

基于 ABAQUS 的大型风洞动力段结构有限元分析及研究

Finite element analysis and study on fan stage structure of large wind tunnel based on ABAQUS

中国航空规划建设发展有限公司 刘慧芳

[摘要] 利用有限元分析软件 ABAQUS,对某大型风洞动力段结构进行了有限元分析计算。通过建立动力段网格模型,定义边界条件,得到了风洞动力段结构的应力、应变结果。通过对多种模型的计算和分析,得出影响模型结构强度的关键因素,为动力段结构设计提供了参考依据。计算分析结果表明,本文所建立的动力段模型及算法在适用性及计算时间等方面具有优势,且计算结果也更可靠。

关键词: 风洞 有限元 动力段

[ABSTRACT] Finite element analysis and simulate on fan stage structure of one wind tunnel use finite element analysis software ABAQUS. A meshing model of the fan stage is built, define the boundary condition, show the stress and displacement results of the fan stage. Simulate and analysis on some models show the key factor which affect the strength of the model, and provide reference for the structure design of the fan stage. Simulate and analysis results show the fan stage model this paper built and the simulate method is much feasible for such problem, the cost of computational time is less than traditional method, and the results is more dependable.

Keywords: Wind tunnel Finite element Fan stage

风洞是飞机研制阶段重要的试验设施,承担着从选型到定型的吹风试验任务。欧美等发达国家都建有先进的大型低速风洞,我国现有的一座大型低速风洞存在风速较低、不具备开口试验段等问题。因此,具有优良气流品质的大型低速风洞将为我国航空、航天领域提供更精准的气动力试验。

单回路连续式低速风洞如图 1 所示,由动力段、拐角段、过渡段、扩散段、稳定段、收缩段和试验段组成。动力段为风洞的心脏,为风

洞的稳定运行提供所需的能量,其性能对风洞的经济性、流场品质和风速范围等性能指标都有重要影响。动力段由风扇系统、外壳、整流罩、导流片、支撑片、电机系统和连接组件组成,如图 2 所示。驱动风扇旋转的电机布置于后整流罩中,重量较大。导流片用于整个后整流罩的支撑,并为电机提供滑油、空气和电的供应通道,导流片的设计不仅要满足整个动力段的气动要求,而且对动力段结构的强度也起着重要的作用。

ABAQUS 立足于解决工程应用中复杂的非线性问题,具有强大的曲面造型功能和处理复杂三维模型的能力,适用于风洞动力段复杂结构的计算。

1 有限元计算理论

材料的工程应力称为名义应力,即 F/A_0 ,其中, A_0 为原始面积。相应地,名义应变表示为 $\Delta L/l_0$, l_0 为原始长度。

在只考虑 $\Delta L \rightarrow dl \rightarrow 0$ 的情况下,拉伸和压缩应变是相同的,即:

$$d\varepsilon = \frac{dl}{l}$$

$$\varepsilon = \int_0^l \frac{dl}{l} = \ln\left(\frac{l}{l_0}\right), \quad (1)$$

