

文章编号: 1000-8055(2007)12-2083-06

不对称静子叶片非谐方案研究

孟越, 李琳, 李其汉

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100083)

摘要: 为降低转子叶片在前排静子尾迹流场激振情况下的动应力, 对转子系统进行不对称气动非谐设计. 不对称静子叶片分布非谐设计下, 转子所受到的激振力由静子叶片均布情况下的单频率高幅值激振力转变为多频率成分低幅值激振力. 对不对称静子叶片非谐情况下激振力频率幅值进行推导, 讨论了静子扇区分布和静叶数目选取对尾流激振力的影响, 并对相同扇区分布不同静叶数目情况下转子叶片的强迫响应进行瞬态分析, 给出不对称静子非谐设计的最优方案.

关键词: 航空、航天推进系统; 不对称静子; 非谐设计; 扇区分布

中图分类号: V232.4

文献标识码: A

Asymmetry stator mistuned blade design and research

MENG Yue, LI Lin, LI Qihan

(School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics
and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: To reduce the dynamic stress of rotor blades under the wake of front stator vane, an asymmetry stator mistuned design was conducted. According to mistuned blade design for the asymmetry stator, the wake force on rotor changed from single frequency and higher amplitude to multifrequency and lower amplitude. The frequency and amplitude of wake force were deduced theoretically, while the influence of stator sector distribution and stator vane quantity on the wake force of vane was also discussed. Transient analysis was conducted for the forcing response of rotor blades under the same stator sector distribution and different quantities of stator vane, so an optimum asymmetry stator mistuned design was developed.

Key words: aerospace propulsion system; asymmetry stator; mistuned design; sector distribute

流体诱导振动导致的叶片高周疲劳断裂是叶轮机械主要的结构破坏形式. 目前, 已经发展了多种叶片振动控制技术, 主要包括: (1) 改变叶片振动特性^[1]; (2) 增加阻尼, 含机械阻尼和气动阻尼; (3) 采用非谐调技术. 其中最有针对性也最具潜力的一种设计思想是非谐设计.

非谐又分为结构非谐和气动非谐. 结构非谐^[2]是指一个叶片排中的叶片由于制造误差、材

料和使用中磨损的不均匀等因素, 导致整个叶片-轮盘结构失谐, 研究表明, 失谐叶盘结构存在振动局部化问题, 人为采取叶片“错频”而获得的非谐结构, 可以抑制叶片颤振; 气动非谐是指叶片之间气流通道的流场具有差异, 使同一叶片排上的叶片受到不同的非定常力和力矩, 从而叶片的响应与气动谐调转子中的叶片响应形式不同.

收稿日期: 2006-11-16; 修订日期: 2007-03-30

作者简介: 孟越(1978), 女, 辽宁沈阳人, 博士生, 主要从事流固耦合技术研究以及叶片减振方法研究.

近年来,结构非谐在叶片强迫振动控制问题中的理论研究不断深入^[3,4],而气动非谐在强迫振动控制方面的研究目前还停留在初级探索阶段^[5].改变前排静子叶片分布方式是对转子叶片所受到的尾流激振力进行气动非谐的有效手段.研究表明^[6,7],前排静子叶片采用非均匀分布方式进行气动非谐设计并不能减小后排转子叶片受到的尾流激振力,而前排静子叶片采用不对称分布的非谐方式则有可能降低后排转子叶片受到的尾流激振力.不对称静子叶片非谐将均匀分布的静子叶片产生的尾流激振力由单一频率(可能包含激振力基频的倍频成分)高幅值激振转化为多频率(转速频率及其倍频成分)低幅值激振力,降低激振力在单一频率上的激振能量,从而达到降低转子叶片强迫响应应力幅值的目的.

本文主要研究不对称静子叶片非谐情况下,静子叶片扇区分布以及静子叶片数目选取对尾流激振力的影响,并应用瞬态分析^[8]的方法对非谐情况下的转子叶片强迫响应进行数值计算,得到扇区分布和静叶数目选取的最佳值.

