

离心压气机凹槽导流片式机匣处理失速控制研究

高 鹏, 楚武利, 吴艳辉

(西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710072)

摘 要: 针对一种新型的可显著改善原有压气机稳定裕度的机匣处理结构, 进行了时间精确的三维数值模拟, 详细对比分析了带实壁机匣结构和凹槽导流片式机匣处理结构的离心压气机转子叶片顶部区域流场, 以及叶片通道内子午速度沿径向的分布情况, 揭示了凹槽导流片式处理机匣结构的扩稳机理。并通过分析不同参数的凹槽导流片式机匣处理的计算结果, 表明: 轴向叠合量的增大, 对于压气机裕度的改善有利, 而不利于压气机的效率提升; 处理槽深度的减少, 会使压气机稳定裕度有所改善, 但峰值点总压比与失速点总压比都有所降低。

关 键 词: 离心压气机; 凹槽导流片式机匣; 轴向叠合量

中图分类号: TK474.8 文献标识码: A

引 言

压气机转子叶片叶尖区域流场的流动情况直接影响到压气机的整体性能。早在二十世纪七八十年代起对于压气机机匣处理的研究就已经开展, 如周向槽式机匣处理、缝式机匣处理、沟槽式机匣处理等。通过大量实验研究, 得出机匣处理在改进压气机裕度的同时会降低压气机效率的结论。20 世纪 90 年代以来, Cranfield 技术研究院的 Elder RL 等人设计了一种“空气分流器式”机匣处理结构^[1~2], 可使低速风扇的效率和失速裕度都有改善。西北工业大学的杜辉等人在此基础上, 将此结构应用于高速的轴流压气机领域^[3~5], 并进行一系列的试验, 详细对比分析了各几何参数对于处理效果的影响。然而国内外的研究只是针对轴流式压气机的研究, 对于高速离心压气机领域来说研究的成果还很少。本文将对在高速离心式压气机上应用“凹槽导流片式”机匣的情况进行数值模拟研究, 详细对比分析了处

理机匣时和实壁机匣时压气机内部流场情况, 揭示其扩稳机理, 并对不同的轴向叠合量和不同的处理机匣容腔深度等参数的变化, 对于处理机匣改进失速裕度效果的影响也进行了分析。

1 叶轮与处理机匣的结构参数

研究对象为德国宇航研究院的 Krain 实验研究的现代离心压气机半开式后弯型三维 KRAIN 叶轮, 如图 1 所示。其设计条件下的主要性能参数为: 设计转速 22 360 r/min, 设计流量 4 kg/s, 设计总压比 4.5, 绝热效率 83%, 出口叶尖速度 468 m/s, 进口马赫数 0.92。该叶轮由 24 个后弯角为 30°的全叶片组成, 其详细的几何参数可参见文献 [6~8]。

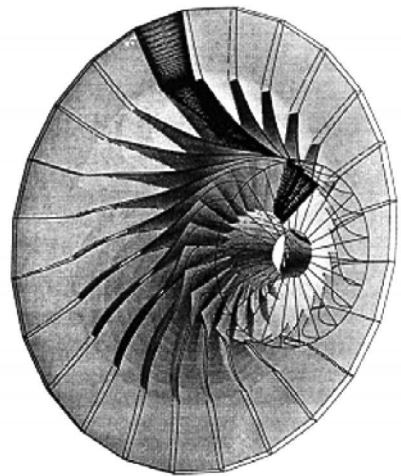


图 1 KRAIN 叶轮结构示意图

为缩短计算时间, 减小计算量, 实际数值模拟中将原始 KRAIN 叶轮的无叶扩压器的长度减小, 缩短

收稿日期: 2007-05-29; 修订日期: 2007-08-15

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50506026)

