



离心压缩机叶轮静强度分析方法

关振群*¹, 宋洋¹, 杨树华², 刘万青², 吕军¹, 王邴¹, 程耿东¹

(1. 大连理工大学工业装备结构分析国家重点实验室, 辽宁大连 116024;
2. 沈阳鼓风机(集团)股份有限公司, 辽宁沈阳 110142)

摘要: 采用自适应有限元分析与弹塑性分析方法, 对某离心压缩机叶轮进行精细的静强度分析, 阐述了对网格不敏感的结构热点应力的概念, 得到了基于结构热点应力相应的强度判别准则, 并对叶轮的 von Mises 应力和等效塑性应变随时间演化历程进行了分析. 数值模拟结果表明, 对叶轮进行超速预加载处理, 能够有效扩大材料的弹性工作范围, 降低叶轮正常工作时的应力水平, 且超速预加载工艺符合其力学机理.

关键词: 超速预加载; 残余应力; 等效塑性应变; 结构热点应力

中图分类号: TH445; O327 **文献标志码:** A

0 引言

超速预加载工艺在叶轮制造等领域应用十分广泛^[1]. 在超速工艺的理论分析、叶轮残余应力应变等方面有大量的研究工作. 朱宝山等将叶轮简化为轴对称环板, 对超速预处理后残余变形场做了比较详细的理论分析^[2,3], 给出的公式适用于轴向厚度相对半径较小的叶轮. 王德润等用有限元法分析了超速预加载处理的分离机转鼓的残余应力及位移^[4]. 吴荣仁采用的有限元分析模型忽略弯曲叶片离心弯矩的作用, 将弯曲叶片在几何上简化为等效的直叶片, 用于超速处理后叶轮残余变形场的分析^[5]. 也有学者采用二次计算法及其改进方法计算叶轮轮盘的应力大小和分布^[6], 但需要先对轮盘做大量的简化, 因此其适用性受到很大的限制. 对外形复杂的离心压缩机叶轮, 超速预处理后叶轮的残余应力、应变及位移的大小及分布情况是很复杂的.

有限元方法已经广泛应用于鼓风机叶轮的应力分析. 但是, 对叶轮直接按工作转速进行静力弹性分析时, 得到的应力水平往往很高, 而且局部的最大应力明显依赖于网格, 按不同尺寸网格计算得到的结果相差很大, 造成使用有限元方法设计

叶轮的困难. 本文采用有限元方法, 考虑材料的弹塑性, 对实际叶轮进行精细的分析, 给出经过超速预加载的叶轮在正常工作时的 von Mises 应力和等效塑性应变分布变化, 通过与无超速预加载历史时叶轮正常工作状态下的应力水平做对比, 揭示超速预加载工艺的力学机理.

对叶轮进行弹塑性分析虽然能更好了解叶轮的应力状态, 但需要相当长的计算时间. 工程技术人员更希望的是只对叶轮作弹性分析. 对此, 本文讨论如何利用叶轮线弹性计算结果, 基于国际焊接协会 IIW 提出的《焊接接缝和构件疲劳设计准则》^[7], 得到对网格划分不敏感的结构热点应力, 消除焊接处本身引起的非线性应力峰值的影响, 进而消除计算结果的网格敏感性, 并得到了相应的强度判别准则.

1 叶轮线弹性静力分析

1.1 有限元网格离散

某大型离心压缩机叶轮原始模型和修正模型均由轴盘、叶片、盖盘三部分组成. 叶轮材料为 FV520B-I, 屈服极限为 1 030 MPa, 强度极限为 1 125 MPa.

考虑到计算规模,只对其中一片叶片进行圆倒角,在该叶片上对控制点(线)附近的区域进行网格加密.计算选取十节点四面体三维实体单元,单元类型为 SOLID92.采用两种不同的网格对两种叶轮模型进行静力弹性分析,网格划分方式如下:网格一,利用 ANSYS 软件自动网格划分(free mesh)功能生成初始有限元网格,整体网格尺寸为 20 mm,在此基础上,在热点附近区域,即倒圆角的焊缝上对网格进行细化,网格尺寸为 5 mm;网格二,利用 ANSYS 软件自适应网格划分(adaptive mesh)功能,取初始网格尺寸为 20 mm,采用 ANSYS 自适应网格功能对倒角叶片前缘与轴盘和盖盘的倒角处(最大应力的 高发区域)网格进行细化,网格尺寸比例变化范围为 0.5~1.0.两种叶轮模型在两种不同网格时的局部细化情况如图 1 所示.