1 不对称静子的非谐设计

通常在叶轮机械的设计中静子叶片采用均布的设计思想,后排转子叶片所受到的前排静子叶片尾迹流场激振力为如下形式

$$F(t) = A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \sin(2\pi N \Omega t + \varphi_n) \tag{1}$$

其中 A_0 为与时间无关的定常项; Ω 为转子转速(单位: r/s); N 为静子叶片个数; $N\Omega$ 通常称为激振力的基频(单位: Hz); A_n 和 φ_n 为第 n 阶谐波分量的幅值和相位.

假设激振力以基频激振为主,忽略其他频率成分,设 $x = 2\pi\Omega t$,上式可改写为

$$F(x) = A_0 + A_1 \sin(Nx + \varphi_1) \tag{2}$$

不对称静子叶片非谐设计则是将整圈静子分为两个扇区,每个扇区中静子叶片叶型相同,但叶片间夹角不同,即将两个扇区的叶片按照各自叶片间夹角扩展为整圈后,两种模型叶片个数不同.参考文献[7]中不对称静子尾迹流场的简化计算方法,可以得到不对称非谐设计后,转子叶片受到的尾迹流场激振力模型,如下所示

$$F(x) = \begin{cases} A_{01} + A_{11} \sin(N_1 x + \varphi_1) & 0 \leq x < \beta \\ A_{02} + A_{12} \sin(N_2 x + \varphi_2) & 0 \leq x < 2\pi \end{cases} \tag{3}$$

其中 N_1 和 N_2 为两个扇区中的叶片按照各自扇

区的叶片间夹角扩展为整圈后的叶片个数,若扩展后叶片个数不是整数,则按四舍五入原则取为整数;式中双脚标参数的第一个脚标意义与式(3)中脚标相同,第二个脚标代表 N_1 , N_2 两种叶片个数的情况; $\pi \leq \beta < 2\pi$ 代表扇区之一的大小,当 $\beta = \pi$ 时,即两个扇区各为 180° ,称为对半均分扇区情况,当 $\beta = 2\pi$ 时,即没有扇区二的存在,为静子叶片均布的情况.

由此可见,代表扇区分布的参数扇区角度 β 和代表各扇区叶片分布情况的叶片数目 N_1 和 N_2 是不对称静子非谐设计的关键参数.

2 非谐设计激振力分析

对式(3)的激振力形式进行频谱分析,可得到其傅立叶分解表达式

$$F(x) = B_0 + \sum_{j=1}^{\infty} B_j \sin(jx + \phi_j) \tag{4}$$

其中

$$B_0 = \frac{a_0}{2}, \quad B_j = \sqrt{a_j^2 + b_j^2}$$

a_j 和 b_j 由下式求得

$$\left. \begin{aligned} a_j &= \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} F(x) \cos jx \, dx \quad (j = 0, 1, 2, \dots) \\ b_j &= \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} F(x) \sin jx \, dx \quad (j = 1, 2, 3, \dots) \end{aligned} \right\}$$

可以算出结果.

(1) 求解定常量幅值 B_0

对于静子叶片均布情况下的非定常尾流激振力,其脉动分量幅值远远小于定常量幅值,即 $A_{01} \gg A_{11}$, $A_{02} \gg A_{12}$,由此可以得到

$$B_0 = \frac{a_0}{2} = \frac{\beta A_{01}}{2\pi} + \frac{(2\pi - \beta) A_{02}}{2\pi} \tag{5}$$

(2) 求解 B_{N_1} 和 B_{N_2}

由分析得到

$$\begin{aligned} a_{N_1} &= \frac{1}{\pi} \left[\frac{(A_{01} - A_{02}) \sin N_1 \beta}{N_1} + \frac{A_{11} \sin^2 N_1 \beta}{2N_1} \right. \\ &\quad \left. A_{12} \frac{1 - \cos(N_2 - N_1)\beta}{2(N_2 - N_1)} - A_{12} \frac{1 - \cos(N_2 + N_1)\beta}{2(N_2 + N_1)} \right] \\ b_{N_1} &= \frac{1}{\pi} \left[\frac{(A_{02} - A_{01}) \cos N_1 \beta}{N_1} + A_{11} \left(\frac{\beta}{2} - \frac{\sin 2N_1 \beta}{4N_1} \right) - \right. \\ &\quad \left. A_{12} \frac{\sin(N_2 - N_1)\beta}{2(N_2 - N_1)} + A_{12} \frac{\sin(N_2 + N_1)\beta}{2(N_2 + N_1)} \right] \end{aligned}$$