作者简介: 高 鹏(1981-), 男, 陕西成阳人, 西北工业大学博士研究生。

了 30 mm。凹槽导流片式处理机匣的结构如图 2 所示, 机匣的容腔分段设计, 内置导流叶片和空腔。其设计思路是引导转子叶片尖部气流的走向, 以改变转子叶片尖部进口截面的气流冲角, 推迟叶背气流的分离, 延缓失速, 减少端部的流动损失。在图 2 中, L 为处理机匣容腔轴向长度, L_0 为处理机匣与转子叶片叶尖轴向叠合尺寸。由于离心压气机与轴流压气机的转子叶片结构不同, 故采用与轴流压气机不同的轴向叠合量的定义, 定义相对叠合长度为 $L_0/L \times 100\%$ 。基本轴向叠合量为 40%, 可调为 48%。基本处理机匣容腔深 10 mm, 可调为 8 mm。

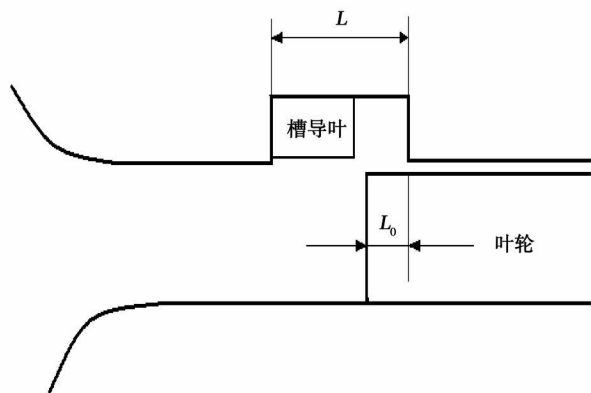


图 2 凹槽导流片式机匣处理结构简图

2 数值模拟方法

数值模拟采用 NUMECA FINE 软件包中的 Eulerian 求解器。应用 Jameson 有限体积差分格式并结合 Spalart-Allmaras 湍流模型对相对坐标系下的三维雷诺平均 Navier-Stokes 方程进行求解, 采用显式四阶 Runge-Kutta 法时间推进以获得定常解, 同时加入二阶和四阶人工粘性系数项以消除数值计算中的伪数值振荡。为提高计算效率, 采用了多重网格法、局部时间步长和残差光顺等加速收敛措施。

数值模拟计算中的边界条件给定如下: 在轮毂、机匣以及叶片等固壁上给定绝热无滑移边界条件, 出口给定 250 kPa 的出口初始背压和不同的出口流量值, 通过出口流量的改变来得到压气机的整条性能曲线。此次计算的网格通过分区网格技术来生成, 分为转子通道, 叶顶间隙, 凹槽导流片机匣 3 部分组成, 转子通道网格采用 HI 网格拓扑结构, 沿径向、周向和子午方向的网格数分别为 $41 \times 33 \times 135$; 叶顶间隙采用蝶型网格, 其沿径向、周向和子午方向的网格数分别为 $13 \times 13 \times 73$; 导流片机匣内采用简单的 H 型网格, 此导流片机匣与叶片通道网格之间

