

文章编号: 1000-8055(2009)02-0432-07

双级离心压气机回流器流动特点分析

高 星, 刘宝杰

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院 航空发动机气动热力重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 设计了高负荷的双级离心压气机回流器, 采用数值模拟的方法, 分析了回流器内部主要流动结构, 及其流动机理. 基于对流动机理的认识, 进一步对比分析了进口流场, 叶片数, 负荷分布形式对回流器流动结构和性能的影响. 结果表明, 改善进口流场、增加叶片数能够抑制回流器内部的二次流, 增加回流器出口流场均匀性; 负荷分布形式对回流器流动结构和性能影响较大, 前加载的负荷分布形式能够得到更好的性能.

关 键 词: 双级离心压气机; 回流器; 二次流; 负荷分布

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Analysis of the flow in return vanes of a two-stage centrifugal compressor

GAO Xing, LIU Bao-jie

(National Key Laboratory on Aero-Engines, School of Jet Propulsion,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: To examine the influences of some typical design parameters (the inlet flow condition, blade number, and vane loading distribution) on the performances of the return vanes in a two-stage centrifugal compressor, a series of return vanes were designed and analyzed numerically by 3-D viscous code. It was found that the secondary flows in the return vane were usually very strong; however, improving the inlet flow uniformity, increasing the blade number and optimizing the vane loading distribution could weaken the secondary flows. Among these approaches, the effect of changing the vane loading distribution was most significant. Generally, the forward loading return vane could achieve higher total pressure recovery coefficient and much more uniform discharge flow than the backward loading return vane.

Key words: two-stage centrifugal compressor; return vane; secondary flow; loading distribution

涡轴发动机作为直升机的动力装置已经发展到第四代. 目前比较先进的涡轴发动机广泛采用了双级离心压气机这种压气机结构形式, 这是由于双级离心压气机具有结构简单、成本低、裕度高等优点, 而且其效率并不低于多级轴流与离心组

成的组合压气机^[1].

回流器是双级离心压气机中的重要部件, 其作用是将扩压器出口的不均匀气流经过转向与整流, 调整成为近似轴向的气流提供给第二级转子. 回流器在整个双级离心压气机中起到了承上启下

收稿日期: 2008-01-08; 修订日期: 2008-06-20

基金项目: 航空支撑基金(04B51004)

作者简介: 高星(1980-), 男, 河北唐山人, 博士生, 主要从事离心/斜流压气机气动设计及内部复杂流动研究.

的关键作用,其设计的是否合理直接关系到整个压气机的效率、裕度,以及两级压气机的匹配。

回流器通道狭长、内部流动复杂,存在非常明显的二次流,如何抑制回流器中的二次流是回流器设计的主要难点。双级离心压气机的第一级转子由于比转速较高,使得激波损失、叶尖泄漏损失及各种损失的相互作用急剧增加,导致损失较大且内部流动复杂,出口流场极不均匀^[2-3]。高比转速导致第一级转子与径向扩压器设计难度加大的同时,还使得回流器设计难度明显增加。高比转速一方面导致回流器进口流场更不均匀,端壁边界层很厚;另一方面导致回流器内部气流折转程度增加,这两方面的原因加剧了回流器内部二次流的发展。

目前国内外对回流器开展了一定的研究,但是公开发表的对回流器设计方法的研究非常少^[4]。本文利用自行发展的一套适用于双级离心/斜流压气机气动设计程序,以及基于 Denton 程序发展的、经过校验的离心/组合压气机三维计算流体力学(CFD)软件,设计并分析了回流器的内部流动结构和流动机理,对比分析了叶片数和负荷分布等关键设计参数对回流器性能的影响,希望有助于深化对回流器流动特点、机理以及设计方法的认识。

1 计算方法

采用给定叶片负荷分布的气动设计方法,设计了一系列具有相同设计指标的回流器。根据与斜流转子和径向扩压器匹配的要求,回流器的具体设计参数见表 1。由于回流器叶片高度较小,通

