

半高叶片扩压器对离心压缩机流动性能影响的数值研究

张国路迢, 王江峰, 姜聚伟, 郭雨旻, 赵攀

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为了分析半高叶片扩压器内的流动机理,进一步提升半高叶片扩压器的工作性能,研究了离心压缩机中不同叶高、位置的半高叶片扩压器内的流动特性,提出了斜半高叶片扩压器,研究了斜半高叶片扩压器在发生旋转失速时流动特性。采用了三维计算流体动力学(CFD)方法对使用不同扩压器的离心压缩机在稳态和瞬态条件下进行了全周全工况数值模拟。研究结果表明:在设计工况下,斜半高叶片扩压器相较于半高叶片扩压器,当安装在轮盘侧时,总静压比提升了3.80%,总静等熵效率提升了2.74%,当安装在轮盖侧时,总静压比、总静等熵效率分别提升了0.82%、2.11%;旋转失速时的研究表明,斜半高扩压器叶片叶顶间隙流动能够在发生旋转失速时耗散静压波动能量,将扩压器内静压波动从最大约50 kPa降低至了约10 kPa。所提斜半高叶片扩压器作为新型的扩压器类型,性能优于半高叶片扩压器,具备广阔的应用前景,对旋转失速时的流动研究结果能够扩压器叶片叶顶间隙流动研究提供重要参考。

关键词: 离心压缩机;半高叶片扩压器;计算流体动力学;失速

中图分类号: TK123 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202310009 **文章编号:** 0253-987X(2023)10-0089-10

Numerical Study on the Impact of Half-Vaned Diffuser on Flow Performance of Centrifugal Compressor

ZHANG Guolutiao, WANG Jiangfeng, LOU Juwei, GUO Yumin, ZHAO Pan

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: In order to analyze the flow mechanism in the half-vaned diffuser and further improve the working performance of the half-vaned diffuser, the research was conducted on the flow characteristics of the half-vaned diffuser in the centrifugal compressor at different blade heights and positions. Based on the research, the tilted half-vaned diffuser was proposed and its flow characteristics in rotating stall were studied. The three-dimensional computational fluid dynamics (CFD) method was used to simulate the whole operation of centrifugal compressors with different diffusers under steady and transient conditions. The results show that compared with the half-vaned diffuser under design conditions, when the tilted half-vaned diffuser is installed on the hub side, the total static pressure ratio and total static isentropic efficiency are increased by 3.80% and 2.74%, respectively, and when installed on the shroud side, the total static pressure ratio and total static isentropic efficiency are increased by 0.82% and 2.11%, respectively. The results

收稿日期: 2023-02-26。 作者简介: 张国路迢(1997—),男,硕士生;王江峰(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51976147)。

网络出版时间: 2023-05-25 网络出版地址: <https://kns.cnki.net/kcms2/detail/61.1069.T.20230524.1650.006.html>

show that the tip clearance flow of the tilted half-vaned diffuser can dissipate the energy of static pressure fluctuation in rotating stall, and the fluctuation amplitude of static pressure in diffuser passages can be reduced from about 50 kPa to about 10 kPa. As a new type of diffuser, the tilted half-vaned diffuser proposed in this paper has better performance than the half-vaned diffuser and has a good application prospect. The results in rotating stall conditions can provide an important reference to the flow character of tip clearance of diffuser blade in flow passage.

Keywords: centrifugal compressor; half-vaned diffuser; computational fluid dynamics; stall

离心压缩机作为工业中常用的机械设备,其叶轮出口的动能需要被有效回收。扩压器作为小型离心式压缩机级中最重要的部件之一,对压缩机的工作范围和叶轮出口动能的回收起着重要的作用。由 Yoshinaga 等^[1]提出的部分叶高叶片扩压器,又称半高叶片扩压器,能够有效拓宽离心压缩机运行范围且结构简单。叶顶间隙对叶栅通道流动的影响在轴流式风机中研究较为深入^[2-5],而在离心压缩机扩压器叶栅中的研究较少。对于半高叶片扩压器合适的叶片高度,Zhu 等^[6]在比较了不同的叶片高度后,认为叶片的最佳高度约为扩压器总高度的 40%~60%。而 Sakaguchi 等^[7-8]采用了叶片高度为扩压器高度 90%的半高叶片扩压器获得了较好的结果。Ma 等^[9]在对扩压器叶片中部采用轮盘侧开槽处理获得了较好的结果。Ubben 等^[10-11]在楔形扩压器的轮盖侧设置叶尖间隙,以扩大工作范围。对于半高叶片扩压器的安装位置,Sitaram 等^[12]研究发现叶片安装在轮盘侧时半高叶片扩压器可获得较好的工作范围。Liu 等^[13-14]则认为叶片应安装在轮盘侧。Anish 等^[15]发现,轮盘轮盖两侧交替安装会影响叶轮与扩压器动静干涉并可获得良好的性能效果。而 Issac 等^[16]发现,不同安装位置没有明显的差异。此外,关于研究半高叶片扩压器在叶轮发生旋转失速时性能的文献较少。Ohta 等^[17]认为半高叶片扩压器可以利用无叶部分的优势,延缓旋转失速的发生。Zou 等^[18]则发现叶片扩压器在防止扩压器旋转失速方面性能更好。Gropow 等^[19]发现,随着流量的降低,无叶扩压器比有叶扩压器更容易发生旋转失速。

综上所述,半高叶片扩压器的内部流动机理存在疑问,并且半高扩压器叶片叶顶间隙在发生旋转失速时的研究较少,叶轮与扩压器动静相互作用对运行稳定性影响的研究仍然未知。本文在研究半高叶片扩压器内部流动机理的基础上,对半高叶片扩压器进行了改进,提出了一种斜半高叶片扩压器,并在使用斜半高叶片扩压器的基础上对压缩机叶轮发生旋转失速时的流动特征进行了分析。本文进一步

