

民用大涵道比风扇S2反问题设计

王作彪¹,周琨²,李佳¹

1. 中航动力科技工程有限责任公司,北京 100029
2. 北京航空航天大学能源与动力工程学院,北京 100191

摘要 S2反问题法是重要的初始设计评估手段。通过选择合理的损失模型并进行验证,得到了适用于大涵道比风扇的S2反问题评估方法,并系统研究风扇关键几何参数对风扇气动效率的影响规律。结果表明:当进口机匣半径增大到一定程度,增大半径对于风扇效率的改善已不明显;当进口轮毂比大于0.295时,风扇效率将急剧下降;流道形式采用等外径或近似等外径设计时,风扇具有更高的效率;而风扇出口尺寸的选择除满足流量系数的要求之外,还应考虑与下游部件的匹配,以提高整个压缩系统的效率。

关键词 民用大涵道比风扇;S2反问题;关键几何参数

中图分类号 V231.3

文献标志码 A

doi 10.3981/j.issn.1000-7857.2015.14.018

The design principles of the civil high bypass ratio turbofan as an S2 inverse problem

WANG Zuobiao¹, ZHOU Kun², LI Jia¹

1. AVIC Power Science and Technology Engineering Co., Ltd., Beijing 100029, China
2. School of Energy & Power Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China

Abstract The S2 inverse problem is very important in a design process. With the use of a reasonable and verified loss model, an evaluation method is developed for the civil high bypass ratio fan, and the effect of key geometric parameters on the efficiency of the turbofan is investigated. It is shown that, when the radius of the inlet casing is increased to a certain extent, the further increase of the radius does not obviously improve the turbofan efficiency. When the hub ratio is greater than 0.295, the fan efficiency will fall sharply. The constant case diameter design is effective in the improvement of the turbofan efficiency. In the determination of the outlet size, not only the requirement of the flow coefficient, but also the matching with the downstream part have to be taken into account to improve the efficiency of the whole compression system.

Keywords civil high bypass ratio turbofan; S2 inverse problem; key geometric parameter

随着对大型民用客机要求的不断提高,对发动机的要求也更加苛刻,主要体现在经济性和环保性两个方面。欧美等国家为此实施了一系列发动机改进和全新研制计划,如超高效发动机技术(UETT)^[1,2]、降低飞机噪声计划(SILENCE)^[3]、环境友好的航空发动机计划(VITAL)^[4]、CFM公司改进CFM56发动机计划(TECH56)^[5]和领先的航空推进技术(LEAP)等。对大涵道比涡扇发动机核心部件之一的风扇,也提出了严格

的要求,如降低噪声要求、降低风扇的叶尖切线速度等,然而,过低的叶尖切线速度将导致过高的载荷系数,不利于提高发动机的经济性。经济性和环保性对于风扇的要求存在一定矛盾。

初始设计是风扇/压气机优秀设计的开始^[6],完成一个优秀的初始设计,首先需要有效的S2反问题设计方法。S2反问题对经验和实验数据库的依赖性较强,比如叶型损失、激波

收稿日期:2015-04-17;修回日期:2015-06-10

作者简介:王作彪,工程师,研究方向为燃气轮机压缩系统设计,电子信箱:wangzbavic@126.com;周琨(通信作者),博士后,研究方向为叶轮机械气体动力学,电子信箱:zhoukun0803@163.com

引用格式:王作彪,周琨,李佳.民用大涵道比风扇S2反问题设计[J].科技导报,2015,33(14):97-101.

