

DOI: 10.7652/xjtuxb201705018

采用关联模型的离心压缩机喘振工况数值研究

史云昊, 陈雪飞, 宁远钊, 毛远帆, 秦国良
(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为了研究管网系统特性对离心式压缩机喘振的影响,建立了包含温度项的关联模型,将管网效应耦合到压缩机出口的边界条件中,实现了压缩机系统从稳定工况到喘振工况的数值模拟。对一离心压缩机流道和无叶扩压器流场进行了非定常数数值模拟,结合关联模型得到喘振时压缩机出口处压力及质量流量脉动随时间的变化情况,分析了管网容量、管网出口流量等管网参数对压缩机系统喘振的影响。模拟结果显示:所建模型能捕捉到喘振工况下压缩机出口的参数变化特征;随着管网容量的增大或管网出口质量流量的减小,压缩机出口流量、总压波动幅值增大,工况向喘振振荡特性转变;管网容量对失速频率影响较大,而管网出口流量的变化对压缩机的失速频率影响较小。该研究对进一步分析压缩机管网系统相互影响和喘振预测具有参考价值。

关键词: 离心压缩机;喘振;管网系统;数值模拟;关联模型

中图分类号: TH452 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)05-0128-06

Numerical Simulation for Centrifugal Compressor under Surge Condition with Correlation Model

SHI Yunhao, CHEN Xuefei, NING Yuanzhao, MAO Yuanfan, QIN Guoliang
(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To reveal the influence of pipe network system characteristics on the surge of centrifugal compressor, a correlation model including temperature item is constructed. This correlation model couples the effect of plenum chamber to the boundary condition of the compressor outlet, thus the numerical simulation of the compressor system from steady state to surge state is realized. The flow fields in flow passage and vaneless diffuser of a centrifugal compressor are simulated in transient state, and the fluctuations of pressure and mass flow rate in the compressor outlet are obtained under surge condition over the simulation period. The effects of piping system characteristics including piping capacity and outlet mass flow rate on surge are analyzed. Simulation shows that the model is able to capture the changes of the parameters in compressor outlet under surge condition. With increasing pipe network capacity or decreasing outlet mass flow rate, the amplitudes of the mass flow rate and total pressure in compressor outlet increase, and working condition turns into surge. The influence of the pipe network capacity on the stall frequency is obvious, while the change of the mass flow rate in pipe network outlet slightly affects the stall frequency.

Keywords: centrifugal compressor; surge; piping system; numerical simulation; correlation model

离心式压缩机具有单级压比高、结构简单、体积小等特点,在经济建设中占有重要的地位^[1]。离心压缩机对于运行工况比较敏感,小流量工况时压缩机流道内易产生旋转失速现象,进而诱发喘振,给离心压缩机组的安全运行带来了巨大的威胁。喘振除了与压缩机自身特性有关以外,还和与之相连的管网系统有着密切的联系^[2],因此通过建立压缩机-管网系统动态相互作用模型,来研究管网系统对喘振特性的影响,对于预防和控制喘振有着重要的意义。

Cumpsty 介绍了压缩机与管网系统连接的3种基本形式^[3]。Nizai 对跨声速风扇进行了三维计算,计算中在加入了外部干扰的情况下分析了喘振发生的成因^[4]。蒋康涛基于非定常失速模拟中的节流阀模型,利用 Fluent 软件对一轴流压气机进行了非定常流动模拟^[5]。郭强在不包含温度项的气腔模型基础上,对一试验用低速离心压缩机进行了小流量工况下的数值模拟^[6]。王伟等将出口边界条件设定为随时间变化的量,逐渐逼近失速的非定常计算,所得结论有助于分析离心压缩机非稳定流动的发展规律^[7]。Ce 等对不同的进口管道形态对压缩机内部流动的影响进行了数值模拟,分析了进口几何特征,特别是进口前的弯道对叶轮机机械流场的影响^[8]。目前,国内外在压缩机与管网系统关联之间的数值模拟研究还比较少。

