

用一种新型材料制成的涡轮盘的高温蠕变特性

胡互让

(中国科学院力学研究所)

摘要 对一种新型高温镍基合金材料作了蠕变试验,分析整理了试验资料,用最小二乘法拟合了高温蠕变物理方程。用自编的有限元计算程序,对喷气发动机高压I级涡轮盘作了热弹塑性蠕变分析,所得结果可供工程设计参考。

关键词 涡轮盘 蠕变分析 有限元法

(一) 引言

涡轮盘是发动机转子的主要部件之一,其强度问题在发动机的设计和使用时均具有头等重要的意义。对涡轮盘应力应变状态的分析已有很多文献^{[1]-[3]},然而,全面考虑热弹塑性的还不多见。一般涡轮发动机常常连续开车几个小时,甚至几十个小时,因此蠕变效应需要予以考虑。尤其对于新型材料制成的涡轮盘,对盘体的应力应变状态进行热弹塑性蠕变分析,是非常必要的。

本文对一种新型的高温镍基合金材料作了蠕变试验,分析整理了试验资料,用最小二乘法拟合了高温蠕变物理方程。用自编的有限元计算程序,对喷气发动机高压I级涡轮盘的热弹塑性蠕变特性作了计算分析。其结果对发动机涡轮盘的分析 and 设计具有一定的参考价值。

(二) 高温蠕变试验

该材料的化学成份示于表1。试件毛料取自一块经热处理(见表2)的锻坯。通过高温拉伸试验得到杨氏模量 E 及 $\sigma_{0.1}$ 、 $\sigma_{0.2}$ 和 σ_0 ,随温

表1 材料化学成份含量百分比

元素	镍	铁	钨	钛	铬	碳	铝	铜	磷	硅	锰	硫	硼
百分比	41.79	36.452	5.83	2.68	12.11	0.41	0.36	0.05	0.029	0.19	0.05	0.005	0.014

表2 锻坯的热处理工艺

指标	加热温度(°C)	保温时间(小时)	冷却介质
淬火	1095	2	水
淬火	~800	3	空气
时效强化	730	—	空气

度变化的关系(图

1、2)。

做高温蠕变

试验的目的,是

要对该材料拟合

一条蠕变曲线,

了解它的蠕变特



性,以便进行进

一步分析。

试验在ZST

3/3型蠕变试验

机上进行。试件

直径为8mm,工

作长度100mm,

试样安排见表3。

在整个试验期间,

图2 $\sigma_{0.1}$ 、 $\sigma_{0.2}$ 和 σ_0

与温度的实验曲线

试件工作长度上的温度波动小于 $\pm 3^\circ\text{C}$,温度

梯度小于 3°C 。测量变形用单边镜式引伸仪,

精度为 0.0005mm 。试件装好后,通过测量室

温下杨氏模量的方法来保证引伸仪的测量值能



在整个试验期间,图2 $\sigma_{0.1}$ 、 $\sigma_{0.2}$ 和 σ_0 与温度的实验曲线试件工作长度上的温度波动小于 $\pm 3^\circ\text{C}$,温度梯度小于 3°C 。测量变形用单边镜式引伸仪,精度为 0.0005mm 。试件装好后,通过测量室温下杨氏模量的方法来保证引伸仪的测量值能

表3 试件安排

温度(°C)	625		650			675				700	
试件号	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11
应力(MPa)	588	686	519.4	529.2	548.8	421.4	441	450.8	470.4	401.8	421.4

够正确反映试件的变形值。温度达到指定值后，保温半小时，然后加预载荷，同时调整引伸仪到合适点，作为示量的初始点。试验开始后，每隔一段时间记录一次读数。表4给出部分试验结果，表中的应变是蠕变应变，从总应变中已减去了瞬时弹性应变。