道比较狭长,设计中所有回流器都采用展向直叶片。为了比较不同设计参数对回流器设计的影响,对一些设计参数进行了对比分析,主要包括负荷分布规律、叶片数、进口条件等。

回流器设计中环量沿流向导数 $\partial r \overline{V_\theta} / \partial m$ 的分布与回流器负荷分布之间存在着如下的对应关系^[5]。

$$h^+ - h^- = \frac{2\pi}{B} W_{mbl} \frac{\partial r \overline{V_\theta}}{\partial m}$$

(1)

其中 h^+ 代表压力面静焓; h^- 代表吸力面静焓; B 代表叶片数; W_{mbl} 代表子午面速度; m 代表子午面流线长度; $\overline{V_\theta}$ 代表周向平均的周向速度。

设计中采用了不同的负荷分布规律,负荷沿流向的分布主要集中在叶片前部的称为前加载设计,使负荷主要集中在叶片后部的情况称为后加载设计。图 1 给出了流道以及两种不同负荷分布形式的回流器叶片中间截面叶型。为了比较回流器叶片数对流动的影响,比较了叶片数从 12 片增加到 48 片等四种情况下回流器的性能。

表 1 回流器具体参数

Table 1 Parameters of return vanes

参 数	数值
设计流量/ (kg/ s)	4.5
进口半径/ mm	172
出口半径/ mm	100
进口安装角/ (°)	52
出口安装角/ (°)	0

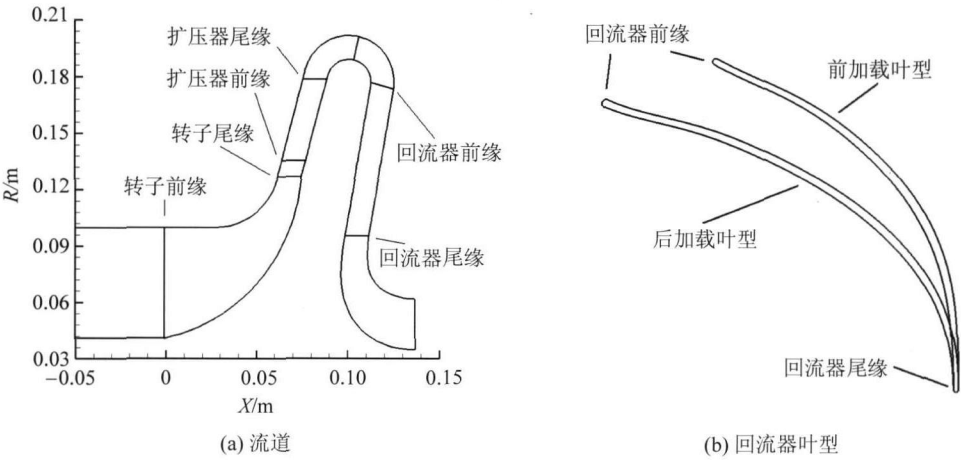


图 1 回流器叶型比较

Fig.1 Blades of return vanes

计算采用了基于 Denton 程序发展的离心/组合压气机三维 CFD 软件,新程序大大扩展了原有的计算功能,改进了其掺混面和湍流模型等,使得计算的收敛速度大大加快,计算结果也更为可靠.进口条件给定均匀的总温、总压和气流角分布,同时为了对比进口条件对回流器内部流动的影响,其中的一组结果采用了在与扩压器联算结果中提取的非均匀的回流器进口条件.如图 2 所示,网格采用简单 H 型网格,通过在前后缘加密来刻画其几何形状.回流器通道内网格数为 $37 \times 250 \times 38$ (周向 $\times$ 流向 $\times$ 展向).

