

摘 要

化工、石油化工、火力发电以及核电工业中存在高温高压管线。长期工作在高温高压下的管道材料,在温度和应力作用下,材料的显微结构、力学性能、耐热性能、物理性能都会缓慢地变化。(材料在高温下出现的老化现象,实质上是蠕变损伤积累和材质劣化,并最终在应力作用下导致开裂失效。目前我国许多高温高压管线的运行时间普遍已达到或超过了其设计寿命,这一现象在热电厂中尤为明显。)如何对这些高温承压主蒸汽管道的寿命进行再设计,正确预测剩余寿命,充分利用其剩余寿命已成为国内外热电厂普遍关心的重要问题。

为解决这一问题,其关键在于通过研究提供一个较好的寿命设计和预测方法,它能较准确而简便地判明管道实际安全寿命。针对这一现状,本文提出了以应变为基础的寿命设计方法,即多轴应力下的应变控制准则。

本文主要通过理论分析、试验研究、有限元数值模拟和计算,对高温高压管线中的直管和弯头的多轴应变控制准则进行了研究。通过高温蠕变试样的测量,采用Kachanov-Robatnov的损伤本构方程导出多轴应力和多轴破断应变之间的关系,并通过有限元法的计算,建立高温下分析设计的应变容限值。

本文还应用微结构分级方法、损伤力学方法、拉伸-米勒方法预测和R5等方法对该管线进行了剩余寿命的预测。

关键词: 多轴应力 应变准则 寿命设计 寿命预测 高温高压管线
有限元方法

ABSTRACT

Many high temperature pressurized pipelines are used in chemical, petrochemical, electricity generating plants and nuclear power stations. Operating under high temperature and high pressure for a long period, the material's microstructure, mechanical property, physical property and heat resistance degrade gradually. In reality, the material ageing at high temperature is the result of creep damage accumulation and material deterioration, which lead to final cracking failure. At present, many high-temperature and high-pressure pipelines have reached or exceeded their designed lives, especially in power stations. How to re-design the pipeline, assess the residual life accurately and make full use of the life has become an important issue widely concerned at home and abroad.

The key to solve this problem is to provide a good life design and assessment tool that can judge the safe life of pipeline accurately and concisely. Aiming at this purpose, a life design method based on strain, is investigated in the present paper, i.e. strain controlling criterion at multiaxial stress state. The strain criterion of a pipe and a bend is developed by theoretical analysis, creep testing and finite-element simulation. With the data of creep testing, the relationship between multiaxial stress and multiaxial rupture strain is deduced based on Kachanov-Robatnov constitutive equations. The strain limits of high temperature pressurized pipeline are determined by the finite element computation.

Microstructure classification method, the continuous damage mechanics approach, Larson-Miller method and R5 procedure are also applied to assess the residual life of the pipeline in the paper.

Key words: multiaxial stress, strain criterion, life design, life assessment, high temperature and high pressure pipeline, finite element method

第一章 绪论

1.1 引言

化工、石油化工、火力发电以及核电工业中存在许多受压的高温设备与管道(通常称高温构件),尤其以火力发电厂、热能厂和核电站中的高温高压蒸汽管线最为常见,其中特别重要的是主蒸汽管线。不仅因为它造价高,目前有多种高温高压的管子还依赖进口,而且更为重要的是它若发生意外,对整个机组,乃至整个电厂的威胁将是十分严重的。目前我国高温高压电厂中主蒸汽管道的运行时间普遍已达20万小时,最长的累积服役时间已达33万小时以上^[1]。也就是说,许多主蒸汽管线已经达到或超过了其设计寿命,但是出于经济和技术等方面的原因,许多热电厂不能更换原来的管线,因此必须找到一种方法来延长现有管线的寿命^[2]。研究和工程经验也表明许多主蒸汽管线的使用寿命往往超出传统设计准则所确定的设计寿命^[3]。同时对于新建高温装置从可靠性和经济性出发迫切需要新的设计准则的指导。

因而近年来,延长高温构件的使用寿命、发展新的设计准则的要求显得前所未有的迫切,已成为国内外相关工业领域和科技界普遍关心的重要问题^{[4][5]}。为解决这一问题,其关键在于通过研究提供一个较好的寿命评价方法^[6],准确而简便地估算高温构件的实际安全寿命。

1.2 高温构件寿命评价的状况

国内大量地开展了高温承压构件剩余寿命预测的研究工作,但没有建立起寿命设计和预测的完整体系和机制,尤其是关于寿命设计规范的成果很少见到报导,这方面的研究工作处于起步阶段,但仍处于较初级的阶段^[7]。

工业发达国家出于剧烈竞争的需要,建造许多大型石油、化工厂、电厂,并对老厂进行延寿,很早就开始了对高温构件寿命及设计方法的研究,历数十年经久不衰^[8]。国外关于高温承压构件的剩余寿命和其经济性于80年代取得了较多的研究成果。如美国电力研究院(EPRI)对发电机组设备建立了一套完整的设备寿命延长及其经济性的三级评估法是最有代表性的^[9],但由于某些设计方面及考核参数的差异,使我们难于直接应用其成果^[10]。目前日本对设备构件残余寿命的评估方法是按自然资源与能源署与日本国际贸易与工业部在1987年联合颁布的国家导则下进行的。

1988年日本国际贸易工业部(MITI)又下达了一项已持续5年的国家科研项目,目的是对现行评估技术进行评价,研究更可靠的评估方法,并最终修定1987年颁布的导则。总的来说欧、美国家在寿命评估工作中更重视研究材料对已形成的缺陷的承受能力,以此为出发点所采用的技术方法多与裂纹扩展分析研究有关;而日本更多着眼于从研究材料损伤的孕育过程来进行寿命评估。

近十多年来研究取得进展寿命评价的方法还有硬度测定法、 θ -投影法^{[11][12]}、 Ω -投影法^[13]、诸多修正的Kachanov-Robatnov(K-R)本构、以及基于物理机制的损伤本构方程^[14]等等。

1.3 高温高压管线寿命设计与预测技术现状

高温高压管线尤其是主蒸汽管道的设计寿命是普遍关心的重要问题。热电厂主蒸汽管道(包括母管)是发电厂的主要高温构件之一。长期工作在高温高压下的主蒸汽管道材料,在温度和应力作用下,材料的显微结构、力学性能、耐热性能、物理性能都会缓慢地变化。材料在使用过程中出现的老化现象,实质上是蠕变损伤积累和材质劣化,并最终在应力作用下导致开裂失效^[15]。

对于高温高压管线寿命设计与预测技术,特别是热电厂中的主蒸汽管道的寿命设计与预测,国内外的科研机构和生产单位开展了大量的研究工作,积累了一些有意义的研究成果。目前国内外对管线寿命评价较常用的方法有^[16]:

(1) 实验测定持久强度确定安全运行时间的方法

对高温高压的寿命进行预测,我国目前主要采用以持久强度校核为主的综合分析方法。该方法是将运行后的管道的切割段进行组织性能试验,其中包括试验测定持续时间为1万小时以上的持久强度,然后根据其组织性能的变化程度和历次切割段数据的比较,以确定该管线继续安全运行的时间。由于规定外推的时间一般为10万小时,所以每次切割段试验所能确定的继续安全运行时间最长也只能是10万小时。由于这种方法的试验工作量大,试验周期又长,而且仅仅是材质方面的鉴定,无法考虑运行工况下外加应力这一影响寿命的主要因素,因而管线寿命的预测有较大的误差,而且只能预测10万小时范围内的安全情况。

(2) 寿命损耗分数计算法

国内外目前除了采用上述强度核算方法来预测主蒸汽管道的寿命,还普遍采用寿命损耗分数计算法,以进行管道寿命估算。它实际上就是罗宾逊法则,表达式为:

$$\sum_{i=1}^n \frac{\Delta t_i}{\Delta t_n} = \phi_e \quad (1.1)$$

在式 (1.1) 中, Δt_i —在应力 σ_i 和温度 T_i 条件下的运行时间;

Δt_n —在应力 σ_n 和温度 T_n 条件下材料的断裂时间;

n —温度 T 和应力 σ 的变化次数。

当 $\phi_e = 1$ 时, 材料寿命告终止。

用罗宾逊法则计算寿命所得出的结论较为保守, 误差主要来源于计算的工作应力与实际值有偏差, 因而外推得到的各参数下的断裂时间 Δt_n 有偏差; 另外常数 ϕ_e 可能不是 1; Δt_n 取决于温度、应力水平、钢材材质, 而与运行时间无关。但实际上 12Cr1MoV 钢、10CrMo910 钢等随运行时间的增长, 材质劣化, 性能降低, 也就是会产生一系列的组织的性能的变化, 即在实际上 Δt_n 是随运行时间而变化的。

(3) 金相组织检查法

金相组织检查法的基础是高温高压管线各构件材料的蠕变抗力取决于钢材在运行中金相组织的变化程度, 而金相组织的变化则反映了影响构件运行寿命的各主要因素的作用。此法可根据金属组织的变化程度来决定管线的寿命。主要是根据金属组织的变化, 预测其蠕变寿命。作法是把金相组织的情况与迈森—哈菲德图上的每一条蠕变变形量直线等同起来。这样, 若检验了金相组织, 就可在图上找到一条相应的等蠕变变形量直线, 再根据管道的运行温度和运行时间就可以得出该管道的剩余寿命。这种方法的优点是避免了工作应力与实际不符所引起的误差; 而缺点是, 由于金相组织的变化, 例如细晶变为粗晶、晶体球化或石墨化等, 大多是定性的, 因而不够精确。

(4) 物理量测量方法

对物理量的测量, 较为普遍的方法是对宏观裂纹进行检验。在机组大修时, 检验管线的外表面、弯管外弧侧面、阀门壳体变截面外、三通肩部等应力集中处。一般用肉眼观察、酸浸、磁粉或着色探伤等。近几年来, 又发展了用覆膜金相法来检验高温承压管道表面的蠕变孔洞。检查蠕变孔洞可较早地发现蠕变损伤。由于蠕变孔洞和蠕变裂纹的产生、发展与蠕变变形有着直接的联系, 所以可用来预测管道

的寿命。用覆膜金相法可检查出尺寸为 $7\ \mu\text{m}$ 的蠕变微裂纹以及直径为 $2.0\text{—}0.1\ \mu\text{m}$ 的碳化物颗粒，对检验蠕变孔洞是十分灵敏的。其主要缺点是，无法考虑外加应力、服役历史等影响寿命的主要因素，仍属定性分析方法范畴。

(5) 蠕变相对变形量判废新标准

按《火力发电厂金属技术监督规程 (SD107—83)》规定，主蒸汽管道的蠕变相对变形量达到 1% 时，就要更换管子。这一控制条件的数据，只是按照主蒸汽管道设计寿命为 10 万小时而确定的。但是电厂实际情况，虽然管道运行到 10 万小时，蠕变相对变形量也接近 1% 或蠕变速度大于 $0.75 \times 10^{-7}\ \text{mm}/(\text{mm} \cdot \text{h})$ 绝大部分管材经试验鉴定还是好的，符合规程要求，认为还能运行很长一段时间。统计国内外许多电厂的主蒸汽管道的实际运行，普遍都超过了 20 万小时，对其中少数电厂的主蒸汽管道切割检验，材质基本完好。现在德国已经在规范中把蠕变相对变形量提高到 2 作为新规定指标。我国在 1983 年的金属监督规范中，修改了以前的规定，蠕变相对变形量超过 1% 的主蒸汽管材，经检验，只要材质符合规定的条件，允许运行到 20 万小时。但是，实际运行工况下蠕变相对变形量允许达到的控制指标，尚未做出明确规定。显然，这是缺乏大量检验和科学研究成果作为依据的缘故。美国 ASME Code Case N-47 应变准则规定：

- | | | |
|------|---------------------|-------------|
| I. | $\varepsilon < 1\%$ | (薄膜应力) |
| II. | $\varepsilon < 2\%$ | (薄膜应力+弯曲应力) |
| III. | $\varepsilon < 5\%$ | (峰值应力) |

准则 I 主要用于薄膜应力起作用的场合，对跨过壁厚的平均应变进行限制；准则 II 用于薄膜应力和弯曲应力起作用的场合，对表面处的应变进行限制；准则 III 对局部的应变集中进行限制。

上述限制主要是对电厂的构件的设计而定的，亦即设计寿命为 10 万小时，计算累积的应变不允许超过规定值。在工厂实际运行管理中，为了最大限度地利用蠕变韧性，延寿设备使用寿命，有些规定已将薄膜应力作用下的应变许用值放宽到 2—3%。对于石油化工厂的高温炉管，许用值可达 5%。

(6) 蠕变微孔洞扩张损伤量的判废标准

所谓蠕变微孔洞扩张损伤量，就是平均直径小于 $3\text{—}5\ \mu\text{m}$ 的蠕变微孔洞的体积

V_1 ，与整个金属体积 V 之比的百分数，即 $\rho = (V_1/V) \times 100\%$ 。当 $\rho \geq 0.2\%$ 时，就可以认为达到了报废程度；或者当蠕变微孔洞的平均直径都大于 $5\mu m$ 时，就可认为达到报废程度。显然，它只能是定性分析指标，要使其与宏观力学性能联系起来，有效到进行定量分析，还需做深入研究工作。

(7) 按碳化物成分及其颗粒大小的判废标准

对一些耐热钢的组织结构与碳化物成分的定量分析发现，一般碳化物颗粒平均直径达到 $3000-3500\text{A}$ 时，同时将钢中碳化物含钼量占钢中含钼量的比值作为判废标准，当 12CrMo , 15CrMo 钢管道达到 70% ， 12Cr1Mo 钢管道达到 65% 时就认为材质劣化；若超过上述指标时，则认为材质很差，钢管道就不宜继续运行使用。这些生产实践经验数据可供参考。把碳化物中含钼量作为主要成分指标，是考虑到在运行过程中钼量变化明显，供材质鉴定参考是有益的。

(8) 按钢的密度下降值确定判废标准

大量分析发现，钢的密度与其化学成分、组织状态和疏松程度有密切关系。钢管道在长期运行中，钢的密度是随组织状态、蠕变孔洞萌生与扩展的变化，以及材质劣化、性能降低等而发生相应的变化。例如在 565°C 运行温度下，钢的密度随运行时间的变化大致为：(1) 运行时间小于 8.5 万小时，钢的密度稍有增加，其增值约为 $0.002-0.006\text{g/cm}^3$ ，其原因是在运行过程中析出碳化物 M_2C 与 M_{23}C_6 所致；(2) 当运行时间超过 8.5 万小时后，随着蠕变孔洞的萌生与发展，钢的密度开始降低，当运行到蠕变第三阶段初期，钢的密度下降值约为 0.3% ，达到将要断裂时，密度下降值约为 1% 。一些学者共同认为，当钢的密度下降值达到 $0.7\%-0.8\%$ 时可作为更换管子的指标。但是，由于钢的密度变化幅度极小，要求测试环境极为苛刻，要提出一个合理的定量化密度判废标准，尚需进一步做大量工作。

(9) θ 法

θ 法是一种以恒应力蠕变试验为基础的寿命估算方法。它的特点是预测精度较高，外推范围大。其基本思想是将一般的蠕变曲线看作是蠕变速率下降的第一阶段和蠕变速率上升的第三阶段的迭加^[17]。因此蠕变应变 ε 随时间变化可写为：

$$\varepsilon = \varepsilon_0 + \theta_1[1 - \exp(-\theta_2 t)] + \theta_3[\exp(\theta_4 t) - 1] \quad (1.2)$$

式中， ε 为总应变， ε_0 为弹性应变， t 为时间， θ_1 和 θ_3 分别为蠕变第一和第三

阶段的应变, θ_2 和 θ_4 分别为第一和第三阶段的应变速率。四个 θ 参数和断裂应变 ε_f 又与应力 σ 和温度 T 有关, 且满足以下关系:

$$\lg \theta_i = a_i + b_i T + c_i \sigma + d_i T \sigma (i = 1, 2, 3, 4) \quad (1.3)$$

$$\varepsilon_f = a + b T + c \sigma + d T \sigma \quad (1.4)$$

式中, a, b, c, d 和 a_i, b_i, c_i, d_i 均为材料常数。当 θ 参数和断裂应变确定后, 蠕变应变和蠕变寿命就可以计算出来。

随着现代物理学及其技术的发展, 还有一些其他的物理量测量方法, 被用于主蒸汽管道寿命预测, 但目前尚不够成熟, 本文不一一赘述。

1.4 现行高温高压管线寿命设计与预测技术规范存在的问题

我国目前还没有一部高温构件的设计规范, 高温下服役的压力容器和管道大多参照常规压力容器的设计公式、按高温下的许用应力进行设计。在国际上通用的设计规范是美国机械工程师协会规范案例 ASME CC N-47^[18], 九十年代以后出现了英国的 R5 规范^[19], 其他一些国家对热电厂和核电厂高温构件的延寿设计也做了总结, 亦已经制定出指导性文件^{[20][21]}。必须指出的是许多文件或指南目前还没有足够的使用经验, 相比之下 ASME CC N-47 相对成熟。即便如此, ASME CC N-47 仍有很大的局限性: (1) 沿用常规压力容器设计的应力分类准则: 这种准则主要是以塑性理论为基础的, 以塑性分析的结果来推断应力性质, 用于高温粘性结构的设计显然缺乏科学性; (2) 不能准确地设计使用寿命: 未定义非弹性分析方法, 一般采用简单本构进行分析, 如 Norton 方程; (3) 分类控制应变所设定的容限值缺乏依据: 规范中简单地规定对一次应力许用应变值为 1%, 对二次应力为 2%, 这基本上是经验主义的结果, 实际上材料在不同应力状态下表现出的抵抗变形的能力有很大不同, 简单判据易造成过保守或不安全的设计; (4) 焊接接头的设计容限未考虑多轴因素的影响。这些局限性使得 N-47 无法满足设备延寿设计与挖潜改造的要求。美国压力容器研究委员会高温强度委员会 (PVRC-ETD) 注意到了原设计准则的局限性, 特别是对于较高温度下的设计, 原准则并未充分利用材料的韧性, 设计寿命与实际寿命有很大差距, 转而考虑 Kachanov-Robatnov 模型^[22], 但是仅考虑了单轴的情况。为此美国电力研究院 (EPRI) 按照先进的寿命预测技术和价值工程的方法为电厂的寿命评定制订了三级评定标准和准则^[23]; 欧洲共同体发起 HIDA 计划 (High

Temperature Defect Assessment, BE1702), 由欧洲 9 国 12 个单位联合攻关, 旨在发展新的高温设计的欧洲规范乃至国际规范, 并建立相应的知识库系统^[24]。2000 年始又再次发起了新的四年计划, 命名为“Integrity”, 着眼于焊接修复结构的高温强度研究, 参加单位包括意、英、法、德、荷、比等国家的研究机构^[25]。

我国学者亦已认识到了高温设计方法的重要性, 已进行过一些以建立设计准则为目的的研究^[26], 提出了高温结构热弹塑性—蠕变有限元分析的数值方案, 但所用本构没有隐含多轴破断准则、或是采用损伤耦合的本构, 尚不能直接估算寿命, 同时亦没有实验或实践的检验, 不足以指导以延寿为目的的设计准则的制订。

设计规范的科学性要求规则的导出能主要地基于严格、可靠的科学分析, 而较少地依赖于经验。对于常温下的压力容器, 采用较为严格的塑性理论的极限分析方法, 可以判定不同部位的应力的性质, 由此演绎出的压力容器应力分类设计准则, 这是设计理论的重要发展, 但近年来采用弹塑性有限元分析, 发现对于同一结构由于分析方法不同所导致的允许载荷的差异^[27], 因此应力分类设计准则仍需修订。更为复杂的问题是高温构件的破坏, 既有空间多轴应力状态的复杂性, 又有依赖于时间的复杂性, 由高温热激活所造成的材料损伤及其演化是决定寿命的关键因素, 显然依据材料的塑性性质来制订高温设计的准则是不尽合理、也是不可靠的。只有依据结构损伤演化规律, 深入了解高温构件寿命的全过程, 才能准确判断应力、应变性质, 建立更为科学的应力分类控制和应变容限准则。