加深了对半高叶片扩压器的认识,完成了改进工作,分析了对其在失速环境下的流动特点。

1 离心压缩机模型与数值模拟方法

1.1 离心压缩机模型与网格

本文采用一款工质为 R134a 小型制冷剂离心压缩机。该压缩机的几何结构如图 1 所示,其几何参数、热力参数如表 1、表 2 所示。本文采用商业软件 ANSYS CFX 对整个压缩机级进行模拟,三维 RANS 方程和 $k-\epsilon$ 湍流模型为控制方程,采用 TurboGrid、ICEM CFD 进行网格划分,全部计算域由叶轮、扩压器和喷嘴组成,如图 2 所示。在稳态计算中,级进口总压、总温不变,改变出口静压,计算域边界条件如表 3 所示。叶轮与扩压器的交界面在稳态计算中设置为混合平面,在瞬态计算中设置为瞬态转子-静子平面,进口湍流强度为 5%,设定所有壁面为光滑绝热壁面。在稳态计算中,当全局平均残差低于 10^{-6} ,效率等监测量保持不变时视为收敛。

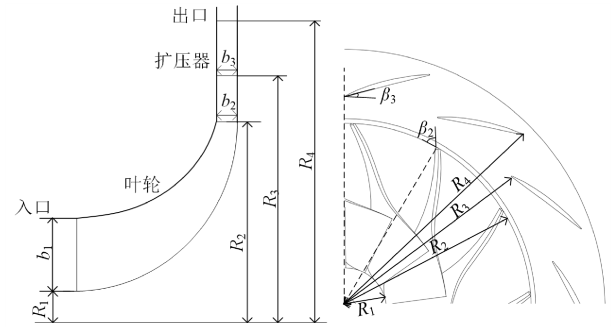


图 1 离心压缩机结构

Fig. 1 Schematic of centrifugal compressor

表 1 离心压缩机级热力参数

Table 1 Thermodynamic parameters of centrifugal compressor

参数	数值
压缩机入口总温 T_1 /K	265
压缩机入口总压 P_1 /MPa	0.21
设计质量流量 $q_{m,0}$ /(kg · s ⁻¹)	0.48
总压比 π_{tt}	2.2
转速 n /(r · min ⁻¹)	50 000

表 2 离心压缩机级的几何参数

Table 2 Geometric parameters of centrifugal compressor

参数	数值
叶轮入口轮毂半径 R_1 /mm	7.1
叶轮入口叶高 b_1 /mm	10.7
叶轮出口半径 R_2 /mm	32.2
叶轮出口叶高 b_2 /mm	3.0
叶轮出口叶片几何角 β_2 (°)	40.0
叶轮叶片数 z_1	13.0
扩压器叶片入口半径 R_3 /mm	36.8
扩压器高度 b_3 /mm	3.0
扩压器叶片入口几何角 β_3 (°)	21.5
扩压器叶片出口半径 R_4 /mm	43.2
扩压器叶片数 z_2	14.0

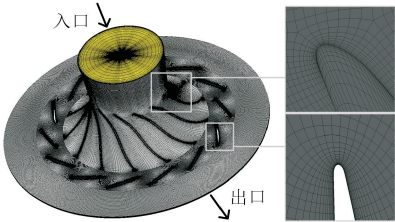


图 2 离心压缩机级网格

Fig. 2 Computational mesh of centrifugal compressor

1.2 网格无关性验证与物性表格精度验证

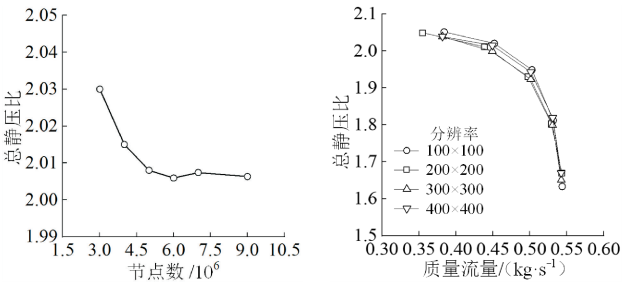
对本文所研究离心压缩机级进行了网格无关性和物性表格精度无关性验证。压缩机的总静压比为

$$\pi_{ts} = \frac{P_{sta,out}}{P_{tot,in}}$$

(1)

式中： $P_{sta,out}$ 为压缩机级扩压器出口的静压； $P_{tot,in}$ 为压缩机级进口的总压。

图 3(a)展示了额定工况下使用叶片扩压器时的离心压缩机级网格无关性验证结果，经过网格优化，计算结果确认与网格数量无关后，本文采用的网格节点数约为 700 万。本文使用 NIST 数据库制作了 R134a 真实气体物性表(RGP 表)来模拟 R134a 工质，表格静压范围为 0.1~1 MPa，温度范围为 200~400 K。对本文使用的离心压缩机级在使用 RGP 表分辨率无关性验证，对本文离心压缩机使用叶片扩压器时的计算结果如图 3(b)所示，采用分辨率为 300×300 的物性表格。



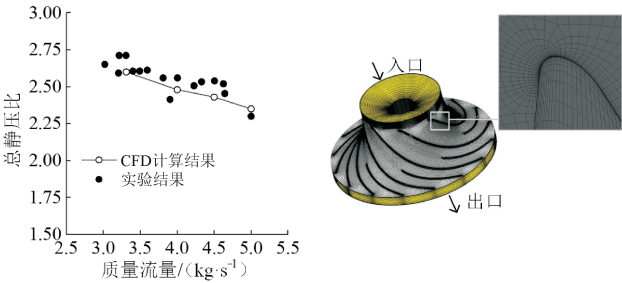
(a) 网格无关性验证 (b) 物性表格精度验证

图 3 网格无关性验证与物性表格精度验证

Fig. 3 Validation of mesh independence and RGP tables independence

1.3 数值模拟有效性验证

目前已有较多研究通过数值模拟对制冷离心压缩机进行有效模拟^[21-23]，本文对文献 [24]中的一台制冷离心压缩机进行模拟，对比 CFD 计算结果与实验结果以验证模拟有效性。计算所使用的离心压缩机计算网格模型和计算结果如图 4 所示。计算结果显示本文的 CFD 计算结果与文献 [24]的实验结果吻合较好，证明本文对使用 R134a 工质的制冷离心压缩机的数值模拟有效。



