

参考文献:

- [1] 余志生.汽车理论(第 5 版).机械工业出版社, 2009
- [2] (德)Manfred Mischke.汽车动力学(第 4 版).清华大学出版社.2009
- [3] 郭正康.现代汽车列车设计与使用.北京理工大学出版社.2006
- [4] 郑建荣.ADAMS—虚拟样机技术入门与提高.机械工业出版社, 2002
- [5] 李军, 邢俊文, 覃文洁等.ADAMS 实例教程.北京理工大学出版社, 2002
- [6] 李鹏飞.商用车驾驶室悬置系统优化设计研究.武汉理工大学硕士学位论文, 2006

作者简介:

王诗虎, 男, 工程师, 主要从事动力学仿真分析 E-mail: shihu.wang@ctruck.com.cn; 孙 营, 男, 博士, 高工 主要从事动力学仿真分析. 杨 宇, 男, 高级工程师 主要从事安全、结构仿真分析. 杨玉良, 男, 高级工程师 主要从事动力学仿真分析. 董华东, 男, 高级工程师 主要从事 NVH 分析.

CAE 技术在高温蠕变计算中的应用

王恭义 1, 程凯 1, 3, 陈勇 2, 杨建道 1, 余德启 1, 吴晓明 1, 彭泽瑛 1

(上海电气电站技术研究中心, 上海 201612; 2. 上海交通大学, 上海 200240; 3. 西安交通大学, 西安 710049)

摘 要: 以某百万千瓦汽轮机高压第一级动叶为分析对象, 根据蠕变试验数据, 采用最小二乘法拟合了幂蠕变方程中的各个参数, 将应力计算结果与试验数据作对比并修正了参数。借助 CFD 分析软件, 计算了流体域内的对流换热系数并插值到有限元 (FEA) 计算程序中, 然后分析了叶根倒角处危险区域的蠕变应力状况。计算结果与试验数据比较接近, 证明了该拟合方法的可靠性。分析结果表明 CAE 技术在汽轮机高温蠕变分析中可以起到重要作用。

关键字: 蠕变; 蠕变试验数据; 拟合; 汽轮机; 叶片; CAE

CAE Technology Application on High-Temperature Creep analysis

WANG G.Y. 1 CHENG K. 1, 3 CHEN Y. 2 YANG J.D. 1 YU D.Q. 1 WU X.M. 1 PENG Z.Y. 1

Shanghai Electric Power Generation Technology R&D Center, shanghai 201612, China)

Shanghai Jiao Tong University, shanghai 200240, China)

Xi'An JiaoTong University, Xi'An 710049, China)

Abstract: In this paper, the high-temperature creep analysis for the first stage HP rotating blades of 1000MW USC steam turbine is investigated. Based on the creep test data, the generalized least squares method is adopted to fit the each parameter of the power-law equation. The calculated stress results are compared with the test data, and then the parameters of power-law equation are updated. The coefficients of heat transfer in fluid domain are computed in CFD analysis software and then interpolated to the FEA program. Then the creep stress in the key area of root chamfer is deeply discussed. The fitting method is proved to be reliable because of the small difference between the

computed results and test data. The analysis results indicate that CAE technology is very important in the creep analysis of the steam turbine.

Keywords: Creep; Creep test data; Fitting; Steam turbine; Blade; CAE

0 引言

我国火力发电厂的电力 80% 以上依赖于煤电, 未来相当长时期内仍将以煤电为主的格局。为了提高火电机组的使用寿命和使用率, 有必要对高危部件强度进行深入的分析与研究^[1]。汽轮机叶片作为汽轮机的关键部件, 对于汽轮机的安全运行至关重要。汽轮机主蒸汽温度的提高, 可以大幅度提升机组的热效率, 但随着主蒸汽设计温度不断的提高, 高中压前级叶片以前不为关注的高温蠕变、低周疲劳、热冲击等问题逐渐显现并且被重视, 给材料设计以及结构设计带来了挑战^[2]。材料在高温下的力学性能特点都是和蠕变过程密切相关的。本文通过高温蠕变试验^[3], 测试各个参数对材料性能的影响, 结合试验测得数据, 拟合得到蠕变方程相关的参数后, 利用 CAE 软件分析了高温叶片蠕变的应力应变, 给设计考核提供了参考依据。

1 蠕变特点

蠕变即材料在一定温度下, 在应力的持续作用下不断地发生变形的现象。材料在高温下的强度与载荷作用的时间有关。载荷作用的时间越长, 引起一定变形速率或变形量的形变抗力(蠕变极限)以及断裂抗力(持久强度)就越低。

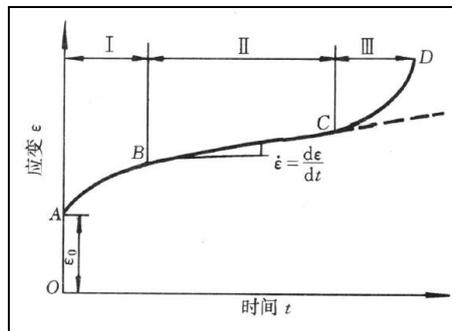


图 1 典型蠕变曲线

一般金属材料具有典型的如图 1 所示的蠕变应变随时间变化的规律, 通常按照蠕变应变速率将蠕变过程分为三个阶段: 1、AB 段是减速蠕变阶段(过渡蠕变阶段)。蠕变速率逐渐减小至 B 点; 2、BC 段是恒速蠕变阶段(稳态蠕变阶段)。蠕变速率基本保持不变; 3、CD 段是加速蠕变阶段。蠕变速率加速上升, 到 D 点蠕变断裂。目前大量的试验和数值模拟工作都集中在第一和第二蠕变阶段。