损失、通道堵塞系数等,当这些经验系数能够准确给定时,S2计算就可以很好地预测叶轮机械内的流场^[7]。本文先选取损失模型并利用公开的实验结果进行校验,对模型的适用范围和误差进行分析,通过该损失模型发展的S2反问题方法,对于初始设计中风扇关键几何参数的影响规律进行研究,从而给出大涵道比涡扇发动机风扇几何参数的选取准则。

1 损失模型的选择

当前大涵道比风扇均在跨音速状态工作,跨声速风扇内部流动的损失包括:叶型损失、激波损失、二次流损失和展向掺混损失。本文采用当代风扇相关的损失模型,并对该损失模型进行校验,最后对该模型的计算精度和适用范围进行分析和说明。

1.1 损失模型的选取

1) 叶型损失模型。目前通常采用的叶型损失系数^[8]表达式为

$$\frac{\omega_p \cos \beta_2}{2\sigma} = \left| \frac{\cos \beta_1}{\cos \beta_2} \right|^2 \left| \frac{\theta}{c} \right| \cdot \frac{3H-1}{\left| 1 - \left| \frac{\theta}{c} \right| \cdot \frac{\sigma H}{\cos \beta_2} \right|^3} \quad (1)$$

式中, ω_p 为叶型损失系数, σ 为叶栅稠度, β_1 、 β_2 分别为叶栅进、出口相对气流角, θ 为动量厚度, c 为弦长, H 为形状因子。大量试验表明,决定叶型损失的无量纲动量厚度 θ/c 和形状因子 H 与叶栅的速度扩散程度、进口马赫数、雷诺数及湍流度有关。如果将其应用到实际的风扇气动设计和分析中,还需考虑三元流动和端壁效应的影响,因此需要进行大量的经验修正,才能得到比较符合实际流场的损失分布。在众多损失模型中,经过对比分析及后续的校验工作,本研究最终选取了Koch和Smith根据大量的叶栅实验结果总结和发展的损失模型^[8]。该模型的核心思想即采用当量扩散因子计算叶型损失,该方法定义了当量扩散因子及其经验计算方法,同时提供了一套对马赫数、雷诺数和流道收缩比对动量厚度和形状因子的修正曲线,考虑了稠度、叶片弯角和相对厚度的影响,基本上可满足现代风扇设计的需要。

此外,对于雷诺数影响的修正,也可以采用来源于工程中的经验公式,该式根据实验数据的拟合和分析,用以修正雷诺数对动量厚度和形状因子的影响。

$$\lg \left| \frac{\theta}{\theta_{Re=10^6}} \right| = \begin{cases} 1 - 0.166 \lg Re & Re \geq 2 \times 10^5 \\ 2.7705 - 0.5 \lg Re & Re < 2 \times 10^5 \end{cases} \quad (2)$$

$$\lg \left(\frac{H}{H_{Re=10^6}} \right) = 0.36 - 0.06 \lg Re \quad (3)$$

式中, Re 为雷诺数,以弦长为特征长度、进口速度为特征速度、进口密度为特征密度来定义。

2) 端壁二次流损失模型。叶轮机械中二次流主要存在于端壁区,对于风扇转子,采用扩散因子计算端壁二次流损失,扩散因子 D 为

$$D = 1 - \frac{W_2}{W_1} + \frac{r_2 C_{2u} - r_1 C_{1u}}{\sigma(r_1 + r_2)W_1} \quad (4)$$

式中, C_{1u} 、 C_{2u} 分别为进、出口绝对速度的切向分速度, W_1 、 W_2 分别为进、出口的相对速度, r_1 、 r_2 分别为基元叶片进出口半径。

结合式(1)叶型损失系数的表达式,端区二次流损失以修正量的方式直接加入式(1)右侧,也即把端区二次流损失计入叶型损失系数中,采用的修正量计算公式如下:

当叶高百分比 $\lambda > 0.7$ 时,修正量为

$$\Delta \left(\frac{\omega_p \cos \beta_2}{2\sigma} \right) = 0.4212D^{2.326}(\lambda - 0.7) \quad (5)$$

当叶高百分比 $\lambda < 0.1$ 时,修正量为

$$\Delta \left(\frac{\omega_p \cos \beta_2}{2\sigma} \right) = 0.1263D^{2.326}(0.3 - \lambda) \quad (6)$$

式中, $\lambda = (r_2 - r_{2h}) / (r_{2i} - r_{2h})$ 为叶高百分比, r_{2i} 、 r_{2h} 分别为转子出口叶尖和叶根半径, Δ 表示修正量。