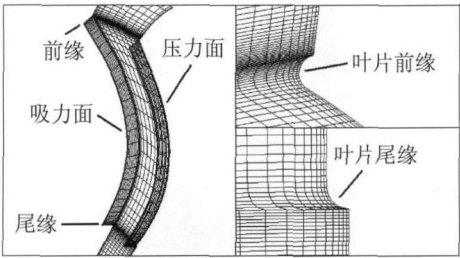


图 2 计算网格

Fig. 2 Computational mesh

2 结果分析

2.1 回流器内部二次流分析

回流器由于通道狭长,叶片表面及端壁的边

界层比较厚,加上不均匀来流条件的影响,使其内部二次流动非常强烈.图 3 中给出了回流器叶片根、中、尖 3 个截面的熵值与流线.图中可以看出,叶尖、叶根两个端壁熵值较大,主要是由于端壁区的摩擦损失造成的.叶片表面由于摩擦同样带来较大损失,尤其是叶中截面吸力面后段损失明显增加.根尖两个端壁区形成非常明显由压力面向吸力面的周向迁移,周向迁移的二次流在吸力面与轮毂和机匣的两个角区堆积后,沿着叶片吸力面由叶片两端向叶中截面迁移,两股二次流在叶中相遇并且堆积,在此处掺混形成较大的损失,这是叶中截面吸力面后段损失急剧增加的主要原因.图 4 给出了回流器出口与流向垂直截面熵值与二次流流线,从中可以非常明显的看出回流器内部的二次流结构,同时显示出主要的损失来源.由于在回流器两个端壁形成压力面到吸力面的二次流迁移,造成两个端壁区出口气流角表现为过转,而在叶中截面由于端壁的二次流迁移与堆积,叶片边界层发展迅速,叶中截面的出口气流角表现出较大的落后角,由于以上影响使得回流器出口气流角分布非常不均匀,而回流器出口流动的均匀性,尤其是气流角沿展向的分布,对第二级转子叶轮的效率与工作状态有着十分重要的影响,因此改善出口气流角的均匀性是回流器设计

的重点.

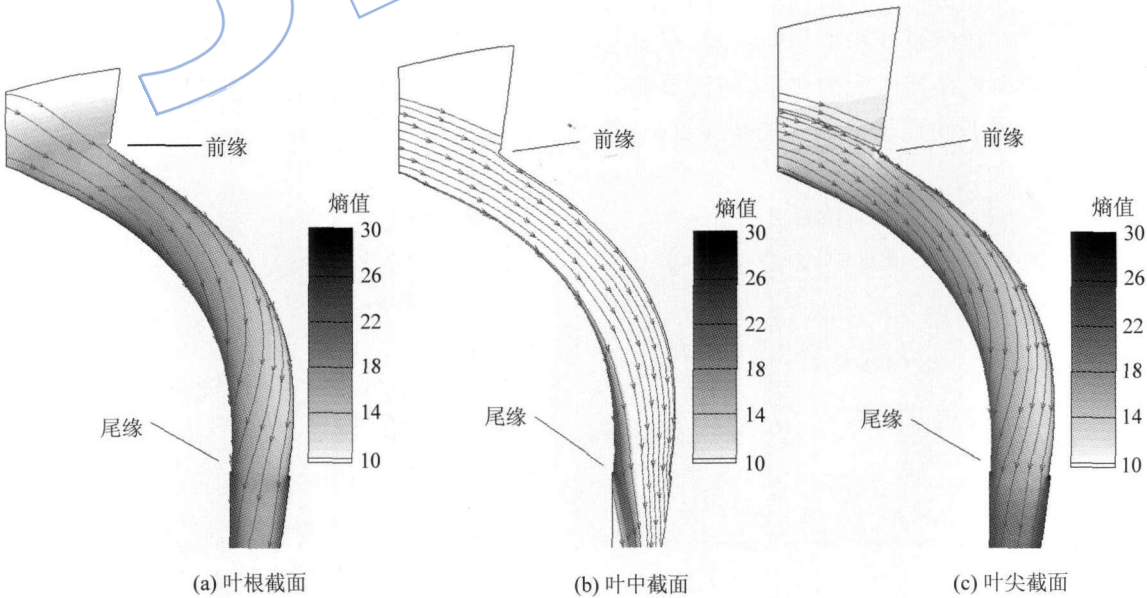


图 3 回流器 S_1 流面熵值及流线(设计点)

