

压缩比和膨胀比对气波分压器性能影响

严文杰¹, 李奇², 赵一鸣¹, 李长河², 胡大鹏^{*1}

(1. 大连理工大学 化工学院, 辽宁 大连 116024;

2. 中国石化石油勘探开发研究院, 北京 100083)

摘要: 气波分压器是一种新型压力交换设备. 首先通过数值模拟方法, 揭示气波分压器的工作原理, 而后搭建实验平台, 研究压缩比和膨胀比对气波分压器的中、低压端口间制冷温降和高压出气流量占比的影响. 实验结果表明: 在膨胀比一定时, 中、低压端口间制冷温降和高压出气流量占比随着压缩比的增大而减小; 膨胀比越大, 其所能达到的极限压缩比越大, 即在膨胀比越大的情况下, 其能实现的增压范围越广, 当膨胀比为 2.4 时, 其极限压缩比约为 1.375. 在压缩比一定的情况下, 中、低压端口间制冷温降随着膨胀比的增大而增大, 而高压出气流量占比随着膨胀比的增大呈先增大后减小的趋势, 在其他操作参数和结构参数不变的情况下, 最大高压出气流量占比对应的膨胀比不随压缩比的改变而改变.

关键词: 分压器; 波转子; 压缩比; 膨胀比; 实验研究

中图分类号: TQ051.1

文献标识码: A

doi: 10.7511/dllgxb202106005

0 引言

目前, 天然气主要通过输气管网进行输运, 由于气体在管内存在流动阻力损失, 故每隔一段距离需设置一气站, 天然气输入气站后, 一部分加压继续进行集输, 另一部分降压储存于气站, 供当地使用^[1-2]. 为实现这一过程, 需要使用气体压力交换设备, 压缩机和膨胀机是目前常用的气体压力交换设备, 虽然效率较高, 但存在带液运行能力差、投资成本大等问题^[3-4].

气波压力交换技术是一项利用压力波实现能量交换的新型技术, 目前的应用领域主要包括增压器、燃气轮机和均衡器等^[5-6]. 利用这一技术研制出的气波分压器可通过输入一股中压气体, 而后输出一股高压气体和一股低压气体, 具有结构简单、成本低、可带液运行等优点^[7-8].

中、低压端口间制冷温降和高压出气流量占比可反映气波分压器的制冷和增压性能, 本文通过数值模拟方法揭示气波分压器的工作原理, 并搭建气波分压器实验平台, 重点研究压缩比和膨

胀比对中、低压端口间制冷温降和高压出气流量占比的影响.

1 气波分压装置简介

1.1 气波分压器结构简介

气波分压器主要由高、中、低压端口及对应端口调节板、波转子、设备壳体和底座等部分组成, 结构如图 1 所示. 其中波转子为其核心部件, 波转子匀速转动, 其上的通道与各进、出气喷嘴周期性接通和关闭, 与此同时, 气体在波转子内完成压力交换, 从而实现分压功能.

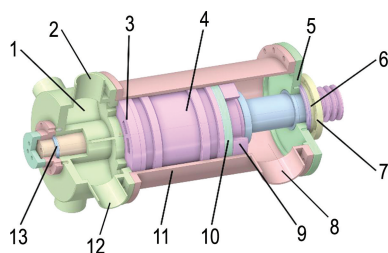
1.2 实验平台简介

气波分压器实验平台、波转子结构以及实验流程图如图 2~4 所示. 实验通过三相异步电机和皮带轮带动波转子转动, 且可用变频器控制转速. 由于本文主要研究气波分压器的相关机理, 所以无论是使用天然气还是空气进行研究, 对气波分压器的机理问题都不会产生太大影响, 但考虑到在实验室进行天然气实验会存在安全问题, 故选

收稿日期: 2021-04-20; 修回日期: 2021-09-25.

基金项目: 国家重点研发计划资助项目(2018YFA0704602).

作者简介: 严文杰(1997-), 男, 硕士生, E-mail: yanwenjie_dut@163.com; 胡大鹏*(1963-), 男, 博士, 教授, 博士生导师, E-mail: hudp@dlut.edu.cn.



