

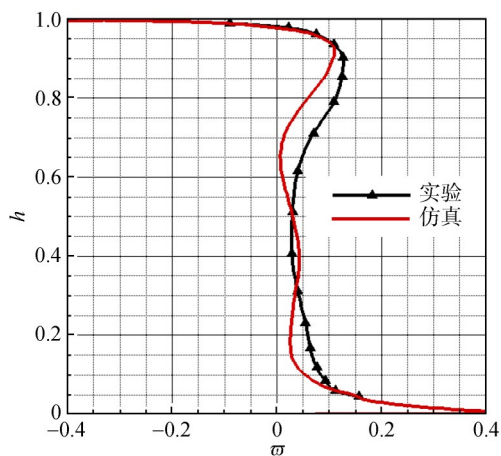


图7 设计点静子总压损失系数的实验值及仿真值对比
Fig.7 Total pressure loss coefficients of the stator of the test and CFD results at design point

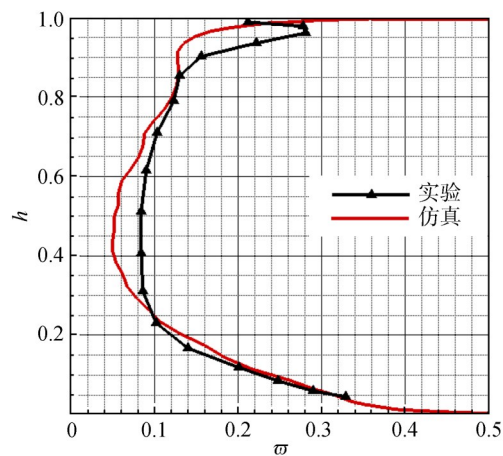


图8 近失速点静子总压损失系数的实验值及仿真值对比
Fig.8 Total pressure loss coefficients of the stator of the test and CFD results at near stall point

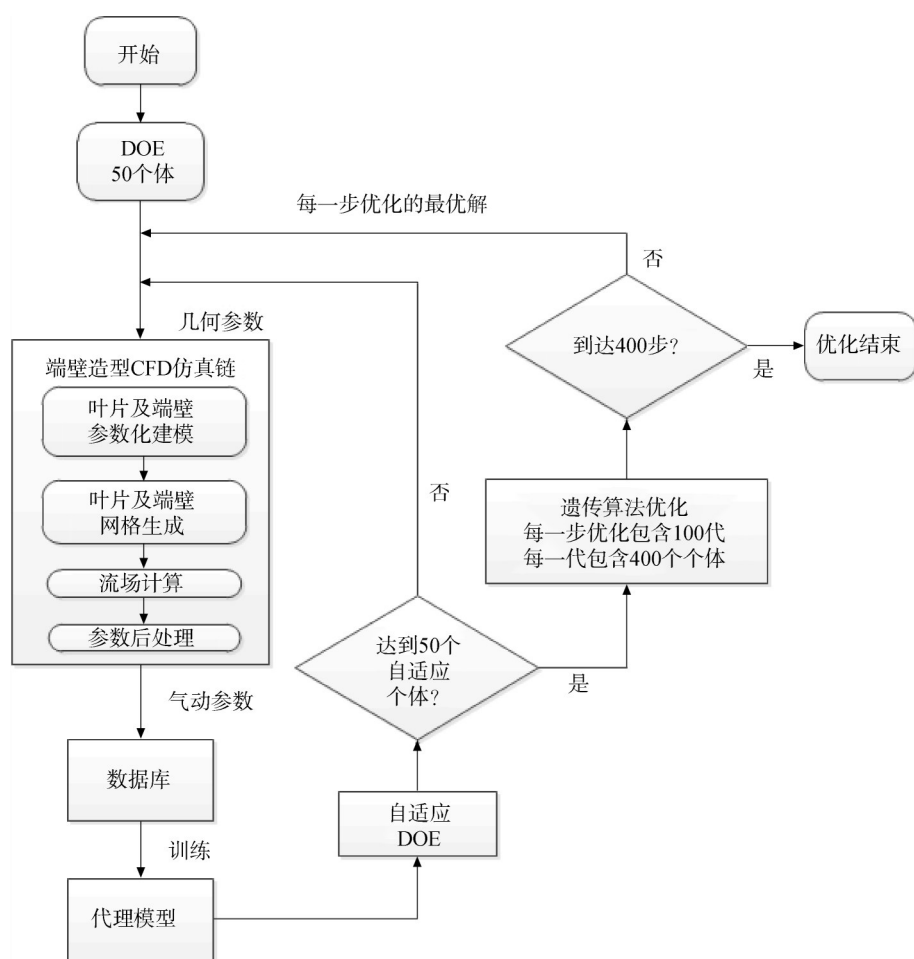


图9 优化设计流程图

Fig.9 Optimization design flow chart

时间较长的CFD模型,代理模型的计算时间很短,因而代理模型被用在遗传优化中。遗传优化共计400步,每步优化包含100代,每代包含400个个体,即每步优化要计算40 000个个体,这些个

体是通过代理模型进行计算的,每步优化后得到的基于代理模型最优个体进行CFD仿真,得到的仿真结果加入数据库,并对代理模型继续进行训练,更新的代理模型进行下一步的遗传优化,这样

循环迭代 400 步优化。

2.4 优化方案

制定了全叶高总压损失系数作为目标函数的优化方案和局部叶高总压损失为目标函数的优化方案。具体的优化方案和目标函数见表 2,方案中的 MP 表示多状态点(multi-point),各参数以原型静子的 CFD 仿真结果作为参考值进行无量纲化,总压损失系数下标中的 DP 表示设计点,NS 表示近失速点。

共包含两类优化方案:第一类为传统的全叶高总压损失系数作为目标函数;第二类为本文提

出的近端壁的局部叶高总压损失系数作为目标函数,端壁造型位置是轮毂端壁和机匣端壁,因而在考察端壁造型后的叶片性能时,也是同时关注轮毂附近的局部总压损失系数和机匣附近的局部总压损失系数。为了研究局部叶高为目标函数时,局部叶高的选取范围对优化结果的影响,制定了上下端壁各 10% 叶高、20% 叶高、30% 叶高、40% 叶高和 50% 叶高的总压损失系数方案。对设计点和近失速点的总压损失系数进行同时监测,定义的目标函数为设计点和近失速点总压损失系数的加权平均。