图 1 两种不同有限元网格时的局部细化网格
Fig.1 Local refined mesh of two different mesh modes

1.2 线弹性静力计算结果分析

在线弹性本构下,对叶轮原始模型和修正模型施加额定工作转速 523.60 rad/s,进行静力分析,位移约束条件仍为轴孔固定约束.采用自适应网格计算时,能量误差小于 3% 停止迭代.采用两种不同网格对两种叶轮模型进行计算得到的 von Mises 应力云图如图 2、3 所示.

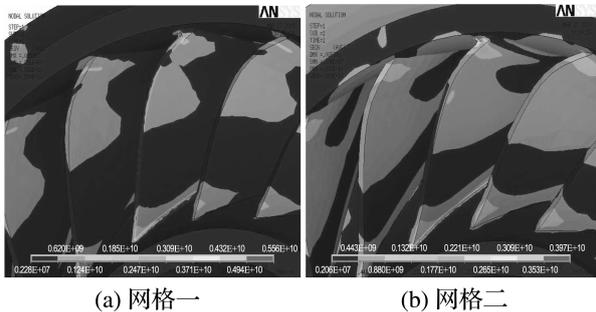


图 2 叶轮原始模型在两种不同网格下的计算结果
Fig.2 Calculation results under two different mesh modes of the initial impeller model

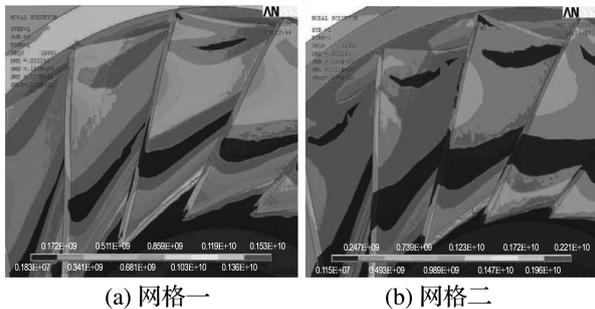


图 3 叶轮修正模型在两种不同网格下的计算结果
Fig.3 Calculation results under two different mesh modes of the improved impeller model

对于叶轮原始模型,由网格一计算得到的最大 von Mises 应力为 3 970 MPa,而网格二的结果为 5 560 MPa,相差 28.6%;而对于叶轮修正模型,由网格一计算得到的最大 von Mises 应力为 1 530 MPa,而网格二的结果为 2 210 MPa,相差 30.8%.由此可见,采用不同有限元网格划分方式进行计算,两种叶轮模型正常工作时的最大 von Mises 应力都相差很大,这是由于受几何结构的影响,在焊接区域呈现出比较明显的几何敏感性与网格敏感性.虽然应力水平都很高,远超过材料的屈服极限,但实际上修正叶轮能够正常运行.如何将有限元计算结果应用于强度校核是设计人员面临的难题.

本文将考虑材料的弹塑性对实际叶轮进行精细的分析,重点讨论采用超速预加载工艺对降低叶轮正常工作时的应力水平的作用.

2 叶轮的超速预加载

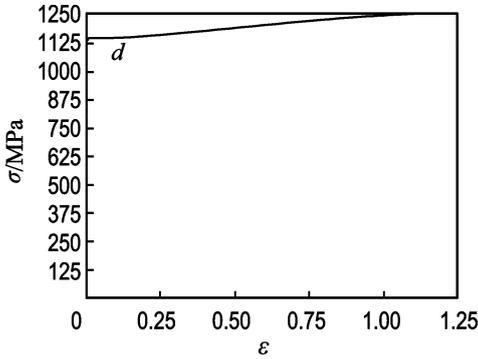
超速预加载是叶轮制造过程中的一个重要环节.这一工艺可以使一部分材料在超速预加载时发生塑性变形,一方面导致材料强化(屈服极限提高),提高了材料的弹性范围和承载能力,从而达到自增强的效果^[8];另一方面,将叶轮转速从超速预加载降到静止状态时,在超速预加载时发生塑性变形的区域,由于受到周围弹性区的约束,不能恢复到原来的尺寸,在整个叶轮内产生残余应力和变形,通常在超速预加载时成为塑性区的区域内会产生有利的残余压应力.当叶轮以额定工作转速工作时,这些残余压应力将起到降低正常工作转速下的应力峰值的作用.同时,还可以达到钝化微观缺陷的效果,进而抑制缺陷扩展,延长结构疲劳寿命.以上的原理虽然对研究人员是已知的,但结合复杂的叶轮进行更具体的分析有助于工程