1 设备底座; 2 低压出口; 3 出气端口调节板; 4 波转子; 5 中压盖板; 6 进气端间隙调节垫片; 7 偏距调节盘; 8 中压入口; 9 中压支撑板; 10 进气端口调节板; 11 设备壳体; 12 高压出口; 13 出气端间隙调节垫片

图1 气波分压器结构图

Fig. 1 Structure diagram of gas wave divider



图2 气波分压器实验平台

Fig. 2 Gas wave divider experiment platform



图3 波转子结构

Fig. 3 Structure of wave rotor

用空气作为实验介质. 经压缩机加压后, 压缩气体依次流经储气罐 T_1 和稳压罐 T_2 , 而后通过中压进气端口 MP 射入波转子内. 可通过调节截止阀 V_1 开度来控制中压进气压力和流量大小. 低压出气端口 LP 直接与大气相连, 高压出气端口 HP 的背压可通过截止阀 V_4 进行调节, 在各进、出口管线上设置了压力和温度监测仪表, 流量通过使用热线风速仪测得风速后换算得出.

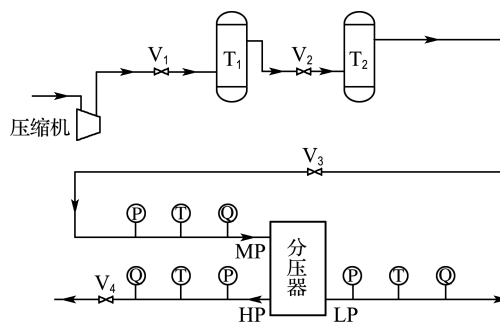


图4 实验流程图

Fig. 4 Flow chart of the experiment

2 数值模拟及流场分析

2.1 数值模型的建立与验证

理论上采用三维模型能够真实地反映波转子通道内部流场, 但由于本次所用波转子通道的长宽比大于 10 且转速较低, 三维旋转对通道内整体压力分布的影响较小, 且考虑到计算机的计算资源, 故对三维模型进行二维简化, 简化过程如图 5 所示, 将波转子沿母线剪开后平铺展开, 从而将波转子通道由三维转动转换为二维平动.

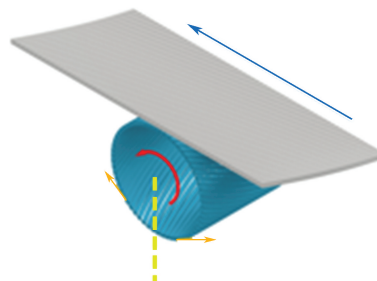


图5 三维向二维转换示意图

Fig. 5 Conversion diagram from 3D to 2D

二维波转子数值模型如图 6 所示, 波转子上、下两端设为周期性边界, 中压入口 (MP) 设为压力入口, 高压出口 (HP) 和低压出口 (LP) 设为压力出口, 网格划分采用四边形结构化网格, 尺寸为 $1\text{ mm} \times 1\text{ mm}$, 为使模拟结果更加准确, 在端口与转子通道间设置间隙 (GAP), 并在关联端口处进行网格加密处理. 本次模拟选用密度基隐式算法进行求解, 介质选用理想空气, 湍流计算选用 Realizable $k-\epsilon$ 模型, 离散格式选用 AUSM+二阶迎风格式^[9], 为避免初始边界条件影响, 在模拟时采用多周期计算.

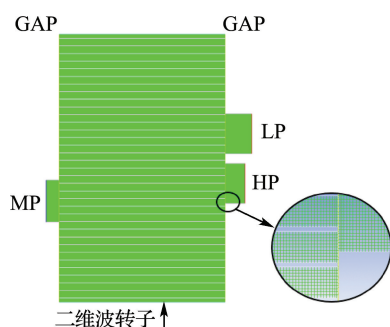


图 6 二维波转子数值模型示意图

Fig. 6 Diagram of 2D wave rotor numerical model

Okamoto 等^[10]对波转子通道内的压力波动情况进行了实验研究,其实验设备的相关操作和结构参数如表 1、2 所示. 本文建立与实验设备尺寸相对应的二维数值模型,并在相同工况下进行模拟,而后将模拟所监测到的通道内压力波动情况与实验结果进行对比以验证模型可靠性,结果如图 7 所示. 由于在模拟过程中设定了壁面光滑且绝热的条件,导致模拟结果与实验结果存在一些偏差,但二者在整体波动趋势上基本保持一致,且误差在可接受范围内,故可认为本文所用数值模型在研究波转子内部流场上具备足够可靠性.