表 2 优化方案及目标函数
Table 2 Optimization schemes and objective functions

优化方案	目标函数
MPt	$\varpi_{MPt} = \frac{1}{2} \left(\frac{\varpi_{t,DP}}{0.0471} + \frac{\varpi_{t,NS}}{0.1224} \right)$
MP1	$\varpi_{MP1} = \frac{1}{4} \left(\frac{\varpi_{0.1,DP}}{0.1306} + \frac{\varpi_{0.9,DP}}{0.0860} + \frac{\varpi_{0.1,NS}}{0.3064} + \frac{\varpi_{0.9,NS}}{0.1712} \right)$
MP2	$\varpi_{MP2} = \frac{1}{4} \left(\frac{\varpi_{0.2,DP}}{0.0743} + \frac{\varpi_{0.8,DP}}{0.0878} + \frac{\varpi_{0.2,NS}}{0.2400} + \frac{\varpi_{0.8,NS}}{0.1465} \right)$
MP3	$\varpi_{MP3} = \frac{1}{4} \left(\frac{\varpi_{0.3,DP}}{0.0574} + \frac{\varpi_{0.7,DP}}{0.0646} + \frac{\varpi_{0.3,NS}}{0.1912} + \frac{\varpi_{0.7,NS}}{0.1306} \right)$
MP4	$\varpi_{MP4} = \frac{1}{4} \left(\frac{\varpi_{0.4,DP}}{0.0525} + \frac{\varpi_{0.6,DP}}{0.0502} + \frac{\varpi_{0.4,NS}}{0.1571} + \frac{\varpi_{0.6,NS}}{0.1165} \right)$
MP5	$\varpi_{MP5} = \frac{1}{4} \left(\frac{\varpi_{0.5down,DP}}{0.0494} + \frac{\varpi_{0.5up,DP}}{0.0449} + \frac{\varpi_{0.5down,NS}}{0.1341} + \frac{\varpi_{0.5up,NS}}{0.1034} \right)$

3 优化设计结果

3.1 端壁形式

图 10 给出了各优化方案的目标函数的优化收敛历史,经过 400 步的优化,各优化方案得到的端壁几何形式如图 11 和图 12 所示,图中 Δr 表示优化后的端壁几何与原型压气机的端壁几何的差值,单位为 mm。

可以发现随着端壁造型关注的局部叶高范围逐渐增加,优化得到的造型幅值逐渐减小,MP1 方案的造型幅值最大,MPt 方案和 MP5 方案的造型幅值均较小。MPt 方案的目标函数是全叶高总压损失系数,而 MP5 方案的目标函数是上下各 50% 叶高的总压损失系数,可见虽然两者都关注到了全叶高的总压损失系数,但是优化结果并不相同。

3.2 总压损失系数

MP1~MP5 优化方案在设计点和近失速点得到的总压损失系数分布如图 13 和图 14 所示,表 3 和表 4 分别给出了 5 种优化方案的各总压损失系数与原型相比的降低程度。

从设计点总压损失系数的径向分布来看,在 0.85 叶高以上,MP1 方案的总压损失系数是最低的,而 MP2 的总压损失比原型的总压损失略低,MP2 的总压损失系数与原型的总压损失系数在 0.85 叶高以上几乎是重合的,其他 3 个方案的总压损失系数均高于原型,MP5 方案的总压损失系数最大,即 MP3、MP4、MP5 三种优化方案对 $\varpi_{0.9}$ 和 $\varpi_{0.8}$ 均为负优化,具体数值列于表 3。在 0.55~0.85 叶高之间,5 个优化方案中,MP1 方案的总压损失系数是最大的,MP5 方案的总压损失系数是最小的,MP4 方案的总压损失系数是第二小的,

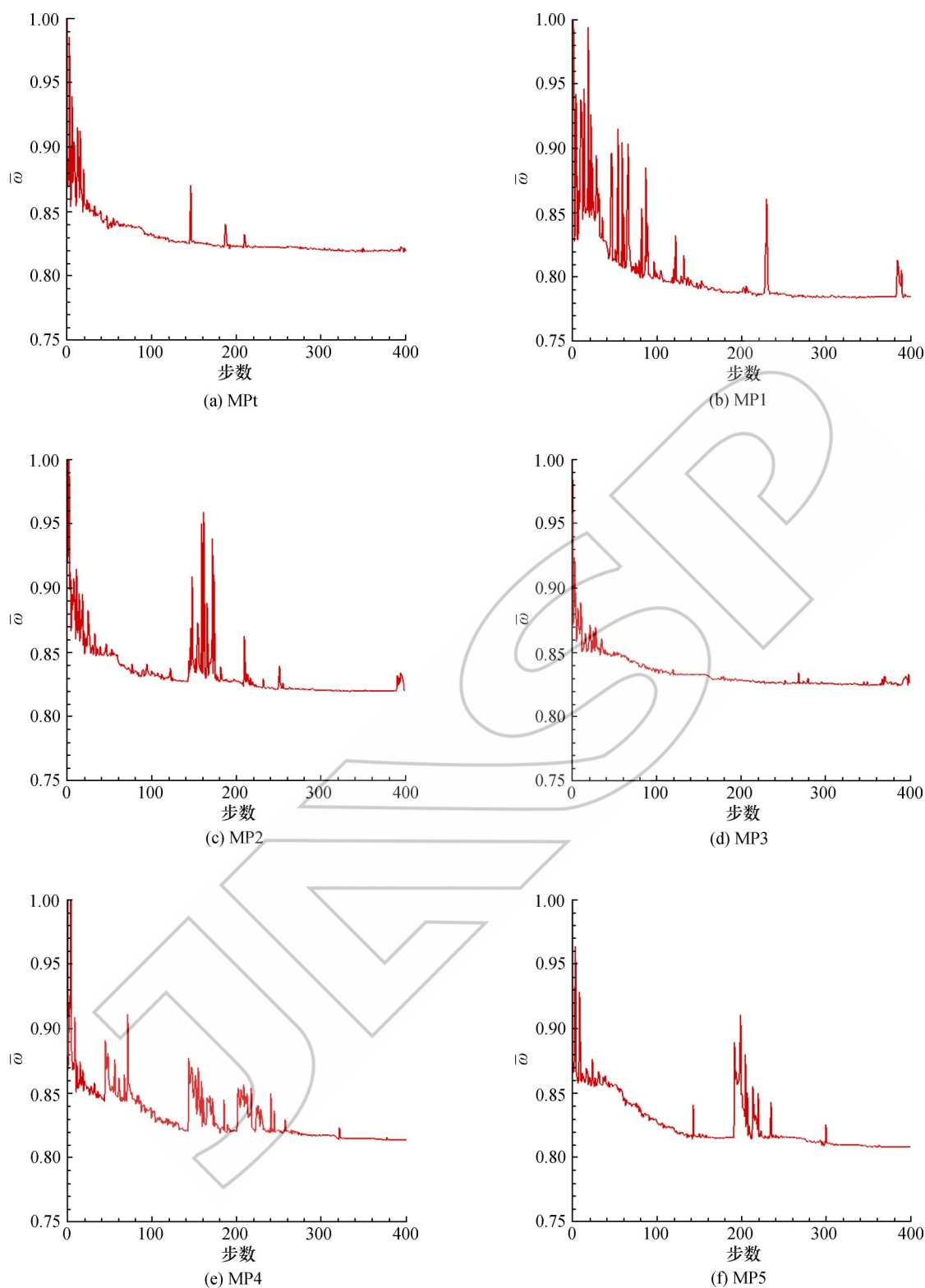


图10 各优化方案对应的目标函数收敛历史

Fig.10 Convergence history of the objective functions of each optimization scheme

其中,在0.7~0.8叶高之间MP1的总压损失系数甚至比原型的还大。而0.4~0.55叶高之间的总压损失系数相差不大。综合上述原因,使得MP4方案的 $\varpi_{0.5u}$ 下降最多,MP5方案的 $\varpi_{0.5u}$ 下降最

少。下半叶高的主要差异体现在 $\varpi_{0.1}$ 的下降幅度,MP1方案的 $\varpi_{0.1}$ 下降最多,并且MP1方案的 $\varpi_{0.2}$ 、 $\varpi_{0.3}$ 、 $\varpi_{0.4}$ 、 $\varpi_{0.5down}$ 均为5种优化方案中下降最多的。MP1方案的全叶高总压损失系数 ϖ_t 下降