Fig. 3 Entropy and streamlines on S_1 surface (Design point)

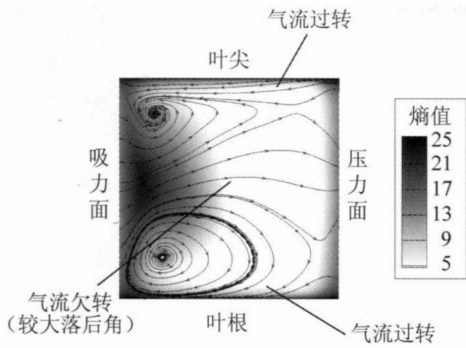


图 4 回流器出口熵值及速度矢量 (设计点)

Fig. 4 Entropy and velocity vector on outlet surface (Design point)

2.2 进口条件的影响

回流器进口来流非常不均匀,主要是由于在高负荷双级离心压气机中,第一级叶轮、径向扩压器负荷很高,导致径向扩压器出口的流动本身非常不均匀,同时扩压器出口气流需要经过弯道进行子午流面 180° 左右的转弯后才会到达回流器的进口,在弯道中由于两个端壁的摩擦损失,在回流器进口自然会形成两个端壁由于总压损失很大而总压偏低,而叶中总压较高的进口来流条件,同时气流角也表现出强烈的不均匀性. 为了比较来流总温、总压分布对回流器内部流动的影响,在计算中给定了两种进口条件,一种采用从扩压器、回流器联算结果中提取出的回流器进口总压、总温分布,一种给定了均匀的进口总压总温、分布. 图 5 给出了不同进口条件下回流器出口气流角的分布. 计算结果表明均匀的进口总压、总温分布能够有效提高回流器出口气流角分布的均匀性,但是这种改善的作用比较有限,并不能从根本上消除回流器内部的强烈二次流.

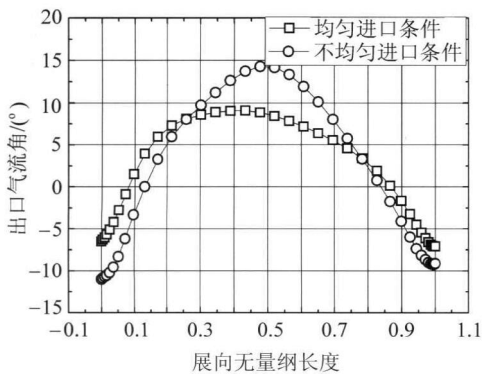


图 5 不同进口条件下回流器出口气流角分布 (设计点)

Fig. 5 Outlet flow angle at different inlet condition (Design point)

在回流器进口除了总压、总温分布不均匀,气流角分布也非常不均匀,实际中回流器叶根、叶中、叶尖截面往往处在不同的攻角情况下. 为了分析进口攻角对回流器流动的影响,分别计算了回流器进口 $+5^\circ, 0^\circ, -5^\circ$ 攻角情况下回流器的内部流动. 图 6 给出不同攻角情况下回流器出口气流角的分布. 计算结果表明,回流器受到攻角的影响较小,一方面由于回流器进口马赫数比较低,对进口攻角并不敏感,同时由于回流器叶片较长,通道狭长,所以进口攻角对于出口气流的影响非常有限.