采用 R-S 连接, 总网格数(带机匣处理)为 293 961。

3 计算结果分析与讨论

3.1 凹槽导流片式机匣处理与实壁机匣之间的比较分析

下面将对凹槽导流片式处理机匣和实壁机匣两种情况进行比较分析, 以揭示凹槽导流片式机匣处理是如何达到其设计目标和达成扩稳目的。给定 250 kPa 的出口初始背压, 通过改变出口流量值由设计工况点一直向近失速工况点逼近, 数值计算发散前的最后一个能够得到收敛解的工况点即对应着近失速工况。从图 3 可看出数值计算结果与实验结果符合的很好。采用凹槽导流片式机匣结构时的效率较之实壁机匣时有所下降, 随着压气机工况向着失速点逼近, 2 种机匣结构的效率差值逐渐减小; 凹槽导流片式机匣结构时的总压比较之实壁机匣时都有所降低。然而采用凹槽导流片式机匣处理后, 该压气机的稳定工作范围由原先的流量 3.5 kg/s 进入失速工况变为机匣处理后的流量 3.05 kg/s 时进入失速工况。为了方便比较, 采用 2 种裕度改进百分数的定义。现将流量裕度改进量 $\Delta\Phi_1$ 定义为: $\Delta\Phi_1 = (1 - \Phi_{rs2} / \Phi_{rs1}) \times 100\%$, 其中 Φ_{rs2} 和 Φ_{rs1} 分别对应着凹槽导叶处理机匣结构和实壁机匣结构的失速流量系数。将压比与流量综合考虑, 定义综合裕度改进量 $\Delta\Phi_2$ 为: $\Delta\Phi_2 = (\Phi_{rs1} / \Phi_{rs2} \times \pi_{rs2}^* / \pi_{rs1}^* - 1) \times 100\%$, 其中 π_{rs2}^* 和 π_{rs1}^* 分别代表凹槽导流片处理机匣结构和实壁机匣结构的失速点压升系数。通过计算得出如下结果: 经过机匣处理后, 该离心压气机的流量裕度改进量为 12.8%, 其综合裕度改进量为 17.4%。由此可知凹槽导流片式机匣结构是一种可明显改进原有压气机稳定工作范围的机匣处理结构, 采用处理机匣后, 流经转子叶片的气流在离心力的作用下, 进入机匣处理的处理槽内的第一段空腔内, 然后依靠处理槽内压力梯度和导流叶片的作用, 倒流回处理槽的第二段导流叶片腔, 再从第二段导流叶片腔重新流入主流区, 改变了转子叶片叶顶区域气流的轴向速度, 并减小了冲角, 如图 4 所示。分析扩稳的原因主要是处理机匣的存在使得压气机转子叶尖的一部分气流沿处理机匣倒流回转子前部流场, 从而加大了转子进口处叶片尖部的气流流量, 使得气流以较小的冲角流过转子叶尖通道, 使得失速分离减轻, 延迟了压气机失速的发生。此类机匣处理结构的工作机理, 就是使转子叶尖部失速区的一