其中 l 是当前长度, ε 为真实应变或对数应变。

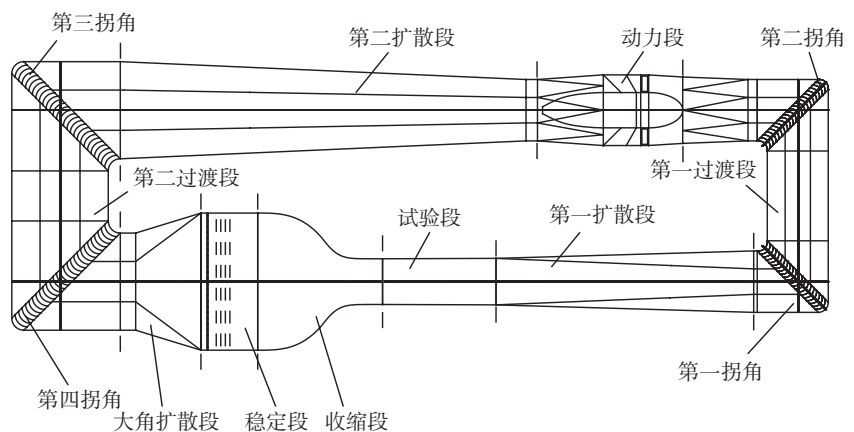


图1 风洞布置图
Fig.1 Layout of wind tunnel

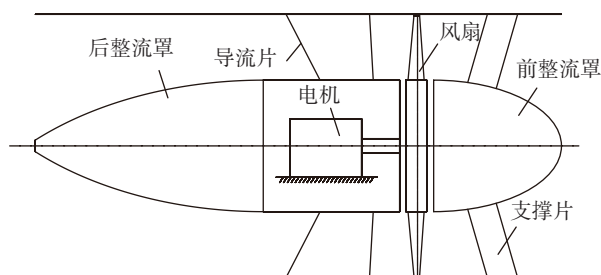


图2 动力段组成

Fig.2 Parts of fan stage

真实应力为：

$$\sigma = \frac{F}{A}, \quad (2)$$

式中, F 为材料所受力, A 为当前面积。

大多数实验数据是用名义应力、应变值给出的。因此,将塑性材料的名义应力(变)转化为真实应力(变)。考虑塑性变形的不可压缩性,真实应力与名义应力间的关系为：

$$l_0 A_0 = l A. \quad (3)$$

当前面积与原始面积的关系为：

$$A = A_0 \frac{l_0}{l}, \quad (4)$$

将 A 的定义代入(2)式中得到：

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{A_0} \frac{l_0}{l} = \sigma_{nom} \left(\frac{l}{l_0} \right), \sigma_{nom} \text{ 为名义应力。}$$

$$\text{名义应变 } \varepsilon_{nom} = \frac{l - l_0}{l_0} = \frac{l}{l_0} - 1. \quad (5)$$

将 $\frac{l}{l_0}$ 表示为 $1 + \varepsilon_{nom}$, 由此得到真实应力、名义应力和名义应变之间的关系：

$$\sigma = \sigma_{nom} (1 + \varepsilon_{nom}). \quad (6)$$

在用来定义塑性性能的材料实验数据中,提供的应变不仅包括材料的塑性应变,还包括材料的总体应变。可以将总体应变分解为弹性应变分量和塑性应变分量,弹性应变等于真实应力与杨氏模量的比值。由总体应变减去弹性应变,得到塑性应变,其关系为：

$$\varepsilon^{pl} = \varepsilon^t - \varepsilon^{el} = \varepsilon^t - \sigma/E, \quad (7)$$

其中 ε^{pl} 是真实塑性应变, ε^t 是真实总体应变, ε^{el} 是真实弹性应变。

2 动力段有限元模型

风洞动力段整体模型如图3所示,由前整流罩、支撑片、风扇系统(由轮毂和桨叶组成)、电机、导流片和后整流罩组成。由于风扇系统的桨叶与动力段外壳没有连接,不影响模型受力,所以不考虑桨叶部分,用与轮毂直径相同的圆盘模拟风扇系统的重量。电机布置于后

整流罩中,通过电机轴带动风扇旋转。模型主要的受力部件为后整流罩、导流片、电机轴和风扇,取之为本文计算的模型,如图4所示。

导流片与后整流罩模型如图5所示。导流片的作用在于使桨叶后的旋转气流变平直,回收旋转动能,使风扇后的气流成为单一轴向流动,同时兼作后整流罩和电机的支撑座。因此导流片绝对厚度不能太小,片数不能太多。此模型中,本文采用7片C4翼型导流片,平面形状为梯形,尖削比0.9,相对厚度10%。导流片从叶根至叶尖沿径向共分11个剖面,半径比为0.5~1.0,剖面间距0.05,桨根剖面和桨尖剖面见图6所示。各剖面前