(a) 计算方法有效性验证 (b) 网格模型

图 4 计算有效性验证与离心压缩机网格模型

Fig. 4 Validation of CFD method and mesh of compressor stage

2 半高叶片扩压器的整体性能与内部流动机理

不同类型的扩压器示意图如图 5 所示。使用不同安装位置的半高叶片高度扩压器，无叶扩压器和叶片扩压器的离心压缩机级总静压比、总静压等熵效率如图 6、图 7 所示。其中总静态等熵效率为

$$e_{ts} = \frac{h_{sta,s,out} - h_{tot,in}}{h_{tot,out} - h_{tot,in}}$$

(2)

式中： $h_{sta,s,out}$ 为级出口的等熵静比焓； $h_{tot,out}$ 、 $h_{tot,in}$ 分别为级进口、出口的总比焓。

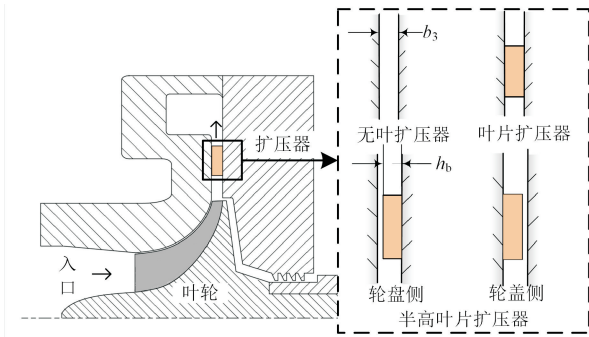


图 5 不同扩压器类型的示意图

Fig. 5 Schematics of different diffusers

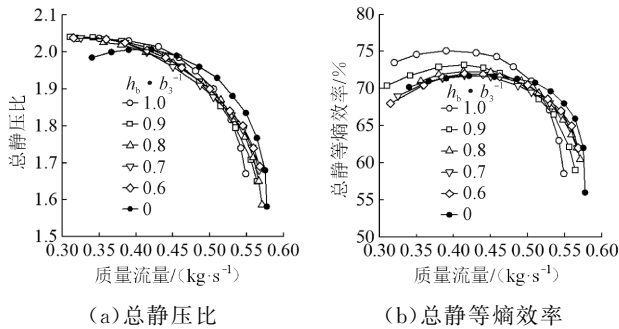


图 6 离心压缩机级性能(轮盘侧)

Fig. 6 Performance of centrifugal compressor (hub side)

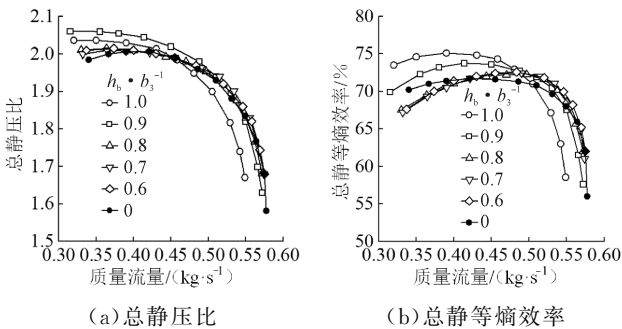


图 7 离心压缩机级性能(轮盖侧)

Fig. 7 Performance of centrifugal compressor (shroud side)

由图 6、图 7 可知,当半高叶片扩压器安装轮盘侧时,叶片高度 h_b 的变化并未对离心压缩机级的总静压比产生明显影响,而当安装在轮盖侧时,其产生的影响较为明显。其中当使用 $h_b/b_3 = 0.9$ 的半高叶片扩压器时,离心式压缩机级全运行范围内的总静压比均高于使用叶片扩压器时。对于安装在轮盘侧的半高叶片扩压器和安装在轮盖侧的半高叶片扩压器,当流量分别大于 0.52 、 $0.48 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,其效率均高于叶片扩压器的效率。半高叶片扩压器叶片高度的变化会显著影响离心压缩机级的总静等熵效率,尤其是在 h_b/b_3 为 $1.0 \sim 0.8$ 时。而当 h_b/b_3

< 0.8 时,叶顶间隙对离心压缩机性能的影响变得微小。随着叶片高度的下降,半高叶片扩压器对运行范围的影响下降,且运行范围接近无叶扩压器,与文献 [6] 实验结果吻合。

离心压缩机使用叶片扩压器时,分别在 q_m 为 0.366 、 0.421 、 0.486 、 0.531 、 0.564 、 $0.577 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 工况下的叶片扩压器叶片前缘气流角从轮盘侧(相对高度为 0)到轮盖侧(相对高度为 1)的变化情况,如图 8 所示。图 9 展示了 q_m 为 0.366 、 $0.564 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 工况下扩压器流道内的速度分布,图 10 展示了对应的流动情况。在轮盖侧,扩压器叶片的气流角随流量减小而变化剧烈,并在接近轮盖壁面时,扩压器吸力面产生分离流动,但并未进一步明显扩大。随着离心压缩机级流量的增大,扩压器叶片吸力面靠近轮盖侧分离情况逐渐转变为叶片压力面靠近轮盘侧的分离气流。叶片扩压器压力面的分离情况随着流量的增加不断扩大,导致叶片扩压器失效。

当半高叶片扩压器安装在轮盘侧时,两种质量流量为 0.336 、 $0.564 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 工况下的进口处气流角沿叶高分布如图 11 所示,安装在轮盖侧时如图 12 所示。半高叶片扩压器无论是安装在轮盘侧还是轮盖侧,进口气流角差异变化不大,与文献 [24] 的实验结果吻合。

