



# 能源与动力学院

021系

(3)

(第3册)



## 目录

序号	姓名	职称	单位	论文题目	刊物、会议名称	年、卷、期	类别
1	尹育聪 陈伟 漆文凯 吴铁鹰	硕士生 正高 副高 副高	021 021 021 021	发动机叶片多功能测控试验系统的实现方法	工业控制计算机	2006. 11	
2	徐永军 陈伟 漆文凯	硕士生 正高 副高	021 021 021	减速器参数化绘图系统的开发研究	通用机械	2006. 9	
3	牛东生 陈伟	硕士生 正高	021 021	涡轮典型部件冷热态尺寸换算方法	航空动力学报	2006.21.1	
4	牛东生 陈伟	硕士生 正高	021 021	涡轮典型部件冷热态尺寸换算方法研究	航空发动机	2006.32.3	
5	张红涛 陈伟	硕士生 正高	021 021	基于UG的航空发动机典型零件参数化设计	中国航空学会第6届动力年会	2006	
6	关玉璞 赵振华	副高 硕士生	021 021	粒子分离器涡流叶片鸟撞击损伤试验	2006年学术年会论文集	2006	
7	栾永先 罗贵火	硕士生 副高	021 021	涡轮无螺栓挡板的参数化设计	材料工程增刊	2006	
8	蔡真 罗贵火	硕士生 副高	021 021	燃烧室工作温度场对热应力及变形的影响	材料工程增刊	2006	
9	张强 罗贵火	硕士生 副高	021 021	气体轴承动力特性数值分析	材料工程增刊	2006	
10	张强 罗贵火	硕士生 副高	021 021	气体轴承—转子系统稳定性分析	南京航空航天大学第八届研究生学术会议	2006	
11	胡绚 罗贵火 高德平	博士生 副高 正高	021 021 021	圆柱滚子轴承拟静力学分析	现代机械	2006. 6	
11	胡绚 罗贵火 高德平	博士生 副高 正高	021 021 021	圆柱滚子中介轴承拟静力学分析	航空动力学报	2006.21.6	
12	唐云冰 罗贵火 高德平	博士生 副高 正高	021 021 021	Vibration characteristics of high-speed ball bearing of aero-engines	The First International Symposium on Jet Propulsion and Power Engineeringt	2006	
13	高德平 漆文凯	正高 副高	021 021	缘板阻尼器减振特性的实验研究	材料工程增刊	2006	
14	邓旺群 高德平	博士生 正高	021 021	悬臂柔性转子动力特性及高速动平衡试验	航空动力学报	2006.21.3	
15	邓旺群 郭飞跃 高德平	博士生 副高 正高	021 608所 021	航空发动机高速柔性转子动力特性计算	振动与冲击	2006.25.5	
16	邓旺群 郭飞跃 高德平	博士生 副高 正高	021 608所 021	高速柔性转子的主要零部件对其动力特性的影响分析	机械强度	2006.28.6	

## 目录

序号	姓名	职称	单位	论文题目	刊物、会议名称	年、卷、期	类别
17	邓旺群 郭飞跃 高德平 张磊	博士生 副高 正高 初级	021 608所 021 608所	平衡卡箍对细长柔性转子动力特性的影响分析	材料工程增刊	2006	
18	范志强 高德平 覃志贤 姜涛 李卫东	博士生 正高 中级 中级 副高	021 021 624所 624所 外单位	机匣包容性破坏势能法的试验验证	燃气涡轮试验与研究	2006.19.2	
19	范志强 高德平 覃志贤 姜涛	博士生 正高 中级 中级	021 021 624所 624所	20号钢的冲击拉伸力学性能试验研究	燃气涡轮试验与研究	2006.19.4	
20	范志强 高德平 姜涛 覃志贤 王维	博士生 正高 中级 中级 中级	021 021 624所 624所 624所	模型机匣的包容性试验和数值模拟	南京航空航天大学学报	2006.38.5	
21	曹磊 高德平 江和甫	博士生 正高 正高	021 021 624所	弹性环式挤压油膜阻尼器设计因素研究	燃气涡轮试验与研究	2006.19.4	
22	唐云冰 高德平 罗贵火	博士生 正高 副高	021 021 021	航空发动机高速滚珠轴承力学特性分析与研究	航空动力学报	2006.21.2	
23	唐云冰 高德平 罗贵火	博士生 正高 副高	021 021 021	滚动轴承非线性轴承力及其对轴承系统振动特性的影响	航空动力学报	2006.21.2	
24	唐云冰 高德平 罗贵火	博士生 正高 副高	021 021 021	航空发动机滚动轴承的载荷分布研究	航空学报	2006.27.6	
25	唐云冰 高德平 罗贵火 章璟璇	博士生 正高 副高	021 021 021 外单位	叶轮偏心引起的气流激振力对转子稳定性的影响	航空学报	2006.27.2	
26	朱彬 宋迎东	硕士生 正高	021 021	陶瓷基复合材料界面脱粘与基体开裂模型	材料工程增刊	2006	
27	李龙彪 宋迎东	硕士生 正高	021 021	陶瓷基复合材料应力应变迟滞回线的模拟	材料工程增刊	2006	
28	苗艳 宋迎东	硕士生 正高	021 021	陶瓷基复合材料稳态开裂的失效模型	材料工程增刊	2006	

## 目录

序号	姓名	职称	单位	论文题目	刊物、会议名称	年、卷、期	类别
29	张鸿 宋迎东 高希光 孙志刚	博士生 正高 博士生 中级	021 021 021 021	两种不同模型分析细观参量对 复合材料力学性能的影响	中国航空学会第六届 动力年会论文集	2006	
30	孙志刚 李龙彪 宋迎东	中级 硕士生 正高	021 021 021	气膜阻尼平板振动特性研究	材料工程增刊	2006	
31	漆文凯 高德平	副高 正高	021 021	摩擦阻尼减振设计中的局部滑 动问题	航空学报	2006.27.5	
32	漆文凯 高德平	副高 正高	021 021	带摩擦阻尼装置系统振动响应 分析方法研究	航空动力学报	2006.21.1	
33	漆文凯 高德平	副高 正高	021 021	缘板阻尼器优化设计参数一无 量纲正压力的建立与分析	材料工程增刊	2006	
34	廖庆斌 李舜酩	博士生 正高	021 021	一种旋转机械振动信号特征提 取的新方法	中国机械工程	2006.17.16	
35	李舜酩 廖庆斌	正高 博士生	021 021	星球探测车的研发状况综述	航空制造技术	2006. 11	
36	楚向磊 李舜酩	硕士生 正高	021 021	降低BIT虚警方法综述	材料工程增刊	2006	
37	柳海龙 李舜酩	硕士生 正高	021 021	某航空发动机静子叶片振动分 析平台系统研究	材料工程增刊	2006	
38	崔海坡 温卫东 崔海涛	博士生 正高 正高	021 021 021	含孔复合材料层合板在压缩载 荷下的三维逐渐损伤	机械工程学报	2006.42.8	
39	崔海坡 温卫东 崔海涛	博士生 正高 正高	021 021 021	复合材料层合板冲击损伤及剩 余强度分析方法	固体力学学报	2006.27.3	
40	王丹勇 温卫东 崔海涛	博士生 正高 正高	021 021 021	含材料非线性的复合材料单钉 接头累积损伤分析	固体力学学报	2006.27.2	
41	崔海坡 温卫东 崔海涛	博士生 正高 正高	021 021 021	层合复合材料板的低速冲击损 伤及剩余压缩强度研究	机械科学与技术	2006.25.9	
42	徐颖 温卫东 崔海涛	博士生 正高 正高	021 021 021	复合材料层合板低速冲击逐渐 累积损伤预测方法	材料科学与工程学报	2006.24.1	
43	王丹勇 温卫东 崔海涛	博士生 正高 正高	021 021 021	积累损伤方法在复合材料接头 研究中的应用	机械工程材料	2006.30.1	