2 蠕变方程参数拟合

2.1 材料数据以及蠕变方程

蠕变试验的一个重要目的是测定恒速蠕变阶段的蠕变应变速率, 这是材料在蠕变阶段中十分有价值的信息。本文根据收集到的国外 Nimonica 80A 材料的相关试验数据^[4], 采用最小二乘法拟合其蠕变方程参数, 为有限元计算提供数据。下表 1 中给出 Nimonica 80A 蠕变试验数据。

表 1 Nimonica 80A 蠕变试验数据

°C (°F)	Strain %	Stress, MPa (ksi), to give total plastic strain in:					
		100h	300h	1000h	3000h	10,000h	30,000h
600 (1112)	0.1	558 (80.9)	511 (74.1)	460 (66.7)	412 (59.7)	371 (53.8)	-
	0.2	599 (86.9)	551 (79.9)	500 (72.5)	453 (65.7)	400 (58.0)	-
	0.5	635 (92.1)	607 (88.0)	574 (83.2)	522 (75.7)	460 (66.7)	402 (58.3)*
650 (1202)	0.1	454 (65.8)	403 (58.4)	347 (50.3)	298 (43.2)	-	-
	0.2	502 (72.8)	451 (65.4)	395 (57.3)	344 (49.9)	289 (41.9)	-
	0.5	-	494 (71.6)	443 (64.2)	385 (55.8)	476 (69.0)	266 (38.6)
700 (1292)	0.1	346 (50.2)	295 (42.8)	238 (34.5)	190 (27.6)	147 (21.3)	-
	0.2	388 (56.3)	337 (48.9)	281 (40.7)	232 (33.6)	178 (25.8)	124 (18.0)*
	0.5	-	369 (53.5)	309 (44.8)	255 (37.0)	195 (28.3)	141 (20.5)*
750 (1382)	0.1	239 (34.7)	192 (27.8)	144 (20.9)	108 (15.7)	74 (10.7)*	-
	0.2	273 (39.6)	227 (32.9)	176 (25.5)	131 (19.0)	88 (12.8)	-
	0.5	300 (43.5)	255 (37.0)	205 (29.7)	159 (23.1)	116 (16.8)	77 (11.2)*
815 (1499)	0.1	124 (18.0)	93 (13.5)	59 (8.6)	36 (5.2)	23 (3.3)	-
	0.2	137 (19.9)	107 (15.5)	73 (10.6)	43 (6.2)	26 (3.8)	15 (2.2)*
	0.5	148 (21.5)	116 (16.8)	80 (11.6)	53 (7.7)	31 (4.5)	19 (2.8)

*Extrapolated

表 2 Nimonica 80A 弹性模量

Property	Test Program			
	A	B	C	D
	GPa (10 ³ ksi)			
20 (68)	183 (26.5)	219 (31.8)	214 (31.0)	222 (32.2)
100 (212)	179 (30.0)	216 (31.3)	210 (30.5)	219 (31.8)
200 (392)	173 (25.1)	210 (30.5)	205 (29.7)	213 (30.9)
300 (572)	168 (24.4)	204 (29.6)	199 (28.9)	208 (30.2)
400 (752)	163 (23.6)	197 (28.6)	192 (27.8)	201 (29.2)
500 (932)	157 (22.8)	191 (27.7)	185 (26.8)	194 (28.1)
600 (1112)	150 (21.8)	183 (26.5)	178 (25.8)	188 (27.3)
700 (1292)	142 (20.6)	175 (25.4)	170 (24.7)	180 (26.1)
800 (1472)	134 (19.4)	165 (23.9)	161 (23.3)	170 (24.7)
900 (1652)	123 (17.8)	153 (22.2)	149 (21.6)	159 (23.1)
1000 (1832)	112 (16.2)	141 (20.5)	134 (19.4)	145 (21.0)

- A. Extruded bar (12 casts). Heat treated 8 hours/1080°C (1976°F)/air cooled + 16 hours/700°C (1292°F)/air cooled.
- B. Extruded bar, subsequently forged (13 casts). Heat treated 8 hours/1080°C (1796°F)/air cooled + 16 hours/700°C (1292°F)/air cooled.
- C. Extruded section, subsequently cold rolled (5 casts). Heat treated 8 hours/1080°C (1796°F)/air cooled + 16 hours/700°C (1292°F)/air cooled.
- D. Cold rolled sheet (4 casts). Heat treated 2-3 minutes/1150°C (2102°F)/fluidized bed quenched + 20 minutes/1040°C (1904°F)/air cooled + 4 hours/750°C (1382°F)/air cooled. Dynamic moduli are usually about 0.2% higher than static moduli at room temperature, increasing to 1% at 1000°C (1832°F).