本文基于计算流体动力学(CFD)软件 ANSYS CFX 15.0 对一带无叶扩压器的离心压缩机 G150-1.7 进行了单流道的稳态和喘振数值模拟,在气腔模型基础上模拟了不同管网参数下压缩机的喘振特性以及流道内部流场特征,分析了管网系统对压缩机喘振特性的影响。

1 气腔模型

1.1 压缩机-管道连接系统

考虑气体经过压缩机后进入一直管管道,设管内的流体流动是一元可压缩的,其密度 ρ 及速度 v 在管内的分布是轴向坐标和时间的函数。管道内气体的连续方程为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho v}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

理想气体状态方程和等熵过程方程分别为

$$p/\rho = RT \quad (2)$$

$$p/\rho^k = \text{常数} \quad (3)$$

将式(2)、(3)代入到式(1)得压力随时间变化的关系

$$\frac{\partial p}{\partial t} = -kRT \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} \quad (4)$$

将式(4)中 ρv 项以泰勒级数展开,并略去高阶小量,得到压缩机出口压力(见图1中管道进口截面)随时间变化的关系

$$\frac{\partial p_2}{\partial t} = \frac{kRT}{AL} (M_2 - M_3) = \frac{kRT}{V_{ED}} (M_2 - M_3) \quad (5)$$

式中: k 为等熵指数; R 为理想气体常数; T_2 为管道进口温度,即压缩机出口温度; M_2 、 M_3 分别为排气管道进、出口质量流量; A 为管道截面积; L 为管道长度; V 为管网容积;下角标“ED”表示出口段管道。



图1 压缩机-管道连接系统截面示意图

1.2 气腔模型

设压缩机后面连接一个气腔,流体流经压缩机后进入此气腔,气腔内有一定的压力,由此构成了压缩机-管网系统。气腔的基本假设:忽略气腔中的流体速度和加速度,气腔内压力梯度为0且为等熵过程。压缩机-气腔连接如图2所示。

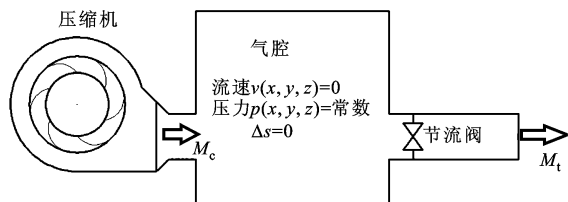


图2 压缩机-气腔连接示意图

气腔内质量守恒方程为

$$\frac{\partial(\rho V)}{\partial t} = M_c - M_t \quad (6)$$

将式(2)代入式(6)得到压缩机出口压力随时间的变化关系

$$\frac{\partial p}{\partial t} = \frac{a_p^2}{V_p} (M_c - M_t) \quad (7)$$

利用声速方程,式(7)可整理为

$$\frac{\partial p}{\partial t} = \frac{kRT}{V_p} (M_c - M_t) \quad (8)$$

比较式(5)和式(8)可知,在压缩机出口连接管道或者腔室,能够得到一致的包含温度项的计算模型。由于压缩机出口温度有较大的波动性,所以这种包含温度项的模型能够获得更为真实的模拟结果,且均可通过离散质量守恒方程得到压缩机出口

处的压力随时间变化的关系。

进一步对式(5)或式(8)进行时间项离散,得到

$$p^{n+1} = p^n + \frac{kRT^n \Delta t}{V_p}(M_c - M_t) =$$
$$p^n + CT^n(M_c - M_t) \tag{9}$$

$$C = \frac{kR \Delta t}{V_p} \tag{10}$$

式中: C 为与气腔容积、时间步长相关的参数,称为气腔模型参数。在非定常计算中时间步长为常数,所以 C 与管网容量成反比关系。CFD 数值模拟中,可以将式(9)设置为压缩机出口边界条件,每个时间步长的计算根据上一时间步得到的 p^n 、 T^n 、 M_t 、 M_c 经过更新后得到新的出口边界条件。