## 目录

序号	姓名	职称	单位	论文题目	刊物、会议名称	年、卷、期	类别
44	王卫国 古远兴 黄庆东 胡仁高 温卫东	博士生 正高 副高 副高 正高	021 624所 624所 624所 021	带CFRP箍环整体叶盘强度和寿命分析及试验研究	推进技术	2006.27.5	
45	王卫国 古远兴 卿华 腾光蓉 温卫东	博士生 正高 正高 副高 正高	021 624所 624所 624所 021	轮盘低循环疲劳寿命预测方法研究及试验验证	航空动力学报	2006.21.5	
46	王卫国 龚梦贤 温卫东	博士生 正高 正高	021 624所 021	两种国产轮盘材料疲劳寿命概率分布规律初探	材料工程	2006. 3	
47	王卫国 卿华 温卫东	博士生 正高 正高	021 624所 021	服从威布尔分布的小子样疲劳寿命分散系数及其应用	燃气涡轮试验与研究	2006.19.1	
48	温卫东 崔海涛	正高 正高	021 021	基于遗传算法的层合壳结构可靠性优化设计	材料工程增刊	2006	
49	邹志明 温卫东 崔海涛	硕士生 正高 正高	021 021 021	二维机织复合材料弹性力学性能预测研究进展	材料工程增刊	2006	
50	张宏建 温卫东 崔海涛	博士生 正高 正高	021 021 021	双相 $\gamma + \alpha$ 2片层TiAl合金本构关系数值模拟方法综述	材料工程增刊	2006	
51	付福超 温卫东 崔海涛	硕士生 正高 正高	021 021 021	纤维缠绕复合材料壳体力学性能研究综述	材料工程增刊	2006	
52	邵将 温卫东 崔海涛	博士生 正高 正高	021 021 021	三维编织复合材料力学性能的有限元研究进展	材料工程增刊	2006	
53	孙明华 崔海涛 温卫东	硕士生 正高 正高	021 021 021	基于精英保留遗传算法的连续结构多约束拓扑优化	航空动力学报	2006.21.4	
54	陶永昌 崔海涛 温卫东	硕士生 正高 正高	021 021 021	金属间化合物本构关系的研究进展	材料工程增刊	2006	

# 发动机叶片多功能测控试验系统的实现方法

## Realization Method of Multi-Function Testing & Control System for Engine Blade

尹育聪 陈伟 漆文凯 吴铁鹰 (南京航空航天大学, 江苏 南京 210016)

### 摘要

围绕着发动机强度、振动试验方面的要求,并将近年来广泛提及的发动机试验与测试技术中的自动化、综合化和智能化的思想引入到试验系统的设计中,主要给出了发动机叶片多功能测控试验系统的实现方法,并对使用 Visual C++ 语言构建虚拟仪器的原理和方法作了一定论证,所设计的系统是非接触式测控系统,在测量准确性、频响范围、操作简便等方面,具有较多的优点,并具有一定的实际应用价值。

关键词: 发动机, 叶片, 振动, 疲劳, 试验, 虚拟仪器

### Abstract

In this paper, according to the standard of engine testing on intensity and vibration, the thought of automatism, synthesis and intelligence was used in the design and analysis of the testing system, and the main technique of a multi-function testing & auto control system for the engine blade was introduced. The principle and approach that the virtual Instrument is formed with Visual C++ is discussed. As non-contact measurement system, it has very many merits such as testing precision, frequency response range, direct operation dialog and so on. And, this paper is helpful to practical implementation. Finally, an example is illustrated.

Keywords: aero engine, blade, vibration, fatigue, testing, virtual instrument

在现代发动机的研制、生产和使用过程中,叶片断裂故障十分突出。为预计叶片振动特性,找寻振动原因,排除叶片振动故障,必须测定叶片振动特性参数,进行叶片的各阶固有频率测定试验,并为叶片的动频试验和疲劳试验提供依据。

为此,设计出基于 PCI 总线的多功能测控系统,用于某型航空叶片测频试验和疲劳试验的在线监测、自动控制和智能分析。

### 1 系统硬件

航空发动机叶片多功能测控试验系统作为非接触式测量系统,具有频响范围宽、功率消耗低,测量迅速、准确的优点。在数据采集卡、信号发生卡等硬件模块基础上,应用软件分别构成了频率、幅度的反馈控制功能回路,完成自动扫频、频率跟踪、稳幅振动等相关功能。数据的实时显示、后处理等功能的实现也是由 PC 机完成的。

硬件配置上,由安装在微型计算机主板上的数据采集卡和信号发生卡所构成的多卡 PCI 虚拟仪器硬件部分,和传感器(检测装置)、功率放大器、激振器以及叶片构成机电耦合的试验系统,用于获取被测的物理信号、发出实际的激振力、提供信号的传输通道。硬件配置框图如图 1 所示。

系统可同时控制激振部分(由 PCI4311 信号发生卡、500W/100W 功率放大器、JDF-1 型电涡流激振器,以及试件组成)和测振部分(由 PCI4712 数据采集卡、电荷放大器、加速度传

感器,以及试件组成)的工作,完成机电的双向转换。

### 2 系统软件

软件设计是基于 Windows、采用 Visual C++ 语言工具,主要实现数据发生、采集、分析、处理、显示等功能,并将其集成为仪器操作与运行的一体化环境。

总体程序是三个模块构成,其中数据采样模块对应接口程序部分,数据管理模块和虚拟仪器模块对应用户应用程序部分。其中,接口软件的主要功能是数据采集,与系统中其他软件相比,实时性要求是其主要特点。这里采用动态链接库(DLL)技术对接口软件进行了设计,包含采样参数设置、启动数据采集卡、进行数据采集和 A/D 转换,将转换后的数据传出和存储等子模块。

为了能充分发挥采样卡的功能,不用定时采样而是连续不断的循环采样,这样就不需要预先设置的时间间隔进行采样,而是根据采样点数和总的采样时间得到采样间隔时间,那么,在这种采样方式下取得采样点数越多,采样时间间隔的精度也就越高,在具体应用中,采样间隔可以小于 20ms。

### 3 基于 PCI 总线的元件性能分析

采用 PCI 总线控制技术的数据采集产品的出现,大大提高了数据采集控制方案的性能。由于基于 PCI 的数据采集传输器设计了含总线控制性能的 ASCI 芯片,使之利用 DMA(直接存储器存取)就能完成 PCI 的最高传输率,甚至还能通过非连续的内存缓冲区而不需要申请 CPU 时间。另外,由于 PCI 支持“Plug & Play”自动配置功能,数据采集板一切资源需求的设置工作在系统初启时交由 BIOS 处理,无需用户进行开关与跳线操作,配置非常方便。

因此,采用 PCI 局部总线的板卡内置于计算机主板上,具体由数据采集卡 PCI4712 和信号发生卡 PCI4311 分别插在主板的扩展槽中。其中,PCI4712 采用同步并行设计,卡上集成了 4 片高速 50Mpsps 12bit A/D 转换器,和 4 个独立的高速精密运算放大及精密衰减滤波网络组成程控增益通道,实现大动态信号采