对于应力和温度这两个重要参数和蠕变第二阶段速率的关系，目前已提出许多本构关系

来描述蠕变曲线。在常载荷实验中得到的蠕变应变可以写成应力、时间和温度的函数

$\epsilon = f(\sigma, t, T)$ ，一般假定 σ, t, T 的作用是可以分离的，即 $\epsilon = f_1(\sigma)f_2(t)f_3(T)$ 。在等温条件下，可以用基本的幂蠕变规律模型模拟，即

$$\epsilon_{cr} = A\sigma^m t^n \tag{1}$$

为拟合蠕变参数，在试验曲线上取 L 个试验点， $(\epsilon_{c1}, \sigma_1, t_1), (\epsilon_{c2}, \sigma_2, t_2), \dots, (\epsilon_{cL}, \sigma_L, t_L)$

根据最小二乘法原理，参数 A、m、n 应使

$$Q = \sum_{i=1}^L (\epsilon_{ci} - A\sigma_i^m t_i^n) = MIN \tag{2}$$

(2) 式不能直接求解，为使问题简化，可以将理论值和试验值分别取对数，这样即可直接求得 A、m、n。

2.2 应力-时间蠕变数据的拟合

对于 (1) 式，需要给出 A、n、m 的数值，方程才完整。结合材料的蠕变试验数据相，并使用曲线拟合技巧进行数据修正来获得完整的蠕变方程参数。对 (1) 式等式两边取对数，可以得到：

$$\log \sigma = -\frac{n}{m} \log t + \frac{\log \varepsilon_{cr} - \log A}{m} \quad (3)$$

将表 1 中的 600°C 的应力-时间数据表示在双对数坐标系下，如图 2。

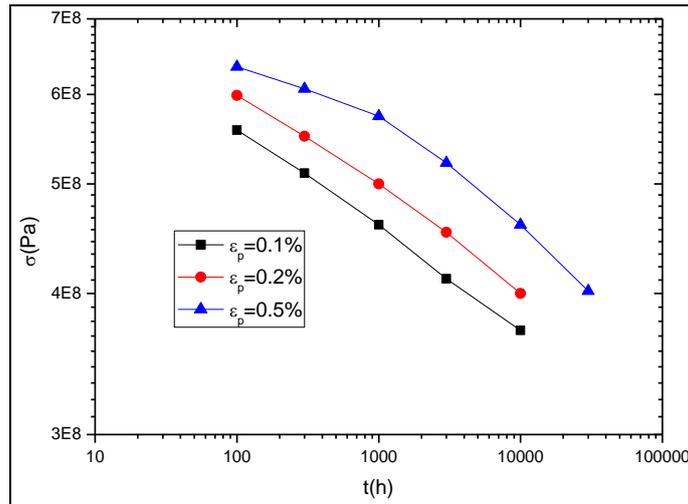


图 2 材料蠕变应力随时间的变化

从图中可以看出对数应力与对数时间近似成线性关系。对其进行线性拟合，所得斜率即为 (3) 式中 $-n/m$ 的值。在拟合过程中，可以首先对三种应变水平下的对数应力-对数时间数据分别进行拟合，可获得 3 个斜率数值，如图 3 所示。

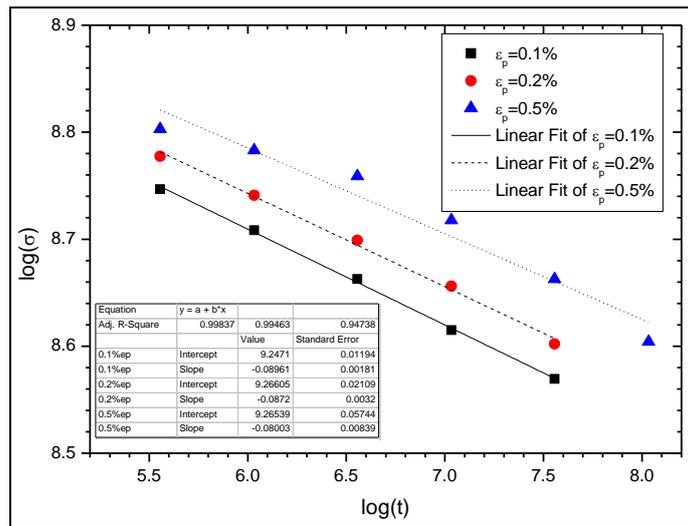


图 3 对数应力-对数时间的数据拟合

在图 3 之间再插入另外两个斜率值（因为数据太少的话，二次曲线拟合误差较大）进行拟合，五组数据中，所得残差（即为各数据点与拟合直线之间距离的平方和）最小的斜率即为最优值。图 4 为不同斜率对应的残差数据，经二次曲线拟合后，其二次曲线的方程为： $y=0.06822+1.57917x+9.34272x^2$ 。取 y 对 x 的导数，并令其等于 0，即可求得当 x （即斜率 $-n/m$ ）为 -0.0845134 时，该二次曲线取得极小值。该斜率即为经优化后的斜率。