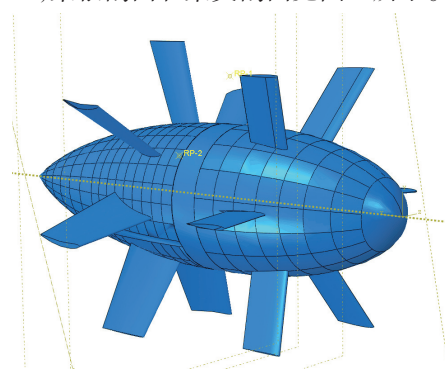


图3 动力段整体模型

Fig.3 Whole model of fan stage

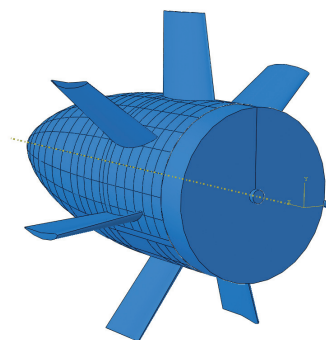


图4 动力段计算模型

Fig.4 Calculation model of fan stage

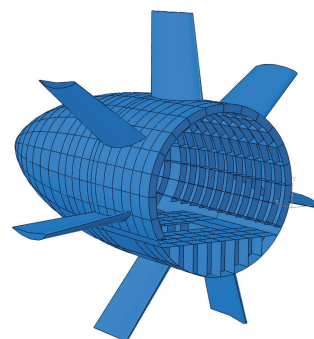


图5 导流片与后整流罩模型

Fig.5 Vanes and Fairing model

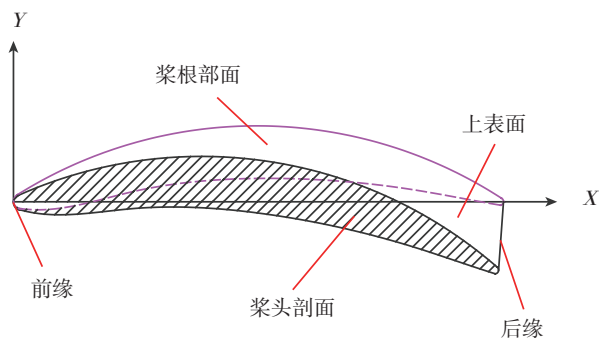


图6 导流片剖面图
Fig.6 Cross-section drawn of vanes

缘均位于坐标原点,浆根剖面安装角为 9.75° 。输入该 11 个剖面的几何参数得到如图 5 所示导流片模型。

前整流罩和后整流罩组成一个流线型旋成体,后整流罩母线方程为:

$$\left(\frac{x}{L_p} - 0.4\right)^2 + 0.0679\left(\frac{r}{R_b}\right)^2 + 0.2921\frac{r}{R_b} = 0.36, \quad (8)$$

其中, $0.4 \leq \frac{x}{L_p} \leq 1.0, R_b = 3.0875$ 。

由方程(8)得出后整流罩旋成体模型。为提高其强度,在后整流罩周向和轴向布置加强筋。后整流罩底部平台用于摆放电机,该平台与后整流罩底部同样也采用纵向和横向加强筋连接。为进一步加强后整流罩强度,防止变形破坏,在后整流罩的不同部位采用不同厚度的钢板。

电机与风扇模型如图 7 所示,为简化建模过程,便于计算,电机部分只建立电机轴和轴承座部分,省略了转子和外壳部分。电机轴和轴承座受力部分尺寸严格按照实际尺寸 1 : 1 建模,轴承座底部预留电机出风口位置。用于模拟轮毂和桨叶的圆盘,直径和厚度与轮毂实际尺寸相当,该圆盘能很好地模拟轮毂和桨叶的重量和气动力。

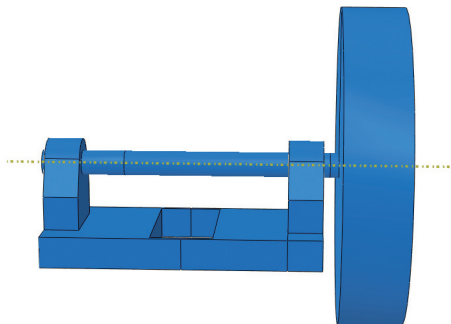


图7 电机与风扇模型
Fig.7 Motor and fan model

3 有限元模型分析与结果比较

网格划分对于有限元模型的计算结果有重要影响,本模型既有板壳结构(Shell elements)也有实体结构(Solid elements)。在网格划分中,在满足计算机运行的情况下,尽可能增加网格的数量,提高计算的准确度。本模型网格划分如图 8 所示。

该模型整流罩、导流片部分采用 Q235 钢,弹性模量为 $2.1 \times 10^5 \text{MPa}$,泊松比 0.3,密度为 7800kg/m^3 。模型的载荷包括:电机自重 100t、电机转矩 $573 \text{KN} \cdot \text{m}$,作用于后整流罩平台上;风扇自重 14t;风扇推力 117t,作用于圆盘面上。该模型边界条件包括:导流片与壳体的连接,采用固定约束,限制 6 个自由度;电机轴与风扇的连接,采用焊接方式;电机与后整流罩的连接,采用焊接方式;电机轴与轴承座的连接,采用接触方式。模型载荷和边界条件如图 9 所示。