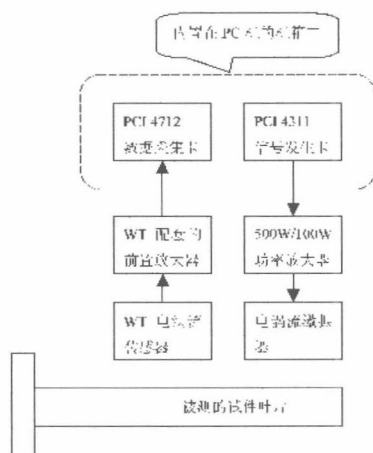


图 1 基于 PCI 总线的试验系统硬件配置框图

集;PCI 4311 是由 PC 机将波形数据通过 PCI 总线送到存储器中,存储器循环地将波形数据发送到 DAC 电路,由 DDS(数字频率合成器)电路产生相应的 DAC 刷新时钟(0~50MHz,步进 0.04Hz)。DAC 输出波形经缓冲放大、低通滤波、放大输出。

PCI4311 由于采用 A/D 及 D/A、数字直接合成波形 DDS 和离散傅氏变换 DFT 技术的全数字系统,可以进行精密的系统激励和阻抗、频率特征扫描计算、测试快速、整机系统精度高、重复性好、抗干扰力强。而且,较好地解决了传统仪器的一些技术问题,例如采用模拟信号电路合成频率扫描和信号检波,因为激励信号的谐波失真和检波对谐波信号的抑制等原因,所存在的分析测试结果精度较低、抗干扰能力较差等问题。为试验系统自动扫频、频率跟踪、振幅稳定等功能的实现提供了条件。

#### 4 测频试验中谐波的自动识别

在测频试验中,激振器在设定的频率范围内自动扫频,由于测频速度和测频精度的不同要求,按照扫频步长的不同,分为粗扫频和细扫频,并在线显示激振频率—叶片振幅曲线,完成对叶片在一定频率范围内各个振幅峰值的测试。在各个步长点,叶片在可调频率的简谐外力(即激振力)作用下,产生强迫振动,当激振力频率等于叶片的固有频率时,振幅将急剧增大,此时叶片进入共振状态。在共振状态下测得的叶片振动频率,就是叶片的静频值。

如果被测叶片的静频值为  $f_0$ , 激振力的频率为  $f$ , 保持力幅不变, 改变激励力的频率  $f$ , 保持力幅不变, 改变激励力频率  $f$ , 当  $f=f_0$  时, 叶片出现共振, 这时叶片振幅最大, 共振声亦较强。当  $f=f_0/n$  时( $n$  为整数), 叶片也会对应于频率的  $f_0$  振型的共振, 这时叶片处于谐共振, 一般可以从示波器上用李萨如图形来判断, 由于不同的相位差, 李萨如图的图形各不相同, 很难实现自动识别。

这里采用在线测频比较的方法, 在振幅峰值的位置, 加上一个在线的频率比判断环节, 比较叶片实时振动频率  $f_1$  与激振力的实时信号频率  $f$ , 如果  $n=f_1/f < 1.2$ , 即为叶片共振固有频率, 否则  $n=f_1/f > 1.2$ , 为叶片谐共振频率, 这样就可以对被测对象的固有频率准确识别。

#### 5 疲劳试验系统中的频率跟踪功能

试验过程中, 当试件在给定振型下的振动频率下降 1%~2%(对压气机叶片)或 0.5%~1%(对涡轮叶片)时, 作为试件产生宏观疲劳裂纹的标志。

在疲劳试验中, 需要采用闭环频率跟踪控制装置, 在试验过程中对振幅进行恒幅控制。这里采用直接数字控制的 PID(比例-积分-微分)方式, PID 控制框图如图 2 所示。

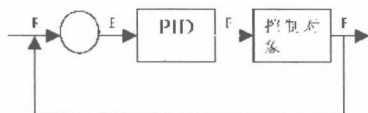


图 2 PID 控制框

图中,  $R$  为被调节参数的给定值,  $E$  为 PID 调节器的偏差信号,  $P$  为调节器的输出,  $Y$  为被控制参数。根据框图可写出 PID 算式为

$$P = K_p \left( E + \frac{1}{T_i} \int E dt + T_d \frac{dE}{dt} \right)$$

式中:

$E$ —PID 调节器的偏差信号,  $E = Y - R$ ;

$R$ —被调节参数的给定值;

$P$ —调节器的输出;

$K_p$ 、 $T_i$ 、 $T_d$ —分别为调节器的比例系数、积分时间、微分时间。

因此在实现计算机控制时, 只要把被控制参数  $Y_n$  通过传感器检测后经输入通道送入计算机内, 在计算机内与给定值  $R$  进行比较得到偏差信号  $E_n$ , 然后按算上式编成的程序进行计算处理后发出控制信号  $P_n$ ,  $P_n$  经输出通道的 D/A 转换成执行机构, 驱动执行机构动作, 从而完成控制作用。

对于要求实现 PID 控制的场合, 从初始算式可见, 第  $n$  次输出  $P_n$  不仅与本次偏差信号  $E_n$  有关, 而且与过去的所有状态( $\Sigma E$ )有关, 还需要对偏差进行累加处理, 当计算出现故障时, 将会大幅度地改变执行机构的位置而给安全运行带来严重危害。为了避免这种危险, 把初始算式改成增量的形式。

相邻两次采样的增量为:

$$\Delta P_n = P_n - P_{n-1} = K_p \left[ (E_n - E_{n-1}) + \frac{E_n}{T_i} \Delta T + \frac{T_d}{\Delta T} (E_n - 2E_{n-1} + E_{n-2}) \right]$$

从上式可以看出, 计算机只输出控制增量  $\Delta P_n$ , 因此误动作影响小, 必要时还可设置逻辑判断限制。例如, 当  $\Delta P_n$  大于某数值时禁止本次输出, 以确保安全; 算式中不需要累加, 即控制增量的确定仅与最近几次(如  $E_n$ 、 $E_{n-1}$ 、 $E_{n-2}$ )的采样值偏差有关, 因此易获得比较好的控制效果。正是内于上述优点, 在 PID 控制方式的计算机控制中采用控制增量的输出形式。

#### 6 疲劳试验的后处理模块

一般叶片疲劳裂纹断裂分为三个阶段, 疲劳裂纹的萌生(起始)、亚临界扩展和临界扩展而导致疲劳断裂。通常将达到破坏时的循环寿命表示为  $N_f = N_i + N_p$ 。式中,  $N_i$  为出现一个可见裂纹时所需的循环数,  $N_p$  为裂纹增长到临界长度时所需的循环数。在疲劳裂纹的扩展阶段, 在不同裂纹长度下的瞬时裂纹扩展速率  $da/dN$  与应力强度因子  $\Delta K$  相关, 即  $\Delta K = \Delta \sigma \sqrt{a}$  (其中,  $\Delta \sigma$  为应力幅的变化范围)。经验表明:  $da/dN$  与  $(\Delta N)^m$  近似成正比关系, 这里, 并且随  $\Delta K$  的大小而变化, 因此  $\lg(da/dN)$  与  $\lg \Delta K$  之间应为直线关系, 裂纹扩展与裂纹尖端应力状态密切相关, 在比较各种裂纹扩展速率时, 用  $\Delta K$  比用外加名义应力能提供更好的基数。

根据上述的疲劳机理, 在当叶片出现裂纹后, 或当试验规定时间到后, 能自动停止试验并给外部通报, 同时进入专家故障诊断模块中, 根据试验的实时记录的时域曲线特征, 自动诊断裂纹的个数、分布位置, 并监测振动频率、激振周次并予以记录、显示。