1.5 论文研究的主要内容及安排

显然, 目前高温构件的设计准则还没有科学地计及多轴应力的影响, 而寿命预测在理论上和技术上均还欠成熟。为此本文将就高温高压管线的设计与寿命预测问题进行研究, 力图在前人研究的基础上, 得到进一步的认识。

本文具体的研究工作主要包括下列内容:

第一章综述了高温构件寿命评价的状况、高温高压管线寿命设计与预测技术的现状与存在问题, 明确本文的主要研究内容。

第二章对应力多轴度对材料破断应变的影响进行理论研究, 分析破断应变对应力状态依赖性的基本原理的基础。然后, 进一步研究蠕变条件下破断应变对应力状态的依赖性, 讨论基于 K-R 方程的 Cane 的乘积型和 Hayhurst 的加和型的破断准则中应力对应变的不同影响。

第三章研究受轴向拉应力作用的承压薄壁圆筒, 对不同的轴向拉应力和环向拉应力组合进行数值模拟, 以得到圆筒在不同应力状态下的应变容限。本章还对承压

弯头的多轴破断应变容限进行研究，进而提出以应变为基础的寿命设计方法。

第四章用有限元的方法对典型高温高压管线进行整体得应力应变计算分析，以得到管线中直管和弯头的应力状态，然后根据其应力状态确定应变容限，并提出整体管线中要重点监控的部位。

第五章用金相组织法、参数外推法和 R5 等方法对高温高压管线进行寿命评价，并对这几种中方法进行比较。

第六章是全文的总结以及对今后研究工作的展望。

第二章 应力多轴度对材料破断应变的影响

2.1 引言

无论是在均匀应力场，还是在裂纹尖端，随着微空洞的快速增长和合并，具有延性的固体的断裂就能观察到，在塑性变形区叠加不同方向的拉伸应力将加速这个过程。同时，它将大大的减小材料的破断应变，也就是减小多轴应力下的材料韧性。

通过实践已逐渐认识到传统的持久强度方法评价高温构件剩余寿命的结果与工程实际断裂之间差距很大，其主要原因是：

- a. 单轴应力蠕变试样测得的蠕变结果与多轴应力下高温构件真实断裂的结果不相符合；
- b. 现有持久强度外推技术的长期断裂结果与真实试验结果之间存在较大的误差。

随着科学技术的发展，新的剩余寿命预测方法逐渐被开发。从蠕变损伤角度来预测高温部件剩余寿命已进行了广泛的研究^[28]。损伤的概念自 1958 年提出，理论框架在七十年代得以完善^{[29][30]}，至九十年代，人们主要在两方面的进行努力：一是致力于建立细观损伤本构方程及宏观和细观的关联^{[31][32]}，二是在工程中的应用^{[33][34]}，必须指出的是在第一个方面我国学术界着力甚多，但是当前的研究似乎忽略了工程中的现实需要：高温构件的寿命预测与设计问题。较之于材料问题的研究，构件的特殊性在于多轴应力状态的影响，这是损伤理论中必须考虑的难点。本章从多轴蠕变损伤本构方程出发，试图建立蠕变破断应变与应力状态的关系。

2.2 破断应变对应力状态依赖性的基本原理

为了说明蠕变破断应变对应力状态的依赖性关系，可以从微观变形机制上进行阐述。图 2-1 为单轴拉伸和双向拉伸的比较^[35]。比较孔洞在单轴和多轴应力、平面应变条件下的扩展，单轴情况下初始为圆形的孔洞将沿拉力方向伸长，由于非拉伸面能自由变形，因而，在非拉伸面上将产生收缩变形，以保持变形体的体积恒定，这一过程的塑性变形是很大的。但在双向应力作用下，由于塑性变形时，变形体的体积保持恒定（体积不变假设），在双向应力作用下，变形体能产生的变形很小，若要产生变形，则要以内部体积的减少、即孔洞的产生为代价，但是，即使是有很大的孔洞，其所能导致的外部体积的增加也是很少的，因此，这一过程必然是脆性

的。

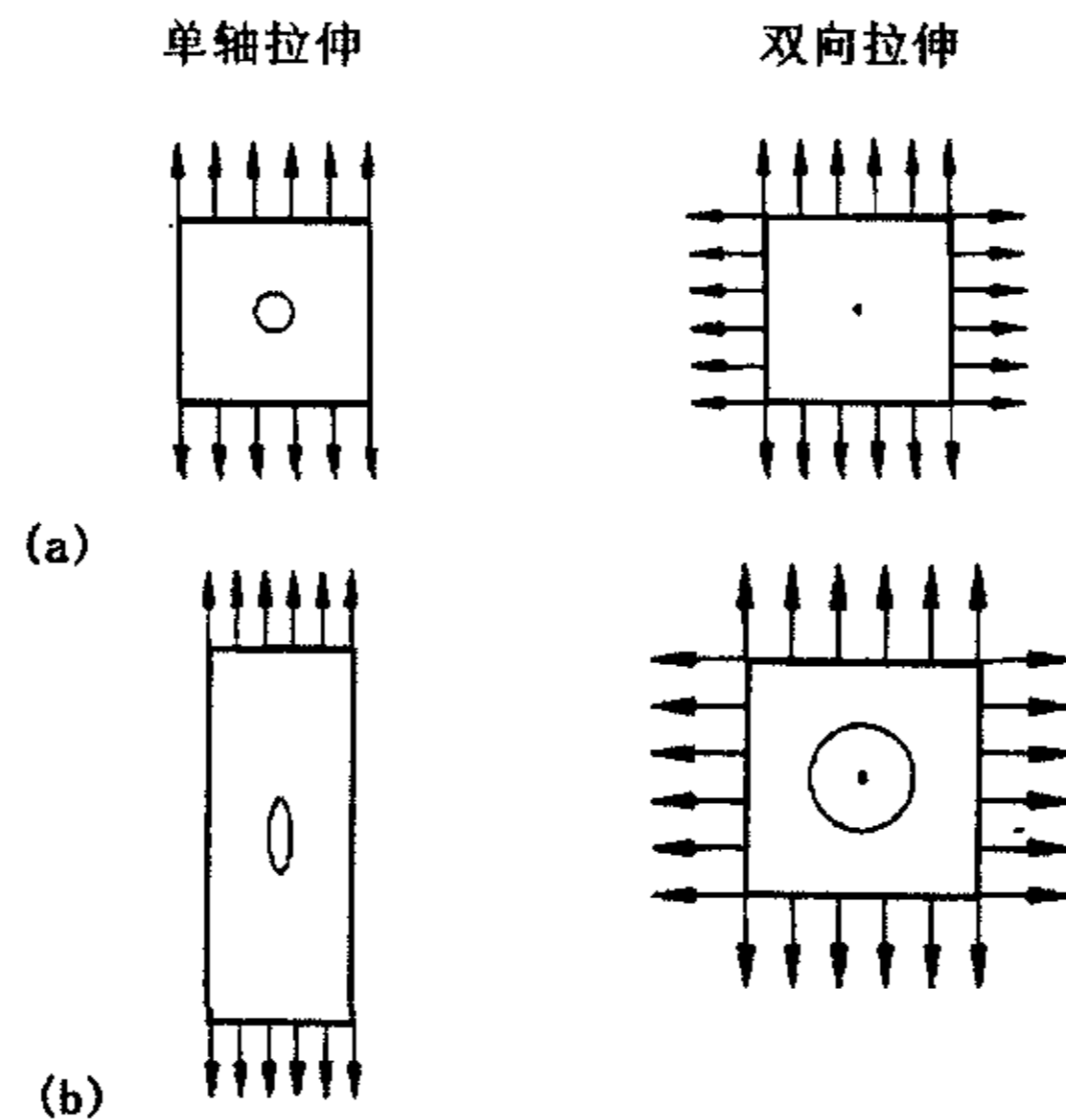


图 2-1 不同应力状态对空洞扩展的影响 (a) 变形前; (b) 变形后

Fig2-1 Influence of the stress state on the development of a void

(a) before deformation (b) after deformation

2.3 蠕变条件下破断应变对应力状态的依赖性

关于多维应力蠕变理论早在 30 年代就有 Bailey, Odqvist^{[36][37][38]}等许多学者进行了研究, 由于蠕变属于不可逆变形, 通常遵循塑性理论的发展, 从形式上把塑性理论推广到蠕变情况, 然后验证理论的可靠性。

人们对多轴的拘束度于韧性的影响在工业革命的早期便有所了解, 如铁条若带有缺口, 则断裂时的变形很少, 是脆性的断裂。高温蠕变变形则如低温下的塑性变形, 拉力作用下孔洞萌生加快, 空洞的作用相当于缺口, 以致高温下的韧性丧失。

2.3.1 基于 K-R 方程的破断准则

在实验室里所得到的材料的力学行为都是在单轴应力条件下取得的, 而实际的构件却多为复杂应力状态下工作的, 较简单的构件如圆筒体, 复杂一些的如接管, 这就存在着如何用单轴试验的结果解释多轴应力状态下的力学行为的问题, 为此必须建立多轴应力下的本构方程, 以将在一维空间下获得的知识推广到三维的空间。

由于蠕变应变与应力的关系是非线性的, 因此在不同方向上的应力的作用就不能简单地迭加。这些作用可按有效应力、应变速率的概念进行描述。

有效应力、应变速率可参照经典塑性理论定义为：

$$\begin{aligned}\bar{\sigma} &= \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_3 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]} \\ \bar{\dot{\epsilon}} &= \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{[(\dot{\epsilon}_1 - \dot{\epsilon}_2)^2 + (\dot{\epsilon}_3 - \dot{\epsilon}_2)^2 + (\dot{\epsilon}_1 - \dot{\epsilon}_3)^2]}\end{aligned}\quad (2.1)$$

通过实验研究可以做出如下假设：(1) 各向等同的静水压力对蠕变没有影响；(2) 在蠕变过程中体积不发生变化；(3) 主应力轴和主应变速率轴是重合的，同时主剪切应变速率和主剪切应力是成正比的。基于上述的假设，若将应变速率替代经典塑性理论中的应变，则可将经典塑性理论应用于蠕变的研究。

此外，在推导多轴蠕变方程时，必须使之能退化为单轴的方程。亦即多轴应力状态下，有效应变速率和有效应力之间的关系与单轴应力状态下是一样的。

根据 Kachanov-Robatnov 损伤方程，并假定多轴应力破断准则，就可以估计应力状态对韧性的影响。

必须指出：这里的损伤并不单一地对应材料劣化过程的某一机制，而是诸劣化机制综合量化的结果。可以包括微结构劣化的各个方面，同时还包括外部净截面的减少。

有了应变速率与损伤内变量的关系，只要给定损伤大小便可计算出应变速率。但是损伤亦是一个变量，因此损伤应有对应的演化方程。Kachanov 在其早期工作中假设损伤速率为初始应力的函数。而后来 Robatnov 的工作则假定损伤率为当前应力状态的函数，亦即和当前损伤有关。于是就得到 K-R 方程 (2.2) 和 (2.3) 式：

蠕变损伤本构模型：

$$\text{损伤率 } \dot{\omega} = A \frac{\sigma^p}{(1-\omega)^q} \quad (2.2)$$

蠕变本构方程：

$$\text{应变速率 } \dot{\epsilon}_c = B \frac{\sigma^n}{(1-\omega)^n} \quad (2.3)$$

对单轴情况：对 (1) 式积分，求破断时间 t_f ：

$$\int_0^1 (1-\omega)^q d\omega = \int_0^t A \sigma^p dt = A \sigma^p t_f$$

令 $T_1 = 1 - \omega$ ，则：

$$\begin{aligned}
 d\omega &= -dT_1, \\
 - \int T_1^q dT_1 &= A\sigma^p t_f \\
 t_f &= \frac{1}{A\sigma^p(1+q)} \tag{2.4}
 \end{aligned}$$

对 (1) 式积分, 求 t 时刻 $\omega(t)$:

$$\int_0^{\omega} (1-\omega)^q d\omega = A\sigma^p t$$

令 $T_1 = 1 - \omega$, 则:

$$\begin{aligned}
 d\omega &= -dT_1, \\
 - \int^{1-\omega} T_1^q dT_1 &= A\sigma^p t \\
 (1-\omega)^{q+1} &= 1 - A\sigma^p(1+q)t \\
 (1-\omega) &= [1 - A\sigma^p(1+q)t]^{\frac{1}{q+1}}
 \end{aligned}$$

对 (2) 式积分, 求 $\varepsilon_{r,u}$ (破断应变):

$$\begin{aligned}
 \int_0^{\varepsilon_{r,u}} d\varepsilon_c &= \int_0^t \frac{B\sigma^n}{(1-\omega)^n} dt \\
 \varepsilon_{r,u} &= B\sigma^n \int_0^t (1-\omega)^{-n} dt \\
 &= B\sigma^n \int_0^t [1 - A\sigma^p(1+q)t]^{\frac{-n}{q+1}} dt
 \end{aligned}$$

令 $T_2 = 1 - A\sigma^p(1+q)t$, 则:

$$dt = -\frac{dT_2}{A\sigma^p(1+q)}$$

由 (3) 和 (4) 式, 则:

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_{r,u} &= -\frac{B\sigma^n}{A\sigma^p(1+q)} \int_0^1 T_2^{-\frac{n}{q+1}} dT_2 \\
 &= -\frac{B\sigma^n}{A\sigma^p(1+q)} \cdot \frac{T_2^{1-\frac{n}{q+1}}}{1-\frac{n}{q+1}} \Big|_0^1 \\
 &= \frac{\lambda B\sigma^n}{A\sigma^p(1+q)}
 \end{aligned}$$

其中, $\lambda = \frac{q+1}{q+1-n}$,

故

$$\varepsilon_{r,u} = \frac{\lambda B}{A(1+q)} \quad (2.5)$$

对于多轴情况, 同样可以推导出:

$$\varepsilon_{r,m} = \frac{\lambda B\sigma_e^n}{A\sigma_{ed}^p(1+q)} \quad (2.6)$$

σ_{ed} 为致损当量应力, 亦称为应力函数。在单轴应力状态下, 当应力达到材料的蠕变强度, 材料即告破坏。但在多轴应力状态下, 首先假定当多轴应力状态下某一当量应力达到单轴下的材料蠕变强度时, 构件便发生开裂, 所谓致损当量应力 σ_{ed} 是指在该应力单轴拉伸作用下引起的损伤与多轴应力所引起的材料损伤是等价的。

当蠕变损伤过程是结构粗化机制为主导, 空洞不多时, 则将 Von Mises 应力作为多轴应力下破坏的当量应力是合适的, 但若损伤过程是以微裂纹和空洞机制为主导的, 则破坏是由最大主应力所控制的。而大多数情况下, VonMises 应力和最大主应力对破坏均有贡献, 因此致损当量应力 σ_{ed} 是它们的组合^{[39][40]}。不同的破断准则区别主要在所用致损当量应力 σ_{ed} 的组合型式不同。

(一) 如果破断准则取为 Cane 的乘积型^[41], 即 $\sigma_{ed} = [\sigma_1^v \sigma_e^{p-v}]^{1/p}$,

由于 $p \approx n$, 式(2.6)/(2.5)得到:

$$\frac{\varepsilon_{r,m}}{\varepsilon_{r,u}} = \frac{\sigma_e^n}{\sigma_{ed}^p} = \frac{\sigma_e^p}{\sigma_1^v \sigma_e^{p-v}} = \left(\frac{\sigma_e}{\sigma_1} \right)^v \quad (2.7)$$

其中 $\varepsilon_{R,m}$ 为多轴下当量破断应变, $\varepsilon_{R,u}$ 为单轴破断应变, ν 为取决于破断准则的一个常数。

(二) 如果破断准则取为 Hayhurst 的加和型^[42], 即 $\sigma_{ed} = \alpha\sigma_1 + \beta\sigma_e$

其中 $\beta = 1 - \alpha$,

$p \approx n$, 式 (2.6/2.5) 得到:

$$\frac{\varepsilon_{r,m}}{\varepsilon_{r,u}} = \frac{\sigma_e^n}{\sigma_{ed}^p} = \frac{\sigma_e^n}{[\alpha\sigma_1 + \beta\sigma_e]^p} = \left(\frac{\sigma_e}{\alpha\sigma_1 + \beta\sigma_e} \right)^n \quad (2.8)$$

这两个方程在一定程度上反映了多轴应力状态对应变准则的影响。

2.3.2 基于 K-R 方程的不同破断准则的比较

(一) 以 0.5Cr0.5Mo0.25V 为例, 如果破断准则为 Cane 的乘积型^[43], 则 $p = 2.9$, $\nu = 0.35p = 1.015$, 则式 (2.7) 可写成:

$$\frac{\varepsilon_{r,m}}{\varepsilon_{r,u}} = \left(\frac{\sigma_e}{\sigma_1} \right)^{1.015} \quad (2.9)$$

当 $\sigma_e = 0.75\sigma_1$, 则 $\frac{\varepsilon_{r,m}}{\varepsilon_{r,u}} = 0.747$;

当 $\sigma_e = \sigma_1$, 则 $\frac{\varepsilon_{r,m}}{\varepsilon_{r,u}} = 1$;

当 $\sigma_e = 1.5\sigma_1$, 则 $\frac{\varepsilon_{r,m}}{\varepsilon_{r,u}} = 1.51$;

当 $\sigma_e = 2\sigma_1$, 则 $\frac{\varepsilon_{r,m}}{\varepsilon_{r,u}} = 2.02$;

(二) 如果破断准则为 Hayhurst 的加和型, 即 $\sigma_{ed} = \alpha\sigma_1 + \beta\sigma_e$,

其中 $\alpha = 0.43$, $\beta = 1 - \alpha = 0.57$, 同时 $p = 2.9$, 则式 (2.8) 可写成:

$$\frac{\varepsilon_{r,m}}{\varepsilon_{r,u}} = \left(\frac{\sigma_e}{0.43\sigma_1 + 0.57\sigma_e} \right)^{2.9} \quad (2.10)$$

当 $\sigma_e = 0.75\sigma_1$, 则 $\frac{\varepsilon_{r,m}}{\varepsilon_{r,u}} = 0.68$;

当 $\sigma_e = \sigma_1$, 则 $\frac{\varepsilon_{r,m}}{\varepsilon_{r,u}} = 1$;

当 $\sigma_e = 1.5\sigma_1$, 则 $\frac{\varepsilon_{r,m}}{\varepsilon_{r,u}} = 1.56$;

当 $\sigma_e = 2\sigma_1$, 则 $\frac{\varepsilon_{r,m}}{\varepsilon_{r,u}} = 2.02$;