部分气流反复使用, 以达到改善叶尖气流流动冲角过大的状态, 延迟失速的发生。

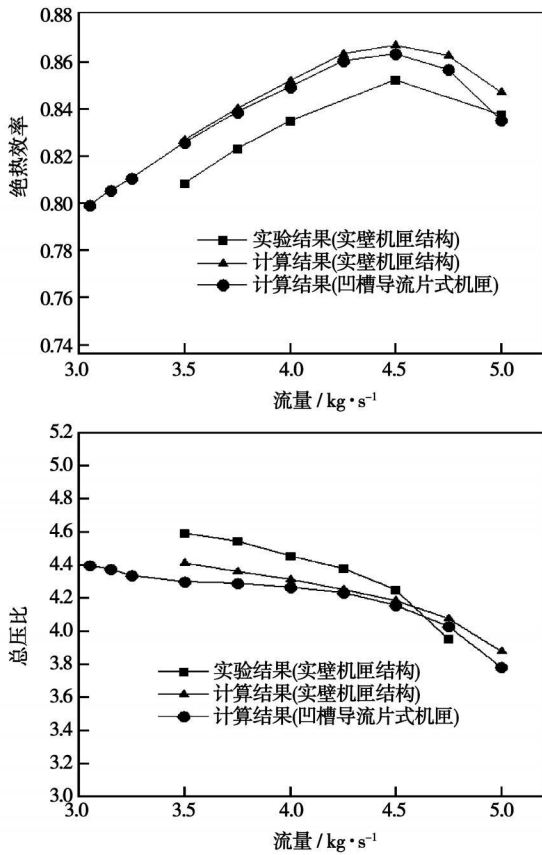


图 3 压气机总性能图

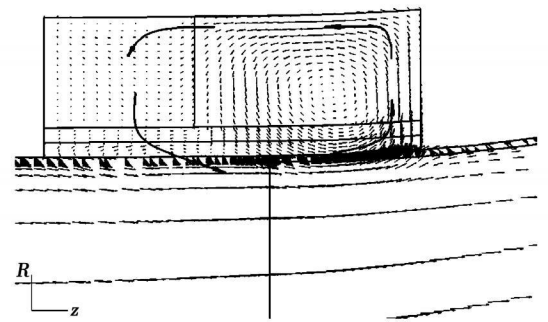


图 4 凹槽导流片式机匣处理内部流动速度矢量图

失速的发生与压气机转子叶片叶顶区域的气流流动状况有着密切地关系, 叶顶区域的流动状况决定着压气机是否会过早进入失速等非稳定状况, 因此对叶顶间隙导致失速的原因进行分析是十分必要的。图 5 为近失速流量状况下压气机叶顶区域间隙泄漏流线及相对总压示意图。从图中可清晰的看出, 通过机匣处理转子叶片尖部的间隙泄漏流动的强度和范围都已明显的减小。实壁机匣时大范围的高强度的叶顶间隙泄漏流动流线, 变为机匣处理后小范围的, 流动强度小的间隙泄漏流动流线; 压气机转子叶顶区域高相对总压的区域的范围以及叶顶区域高相对总压的压力值都有所降低, 由实壁机匣时叶顶有大片最高相对总压值接近 150 kPa 的区域, 变为机匣处理后压气机转子叶顶区域的压力值都有大幅度的降低, 且相对总压值接近 150 kPa 的区域

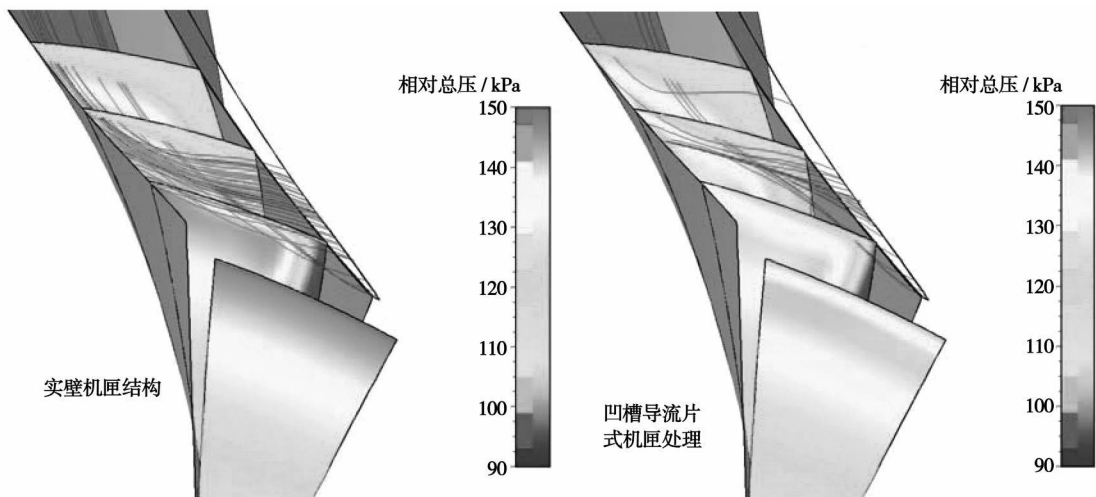


图 5 叶顶泄漏流动流线以及相对总压分布图

范围大幅减小乃至消失, 使得离心压气机沿叶片径向的相对总压变化变得平缓。这说明凹槽导流片式机匣处理有效地削弱了压气机转子叶顶区域间隙泄

漏涡的影响, 并且较好的梳理了叶顶间隙气流泄漏流动, 使气流沿叶片通道主流流动方向流动, 有效减小叶片通道内的阻塞, 减小了主流与低能阻塞团之

间的掺混损失,避免了离心压气机过早的进入失速状态。这点也可以从转子叶片顶部的载荷变化反映出如图6所示。图中横坐标0处为转子叶片

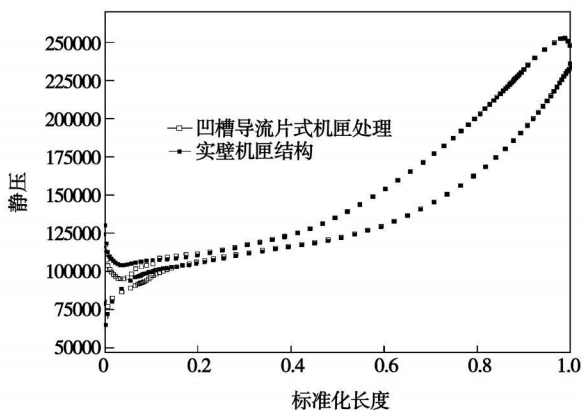


图6 转子叶片顶部载荷分布图

进口,1.0处为转子叶片出口。随着凹槽导流片式机匣结构的应用,在离心压气机叶片进口处附近的转子叶顶区域的叶片静压载荷较之实壁机匣时有所下降,而在压气机转子其它区域的叶顶处的叶片静压载荷变化不大,这是由于此机匣处理结构主要作用于该离心压气机叶片进口区域。总的来说,与实