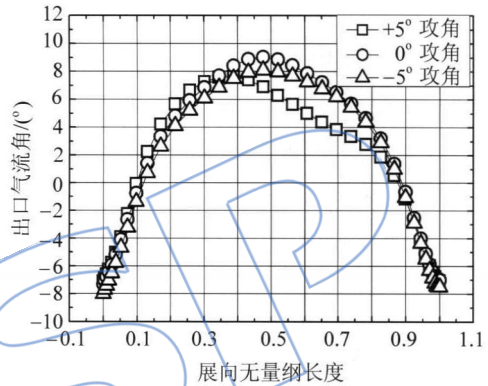


图 6 不同攻角情况下回流器出口气流角分布 (设计点)

Fig. 6 Outlet flow angle at different incidence condition (Design point)

在回流器设计中一方面应该通过合理设计第一级转子、径向扩压器与弯道,综合考虑各部件间相互影响,使回流器进口流场最大程度的保证均匀,可行的方法包括合理给定叶轮负荷分布规律、减小叶轮尖部加功量等. 另一方面,在实际设计中,很难保证回流器进口总压、总温、气流角等关键设计参数的分布完全均匀,因此在改善前面部件设计的同时必须从回流器本身的设计出发,尽量减弱其中的二次流. 设计中必须根据回流器实际的不均匀进口条件进行设计,调整叶片进口安装角等参数,同时必须对回流器叶片数,负荷分布等关键设计参数进行合理的分析.

2.3 叶片数的影响

为了比较叶片数对回流器流动的影响,计算对比了一组具有相同叶型、不同叶片数的回流器,叶片数从 12 片增加到 48 片. 图 7 中给出了回流器出口气流角和总压沿展向的分布, B 表示回流器的叶片数. 通过对比可以看出,随着叶片数的增加,回流器出口气流角分布趋于均匀,说明增加叶

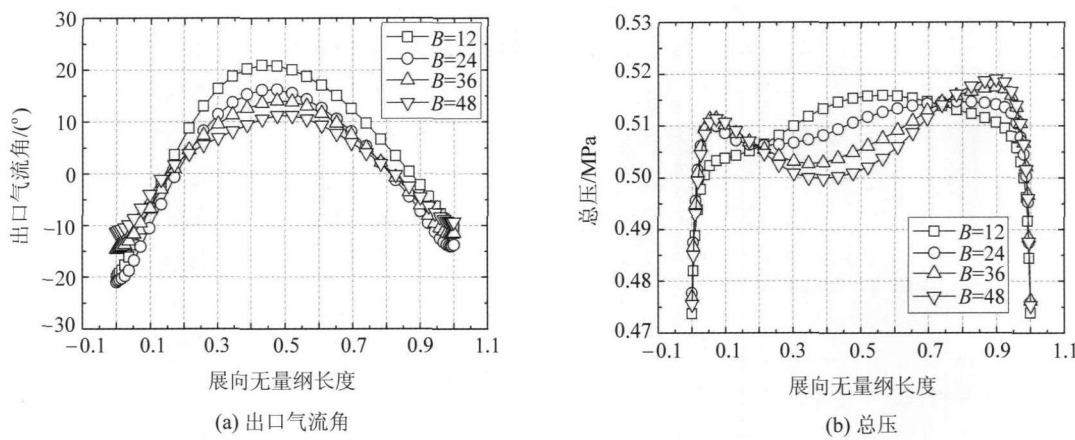


图 7 不同叶片数情况下回流器出口气流角和总压分布 (设计点)

Fig. 7 Outlet flow angle and total pressure in return vanes with different blade numbers (Design point)

片数对于抑制回流器内部二次流能够起到一定作用. 通过对比不同叶片数的回流器内部流动结构可以发现, 增加叶片数并不能改变回流器内部的流动结构, 回流器内部的二次流依然非常强烈, 因此, 增加叶片数对抑制回流器内部的二次流动的作用是有限的, 并不能从根本上解决问题. 对比出口总压的分布可以看出, 随着叶片数的增加, 两个端壁的总压有所上升, 而叶片中部的总压明显下降, 这是由于叶片数的增加导致叶片表面摩擦损失增加. 摩擦损失是回流器主要的损失来源之一, 由于两个端壁边界层较厚流量较小, 叶高中部流量较大, 因此两端总压的提高所带来的影响远没有叶高中部总压降低的影响明显, 因此增加叶片数将导致回流器总的总压恢复系数降低. 在回流

器设计中应该适当选择叶片数, 在降低叶片负荷减弱二次流与减小叶片摩擦损失之间进行折衷.