2 喘振的数值模拟

2.1 几何模型

以山东章丘鼓风机公司 G150-1.7 型离心压缩机为研究对象,其叶片几何模型如图 3 所示。模型中叶轮外径为 350 mm,叶轮进口直径为 192 mm,叶片进口安装角为 32.0°,叶片出口安装角为 48.0°,扩压器进口直径为 360 mm,扩压器出口直径为 500 mm,叶片数为 18,主轴转速为 16 000 r/min,额定总功率为 181.978 kW,设计容积流量为 150 m³/min,进气压力为 100 kPa,设计压比为 1.7。



图 3 离心压缩机叶轮模型

2.2 计算网格

计算过程中只针对压缩机的流道和无叶扩压器流场进行。网格划分采用了 ANSYS 15.0 的 *turbogrid* 模块,网格划分完成后进行了网格无关性验证。为了防止计算中出现回流,在压缩机流道进口段进行了适量的延伸。单流道网格如图 4 所示,网格总数为 265 890。

2.3 喘振边界条件

进行定常计算时进口边界条件为总温、总压和进气方向,出口给定质量流量,并从设计工况质量流量 2.971 5 kg/s 开始逐渐减小出口质量流量,再用

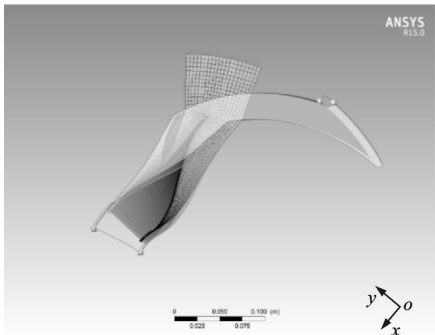


图 4 单流道网格示意图

每一次的计算结果作为下一次计算的初值,直到定常计算不收敛。在本算例中,当质量流量减小到 1.583 6 kg/s 时,进、出口质量流量平衡曲线出现波动,波动值大于 0.1%,且在流道中出现了大面积的低速区,可以认为在该质量流量下定常计算达到了不收敛的要求,即在流道内发生了旋转失速。

定常计算不收敛时转入非定常计算,式(9)为非定常边界条件,利用 CFX 中的表达式语言(CEL)设置随模拟时间步变化的静压值为出口边界条件,每次计算均用上一时间步得到的出口参数 p 、 T 、 M_t 、 M_c 作为新的出口边界条件,对喘振工况进行失速状态下的非定常模拟,得出喘振工况下出口压力和速度的脉动情况。

2.4 计算结果

为了检验数值方法的可靠性,在定常计算中对 G150-1.7 型离心压缩机试验工况下的各个工况点进行了数值模拟,并且将模拟值与该机试验值进行了对比,如图 5、6 所示。

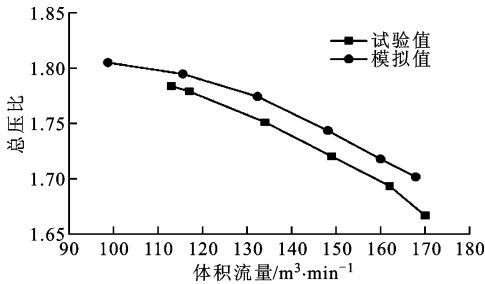


图 5 总压比的模拟与试验值对比

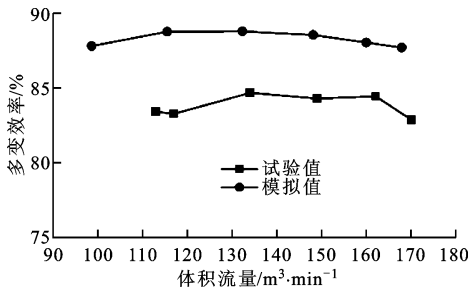


图 6 多变效率的模拟与试验值对比

从对比结果可知,由于未考虑摩擦阻力损失,模拟结果均比试验结果高。对于总压比,设计工况下误差为 1.4%,小流量工况下误差为 0.8%;对于多变效率,由于模拟时未包括蜗壳,而试验得到的是整机效率,且模拟过程忽略了泄漏和摩擦损失,所以模拟的多变效率比试验的整机多变效率要高。当压缩机进入喘振工况时,在小流量下叶轮内部效率已经下降很多,效率的计算已经不是考察的重点,所以后续计算更倾向于对压力和流量的考察。由对比曲线可以看出,总压比的模拟与试验值误差在可接受的范围内。