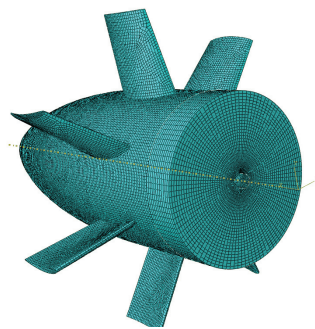


图8 模型网格划分
Fig.8 Model mesh

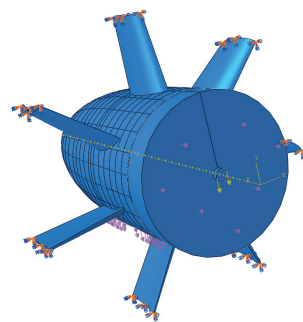


图9 模型载荷、边界条件
Fig.9 Loading and boundary condition of model

接触性质的定义在该分析中起到了比较重要的作用,将轴承座定义为主接触面,电机轴定义为次接触面,并假设两个面之间的摩擦性质为理想状态,摩擦系数为 0。

通过计算,得到模型的应力、应变、Y 向位移结果如图 10、图 11 以及图 12 所示。从应力云图来看,最大

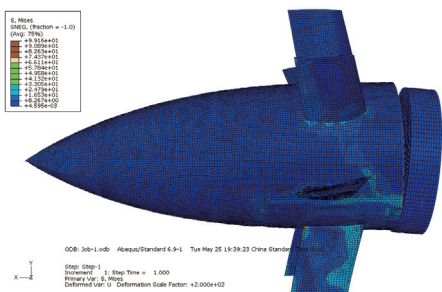


图10 模型应力云图
Fig.10 Stress of model

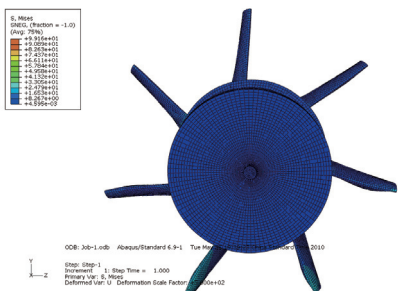


图11 模型应变云图
Fig.11 Strain of model

应力值为 81.76MPa,位于后整流罩底部与导流片的连接处。受电机重量和转矩的影响,后整流罩底部应力值较大,局部存在应力集中。从应变云图可以明显看出模型各部位变形的趋势,最大应变量为 2.8mm,位于风扇顶部。受风扇重力和推力的影响,电机轴右端顶部约有 2mm 左右的变形,位于后整流罩底部的 4 个导流片的中段也存在一定变形。从 Y 向位移云图来看,风扇顶部 Y 向位移值最大,为 -2.693mm,该计算结果与风扇自身重

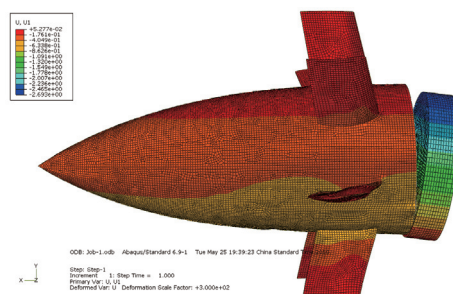


图12 模型Y向位移云图
Fig.12 Y displacement of model


力的影响相吻合。

为进一步研究该模型中关键部分(导流片、后整流罩、电机)对计算结果(应力、应变)的影响程度,将导流片的位置、尺寸进行调整,分析各种工况下模型的计算结果。另外,调整后整流罩、电机平台厚度,得到不同工况下模型的应力、应变值。分析模型的各种工况,既有利于研究模型各部分关系,也为模型的结构优化提供了参考依据。

3.1 采用不同位置、尺寸导流片时,模型应力、应变、Y 向位移比较

在载荷、约束相同的条件下,改变导流片的位置、尺寸,得到 5 种工况下模型的应力、应变结果,具体见表 1。

表 1 不同导流片模型结果比较

翼型与模型说明	最大应力 /MPa	最大应变值 / mm	风扇中心 Y 向位移值 /mm
 原始气动模型	99.16	3.354	1.32~1.54
 导流片前移 300 mm	67.91	2.070	0.75~0.92
 导流片增加 100 mm	80.80	3.128	1.21~1.43
 导流片增加 200 mm	71.73	2.984	1.19~1.41
 导流片增加 500 mm	49.77	2.799	1.10~1.31

(下转第 101 页)

如图1所示)所受摩擦力的大小和变化趋势有较大差异。这是由于随着静子叶片的调节,不同位置静子叶片所受重力和连接关系造成静叶与机匣之间作用力的改变引起的。不同位置的静子叶片的摩擦力仿真结果可以为静子叶片和机匣的设计提供参考。