比较上式中各项可以看出,由于 $\pi \leq \beta < 2\pi$ 而 N_1 和 N_2 通常数值较大,因此,略去上式中较小量,则可得到

$$a_{N_1} = 0, \quad b_{N_1} = \frac{\beta A_{11}}{2\pi}$$

即

$$B_{N_1} = \frac{\beta A_{11}}{2\pi}$$

同理得到

$$B_{N_2} = \frac{(2\pi - \beta) A_{12}}{2\pi}$$

上式的物理意义可解释为与不对称静子叶片数目相关的脉动分量幅值 B_{N_1} 和 B_{N_2} 与两种分布在整圈中所占比例比重成正比。上述简化的合理性可用能量分析来说明。对于不对称非谐静子情况, 由于 N_1 均布的静子叶片分布的角度为 β , N_2

$$\begin{aligned} a_j &= \frac{1}{\pi} \left\{ \frac{\sin j\beta}{j} (A_{01} - A_{02}) + A_{11} \left[\frac{1 - \cos(N_1 - j)\beta}{2(N_1 - j)} + \frac{1 - \cos(N_1 + j)\beta}{2(N_1 + j)} \right] + \right. \\ &\quad \left. A_{12} \left[\frac{\cos(N_2 - j)\beta - 1}{2(N_2 - j)} + \frac{\cos(N_2 + j)\beta - 1}{2(N_2 + j)} \right] \right\} \\ b_j &= \frac{1}{\pi} \left\{ \frac{\cos j\beta}{j} (A_{02} - A_{01}) + A_{11} \left[\frac{\sin(N_1 - j)\beta}{2(N_1 - j)} - \frac{\sin(N_1 + j)\beta}{2(N_1 + j)} \right] - \right. \\ &\quad \left. A_{12} \left[\frac{\sin(N_2 - j)\beta}{2(N_2 - j)} - \frac{\sin(N_2 + j)\beta}{2(N_2 + j)} \right] \right\} \end{aligned}$$

由上式可以看出, 与不对称静子叶片相关的其它阶脉动分量幅值 B_j 变化趋势为: 当 j 比较小时, B_j 的主要成分为 $|A_{01} - A_{02}|$; 当 j 逐渐增大时, $|A_{01} - A_{02}|$ 成分比重逐渐降低, A_{11} 和 A_{12} 成分比重增加; 当 j 接近 N_1 时, B_j 中 A_{11} 成分比重较大, 当 j 接近 N_2 时, B_j 中 A_{12} 成分比重较大, 当 j 继续增大, 则 B_j 中各分量成分均减小, 当 j 较大时可忽略其频率成分。由于在静子叶片非谐设计中为保证非谐后系统的性能变化不大, 通常 N_1 和 N_2 差别不大, 因此当 j 接近 N_1 和 N_2 时, 尤其当 j 介于 N_1 和 N_2 中间时, B_j 中 A_{11} 和 A_{12} 成分比重均较大。因此可以认为 B_j 主要由两部分构成, 当 j 比较小时, B_j 的主要成分为 $|A_{01} - A_{02}|$, 当 j 接近 N_1 和 N_2 时, B_j 主要成分为 A_{11} 和 A_{12} , 当 j 介于两者之间时, $|A_{01} - A_{02}|$ 成分和 A_{11} , A_{12} 成分按比重分配。

3 非谐扇区分布对激振力的影响

3.1 理论分析

设 $\beta = \frac{m}{M}(2\pi)$, 其中 m 和 M 均为自然数, 且 $\frac{M}{2} \leq m < M$, 即在不对称静子扇区分布设计中, 将整圈静子均分为 M 份, 按照整圈 N_1 个静子叶片分布的扇区占其比例为 $\frac{m}{M}$, 扇区大小为半圈或大于半圈; 按照整圈 N_2 个静子叶片分布的扇区则占其比例的 $\frac{M-m}{M}$, 扇区大小为半圈或小于半圈。