在非定常计算中,设定式(10)中的 $C=0.1$,气腔出口质量流量 $M_t=1.583\ 6\ \text{kg/s}$,物理时间步长设定为 $0.138\ 889\ \mu\text{s}$,计算所得压缩机出口的质量流量与总压随时间的波动如图 7、8 所示。

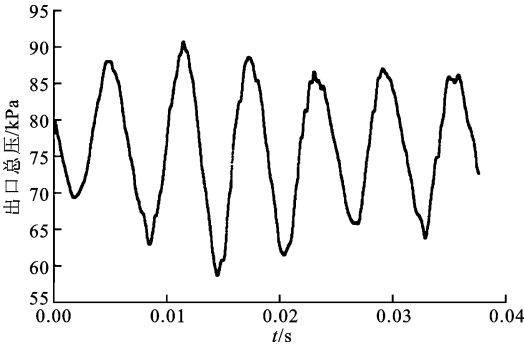


图 7 $C=0.1$ 、 $M_t=1.583\ 6\ \text{kg/s}$ 时压缩机出口总压随时间的变化

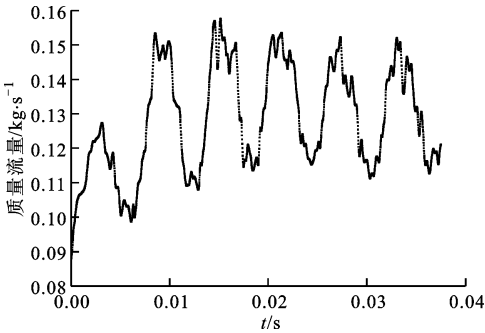


图 8 $C=0.1$ 、 $M_t=1.583\ 6\ \text{kg/s}$ 时压缩机出口的质量流量随时间的变化

计算结果显示,压缩机出口总压和质量流量均随时间周期性波动,这与喘振发生时表现出的特点相符,表明利用气腔模型能够较好地模拟压缩机在一定管网条件下的喘振过程。

3 气腔模型参数对喘振的影响

3.1 管网容量

气腔模型参数 C 与管网容量成反比, C 值越大,

管网容量越小。通过模拟不同 C 下压缩机的喘振特性,可以分析管网容量对压缩机系统喘振的影响。当 M_t 为 $1.583\ 6\ \text{kg/s}$ 、 C 分别取 5 和 2 时压缩机出口的质量流量随时间的变化如图 9、10 所示。由波动曲线可知:当 $C=5$ 时,管网容量较小,质量流量波动很小,可认为在该管网容量条件下还未发生喘振; $C=2$ 时,质量流量开始出现了周期性振荡;随着 C 的减小,即随着管网容量的增大,质量流量的振荡频率降低,而振荡幅值增大;当 C 减小到 0.1 时,振荡特性已经表现出典型的喘振特点,见图 8。