2.4 负荷分布的影响

根据给定不同的负荷分布形式, 设计了前加载与后加载两种叶型, 见图 1. 图 8 给出了两种回流器叶根截面的马赫数与流线分布. 两种叶型在叶根都出现了非常明显的周向迁移, 在后加载叶轮中周向迁移出现的位置比较靠后, 但是在出口段周向迁移加剧, 因此上后加载并没有能够改善回流器内部的周向二次流. 后加载回流器内部的马赫数明显高于前加载回流器, 这主要是由于回流器内部流体由大半径向小半径处运动, 在环量不变的情况下, 随着半径的减小周向速度分量会迅速增加, 而前加载回流器在叶片的前段将流动

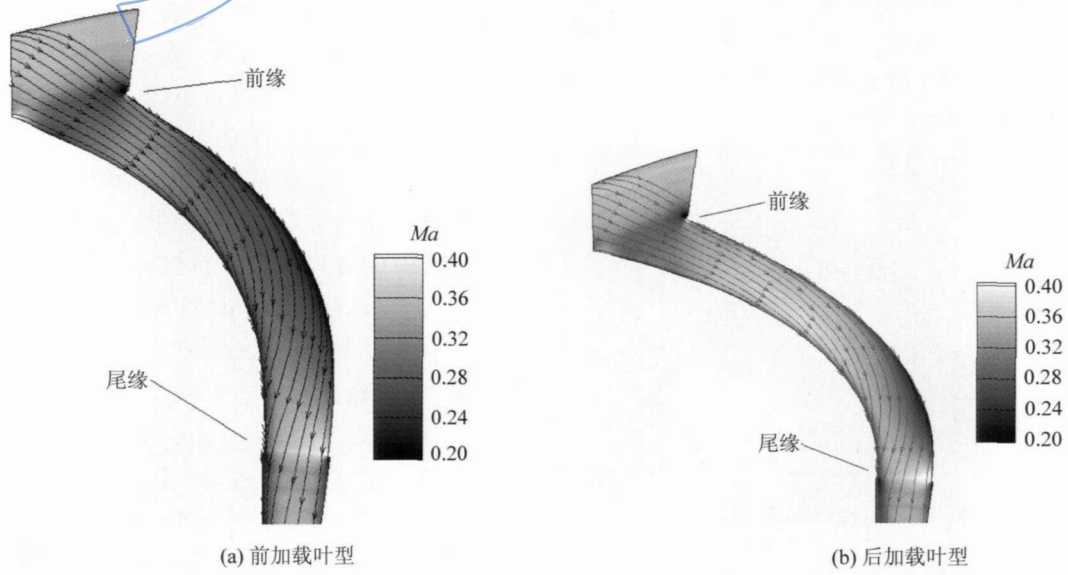


图 8 叶根截面回流器马赫数与流线 (设计点)

Fig. 8 Mach number and streamlines on near hub surface (Design point)

的周向速度分量大大降低,减弱了由大半径向小半径流动过程中周向速度的快速增加,从而使绝对速度没有出现较大的增加.较高的马赫数使得后加载回流器端壁的摩擦损失更大,比较两者的熵增可以发现后加载回流器叶根截面的熵值明显较大.在扩压器中摩擦损失是损失的主要来源,因此前加载回流器的损失要明显小于后加载回流器.叶尖截面的情况与叶根截面类似,同样存在着后加载回流器内部流动马赫数较大导致的损失增加,同时后加载并不能明显抑制回流器内部的二次流.图 9 给出了叶中截面两种回流器马赫数与流线的分布.在后加载回流器的出口段损失突然加大,出口气流表现出非常大的落后角,这是由于

后加载回流器在叶片后段弯角较大,造成叶片吸力面边界层发展迅速,同时由于两个端壁二次流的堆积进一步加剧了此处的损失,使得出口落后角明显增加.