拟合蠕变第一阶段物理方程，求出蠕变极限。从试验结果看，蠕变第一阶段持续时间较短，取前10小时的数据进行拟合。为了拟合一条曲线，必须考虑应力、时间和温度三个因素。通常对金属材料，可假定蠕变第一阶段的规律遵从Baily-Norton公式^[4]，考虑到温度的影响，可写为：

$$\epsilon^c = B\sigma^m e^{-\frac{C}{T}} \quad (1)$$

式中 ϵ^c 是蠕变应变， B 、 C 、 n 和 m 是待定常数。对(1)式两边取对数，得：

$$\ln \epsilon^c = \ln B + n \ln \sigma + m \ln t - \frac{C}{T} \quad (2)$$

这样， $\ln \epsilon^c$ 与 $\ln B$ 、 n 、 m 、 C 之间就成了线性关系，因而可以用最小二乘法来确定待定常数。

表4 部分蠕变试验结果

应变 $\times 10^3$	试件号										
	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11
时间(小时)											
0.5	1	4	3	—	4	3	2	1	5	7	21
1.5	3	9	7	8	11	11	5	7	22	15	66
2.5	4	9	9	10	16	17	11	14	32	26	88
3.5	5	11	9	12	18	19	19	20	41	28	117
4.5	8	13	10	14	21	22	23	24	50	29	139
5.5	11	15	15	19	23	23	27	32	56	37	153
6.5	13	19	20	20	24	23	28	34	72	—	186
7.5	14	23	24	24	25	25	31	38	90	46	211
8.5	17	24	25	28	27	26	36	44	91	51	231
9.5	17	24	25	—	30	26	44	51	92	57	219
14.5	21	31	26	27	39	32	59	75	140	80	—

令

$$R = \sum_i (\ln \epsilon^c - \ln B - n \ln \sigma - m \ln t + \frac{C}{T})^2 \quad (3)$$

根据最小二乘法规则，可得到下面一组方程：

$$\begin{aligned} \sum \ln \epsilon^c &= \sum \ln B + n \sum \ln \sigma \\ &+ m \sum \ln t - C \sum \frac{1}{T} \\ \sum (\ln \epsilon^c \cdot \ln \sigma) &= \sum (\ln B \cdot \ln \sigma) + n \sum (\ln \sigma)^2 \\ &+ m \sum (\ln t \cdot \ln \sigma) - C \sum (\frac{1}{T} \ln \sigma) \\ \sum (\ln \epsilon^c \cdot \ln t) &= \sum (\ln B \cdot \ln t) + n \sum (\ln \sigma \cdot \ln t) \\ &+ m \sum (\ln t)^2 - C \sum \frac{1}{T} \ln t \\ \sum \frac{1}{T} \ln \epsilon^c &= \sum \frac{1}{T} \ln B + n \sum \frac{1}{T} \ln \sigma \\ &+ m \sum \frac{1}{T} \ln t - C \sum \frac{1}{T^2} \end{aligned} \quad (4)$$

上面的求和是三重求和，即不同的温度档、不同的应力水平，每一试件的不同时间离散点。根据试验数据拟合出如下物理方程：

$$\epsilon^c = 3.8311 \times 10^{15} \sigma^{5.56} t^{0.80} \exp\left(-\frac{51204.9}{T}\right) \quad (5)$$

式中应力用MPa，时间用小时，温度用绝对温度。

为了求出不同温度下的蠕变极限，假定恒速理论成立，

$$\dot{\epsilon}_{min}^c = B\sigma^m \quad (6)$$

根据试验结果用作图法分别对 $v=1.10^{-3}$ %/小时和 $v=1.10^{-2}$ %/小时作计算，得到不同温度下的蠕变极限，见表5。

表5 不同温度下的蠕变极限

温度(°C)	625	650	675	700
蠕变极限(MPa)				
1.10^{-3} %/小时	697.76	594.86	545.86	442.96
1.10^{-2} %/小时	729.12	635.04	632.1	482.16