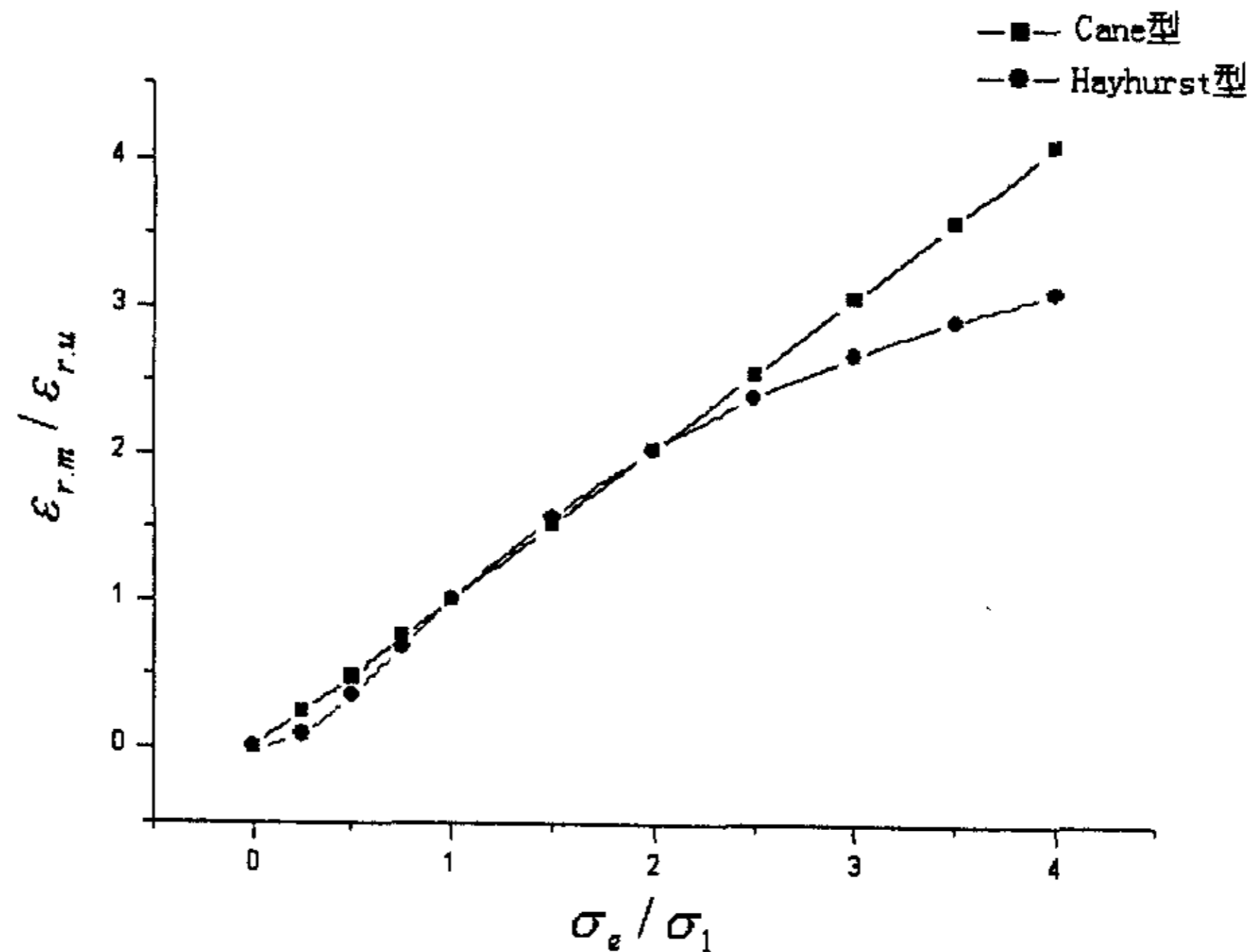


图 2-2 Cane 型和 Hayhurst 型破断准则的比较

Fig2-2 Comparison between the Cane's and Hayhurst's fracture criteria

从图 2-2 中可以看出, 当 σ_e / σ_1 在 1 左右时, 基于 K-R 方程的 Cane 的乘积型和 Hayhurst 的加和型的破断准则中应力状态对多轴应变的影响几乎相同。而接下来研究的承压圆筒和弯头主要受薄膜和一次应力, 其 σ_e 和 σ_1 较为接近, 因而在以

后的计算中，采用形式比较简洁的 Cane 乘积型破断准则。

2.4 小结

(1) 在塑性变形区叠加不同方向的拉伸应力大大的减小材料的破断应变，也就是减小多轴应力下的材料韧性。

(2) 通过对基于 K-R 方程的 Cane 的乘积型和 Hayhurst 的加和型的破断准则的讨论，可以发现这两种破断准则在我们研究的范围内非常接近。但是采用 Cane 的乘积型破断准则的 K-R 方程形式比较简单，因而，在下面的研究中主要采用 Cane 的破断准则。

第三章 以应变为基础的寿命设计方法

3.1 引言

通过应力分析可以得到应力和应变的信息，一般设计均以应力为控制参量，通过多轴破断应力的换算公式(2.1)，可以判断结构合理否，因此蠕变破断强度问题引起了人们相当的重视。比较之下对蠕变变形及长期的断裂韧性的研究则较少，然而在工程实践中，尤其是现场的监测，人们更易于接受变形的概念，为此应该制订出与蠕变变形相应的限制准则。

3.2 目前高温设计规范对许用应变值的规定及其物理基础

在长时的蠕变试验中，一般所能得到的应变信息只是试样断后的总伸长量。许多实验表明，由这种伸长量计算出的断裂应变的离散性很大，将其作为变形控制参量是不合适的。但是如果考察蠕变第二阶段和第三阶段过渡点的应变，可以看出这一应变和破断时间有一定的关系，如图 3-1 所示。由此可见将这一过渡点应变作为变形控制参量应是较为合适的。

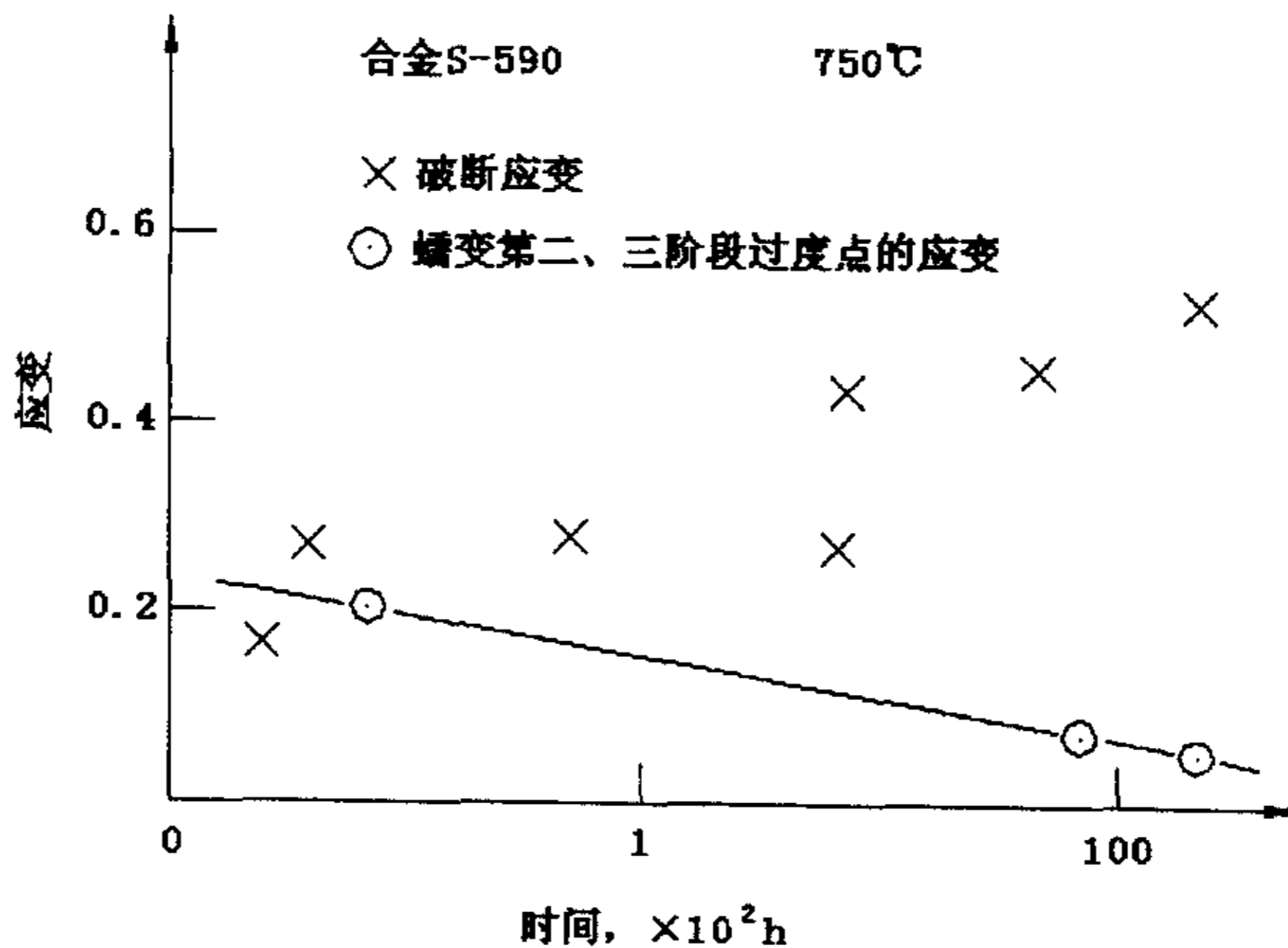


图 3-1 蠕变二、三阶段过渡点应变的变化

Fig3-1 The variation of strain located at the transition point where the steady creep enters the tertiary creep

这一结论得到了蠕变问题冶金学研究的支持。较之于工程界的研究，冶金学家的研究更注意应变的作用。Grant 和他的助手的研究发现，对于许多合金体系，最小蠕变速率 $\dot{\epsilon}$ 和断裂时间 t_r 之间的关系可以表示为：

$$\log t_r + m \log \dot{\epsilon} = e \quad \text{或} \quad \dot{\epsilon} t_r^m = e \quad (3.1)$$

其中 m 、 e 为材料常数，对于大多数材料， m 值接近于 1，于是上式可以写成：

$$\dot{\epsilon} t_r = e \quad (3.2)$$

e 可称之为是 Monkman-Grant 常数。

对于 2.25Cr1Mo 钢，Cr-Mo-V 转子钢以及其他许多钢种，在大多应力水平下，式 (3.2) 均成立。图 3-2 为 2.25Cr1Mo 钢，Cr-Mo-V 的最小蠕变速率 $\dot{\epsilon}$ 和断裂时间 t_r 之间的关系。这一方程可用以粗略估计蠕变破断寿命，在实验室，用短时蠕变试验可以确定最小蠕变速率 $\dot{\epsilon}$ ，由此可以给出最终寿命的估计；在实际构件中，蠕变速率可以从分析测量中得到，可以依据 M-G 常数做出断裂寿命的粗略估计。

M-G 常数发表以后，人们一直未进一步对其意义进行理论上的探讨。在一定的试验条件下，M-G 常数在一定程度上反映了材料的韧性。 e 可以理解为是略去蠕变第一阶段和第三阶段以后的应变累积，称之为可用蠕变韧性，如图 3-3 所示。这和过渡点的应变是很一致的，可以说这也构成了定义应变控制准则的基础。特别是采用计算机作分析设计时尤为重要。

在长时服役的高温构件的设计，应变控制准则更多的是经验的结果，而不是理论或实验研究的结果。

目前对许用应变值作规定的高温设计规范有两个美国的 ASME CC N47 和直接考虑焊接接头存在的法国的 RCCMR 规范。ASME CC N47 把设计分为两步，首先，对假设材质均匀的材料作弹性分析，使其满足受载时的应力准则。如果不满足，就要进行包括蠕变和蠕变疲劳在内的非弹性分析。对这个非线性分析，在计算的寿命的应力要求比设计应力小，同时沿壁厚方向的平均应变要求比 1% 小。对有线性梯度的应变，在材料表面的应变要小于 2%。另外，局部应变要小于 5%。对于焊接接头，假设在接头内部没有材质的差异，母材所有的应变极限除以 2，就得到焊接接头的应变极限。法国的 RCCMR 规范采用的程序与 ASME N47 很相似^[44]。

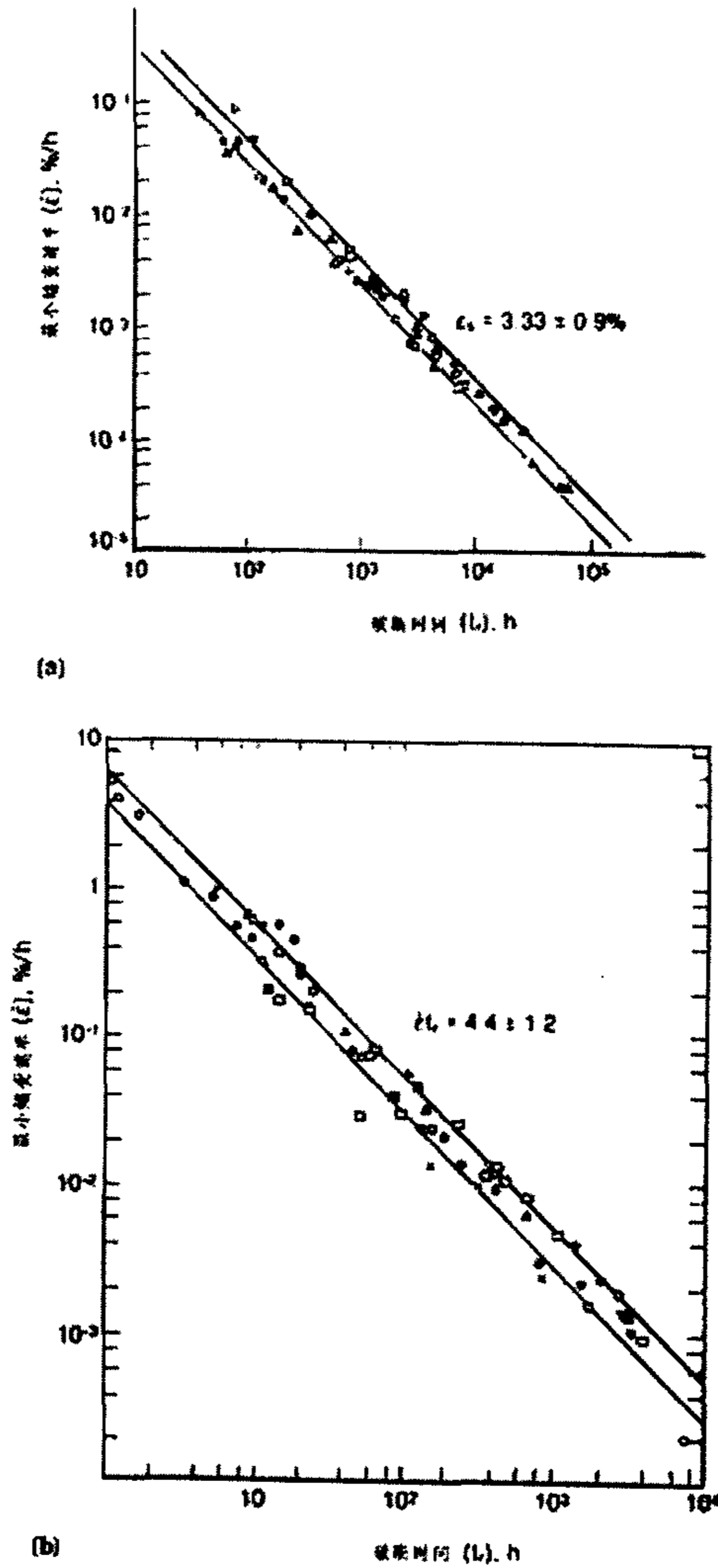


图 3-2 最小蠕变速率 $\dot{\epsilon}$ 和断裂时间 t_r 之间的关系

Fig3-2 The relationship between the minimal creep velocity $\dot{\epsilon}$ and the fracture time t_r

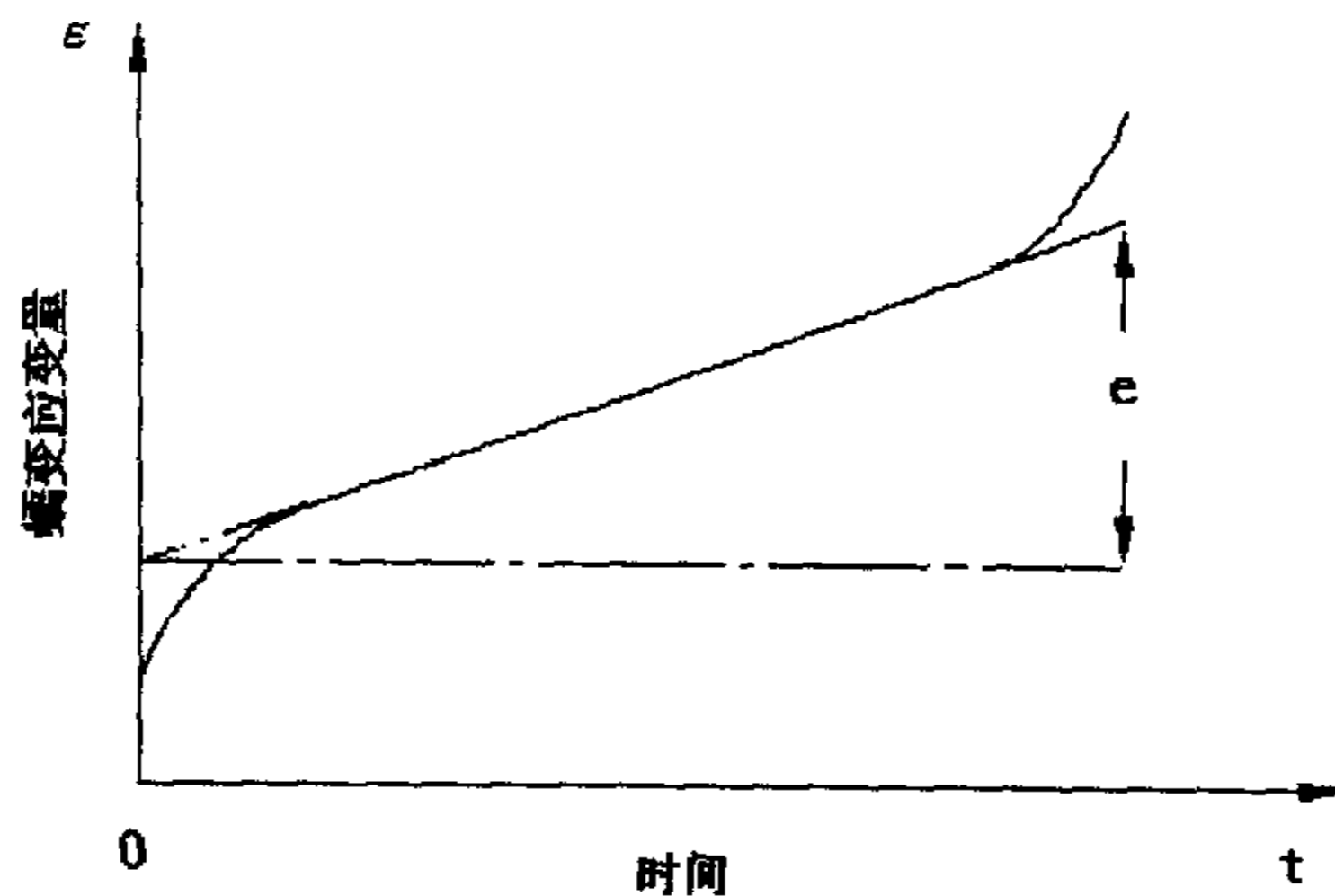


图 3-3 可用蠕变韧性的定义

Fig3-3 Definition of usable creep ductility

上述限制主要是对电厂的构件的设计而定的，亦即设计寿命为 10 万小时，计算累积的应变不允许超过规定值。在工厂实际运行管理中，为了最大限度地利用蠕变韧性，延寿设备使用寿命，有些规定已将薄膜应力作用下的应变许用值放宽到 2—3%。对于石油化工厂的高温炉管，许用值可达 5%^[45]

必须指出以过渡点为限制变形的依据是有一定缺陷的，首先许多材料并不一定表现出明显的第二阶段的稳态蠕变，蠕变第三阶段的持续时间较长，尤其是当材料结构中存在局部的应力集中源时，材料最后的断裂韧性就显得很重要。此外过去的应变准则一直没有考虑多轴应力状态的影响。实际上应力状态对韧性有显著的影响，应变的控制应该根据应力状态进行设定，因而不同结构应该按不同应变容限进行控制。

3.3 高温下典型构件的应力状态

3.3.1 有限元方法的概念和基本原理

工程中许多结构的外形、受力和边界条件等都比较复杂，往往无法用解析法求解，需要用数值解法。有限单元法是随着电子计算机的出现而迅速发展起来的一种有效的数值解法。

研究超大规模系统的复杂发展过程是现代化计算力学的主要特征之一。例如在

固体力学中的材料大变形的损伤起始与演化问题, 复合材料等新型材料中的裂纹传播问题, 相变过程中的边界移动问题等, 都要经历一个很长的过程, 而在此变形过程中, 有可能随机性地出现新的裂纹、损伤甚至新的材料相等。有限元方法仍然是有希望解决这些问题的强有力的工具。现在的有限元计算与过去相比已经发生了很大变化, 在过去, 有限元分析的目的往往是为了得到一个满意的最终结果, 随着计算环境的改善和实际问题的客观要求, 有限元分析正在转向整个结构和一个发展过程的全程分析, 这种由一点一时的状态计算到整个空间和时间上的全程模拟是有限元法的一个重大发展和应用^[46]。