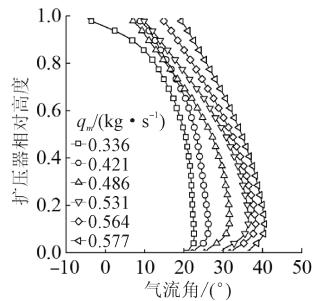


图 8 叶片扩压器内的气流角沿扩压器高度的变化

Fig. 8 Flow angle alongside the diffuser width

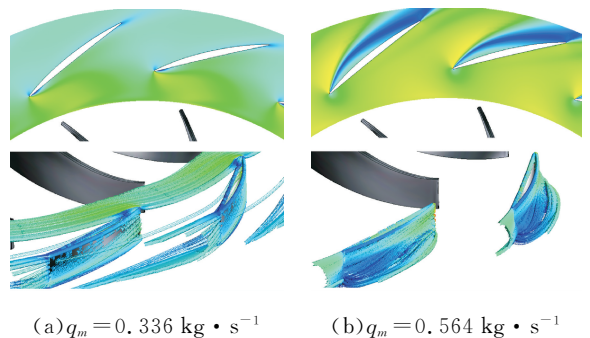


图 9 叶片扩压器内速度云图及流线

Fig. 9 Velocity contour and streamline inside the vaned diffuser

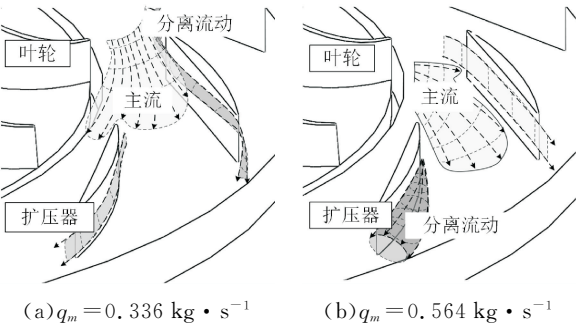


图 10 叶片扩压器内流动情况

Fig. 10 Flow behavior inside the vaned diffuser

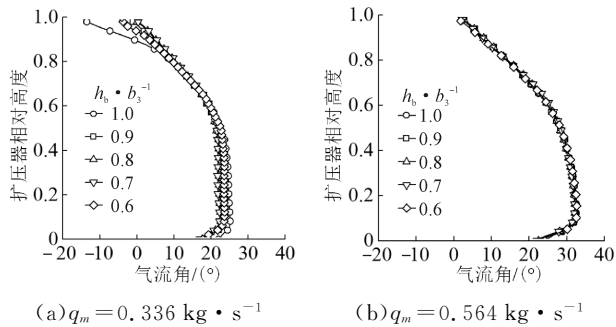


图 11 半高叶片扩压器内的气流角分布(轮盘侧)

Fig. 11 Flow angle alongside the half-vaned diffuser (hub side)

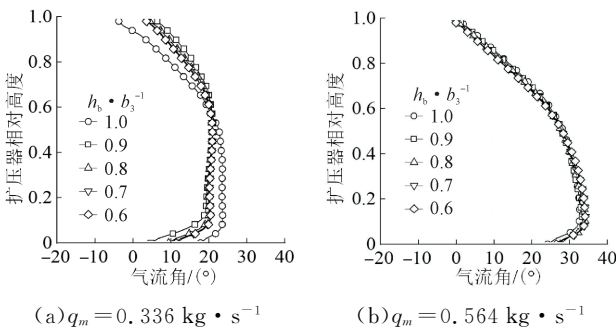


图 12 半高叶片扩压器内的气流角分布(轮盖侧)

Fig. 12 Flow angle alongside the half-vaned diffuser (shroud side)

图 13 展示了半高叶片扩压器安装在轮盘侧时、 q_m 为 $0.366, 0.564 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 工况下扩压器流道内的速度分布,图 14 展示了对应的流动情况。对于安装在轮盘侧的半高叶片扩压器,小流量工况时,扩压器叶片吸力面的气流穿过叶顶间隙与叶片压力面的气流混合,这种流动行为抑制了扩压器叶片前缘得到分离流动,防止分离流动进一步扩大。当在大流量工况时,半高叶片扩压器的叶片吸力面的气流不受叶片的限制而穿过叶顶间隙,与主流掺混,在减速主流流速同时增加总压损失。图 15 展示了半高叶片扩压器安

装在轮盖侧时, q_m 为 $0.366, 0.564 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 工况下扩压器流道内的速度分布,图 16 展示了对应的流动情况。对于安装在轮盖侧的半高叶片扩压器,当在大流量工况下,扩压器叶片叶高的缺失消除了一部分叶片前缘产生的分离流动。当在小流量工况时,其与安装在轮盘侧的半高叶片扩压器效果类似。

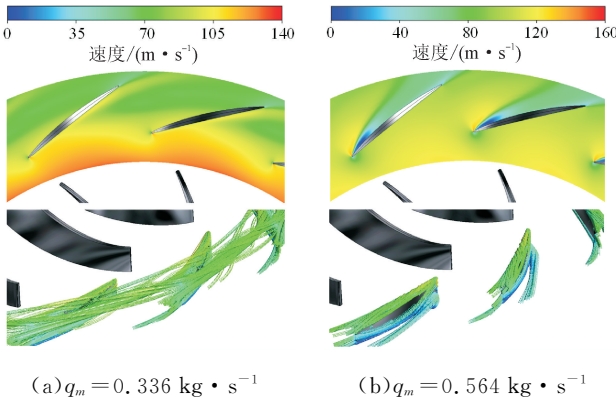


图 13 半高叶片扩压器内速度云图及流线(轮盘侧)

Fig. 13 Velocity contour and streamline inside the half-vaned diffuser (hub side)

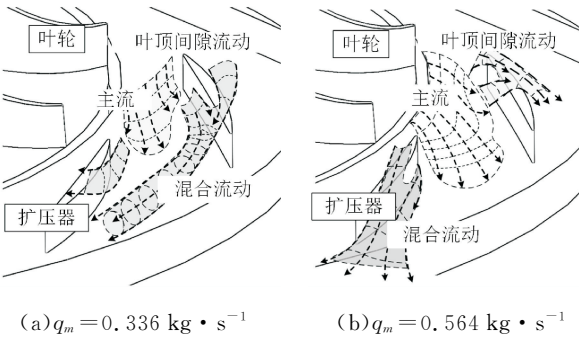


图 14 半高叶片扩压器内流动情况(轮盘侧)

Fig. 14 Flow behavior inside the half-vaned diffuser (hub side)