(三) 涡轮盘的热弹塑性蠕变分析

自编计算程序在结构上模拟发动机工作过程,按开车升温时的热弹塑性加载及正常工作时的蠕变过程两部分设计。该程序已通过严格的考核,证明是可靠的^[1]。

将简化后的涡轮盘划分为42个环状八节点等参元,共185个节点。连接安装边的三个节点(即节点1、10、15)的轴向位移置零(图3)。

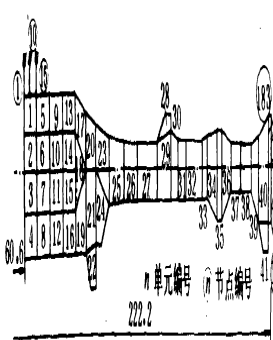


图3 简化后盘体的有限元网格划分

盘体在工作状态下的转速为12750转/分,内外缘温度分别是575°C和625°C,沿径向按4次方规律分布。

计算结果如下:

在工作状态下,整个盘体处于弹性应力状态。大体上说,各应力分量沿中心线在盘腹以下两边相差不多,在盘腹以上右侧值高于左侧值。等效应力在盘内缘处最大,沿径向逐渐减小。从整个盘来看,轴向应力和剪应力接近于零,它们对盘体强度无甚影响。

由于涡轮盘与外壳之间具有刚性限制,因此研究盘体的位移状态具有极大的意义。计算结果显示,径向位移沿径向逐渐增大,最大值出现在节点180,为2.88mm。最大轴向位移出现在节点183,为0.53mm,沿x轴负方向(参看图3)。

在工作状态下作了蠕变计算,持续时间为10小时。从计算结果看,应力分量与位移分量变化不明显。沿内缘处最大等效应力,蠕变后降低了0.08%,而第180节点径向位移增加了0.03%。

当转速增加到14700转/分(试验时的转速可以达到这个水平),盘体处于弹塑性应力状态,在内缘附近有大约宽从2.5mm到0.5mm、面积为42mm²的塑性区(图4),各应力分量的分布与弹性时相似。径向应力、环向应力和等

效应力的数值有较大的提高,其最大值分别是662.19MPa、760.68MPa和759.89MPa。图4、5、6分别给出等效应力、径向应力和环向应力分布情况。最大径向位移为3.25mm,最大轴向位移为0.72mm。图7给出径向位移分布。

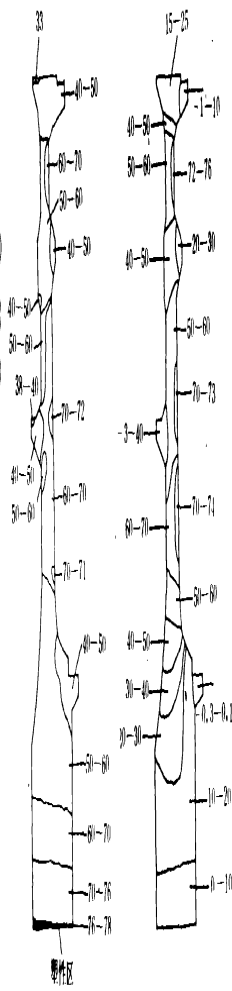


图4 等效应力等值线

图5 径向应力等值线

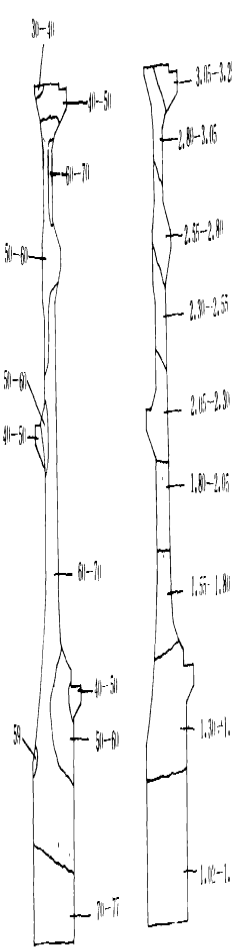


图6 环向应力等值线

图7 径向位移等值线

蠕变持续
仍变化不大。
MPa, 下降
小2.11MPa
时应力变化
mm, 增长率
移增长发生
从以上
和位移的影
10小时, 限
弹塑性蠕变
5.5倍。因此
进一步延长
则对蠕变变

1 杜庆华:

2 К В И Т К а

3 Ziebarth

1983(5—6)

4 Harry kra

5 穆霞英、

THE HIGH

(上接第7页)

3 Moore L.

Vol.31, N

DYNAMIC

Zhu J

Shao