它是将连续人为地分割为有限大小的有限个单元体, 单元相互之间只在数目有限的指定点处相互连接, 组成有限单元的集合体以替代原来的连续体。对于每一个单元以节点位移为基本未知量, 选择一个简单的位移函数来近似地表示每一个单元的位移分量的分布规律, 然后按弹塑性理论的能量原理建立单元节点力和节点位移之间的关系。最后把所有单元的这种特性关系集合起来, 就得到一组以节点位移为未知量的代数方程组, 由这个方程组就可以求出物体上有限个离散节点的位移分量。

有限单元法实质上就是把具有无限个自由度的连续体离散化为只有有限个自由度的单元集合体, 使问题简化以适合数值解法。有限单元法的基本思想是将连续的求解区域离散为一组有限个, 且按一定的方式相互联接在一起的单元组合体。由于单元能按不同的联接方式进行组合, 且单元本身又可以有不同的形状, 因此可以简化集合形状复杂的求解域。显然随着单元数目的增加, 也即单元尺寸的缩小, 或者随着单元自由度的增加及插值函数精度的提高, 解的近似程度将不断改进。如果单元使满足收敛要求的, 近似解将收敛于精确解。

本章采用有限元的方法对典型高温构件进行非线性的蠕变分析。

3.3.2 高温下受拉伸载荷的承压圆筒的应力状态

在圆筒中, 密闭的圆筒是比较常见和典型的构件, 其轴向拉应力和环向拉应力之比为 0.5, 下面就用 Ansys5.4 有限元程序对密闭圆筒进行蠕变分析^[47], 来研究它的应力状态。

一、建立有限元模型

材料为 2.25Cr1Mo 的圆筒的几何尺寸如下: 外径×壁厚 $\phi 200 \times 4\text{mm}$, 长度为 50mm, 为了避免在加轴向应力时, 出现集中的现象在分析的圆筒上再接加 50mm 的圆筒。

考虑圆筒的轴对称性，取出一个通过轴线的截面建立有限元模型。采用具有蠕变特性的二维结构单元 (Plane42)，进行网格划分，单元总数 120，节点总数 155，如图 3-4 所示。

载荷和约束：施加 1MPa 内压，12.5MPa 轴向拉应力，使得轴向拉伸应力与环向拉伸应力之比为 0.5，以模拟压力容器的受力状况。

温度 540℃；时间 10 万小时，分为 1000 子步。由于第三期阶段所经历的时间很短，材料将失效，所以通常情况下，我们感兴趣的是初始蠕变和第二期蠕变。ANSYS5.4 程序中的蠕变行为用来模拟初始蠕变和第二期蠕变。蠕变系数是应力、应变、温度或其他变量的函数。

蠕变方程：通过一个方程来模拟蠕变行为，此方程描述了在实验中观测到的主要特征（特别是在一维的拉伸实验中）。这个方程以蠕变率的方式表示出来，其形式如下：

$$\dot{\epsilon}_c = B \sigma^n$$

式中： $\dot{\epsilon}_c$ 是蠕变稳定阶段的应变速率， σ 是应力水平， B ， n 是材料常数

根据实验数据可知：

$$B=7.482E-22,$$

$$N=8.374$$



图 3-4 圆筒的轴对称模型

Fig3-4 the finite element model of axisymmetric cylinder

二、有限元结果分析

薄壁圆筒长期工作在 540℃、1MPa 内压的工况下，将产生蠕变，应力随着

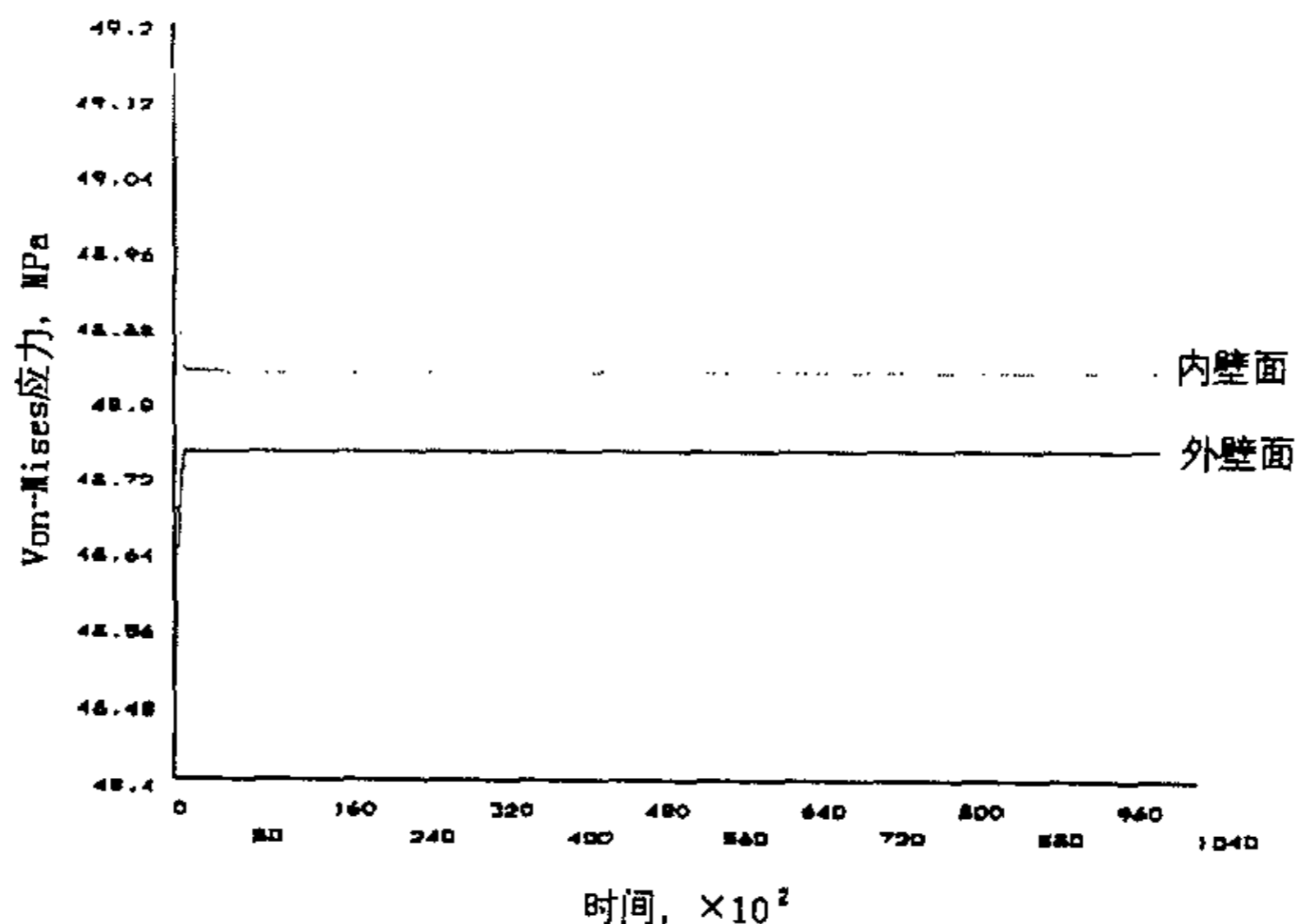


图 3-5 Von-Mises 应力随时间的变化图

Fig3-5 The Von-Mises stress's variation with time

蠕变的进行不断变化，最后达到稳定。

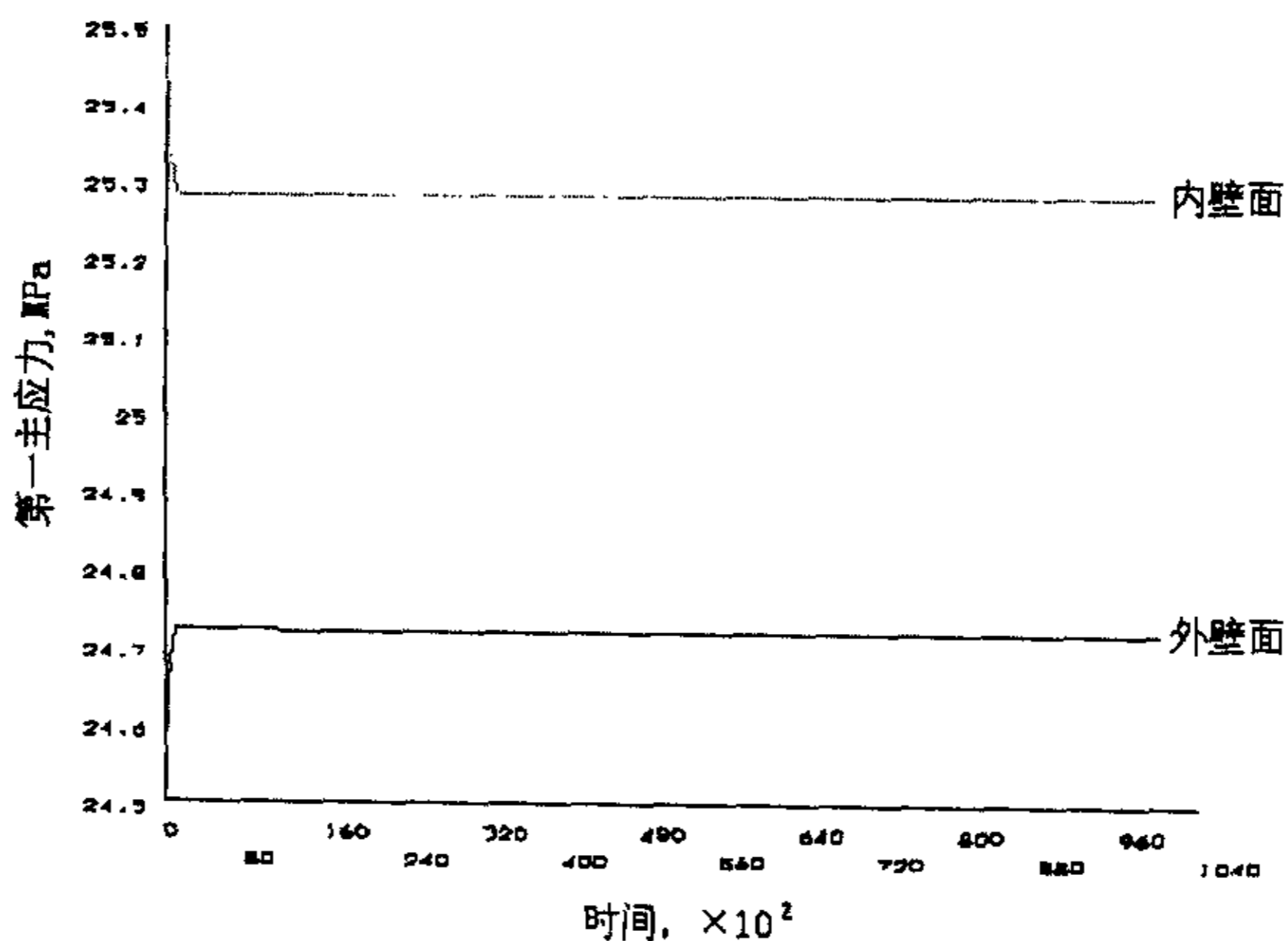


图 3-6 第一主应力随时间的变化图

Fig3-6 The first principal stress's variation with time

从图 3-5 和 3-6 可以看出，薄壁圆筒在内压和轴向力的作用下，迅速进行了应力重新分布，内壁面的 Von-Mises 应力和第一主应力随着蠕变的发展逐渐减小，外壁面则相反，直到应力重分布稳定为止。

3.3.3 高温下承压圆筒弯头的应力状态

一、建立有限元模型

弯管的曲率半径为 1.40 米，管子半径为 $\phi 280 \times 30\text{mm}$ ，考虑弯头两端和直管连接处的边缘效应，在两端各加 250mm 的直管。

同时定义材料的泊松比、弹性模量、热膨胀系数等结构特性，由于蠕变属于材料非线性，因此结构分析同样是一个非线性的基本过程。蠕变本构方程见 3.3.2。

考虑弯头的对称性，取出其一半建立有限元模型。采用具有蠕变特性的三维结构单元 (Solid73)，进行网格划分，单元总数 4770，节点总数 1742，如图 3-8 所示。

载荷和约束：内压为 10MPa；

温度 540℃；时间 10 万小时，分为 1000 子步

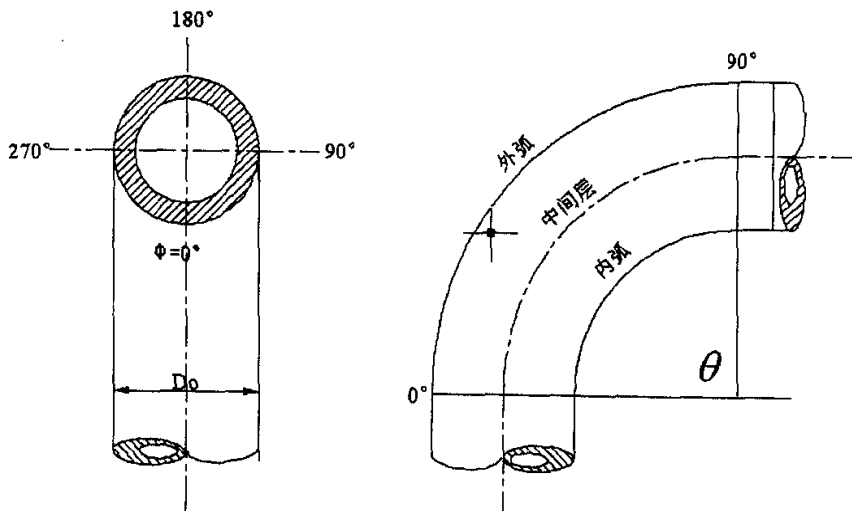


图 3-7 弯头的几何模型

Fig3-7 The geometric model of the bend

二、有限元结果分析

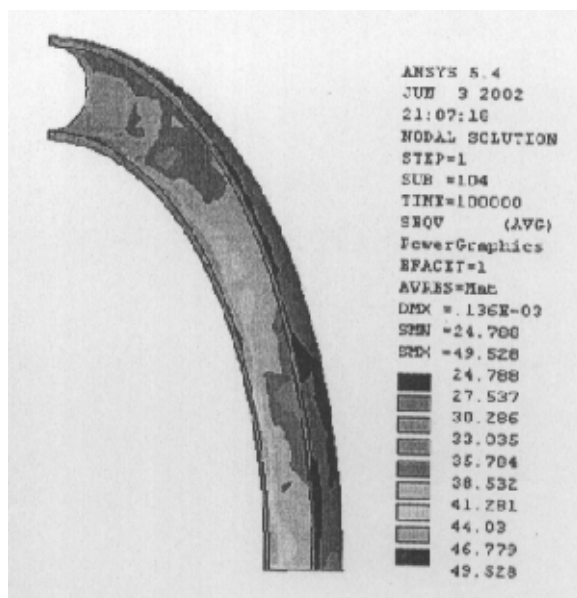


图 3-8 Von-Mises 应力分布图

Fig3-8 The distribution of Von-Mises stress in the bend

从图 3-8 可以看出, 在 $\theta = 45^\circ$ 的截面上所受的应力最大, 根据工程经验该截面往往是导致弯头失效的最薄弱的部位。对该截面上的应力作进一步研究, 就可以得到图 3-9:

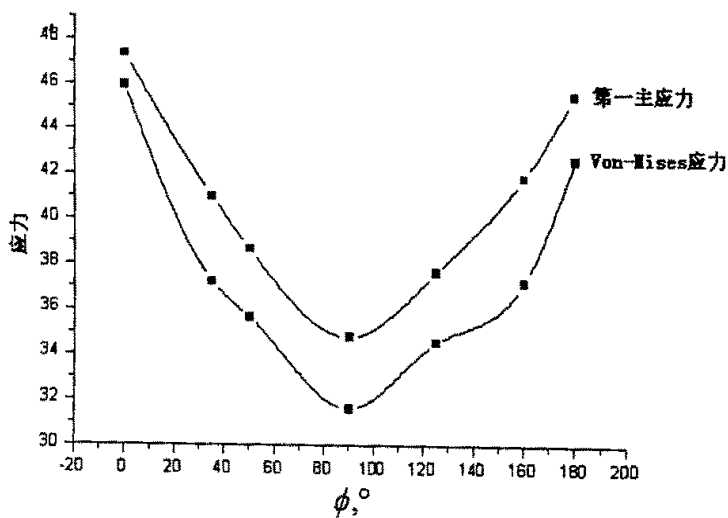


图 3-9 Von-Mises 应力和第一主应力沿环向的分布图

Fig3-9 The distribution of Von-Mises stress and the first principal stress in the circumferential direction

从图 3-9 可以看出, 在 $\phi = 90^\circ$ 的方向上, 即中间层受到的应力最小, 而在 $\phi = 0^\circ$ 的方向, 即弯头内弧面受到的应力最大。

3.4 应变控制准则

3.4.1 圆筒的应变控制准则

上面研究受轴向力作用的承压圆筒为薄壁容器, 其内外壁面的应力状态近似相等, 因此, 在这里仅研究承压圆筒外壁面的多轴应变控制准则。

对于 2.25Cr1MoV 材料, 按照本文的蠕变实验结果(参见第四章), $p = 7.272$, $\nu = 0.43p = 3.218$, 代入第二章中 (2.7) 式可得:

$$\varepsilon_{r, m} = \varepsilon_{r, u} \left(\frac{\sigma_e}{\sigma_1} \right)^{3.218} \quad (3.3)$$

把圆筒在高温下运行 10 万小时后的 Von-Mises 应力和第一主应力代入 (3.3) 式, 就可以得到轴向拉应力和环向拉应力之比为 0.5 的圆筒的多轴破断应变与单轴破断应变之间的关系:

$$\varepsilon_{r, m, 0.5} = \varepsilon_{r, u} \left(\frac{\sigma_{e, 0.5}}{\sigma_{1, 0.5}} \right)^{3.218} \quad (3.4)$$

用式 (3.3) / (3.4), 就可以得到:

$$\frac{\varepsilon_{r, m}}{\varepsilon_{r, m, 0.5}} = \frac{\left(\frac{\sigma_e}{\sigma_1} \right)^{3.218}}{\left(\frac{\sigma_{e, 0.5}}{\sigma_{1, 0.5}} \right)^{3.218}} \quad (3.5)$$

考虑到工程实际中, 外壁面的应变比较容易检测, 把密闭圆筒外壁面的多轴破断应变 $\varepsilon_{r, m, 0.5}$ 作为圆筒在其他应力状态下许用应变 $\varepsilon_{r, m}$ 的基准应变容限, 根据式 (3.5), 对受轴向拉应力作用的承压圆筒进行计算, 得到相应的许用应变容限 $\varepsilon_{r, m}$ 值, 如图 3-7 所示:

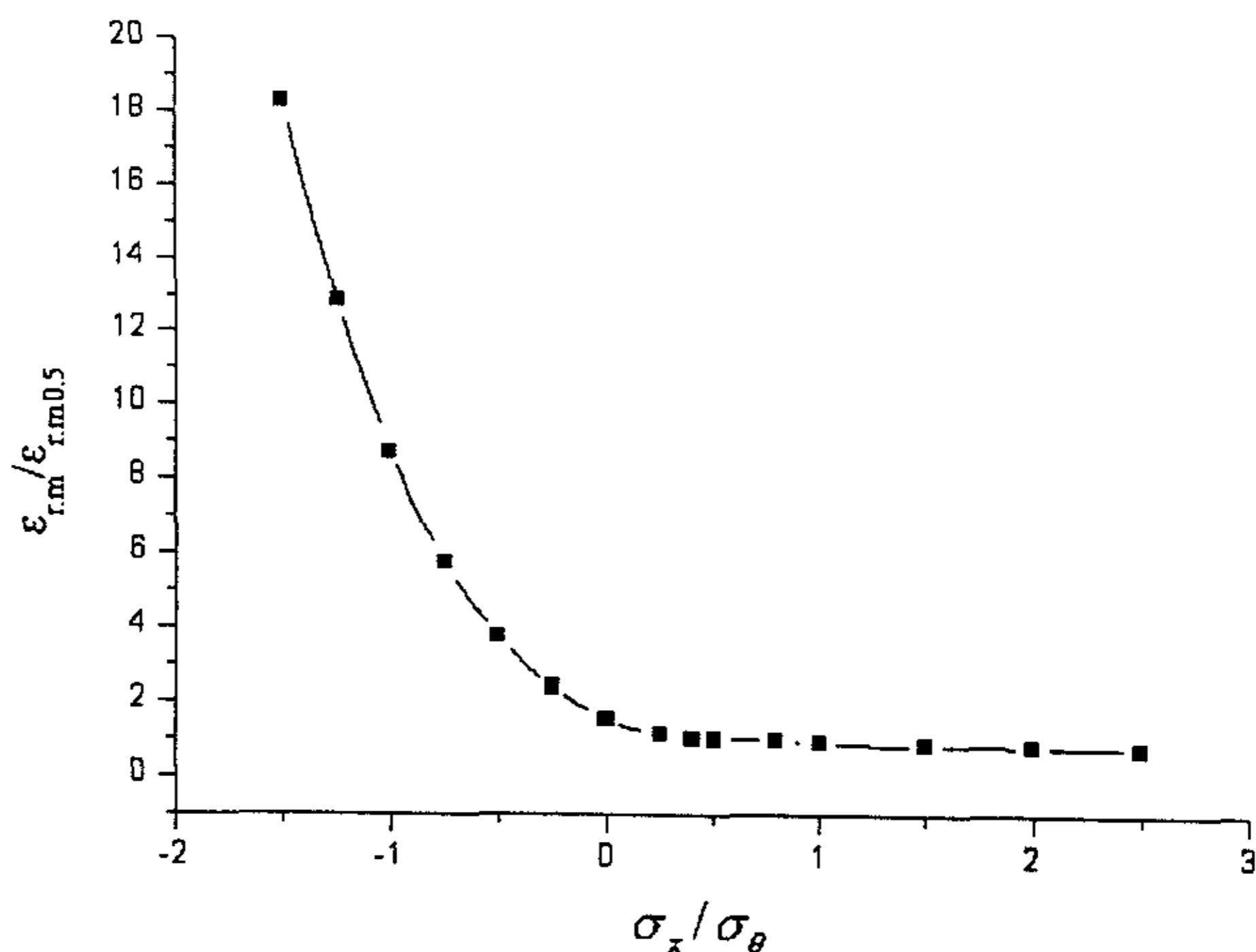


图 3-10 受轴向力作用的承压圆筒的应变容限

Fig3-10 The strain limits of pressurized cylinder with axial stress

这里 σ_x 为轴向拉应力， σ_θ 为环向拉应力。当直管受轴向拉应力作用，即 $\sigma_x / \sigma_\theta > 0$ 时，轴向拉应力和环向拉应力之比为 2.5 时，其应变容限为基准应变容限的 0.76。当直管受轴向压应力作用，即 $\sigma_x / \sigma_\theta < 0$ 时，多轴破断应变随着轴向压应力和环向拉应力之比的增大而不断迅速增加。当轴向压应力和环向拉应力为 1.5 时，应变容限达到基准容限的 18.252。

3.4.2 弯头的应变控制准则

研究弯头最薄弱的地方为中间部位，即 $\theta = 45^\circ$ 的截面上的多轴破断应变。考虑到工程实际中，外壁面的应变比较容易测量，把 $\varepsilon_{r.m.0.5}$ 作为其他方向上外壁面许用应变 $\varepsilon_{r.m.\theta}$ 的基准应变容限，两者之间的关系可表示为式 (3.6)：

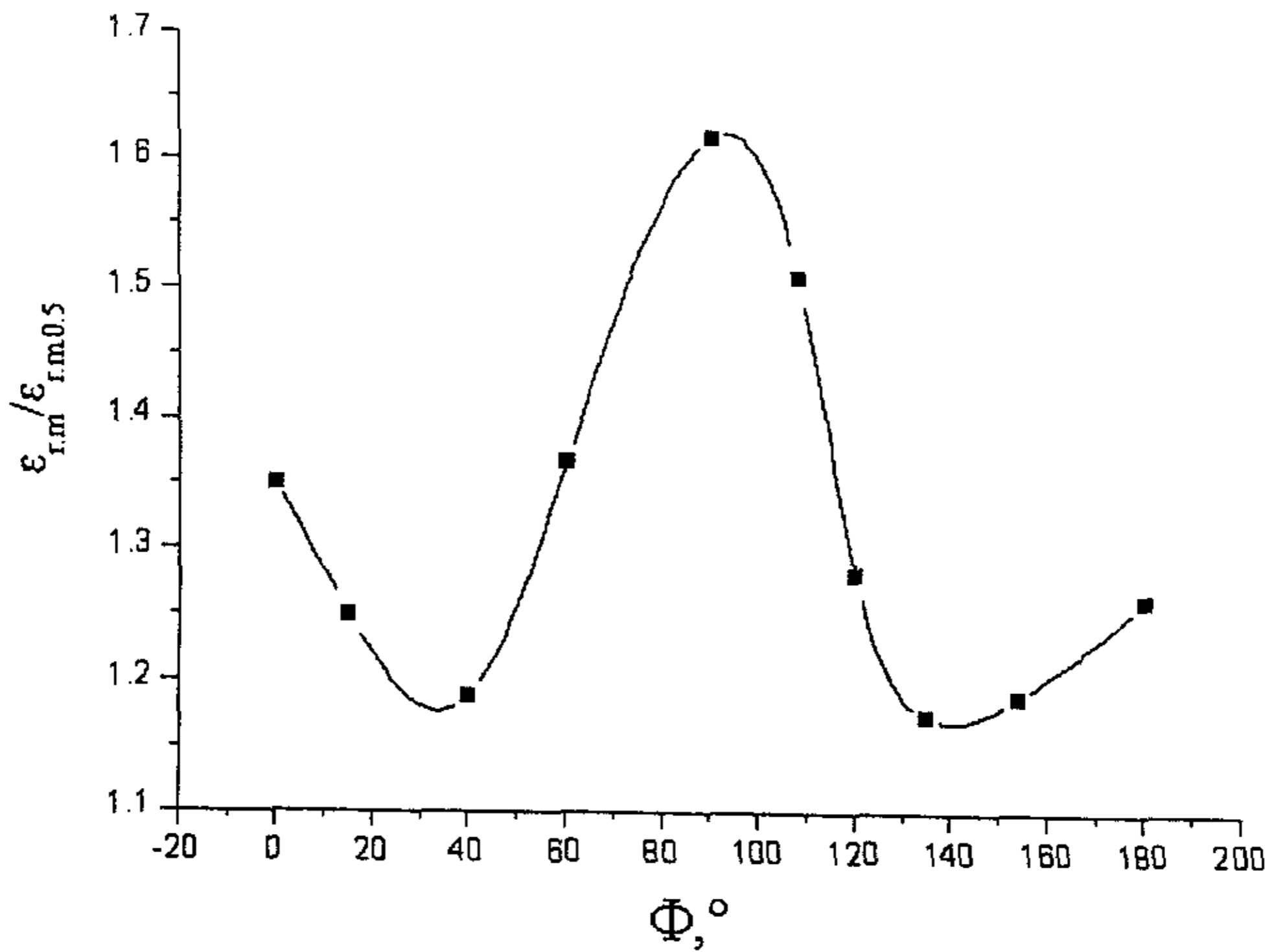


图 3-11 承压弯头的应变容限

Fig3-11 The strain limits of pressure bend

$$\frac{\varepsilon_{r.m.\phi}}{\varepsilon_{r.m.0.5}} = \frac{\left(\frac{\sigma_{e.\phi}}{\sigma_{1.\phi}}\right)^{3.218}}{\left(\frac{\sigma_{e.0.5}}{\sigma_{1.0.5}}\right)^{3.218}} \quad (3.6)$$

通过计算得到其他方向上外壁面许用应变 $\varepsilon_{r.m.\phi}$ 的基准，如图 3-9 所示：

从图 3-11 可以看到，在 $\phi = 90^\circ$ 的方向上，多轴破断应变最大为基准应变容限的 1.196 倍，而在 $\phi = 45^\circ$ 和 $\phi = 135^\circ$ 的方向该应变容限最小，仅为基准应变容限的 1.10 倍。

3.5 小结

(1) 当直管受轴向拉应力作用, 即 $\sigma_x / \sigma_\theta > 0$ 时, 轴向拉应力和环向拉应力之比为 2.5 时, 其应变容限为基准应变容限的 0.76。当直管受轴向压应力作用, 即 $\sigma_x / \sigma_\theta < 0$ 时, 多轴破断应变随着轴向压应力和环向拉应力之比的增大而不断迅速增加。当轴向压应力和环向拉应力为 1.5 时, 应变容限达到基准容限的 18.252。

(2) 研究承压弯头时, 发现最薄弱的地方为中间部位, 即 $\theta = 45^\circ$ 的截面上。在 $\phi = 90^\circ$ 的方向上, 多轴破断应变最大为基准应变容限的 1.196 倍, 而在 $\phi = 45^\circ$ 和 $\phi = 135^\circ$ 的方向该应变容限最小, 仅为基准应变容限的 1.10 倍。

第四章 典型高温高压管线的应力应变分析

4.1 引言

主蒸汽管道是发电厂的主要高温部件之一，其服役温度和压力均较高，在长期运行过程中，由于受到蠕变损伤的作用，其金属组织和性能会逐渐“老化”，最终将导致主蒸汽管道开裂失效。主蒸汽管道发生破坏，对整个机组，乃至整个电厂都将是严重的威胁。因此，对主蒸汽管道的状况定期进行安全分析和评价是十分必要的。

主蒸汽管道开裂失效，从实质上讲是与一般压力容器的失效是一样的，但是压力管道又具有本身的特点。压力管道的载荷工况远比压力容器复杂，除承受工作介质的压力外还承受着较大的弯曲载荷。由于管道的自重、管道附件（阀门、管件等）的重量及其他外载荷引起的附加弯矩，在管道中会产生弯曲应力，它往往大于内压引起的薄膜应力。主蒸汽管道与系统中的锅炉相连，而锅炉中蒸汽压的波动还会引起振动，即管道常常承受动载荷和疲劳载荷^[48]。另外，管道应力不仅与其自身的几何尺寸和操作工况有关，而且同配管布置也非常相关。其力学分析模型相当复杂，一般无法用解析法和工程经验方法精确地求得复杂管线的应力，从而只能借助有限元数值分析方法才可求得复杂管线在内压、自重、附加机械载荷和热载荷作用下引起的应力。

对管系进行应力分析是管道缺陷安全评定的基础，故应力计算的准确与否直接关系到评定的结果。为此，本章用有限元的方法对作用在管线中的各种载荷进行了详细的应力分析。

4.2 电站主蒸汽管线的基本状况

主蒸汽管道的设计参数：操作压力 9.8MPa；操作温度 540℃；主管尺寸为 $\phi 273 \times 28\text{mm}$ ；弯头半径 $R=1370\text{mm}$ ；蒸汽母管尺寸为 $\phi 356 \times 36\text{mm}$ ；弯头半径 $R=1500\text{mm}$ ；材料为 10CrMo910（相当于 2.25Cr1Mo），其线膨胀系数： $\alpha_{20}=1.4 \times 10^{-5} 1/\text{K}$ ；弹性模量： $E_{20}=2.14 \times 10^5 \text{MPa}$ ； $E_{540}=1.73 \times 10^5 \text{MPa}$ ；基本许用应力： $[\sigma_{20}]=150\text{MPa}$ 。

表 4-1 是主蒸汽管线新旧材料常温的力学性能对比，试验结果表明，未发生明显劣化。表 4-2 是主蒸汽管线材料使用前后的高温抗拉强度，由表 4-2 可以看出，材料的高温抗拉强度下降了近 24%，而高温塑性却有所上升。

表 4-1 20℃时的力学性能表

Table4-1 the mechanical properties of 2.25Cr1Mo at 20℃

材料	$\sigma_{0.2}$ (MPa)	σ_b (MPa)	δ_5 %	ψ %
新材料	295	584	24.2	54.6
旧材料	250	488	23.5	73.8
DINI7175-79 标准 (室温)	≥ 265	441-588	≥ 20	

表 4-2 540℃时的力学性能表

Table4-2 the mechanical properties of 2.25Cr1Mo at 540℃

材料	$\sigma_{0.2}$ (MPa)	σ_b (MPa)	δ_5 %	ψ %
新材料 ^[49]	230	392	22	64
旧材料	230	298	29	75
DINI7175-79 标准 (室温)	≥ 265	441-588	≥ 20	

4.3 材料的蠕变性能测量

蠕变计算是以单向应力状态的蠕变试验结果为基础的, 这是最基本的试验。

对使用 10 万小时后的主蒸汽管线上取试样, 进行 540℃、120MPa 应力水平下的蠕变试验。根据试验数据回归的曲线见图 4-1 所示。由图 4-1 看到蠕变第一阶段很小, 第二阶段基本平稳。由此可以算出第二阶段的曲线斜率 $\dot{\epsilon}_c = 2.3536E-4$ 。

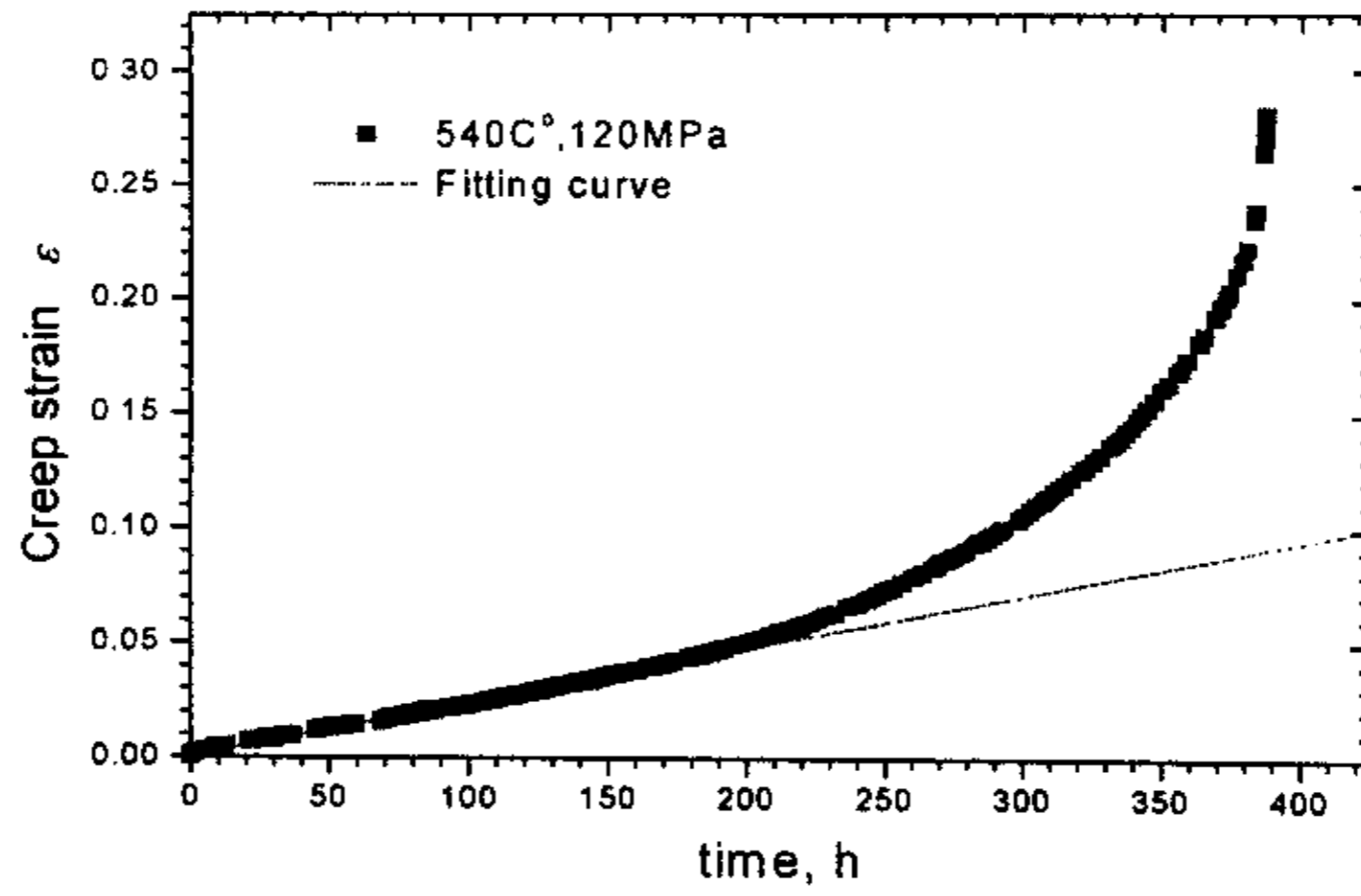


图 4-3 试样 1 蠕变试验曲线 (120MPa / 540°C)

Fig4-3 Creep curve of specimen 1 at 120MPa / 540°C

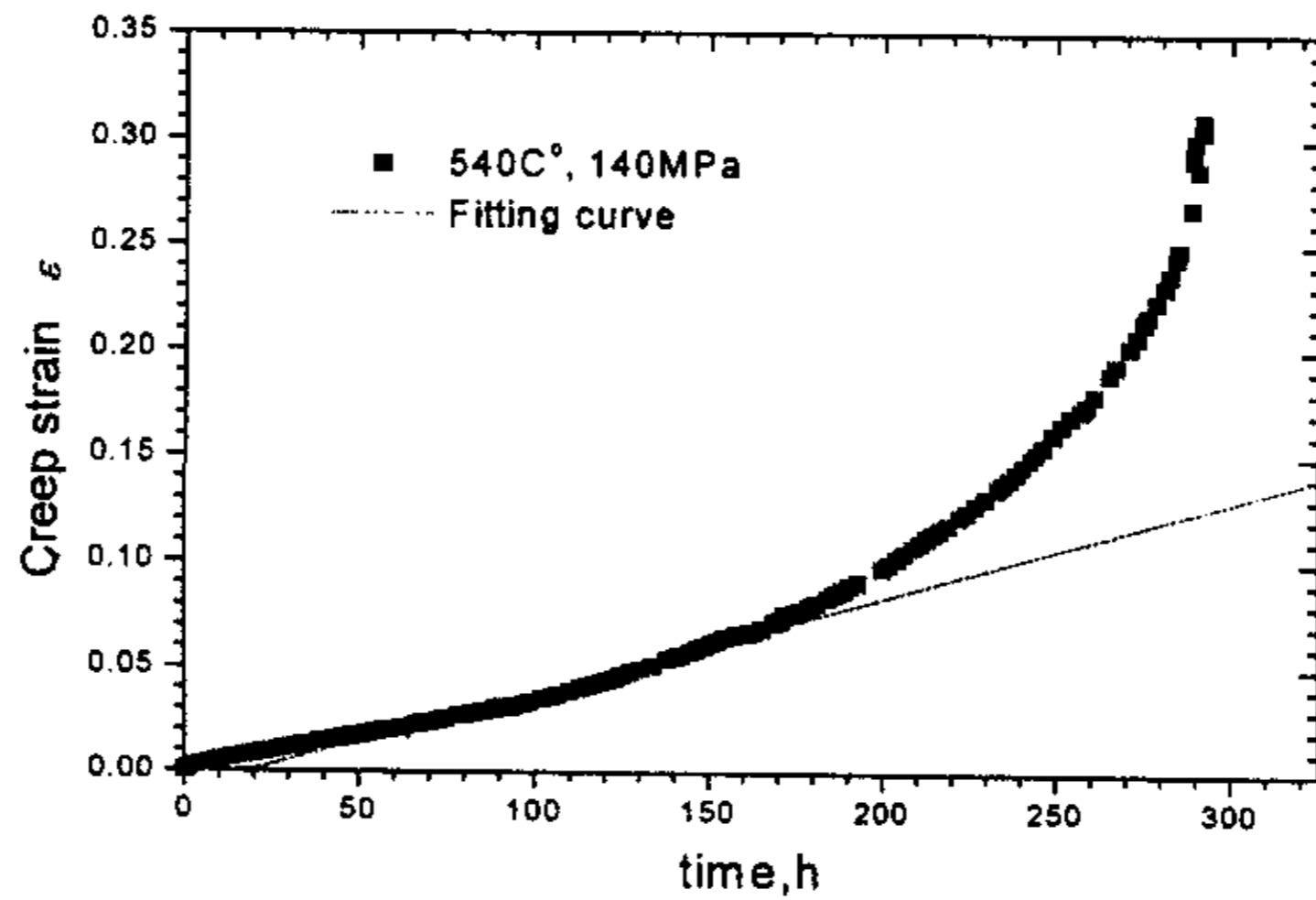


图 4-4 试样 1 蠕变试验曲线 (140MPa / 540°C)