#### 参考文献

- [1] Jeff Prosise. MFC Windows 程序设计[M]. 北京: 清华大学出版社, 2001
- [2] 张宝诚. 航空发动机试验和测试技术[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2005

[收稿日期: 2006.9.22]



最专业的工控搜索引擎  
http://s.gkong.com

PLC	变频传动	嵌入式系统	现场总线	仪器仪表	传感器	安防
DCS	人机界面	单片机电子	电器元件	工控软件	PC BASED	
电源	数传测控	工业以太网	流体控制	机器视觉	运动伺服控制	



# 减速器参数化绘图系统的开发研究

南京航空航天大学 (江苏 210016) 徐永军 陈伟 漆文凯

**【摘要】** 在介绍参数化绘图的基本概念和实现方法的基础上,采用了以 AutoCAD 2004 为平台,利用其内嵌的 AutoLISP 和 DCL 语言,开发了减速器参数化绘图系统,该系统具有良好的人机操作界面,用户可以根据要求输入相关的参数,完成所需图样的参数化绘图过程,从而提高了减速器图样绘制的质量,节省了绘图时间,缩短了减速器的设计周期,降低了减速器的设计成本。

**【关键词】** 减速器 参数化 AutoCAD AutoLISP DCL

在减速器的设计过程中,根据设计条件进行结构设计得到的零部件,需要用零件图、装配图等机械图样来表达相关信息,绘制这些机械图样,需要大量的时间,约占减速器整个设计时间的 40% 左右,在很大程度上影响了减速器的设计成本。由于减速器零部件的结构大多数已经典型化、规范化,一类零部件,通常结构形式相同而只是少数尺寸参数发生变化,借助于参数化的概念,利用参数化绘图的方法,开发一减速器参数化绘图的系统,用户只要根据不同图样的要求输入相关的参数,就可以完成所需图样的参数化绘图过程,从而提高了减速器图样绘制的质量,节省了绘图时间,缩短了减速器的设计周期,降低了减速器的设计成本。

## 一、参数化绘图的概念

### 1. 参数化绘图的基本理论

参数化绘图作为参数化设计的一部分,是当前 CAD 技术的研究热点。参数化绘图主要是指表达对象的结构形状比较定型,可以利用一组参数来约定其尺寸关系,参数与表达对象的几何结构尺寸有显示的对应,可以通过尺寸驱动来修改几何图样。在参数化绘图的过程中,其关键是如何实现参数的变化形成不同的结构图形,一般将绘图过程中由用户控制输入,能够独立变化的参数称为主参数,其他参数可以通过图形结构或与主参数的关系来确定,称之为次参数。

## 2. 参数化绘图的常用方法

参数化绘图常用的方法主要有变动几何法、几何推理法、参数驱动法和基于特征的绘图方法。主要采用参数驱动法来实现减速器参数化绘图的系统。

参数驱动法是基于对图形数据库的操作和对几何约束处理,使用驱动法来分析几何约束,并且对图形绘制进行编程。在图形系统中绘制的每个元素(如点、直线、圆、弧等),其数据包括几何数据(如几何元素的端点、圆的半径等)和属性数据(如图层、颜色、线型等)都以一定的数据结构存入图形数据库中,通过修改图形数据库中的几何参数可实现图形的参数化修改。

## 二、减速器参数化绘图系统的设计

### 1. 本系统总体框架设计

本系统主要用来完成减速器的零件图、装配图和三维立体图的参数化绘图,零件图和装配图中的其他内容可以通过对话框进行选择或输入,整个参数化绘图主要依据结构参数的变化来进行,也就是通过结构参数的驱动,达到参数化绘图的目的。

本系统主要是基于 AutoCAD 2004 平台,利用其内嵌的 AutoLISP 和 DCL 语言进行开发的。

减速器参数化绘图系统的程序框图如图 1 所示。

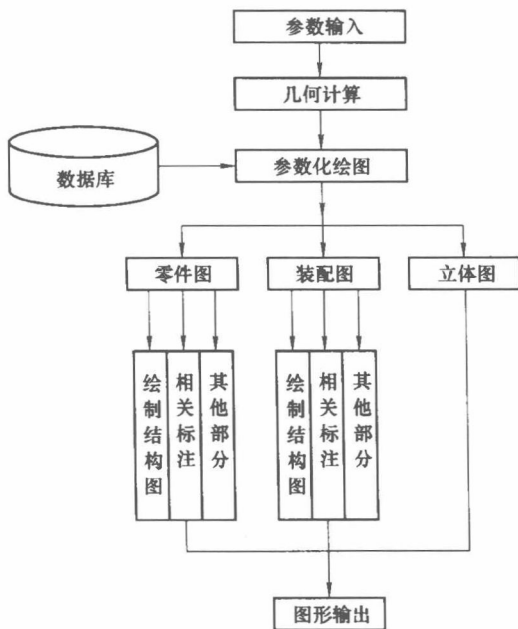


图1 减速器参数化绘图系统的程序框图

基于 AutoCAD 2004 的平台, 利用 DCL 语言开发的本系统的主界面如图 2 所示。



图2 减速器参数化绘图系统的主界面

在本系统中, 零件图的绘制主要包括齿轮、轴、箱座、箱盖、轴承等零件的绘制, 立体图主要包括齿轮、轴、箱座、箱盖等零件三维实体的绘制。零件图和装配图的参数化绘制主要包括结构图绘制、相关标注、其他部分三方面内容, 零件图的其他部分包括技术要求的输入、标题栏的填写等, 装配图的其他部分还需要进行标注零件序号和填写明细栏等内容, 鉴于零件图和装配图参数化绘图过程的相似性, 而立体图的绘制相对比较简单的特点, 选择齿轮零件图的绘制来介绍具体的参数化绘图过程。

## 2. 齿轮结构图的绘制

齿轮的结构图主要用来表达齿轮的全部结构形状, 根据专家设计模块或结构优化设计模块所得到的参数,

也可以根据设计者自己输入的齿轮参数, 利用 AutoLISP 语言进行相应的几何计算和编制绘图程序, 绘制出齿轮的结构图。

为了实现齿轮零件图参数化绘图的目的, 必须保证该模块只要指定有限的几个必要的参数就能够绘制出齿轮结构图, 根据齿轮结构的特点, 设计者可以按照齿轮的结构形式将其归类, 比如: 实心式直齿圆柱齿轮、腹板式直齿圆柱齿轮、轮辐式直齿圆柱齿轮、实心式斜齿圆柱齿轮等等, 不同结构形式的齿轮只要输入有关的参数就可以完成结构图的绘制, 从而能够实现参数化绘图的目的, 提高绘图的效率。

在图 2 中, 单击“零件图”→“齿轮”命令, 弹出图 3 所示的“齿轮零件图绘制”对话框, 在该对话框中用户可以输入齿轮参数, 单击该对话框中的“结构形式”按钮, 系统会弹出如图 4 所示的“齿轮结构形式”对话框, 用户选择所需的齿轮形式后, 单击该对话框中的“确定”按钮, 回到“齿轮零件图绘制”对话框, 在用户设置好所需参数并指定绘图基点后, AutoCAD 2004 可以自动绘制出齿轮的结构图。