表 1 模型验证所用实验设备的操作参数

Tab. 1 Operating parameters of the experimental equipment for the model validation

端口	总压/ MPa	总温/K	轴向速度/ ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	周向速度/ ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)
入口	0.26	293	160.0	26.4
出口	0.10	288	0	0

表 2 模型验证所用实验设备的结构参数

Tab. 2 Structural parameters of the experimental equipment for the model validation

通道长度/ mm	通道高度/ mm	通道宽度/ mm	转子中 径/mm	隔板厚 度/mm
186	16	8	120	1.0
间隙 宽度/ mm	高压喷嘴 开启角度/ (°)	高压喷嘴 关闭角度/ (°)	中压喷嘴 开启角度/ (°)	中压喷嘴 关闭角度/ (°)
0.5/1.0	0	29	13	39.5

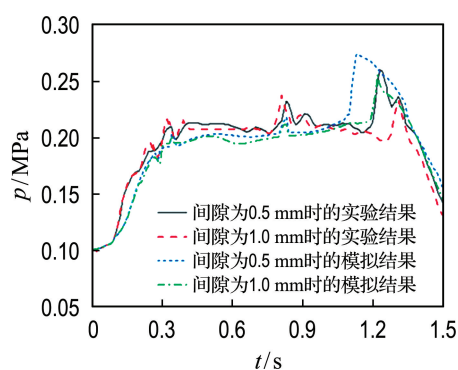


图 7 模拟与实验静压值

Fig. 7 Simulated and experimental static pressure value

为进一步验证二维模拟结果的准确性,根据表 3 所示结构参数构建气波分压器的二维和三维模型,将高、中、低压端口的压力分别设为 0.25、0.20 和 0.10 MPa,初始温度为 293 K,转速为 3 000 r/min. 据此可得二维和三维数值计算结果,如图 8 所示. 由图可见,在二维和三维数值模型中,压力波的分布情况基本保持一致,故通过二维模型进行端口设计匹配及流场分析所得结果与三维模型具有同等精度,此外二维和三维数值计算所得的高压出气流量占比分别为 21.93% 和 20.89%,其相对误差为 4.98%,这主要是因为二维计算中忽略了转子转动和通道上下壁面对气流的影响,但误差在可接受范围内,故选用二维模型代替三维模型来研究波转子内部流动情况具备足够准确性.