利用式(5)和式(6)就可求出端壁二次流损失 w_e 。

3) 激波损失模型。对有激波的流场假设:(1)忽略具体的流动细节,把气流在复杂激波系中的增压过程简化为一道正激波增压,并假定激波前马赫数与来流相对马赫数相当;(2)扭速 ΔV 全部由激波产生,且流动不发生折转;(3)波后激波与附面层干涉未发生分离。

把复杂激波简化为一道正激波,表征激波系的整体强度,并不严格等于实际的波前马赫数,但仍然把握住了激波增压的物理本质,不带来趋势上的错误,对该模型进行一定的修正即可计算出激波损失。经过分析比较,对于低维度的设计来说,用以下方法来考虑激波损失 w_s ,非常适合于跨音和低超音风扇的设计。

$$w_s = A \cdot |Ma_{1w} - Ma_{1cr}| \quad (7)$$

式中, Ma_{1cr} 为临界马赫数, Ma_{1w} 为进口相对马赫数, A 为经验常数。

4) 展向掺混损失模型。对于展向掺混损失,本文采用Gallimore-Cumpsty模型计算展向掺混损失。该模型只考虑了湍流扩散引起的掺混损失,故该模型计算得到的掺混系数沿展向为恒定值。模型中的掺混系数 ε 基于轴向速度 C_x 、轴向级长度 L_s 和雷诺数 Re 确定,计算公式为

$$\varepsilon = C_x L_s / Re \quad (8)$$

掺混损失系数 $\bar{\omega}'$ 计算公式为

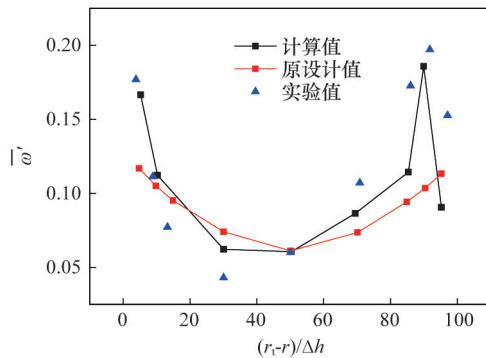
$$\bar{\omega}' = \frac{3\phi^2 L_s}{2t} \left(\frac{\varepsilon}{Bt_z C} \right)^3 \quad (9)$$

式中, ϕ 为流量系数, t 为叶栅栅距, t_z 为基元叶片尾缘厚度, B 为常数, C 为弦长。

综上所述,风扇内总的流动损失 $\bar{\omega}$,为叶型损失、激波损失与展向掺混损失之和(其中端壁二次流损失已经计入叶型损失之中),但3个损失需经过加权处理后才能得到总损失。

$$\bar{\omega}_r = a\omega_p + bw_s + c\bar{\omega}' \quad (10)$$

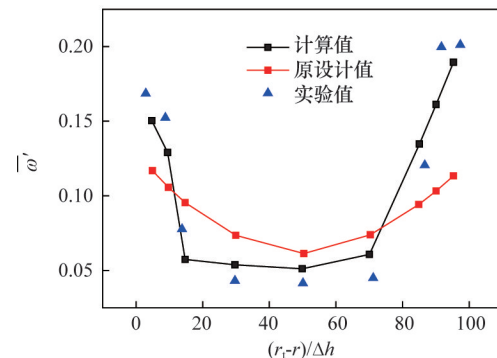
式中, a, b, c 均为加权系数。从已发表的文献来看, 对于跨音风扇而言, 激波损失在总损失中占主导地位, 即跨音风扇的气动性能主要由激波损失的大小决定, 本研究经过多次尝试和校验工作, 最终给出了适用于跨音速大涵道比风扇的 3 个加权系数的选取范围, 其中 a 为 0.95~1.05, b 为 1.05~1.15, c 为 0.9~1.0。随着风扇气动设计水平的不断发展, 设计参数的选取范围也将发生变化, 比如叶尖相对马赫数可能会增加, 加权处理是否仍然适用则需要进一步验证。