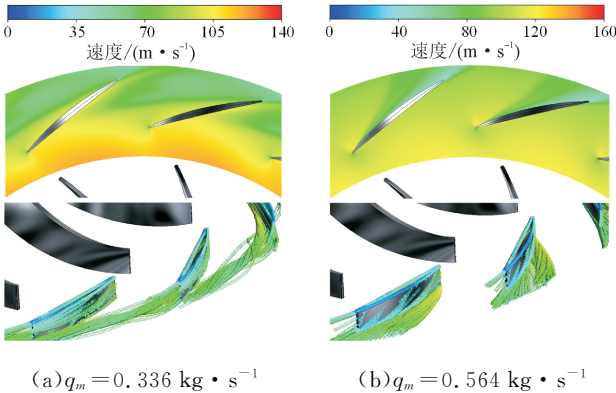


图 15 半高叶片扩压器内速度云图及流线(轮盖侧)

Fig. 15 Velocity contour and streamline inside the half-vaned diffuser (shroud side)

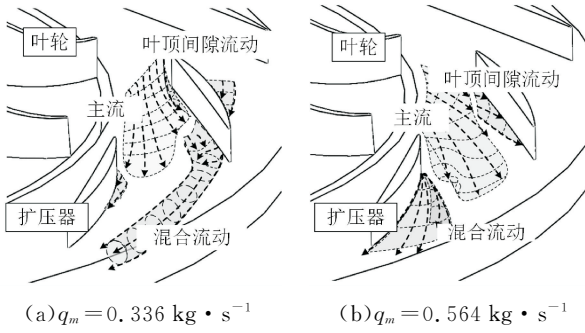


图 16 半高叶片扩压器内流动情况(轮盖侧)
Fig. 16 Flow behavior inside the half-vaned diffuser (shroud side)

此外,正是在半高叶片扩压器中由于叶顶间隙流动与叶片前缘攻角引起的分离流动存在不同形式的相互作用,因此扩压器叶片前缘几何角与与气流角并非简单的配合,而会受到叶顶间隙流动的影响,其最佳几何安装角度由叶片前缘气流角和叶顶间隙流动共同决定^[10-11]。

3 斜半高叶片扩压器

3.1 斜半高叶片扩压器的整体性能

斜半高叶片扩压器如图 17 所示,斜半高叶片扩压器减小了叶片前缘叶片高度而增加了后缘叶片高度。在本文中斜半高叶片扩压器前缘叶片高度为扩压器宽度的 80%,叶高沿流道逐渐增加,后缘叶片高度为扩压器宽度的 95%,即 h_b/b_3 为 0.80~0.95。

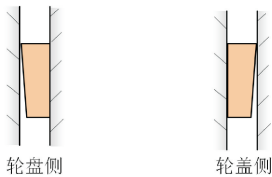


图 17 斜半高叶片扩压器示意图
Fig. 17 Tilted half-vaned diffuser

斜半高叶片扩压器(h_b/b_3 为 0.80~0.95)与分别安装在轮盘侧和轮盖侧的半高叶片扩压器($h_b/b_3 = 0.90$)的性能对比如图 18 所示。在设计工况下,当安装在轮盘侧时,使用斜半高叶片扩压器相较于使用半高叶片扩压器,离心压缩机级的总静压比、总静等熵效率相比于分别提升了 3.80%、2.74%。当安装在轮盖侧时,使用斜半高叶片扩压器相较于使用半高叶片扩压器,离心压缩机级的总静压比、总静等熵效率最大提升分别为 0.82%、2.11%。斜半高叶片扩压器(h_b/b_3 为 0.80~0.95)与叶片扩压器、

无叶扩压器的性能进行对比,如图 19 所示。相比于使用叶片扩压器,使用斜半高叶片扩压器在轮盘侧和轮盖侧时,离心压缩机级的工作范围分别扩大了 3.10%、4.55%。而在小流量条件下,离心压缩机级中使用斜半叶扩压器的效率略低于使用叶片扩压器,而总静压比略高于使用叶片扩压器。

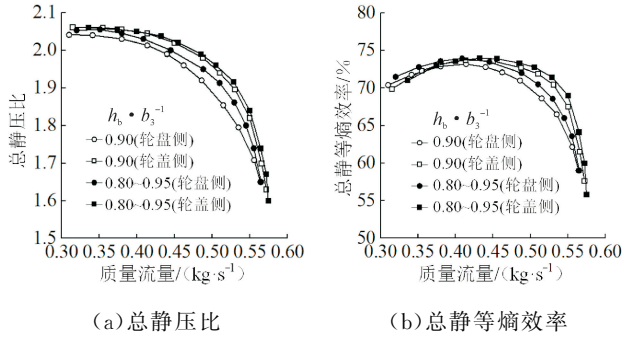


图 18 斜半高叶片扩压器与半高叶片扩压器 $h_b/b_3 = 0.90$ 的性能对比
Fig. 18 Performance of tilted half-vaned diffuser compared with half-vaned diffuser of $h_b/b_3 = 0.90$

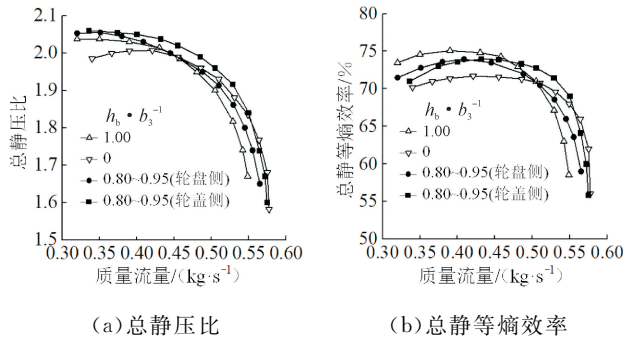


图 19 斜半高叶片扩压器与叶片扩压器,无叶扩压器的对比
Fig. 19 Performance of tilted half-vaned diffuser compared with vaned diffuser and vaneless diffuser