技术人员的设计工作。

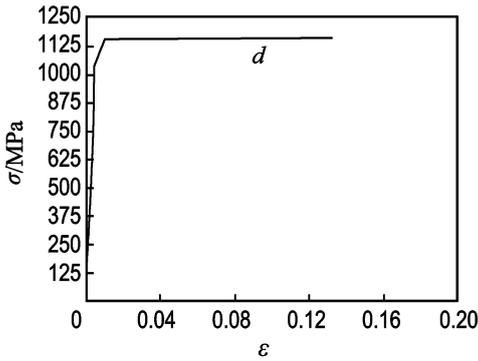
2.1 计算模型及有限元网格离散

仍然采用前面静力弹性分析中使用的某大型离心压缩机叶轮,对其原始模型和修正模型分别进行计算分析.两种计算模型均选择 ANSYS 中十节点四面体三维实体单元 SOLID92,并同样采用自适应网格划分功能生成有限元网格。

在 ANSYS 弹塑性计算中采用多线性各向同性硬化(isotropic hardening-multilinear)材料模型,材料性能曲线以及性能曲线局部细节如图 4 所示。



(a) 性能曲线



(b) 性能曲线局部细节

图 4 材料性能曲线

Fig. 4 Material performance curves

为了防止位移过大导致非线性分析算法崩溃,人为加入了材料性能曲线的 *d* 段.计算时,位移约束条件仍为轴孔固定约束。

2.2 超速预加载计算的加载历史

作用荷载为转动引起的惯性离心力.叶轮的额定工作转速为 523.60 rad/s,正常加载历史为在转速为零的情况下加载到额定工作转速 523.60 rad/s。

超速预加载的加载历史为:在转速为零的情况下,首先施加超过额定工作转速 15% 的转速 602.14 rad/s,达到过载的目的,然后卸载到零,

接着加载到 549.78 rad/s(超过额定工作转速 5%,这是为了消除加载、卸载过程中叶片压力面与吸力面转换引起的误差),然后卸载到零,再加载到正常工作转速 523.60 rad/s,最后再卸载到零。

2.3 计算结果分析

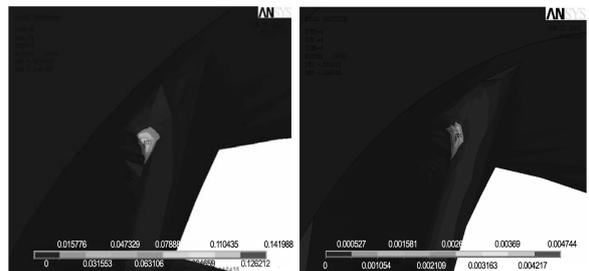
弹塑性本构下,对两种叶轮模型进行正常历史加载计算,得到叶轮原始模型与修正模型在额定工作转速 523.60 rad/s 下的最大 von Mises 应力分别为 1 150 和 1 050 MPa。

两种叶轮模型的超速预加载计算结果如表 1 所示.对于叶轮原始模型,超速预加载过程中,最大 von Mises 以及卸载后的残余应力均为 1 150 MPa,并没有降低叶轮正常工作时的应力峰值,而且在不断的加载、卸载过程中,叶轮等效塑性应变不断增加,说明叶轮处于弹-塑性工作状态,不断产生新的塑性应变.对于叶轮修正模型,荷载为 602.14 rad/s 和正常工作转速 523.60 rad/s 时,最大 von Mises 应力分别为 1 130 和 764 MPa,卸载到 0 时,残余应力均为 532 MPa,超速预加载过程中,塑性应变始终没有增加,变形始终在弹性范围内,因此经过超速预加载处理的叶轮修正模型在工作转速时处于弹性工作状态.两种叶轮模型在额定工作转速下的最大等效塑性应变局部图如图 5 所示。