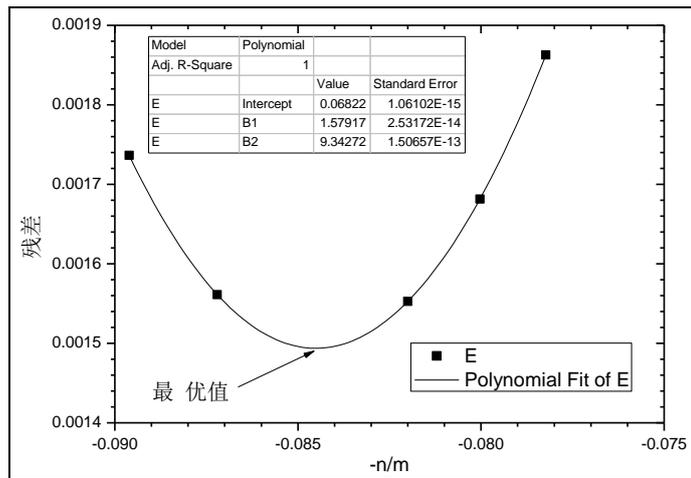


图 4 残差随 -n/m 的变化规律

2.3 蠕变应变-时间数据的拟合

表 1 只提供了应力随时间的变化，没有蠕变应变随时间变化的数据。若要拟合 (1) 式的参数 n，则需要有蠕变应变的数据。根据试验的特点，可以通过应力随时间的变化，推导出应变时间变化的数据。

该试验中，总应变保持不变，总应变由弹性应变，塑性应变以及蠕变组成，即

$$\varepsilon_{total} = \varepsilon_e + \varepsilon_p + \varepsilon_{creep} \quad (4)$$

该试验中，每一组塑性应变下的数据中，总应变和塑性应变(表 1 中的 strain 为塑性应变)是不变的，根据 (4) 式可知，蠕变应变的增加量就是弹性应变的减少量。而弹性应变的减少量可由应力的减少量除以弹性模量 (表 2) 获得。所以可以从表(1)中每一组蠕变应变队应的数据中推出蠕变应变与时间的关系。

$$\varepsilon_{cr-i} = -\Delta\varepsilon_e = (\sigma_i - \sigma_0) / E \quad (5)$$

由于只需要计算斜率 n，所以就不需要关心该试验数据的初始应力，即不需要确定曲线的确切位置。蠕变应变按 (5) 式进行计算，并在双对数坐标上画出蠕变应变随时间的变化如图 5 所示。

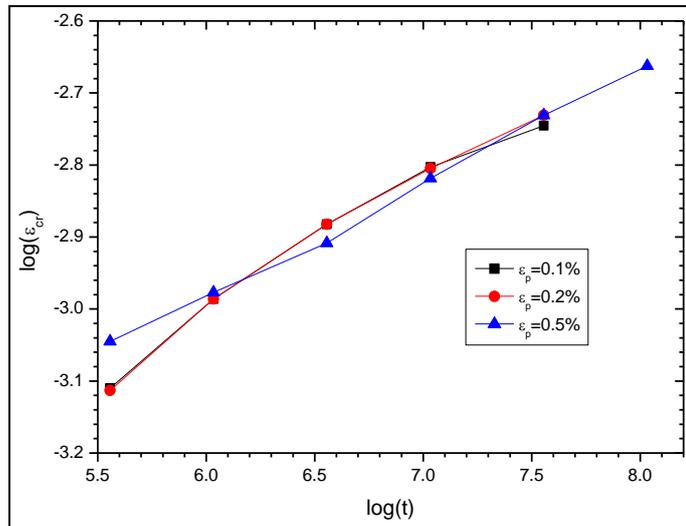


图 5 对数蠕变应变随对数时间的变化

与拟合-n/m 一样，取 5 个不同斜率拟合图 5 中的三条曲线。图 6 为不同斜率对应的残差数据，经二次曲线拟合后，其二次曲线的方程如图 6 上的表所示： $y=0.28339-3.222162x+9.34272x^2$ 取 y 对 x 的导数，并令其等于 0，即可求得当 x（即斜率 n）为 0.1724133871 时，该二次曲线取得极小值。该斜率即为经优化后的斜率。

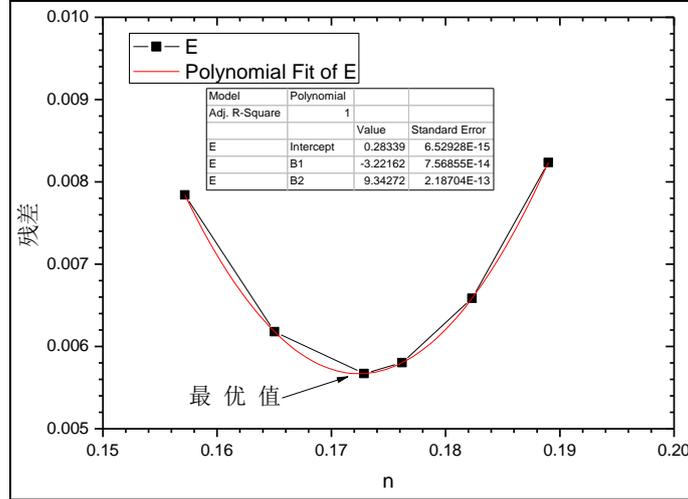


图 6 残差随 n 的变化规律

2.4 参数 A 的拟合与修正

在表 1 中取 0.2% ϵ_p 的数据，采用该组数据进行拟合 A。(1) 式转化为：

$$\log A = \log \epsilon_{cr} - m \log \sigma - n \log t \quad (6)$$

将蠕变应变、应力、时间数据以及 m、n 的数值代入 (6) 式，即可求取 logA 的数值，如表 3 所示。计算得到不同时刻 logA 的值是比较接近的，但是换算成 A 值以后，则差别较大（相差 2-3 倍），所以还需要通过实际算例的验算及修正来最终确定 A 值。