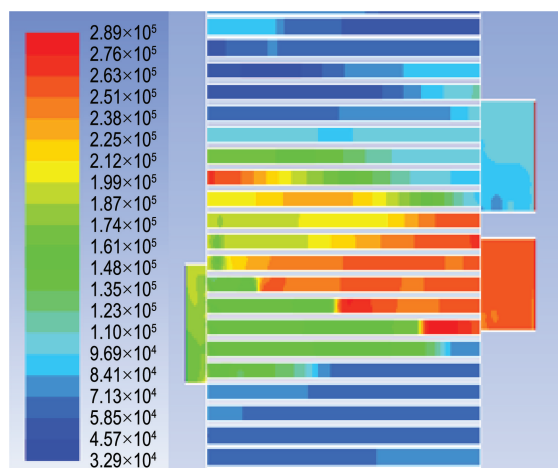
表 3 本文所用实验设备的结构参数

Tab. 3 Structural parameters of experimental equipment used in this paper

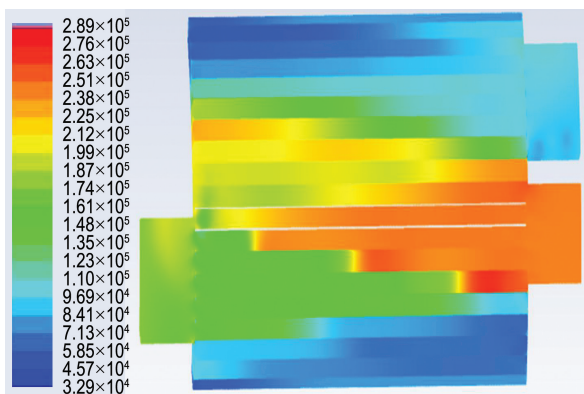
通道 长度/ mm	通道 高度/ mm	通道 宽度/ mm	转子 中径/ mm	隔板 厚度/ mm	间隙 宽度/ mm
250	16	10	256	1.5	0.5
中压入 口宽度/ mm	高压出 口宽度/ mm	低压出 口宽度/ mm	高、中压端 口间偏转 距离/mm	高、低压端 口间固壁 距离/mm	
63	50	60	29	15	

2.2 流场分析

图 9 为气波分压器的总压和总温分布图,揭示了气波分压器的工作原理. 首先中压入口和通



(a) 二维静压分布图



(b) 三维静压分布图

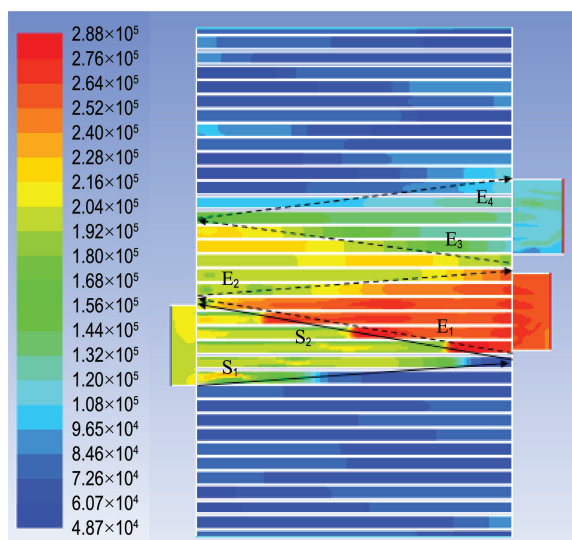
图8 气波分压器静压分布图

Fig. 8 The static pressure distribution diagram of gas wave divider

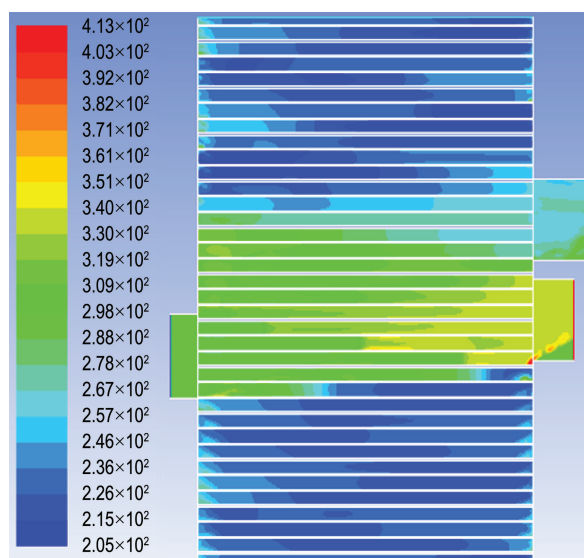
道接通,由于压差原因,形成一道入射激波 S_1 ,当激波运行到右端后,发生固壁反射,形成一道反射激波 S_2 ,当反射激波运行至通道左侧时,中压端口关闭,进气结束.在两道激波的作用下,通道内气体的压力和温度迅速上升,形成高压区.

通道继续运动至与高压出口接通,形成一道左行膨胀波 E_1 ,同时高压气从高压出口流出,当 E_1 运行至通道左侧时发生固壁反射形成反射膨胀波并与中压入口关闭时形成的膨胀波形成联合膨胀波 E_2 ,在膨胀波作用下,通道内气体的压力和温度下降,当膨胀波运行至通道右侧时,高压出口关闭,高压排气结束,膨胀波发生固壁反射形成反射膨胀波 E_3 .