将 $\beta = \frac{m}{M}(2\pi)$ 带入上节中各式, 讨论扇区的划分

均布的静子叶片分布角度为 $2\pi - \beta$, 即在一个完整的激励周期内 N_1 均布的静子尾流激振作用了 $\beta/2\pi$ 周期, 而 N_2 均布的静子尾流激振作用了 $\frac{2\pi - \beta}{2\pi}$ 周期, 因此, 其激振能量也只有整圈均布情

况下的 $\beta/2\pi$ 倍和 $\frac{2\pi - \beta}{2\pi}$ 倍。

(3) 求解其它阶脉动分量幅值 B_j

求解得到

(M 的影响) 和扇区大小 (m 的影响) 对非谐设计下尾流激振力的影响。

(1) 定常量幅值 B_0

将 $\beta = \frac{m}{M}(2\pi)$ 带入式(5)得到

$$B_0 = \frac{m}{M} A_{01} + \frac{M-m}{M} A_{02} \quad (6)$$

由公式(6)可以看出, 非谐设计下尾流激振力的定常项为两种静子叶片数目情况下的定常力项与各自所占扇区比例乘积之和。

(2) 与不对称静子叶片数目相关的脉动分量幅值 B_{N_1} 和 B_{N_2}

分析得到

$$B_{N_1} = \frac{m}{M} A_{11}, \quad B_{N_2} = \frac{M-m}{M} A_{12} \quad (7)$$

因此与不对称静子叶片数目相关的脉动分量幅值 B_{N_1} 和 B_{N_2} 分别为 N_1 和 N_2 个静子均布情况下各自基频激振力幅值与各自所占扇区比例乘积。

(3) 与不对称静子叶片相关的其它阶脉动分量幅值 B_j

当 j 为 M 的整数倍时, 即 $\sin j\beta = 0$, $\cos j\beta = 1$, 此时

$$\begin{cases} a_j = \frac{1}{\pi} \cdot \left[\frac{A_{11} N_1 (1 - \cos N_1 \beta)}{N_1^2 - j^2} + \frac{A_{12} N_2 (\cos N_2 \beta - 1)}{N_2^2 - j^2} \right] \\ b_j = \frac{j}{\pi} \left[\frac{A_{11} \sin N_1 \beta}{N_1^2 - j^2} - \frac{A_{12} \sin N_2 \beta}{N_2^2 - j^2} \right] \end{cases} \quad (8)$$

从式(8)可以看出, 若 N_1 和 N_2 也同为 M 的整数倍时, 则 a_j 和 b_j 均为 0, 因此, 当 j, N_1, N_2 同为

M 的整数倍时, 不对称非谐设计下尾流激振力中第 nM 倍 ($n=1, 2, 3, \dots$) 转速频率的激振力幅值为 0; 若 N_1 和 N_2 不是 M 的整数倍, 当 j 值较小时, 由于在 a_i 和 b_j 中缺少了主要成分 $|A_{01} - A_{02}|$, 其幅值相对于 j 不是 M 整数倍的其他频率成分幅值来讲比较小, 当 j 值较大时, 由于 B_j 当中 $|A_{01} - A_{02}|$ 的比重本身就比较小, 因此其幅值中缺少 $|A_{01} - A_{02}|$ 的成分较 j 不是 M 整数倍的其他频率成分来讲减小并不明显。

由以上分析可以看出, 在不对称静子扇区分布中, 若将整圈静子空间均分为 M 份, 其中 N_1 个静子叶片分布的扇区占其比例为 $\frac{m}{M}$, N_2 个叶片分布的扇区占其比例的 $\frac{M-m}{M}$, 则此时不对称静子