Fig4-4 Creep curve of specimen 1 at 140MPa / 540°C

同样，在，140MPa、150MPa 和 160MPa 应力水平下进行蠕变试验，根据试验数据回归得出蠕变第二阶段的曲线斜率 $\dot{\epsilon}_c$ ，如表 4-3 所示：

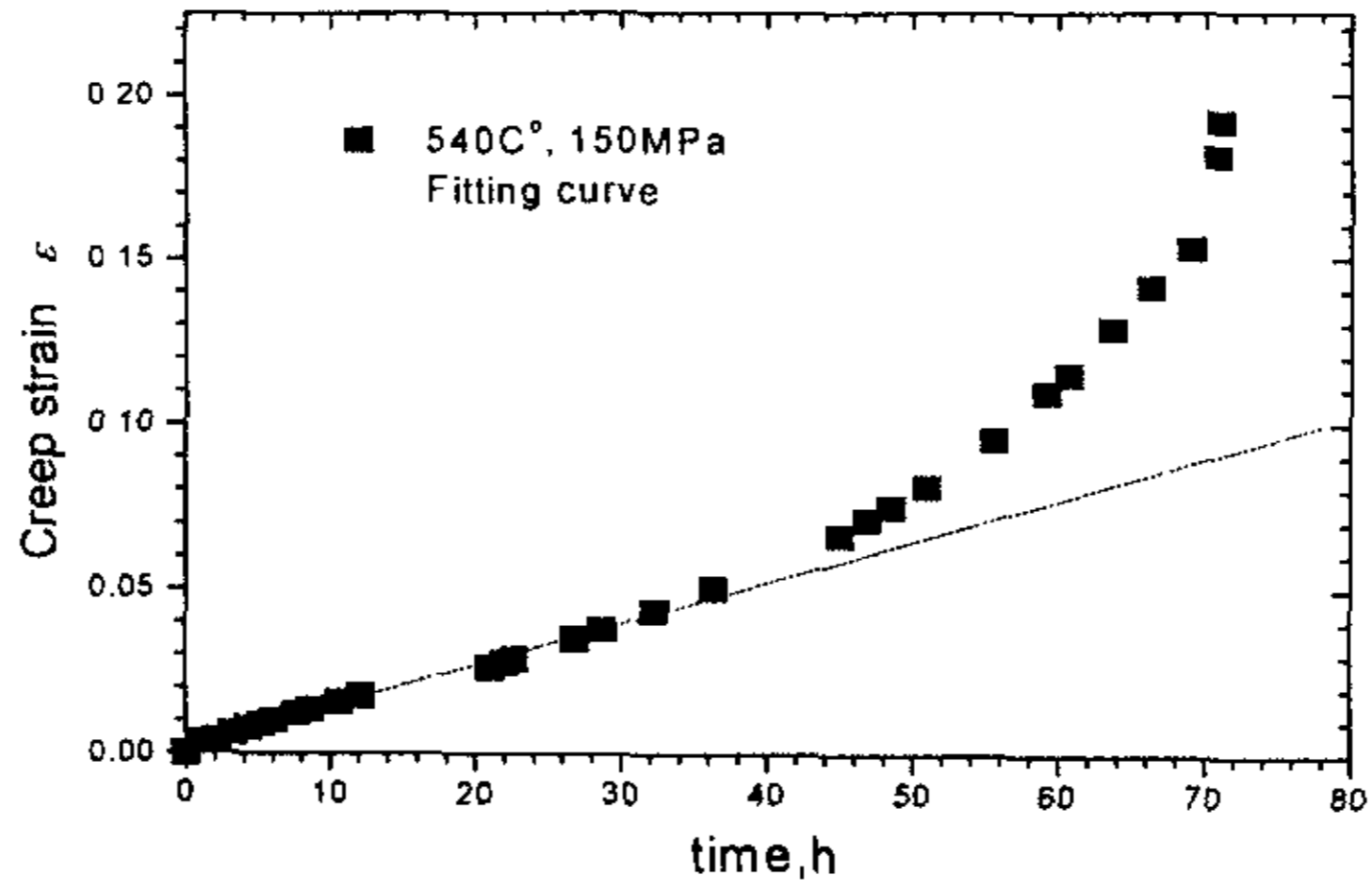


图 4-5 试样 1 蠕变试验曲线 (150MPa / 540°C)

Fig4-5 Creep curve of specimen 1 at 150MPa / 540°C

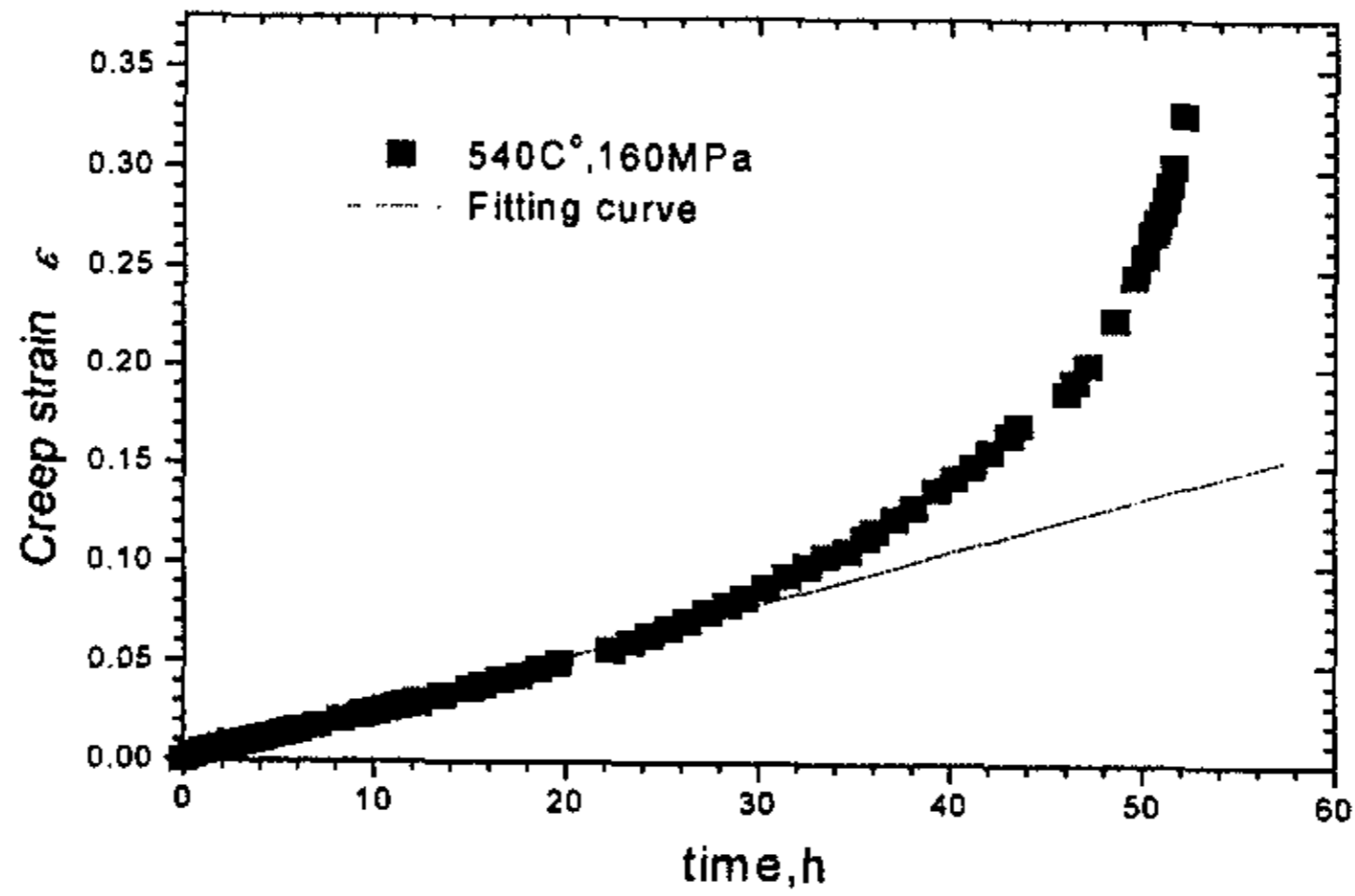


图 4-6 试样 1 蠕变试验曲线 (160MPa / 540°C)

Fig4-6 Creep curve of specimen 1 at 160MPa / 540°C

表 4-3 试样 540°C 时蠕变第二阶段的曲线斜率 $\dot{\epsilon}_c$

Table4-3 The slope $\dot{\epsilon}_c$ of the secondary creep stage at 540°C

应力 σ (MPa)	120	140	150	160
蠕变斜率 $\dot{\epsilon}_c$	2.3536E-4	4.57598E-4、0	0.00125	0.0027

由

$$\dot{\epsilon}_c = B \sigma^n \quad (4.1)$$

式中： $\dot{\epsilon}_c$ 是蠕变稳定阶段的应变速率， σ 是应力水平， B ， n 是材料常数

对式 (1) 两边取对数，可得

$$\lg \dot{\epsilon}_c = \lg B + n \lg \sigma \quad (4.2)$$

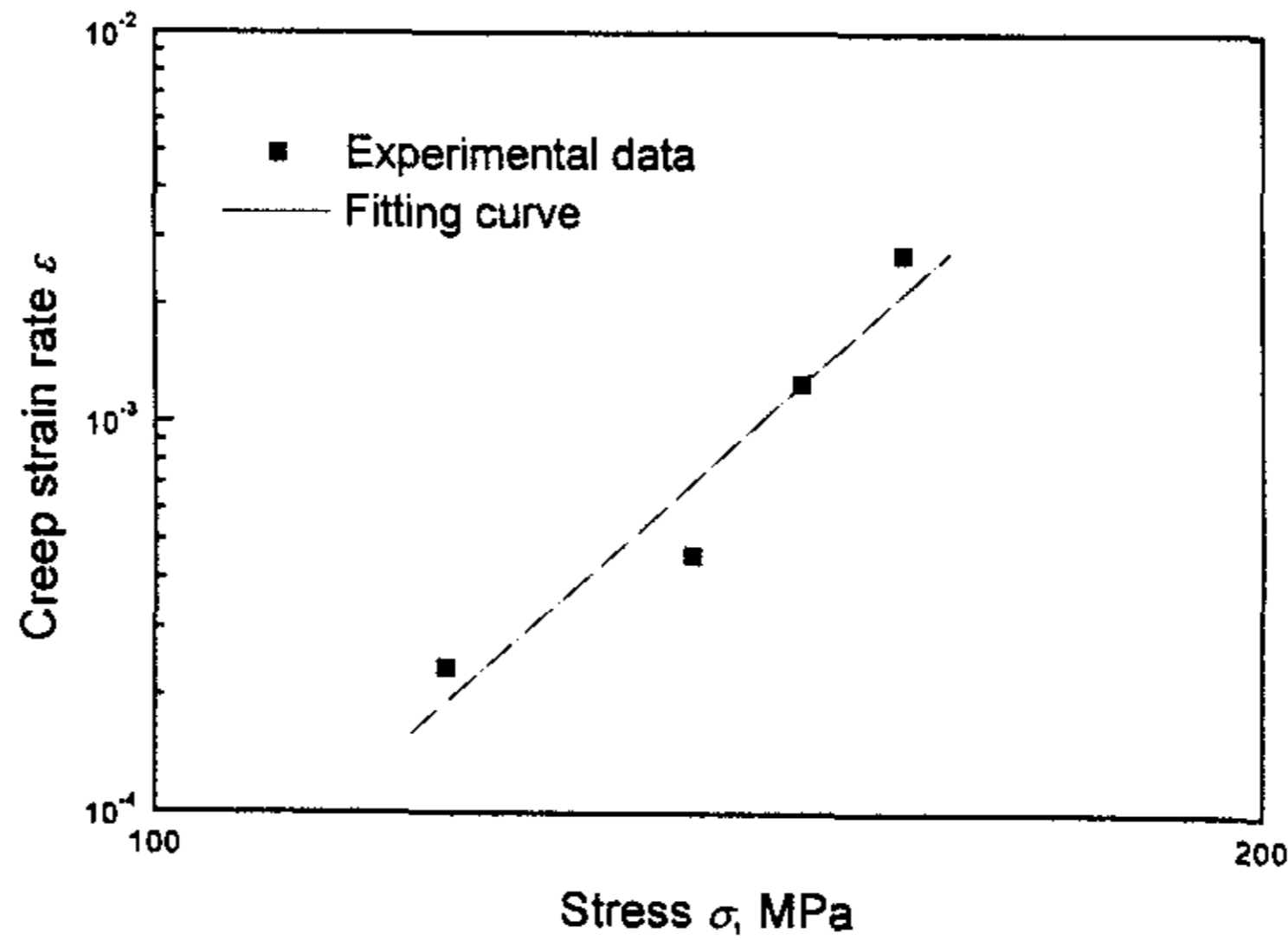
对 4 组数据进行回归，回归曲线见图 4-4 所示。由图 4-4 得出： $B=7.488E-22$ ， $n=8.37406$

根据蠕变损伤公式

$$\dot{\omega} = A \left(\frac{\sigma}{1-\omega} \right)^p \quad (4.3)$$

式中： ω 是蠕变损伤， A 、 p 是材料常数

两边积分，整理后得：

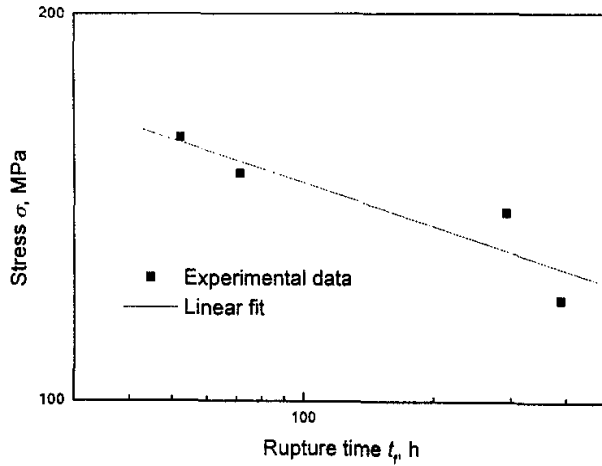


$$t_r = \frac{1}{A(1+p)\sigma^p} \quad (4.4)$$

$$\lg \dot{\epsilon}_c = A + B * \lg \sigma$$

图 4-7 蠕变曲线的回归直线

Fig4-7 Linear regression of creep curve



$$t_r = \frac{1}{A(1+p)\sigma^p} \quad (4.5)$$

$$\lg t_r = A + B * \lg \sigma$$

图 4-8 蠕变破断时间与应力的关系

Fig4-8 Relationship between rupture time and stress level

根据公式 (4.5)，通过图 4-8 中实验数据的线性回归，可得参数 A 、 p 的值：

$$A = 2.071 \times 10^{-19}, p = 7.27166。$$

4.4 弹性应力分析

目前管系应力分析常用的程序有：等值刚度法计算程序、有限单元法计算程序（如 SAP5 程序、ANSYS、ABAQUS、NASTRAN）、PBAA 程序（石油化工非埋地管道抗震设计与鉴定程序）、CAESAR 管道应力分析程序。其中 CAESAR 是进行管道静动力分析的专用程序，功能相当齐全，它可以考虑管道的非线性约束，如管道与支架之间的摩擦力、限位支架的间隙等。

在用有限元法进行管系中结构的应力分析时，首先要对管线进行离散化，然后根据管线形状及受载方式，选用合适的单元类型。一般来说，分析有内压载荷弯管中产生的应力，既可选用三维 20 节点等参单元，也可选用管单元，这要视管径和管壁的比值大小来定。考虑对重点的高温主蒸汽管线进行应力计算，为了提高计算

的效率和精度，选用了管单元。在对自重、配件及热位移载荷产生的一次和二次应力进行分析时，则需将管线形状作为整体来考虑，并将各管段作为一个独立单元进行离散，这种单元的离散方式与仅有内压作用下有限元离散方式差别较大。此外，在对载荷及边界条件处理时，将自重处理为作用于管系上的均布载荷，而管线的始端和终端可按固定约束或导向约束条件来处理。这样，就可达到令人满意的计算效果，依据上述力学模型，对内压、机械载荷及热位移载荷作用下的复杂管线产生的一次和二次应力进行计算。

4.4.1 管系有限元计算模型

定义材料 540℃时的结构特性：泊松比 0.3；弹性模量 $1.73 \times 10^5 \text{MPa}$ ；热膨胀系数 $1.4 \times 10^{-5} 1/\text{K}$ 。

计算时考虑的载荷有：管道的内压：9.8MPa；管道的操作温度：540℃；管道结构的自重；

从锅炉出口到汽轮机入口的主蒸汽管道和蒸汽母管的结构分别如图 4-9 和图 4-10 所示：

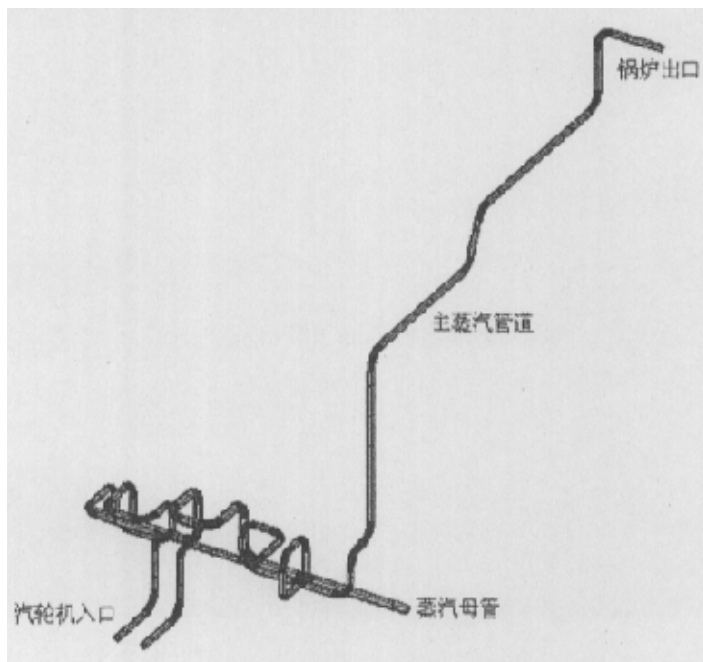


图 4-9 主蒸汽管道几何模型图

Fig4-9 Geometric model of main stream pipe

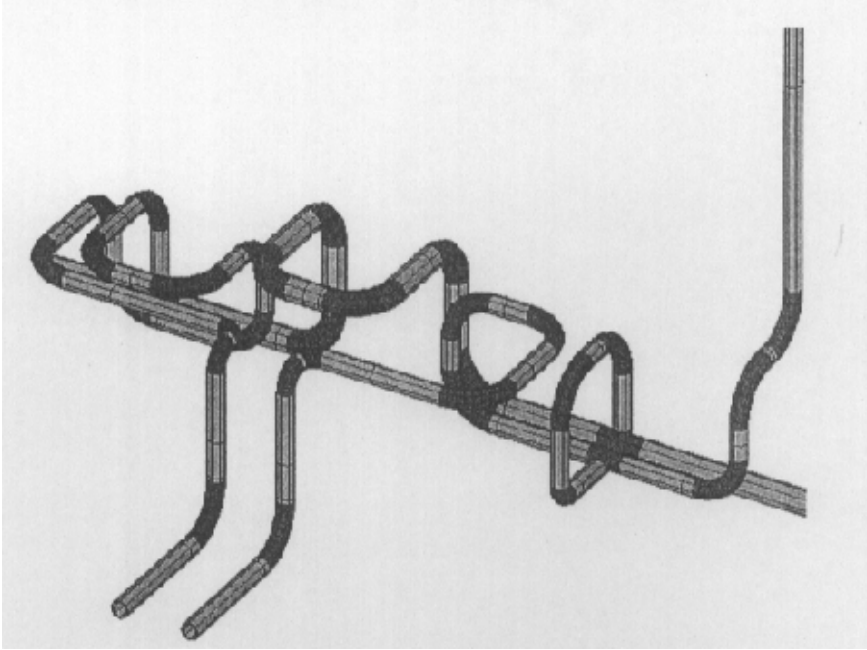


图 4-10 主蒸汽管道局部放大图

Fig4-10 Zoom of the geometric model of main stream pipe

因为是管道结构，所以选取直管单元 PIPE20 和弯管单元 PIPE60，建立从锅炉出口和蒸汽母管到蒸汽机入口的两路蒸汽管线的有限元模型。模型建好后进行离散化，将模型离散化为离散结构进行分析计算^[50]。模型总共划分了 95 个直管单元 PIPE20 和 70 个弯管单元 PIPE60。每个有限元单元有 2 个节点，每个节点有 6 个自由度，即三个位移分量和三个转动分量。