表 3 A 的求解

	$\log t$	$\log \epsilon_{cr}$	$\log \sigma$	$\log A$	A
1	5.5563	-3.11323	8.77743	-21.97779	1.05247E-22
2	6.03342	-2.98599	8.74115	-21.85881	1.38418E-22
3	6.5563	-2.88224	8.69897	-21.75916	1.74118E-22
4	7.03342	-2.80457	8.6561	-21.67629	2.10724E-22
5	7.5563	-2.73097	8.60206	-21.5826	2.61458E-22

蠕变实验所用到的光滑试棒如图 7 所示，根据该示意图，经简化后，建立了如图 8 所示的有限元模型。温度 600℃ 下，对模型施加三组轴向位移，分别使其产生 0.1%、0.2% 和 0.5% 的塑性变形，然后代入表 3 所示的不同 A 值，选取最接近实验结果的 A 值作为最终的数据。

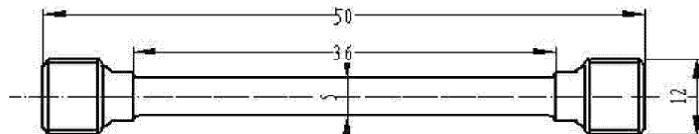


图 7 光滑试棒示意图



图 8 试棒的有限元模型

图 9 为 0.1% 塑性应变、不同 A 值条件下的应力-时间曲线。从图中看出, A 为 $1.38418E-22$ 和 $1.74118E-22$ 这两个值时, 计算结果与实验结果较为接近。为了更准确的确定 A 值, 在这两个值之间取一系列的 A 值, 代入有限元模型进行计算, 结果如图 10 所示 (0.2% 塑性应变)。对图 10 进行分析, 发现 $A=1.45e-22$ 时计算值与实验值较为接近, 因此最终确定 $A=1.45e-22$ 。

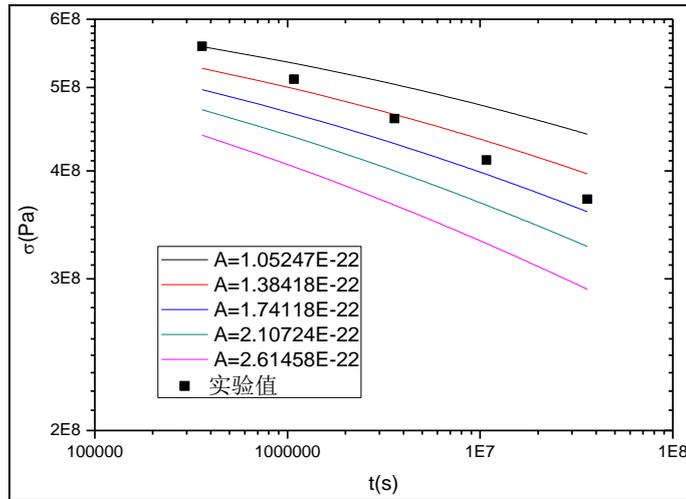


图 9 不同 A 值条件下应力-时间曲线 (0.1% 塑性应变)

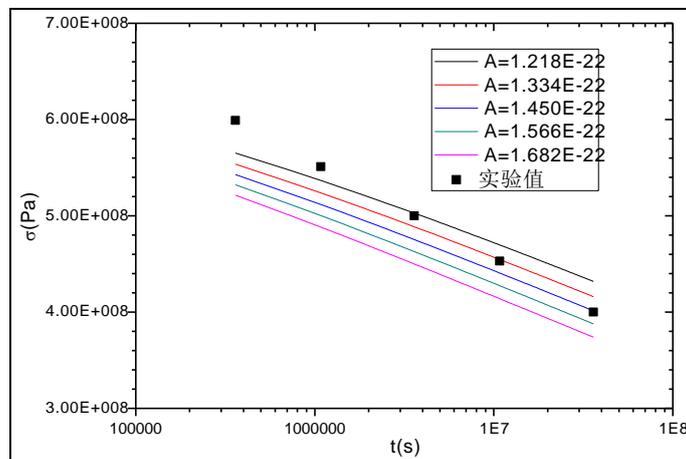


图 10 不同 A 值条件下应力-时间曲线 (0.2% 塑性应变)