当通道运行至与低压出口接通时,会生成一道膨胀波,与 E_3 共同向左运行,通道内的气体从低压出口排出,当膨胀波运行至通道左侧时,发生



(a) 气波分压器总压分布图



(b) 气波分压器总温分布图

图9 气波分压器模拟结果

Fig. 9 Simulation results of gas wave divider

固壁反射形成反射膨胀波 E_4 ,当膨胀波运行至通道右侧时,低压出口关闭,低压排气结束.通道内气体的压力和温度在先后经历多道膨胀波作用后达到最低,形成低压区,等待下一个循环周期开始.

3 实验结果分析

3.1 压缩比对气波分压器性能的影响

为了进一步研究气波分压器的性能,探究其在不同操作参数下性能变化的规律,设计实验对其进行研究,相关结构参数如表3所示.本次实验采用控制变量法,通过固定低压出气压力,而后调

节气波分压器中压进气压力和高压出气压力,进而分别探究不同压缩比和膨胀比对气波分压器高压出气流量占比和中、低压端口间制冷温降的影响规律. 相关参数定义如下:

$$\alpha = \frac{p_m}{p_l}$$

$$\beta = \frac{p_h}{p_m}$$

$$\gamma = \frac{Q_h}{Q_m}$$

$$\Delta T = T_m - T_l$$

式中: α 为膨胀比,即中、低压端口处气压的比值; β 为压缩比,即高、中压端口处气压的比值; γ 为高压出气流量占比,即高、中压端口处流量的比值; ΔT 为中、低压端口间制冷温降,即中、低压端口气温的差值, K; p_h 、 p_m 、 p_l 分别为高、中、低压端口处气体绝对压力, Pa; Q_h 、 Q_m 分别为高、中压端口处气体质量流量, kg/s; T_m 、 T_l 分别为中、低压端口处气温, K.

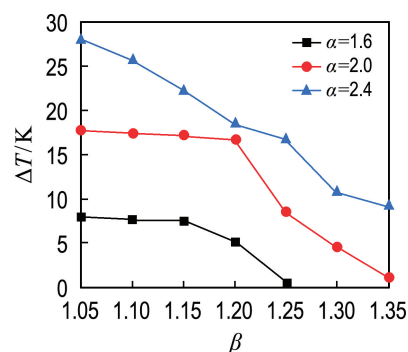
分别固定膨胀比为 1.6、2.0 和 2.4, 其他结构和操作参数不变, 测量在不同压缩比下, 中、低压端口间制冷温降以及高压出气流量占比, 实验结果如图 10 所示.

由图可知, 在膨胀比一定时, 中、低压端口间制冷温降和高压出气流量占比随着压缩比的增大而减小, 当压缩比为 1.05, 膨胀比分别为 1.6、2.0 和 2.4 时, 对应的最大中、低压端口间制冷温降分别为 8.0、17.8 和 28.0 K, 对应的最大高压出气流量占比分别为 0.360、0.407 和 0.372. 这是因为在膨胀比一定时, 中压射气携带的总能量也是一定的, 而压缩比提高则意味着压缩单位质量气体所需的能量增加, 故其流量占比也会随之下降.

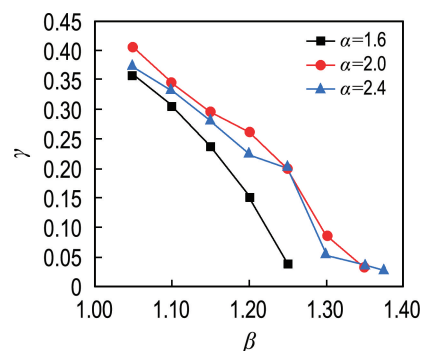
此外, 实验发现, 膨胀比越大, 气波分压器所能达到的极限压缩比就越大, 即在膨胀比越大的情况下, 其能实现的增压范围越广, 当膨胀比分别为 1.6、2.0 和 2.4 时, 极限压缩比分别约为 1.250、1.350 和 1.375.

3.2 膨胀比对气波分压器性能的影响

分别固定压缩比为 1.15、1.20 和 1.25, 其他结构和操作参数不变, 测量在不同膨胀比下, 中、低压端口间制冷温降以及高压出气流量占比, 实验结果如图 11 所示.