4.4.2 管系边界条件的处理

计算模型的边界条件处理，是为了使所建的模型能够逼真地模拟所分析结构的安装、固定以及其与周围其他结构之间的相互作用关系，同时能准确地模拟结构在各种工况下的受力情况。

(1) 刚性吊架

在本次计算所建模型中，对于管线上的只限制竖直单向位移的刚性吊架，加以单向约束，即 $U_y=0$ 。对于管线上限制两向位移的刚性吊架，加以两向约束， $U_x=U_y=0$ 、 $U_x=U_z=0$ 或 $U_y=U_z=0$ ，同时在锅炉蒸汽出口与主蒸汽管线相连接的地方以及主蒸汽管线和汽轮机连接处节点为固定点，加以全约束，其位移分量和转角

分量等于零，即 $U_x = U_y = U_z = 0$ 以及 $ROT_x = ROT_y = ROT_z = 0$ ，用于模拟在受力时锅炉与主蒸汽管线以及主蒸汽管线和汽轮机之间不可能发生相互移动的实际情况。

(2) 恒力支吊架

恒力支吊架在理论上对管道的任何方向位移均不产生约束力和力矩。支吊架的元件坐标系如图 4-11 所示，它相对于元件坐标系的刚度矩阵为：

$$K_c = \text{diag}[0, 0, 0, 0, 0, 0]$$

这样，管道在整个垂直位移范围内其支承点上具有近似不变的支承力。因此，它适用于管道垂直位移较大或需要限制转移荷载的地方^[51]。

按照一定的荷重分配方法、管线分配给弹簧支吊架的荷重称为弹簧的工作荷载或基本荷载。

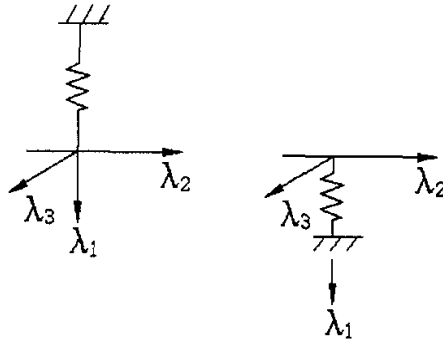


图 4-11 恒力弹簧支吊架示意图

Fig4-11 A schematic illustration of constant-loading spring bracket

4.4.3 管系应力计算结果与分析

主蒸汽管线在 0° 、 45° 和 90° 方向上的应力计算结果如图 4-12、图 4-13 和图 4-11 所示：

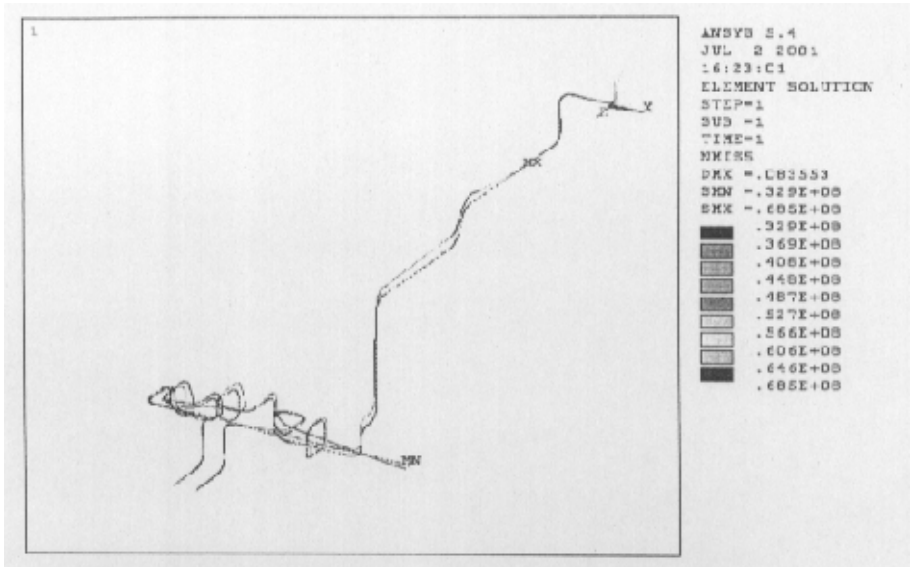


图 4-9 管系在 0° 方向上的当量应力 (单位: Pa)

Fig4-9 The Von-Mises stress of the pipeline in the 0° direction(unit: Pa)

(注: 图中黑色轮廓线为管系变形前的轮廓线, 变形放大比例为 5)

图 4-9 所示, 主蒸汽管线在设计工况下, 0° 方向上的最小当量应力为 32.9MPa, 最大的应力为 68.5MPa。

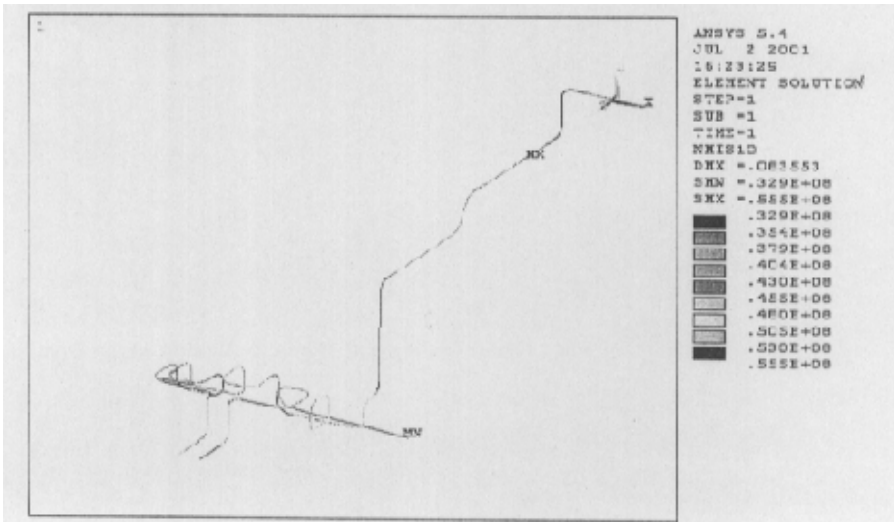


图 4-10 管系在 45° 方向上的当量应力 (单位: Pa)

Fig4-10 The Von-Mises stress of the pipeline in the 45° direction(unit: Pa)

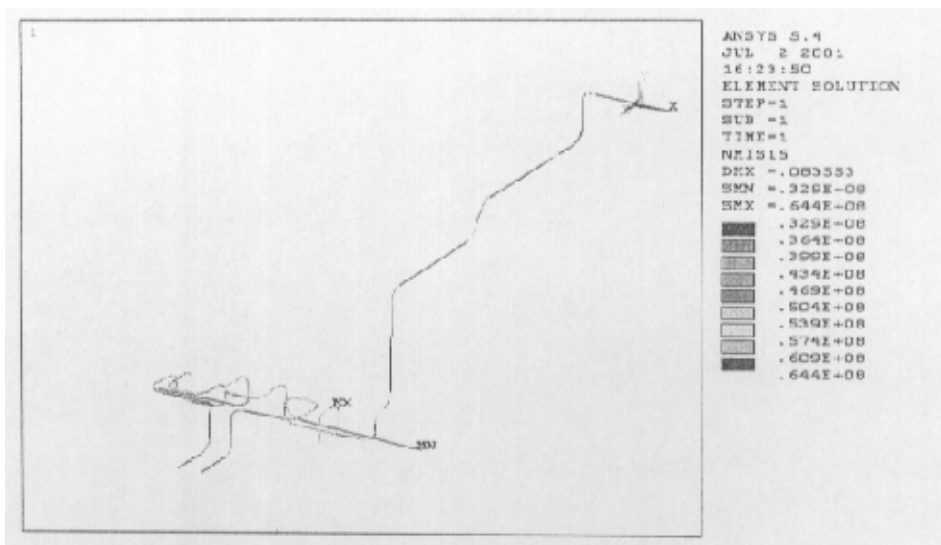


图 4-14 管系在 90° 方向上的当量应力 (单位: Pa)

Fig4-14 The Von-Mises stress of the pipeline in the 90° direction(unit: Pa)

由图 4-13 可以看出, 主蒸汽管线在设计工况下, 45° 方向上的最小当量应力为 32.9MPa, 最大的应力为 55.5MPa。

由图 4-14 可以看出, 主蒸汽管线在设计工况下, 90° 方向上的最小当量应力为 32.9MPa, 最大的应力为 64.4MPa。

4.5 强度校核

管道应力分为一次和二次应力, 一次应力包括管道内压和持续外载引起的应力; 二次应力是管道由热胀、冷缩及其它位移受约束而产生的应力。管道在工作状态下, 由内压和持续外载产生的一次应力不得大于钢材在计算温度下的基本许用应力^[52]。

$$\sigma \leq [\sigma] \quad (4.5)$$

σ -持续外载当量应力

$[\sigma]$ -管道材料在计算温度下的基本许用应力

在不考虑管道的热胀、冷缩和其它位移约束而产生的热胀二次应力, 仅考虑管道外载引起的一次应力时, 通过有限元计算可知: $\sigma=40.5\text{MPa}$

$$\sigma=40.5\text{MPa} \leq [\sigma]^{540} 52\text{MPa}$$

管道的热胀、冷缩和其它位移约束而产生的热胀二次应力满足以下计算式

$$\sigma_f \leq 1.2[\sigma]_j^{20} + 0.2[\sigma]_j \quad \text{或} \quad \sigma_f \leq 1.2[\sigma]_j^{20} + 0.2 \quad (4.6)$$

式中 σ_f - 热胀当量应力, MPa。

$[\sigma]_j^{20}$ - 钢材在 20℃ 时的基本许用应力

$$\begin{aligned} & 1.2[\sigma]_j^{20} + 0.2[\sigma]_j \\ &= 1.2[\sigma]_j^{20} + 0.2[\sigma]_j^{540} \\ &= 1.2 \times 150 + 0.2 \times 52 \\ &= 190.4 \text{ MPa} \end{aligned}$$

根据高温主蒸汽管线应力计算结果, 在 0° 方向上有最大的当量应力, 该应力可视为二次应力, 故

$$\sigma_f = 68 \text{ MPa} \leq 1.2[\sigma]_j^{20} + 0.2[\sigma]_j = 190.4 \text{ MPa}$$

当主蒸汽管道不存在缺陷时, 在操作工况下, 能满足静强度要求, 但管系中的最大应力通常出现在柔性较差或约束大的弯管, 三通、配件及直管与设备连接处的部位。而且, 严重的焊接缺陷也常常在这些部位出现, 故计算时应把这些部位的应力作为重点来考虑。由于弯管与直管连接处几何尺寸变化较大, 且又为焊口所在位置, 故以上直管的应力分析及其强度校核是偏安全的。

4.6 蠕变应力分析

4.6.1 管线直管段的多轴应变控制准则

一、建立有限元模型

材料为 10CrMo910 (2.25Cr1Mo) 的圆筒的几何尺寸如下: 外径 \times 壁厚 $\phi 273 \times 28 \text{ mm}$, 长度为 300mm, 为了避免在加轴向应力时, 出现集中的现象在分析的圆筒上在接加 200mm 的圆筒。

考虑圆筒的轴对称性, 取出一个截面建立有限元模型。采用具有蠕变特性的二维结构单元 (Plane42), 进行网格划分, 单元总数 36, 节点总数 52, 如图 4-15 所示。

载荷和约束: 施加 9.8MPa 内压, 20MPa 轴向拉应力, 使得轴向拉伸应力与环向平均环向拉应力之比为 0.5。

温度 540℃; 时间 10 万小时, 分为 1000 子步。蠕变本构方程见 3.3.2。



图 4-15 管道的有限元模型

Fig4-15 The finite element model of pipe

二、有限元结果分析

管道长期工作在 540℃、9.8MPa 内压的工况下，将产生蠕变，应力随着蠕变的进行不断变化，最后达到稳定。

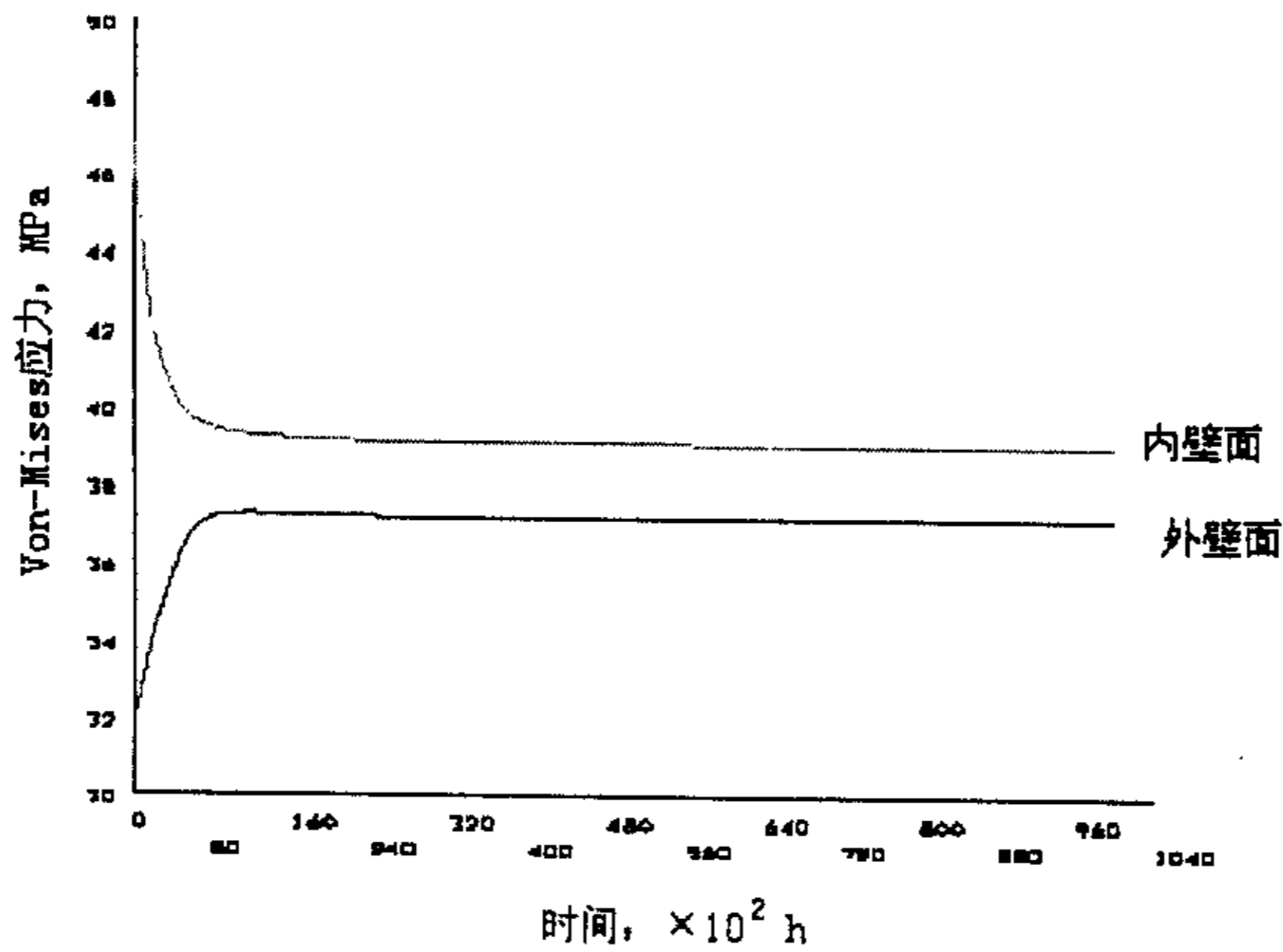


图 4-16 Von-Mises 应力随时间的变化图

Fig4-16 Von-Mises stress's variation with time

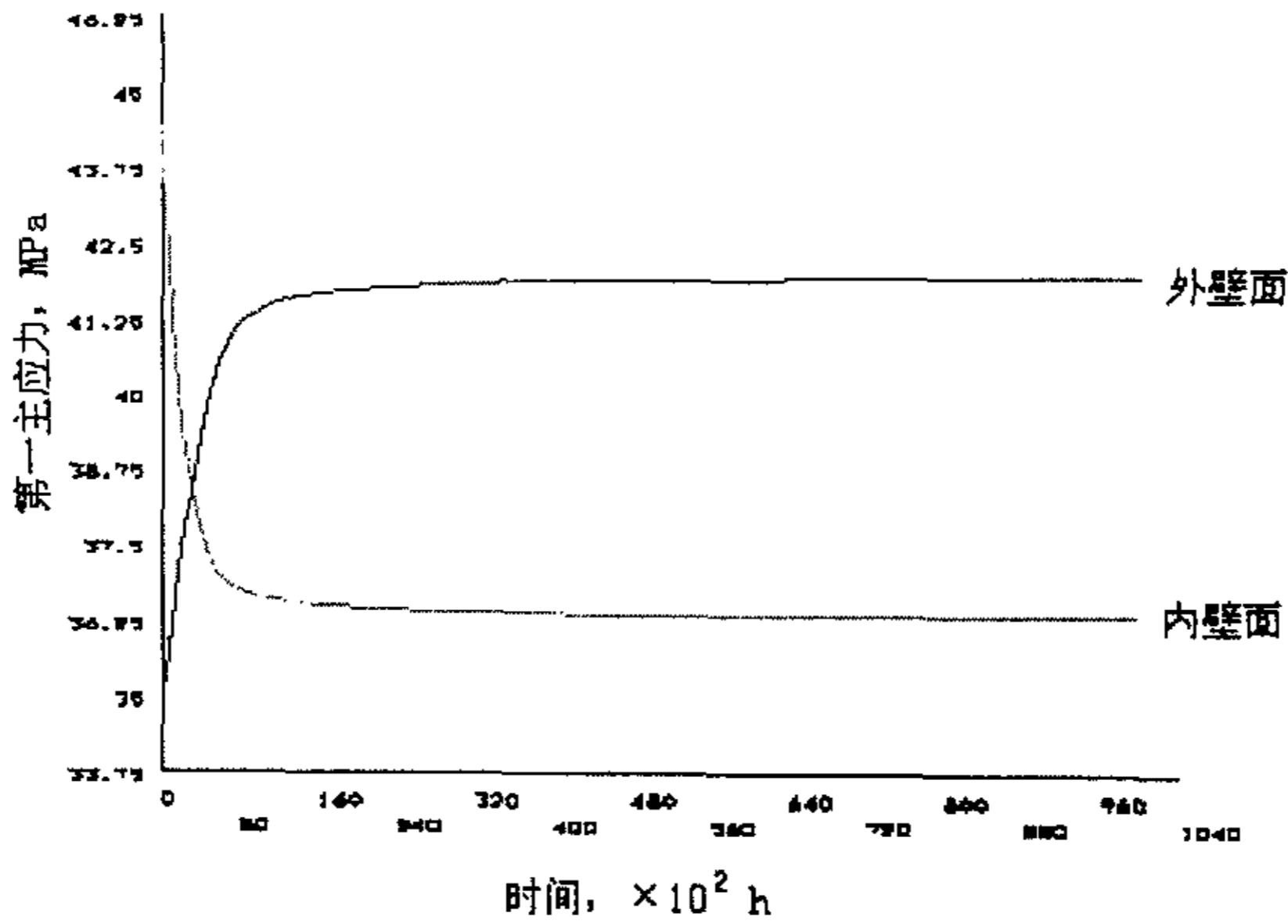


图 4-17 第一主应力随时间的变化图

Fig4-17 The first principal stress's variation with time

从图 4-16 和 4-17 可以看出，管道在内压和轴向力的作用下，进行应力重新分布，经过 1 万小时达到稳定，内壁面的 Von-Mises 应力和第一主应力随着蠕变的发展逐渐减小，外壁面则相反，直到应力重分布稳定为止。