(a) 单叶片

1.2 损失模型的校验

为校验本研究选取的损失模型, 利用 S2 反问题程序配合上述损失模型, 分别对 NASA CR-121145 和 Rotor 57 进行计算, 并将计算的损失系数与原设计评估的损失系数, 以及实验测量值进行了对比, 如图 1 和图 2 所示, 其中 $r, r_1, \Delta h$ 分别为半径、叶尖半径和叶片高度, 50%—50% 指的是前后叶片负荷占叶片总负荷的百分比。结果表明利用损失模型计算结果与实验结果吻合较好, 说明本文选择的损失模型适用。



(b) 串联叶片前后叶片负荷为 50%—50%

图 1 与 NASA CR-121145 损失系数的对比

Fig. 1 Comparison of loss coefficient between NASA CR-121145 and calculation

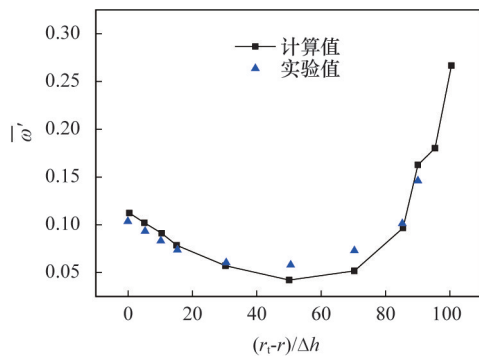


图 2 与 Rotor 57 损失系数的对比

Fig. 2 Comparison of loss coefficient between Rotor 57 and calculation

1.3 损失模型的计算精度和使用范围

1) 叶型损失模型。由于该模型是基于最小损失流入角而给出的最小损失模型, 故仅适用于设计点附近, 通过与大量的实验数据对比进行了加权修正。

2) 激波损失模型。由于将复杂的激波系简化为一道正激波, 仅考虑激波的整体强度, 忽略激波系内部的流动细节, 仅通过对激波损失进行加权修正, 并且本研究校验损失模型采用的跨音速风扇实例, 其叶尖的相对马赫数均小于 1.6。因此, 所采用和验证的激波损失模型适用范围是叶尖相对马赫数小于 1.6。对于马赫数超过该范围的情况是否适用, 还需进一步验证。

3) 端壁二次流损失模型。采用扩散因子对叶型损失参数进行加权处理, 加权量的大小依据 Koch C C 修正后的级平均效率进行, 因为该修正 (除个别外) 已被大量的压气机的实测数据所验证。

4) 展向掺混损失模型。该模型中的掺混过程被认为是由湍流扩散引起, 而 Wisler^[9] 经试验证明掺混过程是湍流扩散和二次流共同作用, 尤其在端壁区二次流的贡献更大, 但本研究的端壁损失中已考虑二次流所带来的损失, 因此仅考虑由于湍流扩散而引起的掺混损失。

综上所述, 该损失模型的适用范围为亚音、跨音和低超音的风扇/压气机, 转子相对马赫数 ≤ 1.6 , 计算误差 $\leq \pm 0.01$, 故该模型能够与实验结果吻合较好。

为评估由于损失模型本身误差对风扇气动效率 (所述效率若无特殊说明, 均为风扇气动效率) 产生的影响, 本文给出了在不同增压比下, 计算效率的误差范围, 如图 3 所示。

图 3 中 e_{\max} 为损失系数 +0.01 (误差上限) 时计算所得效率变化值, e_{\min} 为损失系数 -0.01 (误差下限) 时计算所得效率变化值。从图 3 中可以看出, 压比在 1.2~2.0 范围内时, 由损失模型本身的误差而对效率产生的偏差较小, 即压比在该范围内时, 效率计算精度较高, 可满足工程需要。随着压比进一步增加, 即设计压比大于 2.0 以后, 应用该损失模型计算效率时产生的误差可能会较大, 计算精度变差, 故在设计压比大于 2.0 时, 应用本模型时需谨慎处理。