3.2 斜半高叶片扩压器内部的瞬态流动特征

为了计算收敛,在扩压器流道后设置的喷嘴流道控制压缩机质量流量的减小,并以此来模拟由小流量工况下由叶轮叶片前缘气流攻角增大引起的叶轮旋转失速。计算域的边界条件与稳态模拟时保持一致,通过减小喷嘴出口面积使质量流量下降至稳态计算中的最小计算收敛质量流量之下(即小于约 $0.3 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$),计算以最后一个计算收敛的流场结果为初值。此外在离心压缩机级流道内设置静压监测点 $P_{1,1} \sim P_{1,13}$ (沿周向位置分布)、 $P_{2,1}$ 、 $P_{3,1}$ 、

$P_{4,1}$ 、 $P_{5,1} \sim P_{5,14}$ (沿周向位置分布)、 $P_{6,1}$, 如图 20 所示。在瞬态计算过程中,当离心压缩机级内所有静压检测点呈明显的周期性波动时视为计算收敛,并再此时继续计算一定时间,取叶轮旋转最后的 12 周作为结果进行分析。

瞬态模拟时间步长为 0.01 ms,每步内部迭代 20 次,即将叶轮旋转一周分为 120 步进行计算。当检测静压值呈现稳定周期性变化时视为计算收敛,并取收敛后的共计 1 440 步(旋转 12 周)结果进行分析。

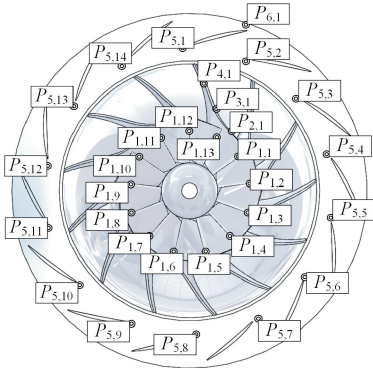


图 20 离心压缩机内部静压监测点位置
Fig. 20 Positions of all pressure monitors in centrifugal compressor stage

对于安装在轮盘侧的斜半高叶片扩压器,图 21 中展示了扩压器流道入口的 $P_{5,1} \sim P_{5,14}$ 监测点均监测到周向分布的 1 734.3 Hz 静压信号未得出相邻静压信号间规律的相位差,表明扩压器叶片前端并未形成沿周向迁移的失速团。叶轮出口气流影响了扩压器叶片叶顶间隙的流动,在扩压器流道中部沿周向出现了一些周期性低速区而非在扩压器流道前部,如图 22 所示。

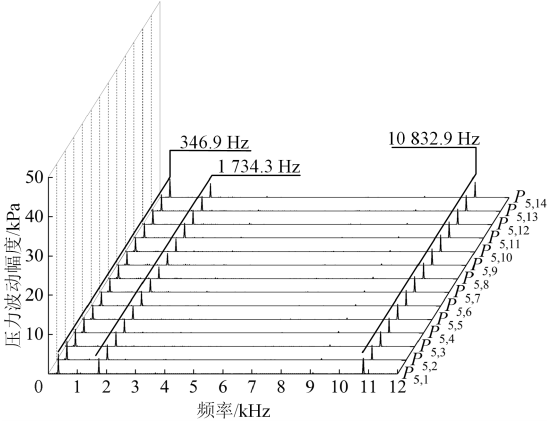


图 21 斜半高叶片扩压器在轮盘侧时的扩压器流道入口静压信号
Fig. 21 Pressure signals at inlet of tilted half-vaned diffuser at hub side

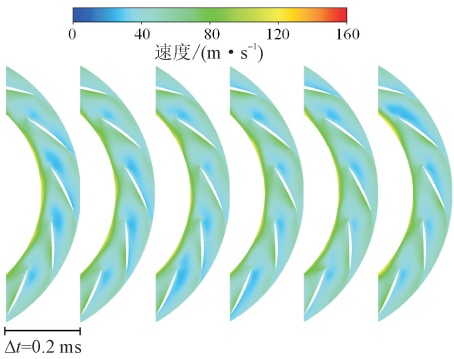


图 22 斜半高叶片扩压器相对高度为 0.7 的速度云图(轮盘侧)
Fig. 22 Velocity contour at relative height 0.7 in tilted half-vaned diffuser at hub side

对于安装在轮盖侧的斜半高叶片扩压器,扩压器流道前的压力信号如图 23 所示,且 $P_{5,1} \sim P_{5,14}$ 静压监测点之间相邻的静压信号存在规律的相位差,如图 24 所示。这表明在扩压器叶片前存在典型旋转团的周向移动现象,且失速团数为 8。这种相位差表示失速团移动的方法在文献 [25]中以实验验证,其中斜虚线代表当失速团发生匀速转动时的理想路径,斜率的正、负表示失速团逆叶轮旋转或随叶轮旋转。

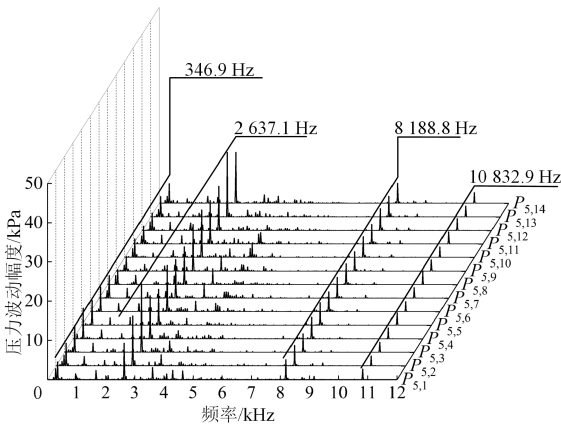


图 23 斜半高叶片扩压器在轮盖侧时的扩压器流道入口静压信号
Fig. 23 Pressure signals at inlet of tilted half-vaned diffuser at shroud side

图 25 展示了斜半高叶片扩压器相对高度 0.3 处的速度云图。叶轮出口的高速气流团被扩压器叶片叶顶间隙处的气流阻挡而形成高速和低速交替的速度分布现象。在离心式压缩机中,叶轮出口靠近轮盘侧的主流速度一般大于靠近轮盖侧的流速,因