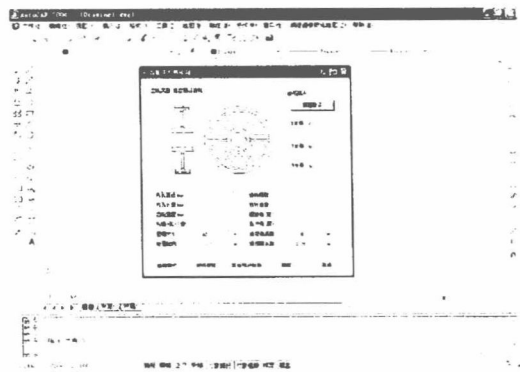


图3 “齿轮零件图绘制”对话框

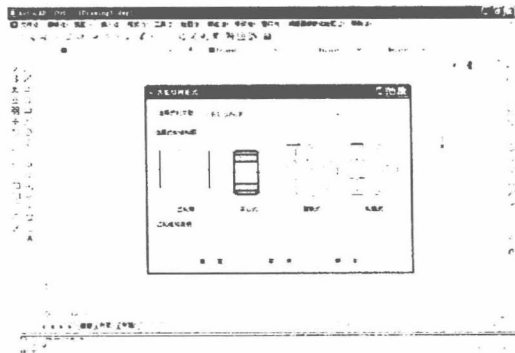


图4 “齿轮结构形式”对话框

### 3. 齿轮零件图的相关标注

齿轮零件图的相关标注主要包括尺寸标注（包括尺寸公差）、形位公差的标注、表面粗糙度的标注等等，尺寸标注包括尺寸线、尺寸界线、尺寸文本（数字、偏差、符号等）、尺寸终端形式等；形位公差包括符号、数值和基准等；表面粗糙度包括符号和表面粗糙度值等，AutoCAD 2004 虽然可以进行相应内容的标注，但为了适应参数化绘图的过程，本系统还是利用 AutoLISP 语言进行程序编制来实现自动标注。

在选择好齿轮的形式后，其相应的所需要标注的尺寸也可以基本上确定，但对于尺寸标注所需要的偏差或公差等级，可以根据机械设计手册，将相关数据编制到数据库中，以供用户在绘图时选择确定。如键槽尺寸标注、轴孔的尺寸标注的偏差或公差等级可以通过图 5 进行选择确定。

对于齿轮零件图上的形位公差和表面粗糙度的标注，主要用来说明齿轮的加工精度和装配质量，齿轮的形位公差包括齿顶圆、齿宽以及键槽的形位公差，因为 Auto-CAD 2004 已经将形位公差的标注做成了对话框的形式，所以在齿轮零件图参数化绘制的过程中可以直接调用该对话框进行标注。对于齿轮零件图表面粗糙度的标注主要包括键槽、齿侧、轮齿等部分的表面粗糙度标注，通常表面粗糙度通常采用  $R_a$  进行标注，所以，本系统可以将表面粗糙度做成属性块的模式，以供齿轮零件图参数化绘制工程中进行自动调用。

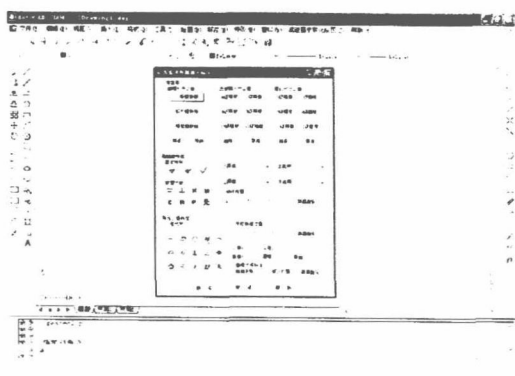


图 5 “齿轮零件图相关标注”对话框

本系统零件图相关标注的程序框图如图 6 所示。

### 三、齿轮零件图的其他部分绘制

在绘制好齿轮结构图并且标注好相关内容后，就可以进一步完善齿轮零件图的绘制。装配图以及不同的零

件图的其他部分可能有所区别，就齿轮零件图的其他部分绘制主要包括技术要求的输入、标题栏的填写以及齿轮参数表的绘制等等。

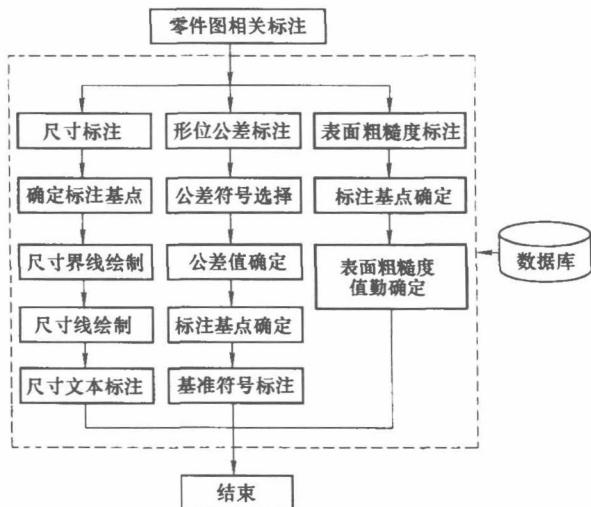


图 6 减速器参数化绘图系统零件图相关标注的程序框图

用户单击图 3 所示的“齿轮零件图绘制”对话框中的“其他部分绘制”按钮，系统会弹出如图 7 所示的“齿轮零件图其他部分绘制”对话框，通过该对话框，用户可以输入技术要求、填写标题栏和绘制齿轮参数表。

齿轮零件图的技术要求一般比较固定，在本系统中，一般将常用的技术要求做成图块，并作为图菜单，如图 7 所示，用户一方面可以选择图菜单输入相应的技术要求，也可以直接输入其他技术要求。

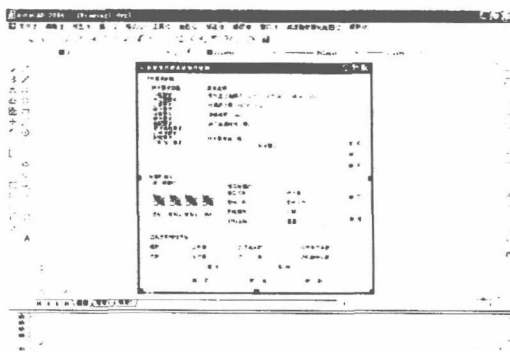


图 7 “齿轮零件图其他部分绘制”对话框

齿轮零件图标题栏的内容一般情况下已经和图幅做成了属性块，用户可以通过修改图幅属性的方法来填写标题栏的具体内容。

齿轮零件图的参数表中的参数一般由前面的设计过程中所得参数传递过来,用户也可以在如图7所示的对话框中进行修改或重修输入,通常也是将齿轮的参数表做成员性块的形式,将具体的参数作为该属性块的属性,通过输入或修改具体参数,完成齿轮参数表的绘制。

#### 四、齿轮零件图的绘制实例

试绘制一腹板式斜齿圆柱齿轮的零件图,已知齿轮法面模数  $m=3$ ,齿数  $z=104$ ,齿轮内孔直径  $d=60\text{mm}$ ,腹板开孔数  $n=4$ ,传动比  $\mu=2$ ,完成的零件图如图8所示。