表 1 超速预加载计算结果

Tab.1 Results of pre-over loading calculation

转速/ (rad · s ⁻¹)	von Mises 应力/MPa		最大等效塑性应变	
	原始模型	修正模型	原始模型	修正模型
602.14	1 150	1 130	0.077 761	0.004 744
0	1 150	532	0.118 610	0.004 744
523.60	1 150	764	0.141 990	0.004 744
0	1 150	532	0.165 420	0.004 744



(a) 网格一

(b) 网格二

图 5 额定转速下的最大等效塑性应变局部图

Fig. 5 Local diagram of maximum equivalent plastic strain under normal loading

对有无超速预加载历史的两种叶轮模型计算

结果进行比较,可以看出,对于叶轮原始模型,无论是否经过超速预加载处理,正常工作转速下最大 von Mises 应力均为 1 150 MPa,这说明超速预加载处理并不能降低叶轮原始模型正常工作时的应力峰值,未能达到超速预加载工艺的目的,证明了叶轮原始模型设计存在问题.对于叶轮修正模型,没有经过超速预加载处理的叶轮,在正常工作转速下的最大 von Mises 应力为 1 050 MPa,而经过超速预加载处理后,正常工作转速下最大 von Mises 应力降为 764 MPa,降低了 27.2%.可见,叶轮修正模型在经过超速预加载处理后正常工作时的应力峰值得到大幅降低,达到了超速预加载工艺的目的.

3 结构热点应力在叶轮线弹性计算中的应用

对叶轮进行弹塑性分析虽然能更好地了解叶轮的应力状态,但需要相当长的计算时间,工程技术人员更希望的是只对叶轮作弹性分析.为此,本文引入对网格尺寸不敏感的结构热点应力概念,对线弹性结果进行计算处理,消除焊接处本身引起的非线性应力峰值的影响,进而消除结果的网格敏感性.国际焊接协会 IIW 提出的《焊接接缝和构件疲劳设计准则》^[7]中指出,在焊接槽口处,由于复杂几何结构的影响,应力分布呈现出非线性,这种非线性应力 σ_{nl} 由 3 部分组成,包括膜应力 σ_m ,沿叶片厚度方向均匀分布,始终为常数;弯曲应力 σ_b ,沿叶片厚度方向呈线性分布;非线性应力峰值 σ_{nlp} .具体情况如图 6 所示.

3.1 结构热点应力的概念与分类

在焊接区附近,由于复杂几何结构的影响,计

$$\sigma_{nl} = \sigma_m + \sigma_b + \sigma_{nlp}$$

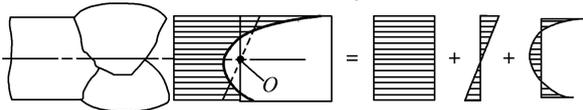


图 6 非线性分布的应力组成部分

Fig. 6 Components of nonlinear stress distribution

算结果会呈现出比较明显的几何敏感性与网格敏感性,不同网格得到不同应力,设计人员往往无所适从.对于一般结构,可以利用名义应力对线弹性计算结果进行处理,进而在考虑到宏观几何效应的同时,消除焊接点本身引起的应力的非线性增

长,进而减小计算结果的网格敏感性.对于因为几何效应过于复杂,名义应力无法得到明确定义的结构,应该通过计算结构热点应力对焊接点处的非线性应力峰值进行处理,进而利用有关的疲劳准则确定结构设计是否满足相关规范.结构热点应力示意图如图 7 所示,具体表达式为

$$\sigma_{hs} = \sigma_m + \sigma_b \quad (1)$$

可见,结构热点应力不包括非线性应力峰值部分,因此对网格划分方式不敏感.

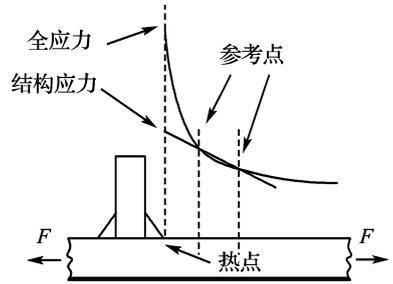


图 7 结构热点应力示意图

Fig. 7 Schematic diagram of structural hot spot stress

热点的选取可以分为 a、b 两种类型:焊脚在叶片表面上的热点称为 a 类热点;焊脚在叶片边缘上的热点称为 b 类热点,如图 8 所示.