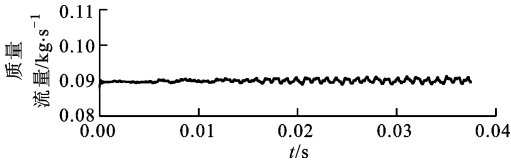


图 9 $C=5$ 、 $M_t=1.583\ 6\ \text{kg/s}$ 时压缩机出口的质量流量随时间的变化

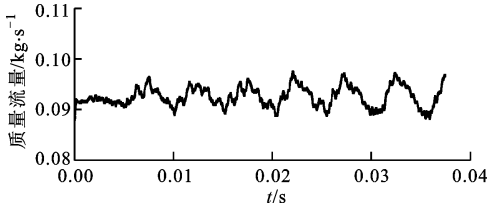


图 10 $C=2$ 、 $M_t=1.583\ 6\ \text{kg/s}$ 时压缩机出口的质量流量随时间的变化

不同的 C 值对喘振幅频特性的影响如表 1 所示,喘振振荡幅频特性与 C 值的关系如图 11、12 所示。

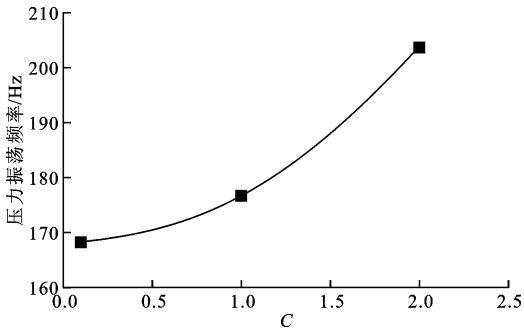


图 11 压缩机出口的压力振荡频率随 C 的变化

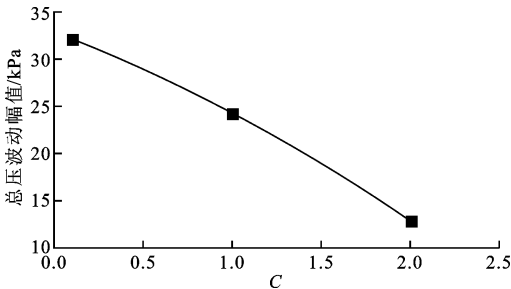


图 12 压缩机出口的总压波动幅值随 C 的变化

表 1 不同气腔参数对压缩机喘振幅频特性的影响

C	0.1	1	2	5
管网容积/ m^3	0.055 8	0.005 58	0.002 79	0.001 12
压缩机出口压力振荡频率/Hz	168.22	176.48	203.98	827.6
压缩机出口流量波动幅值/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	0.039 6	0.022 7	0.009 0	0.001 9
压缩机出口总压波动幅值/kPa	32.089	24.284	12.825	5.160

计算结果显示,随着管网容量的增大,压缩机出口的压力振荡频率减小,总压和流量波动幅值增大。这是由于随着管网容量的增大,喘振时一个波动周期内会有更多气体从管网系统吸入与排出,从而使喘振的波动频率降低,但波动幅度增大。试验及模拟结果表明,管网容量增大会导致压缩机系统的稳定工况域减小,喘振更易发生。因此,在设计

压缩机系统工艺管道时,管网系统的容量应根据实际需要最小化。

3.2 管网出口流量

通过给定不同的 M_i 可分析管网出口质量流量对于喘振特性的影响。 $C=0.1$ 时不同 M_i 下压缩机喘振特性计算结果如表 2 所示。

$M_i=2.971\ 5\ \text{kg/s}$ (设计工况)下压缩机出口的

表 2 不同 M_i 对压缩机喘振幅频特性的影响

$M_i/\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	2.971 5	2.000 0	1.583 6	0.613 1	0.400 0	0.200 0
压缩机出口压力振荡频率/Hz	168.62	168.22	156.87	157.55	161.08	
压缩机出口流量波动幅值/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	0.043 270	0.087 035	0.141 210	0.144 888	0.151 114	
压缩机进口流量波动幅值/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	0.023 170	0.039 633	0.068 946	0.067 981	0.073 772	
压缩机出口总压波动幅值/kPa	12.441	22.011	41.761	44.736	46.296	