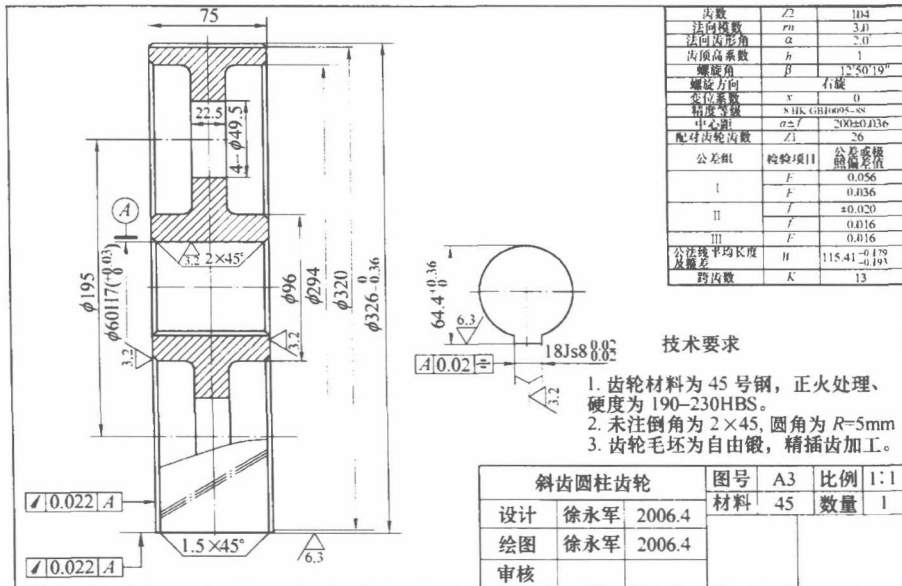


图8 斜直圆柱齿轮零件图

#### 参考文献

- [1] 濮良贵, 纪名刚. 机械设计 [M]. 北京: 高等教育出版社, 1997.
- [2] 成大先. 机械设计的错误与禁忌 [M]. 北京: 化学工业出版社, 1997.
- [3] 吴永贵, 丁亚军. 机械设计 CAD [M]. 上海: 复旦大学出版社, 1996. GM

(收稿日期: 2006/05/31)

## 世界第六风机生产商落户津门

作为世界第6大风机生产商苏司兰能源公司的中国子公司——苏司兰能源(天津)有限公司日前宣布,该公司整体风力涡轮发电机生产厂在津门动土奠基,预示着该公司已迈出了亮相中国的关键一步。

据了解,苏司兰能源(天津)有限公司新建工厂位于天津高技术工业园区内,占地250 000m<sup>2</sup>,计划投资6000万美元。预计新建工厂将于2006年8月投产,具有60万kW年生产容量,为达到2006年1月1日起实施的《可再生能源法》中的既定目标提供支持。工厂将生产风力涡轮发电机,同时对包括风轮叶片、发电机、短舱和控制面板在内的风电机主要部件进行组装,年组装容量为60万kW。

苏司兰计划在工厂内建立一个研发中心,以促进公司在全球生产和安装150万kW装机容量方面所累积的经验和技术的转化。据介绍,此次苏司兰的投资是它在中国发展风力能源所做的重要投资,新工厂的建设就是其中的重要步骤。另外,针对中国市场需求的产品将在2007年进入中国,这些产品将全部在新建的工厂生产,为中国百姓提供符合需求的可再生能源解决方案。

文章编号: 1000-8055(2006)01-0190-05

## 涡轮典型部件冷热态尺寸换算方法

牛冬生, 陈 伟

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 江苏 南京 210016)

**摘要:** 涡轮叶尖间隙影响着发动机的性能, 涡轮典型部件的冷热态尺寸换算是间隙设计的重要内容。介绍了应用优化设计将涡轮典型部件热态尺寸换算到冷态尺寸的方法, 应用此方法对某型涡轮叶片进行分析, 比较了优化算法与简化算法的结果, 表明优化算法的结果是合理的, 此方法是可行的。同时将其应用于某涡轮盘的冷、热态尺寸换算, 从而成功地解决了涡轮典型部件冷、热态尺寸换算问题。

**关键词:** 航空、航天推进系统; 涡轮; 尺寸换算; 优化设计

**中图分类号:** V231.1

**文献标识码:** A

### Dimension Conversion from Hot State to Cold State of the Turbine Components

NIU Dong-sheng, CHEN Wei

(College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

**Abstract:** Tip clearance of the turbine plays an important role on the aeroengine performance. Dimension conversion from hot state to cold state of the turbine components is an important content of tip clearance research. In this paper, dimension conversion method using design optimization was introduced. Based on this method, a blade was analyzed. Compared with simplified method, the result is reasonable and feasible. A turbine disc was also successfully calculated with the design optimization method. Thus, the problem of dimension conversion was solved.

**Key words:** aerospace propulsion system; turbine; dimension conversion; design optimization

涡轮设计主要分为气动设计和结构设计。气动设计完成涡轮流道设计并确定气流参数; 结构设计要实现涡轮气动性能, 保证与总体结构的协调和寿命期内可靠工作进行全部构件设计。涡轮部件的冷、热态尺寸的换算是涡轮结构设计的重要组成部分。国内外在这方面的理论研究及计算分析都显有报道, 文献[1]中也仅给出叶片的冷、热态尺寸换算的近似公式。本文结合了本人在对涡轮叶尖间隙分析时的经验, 将工程反分析的

思想应用于涡轮部件的冷、热态尺寸换算, 采用优化设计的分析方法解决尺寸换算问题。

### 1 涡轮部件冷热态尺寸换算原理

气动设计给出的涡轮流道尺寸是设计点的热态尺寸, 根据结构设计图制造出的零件是冷态尺寸(标准室温为 20℃), 涡轮部件的冷、热态尺寸换算就是要从热态尺寸中减去由温度和应力引起的尺寸伸长值, 计算得到其冷态尺寸。发动机工作

收稿日期: 2005-04-01; 修订日期: 2005-08-28

作者简介: 牛冬生(1977-), 男, 江苏淮安人, 南京航空航天大学能源与动力学院硕士生, 主要从事机械结构强度方面的研究。

时,叶片和轮盘的径向位移主要由离心力和温度场共同作用而产生,其变形分析原理如下。

### 1.1 叶片的变形

叶片的径向变形分析,是将叶片沿径向分为若干段,然后计算出各截面的离心拉伸应力,根据所求得各截面应力,由下式计算各基元体变形<sup>[2]</sup>:

$$h_{b(j)} = \frac{1}{E} \sigma_{(j)} \Delta Z_{(j)} + \alpha \Delta Z_{(j)} (T_{yp1} - T_0) \quad (1)$$

式中: $h_{b(j)}$ 为第  $j$  基元体的变形; $\sigma_{(j)}$ 为第  $j$  基元体的应力; $\Delta Z_{(j)}$ 为第  $j$  基元体的径向高度; $T_{yp1}$ 为第  $j$  基元体的平均温度; $E$ 为叶片材料的弹性模量; $\alpha$ 为叶片材料的线膨胀系数; $T_0$ 为初始温度。

由各基元体的变形,便可以求出叶片在该工作状态时的总变形  $DHB$ <sup>[2]</sup>:

$$DHB = \sum_1^j h_{b(j)} \quad (2)$$

### 1.2 轮盘的变形

由等厚圆环法计算轮盘离心应力场。等厚圆环法是将轮盘沿径向由盘心至盘缘分段,计算出各截面处的径向应力和周向应力,同时考虑变形协调条件计算出轮盘总的径向位移<sup>[2]</sup>:

$$Dl = \frac{L}{E} (\sigma_\theta - \mu\sigma_r) + \alpha(T_{lp1} - T_0)R \quad (3)$$

式中: $\sigma_\theta$ 为盘外缘的周向应力; $\sigma_r$ 为盘外缘的径向应力; $T_{lp1}$ 为盘外缘的温度; $R$ 为盘外缘的半径; $E$ 为轮盘材料的弹性模量; $\alpha$ 为轮盘材料的线膨胀系数; $\mu$ 为轮盘材料的泊松比; $L$ 为轮盘的总径向高度。