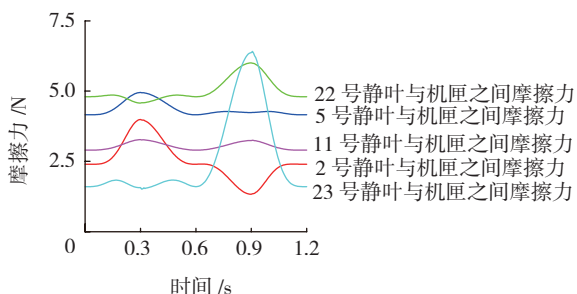


图6 不同位置静叶与机匣之间摩擦力曲线

Fig.6 Friction between different stator vanes and the case

3 结论

(1) 本文利用虚拟样机技术,采用CATIA和ADAMS软件对单级VSV系统进行运动学和动力学仿真,仿真分析结果满足设计要求,验证了机构设计的正确性;并且得到各构件的运动曲线、受力曲线等仿真结果,可以为VSV系统的机构设计提供参考。

(2) 采用CATIA和ADAMS软件相结合的仿真方法对于复杂的机构仿真设计具有可视化程度高和实用性强的优点,由于复杂的机构所需要的约束和运动副较多,以前的处理方法(手动逐个设置约束和运动副)繁重而且容易出错,而这种方法能够自动将装配体中的所有约束转换为分析模型中的运动副或约束,在很大程度上方便了仿真设计,提高了设计效率。

参考文献

- [1] 刘长福,邓明,方昌德,等.航空发动机结构分析.西安:西北工业大学出版社,2006.
- [2] 陈光.航空发动机结构设计分析.北京:北京航空航天大学出版社,2006.
- [3] 夏存江.CFM56-3发动机可变几何控制系统对发动机性能的影响.航空发动机,2008-34(3):42-45.
- [4] Riesland D. Aircraft engine analysis using ADAMS. 2000 European ADAMS User Conference.
- [5] 郑建荣.ADAMS——虚拟样机技术入门与提高.北京:机械工业出版社,2001.
- [6] 曾洪江,黄聪.CATIA V5机械设计从入门到精通.北京:中国青年出版社,2004.
- [7] MSC Software 中国市场部.成功的因素在于“仿真提前”——集成于PLM内部的虚拟产品开发工具MSC SimDesigner. CAD/CAE与制造业信息化,2005(5):66-68.

[8] 杨伟,罗秋生,张少平,等.基于UG和ADAMS的调节机构虚拟样机动力学仿真.燃气涡轮试验与研究,2009,22(2):22-25.

[9] 唐庆如,孔萌.CFM56-7B发动机VSV结果损伤分析.航空维修与工程,2011(4):31-33.

(责编 良辰)

(上接第97页)

由此表看出,前移(向风扇方向移动)导流片和增加导流片的长度,都可以降低模型的应力值、减小变形,前者在减小变形方面更优,后者在降低应力方面更优。两种方案的计算结果都较原气动模型好。

3.2 将整流罩和电机平台设置为不同厚度时,模型应力、应变比较

所有模型中,导流片的厚度均设置为20mm。在载荷、约束相同的条件下,分别取后整流罩的厚度为10mm、20mm,电机平台厚度为30mm、40mm,计算结果如表2所示。由表2看出,增加后整流罩的厚度和电机平台的厚度,都能达到降低模型应力、减小模型应变的目的。但从计算结果看出,增加后整流罩厚度的效果更明显。

表2 不同厚度模型结果比较

模型	模型参数/mm			计算结果	
	导流片厚度	后整流罩厚度	电机平台厚度	应力/MPa	应变/mm
模型1	20	10	30	99.72	3.483
模型2	20	20	30	62.91	2.911
模型3	20	10	40	70.43	3.224

在实际设计中,可以参考表1和表2的分析方法,找到影响模型应力、应变的关键因素,对模型的气动外形进行优化设计,使模型既能满足强度要求,又节省材料。

4 结论

本文以某风洞动力段结构强度有限元模拟分析为出发点,通过对动力段多种模型方案的计算与比对,找到影响模型结构强度的关键因素,并为优化模型结构指明了方向。如今,以有限元分析指导结构设计已普遍被大家认同,尤其对于结构庞大、造型复杂的非标设备的设计,经验固然重要,但有限元分析无疑成为结构设计的一个重要参考依据。对于大型复杂的风洞洞体的结构设计,ABAQUS有限元软件较同类有限元软件,在建模方面表现出更大的优势,能更好地模拟真实的构造。本文中有限元分析方法和ABAQUS软件的运用,可以为更多大型复杂的非标设备的设计所借鉴。

(责编 亿霖)