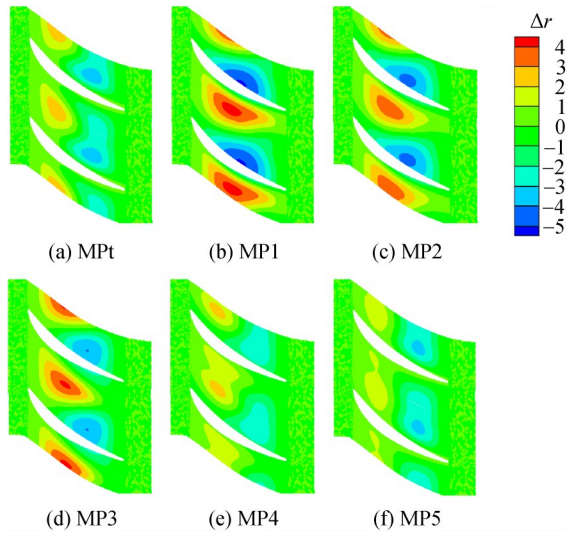


图 11 各优化方案得到的机匣端壁几何
Fig.11 Geometries of the optimized casing endwall of each optimization scheme

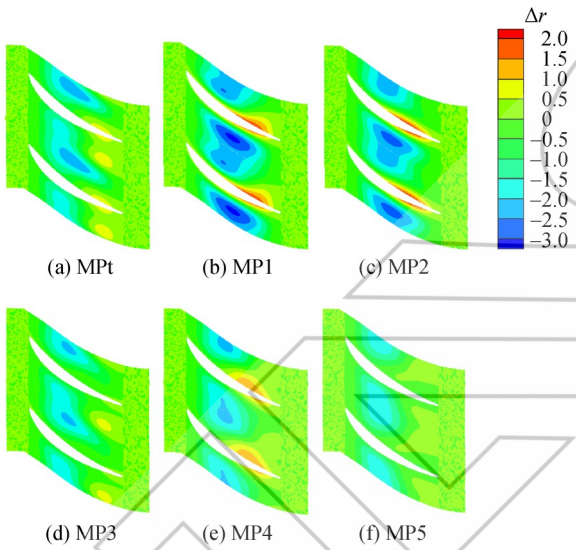


图 12 各优化方案得到的轮毂端壁几何
Fig.12 Geometries of the optimized hub endwall of each optimization scheme

最多,这主要得益于其对 $\varpi_{0.1}$ 和 $\varpi_{0.9}$ 两处总压损失减小最多。

由表 4 可知,各总压损失系数在近失速点降低程度高于设计点,MP1 的全部总压损失系数的下降程度均最大,MP5 方案的全部总压损失系数下降程度均最小,各优化方案的总压损失系数变化规律是,目标函数关注的范围越大,降低总压损失的程度越小。

综合设计点和近失速点的总压损失变化情况来看,MP1 方案使得全叶高总压损失下降最多,MP5 方案使得全叶高总压损失下降最少。从设

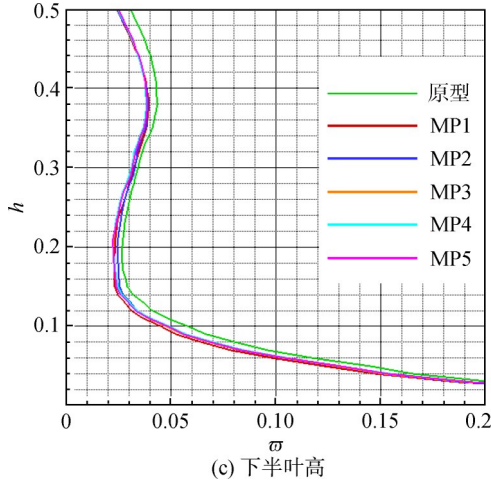
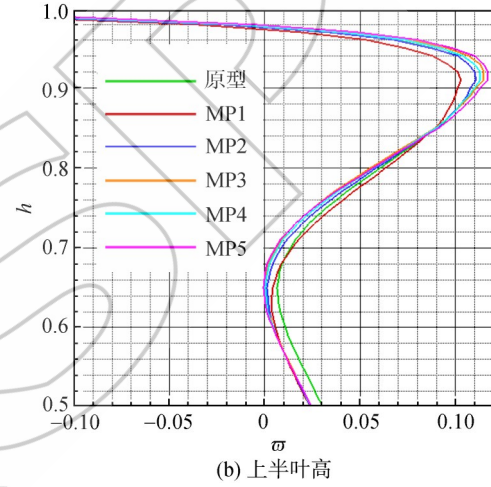
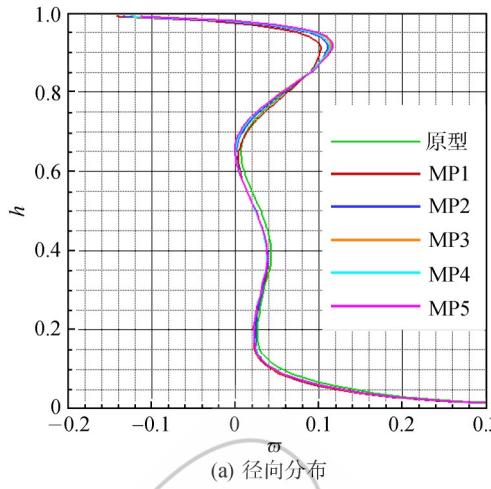


图 13 设计点各优化方案静子总压损失系数(CFD 结果)
Fig.13 Total pressure loss coefficients of the stator at design point of each optimization scheme (CFD results)

计点和近失速点的优化结果的对比来看,近失速点的总压损失变化程度大于设计点的总压损失变化程度,是近失速点主导着优化的主要方向。

MP1方案是5个多目标优化方案中使总压损失减少最多的方案,将其与同样是设计点和近失速点同时优化的单目标优化MPt方案进行比较,来对比目标函数为全叶高总压损失系数与近端壁局部叶高总压损失系数时对优化结果的影响。MPt方案与MP1方案的优化结果的总压损失系