壁机匣结构相比,凹槽导流片式机匣对转子通道中上游区域低速流场的抽吸作用使得转子叶片叶顶载荷变小,从而削弱了间隙泄漏流动,避免了离心压气机过早地进入失速状态。

图7给出近失速流量点时采用不同的机匣结构后几个叶片通道横截面(近似垂直叶片顶部)上的总压损失云图,这里总压损失定义为: $CP^* 1 = (P_{t, inlet} - P_t) / P_{t, inlet}$ 。其中高损失区对应着叶顶间隙泄漏涡, P_t 为某一截面的相对总压, $P_{t, inlet}$ 为叶片进口相对总压。从图中可看出采用实壁机匣结构时,叶顶间隙泄漏涡的范围沿叶片通道的周向方向逐渐扩大,总压损失大于0.36的高损失区域出现在第二个截面与叶片吸力面的交汇处;相比于实壁机匣结构,经过机匣处理后,这几个横界面的高损失区域不论是沿径向方向还是沿周向方向,其范围与强度都有了一定程度的缩小,尤其是实壁机匣时出现在第二个截面与叶片吸力面的交界处的总压损失大于0.36的区域已减小到几乎无法发现。机匣处理后的情况与实壁机匣时的情况形成鲜明对比,这些变化意味着间隙泄漏涡的强度和范围逐渐减小,使得叶片顶部的气流流动更趋于主流流向,减小叶顶区域的阻塞,从而扩大离心压气机的稳定工作范围。

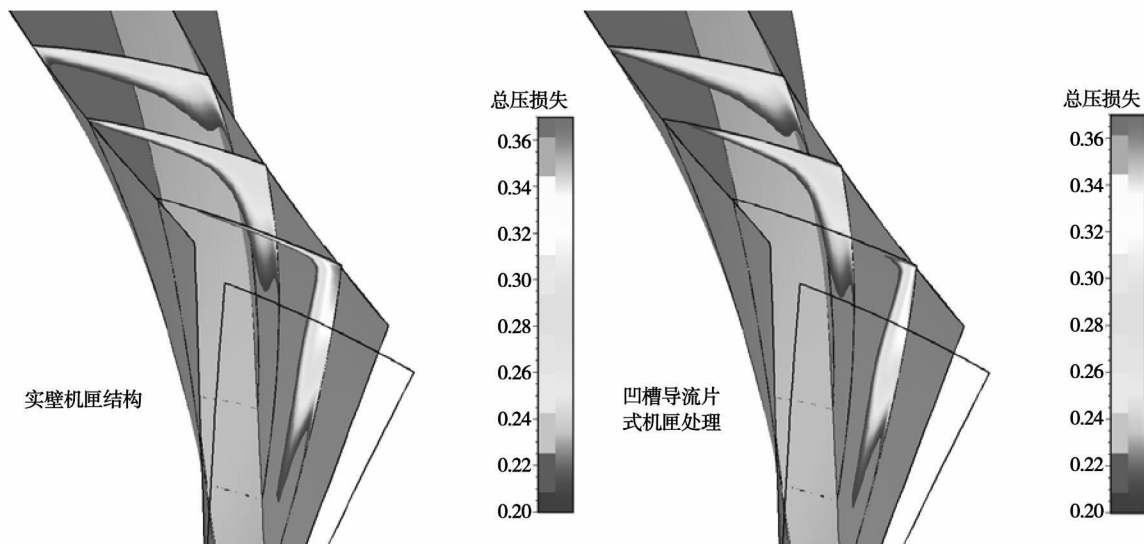


图7 总压损失分布云图

图8为在压气机转子进口截面处子午速度分布情况,为实壁机匣和凹槽导流片式机匣处理在近失速工况下的沿S3流面的子午速度的三维分布图,由于叶片通道顶部附面层的粘性作用和压气机转子叶片叶顶间隙泄漏流动等的综合影响,从图8可看出,