图 11 为三组初始应变条件下的应力随时间的变化曲线。总体上来说, 计算值与实验值还是吻合较好。

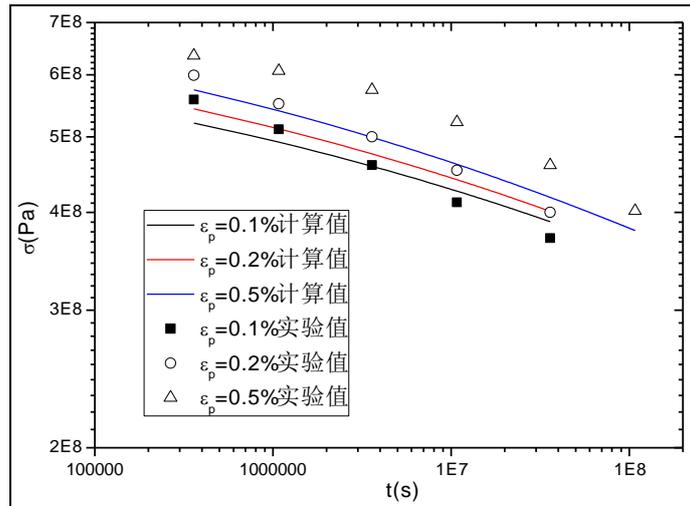


图 11 应力计算值与实验值的对比

3. 算例

3.1 计算模型与边界条件

以某一百万超超临界机组高压缸第一级叶片为算例，模型见图 12，其材料是 Nimonic 80A。在恒温 600°C，蠕变方程(1)式中参数 A、n、m 数据已经上节推导出， $A=1.45e-22$ ； $n=0.172413$ ； $m=2.040072$ 。



图 12 叶片模型



图 13 边界条件给定

本算例采用 ANSYS 软件计算。单元类型为 45 号 8 节点结构单元，单元总数分别为 25428，节点总数分别为 24445。叶片的边界条件施加如图 13 所示，均在叶根和叶冠部位施加周向约束，在叶根与轮槽的接触面上施加径向约束。在叶根侧面的一个节点上施加轴向约束，以免叶片在轴向方向产生刚体位移。

叶片在高温气流的作用下，必然涉及气固耦合计算以及固体内的温度场计算，那么必须求解流固边界上的对流换热系数。根据汽轮机实际运行条件，借助 CFD 工具，计算得到对流换热系数的分布。模型如图 14 和图 15。

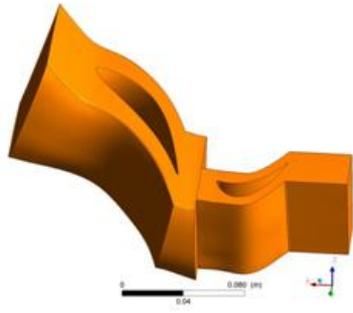


图 14 流体模型

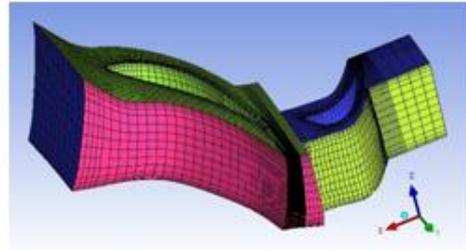
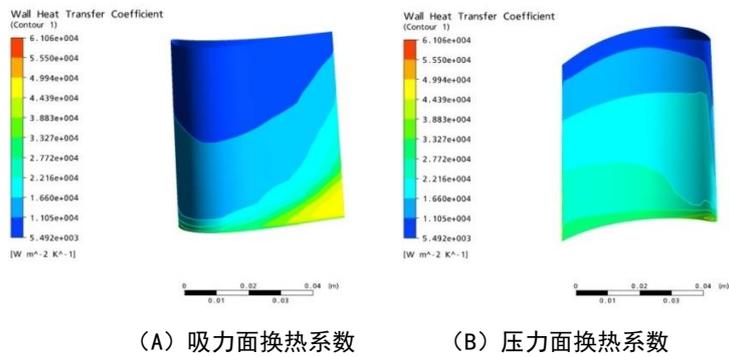


图 15 流体网格

计算得到的对流换热系数分布图，如图 16 所示。



(A) 吸力面换热系数 (B) 压力面换热系数

图 16 动叶表面换热系数分布

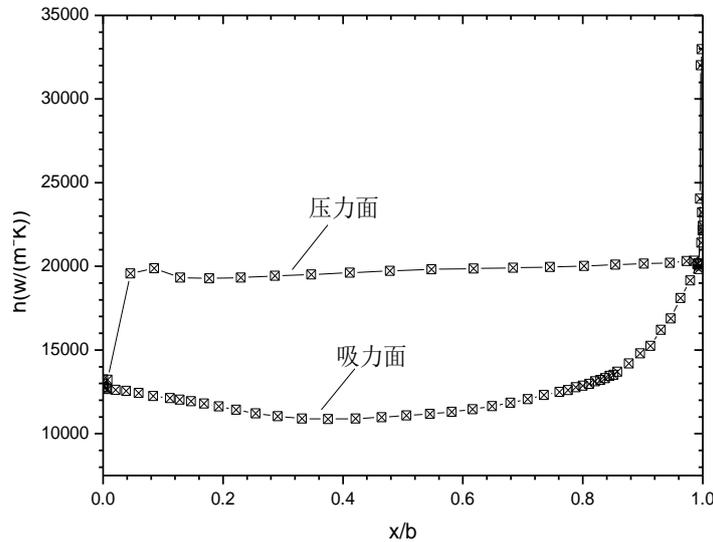


图 17 50%叶高对流换热系数的分布规律

从图 16 以及图 17 中可以看出，对流换热系数平均值在 $20000\text{W}/\text{m}^2/\text{K}$ 左右，这与参考文献[4]中利用经验公式计算的同一机组得到的结果比较接近，这说明该结果是可信的。采取‘松耦合’算法，即认为固体对流体的影响是可以忽略不计的，将这两者的影响独立划分开，即假定耦合效果是单向的。将 CFD 计算结果提取出来，利用 FORTRAN 程序，编制了插值程序，将 CFD 计算得到的流体域节点处的对流换热系数插值到固体表面网格节点上，在利用有限元程序，进行温度场的计算以及蠕变应力应变计算。