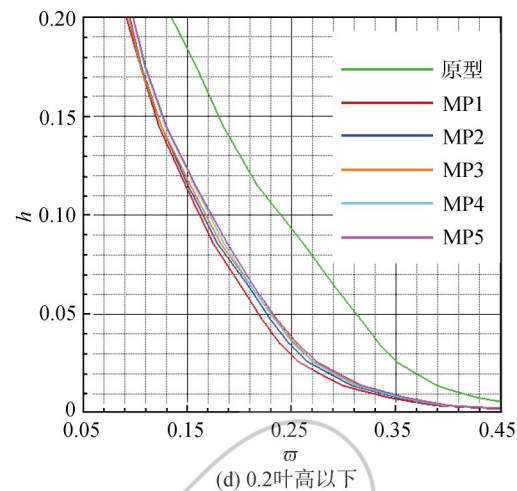
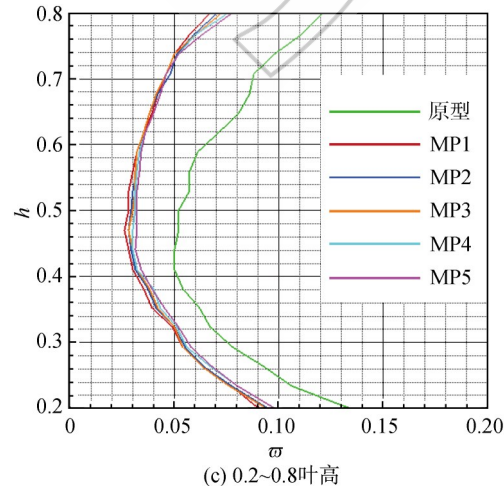
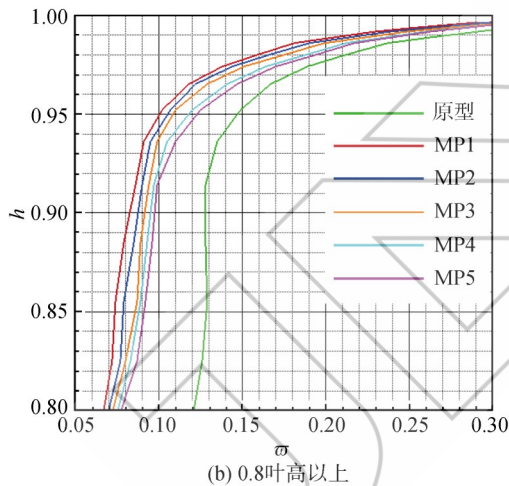
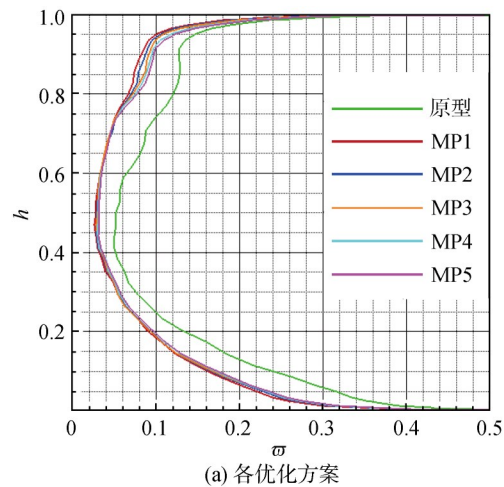


图 14 近失速点各方案静子总压损失系数(CFD 结果)

Fig.14 Total pressure loss coefficients of the stator at near stall point of each optimization scheme (CFD results)

表 3 MP1~MP5 方案在设计点各总压损失系数减小百分比(CFD 结果)

Table 3 Reduction of total pressure loss coefficients of MP1~MP5 schemes at design point (CFD results)						%
参数	MP1	MP2	MP3	MP4	MP5	
ϖ_t	10.19	9.13	9.77	9.77	9.13	
$\varpi_{0.1}$	13.17	10.41	9.72	8.19	8.81	
$\varpi_{0.2}$	14.80	11.04	11.71	10.09	10.90	
$\varpi_{0.3}$	13.76	10.28	11.85	10.63	11.15	
$\varpi_{0.4}$	12.38	9.71	11.43	10.67	10.86	
$\varpi_{0.5down}$	12.75	10.53	11.74	11.34	11.34	
$\varpi_{0.5up}$	7.13	7.35	7.35	7.57	6.24	
$\varpi_{0.6}$	1.79	1.99	2.19	2.39	0.80	
$\varpi_{0.7}$	-0.93	-2.32	-2.94	-2.79	-4.95	
$\varpi_{0.8}$	7.18	1.14	-1.82	-0.80	-4.21	
$\varpi_{0.9}$	15.23	1.51	-6.63	-3.37	-9.88	

数径向分布如图 15 所示,将 MPt 方案和 MP1 方案的各总压损失系数降低情况列于表 5。

从图 15 中可以看出,MPt 方案和 MP1 方案使得设计点的总压损失系数下降程度明显低于近失速点的总压损失系数下降程度。由表 5 可知,经过有限步数(400 步)的优化,无论是全叶

表 4 MP1~MP5 方案在近失速点各总压损失系数减小百分比(CFD 结果)

Table 4 Reduction of loss coefficients of total pressure of MP1~MP5 schemes at near stall point (CFD results)					
参数	MP1	MP2	MP3	MP4	MP5
ϖ_1	34.48	32.27	31.29	29.41	28.10
$\varpi_{0.1}$	29.41	27.15	25.78	25.69	24.67
$\varpi_{0.2}$	30.75	28.92	28.08	27.04	26.25
$\varpi_{0.3}$	30.33	28.61	28.14	26.62	25.84
$\varpi_{0.4}$	30.11	28.33	27.75	26.23	25.33
$\varpi_{0.5down}$	30.87	29.01	28.34	26.85	25.80
$\varpi_{0.5up}$	41.78	39.26	37.72	35.20	33.46
$\varpi_{0.6}$	40.77	38.37	36.57	33.91	32.10
$\varpi_{0.7}$	38.44	35.45	33.08	30.25	28.10
$\varpi_{0.8}$	34.74	31.13	27.92	24.37	21.91
$\varpi_{0.9}$	28.62	25.58	22.61	17.99	15.54

高总压损失系数,还是局部叶高总压损失系数,MP1 方案使得总压损失系数的降低程度均是大于 MPt 方案的。从数值仿真的角度证明了当设计点和近失速点同时进行端壁造型优化设计时,关注上下端壁近端壁 10% 叶高范围的总压损失系数的优化方案可以有效降低优化耗时,优于传统的关注全叶高总压损失系数的优化方案。

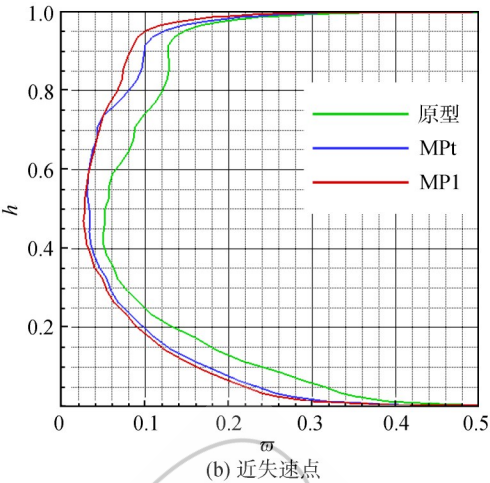
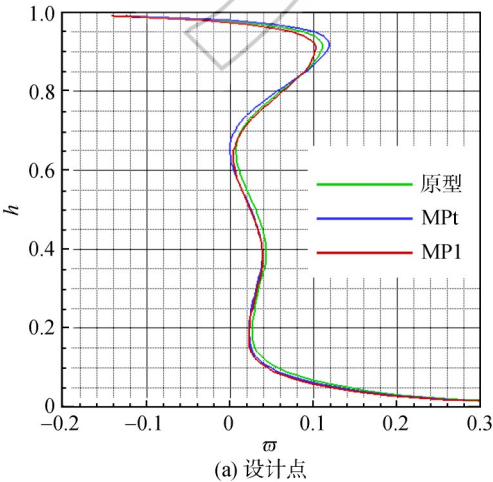


图 15 设计点和近失速点 MPt 和 MP1 方案静子总压损失系数对比(CFD 结果)