在离心压气机进口截面处,实壁机匣工况下靠近转子叶片叶顶区域的子午速度值很小;然而采用该凹槽导流片式机匣结构后,靠近转子叶片叶顶区域的子午速度值有所增加,而在其它叶高区域,子午速度在经过机匣处理后变化不大。由此可看出此凹槽导

流片式机匣结构主要影响范围是靠近叶片叶顶区域, 通过凹槽导流片式机匣结构的抽吸作用, 抽吸了该离心压气机转子叶顶区域的低能粘性气流团和叶

顶区域由于叶片压力面和吸力面之间压差而产生的间隙泄漏流动气流团, 改善了转子叶片叶顶区域的气流流动状况, 推迟失速的发生。

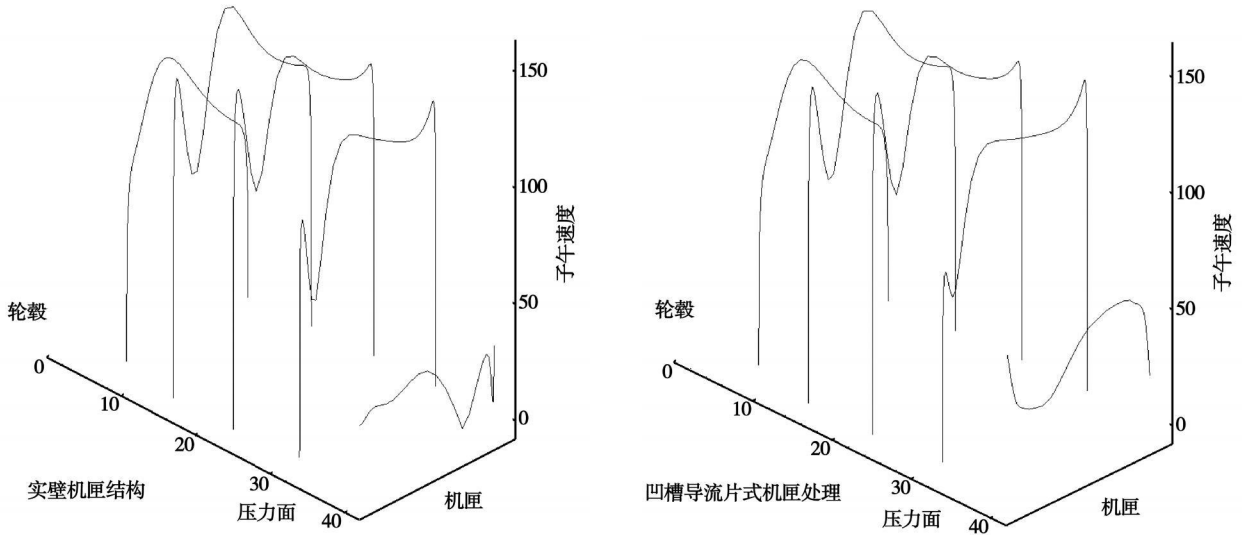


图 8 压气机转子进口截面处子午速度分布图

3.2 不同几何参数的凹槽导流片式机匣处理分析

本文还在不同参数的凹槽导流片式机匣处理结构之间进行了分析。表 1 中 NO1 是基本的凹槽导流片式处理机匣, 机匣槽深 10 mm, 轴向叠合量

40%; NO2 是改动后的处理机匣, 机匣槽深 10 mm, 轴向叠合量 48%; NO3 是另一种改动后的处理机匣, 机匣槽深 8 mm, 轴向叠合量 40%。

表 1 不同参数的凹槽导流片式机匣处理计算结果比较

	流量/ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$		总压比		$\Delta\Phi_1/\%$	$\Delta\Phi_2/\%$	绝热效率	
	效率峰值点	失速点	效率峰值点	失速点			效率峰值点	失速点
NO1	4.5	3.05	4.153 15	4.394 91	12.8	17.4	0.863 054	0.798 949
NO2	4.5	3.05	4.154 21	4.402 34	12.8	17.64	0.859 026	0.795 023
NO3	4.5	3.05	4.149 46	4.371 83	12.8	20.9	0.862 512	0.797 63