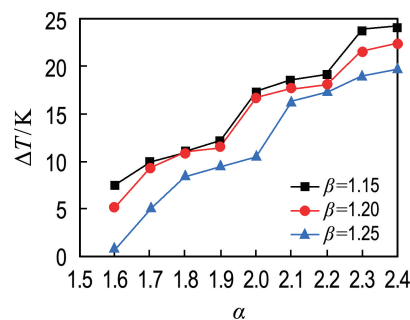
(a) 压缩比对中、低压端口间制冷温降的影响



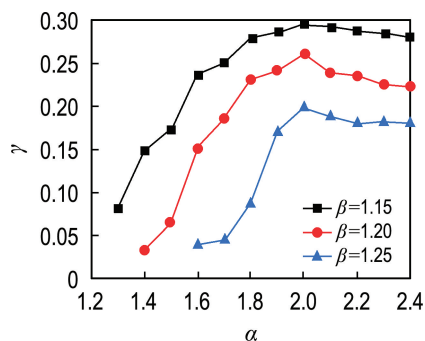
(b) 压缩比对高压出气流量占比的影响

图 10 压缩比对气波分压器性能的影响

Fig. 10 Effect of compression ratio on performance of gas wave divider



(a) 膨胀比对中、低压端口间制冷温降的影响



(b) 膨胀比对高压出气流量占比的影响

图 11 膨胀比对气波分压器性能的影响

Fig. 11 Effect of expansion ratio on performance of gas wave divider

由图可知,在压缩比一定的情况下,中、低压端口间制冷温降随着膨胀比的增大而增大,而高压出气流量占比随着膨胀比的增大呈先增大后减小的趋势.这是因为在膨胀比较小时,中压进气压力较低,入射激波强度较弱,所以激波在波转子通道内的运行速度较低,而在设备结构尺寸和转速不变的情况下,中压端口与高压端口间的偏转距离是一定的,这就导致在入射激波运行至高压端口一侧时,高压端口早已与通道接通,从而导致入射激波无法进行固壁反射,严重影响了设备性能.随着膨胀比增大,入射激波强度逐渐增强,高压出气流量占比也随之增加,而当膨胀比达到某一临界值时,入射激波发生完全固壁反射,波转子通道内部波系与原理波图相匹配,此时设备性能达到最优;再继续增大膨胀比,入射激波进一步增强,则其发生固壁反射的位置距离高压端口开启位置越来越远,高压气在通道内滞留的时间增加,导致泄漏等问题,致使高压流量占比减小,但由于其仍能实现完全固壁反射,即设备可正常实现工作过程,所以对设备性能的影响幅度较小.当压缩比分别为 1.15、1.20 和 1.25 时对应的最大高压出气流量占比分别为 0.296、0.261 和 0.199.

实验结果还显示在 3 种不同压缩比的情况下,最大高压出气流量占比对应的膨胀比均为 2.0,这是因为入射激波强度主要由膨胀比决定,所以在其他操作和结构参数不变的情况下,存在一固定的最佳膨胀比,且不受压缩比影响.

4 结 论

(1)在膨胀比一定时,中、低压端口间制冷温降和高压出气流量占比随着压缩比的增大而减小,且在不同膨胀比的情况下,该变化规律基本一致.

(2)在小膨胀比工况下,膨胀比越大,其所能达到的极限压缩比越大,即在膨胀比越大的情况下,其能实现的增压范围越广.针对本次实验,当膨胀比为 2.4 时,极限压缩比约为 1.375.

(3)在压缩比一定的情况下,中、低压端口间制冷温降随着膨胀比的增大而增大,而高压出气流量占比随着膨胀比的增大呈先增大后减小的趋势,在其他操作参数和结构参数不变的情况下,最

大高压出气流量占比对应的膨胀比不随压缩比的改变而改变.针对本次实验,最大高压出气流量占比对应的膨胀比为 2.0,当压缩比分别为 1.15、1.20 和 1.25 时对应的最大高压出气流量占比分别为 0.296、0.261 和 0.199.