Fig.15 Total pressure loss coefficients of the stator of the MPt and MP1 schemes at design point and near stall point (CFD results)

表 5 MPt 和 MP1 方案在近失速点各总压损失系数减小情况(CFD 结果)

Table 5 Reduction of loss coefficients of total pressure of MPt and MP1 schemes at near stall point (CFD results)				
参数	MPt		MP1	
	DP	NS	DP	NS
ϖ_1	8.28	27.94	10.19	34.48
$\varpi_{0.1}$	8.12	24.71	13.17	29.41
$\varpi_{0.2}$	9.96	26.04	14.80	30.75
$\varpi_{0.3}$	10.45	25.52	13.76	30.33
$\varpi_{0.4}$	10.29	25.02	12.38	30.11
$\varpi_{0.5down}$	10.73	25.13	12.75	30.87
$\varpi_{0.5up}$	5.12	33.85	7.13	41.78
$\varpi_{0.6}$	-0.20	32.19	1.79	40.77
$\varpi_{0.7}$	-6.04	27.49	-0.93	38.44
$\varpi_{0.8}$	-5.58	20.96	7.18	34.74
$\varpi_{0.9}$	-12.56	15.95	15.23	28.62

3.3 压气机特性

由于 MPt 方案和 MP1 方案是在单级环境下进行优化的,该优化结果对四级压气机的特性影响通过四级压气机数值仿真方法进行检验,仿真结果如图 16 所示。图中 Φ 表示流量系数, Ψ_{tt} 表示总总压升系数, η 表示压气机效率。当流量系

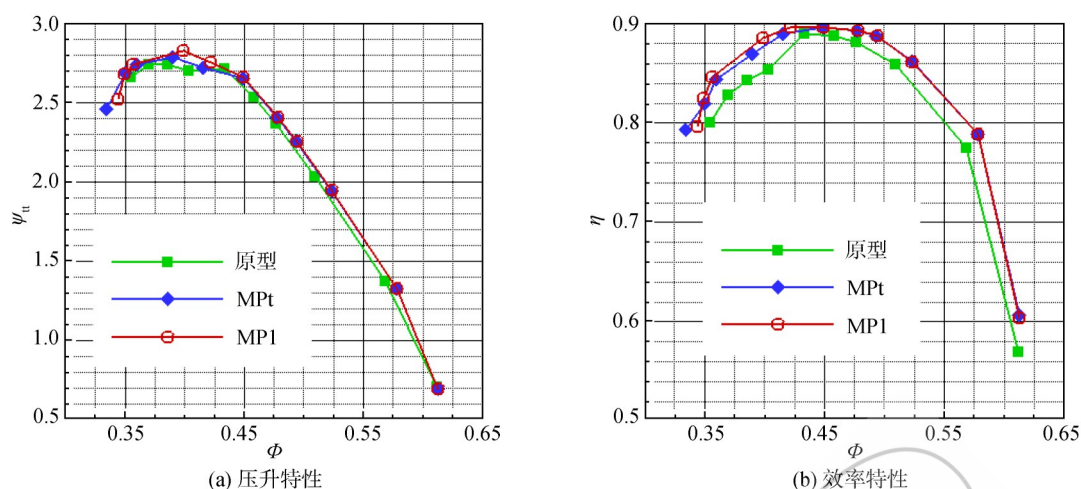


图16 MPt和MP1方案与原型四级压气机特性对比(CFD结果)

Fig.16 Contrast of the characteristics of the four stage compressor of the MPt and MP1 schemes and the original compressor (CFD results)

数在0.35~0.45之间时,MP1方案的压升系数和效率值均高于MPt方案;MP1方案在失速前的最后一个状态点的流量大于MPt方案,使得MP1方案的稳定裕度低于MPt方案。在设计点,MPt方案的压升系数增加了2.17%,效率增加了1.01%,MP1方案的压升系数增加了2.27%,效率增加了1.04%;在近失速点,MPt方案的压升系数增加了2.02%,效率增加了3.13%,MP1方案的压升系数增加了2.6%,效率增加了4.11%。总体而言,MP1方案的优化效果优于MPt方案。

4 实验研究

针对MPt方案和MP1方案进行四级压气机环境下的实验研究,分别在设计点和近失速点对第三级静子进、出口截面进行了详细流场测量。

4.1 静子出口总压云图

静子出口无量纲总压云图如图17~图18所示。图17(b)与图2(b)设计点的静子出口总压云图比较可知,MPt方案和MP1方案均使得尖部的低压区有所改善,MP1方案的效果更优。图18(b)与图2(d)的近失速点的静子出口总压云图比较可知,对于原型静子根部的低压区,MPt方案和MP1方案均能对根部的低压区起到抑制作用,且MP1方案的效果更优。

4.2 静子总压损失系数

根据静子进、出口流场的实验结果计算了两种优化方案的静子总压损失系数,并与原型静子总压损失系数进行对比,结果如图19和表6所示。在设计点,可以看出MPt方案和MP1方案均使得全叶高的静子总压损失系数有所降低,且MP1方

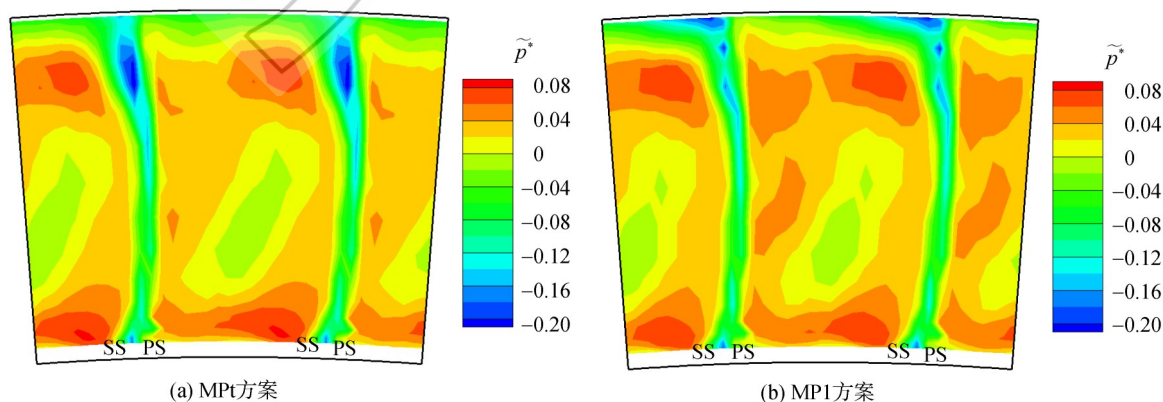


图17 设计点MPt和MP1方案静子出口无量纲总压云图(实验结果)

Fig.17 Non-dimensional total pressure of the stator outlet at design point of MPt and MP1 schemes (test results)