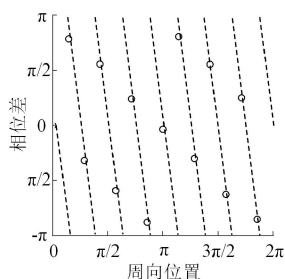


图 24 斜半高叶片扩压器在轮盖侧时扩压器流道入口静压信号相位差

Fig. 24 Phase transfer between monitors at inlet of tilted half-vaned diffuser at shroud side

此当斜半高叶片扩压器安装在轮盘侧时,其叶顶间隙流出的气流注入到主流的低速部分,并不能对主流产生明显的阻碍效果,而当斜半高叶片扩压器安装在轮盖侧时,情况则相反。这解释了为何在小流量条件下,安装在离心压缩机级内轮盘侧的斜半高叶片扩压器具有更强的静压恢复能力,却有更大的总压损失。

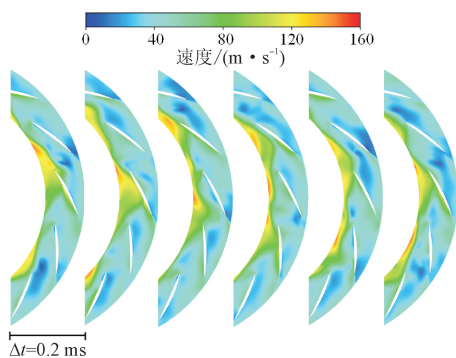


图 25 斜半高叶片扩压器相对高度为 0.7 的速度云图(轮盖侧)

Fig. 25 Velocity contour at relative height 0.7 in tilted half-vaned diffuser at shroud side

图 26 展示了使用叶片扩压器时的离心压缩机级旋转失速时的静压检测信号,对比文献 [18] 中实验获得的压力信号,两者十分相似,说明本文离心压缩机级小流量工况下发生旋转失速的数值模拟结果是可靠的。此外,当使用叶片扩压器时,扩压器流道内每个通道保持稳定,未出现失速团周向移动,如图 27 所示,与文献 [18] 中的结论相同。然而叶片扩压器流道内持续扩大的静压波动仍将为离心压缩机级运行带来极大的不稳定性,斜半高叶片扩压器能够通过叶顶间隙流动与主流的相互作用,通过该部分静压波动能力分散到其他频率,极大地缓解了静

压波动的幅值。在本文中静压波动的能量从 346.9 Hz 分散到了其他多个频率上,静压波动的最大范围从约 50 kPa 降低至约 10 kPa。

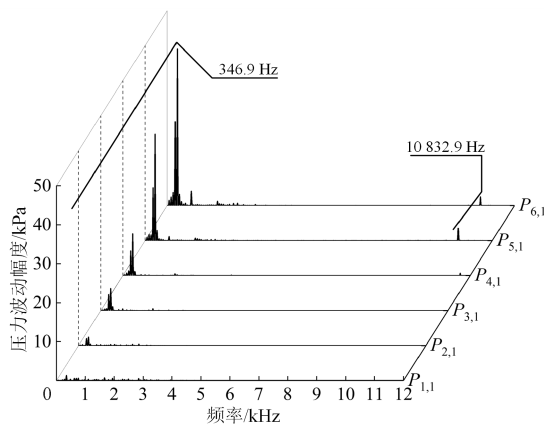


图 26 叶片扩压器时压缩机流道静压信号

Fig. 26 Pressure signals of centrifugal compressor using vaned diffuser

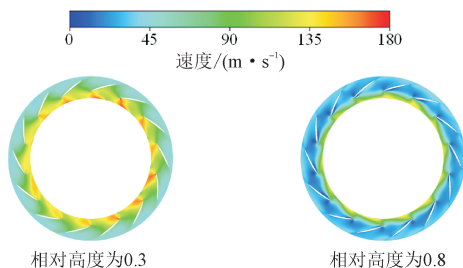


图 27 发生旋转失速时叶片扩压器内的速度云图

Fig. 27 Velocity contour of vane diffuser in rotating stall

4 结 论

本文采用 CFD 方法对使用不同扩压器类型的一款小型制冷离心压缩机进行了研究。分析了半高叶片扩压器的流动机理,提出了一种斜半高叶片扩压器,研究了斜半高叶片扩压器在离心压缩机旋转失速状态下的瞬态流动机理。可得如下主要结论。

(1) 半高叶片扩压器内的流动机理表明半高叶片扩压器中前缘攻角和叶顶间隙引起的流动,会在半高叶片扩压器流道内与主流混合,产生复杂的混合流动。在大流量工况时该混合流动能够稳定扩压器工作性能,在小流量工况时增加静压恢复能力而增加总压损失。半高叶片扩压器对离心压缩机的影响在使用制冷剂或空气为工质时的情况类似,均能扩大离心压缩机运行范围。

(2) 斜半高叶片扩压器的叶片前缘可以有效避

免由气流攻角产生的流动分离,叶片尾缘则可以抑制叶顶间隙流动进一步扩大,从而利用其叶顶间隙的流动来提高静压恢复能力并维持效率。在设计工况下,对于安装在轮盘侧的斜半高叶片扩压器,离心压缩机级的总静压比、总静等熵效率最大提升分别为 3.80%、2.74%,对于当安装在轮盖侧时分别为 0.82%、2.11%。

(3)当使用斜半高叶片扩压器时,来自叶轮出口的周向不稳定气流会在扩压器流道内与扩压器叶顶间隙流相互作用,产生更为复杂的流动,同时,气流的流动速度和静压波动强度会大幅度下降。叶顶间隙流动与主流的相互作用将叶轮发生失速时引起的静压波动能量从单一频率(364.9 Hz)分散到多个频率上,静压波动的最大幅度也从 50 kPa 降低至约 10 kPa。

参考文献:

- [1] YOSHINAGA Y, KANEKI T, KOBAYASHI H, et al. A study of performance improvement for high specific speed centrifugal compressors by using diffusers with half guide vanes [J]. *Journal of Fluids Engineering*, 1987, 109(4): 359-366.
- [2] 陆华伟,张永超,康达,等. 具有叶顶间隙扩压叶栅附面层抽吸研究 [J]. *工程热物理学报*, 2016, 37(2): 277-284.
LU Huawei, ZHANG Yongchao, KANG Da, et al. Investigation of boundary layer suction on compressor cascade with tip clearance [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2016, 37(2): 277-284.
- [3] 高丽敏,刘思余,李永增,等. 扩压叶栅叶顶间隙流动结构研究 [J]. *工程热物理学报*, 2020, 41(2): 329-334.
GAO Limin, LIU Siyu, LI Yongzeng, et al. Investigation of the structure of cascade tip clearance flowfield [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2020, 41(2): 329-334.
- [4] 陆华伟,杨益,刘俊,等. 叶顶间隙影响高负荷扩压叶栅气动性能实验研究 [J]. *工程热物理学报*, 2017, 38(3): 509-514.
LU Huawei, YANG Yi, LIU Jun, et al. An experimental investigation on the aerodynamic performance of highly-loaded compressor cascade with different tip clearance [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2017, 38(3): 509-514.
- [5] 陆华伟,张永超,康达,等. 附面层抽吸对带有叶顶间隙扩压叶栅漏量场影响 [J]. *科学技术与工程*, 2015, 15(6): 188-194.
- LU Huawei, ZHANG Yongchao, KANG Da, et al. Effects of boundary layer suction on vorticity of compressor cascades with tip clearance [J]. *Science Technology and Engineering*, 2015, 15(6): 188-194.
- [6] ZHU Xiangyuan, LI Guojun, JIANG Wei, et al. Experimental and numerical investigation on application of half vane diffusers for centrifugal pump [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2016, 79: 114-127.
- [7] SAKAGUCHI D, FUJII T, UEKI H, et al. Control of secondary flow in a low solidity circular cascade diffuser [J]. *Journal of Thermal Science*, 2012, 21(4): 384-390.
- [8] SAKAGUCHI D, TUN M T, MIZOKOSHI K, et al. Flow range enhancement by secondary flow effect in low solidity circular cascade diffusers [J]. *Journal of Thermal Science*, 2014, 23(4): 391-400.
- [9] MA Chao, LI Wenjiao, ZHANG Jianjian. Study of hub slotting and low-solidity combined treatment of diffuser vanes on stability of a centrifugal compressor [J]. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2021, 43(7): 340.
- [10] UBBEN S, NIEHUIS R. Experimental investigation of the diffuser vane clearance effect in a centrifugal compressor stage with adjustable diffuser geometry: part I compressor performance analysis [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2015, 137(3): 031003.
- [11] UBBEN S, NIEHUIS R. Experimental investigation of the diffuser vane clearance effect in a centrifugal compressor stage with adjustable diffuser geometry: part II detailed flow analysis [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2015, 137(3): 031004.
- [12] SITARAM N, ISSAC J M. An experimental investigation of a centrifugal compressor with hub vane diffusers [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Journal of Power and Energy*, 1997, 211(5): 411-427.
- [13] LIU Ruitao, XU Zhong. Numerical investigation of a high-speed centrifugal compressor with hub vane diffusers [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Journal of Power and Energy*, 2004, 218(3): 155-169.
- [14] SHIBATA T, YAGI M, NISHIDA H, et al. Performance improvement of a centrifugal compressor stage by increasing degree of reaction and optimizing blade loading of a 3D impeller [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2011, 133(2): 021004.
- [15] ANISH S, SITARAM N. Computational investigation

- of impeller: diffuser interaction in a centrifugal compressor with different types of diffusers [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part A Journal of Power and Energy*, 2009, 223(2): 167-178.
- [16] ISSAC J M, SITARAM N, GOVARDHAN M. Effect of diffuser vane height and position on the performance of a centrifugal compressor [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; Journal of Power and Energy*, 2004, 218(8): 647-654.
- [17] OHTA Y, FUJISAWA N. Unsteady behavior and control of vortices in centrifugal compressor [J]. *Journal of Thermal Science*, 2014, 23(5): 401-411.
- [18] ZOU Wangzhi, HE Xiao, ZHANG Wenchao, et al. Roles of vanes in diffuser on stability of centrifugal compressor [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; Journal of Aerospace Engineering*, 2019, 233(14): 5380-5392.
- [19] GRAPOW F, OLASEK K, LIKIEWICZ G, et al. Experimental study of vaneless diffuser rotating stall development and cell-merging phenomena [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2021, 143(5): 051008.
- [20] 花严红, 李振, 刘兆平. R134a 工质微小流量离心三元叶轮数值设计研究 [J]. *煤矿机械*, 2015, 36(12): 13-16.
- HUA Yanhong, LI Zhen, LIU Zhaoping. Study on numerical design of centrifugal three dimensional impeller of micro flow refrigerant R134a [J]. *Coal Mine Machinery*, 2015, 36(12): 13-16.
- [21] 贺晓希, 宫武旗, 邓俊杰, 等. 叶轮叶顶间隙对离心制冷压缩机性能的影响 [J]. *西安交通大学学报*, 2019, 53(7): 30-37.
- HE Xiaoxi, GONG Wuqi, DENG Junjie, et al. Influence of impeller tip clearance on the performance of centrifugal refrigeration compressor [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2019, 53(7): 30-37.
- [22] 高峰, 潘晓燕, 朱德润. 机载离心式制冷压缩机叶轮级流动仿真研究 [J]. *机械科学与技术*, 2019, 38(6): 963-969.
- GAO Feng, PAN Xiaoyan, ZHU Derun. Simulating flow in pump impeller of airborne centrifugal refrigeration compressor [J]. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2019, 38(6): 963-969.
- [23] SIN J K, KIM K H, KANG S H. The design and performance test of a centrifugal compressor for HFC-134a refrigerant [J]. *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, 2010, 22(3): 139-148.
- [24] SITARAM N, ISSAC J M. An experimental investigation of a centrifugal compressor with hub vane diffusers [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; Journal of Power and Energy*, 1997, 211(5): 411-427.
- [25] HAUPT U, ABDELHAMID A N, KAEMMER N, et al. Excitation of blade vibration by flow instability in centrifugal compressors [C]//ASME 1986 International Gas Turbine Conference and Exhibit. New York, NY, USA: ASME, 1986; V001T01A115.

(编辑 赵炜)