对下游转子尾流激振力的频率成份中, (1) 定常量幅值 B_0 为两种静子叶片数目情况下的定常力项与各自所占扇区比例乘积之和; (2) 与不对称静子叶片数目相关的脉动分量幅值 B_{N_1} 和 B_{N_2} 分别为 N_1 和 N_2 个静子均布情况下各自基频激振力幅值与各自所占扇区比例乘积; (3) 其它阶脉动分量幅值 B_j , 当 j, N_1, N_2 同为 M 的整数倍时, B_{nM} 幅值为 0, 当 j 为 M 的整数倍, N_1 和 N_2 不是 M 的整数倍时, nM 倍转速频率的激振力在低阶频率成分时为一相对小幅值激振力。显然, 当 $M=2, m=1, \beta=\frac{1}{2}(2\pi)$, 即不对称静子分布扇区各为

半圈情况下, 此时 N_1 和 N_2 必同为偶数, 即为 M 的整数倍, 则尾流激振力在偶数倍转速频率上(除去 N_1 倍转速频率和 N_2 倍转速频率)激振幅值均为 0, 在此情况下激振力激振频率成分最少, 若不能够选择对平均分扇区作为非谐设计方案时, 则应尽量选择较小的 M 值, 这样在幅值较高的低频激振力区域可以较多地出现幅值为 0 的激振频率。

3.2 算例分析

算例采用改型后的 Aachen 一级涡轮作为算例^[9], 改型后涡轮静子/转子数目为 36/40 个, 简化中保持节弦比不变, 转速 3 500 r/min。

将模型进行不对称静子分布设计, 为便于叶片布局, 取 $N_1=36, N_2=40$ 。考虑两种不同的不对称设计: ① $M=2, m=1(\beta=\pi)$, 此时按 $N_1(36)$ 均布的静叶占半圈, 即 18 个静子叶片, $N_2(40)$ 均布的静子叶片占半圈, 即 20 个叶片; ② $M=4, m=3(\beta=3\pi/2)$, 此时按 $N_1(36)$ 均布的静叶占 3/4 圈, 即 27 个静子叶片, $N_2(40)$ 均布的静子叶片

占 1/4 圈, 即 10 个叶片。

按简化方法分别计算两种静子叶片均布模型的激振力, 并拟合成两种非谐情况下的激振力。图 1 所示为两种非谐情况下转子叶片旋转一周所受到尾流激振力波形图。对两种激振力模型进行傅立叶分析, 如图 2 所示。

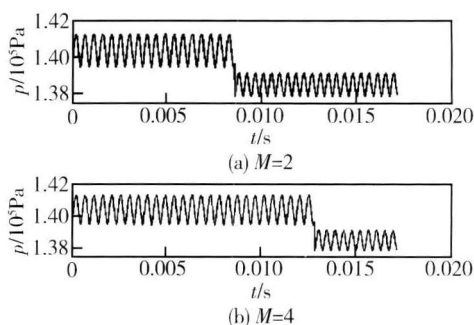


图 1 两种不对称静子叶片分布模型激振力波形图

Fig. 1 Wake of two asymmetry stator blade models

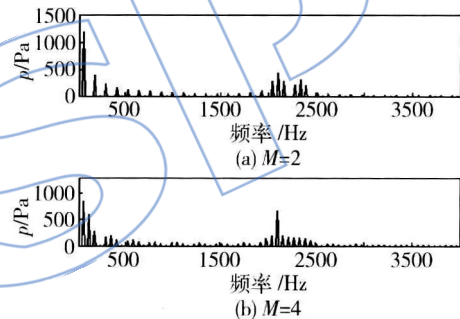


图 2 两种不对称静子叶片分布模型激振力频谱分析图

Fig. 2 FFT of two asymmetry stator blade models

从图中可以看出, 不对称静子叶片分布非谐设计下转子叶片受到的尾流激振力频率为转速频率的整数倍, 且转速频率 (58.3 Hz) 的激振力幅值最大, 随着 j 的增大, 激振力幅值逐渐减小; 在 N_1 倍转速频率 (2 100 Hz) 和 N_2 倍转速频率 (2 333 Hz) 处, 当 $M=2$ 时, $B_{N_1}=A_{11}/2, B_{N_2}=A_{12}/2$, 当 $M=4$ 时, $B_{N_1}=3A_{11}/4, B_{N_2}=A_{12}/4$; 在 N_1 倍转速频率和 N_2 倍转速频率附近会出现幅值较高的边频成分; 当 $M=2$ 时, N_1 和 N_2 均为 2 的倍数, 因此 nM 倍转速频率激振力幅值为 0, 即偶数倍转速频率激振力幅值皆为 0, 当 $M=4$ 时, N_1 和 N_2 为 4 的倍数, 因此 nM 倍转速频率激振力幅值也为 0, 但由于 $M=4$, 即 4 倍转速频率的倍频激振力幅值为 0。