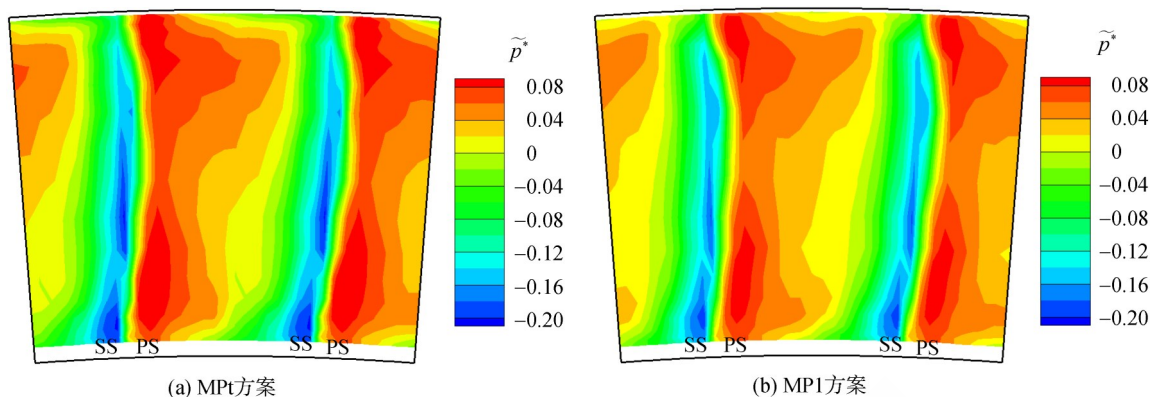


图 18 近失速点 MPt 和 MP1 方案静子出口无量纲总压云图(实验结果)

Fig.18 Non-dimensional total pressure of the stator outlet at near stall point of MPt and MP1 schemes (test results)

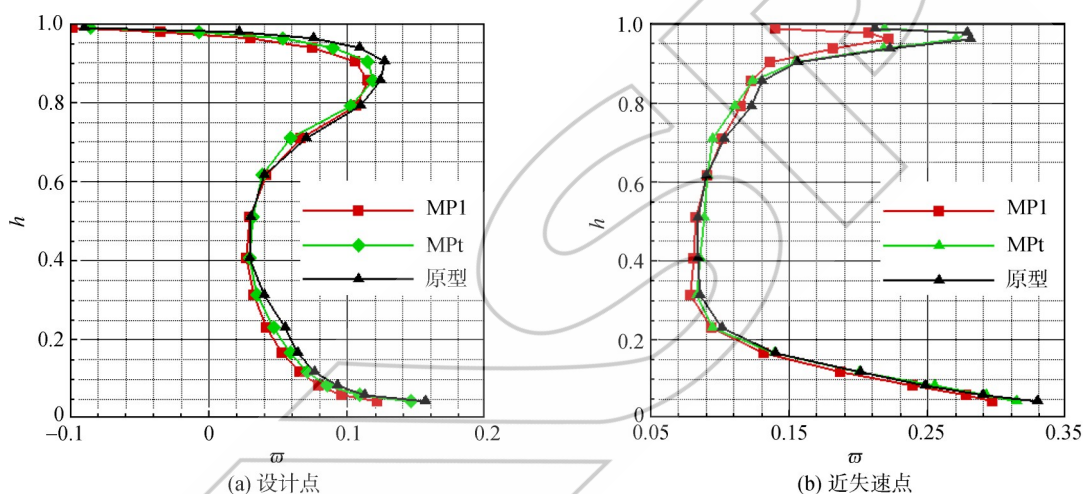


图 19 设计点和近失速点原型、MPt 和 MP1 方案静子总压损失系数对比(实验结果)

Fig.19 Total pressure loss coefficients of the original stator, MPt stator and MP1 stator at design point and near stall point (test results)

案的降低程度更大。在近失速点,MPt 方案只在 0.6 到 0.85 叶高位置的总压损失系数比 MP1 方案更低,在其余叶高的静子总压损失系数均比 MP1 方案更大。

与仿真结果相比的最大差异表现在,实验结果对于近失速点的总压损失系数降低程度不及数值仿真中预测得那么大,这体现了多级环境效应,也说明了基于仿真的设计结果进行实验验证的必要性。与平面叶栅中、孤立转、静子或者单级压气机中应用端壁造型相比,多级压气机中的前后级相互作用、各级之间的匹配等,都限制着端壁造型的实验效果。在近失速点,是压气机中流动环境最为恶劣的情况,非定常效应、各级之间相互作用效果极强,因而仅通过定常仿真很难对多级环境

下的近失速点特性进行完全准确的预测,因而需要进行多级压气机环境下的实验对设计结果进行检验。

通过实验研究,证明了当设计点和近失速点同时进行端壁造型优化设计时,关注上下端壁近端壁 10% 叶高范围的总压损失系数的优化方案优于传统的关注全叶高总压损失系数的优化方案。

4.3 静子出口二次流场

为了研究端壁造型对静子出口二次流流场的改变情况,对静子出口的二次流速度流场进行比较,定义了周向二次流速度 $V_{t,sec}$ 和径向二次流速度 $V_{r,sec}$,定义式分别为式(5)、式(6),其中 V_t 和 V_r 分别表示各测点的切向速度和径向速度, $\overline{V}_t(h)$ 和 $\overline{V}_r(h)$ 分别表示与该测点等叶高位置处

表 6 MPt 和 MP1 方案在近失速点各总压损失系数减小情况(实验结果)

Table 6 Reduction of loss coefficients of total pressure of MPt and MP1 schemes at near stall point (test results)

参数	MPt		MP1	
	DP	NS	DP	NS
ϖ_t	8.09	2.32	12.76	6.88
$\varpi_{0.1}$	6.61	5.01	17.77	11.53
$\varpi_{0.2}$	7.22	2.50	16.89	8.34
$\varpi_{0.3}$	8.91	2.79	18.16	7.45
$\varpi_{0.4}$	8.58	2.32	17.23	6.86
$\varpi_{0.5down}$	7.12	1.49	15.79	6.08
$\varpi_{0.5up}$	8.49	3.31	9.30	7.87
$\varpi_{0.6}$	9.64	4.68	10.14	9.18
$\varpi_{0.7}$	9.70	5.16	12.60	11.54
$\varpi_{0.8}$	9.87	3.40	18.28	14.43
$\varpi_{0.9}$	20.66	1.83	40.47	20.09

的平均切向速度和平均径向速度

$$V_{t, sec} = V_t - \overline{V_t}(h) \tag{5}$$

$$V_{r, sec} = V_r - \overline{V_r}(h) \tag{6}$$

图 20 和图 21 分别给出了设计点和近失速点的二次流速度云图及矢量图,与平面叶栅中进行

端壁造型后的二次流速度变化相比,在中间级应用端壁造型后,二次流速度变化的程度较小,这是因为中间级的流动受到前后级的制约。无论是对设计点还是近失速点,二次流速度变化显著的区域主要集中在端区位置,且周向二次流速度的变化程度大于径向二次流速度的变化程度,即周向二次流速度变化占主导作用。

在设计点,MPt 方案和 MP1 方案使得尖部的周向二次流速度显著减小,且 MP1 方案使得周向二次流减小的程度更大。由于周向二次流速度的减小,减小了端壁附近的低能流体从压力面向吸力面的聚积。MPt 方案和 MP1 方案的静子根部的周向二次流和径向二次流的变化均不明显,对应于在设计点,根部总压损失的减小程度不及尖部总压损失的减小程度。

对于近失速点,优化后根部二次流速度变化程度大于尖部二次流速度的变化程度。在静子根部,MPt 方案和 MP1 方案使得周向二次流速度减小,而径向二次流的变化是,径向向上的二次流速度更加集中于根部角区位置,使得角区位置的低能流体能够径向向上将低能流体输运到主流区。