参考文献:

- [1] 郑志,王树立,王婷,等.天然气输配过程流体压力能回收技术现状与展望[J].天然气与石油,2009,27(1):11-15,67.
ZHENG Zhi, WANG Shuli, WANG Ting, et al. Present status and prospect of fluid pressure energy recovery in natural gas transmission and distribution [J]. *Natural Gas and Oil*, 2009, 27(1): 11-15, 67. (in Chinese)
- [2] 邵林峰,孙晗森,陈仕林,等.煤层气田开采后期地面集输增压方式优化[J].能源与环保,2018,40(6):157-161.
SHAO Linfeng, SUN Hansen, CHEN Shilin, et al. Optimization of on-ground gathering transportation and pressure-improving modes in later developing period of CBM field [J]. *China Energy and Environmental Protection*, 2018, 40(6): 157-161. (in Chinese)
- [3] 唐建荣,张鹏,吴洪波,等.天然气增压开采工艺技术在气田开发后期的应用[J].钻采工艺,2009,32(2):95-96.
TANG Jianrong, ZHANG Peng, WU Hongbo, et al. Application of pressurized natural gas exploitation technology in the later stage of gas field development [J]. *Drilling and Production Technology*, 2009, 32(2): 95-96. (in Chinese)
- [4] 靳朝霞,高铭志.天然气压缩机的选型和应用[J].石油和化工设备,2012,15(5):23-25.
JIN Zhaoxia, GAO Mingzhi. Selection and application of natural gas compressor [J]. *Petro and Chemical Equipment*, 2012, 15(5): 23-25. (in Chinese)
- [5] 雷艳,周大森,张红光.基于CFD的车用气波增压器三维仿真[J].北京工业大学学报,2010,36(7):990-994.
LEI Yan, ZHOU Dasen, ZHANG Hongguang. CFD simulation of pressure-wave supercharger for passenger cars [J]. *Journal of Beijing University of Technology*, 2010, 36(7): 990-994. (in Chinese)

- [6] IANCU F, PIECHNA J, MÜLLER N. Basic design scheme for wave rotors [J]. *Shock Waves*, 2008, **18**(5): 365-378.
- [7] AKBARI P, NALIM M R. Review of recent developments in wave rotor combustion technology [J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2009, **25**(4): 833-844.
- [8] AKBARI P, NALIM R, MÜELLER N. A review of wave rotor technology and its applications [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2006, **128**(4): 717-735.
- [9] 王 可. AUSM+格式的研究和应用 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2002.
- WANG Ke. Research and application of AUSM+ scheme [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2002. (in Chinese)
- [10] OKAMOTO K, NAGASHIMA T. Visualization of wave rotor inner flow dynamics [J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2007, **23**(2): 292-300.

Effect of compression ratio and expansion ratio on performance of gas wave divider

YAN Wenjie¹, LI Qi², ZHAO Yiming¹, LI Changhe², HU Dapeng^{*1}

(1. School of Chemical Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;

2. Sinopec Petroleum Exploration and Production Research Institute, Beijing 100083, China)

Abstract: Gas wave divider is a new type of pressure exchange equipment. Firstly, the working principle of gas wave divider was revealed by numerical simulation method, and then an experimental platform was built to study the influence of compression ratio and expansion ratio on the cooling temperature drop between the middle and low pressure ports and the ratio of the high pressure outlet flow of the gas wave divider. The experimental results show that when the expansion ratio is constant, the cooling temperature drop between the middle and low pressure ports and the ratio of high pressure outlet flow decrease with the increase of the compression ratio. The larger the expansion ratio is, the larger the ultimate compression ratio will be. In other words, the larger the expansion ratio is, the wider the range of pressurization it can achieve. When the expansion ratio is 2.4, the ultimate compression ratio is about 1.375. When the compression ratio is constant, the cooling temperature drop between the middle and low pressure ports increases with the increase of the expansion ratio, while the ratio of the high pressure outlet flow increases first and then decreases with the increase of the expansion ratio. When other operating parameters and structural parameters remain unchanged, the expansion ratio corresponding to the maximum high pressure outlet flow ratio does not change with the change of compression ratio.

Key words: divider; wave rotor; compression ratio; expansion ratio; experimental research