4 非谐模型静子叶片数目对强迫响应的影响

从上述分析中可以看出选择对平均分扇区进行非谐设计是最为理想的方案, 非谐扇区方案确

定后需要确定非谐静子叶片数目, 下面将以对半均分扇区非谐方案为例讨论不同静子数目对转子叶片强迫响应的影响, 从而确定最优的非谐分布静子叶片数目。

4.1 设计要求

在不对称静子分布非谐设计方案的设计时, 假定 N_1 为确定值, 则应综合考虑以下几个因素来确定不对称静子数目 N_2 : (1) 应保证非谐设计后旋转机械的气动性能; (2) 选择激振力频率成分较少幅值较低的非谐方案; (3) 将尾流激振力带入结构中进行应力分析以确定最终方案。

4.2 算例分析

算例与第 3 节算例相同, 静子整圈均布情况下, 算例模型中 $N_1 = 36$, 取 $N_1/2 = 18$ 作为静子不对称非谐设计中半圈静子叶片数目, 另外半圈静子叶片分别取 16, 17, 19 和 20 个, 与原始模型静子叶片数目 36 个均布情况进行比较, 考察不对称非谐情况下转子叶片表面所受到的尾流激振力和响应。

分别对静子叶片数目为 32, 34, 36, 38, 40 均布的流场进行计算分析, 各流场在气动性能上差别不大, 即均可作为非谐设计方案。将各流场计算结果按照非谐设计的需要拟合成转子叶片的整圈激振力, 加载到转子叶片上进行瞬态分析^[8], 图 3 所示为原始模型强迫响应应力频谱分析图, 图 4 所示即为 4 种非谐模型响应应力频谱分析图。

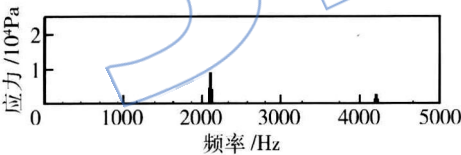


图 3 18 18/40 模型应力频谱分析图

Fig.3 Figure of stress FFT for 18 18/40 model

4.3 结果分析

从计算所得的应力响应频谱分析图中可以看出: (1) 与静子对称分布相比, 静子叶片非谐分布其激振力中的高频成分 ($N_1 \Omega$ 和 $N_2 \Omega$) 幅值均降低 50%, 响应幅值也降低 50%; (2) 叶片一阶固有频率 (4 500 Hz) 附近的响应会增大, 但是由于叶片刚性较强, 增加幅度很小; (3) 由于 18-16/40 模型和 18-20/40 模型两种静子叶片个数相差较大, 其尾流激振力定常量幅值相对较大, 响应中的低频 (转速频率) 分量较大; (4) 18-17/40 模型和 18-19/40 模型由于静子叶片个数差为 1, 因此在激振

频率为 $N_1 \Omega$ 和 $N_2 \Omega$ 中间只产生一个奇数倍转速频率的边频成分, 因此比 18-16/40 模型和 18-20/40 模型少一个幅值较大的频率成分; (5) 综合比较四种非谐设计下激振力模型和应力响应幅值, 可得出 18-19/40 模型是最佳非谐设计方案。