关于非轴对称端壁对周向二次流速度的影响,主要有两种认识,第一种认为非轴对称端壁降低了局部周向压力梯度及周向二次流速度^[25-26],这样能减少低能流体向端壁区的聚积,另一种认为非轴对称端壁增加了局部周向压力梯度及周向二

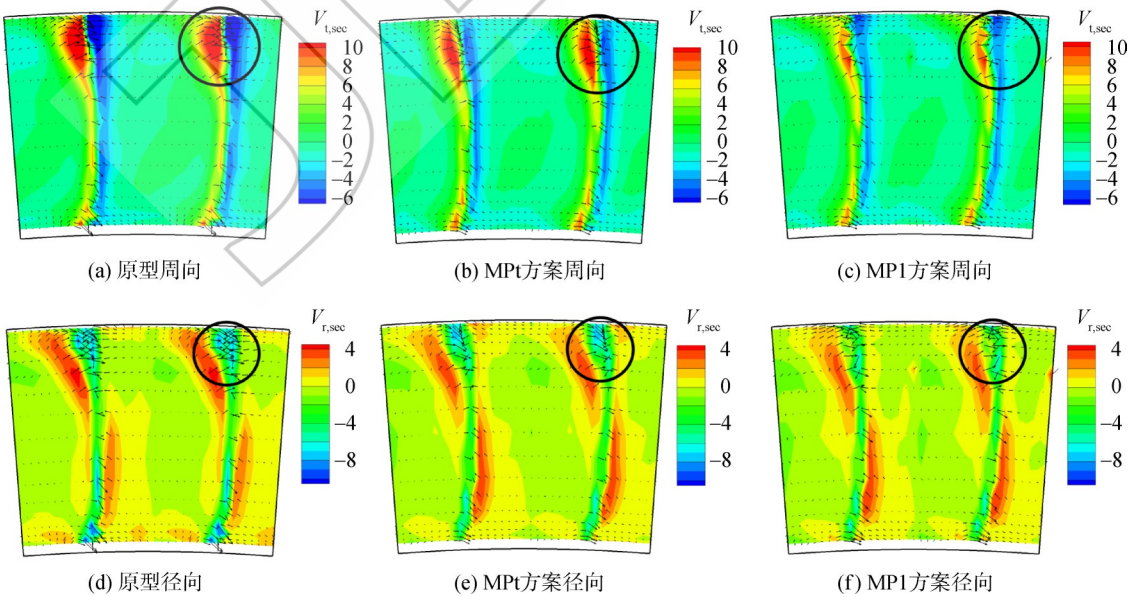


图 20 设计点原型、MPt 和 MP1 方案静子周向二次流和径向二次流云图(实验结果)

Fig.20 Contours of the circumferential and radial secondary flow of the original stator, MPt stator and MP1 stator at design point (test results)

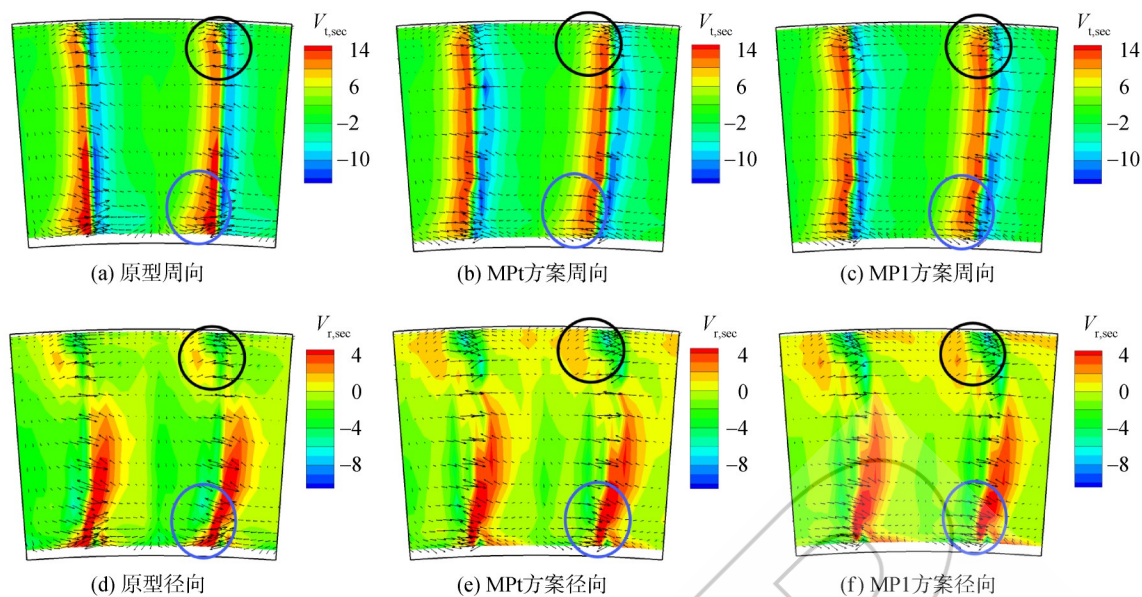


图 21 近失速点原型、MPt和MP1方案静子周向二次流和径向二次流云图(实验结果)

Fig.21 Contours of the circumferential and radial secondary flow of the original stator, MPt stator and MP1 stator at near stall point (test results)

次流速度^[8,27],这样为角区的低能流体注入了能量,这两种认识是不一致的。本文通过多级压气机中的实验研究,与第一种认识相一致,即非轴对称机匣端壁降低了端壁附近的周向二次流速度。

5 结 论

本文通过对某四级压气机的第三级静子端壁进行优化设计,探究了中间级静子非轴对称端壁造型的优化方法,并通过实验研究证明了该方法的可靠性,主要结论如下:

1) 发展了一种更适用于工程的节约优化时间的多级压气机中间级静子非轴对称端壁造型的优化设计方法

(1) 采用中间级一级的数值仿真作为优化基础,在设计点和近失速点对中间级静子的上下端壁进行优化,仿真中的中间级进口条件来自于实验测量得到的前面级的出口数据,使得基于中间级数值仿真的端壁造型优化设计能够反映出多级压气机环境,相较于基于多级压气机仿真的优化而言,基于中间级仿真的优化能大幅节约优化时间。

(2) 优化中的目标函数选择为上下端壁近端壁 10% 叶高的局部叶高总压损失系数,在较少的优化步数(400 步)下,该方法对静子全叶高总压损失系数和近端壁的局部叶高总压损失系数的降低程度均大于传统的全叶高总压损失系数作为目标函数的优化方案。

通过基于中间级仿真的优化替代基于多级仿

真的优化,以及将目标函数设置为近端壁的局部叶高总压损失系数,实现了在多级压气机中进行端壁造型优化设计,并且大大节约了优化时间,缩短了优化设计周期,为非轴对称端壁技术在多级压气机中的工程应用奠定了基础。

2) 通过实验研究了中间级静子非轴对称端壁造型后的二次流变化,在多级压气机中,由于前面级端壁附面层的发展及后面级的制约,中间级静子端壁造型的优化效果受到限制,使得静子出口的二次流速度变化程度低于平面叶栅或单级压气机中应用非轴对称端壁的效果。中间级静子非轴对称端壁静子造型后,静子出口的二次流流场有所变化,与径向二次流速度相比,周向二次流速度变化占主导作用。端壁造型后降低了端壁附近的周向二次流速度,减少了端壁附近从压力面到吸力面的低能流体聚积,从而改善端区附近的流动,降低了端区总压损失。