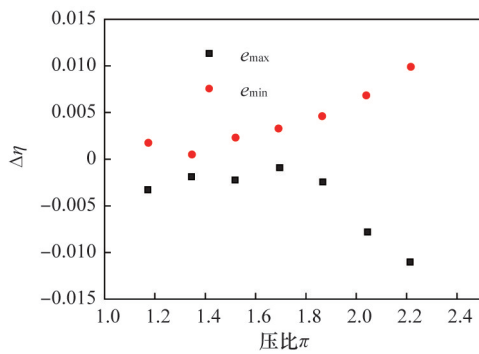


图3 在不同压比 π 时的效率变化值 $\Delta\eta$

Fig. 3 Efficiency changes at different pressure ratios

2 几何参数对风扇气动效率的影响规律

在风扇的初步设计中,关键的几何参数,如进口轮毂比、进口机匣外径、出口机匣下压坡角、出口几何尺寸、流道形式等的选取都会直接影响风扇的气动效率、喘振裕度、风扇噪音等性能,故对这些参数间的相互关系及它们对效率的影响规律进行研究,对风扇的初步设计和几何参数的确定具有重要的指导意义

从初步的气动设计角度考虑,图4给出了风扇转子进出口几何尺寸设计流程图。在初步设计时,合理的选取这些参数对于成功设计风扇则至关重要。利用S2反问题计算程序结合校验的损失模型,可以快速评估风扇的气动效率,从而得出各几何参数对于风扇气动效率的影响规律,从而得到风扇几何参数的选取方法。

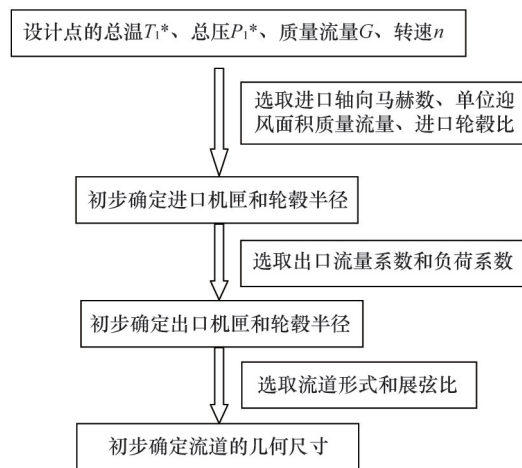


图4 风扇转子进出口几何尺寸设计流程

Fig. 4 Flow chart of design process of the geometries of fan rotor's inlet and outlet

2.1 进口机匣尺寸的选取

初步设计时,对于进口机匣几何参数可按以下方法进行选取:

1) 由给定的设计压比,从压比与叶尖切线速度及效率的

关系中,可找到在高效率区所对应的换算叶尖切线速度。

2) 由换算叶尖切线速度和该对应点的设计转速求出进口机匣的几何外径。

在选取叶尖切线速度时需综合考虑气动效率、结构强度、喘振裕度和风扇噪音等因素的影响。图5给出了轮毂比 (htr) 为 0.295 时,效率变化值随机匣半径的变化曲线,可以看出,当轮毂比为 0.295 时,机匣半径介于 0.98~1.02,随着机匣半径的增加,其效率变化较大,且效率逐渐增加,而机匣半径在 1.02~1.05 之间时,随着机匣半径的增加,其效率略微下降,但变化较小。机匣半径在 0.995~1.05 范围内,效率变化均不大,故机匣半径在该范围内选取较为合理。选用不同轮毂比时该方法同样适用。

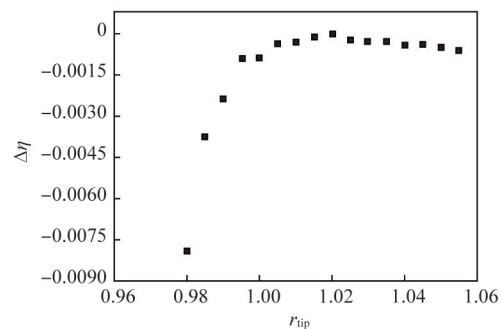


图5 轮毂比为 0.295 时,效率变化值 $\Delta\eta$ 随机匣半径 r_{tip} 变化

Fig. 5 The efficiency changes against the casing radio (hub ratio=0.295)