质量流量曲线如图 13 所示。设计工况下,压缩机出口的质量流量不随时间发生波动,说明没有发生喘振。

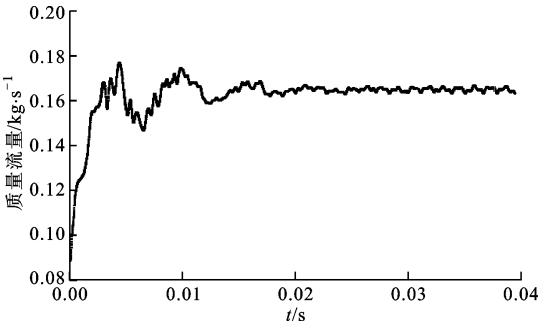


图 13 $C=0.1$ 、 $M_i=2.971\ 5\ \text{kg/s}$ 时压缩机出口的质量流量随时间的变化

为 $M_i=0.4\ \text{kg/s}$ (小流量工况)下压缩机出口的质量流量曲线如图 14 所示。在小流量工况下,压

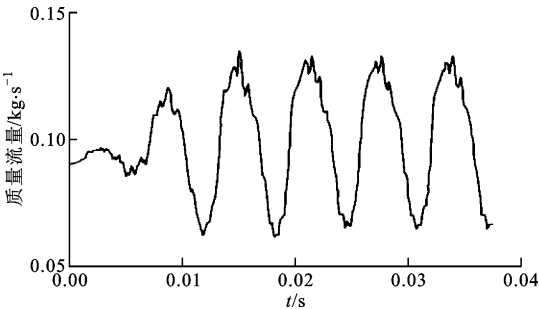


图 14 $C=0.1$ 、 $M_i=0.4\ \text{kg/s}$ 时压缩机出口的质量流量随时间的变化

缩机出口的质量流量随时间产生了类似于正弦波的脉动,表现出典型的喘振特征。

喘振幅频特性随 M_i 的变化如图 15、16 所示。由变化趋势可知,随着 M_i 的减小,压缩机出口的压力振荡频率变化不大,而质量流量与压力波动幅值呈现近似线性增大的趋势,波动情况由不喘振向典型的喘振转变。这是由于管网出口质量流量减小会

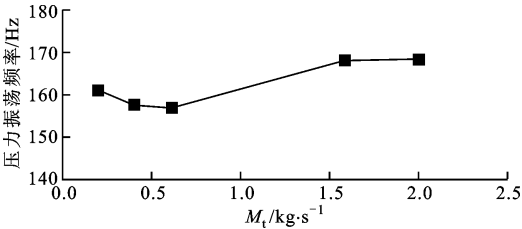


图 15 压缩机出口的压力振荡频率随 M_i 的变化

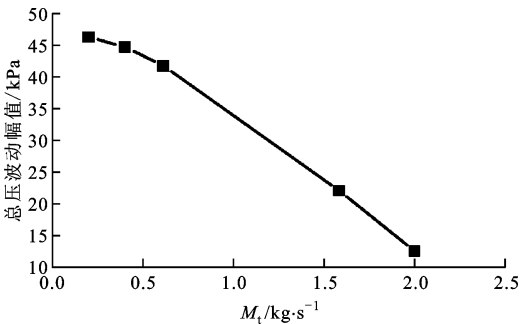


图 16 压缩机出口的总压波动幅值随 M_i 的变化

导致压缩机出口的平均质量流量减小,从而使压缩机叶轮内产生更明显的流动分离,导致叶轮流道内旋转失速严重,使得喘振更易发生。

4 结 论

本文针对不同的管网系统建立了统一的包含温度项的气腔模型。通过在压缩机出口处耦合气腔模型,加入非定常边界条件,能够更真实地模拟压缩机从稳定工况到喘振工况的连续变化,为后续的喘振研究和压缩机-管网系统分析提供了一定的参考。研究结论如下。

(1)随着管网容量增大(C 值减小),压缩机出口的总压振荡频率降低,而质量流量、总压波动幅值增大;振荡特性随着管网容量的增大由非喘振特性向喘振特性转变,这一趋势与实际的压缩机系统体积对喘振影响的趋势相同,表明大的管网容量是喘振发生的必要条件。在设计工艺管道时,压缩机出口管路及回流管路的容量应根据实际需要最小化,包括减小管径和长度等。

(2)随 M_i 减小,压缩机出口的总压和出口流量波动幅值呈现近似线性增大的趋势,出口参数波动向喘振特性转变,但 M_i 的变化对压缩机的失速频率影响较小。

参考文献:

[1] 徐忠. 离心式压缩机原理 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1990: 2-5.