图 10 给出了两种回流器出口气流角和总压沿展向的分布情况.比较两种负荷分布方式的回流器出口气流角的分布,可以看出前加载回流器出口气流角的分布情况明显要好于后加载回流器,主要表现在叶片中部的落后角较小,采用前加载设计对回流器出口气流角的分布均匀性的改善是非常明显的.同时前加载通过降低叶片通道中的马赫数使得回流器的总压恢复系数得到提高,在图 11 中可以明显的看出.

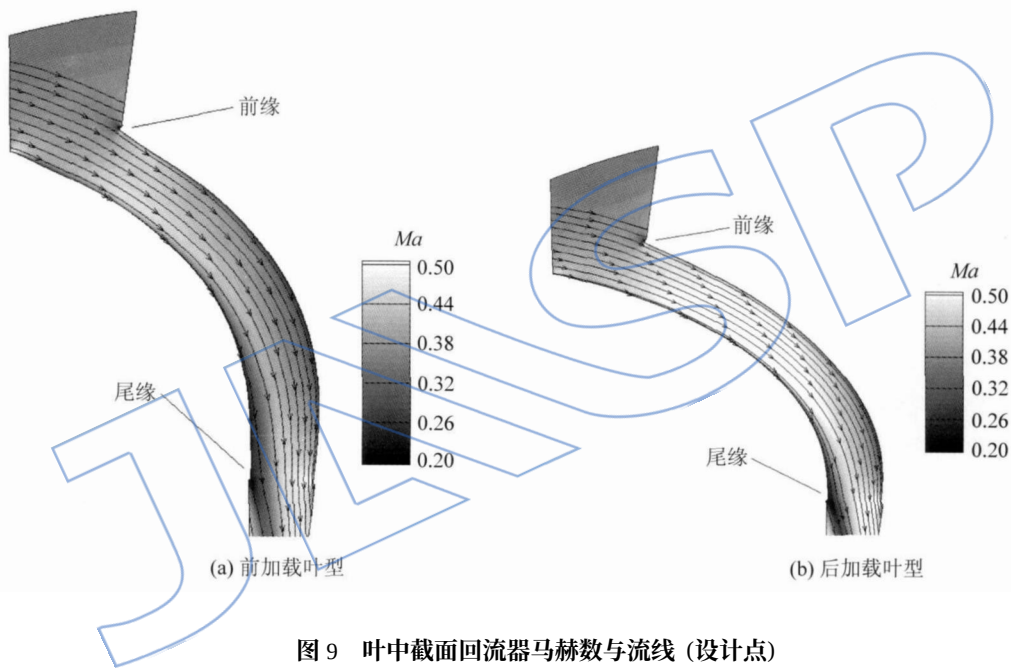


图 9 叶中截面回流器马赫数与流线 (设计点)
Fig.9 Mach number and streamlines on mid-span surface (Design point)