通过对比发现, 增大轴向叠合量会使综合裕度值有所增大, 增大量不是很大的原因主要是虽然轴向叠合量增大了 8%, 但对于整个离心压气机叶片来说, 这点增大的尺寸还是很小的。然而随着轴向叠合量的增加, 压气机效率有所下降, 幅度不是很大。而对于降低处理槽深的情况来说, 降低了槽深, 使得压气机稳定工作范围相比于处理槽深 10 mm 的情况几乎不变, 并且不仅未使流量裕度下降, 而且综合裕度改进量有所提升。效率与基本的凹槽导流片式处理机匣 NO1 持平, 但其峰值总压比与失速点总压比都有所下降。

4 结 论

(1) 凹槽导流片式机匣处理通过使压气机转子叶尖的一部分气流沿处理机匣倒流回转子前部流场, 加大了转子进口处叶片尖部的气流流量, 使得气流以较小的冲角流过转子叶尖通道, 失速分离减轻, 延迟了压气机失速的发生, 扩稳效果十分明显, 但随之伴随着原压气机效率的下降。

(2) 轴向叠合量的增大, 对于压气机裕度的改善有利, 而不利于压气机的效率提升; 处理槽深度的减少, 会使压气机稳定裕度有所改善, 但峰值点总压

比与失速点总压比都有所降低。可见适当的设计处理机匣,可在稳定裕度与压气机效率两者之间达到的最优切合点。

(3) 此数值模拟结果是在高速离心压气机 KRAIN 叶轮的研究基础上得到的,此结论是否可用于低速离心压气机领域还有待进一步研究。

参考文献:

[1] ELDER RL. Recess Vane Passive Stall Control [R] . ASME 92-GT-36, 1992.
 [2] 陈菊芳. 国内外航空发动机机匣处理技术研究概况 [J] . 科学与实践, 2007(1): 59-73.

[3] 杜 辉, 朱俊强, 楚武利, 等. 凹槽导流片式机匣处理的结构尺寸优化研究 [J] . 推进技术, 1998, 9(1): 70-74.
 [4] 朱俊强, 杜 辉, 李 军. 带机匣处理的轴流压气机过失速性能研究 [J] . 航空学报, 1998, 19(2): 211-215.
 [5] 袁 巍, 周 盛, 陆亚钧. 压气机间隙流与处理机匣作用的三维数值分析 [J] . 北京航空航天大学学报, 2004, 30(9): 885-888.
 [6] KRAIN H Swirling impeller flow [J] . Turbo machinery, 1988, 110: 122-128.
 [7] KRAIN H A CAD—method for centrifugal impellers [J] . Engineering for Power, 1984, 106: 482-488.
 [8] 席 光. 关于 Krain 实验叶轮几何型线及其流道二次流旋涡结构的讨论 [J] . 工程热物理学报, 2000, 21(4): 440-442.

(编辑 何静芳)

新设计、新结构

用蒸汽强制冷却的汽轮机汽缸的结构特性

《Теплоэнергетика》2008 年 1 月号报道,俄罗斯动力工程面临一个十分复杂的任务,建造并开发具有高的经济性(发电效率达到 42%~45%)以超超临界蒸汽参数工作的新一代烧煤的发电机组。这对经济性方面和满足环保要求上是极为重要的。

基于在整个电站设备结构研制中采用全套先进的技术解决办法、改进整体的热力系统、提高蒸汽初参数和应用耐热材料可以达到高的经济性。

新研制的 350 MW 功率汽轮机装置新蒸汽参数为 29.4 MPa 和 600 °C,中间再热温度为 600 °C。其高压和中压转子打算由在俄罗斯实践中在具有新蒸汽最大容许温度为 540~550 °C 结构材料采用 25×1M1ΦA (P2MA) 钢制造。