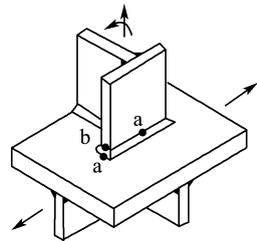


图 8 热点的分类

Fig. 8 Types of hot spots

3.2 结构热点应力的计算

可以利用在焊脚附近选取相应的参考点,对参考点的节点应力进行外部插值的方法计算得到结构热点应力.对于不同的热点类型,以及不同精度的网格划分方式,IIW 提出的《焊接接缝和构件疲劳设计准则》中明确给出了结构热点应力的外部插值方程.

a 类热点:

(1) 对于热点附近网格尺寸不大于 $0.4t$ (t 为叶片的厚度) 的精细网格,选取距离热点 $0.4t$ 和 $1.0t$ 两点为参考点进行外插,插值方程如下:

$$\sigma_{hs} = 1.67\sigma_{0.4t} - 0.67\sigma_{1.0t} \quad (2)$$

(2) 网格与上面相同,但是在热点处,应力非线性增长非常明显时,选取距离热点 $0.4t$ 、 $0.9t$ 和 $1.4t$ 三个点为参考点进行外插,二次插值方程如下:

$$\sigma_{hs} = 2.52\sigma_{0.4t} - 2.24\sigma_{0.9t} + 0.72\sigma_{1.4t} \quad (3)$$

(3) 对于选用高阶单元,且热点附近网格尺寸与叶片厚度一致的粗糙网格,选取距离热点 $0.5t$ 和 $1.5t$ 两点为参考点进行外插,插值方程如下:

$$\sigma_{hs} = 1.5\sigma_{0.5t} - 0.5\sigma_{1.5t} \quad (4)$$

b类热点:

由于此类热点的应力分布与叶片厚度无关,选取距热点某一绝对距离的点作为参考点进行插值计算。

(4) 对于热点附近网格尺寸不大于 4 mm 的精细网格,选取距离热点 4 、 8 和 12 mm 三个点为

参考点进行外插,插值方程如下:

$$\sigma_{hs} = 3\sigma_4 - 3\sigma_8 + \sigma_{12} \quad (5)$$

(5) 对于选用高阶单元,且热点附近网格尺寸为 10 mm 的粗糙网格,选取距离热点 5 和 15 mm 两点为参考点进行外插,插值方程如下:

$$\sigma_{hs} = 1.5\sigma_5 - 0.5\sigma_{15} \quad (6)$$

3.3 叶轮线弹性算例

在叶轮工作时的危险区域选取两个热点,盖盘与叶片前缘连接处取为热点(1),轴盘与叶片前缘连接处取为热点(2),2个热点均在叶片与盖盘或轴盘连接处的焊缝上。根据热点选取的位置可以知道热点的类型。利用前面采用两种网格计算的叶轮线弹性结果,依据 IIW 的《焊接接缝和构件疲劳设计准则》,对2个热点的结构热点应力进行插值计算,结果如表2所示。

表2 不同网格时两个热点的应力计算结果

Tab. 2 Stress calculation results at two hot spots of different mesh modes

网格与热点		热点类型	全应力/MPa	第一主应力/MPa	第三主应力/MPa	结构热点应力/MPa	
原始模型	网格一	热点(1)	b	3 120	-241	-3 570	-2 835
		热点(2)	b	1 920	2 080	102	1 800
	网格二	热点(1)	b	3 460	-2.4	-3 680	-2 560
		热点(2)	a	1 840	1 980	41.8	1 530
修正模型	网格一	热点(1)	a	1 370	-60.1	-1 444	-1 077
		热点(2)	a	955	1 086	38.6	892
	网格二	热点(1)	b	1 459	21.9	-1 447	-1 090
		热点(2)	a	1 131	1 423	209	883

