模型有助于排气温度的精确预测。

(2) 切向泄漏速度远大于径向泄漏速度, 所以切向泄漏流主要为湍流, 而径向泄漏为层流。应考虑涡旋壁面的粗糙度, 以准确预测 CFD 模型中的切向泄漏流量。

(3) 采用 CFD 模型计算的径向间隙泄漏量与等熵喷管模型计算的泄漏质量流量的比值约为 0.85。

(4) 当泄漏间隙的压力比大于喷管临界压比时, 切向泄漏流为超音速流动, 而径向泄漏仍然由于较大的流量损失而保持亚音速流动。

参 考 文 献

- 1 Sun S, Zhao Y, Li L, et al. Simulation research on scroll refrigeration compressor with external cooling. *International Journal of Refrigeration*, 2010, 33(5):897-906.
- 2 Cui M. Numerical Study of Unsteady Flows in a Scroll Compressor. *Journal of Fluids Engineering* 2006; 128: 947-955.
- 3 Yue X, Lu Y, Zhang Y, et al. Computational fluid dynamics simulation study of gas flow in dry scroll vacuum pump. *Vacuum* 2015; 116: 144-152.
- 4 Sun S, Wu K, Guo P, et al. Analysis of the three-dimensional transient flow in a scroll refrigeration compressor. *Applied Thermal Engineering* 2017; 127:1086-1094.
- 5 Picavet A, Angel B. Numerical simulation of the flow inside a scroll compressor equipped with intermediate discharge valves. In: *International Compressor Engineering Conference at Purdue* 2016; 1177.
- 6 Spille-Kohoff A, Hesse J, Andres R, et al. CFD simulation of a dry scroll vacuum pump with clearances, solid heating and thermal deformation. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, In: 10th International Conference on Compressors and their Systems 2017; 232.
- 7 Gao H, Ding H, Jiang Y, et al. 3D Transient CFD Simulation of Scroll Compressors with the Tip Seal. In: 9th International Conference on Compressors and Their Systems at City University 2015.
- 8 Song P, Zhuge W, Zhang Y, et al. Unsteady Leakage Flow Through Axial Clearance of an ORC Scroll Expander. *Energy Procedia* 2017; 129: 355-362.
- 9 Sun S, Guo P, Feng J, Zheng X, et al. Experimental investigation on the performance of scroll refrigeration compressor with suction injection cooling. In: 4th Joint US-European Fluids Engineering Division Summer Meeting Collocated with the ASME 2014; V01BT10A047.

Transient numerical simulation and leakage flow analysis of scroll fluid machinery

GUO Peng-cheng, SUN Shuai-hui, WANG Xian-wen, SONG Zhe

(State Key Laboratory of Eco-hydraulics in Northwest Arid Region, Xi'an University of Technology, Xi'an, 710048. Email: guoyicheng@126.com)

Abstract: A three-dimensional unsteady numerical model of a scroll fluid machine with radial and axial clearances is established by means of dynamic mesh. The flow field and performance under different pressure ratios were simulated and the model was verified by performance experiments. The results show that the leakage velocity of radial clearance is much higher than that of axial clearance. The leakage in radial clearance is turbulent and the leakage in axial clearance is laminar flow. The maximum leakage occurs after the start of discharge process. The radial clearance leakage amount under different crank angles was calculated and analyzed. Compared with the calculation results of the nozzle model, the correction coefficient is determined. When the pressure ratio on both sides of the leakage clearance is higher than the critical pressure ratio, the maximum Mach number in the radial clearance is greater than 1 and the maximum Mach number in the axial clearance is less than 1. This study will provide theoretical basis and means for predicting and reducing the amount of clearance leakage and improving the performance of scroll fluid machinery.

Key words: Scroll compressor; Transient numerical simulation; Leakage; Dynamic mesh.