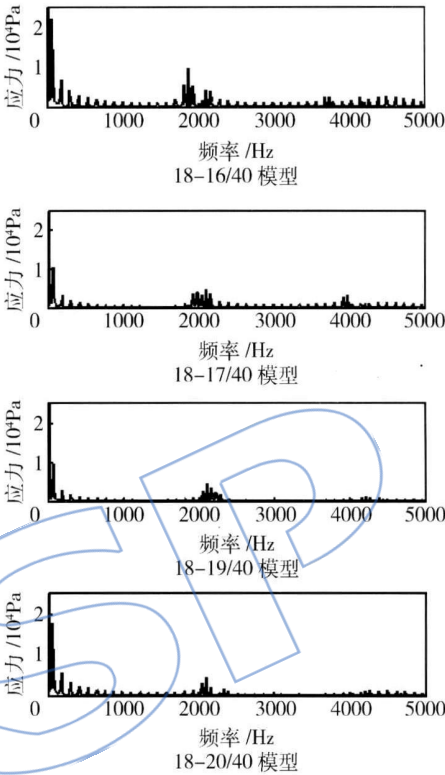


图 4 4 种非谐模型响应应力频谱分析图

Fig. 4 Figure of stress FFT for 4 mistuned models

5 结 论

本文推导了不对称静子叶片非谐设计下转子叶片受到的尾流激振力, 并讨论了非谐扇区分布对尾流激振力的影响, 同时计算了不同静子叶片数目非谐设计下转子叶片强迫响应应力, 得到非谐设计中静子扇区分布和扇区叶片数目选择的最佳方案, 主要结论如下:

- (1) 不对称静子非谐设计中, 对半均分扇区分布方案最佳;
- (2) 为保证非谐设计后整个系统的压比和效率等流场特性变化不大, 非谐设计中两个半圈静子叶片数目相差不宜过大, 以相差为 1 是最佳方案。

参考文献:

[1] 宋兆泓. 航空燃气涡轮发动机强度设计[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1988.
[2] 王建军, 李其汉, 朱梓根. 失谐叶片- 论盘结构系统振动局部化问题的研究进展[J]. 力学进展, 2000, 30(4): 517

- 528.
- WANG Jianjun, LI Qihan, ZHU Zigen. Vibratory localization of mistuned bladed disk assemblies: a review [J]. *Advances in Mechanics*, 2000, 30(4): 517-528.
- [3] Rivas-Guerra A J, Mignolet M P. Local/global effects of mistuning on the forced response of bladed disks [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2004, 126(1): 131-141.
- [4] Lim S H, Pierre C, Castanier, Matthew P. Predicting blade stress levels directly from reduced order vibration models of mistuned bladed disks [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2006, 128(1): 206-210.
- [5] Gottfried D A, Fleeter S. Passive detuning for HCF reduction [R]. AIAA 2002-3634, 2002.
- [6] 孟越, 李琳, 李其汉. 气动非谐对叶片表面非定常气动激振力影响研究 [J]. *航空动力学报*, 2007, 22(7): 1060-1064.
- MENG Yue, LI Lin, LI Qihan. Unsteady aerodynamic force of blade under aerodynamic mistuned influence [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2007, 22(7): 1060-1064.
- [7] 孟越, 李琳, 李其汉. 不对称静子尾迹流场激振力分析及计算方法研究 [J]. *北京航空航天大学学报*, 2007, 33(9): 1005-1008.
- MENG Yue, LI Lin, LI Qihan. Investigation of force under asymmetry stator wake [J]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2007, 33(9): 1005-1008.
- [8] 孟越, 李琳, 李其汉. 尾流激振情况下叶片强迫响应瞬态分析方法 [J]. *北京航空航天大学学报*, 2006, 32(6): 671-674.
- MENG Yue, LI Lin, LI Qihan. Transient analytical method of vane forcing response under stator rotor wake influence [J]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2006, 32(6): 671-674.
- [9] 祈明旭, 丰镇平, 康顺, 等. 轴流透平级动静干涉的非定常效应及其对气动性能的影响 [C] // 工程热物理学会热机气动热力学学术会议论文集. 中山: 工程热物理学会热机气动热力学分会, 2002: 395-401.
- QI Mingxu, FENG Zhenping, KANG Shun, et al. Unsteady effect and influence of pneumatic performance under stator rotor wake in axial flow turbines [C] // Academic Conference Paper Corpus of Thermo Engine Pneumatic Thermodynamics Conference of Society of Engineering Thermo Physics. Zhongshan: Society of Engineering Thermo Physics, 2002: 395-401.