可以看出,对于叶轮原始模型,利用计算结构热点应力的方法对叶轮线弹性计算结果进行处理后,在使用不同网格计算时,相同危险区域附近的结构热点应力分别相差 9.7% 和 15.0% ,说明此种方法可以在一定程度上降低焊接处的非线性应力峰值,但效果不是很明显,这是由原始模型本身的设计缺陷导致的。对于叶轮修正模型,利用计算结构热点应力的方法对叶轮线弹性计算结果进行处理后,即使在使用不同的有限元网格进行计算的情况下,在相同危险区域附近的结构热点应力水平仍非常接近,两个热点的结构热点应力分别相差 1.2% 和 1.0% ,说明此种方法可以很好地处理焊接处的非线性应力峰值的影响。这样,设计人员就可以使用对网格不敏感的有限元计算结果,

并依据相关的准则和规范进行静强度校核。

4 结 论

(1) 经过超速预加载处理的叶轮原始模型,在额定转速下工作时,等效塑性应变增加,即产生了新的塑性应变,并且发生反向屈服,说明叶轮存在设计缺陷,在额定转速下处于不安定状态。而叶轮修正模型经过超速预加载处理后,在额定转速下工作时,等效塑性应变保持不变,说明此时叶轮处于安定状态。

(2) 由于叶轮原始模型设计存在缺陷,导致应力水平过高,对其进行超速预加载处理并不能降低叶轮在正常工作时的最大应力水平。而改进后的该叶轮修正模型经过超速预加载处理后,在正

常工作转速下最大 von Mises 应力由处理前的 1 050 MPa 降低到 764 MPa, 峰值降低了 27.2%。这说明对叶轮进行超速预加载处理能够有效地扩大材料的弹性工作范围, 同时降低了叶轮在正常工作时的应力水平。

(3) 超速预加载处理可以显著降低叶轮正常工作转速时的应力水平, 降低的程度与设计相关。但是, 由于离心式叶轮的自身特点, 这类结构在正常工作时的应力水平也是相当高的。在设计时, 应保证叶轮在正常工作时处于安定状态, 并有一定的弹性储备, 从而避免叶轮发生低周应变疲劳破坏。

(4) 利用计算结构热点应力的方法对叶轮线弹性计算结果进行处理, 可以在很大程度上解决焊接处非线性应力峰值的影响, 从与网格敏感的有限元计算结果中得到对网格不敏感的热点应力, 进而依据相关的准则与规范进行静强度校核。

参考文献:

[1] 徐秉业, 刘信声. 应用弹塑性力学[M]. 北京: 清华大

学出版社, 1995

- [2] 朱宝山, 侯炳麟, 张蓉蓉. 超速叶轮的弹塑性分析[J]. 北方交通大学学报, 1998, 22(1): 51-55
- [3] 侯炳麟, 朱宝山. 超速叶轮残余变形分析[J]. 内燃机学报, 2000, 18(1): 84-87
- [4] 王德润, 钱正芳. 超应力技术用于碟式分离机转鼓及其机理的研究[J]. 流体工程, 1986(4): 25-30
- [5] 吴荣仁. 增压器叶轮超速自增强技术[J]. 化工机械, 2000, 27(3): 149-151
- [6] 王燮山. 阶梯式变厚度旋转轮盘的应力解析解[J]. 力学与实践, 1997, 19(1): 20-23
- [7] HOBACHER A. **Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components International Institute of Welding** [M]. Cambridge: Abington Publishing, 2003
- [8] 盛德恩. 高速旋转零件的预应力处理[J]. 机械制造, 1994, 32(7): 9-11

Analysis methods for static strength of centrifugal compressor impeller

GUAN Zhen-qun^{*1}, SONG Yang¹, YANG Shu-hua²,
LIU Wan-qing², LÜ Jun¹, WANG Yan¹, CHENG Geng-dong¹

(1. State Key Laboratory of Structural Analysis for Industrial Equipment, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;
2. Shenyang Blower Works Group Co. Ltd., Shenyang 110142, China)

Abstract: Finite element method and elastic-plastic analysis method are employed to carry out refined static strength analysis for a centrifugal compressor impeller. The concept of structural hot spot stress is introduced which is not sensitive to the mesh size. The strength criterion based on the structural hot spot stress is acquired, and the evolution of von Mises stress and equivalent plastic strain with time is analyzed. The numerical simulation results show that dealing with the pre-over loading on the impeller can expand the range of flexibly working of the material, reduce the level of impeller stress under the normal working condition effectively, and the pre-over loading techniques accord with the mechanical mechanism of the impeller.

Key words: pre-over loading; residual stress; equivalent plastic strain; structural hot spot stress