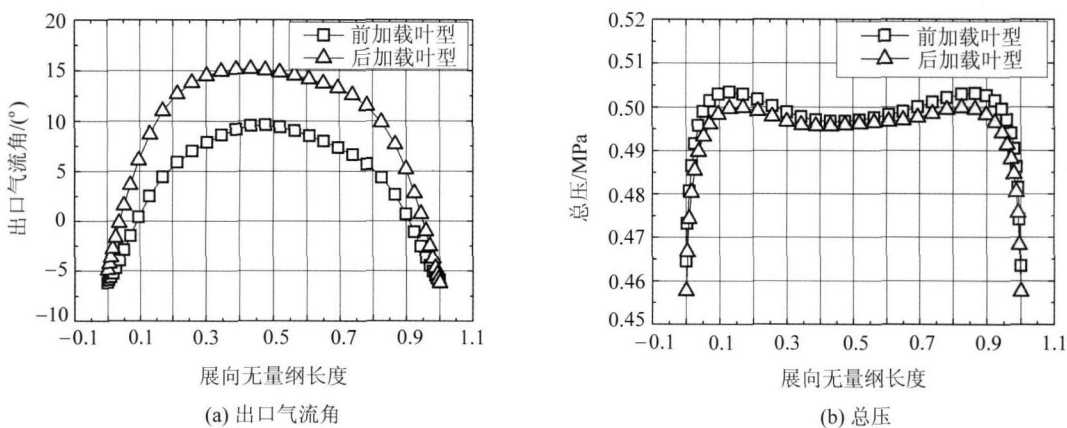


图 10 回流器出口气流角与总压分布 (设计点)

Fig.10 Outlet flow angle and total pressure in return vanes with different loading distribution (Design point)

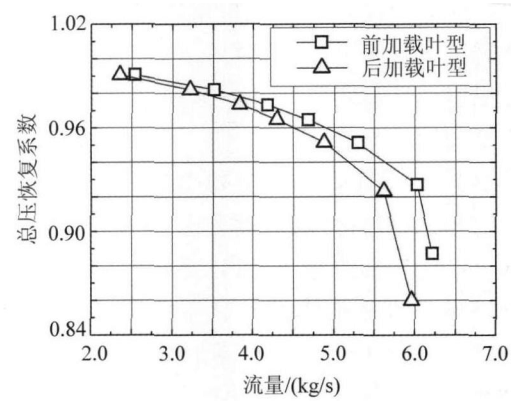


图 11 回流器特性

Fig. 11 Performances of return vanes

3 结 论

为了分析回流器内部流动特点及其内在流动机制,本文采用基于 Denton 程序发展的离心/组合压气机三维 CFD 软件,对一系列回流器的内部流动进行数值模拟,通过对比分析得到以下结论:

- 1) 回流器内部存在非常强烈的二次流,端壁的二次流周向迁移使得在通道内部形成两个旋转方向相反的二次流旋涡,设计回流器的关键是减弱其中的二次流动,保证出口的均匀性.
- 2) 改善回流器入口流场的均匀性能够在一定程度上减弱回流器内部二次流,降低回流器的

损失,但总的效果有限.

3) 增加回流器叶片数能够改善回流器出口流场的均匀性,但是明显增加了摩擦损失,导致回流器总压恢复系数降低.

4) 回流器的负荷分布方式对回流器流动结构和性能具有重要的影响,前加载负荷分布形式能够获得更高的总压恢复系数,以及更均匀的出口流场.

参考文献

[1] Palmer D L , Waterman W F. Design and development of an advanced two-stage centrifugal compressor[J]. Journal of Turbomachinery , 1995 , 117(2) : 205-212.

[2] Rodgers C. High specific speed , high inducer tip Mach number centrifugal compressor [R]. ASME Paper 2003-38949 , 2003.

[3] Matoušek O , Nevečrál J , Hanus D , et al. Two-stage single-shaft centrifugal compressor advanced design [R]. ISABE-2005-1222 , 2005.

[4] Veress A , Van Den Braembussche R. Inverse design and optimization of a return channel for a multistage centrifugal compressor[J]. Journal of Fluids Engineering , 2004 , 126(5) : 799-806.

[5] Zangeneh M. A compressible three-dimensional design method for radial mixed flow turbomachinery blades[J]. Journal of Numerical Methods in Fluids , 1991 , 13(5) : 599-624.