参考文献:

- [1] 刘勤,周人治,王占学.军用航空发动机特征分析[J].燃气涡轮试验与研究,2014,27(2):59-62.
LIU Qin, ZHOU Renzhi, WANG Zhanxue. Characteristic analysis on military aero-engines[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2014, 27(2):59-62. (in Chinese)
- [2] 孟令勇,高海红,郑天慧,等.航空发动机推重比技术指标研究[J].燃气涡轮试验与研究,2016,29(2):57-62.
MENG Lingyong, GAO Haihong, ZHENG Tianhui, et al. Research on thrust-weight ratio of aero-engine[J]. Gas Turbine Ex-

- periment and Research, 2016, 29(2):57-62. (in Chinese)
- [3] STARK U, SAATHOFF H. Passive and active methods to enhance axial-flow compressor aerodynamics[C]//Hermann Schlichting - 100 Years. Berlin, Heidelberg: Springer - Verlag 2009:145-167.
- [4] D'ANDREA R, BEHNKEN R L, MURRAY R M. Active control of rotating stall using pulsed-air injection: a parametric study on a low-speed axial flow compressor[J]. Sensing, Actuation, and Control in Aeropropulsion, 1995, 2494:152-165.
- [5] MARTIN P, WILSON J, BERRY J, et al. Passive control of compressible dynamic stall[R]. AIAA 2008-7506, 2008.
- [6] REISING S, SCHIFFER H P. Non-axisymmetric end wall profiling in transonic compressors: Part I improving the static pressure recovery at off-design conditions by sequential hub and shroud end wall profiling[R]. ASME Paper GT2009-59133, 2009.
- [7] REISING S, SCHIFFER H P. Non-axisymmetric end wall profiling in transonic compressors: Part II design study of a transonic compressor rotor using non-axisymmetric end walls - optimization strategies and performance[R]. ASME Paper GT2009-59134, 2009.
- [8] HARVEY N W. Some effects of non-axisymmetric end wall profiling on axial flow compressor aerodynamics: Part I linear cascade investigation[R]. ASME Paper GT2008-50990, 2008.
- [9] HARVEY N W, OFFORD T P. Some effects of non-axisymmetric end wall profiling on axial flow compressor aerodynamics: Part II multi-stage HPC CFD study[R]. ASME Paper GT2008-50991, 2008.
- [10] LI X, CHU W, WU Y, et al. Effective end wall profiling rules for a highly loaded compressor cascade[J]. Journal of Power and Energy, 2016, 230(6):535-553.
- [11] REUTTER O, HEMMERT-POTTMANN S, HERGT A, et al. Endwall contouring and fillet design for reducing losses and homogenizing the outflow of a compressor cascade[R]. ASME Paper GT2014-25277, 2014.
- [12] LIU X, JIN D, GUI X. Investigation of non-axisymmetric endwall contouring in a compressor cascade[J]. Journal of Thermal Science, 2017, 26(6):490-504.
- [13] 陈得胜, 刘波, 那振喆, 等. 针对轴流压气机的非轴对称端壁造型优化设计[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2013, 26(1):16-21, 52.
CHEN Dsheng, LIU Bo, NA Zhenzhe, et al. Optimized non-axisymmetric endwall contouring for axial compressor[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2013, 26(1):16-21, 52. (in Chinese)
- [14] 高翔, 晁晓亮, 贾一哲. 轴流压气机转子端壁造型多目标优化的数值研究[J]. 流体机械, 2017, 45(3):26-32.
GAO Xiang, CHAO Xiaoliang, JIA Yizhe. Numerical investigation on a transonic axial-flow compressor rotor with multi-objective endwall profiling optimization[J]. Fluid Machinery, 2017, 45(3):26-32. (in Chinese)
- [15] CHU W, LI X, WU Y, et al. Reduction of end wall loss in axial compressor by using non-axisymmetric profiled end wall: a new design approach based on end wall velocity modification[J]. Aerospace Science and Technology, 2016, 55:76-91.
- [16] 吴吉昌, 卢新根, 朱俊强. 非轴对称端壁下高负荷压气机叶栅二次流动分析[J]. 航空动力学报, 2011, 26(6):1362-1369.
WU Jichang, LU Xingen, ZHU Junqiang. Secondary flow analysis for non-axisymmetric endwall on the high-load compressor cascade[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(6):1362-1369. (in Chinese)
- [17] 崔可, 宋彦萍, 刘华坪, 等. 翘曲端壁对大折转角压气机叶栅流动的影响[J]. 航空动力学报, 2015, 30(5):1236-1243.
CUI Ke, SONG Yanping, LIU Huaping, et al. Influence of bump end wall on cascade flow of high turning-bowed compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(5):1236-1243. (in Chinese)
- [18] VARPRE M K, PRADEEP A M. Non-axisymmetric end-wall contouring in a compressor cascade with tip gap[R]. ASME Paper GT2014-26725, 2014.
- [19] 卢家玲, 楚武利, 胡书珍, 等. 端壁造型技术在亚声轴流压气机级中的应用[J]. 航空动力学报, 2009, 24(5):1101-1107.
LU Jialing, CHU Wuli, HU Shuzhen, et al. Application of end-wall contour on subsonic axial flow compressor stage[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(5):1101-1107. (in Chinese)
- [20] LEPOUT I, MENGISTU T, HIERNAUX S, et al. Highly loaded LPC blade and non axisymmetric hub profiling optimization for enhanced efficiency and stability[R]. ASME Paper GT2001-46261, 2001.
- [21] HOEGER M, CARDAMONE P, FOTTNER L. Influence of endwall contouring on the transonic flow in a compressor blade[R]. ASME Paper GT-2002-30440, 2002.
- [22] 刘宝杰, 张帅, 于贤君. 4级重复级低速模拟压气机的试验与计算[J]. 航空发动机, 2018, 44(5):56-64.
LIU Baojie, ZHANG Shuai, YU Xianjun. Experimental and numerical calculation of a 4-stage repeating stage lowspeed simulation compressor[J]. Aeroengine, 2018, 44(5):56-64. (in Chinese)
- [23] WANG J, HU J, JIANG C, et al. Design of a sector cascade applied in the middle stage of a compressor test rig[J]. Journal of Thermal Science[EB/OL]. [2020-09-01]. <https://link.springer.com/article/10.1007/s11630-020-1337-8>.
- [24] WANG J, HU J, JIANG C, et al. Non-axisymmetric shroud profiled endwall optimization of an embedded stator and experimental investigation[J]. Energies, 2020, 13(3):1-22.
- [25] ROSE M G. Non-axisymmetric endwall profiling in the HP NGV's of an axial flow gas turbine[R]. ASME Paper 94-GT-249, 1994.
- [26] 李秋实, 杨春, 肖文富, 等. 端壁造型抑制角区失速的数值研究[J]. 自然科学进展, 2009, 19(5):537-543.
LI Qiushi, YANG Chun, XIAO Wenfu, et al. Numerical study on corner stall suppression by endwall modeling[J]. Progress in Natural Science, 2009, 19(5):537-543. (in Chinese)
- [27] DENTON J D. Loss mechanisms in turbomachines[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(4):621-656.

(编辑:张雪)