蠕变计算采用 ansys 程序提供的“Modified Time Hardening”蠕变模型，其蠕变应变表达式如下：

$$\varepsilon_{cr} = \frac{C_1 \sigma^{C_2} t^{C_3+1} e^{-C_4/T}}{C_3+1} \quad (7)$$

其中：\$C_1, C_2, C_3, C_4\$ 为材料常数，根据 A、n、m 换算得到四个材料参数为

温度	\$C_1\$	\$C_2\$	\$C_3\$	\$C_4\$
600°C	2.5000E-23	2.040072	-0.827587	0

本算例叶片运行温度接近 600°C，因此采用 600°C 的蠕变参数进行计算。

3.2 计算结果

计算结果给出了 100 小时、5000 小时、10000 小时、15000 小时后的应力云图，分别见图 18 (1-4)

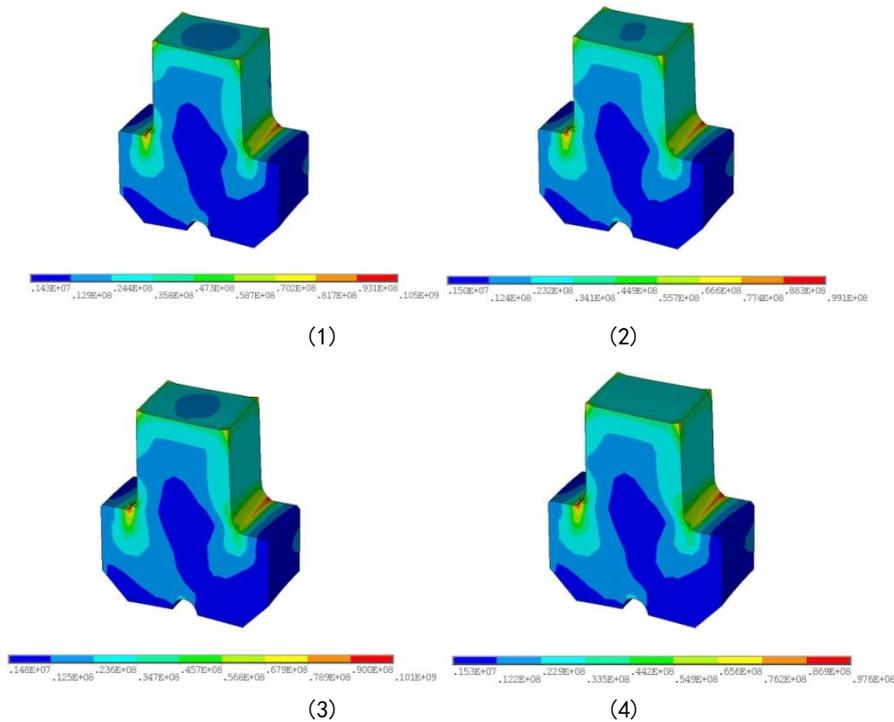


图 18 叶根蠕变应力云图

从图 18 (1) 至图 18 (4) 可以看出，随着时间的增长，蠕变逐渐起主导作用，叶根应力缓慢消退。叶根圆角倒角处是应力最大区，属危险区域，在其上左右各取两点，得到其节点应力随时间的变化图。如图 19 所示。

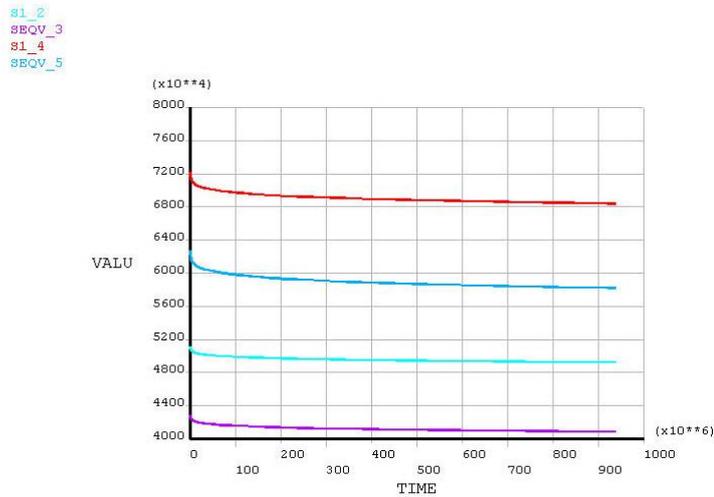


图 19 叶根圆弧过渡处两典型节点应力随时间的变化

计算结果表明，叶片根部最大蠕变应力在各个蠕变时间段上的数值远低于表(1)中 0.1%的蠕变应变对应的应力值，平均应变小于 ASME N-47 规定的平均应变 1%，其强度在安全范围之内。