为了在超超临界参数(29.4 MPa, 600 °C)下使用这种钢,在设计中规定了对转子和汽缸内壳高温区使用蒸汽进行强制冷却。

对被冷却部件的温度场进行了详细的计算,完成了冷却对汽轮机装置经济性影响的估算。计算表明,采用冷却方式可保证被冷却部件温度不超过容许值,同时,实际上不会改变高压缸和中压缸通流部分的经济性。

(吉桂明 供稿)

太阳能热发电技术与系统= **Solar Energy-based Thermal Power Generation Technologies and their Systems** [刊, 汉] / YANG Min-lin (Education Ministry Key Laboratory on Intensified Heat Transfer and Process Energy Conservation, South China University of Technology, Guangzhou, China, Post Code: 510640), YANG Xiao-xi (Dongguan University of Technology, Dongguan, China, Post Code: 523808), LIN Ru-mou (Institute of Engineering Thermophysics under the Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100080), YUAN Jian-li (North China Electric Power Science Research Institute Co. Ltd., Beijing, China, Post Code: 100045) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(3). — 221 ~ 228

The research on large-scale solar energy-based thermal power generation technologies in China is still in its infancy but in foreign countries it has been going on for many years. The authors have described the technologies in question and their systems, summarizing the research achievements of some Chinese and foreign academics and comparing their advantages and disadvantages. The tower and trough type technologies are most suitable for large-scale solar energy thermal systems. Due to its relatively small power output, the dish type is applicable for distributed energy source systems. Other systems are still in their experimental and research stage. Among the above, the integrated technology of the tower type and the vacuum heat absorption tube technology of the trough type will be the focus for future research. **Key words:** solar energy, solar energy thermal power generation, solar energy thermal collector

离心压气机凹槽导流片式机匣处理失速控制研究= **A Study of the Stall Control Involved in the Casing Treatment of a Centrifugal Compressor with Recessed Guide Vanes** [刊, 汉] / GAO Peng, CHU Wu-li, WU Yan-hui (College of Power and Energy Source, Northwestern Polytechnical University, Xi'an, China, Post Code: 710072) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(3). — 229 ~ 234

The authors have conducted an accurate time-variant three-dimensional numerical simulation with respect to a new type casing treatment structure that can remarkably improve the stability margin of the original compressor. A detailed comparison and analysis was performed of the flow fields in the blade tip region of a centrifugal compressor with a solid-wall casing structure and recessed guide vane type casing treatment structure. The meridian speed distribution inside the blade passages in the radial direction is also analyzed, thus revealing the diffusion stabilization mechanism of the casing treatment structure with recessed guide vanes. An analysis of the calculation results of casing treatment with recessed guide vanes of different parameters shows that the increase in the axial overlapping amount is favorable for improving the stability margin of the compressor but unfavorable for enhancing its efficiency. The decrease of the groove depth will somehow improve the stability margin of the compressor. The total pressure ratios at both the peak and the stall point, however, will be somewhat reduced. **Key words:** centrifugal compressor, recessed guide vane type of compressor casing, axial overlapping amount

燃烧室预混段燃烧/空气混合规律的数值研究= **A Numerical Study of the Fuel/air Mixing Law Specific to the Premixing Section of a Gas Turbine Combustor** [刊, 汉] / LI Yu-hong, SUN Bao-cheng, QI Hai-ying (Department of Thermal Energy and Engineering, Education Ministry Key Laboratory on Thermal Sciences and Thermal Energy Power Engineering, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(3). — 235 ~ 239

The uniform mixing of fuel and air plays a decisive role in the technology of dilute-state homogeneous-phase premixed combustion. By adopting a numerical simulation method, studied was the fuel and air mixing process under various operating conditions in a premixed section with a cylindrical jet flow. The research results show that the increase of the premixed section length, decrease of the fuel nozzle diameter as well as the reduction of gas average speed and the enhancement of gas turbulence can all improve the mixing ability of the premixing section. The unified quantitative relations of all the main parameters were obtained by a study and used to forecast the fuel and air mixing state under other conditions through extrapolation. The research results are of major reference value for the understanding of the mechanism governing the premixing process and the design of a gas turbine combustor. **Key words:** gas turbine, combustor, mixing non-uniformity, numerical simulation