2.2 进口轮毂比的选取

进口机匣半径确定后,在质量流量一定的情况下,从气动设计角度考虑,则进口轮毂比的选取取决于风扇迎面马赫数,进口叶尖相对马赫数和做功能力,但同时还应考虑结构设计和加工等因素的影响。图6给出了效率变化值 $\Delta\eta$ 随进口轮毂比的变化曲线,可以看出,在进口机匣半径和质量流量一定的情况下,随着进口轮毂比的减小,气动效率增加,即进口轮毂比越小越好。但当进口轮毂比小至一定程度时,对于气动性能的收益很小,即气动效率增加的很小,但这却会给结构设计和加工等方面带来很大的困难。而当进口轮毂比大于 0.295 时,效率开始急剧下降。

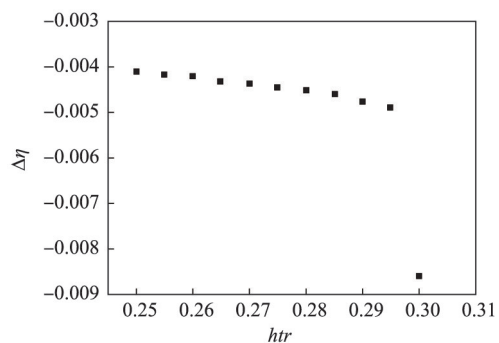


图6 效率变化值 $\Delta\eta$ 随进口轮毂比 htr 的变化

Fig. 6 The efficiency changes against the import hub ratio

2.3 出口尺寸的选取

初步设计时,根据出口流量系数、负荷系数和进出口轴向速比初步确定风扇转子出口机匣和轮毂的半径。由于风扇出口尺寸的确定需要与下游部件匹配优化,以提高整个压缩系统的效率,因此很难单独给出,需要将考虑的因素进行简单描述。在选取出口轮毂半径时,需同时考虑风扇后增压级的设计,若风扇转子出口轮毂上升过高,则会使风扇后的增压级不宜设计,其原因是转子出口到增压级进口的轮毂半径逐渐减小,而转子出口叶根处的绝对马赫数和气流角均较大,根据环量守恒,轮毂半径减小,气流角增大,即气流更加偏离轴向,且气流的马赫数较大,很不利于增压级的进口导流叶片的设计。若转子进出口机匣的收缩坡度过大,会使得机匣局部的气流加速过快,而摩擦力所做的功近似与气流速度的三次方成正比,使机匣处的摩擦损失急剧增加。在选取进出口轴向速比时,使经过转子叶排后的气流减速不要太大,否则气动效率不高,且喘振裕度减小,其原因是:转子出口轴向气流减速太多,而扭速不变,使扩散因子急剧增大,叶型损失急剧增加。

2.4 流道形式的选取

风扇/压气机常用的流道形式有等外径、等中径和等内径。针对3种流道形式在给定增压比、进口气动参数和进出口几何尺寸相同时,分析和讨论采用3种不同的流道形式对气动性能的影响。为了对流道形式进行量化表示,定义流道形式因子 χ 。流道的进、出口和轮毂、机匣型线,可以近似简化为一个梯形,其中轮毂、机匣型线对应梯形两腰,延长梯形两腰得到一个交点,该交点在流道进口边上的投影将进口边分割成两部分(l_1 和 l_2),流道形式因子定义 χ 为

$$\chi = \frac{l_1}{l_1 + l_2} \quad (11)$$

可见,该因子为0,表示等内径;该因子为0.5,表示等中径;该因子为1,表示等外径。

由欧拉方程可知:

$$Lu = U_2 W_{2u} - U_1 W_{1u} \quad (12)$$

式中, U_1, U_2 分别为进、出口平均半径处的叶片切线速度, W_{1u}, W_{2u} 分别为叶中进、出口处的气流速度切向分量。由于 U_2 等内径 $< U_2$ 等中径 $< U_2$ 等外径,若要实现同样的加功量或增压比,则 W_{2u} 等内径 $> W_{2u}$ 等中径 $> W_{2u}$ 等外径,即扩散因子 $D = 1 - \frac{W_2}{W_1} + \frac{W_{2u}}{2\sigma W_1}$ 增加,叶型损失增加。图7给出了不同的流道形式下效率的变化情况,可以看出,增压比一定时,随着流道形式从等内径变化到等外径,其效率逐渐增大,在接近等外径时效率基本不变,即进行风扇初步设计时,流道形式采用等外径或近似等外径设计时具有更高的效率。

3 结论

结合民用大涵道比涡扇发动机风扇部件的特点,给出了适用于先进大涵道比风扇转子的损失模型,并对该模型进行校验,利用该损失模型对影响风扇效率的几何参数进行

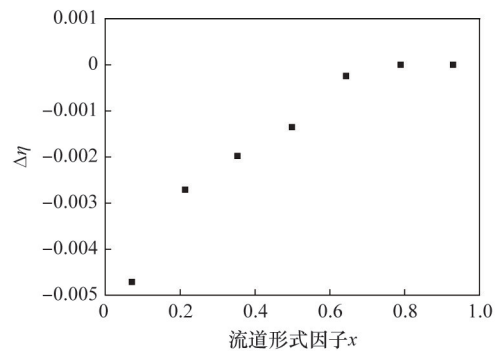


图7 在不同流道形式下效率变化 $\Delta\eta$ 的分布变化

Fig. 7 The efficiency changes for different meridional channel forms

分析。

1) 本研究选取的风扇/压气机损失模型包括叶型损失、激波损失、二次流损失和展向掺混损失,利用公开的实验数据进行验证,表明了该模型组合能够较准确的反应出风扇/压气机内部的流动损失,其精度满足工程应用的需求,对于大涵道比风扇的S2反问题设计是适用的。

2) 给出了关键的几何参数(如进口轮毂比,进口机匣半径,出口几何尺寸等)对风扇的气动效率的影响规律,可为风扇的初步设计提供一定的指导。

参考文献(References)

- [1] Michael T T, Scott M J, et al. A probabilistic assessment of NASA ultra-efficient engine technologies for a large subsonic transport[C]. ASME Turbo Expo 2004, Vienna, Austria, June 14-17, 2004.
- [2] Michael T T, Scott M J. An updated assessment of NASA ultra-efficient engine technologies[C]. 17th International Symposium on Air Breathing Engines, Munich, Germany, September 4-9, 2005.
- [3] Baker N, Rolt A. New environmental friendly aero engine core concepts [C]. 18th International Symposium on Air Breathing Engines, Beijing, China, September 2-7, 2007.
- [4] Korsia J J. VITAL-Europan R&D program for greener aero-engines[C]. 18th International Symposium on Air Breathing Engines, Beijing, China, September 2-7, 2007.
- [5] 梁春华. TECH56 技术计划即将结束[J]. 航空发动机, 2004, 30(1): 46-46.
Liang Chunhua. TECH56 plane is coming to end[J]. Aeroengine, 2004, 30(1): 46-46.
- [6] Came P M, Robinson C J. Centrifugal compressor design[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 1999, 213(2): 139-155.
- [7] Johnsen I, Bullock R. Aerodynamic design of axial flow compressors[R]. Washington DC: NASA, 1965.
- [8] Koch C C, Smith L H. Loss sources and magnitudes in axial-flow compressors[J]. Journal of Engineering for Power, 1976, 98(3): 411-424.
- [9] Wisler D C. Loss reduction in axial flow compressors through low-speed model testing[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines Power, 1985, 107(2): 354-363.

(编辑 陈华姣)