[2] 王鑫. 论离心压缩机防喘振控制与管网的关系 [J]. 才智, 2009(28): 64-65.

[3] CUMPSTY N A. Compressor aerodynamics [M]. New York, USA: Longman Publishing Group, 1989: 362-364.

[4] NIAZI S, STEIN A, SANKAR L N. Numerical studies of stall and surge alleviation in a high-speed transonic fan rotor: 2000-2025 [R]. Reston, VA, USA: AIAA, 2000.

[5] 蒋康涛. 低速轴流压气机旋转失速的数值模拟研究 [D]. 北京: 中国科学院工程热物理研究所, 2004.

[6] 郭强, 竺晓程, 杜朝晖, 等. 高速离心压缩机旋转失速的全场数值模拟 [J]. 机械工程学报, 2009, 45(6): 284-289.

GUO Qiang, ZHU Xiaocheng, DU Zhaohui, et al. Numerical simulation of rotating stall inside high speed centrifugal compressor using entire geometry mesh [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(6): 284-289.

[7] 王伟, 王彤, 张楠, 等. 离心叶轮近失速工况内部流场的数值分析 [J]. 风机技术, 2013(3): 9-14, 29. WANG Wei, WANG Tong, ZHANG Nan, et al. Numerical analysis of internal flow field on a centrifugal impeller approaching to stall [J]. Compressor Blower & Fan Technology, 2013(3): 9-14, 29.

[8] YANG Ce, ZHAO Ben, MA C C, et al. Effect of different geometrical inlet pipes on a high speed centrifugal compressor: GT2013-94254 [R]. New York, USA: ASME, 2013.

[本刊相关文献链接]

王枫, 陈征, 李花, 等. 采用多体动力学的压缩机曲轴结构优化. 2017, 51(3): 7-13. [doi:10.7652/xjtuxb201703002]

王增丽, 申迎峰, 王振波, 等. 单螺杆压缩机工作腔喷液过程几何特性及工作机理研究. 2017, 51(2): 128-134. [doi:10.7652/xjtuxb201702020]

高智勇, 董荣光, 高建民, 等. 采用聚类特征的基本概率分配生成方法及应用. 2016, 50(10): 8-14. [doi:10.7652/xjtuxb201610002]

赵永强, 赵升吨, 魏伟锋, 等. 螺杆转子磨削及计算机数控砂轮修整. 2016, 50(8): 6-14. [doi:10.7652/xjtuxb201608002]

焦玉龙, 殷翔, 王驿凯, 等. 多领域统一建模仿真下压缩机测试系统的 PI 参数整定. 2016, 50(8): 137-142. [doi:10.7652/xjtuxb201608022]

乔亦圆, 杨东方, 曹锋, 等. R134a/R23 复叠制冷系统级间容量比的优化分析. 2016, 50(2): 104-110. [doi:10.7652/xjtuxb201602018]

宋明毅, 吴伟烽, 李直. 汽车空调压缩机气阀运动规律模拟. 2015, 49(12): 144-150. [doi:10.7652/xjtuxb201512023]

孙晔晨, 田玉宝, 席光, 等. 三元叶片型面造型对离心压缩机叶轮气动性能影响的数值研究. 2015, 49(11): 135-141. [doi:10.7652/xjtuxb201511022]

何永宁, 杨东方, 曹锋, 等. 补气技术应用于高温热泵的实验研究. 2015, 49(6): 103-108. [doi:10.7652/xjtuxb201506017]

吴建华, 胡杰浩, 陈昂, 等. 全封闭 R32 滚动活塞压缩机的热分析. 2015, 49(3): 14-18. [doi:10.7652/xjtuxb201503003]

(编辑 苗凌)