4. 总结

(1) 根据蠕变试验少数几个点，利用最小二乘法，经优化以及修正后，可以大致求得蠕变方程中的几个关键参数，这在工程上具有一定的参考价值。

(2) 蠕变实验数据较少，本文根据有限的几个试验点数据拟合的蠕变参数精度还是偏低，计算得到的结果也偏保守。

(3) 将拟合出的参数带入实例计算，利用 CFD 软件求得对流换热系数后，利用自编程序将其插值到固体表面，在利用 FEA 软件求解了整只叶片的温度场以及蠕变应力应变。叶根圆角处的应力应变计算表明，该叶片具有充足的蠕变破坏余量，叶片是安全的。

参考文献:

- [1] 胡柳欣, 忻建华, 葛诵, 刘明军, 周轶哲. 汽轮机隔板高温蠕变寿命评估方法的研究[J]. 动力工程, 2009, 29(3): 232-235.
- [2] 史进渊, 孙庆, 杨宇, 等, 大型气轮机部件蠕变寿命的设计和评估[J]. 中国电机工程学报, 2002, 22(3): 103-107.
- [3] 轩福贞, 涂善东, 王正东. 材料的蠕变断裂韧性及影响因素分析[J]. 中国机械工程, 16(5): 456-459.
- [4] 王恭义, 程凯, 徐芬, 吴晓明, 彭泽瑛. 百万超超临界汽轮机高压缸旋转部件热弹性-蠕变分析. 第六届中国CAE工程分析技术年会会议论文集. 2010.7

作者简介:

王恭义, 硕士, 工程师, 专业方向: 结构分析, Email: wanggy3@shanghai-electric.com; 程凯, 博士, 高级工程师, 专业方向: 汽轮机叶片研发, Email: chengkai@shanghai-electric.com; 陈勇, 博士, 副教授; 杨建道, 硕士, 所长助理/高级工程师, 专业方向: 汽轮机通流设计, Email: yangjd@shanghai-electric.com; 余德启, 硕士, 工程师, 专业方向: 汽轮机叶片研发, Email: yudq@shanghai-electric.com; 吴晓明, 博士, 工程

师, 专业方向: 汽轮机通流设计, Email: wuxm3@shanghai-electric.com; 彭泽瑛, 所长/教授级工程师, 专业方向: 汽轮机设计, Email: pengzy@shanghai-electric.com。

汽车车身轻量化优化设计的灵敏度 分析与碰撞仿真

叶 辉 1; 胡平 2; 中国哲 2; 孙宏图 2; 刘波 3; 周定陆 3

(1. 吉林大学汽车动态模拟国家重点实验室, 长春 130025; 2. 大连理工大学汽车工程学院 大连 116024; 3. 长安汽车工程研究院 重庆 401122)

摘要: 提出了基于灵敏度分析和侧面碰撞的汽车车身结构轻量化设计方法。首先以车身结构零件的板厚为设计变量, 以白车身的模态和刚度为约束条件, 白车身质量最小为目标, 分析了零件板厚关于车身模态和刚度的灵敏度。选取对车身模态和刚度以及抗撞性不敏感的车身零件的板厚, 进行以白车身质量最小为目标的优化计算。优化结果使车身重量减少了 14.8 kg。对轻量化后的整车和乘员约束系统进行了侧面碰撞的模拟计算, 并与轻量化前的结果进行了对比, 对整车耐撞性和乘员的安全性进行对比校核, 根据碰撞结果对车身零部件的厚度进行了再调整。结果表明, 轻量化后的车身满足碰撞安全性的要求, 假人的 C-NCAP 得分也是可以接受的。

引 言

降低车身质量是提高汽车燃油经济性的重要途径, 对于车身占总质量 30%~40% 的轿车来说, 车身结构的轻量化对于整车的轻量化具有重要意义。车身的轻量化设计, 可以保证车身具有良好的刚度性能和均匀合理的受力分布, 提高材料的利用率。对已有的车型进行轻量化改进设计, 可以在保证车身结构整体性能不受影响的前提下, 最大限度地减轻车身各零部件的质量。

为了满足各种法规的要求, 保障乘员的安全, 很多情况下要求提高车身结构的碰撞吸能特性。常用的方法是在正面碰撞中增加吸能结构的壁厚, 侧面碰撞中增加防撞杠等, 但这将导致车辆质量的增加。因此, 如何在保证车身抗撞性要求的前提下实现车身的轻量化就显得非常重要。

目前国内外针对车身轻量化的研究比较广泛。车身轻量化可以应用新型轻量化材料^[1-2]。孙宏图等对车身前端的零件进行了轻量化, 并且进行了抗撞性的仿真分析^[3]。张勇等通过近似模型方法, 对车身的轻量化进行了结构件减薄和材料替换的研究^[4]。国外在车身轻量化方面也进行了大量的研究^[5-7]。这些对汽车车身轻量化的研究, 只考虑了轻量化后车身的刚度、强度等静态性能, 没有考虑汽车车身的侧面抗撞性等动态性能。

以某轿车为例, 对车身结构件的轻量化进行研究。在满足车身刚度和模态基本不变的前提下, 对车身分零件的厚度进行灵敏度分析, 选取进行优化的结构件。然后以车身结构质量最小化为目标, 优化所选取车身零件的厚度, 减轻车身的质量。对轻量化的车身进行侧面