冷、热态尺寸换算是在已知叶片和轮盘变形后的尺寸及载荷条件的情况下,计算其变形前尺寸,是上述计算过程的逆过程,即反分析问题。

## 2 优化设计分析方法

优化设计算法的关键是要有一个参数化的有限元模型,在参数化模型的基础上,进行加载并计算,然后从计算结果中提取出用于分析的数据,比较这些结果数据与所要求的已知参数,并不断地调整用于建立模型的参数,使最终的计算结果最接近于所要求的值。涡轮部件冷、热态尺寸换算需要明确优化过程中的设计变量(部件冷态时尺寸),选择满足要求的状态变量(部件热态时尺寸),确定设计的目标函数。

### 2.1 涡轮叶片计算模型及结果分析

涡轮叶片由于叶型尺寸较小,其冷、热尺寸变化不大,对气动性能影响较小,通常仅对叶片叶型

各截面高度进行冷、热态尺寸换算,而不考虑叶身形状尺寸的变化。

#### 2.1.1 计算模型及边界条件

叶片的计算模型如图 1 所示,计算中只计叶身,材料为镍基高温合金 DZ22,叶片各截面高度热态时的尺寸如下(符号参照图 1): $H_{h2} = 90.25$  mm,  $H_{h3} = 94.50$  mm,  $H_{h4} = 98.75$  mm,  $H_{h5} = 103.00$  mm,  $H_{h6} = 10.25$  mm,  $H_{h7} = 111.50$  mm。决定叶片形状的各截面的点的坐标略。

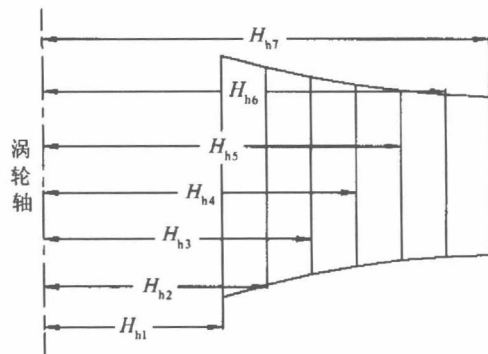


图 1 叶片计算模型

Fig. 1 The model of a blade

载荷及边界条件为:叶片的初始温度为 20℃,与叶片接触的燃气温度为 1 257℃,燃气与叶片的换热系数为 7 810 W/(m<sup>2</sup>·℃),与叶片接触处榫槽的温度为 470℃,叶片与轮盘间的等效对流换热系数为 520 W/(m<sup>2</sup>·℃),叶片绕轴转动的角速度为 1 460 rad/s。

由给定的叶片热态时尺寸建立其有限元模型如图 2,计算采用 ANSYS 软件进行,采用 SOLID5 单元,其有限元模型共 1 440 个单元,1 995 个节点,约束叶片根部表面上节点的各向位移。

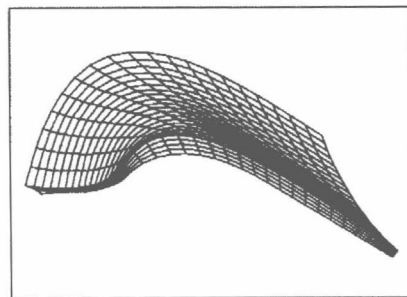


图 2 叶片有限元模型

Fig. 2 Finite element model of a blade

### 2.1.2 变量的选取及说明

参照图 1, 选取叶片冷态时各叶高方向截面与涡轮轴线的距离为设计变量, 与之相对应的热态时各截面高度为状态变量, 其取值范围见表 1。

表 1 变量的取值范围  
Table 1 Range of variables

设计变量	最小值/mm	最大值/mm
$H_{C2}$	88.800	90.250
$H_{C3}$	94.000	94.500
$H_{C4}$	98.250	98.750
$H_{C5}$	102.500	103.000
$H_{C6}$	106.650	107.250
$H_{C7}$	110.800	111.500
$H_{h2}$	90.230	90.270
$H_{h3}$	94.480	94.520
$H_{h4}$	98.730	98.770
$H_{h5}$	102.980	103.020
$H_{h6}$	107.230	107.270
$H_{h7}$	111.480	111.520

设计变量:  $H_{C2}, H_{C3}, H_{C4}, H_{C5}, H_{C6}, H_{C7}$ ;

状态变量:  $H_{h2}, H_{h3}, H_{h4}, H_{h5}, H_{h6}, H_{h7}, \sigma_{\max}$   
(叶身应力最大值);

目标函数: 叶身总质量。

表 2 叶片尺寸换算结果与热态尺寸对比

Table 2 Comparison of calculated dimensions and actual dimensions of blade

冷态尺寸	变量值/mm	热态尺寸	变量值/mm
$H_{C2}$	90.119	$H_{h2}$	90.235
$H_{C3}$	94.302	$H_{h3}$	94.507
$H_{C4}$	98.255	$H_{h4}$	98.746
$H_{C5}$	102.620	$H_{h5}$	103.000
$H_{C6}$	106.790	$H_{h6}$	107.250
$H_{C7}$	110.950	$H_{h7}$	111.500

### 2.1.3 计算结果与分析

应用 ANSYS 软件的优化设计功能, 建立参数化有限元模型, 并将叶片由冷态到热态的计算过程编写成一个宏文件, 该宏文件应用热-结构耦合算法对给定冷态尺寸的叶片在受到外部载荷(包括热和结构)作用下计算其径向变形。根据表 1 设定变量(其中  $\sigma_{\max} \leq 132$  MPa), 进行优化计

算, 最优步计算结果如表 2 ( $\sigma_{\max}$  为 123 MPa)。

对比表 2 中所得的热态尺寸与表 1 所要求的热态尺寸, 可以看出对应的数值非常接近。优化设计方法得到的叶片各截面高度冷态时的尺寸便是叶片在常温下的实际尺寸。从而完成该涡轮叶片热态时尺寸到冷态尺寸的换算。同时叶片的质量减小了 2.29%。

### 2.2 叶片冷热态尺寸的简化算法

对于精度要求不高时, 叶片各截面高度的冷、热态尺寸换算, 在假定沿叶高方向叶片尺寸冷热变化为线性关系情况下, 同时忽略叶片离心力的影响, 有下列关系式<sup>[1]</sup>:

$$K = \frac{(H_1 - H_2)_{cl}}{(H_1 - H_2)_h} = \frac{1}{1 + \alpha(T - T_0)} \quad (4)$$

变形后则有一个简化计算公式:

$$H_{icl} = H_{2cl} + K(H_i - H_2)_h \quad (5)$$

式中:  $H_1$  为外流道至发动机中心线的尺寸,  $H_2$  为内流道至发动机中心线的尺寸,  $H_i$  为叶型各截面至发动机中心线的尺寸, cl 为冷态尺寸, h 为热态尺寸,  $\alpha$  为在该热态温度下的叶片材料的线膨胀系数。

上述边界条件下叶片在热态时的平均温度为 1 256℃, 叶片的初始温度为 20℃, 此时叶片线膨胀系数为  $16.71 \times 10^{-6}/\text{C}$ , 根据上述近似公式计算得叶片冷态时各截面高度方向尺寸见表 3。

表 3 简化算法与优化设计算法结果对比

Table 3 Comparison result of simple method with the one of design optimization

变量	简化算法/mm	优化算法/mm
$H_{C2}$	90.164	90.119
$H_{C3}$	94.328	94.302
$H_{C4}$	98.492	98.255
$H_{C5}$	102.667	102.620
$H_{C6}$	106.820	106.790
$H_{C7}$	110.984	110.950

对比表 3 中结果可得: 简化算法换算得到的冷态尺寸与使用优化设计方法计算得到的叶片截面高度方向的冷态尺寸相差不大, 最大也只有 0.14 mm 左右。引起误差的主要原因为: (1) 用简化算法进行计算时, 忽略了叶片截面尺寸在沿叶高方向上是变化的; (2) 忽略了叶片离心力的影响。在精度要求不高或叶片本身尺寸较小的情况

下,完全可以使用简化算法计算获得叶片各截面高度的冷态尺寸。同时简化算法也验证了优化设计方法用于涡轮部件冷、热态尺寸换算的可行性。

### 2.3 涡轮盘计算模型及结果分析

证明了优化算法的可行性,便可用于涡轮盘的冷、热态尺寸换算,对于涡轮盘,近似以轴对称处理,可将模型由三维转化为二维,需要换算的尺寸只包含 X 方向和 Y 方向。

#### 2.3.1 计算模型及边界条件

轮盘的几何模型如图 3 所示,冷态时轮盘的尺寸未知,热态时的主要尺寸如下: $X_{h1}=98.000$ ,  $X_{h3}=15.000$ ,  $X_{h5}=285.000$ ,  $Y_{h1}=94.000$ ,  $Y_{h2}=42.000$ 。

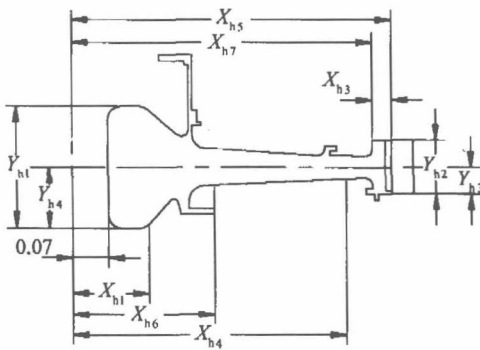


图 3 涡轮盘的计算模型  
Fig. 3 The model of a disc

轮盘的换热边界条件、转速及叶片的拉力已知:涡轮盘轮心处冷气温度为  $83.2^{\circ}\text{C}$ ,与轮盘间的换热系数为  $186.1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ ,榫头处温度为  $1150.2^{\circ}\text{C}$ ,榫头与榫槽间的等效换热系数为  $600 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ ,其余部分的涡轮盘表面与冷气间的换热系数为轮盘表面上节点的径向坐标的函数,其表达式为:

$$104.9 + 7.22X - 2685.5X^2 + 10308X^3$$

相应的与轮盘表面接触的冷气温度的表达式为:

$$32.7 + 5048.5X - 44719.5X^2 +$$

$$145630X^3 - 166733.3X^4$$

式中的未知数 X 为轮盘表面上节点的径向坐标值,单位为 m。轮盘转速  $1422.8 \text{ rad/s}$ ,轮缘处作用着叶片的拉力为  $29480 \text{ N}$ 。取轮心处任意一个节点限制其轴向位移。轮盘材料为 GH4169。

优化设计建模的初始尺寸为轮盘热态时的尺寸,选择二维热-结构耦合单元(PLANE13),轮盘的有限元计算模型如图 4,共有 1860 个单元,2058 个节点。

058 个节点。

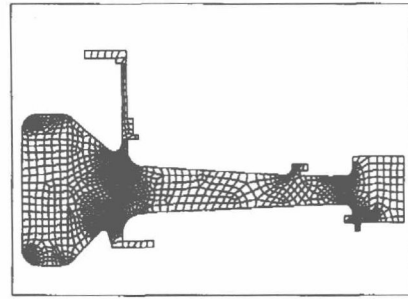


图 4 涡轮盘有限元模型  
Fig. 4 Finite element model of a disc

#### 2.3.2 变量的选取

设计变量:冷态时尺寸  $X_{C1}, X_{C4}, X_{C5}, X_{C6}, X_{C7}, Y_{C4}, Y_{C3}$ ;

状态变量:热态时尺寸  $X_{h1}, X_{h3}, X_{h5}, Y_{h1}, Y_{h2}, \sigma_{\max}$ (叶身应力最大值);

目标函数:轮盘总质量。

变量的取值范围如表 4 所示(其中  $\sigma_{\max} \leq 1517 \text{ MPa}$ ),状态变量的值即为所给定热态尺寸值。同样,由于状态变量也必须是设定的一个区间,而不能是一个具体的值,所以取其热态尺寸附近很小的区间代替具体的热态尺寸值,当区间很小时满足设计的精度要求。

表 4 变量的取值范围  
Table 4 Range of variables

设计变量	最小值/mm	最大值/mm
$X_{C1}$	96.00	99.00
$X_{C4}$	248.00	251.00
$X_{C5}$	281.00	286.00
$X_{C6}$	148.00	151.00
$X_{C7}$	267.00	271.00
$Y_{C3}$	18.00	22.00
$Y_{C4}$	45.00	50.00
$X_{h1}$	97.980	98.020
$X_{h3}$	14.980	15.020
$X_{h5}$	284.980	285.020
$Y_{h1}$	93.980	94.020
$Y_{h7}$	41.980	42.020

#### 2.3.3 计算结果与分析

轮盘经优化计算后,其冷态尺寸换算结果如表 5 所示(此时  $\sigma_{\max}$  为  $1440 \text{ MPa}$ ),表中的冷态尺



寸就是所要换算得到的轮盘冷态时尺寸,即轮盘在常温时的实际尺寸。而热态尺寸即为在该冷态尺寸设计的轮盘受载荷变形后的尺寸。对比表 5 中的热态尺寸与表 5,可以看出由换算所得的冷态尺寸设计该涡轮盘受载变形后的热态尺寸与所要求的热态尺寸相差很小,满足设计要求。这样就完成了涡轮盘热态尺寸到冷态尺寸的换算。同时轮盘的质量减小了 0.73%。

表 5 轮盘尺寸换算结果  
Table 5 conversion of disc's dimension

冷态尺寸	变量值/mm	热态尺寸	变量值/mm
$X_{C1}$	97.83	$X_{h1}$	98.007
$X_{C4}$	249.88	$X_{h3}$	14.996
$X_{C5}$	282.85	$X_{h5}$	285.000
$X_{C6}$	149.87	$Y_{h1}$	94.00
$X_{C7}$	268.07	$Y_{h2}$	841.985
$Y_{C3}$	20.63		
$Y_{C4}$	47.00		

### 3 结 论

(1) 本文将工程反分析思想及优化设计的方法应用于涡轮典型部件的冷、热态尺寸换算是可行的,其计算结果是合理的。

(2) 对于某些尺寸较小的涡轮叶片的冷、热态尺寸换算,简化算法的计算偏差不大。

(3) 对于涡轮盘等结构较复杂部件采用优化设计的方法进行冷、热态尺寸换算便捷且效率较高。

### 参考文献:

- [1] 航空发动机手册总编委会. 航空发动机设计手册[M]. 第 10 册, 涡轮, 北京: 航空工业出版社, 1999.
- [2] 吕文林. 航空发动机强度计算[M]. 北京: 国防工业出版社, 1999.
- [3] 王宝官. 叶尖间隙随飞行状态变化的分析[R]. 中国工程热物理学会, 传质传热学术分会, 论文编号 983076, 1998.
- [4] 朱伯芳. 有限单元法原理与应用[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 1998.
- [5] 牛冬生. 涡轮叶尖间隙数值分析和冷热态尺寸换算方法研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2004.
- [6] Long C A, Owen J M. The Effect of Inlet Conditions on Heat Transfer in a Rotating Cavity With a Radial Outflow of Fluid [R]. ASME 86-GT-95.