三 直管的多轴应变控制准则

考虑该管道属于厚壁圆筒，其内外壁面的应力状态存在较大的差异，因而有必要对其径向的多轴应变控制准则进行研究，由于在工程实际中，外壁面的应变比较容易检测，把外壁面的多轴破断应变 $\varepsilon_{r,m,o}$ 与许用应变 $\varepsilon_{r,m,r}$ 的基准应变容限，两者之间的关系可表示为式 (4.7)：

$$\frac{\varepsilon_{r,m,r}}{\varepsilon_{r,m,o}} = \frac{\left(\frac{\sigma_{e,r}}{\sigma_{l,r}}\right)^{3.218}}{\left(\frac{\sigma_{e,o}}{\sigma_{l,o}}\right)^{3.218}} \quad (4.7)$$

通过计算得到其他半径的许用应变 $\varepsilon_{r,m,r}$ 的应变容限，如图 4-18 所示：

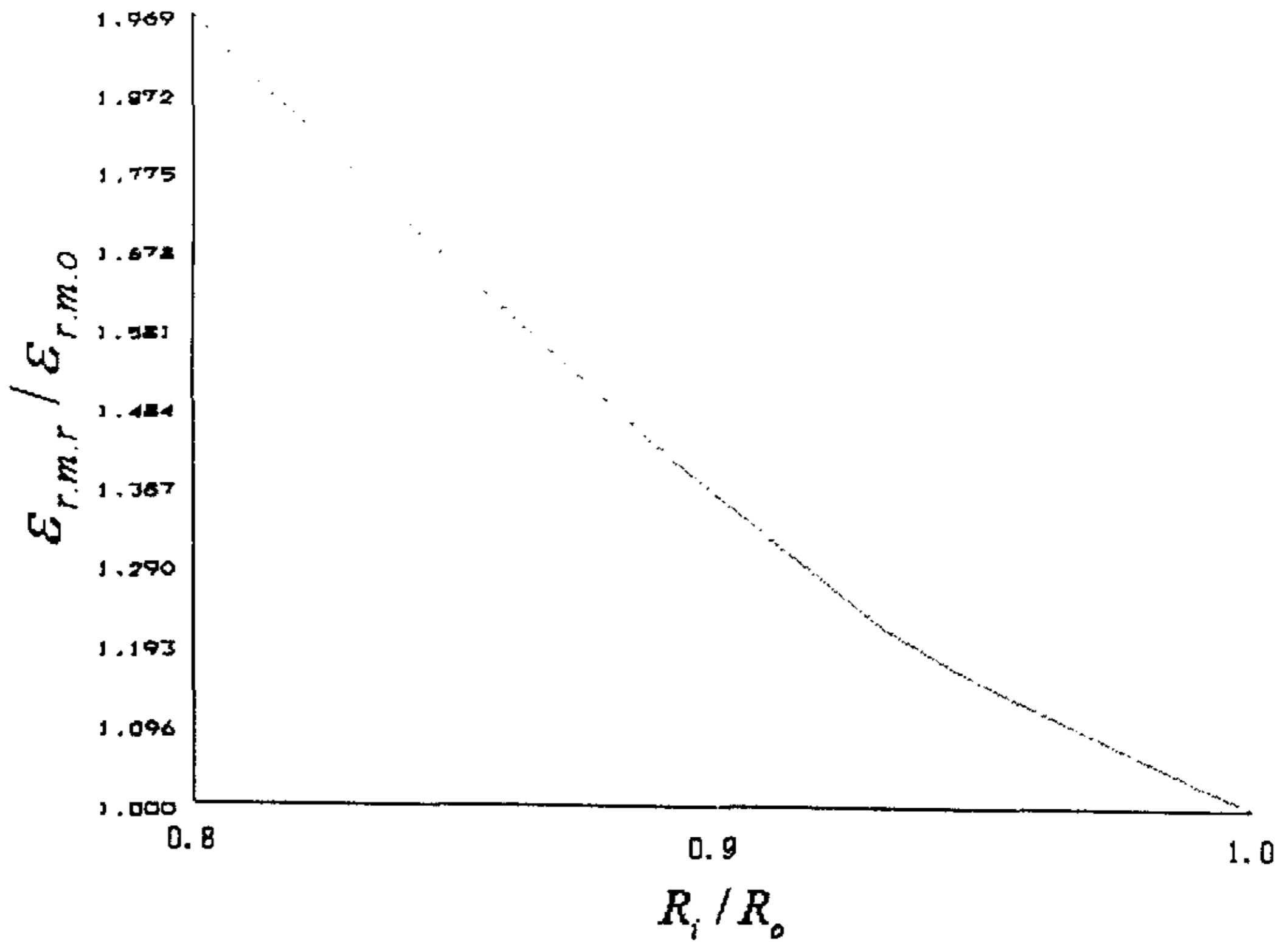


图 4-18 沿管壁厚度方向多轴与单轴应变之比

Fig4-18 The rate between the multi-axial and uniaxial strain along wall thickness

沿直管壁厚方向作一条路径，可以看到厚壁管道外壁面的应变容限 $\epsilon_{r,m,0}$ 最小，内壁面的应变容限 $\epsilon_{r,m,i}$ 最大，为外壁面的应变容限的 1.969 倍。

把轴向拉应力和平均环向拉应力之比为 0.5 的多轴应变 $\epsilon_{r,m,0.5}$ 作为基准，根据式 (3.5)，对不同应力状态下的管道进行计算，得到相应的许用应变 $\epsilon_{r,m}$ 值，如图 4-19 所示：

图 4-19 中， σ_x 为轴向拉应力， σ_θ 为平均环向拉应力。当直管受轴向拉应力作用，即 $\sigma_x / \sigma_\theta > 0$ 时，轴向拉应力和环向拉应力之比为 1.125 时，其应变容限为基准应变容限的 0.86。当直管受轴向压应力作用，即 $\sigma_x / \sigma_\theta < 0$ 时，多轴破断应变随着轴向压应力和环向拉应力之比的增大而不断迅速增加。当轴向压应力和环向拉应力为 0.625 时，应变容限达到基准容限的 5.28。

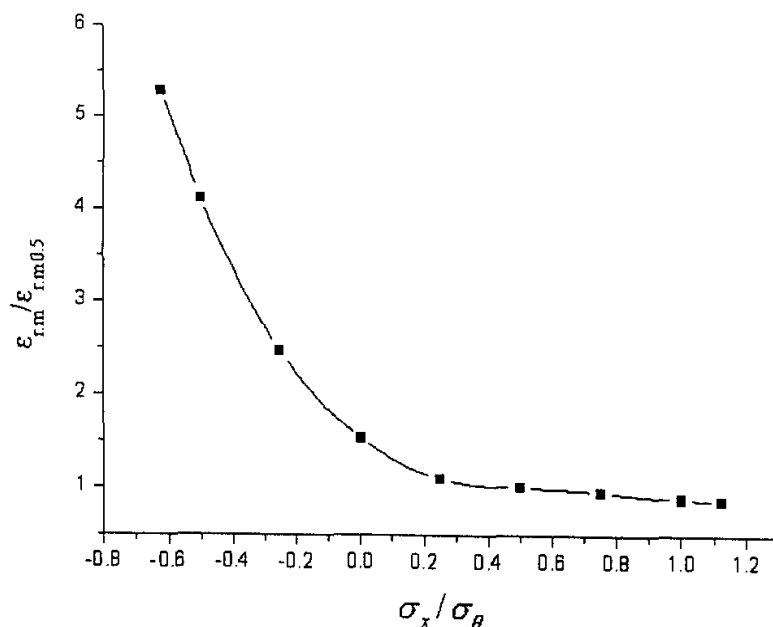


图 4-19 受轴向力作用的主蒸汽管道的应变容限

Fig4-19 Strain limits of pressure main stream pipeline with axial stress

4.6.2 管线弯头的多轴应变控制准则

一 有限元模型的建立

对从锅炉出来的主蒸汽管线中第一个弯头进行蠕变分析，从上面的计算可以得到弯头所受的轴向力和弯矩：

ELEM=	FX	FY	FZ	MX	MY	MZ
98	-37.762	8964.6	1738.7	-1763.1	1110.5	-1029.3
99	37.762	-8045.8	-1738.7	-2489.5	-1129.4	1029.3

弯管的曲率半径为 1.37 米，管子半径为 $\phi 278 \times 28\text{mm}$ ，考虑弯头两端和直管连接处的边缘效应，在两端各加 250mm 的直管。

同时定义材料的泊松比、弹性模量、热膨胀系数等结构特性，由于蠕变属于材料非线性，因此结构分析同样是一个非线性的基本过程。

考虑弯头的对称性，取出其一半建立有限元模型。采用具有蠕变特性的三维结构单元 (Solid73)，进行网格划分，单元总数 2743，节点总数 864，如图 4-20 所示。

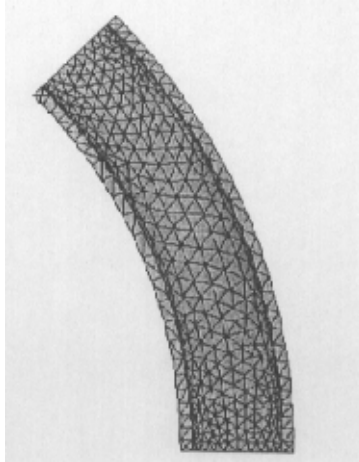


图 4-20 弯管有限元模型的几何尺寸

Fig4-20 The finite element model of bend

载荷和约束：内压为 9.8MPa；

温度 540℃；时间 10 万小时，分为 1000 子步。蠕变本构方程见 3.3.2。

同时定义材料的泊松比、弹性模量、热膨胀系数等结构特性，由于蠕变属于材料非线性，因此结构分析同样是一个非线性的基本过程。

二 弯管蠕变结果分析

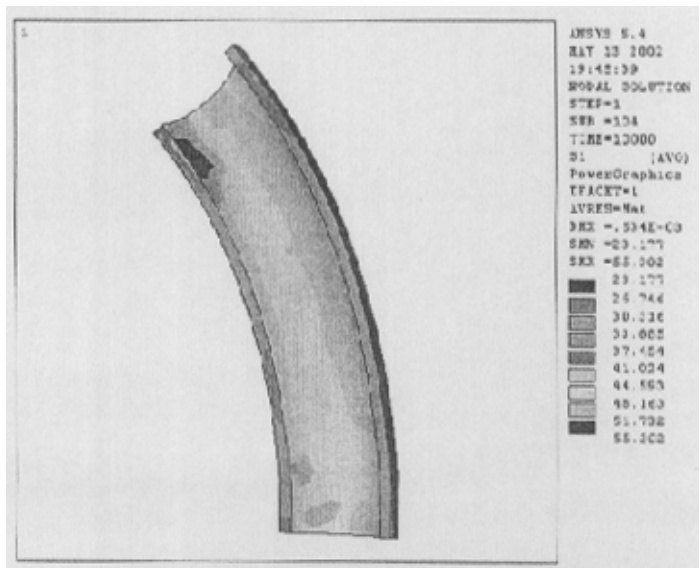


图 4-21 弯管中第一主应力分布云图（单位：MPa）

Fig4-21 The distribution of the first principal stress in the bend (unit:MPa)

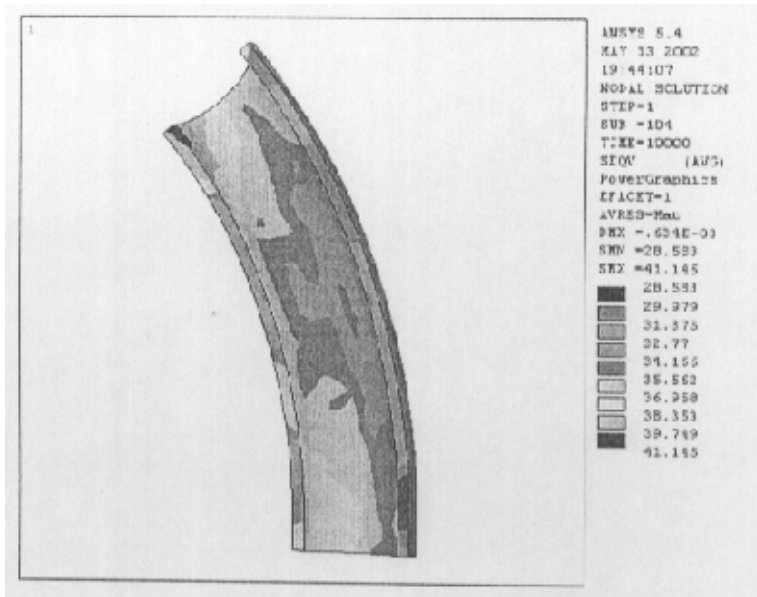


图 4-22 弯管中 von-Mises 应力分布云图 (单位: MPa)

Fig4-22 The distribution of the Von-Mises stress in the bend (unit:MPa)

从图 4-21 和 4-22 可以看出, 在弯头的中间部位, 即 $\theta = 45^\circ$ 的截面上所受的应力最大, 该截面往往是导致弯头失效的最薄弱的部位。因而, 主要对该截面进行弯头的多轴应变控制准则的研究。

三 弯头的多轴应变控制准则

研究弯头最薄弱的部位, 即 $\theta = 45^\circ$ 的截面上的多轴破断应变。考虑到工程实际中, 外壁面的应变比较检测, 把 $\varepsilon_{r, m, 0.5}$ 作为其他方向上外壁面许用应变 $\varepsilon_{r, m, \phi}$ 的基准应变容限。

根据 (3.6) 式计算, 可以得到其他方向上外壁面许用应变 $\varepsilon_{r, m, \phi}$ 的基准, 如图 4-23 所示:

从图 4-23 可以看到, 在 $\phi = 90^\circ$ 的方向上, 多轴破断应变最大基准应变的 1.465 倍, 而在 $\phi = 45^\circ$ 和 $\phi = 135^\circ$ 的方向该应变容限最小, 仅为 $\phi = 0^\circ$ 的方向上 1.056 倍。

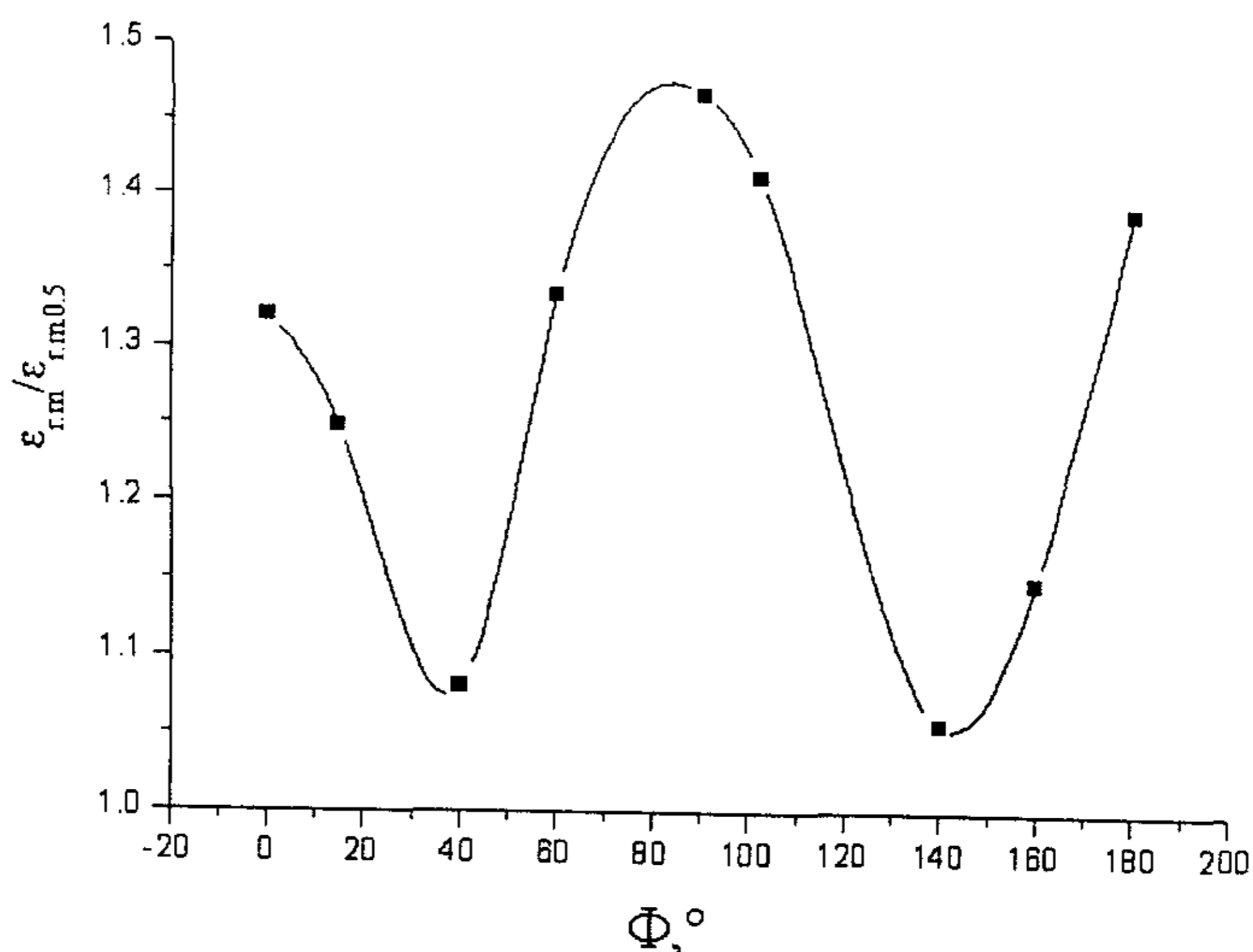


图 4-23 承压弯头的应变容限

Fig4-23 Strain limits of pressure bend

4.7 弯头的多轴应变的测量

近年来,国内外主蒸汽管道曾多次发生爆破事故,对爆管事故综合分析后得出以下结论:发生爆破大多在弯管上,位置在弯管外弧;弯管外弧局部蠕变损伤严重。为了监测弯管外弧局部蠕变变形量,使其多轴应变控制在许可的范围之内,在弯管上安装蠕变测点。

4.7.1 弯管蠕变测点的安装

- 一 蠕变测点安装位置的确定原则主蒸汽管弯管蠕变测点安装位置的确定原则:
- 金相组织变化较快(已运行管道选择金相组织差,珠光体球化级别高的);
 - 硬度值低;
 - 管系应力较大(热态“开弯”);
 - 弯管外弧壁厚较薄处;
 - 不圆度较大的(已运行的管道不圆度变化较大的弯管)。

综上所述选择测量方便的一个弯管作为主蒸汽管道的监视弯管,必要时要搭固定的测量平台,便于测点的监测。

二 弯管蠕变测点的安装

在弯管上弯曲角度在 30° 或 60° 附近,任选一有代表性截面进行安装,在同截面上选择一组径向蠕变测点和一组切向蠕变测点,如图 4-24 所示。首先选择径向蠕变测点位置,用千分尺测弯管不圆度,选择短轴最小的位置确定截面,在外弧和内弧中间各安装一个径向蠕变测点,安装方法和直管段上蠕变测点安装方法完全相同。然后在弯管径向蠕变测点同一截面的弯管外弧安装一组切向蠕变测点。以弯管外弧径向蠕变测点为中心,以 $(0.18\sim 0.22)D$ (D 为管道外径) 为直径,交于径向蠕变测点弧向切线上的两点,为切向蠕变测点座的距离,即为弯管外弧切向蠕变测点的间距。切向蠕变测点与径向蠕变测点安装方法不同。切向蠕变测点安装是将蠕变测点座螺纹孔平行于弯管外弧弧向的切线方向,使 2 个测点座的底部间距 $(0.18\sim 0.22)D$ 。用电焊焊在弯管的外弧上,并焊牢。调整好蠕变测点并用电焊好,不许有任何松动。待焊后处理完符合要求后进行测量。

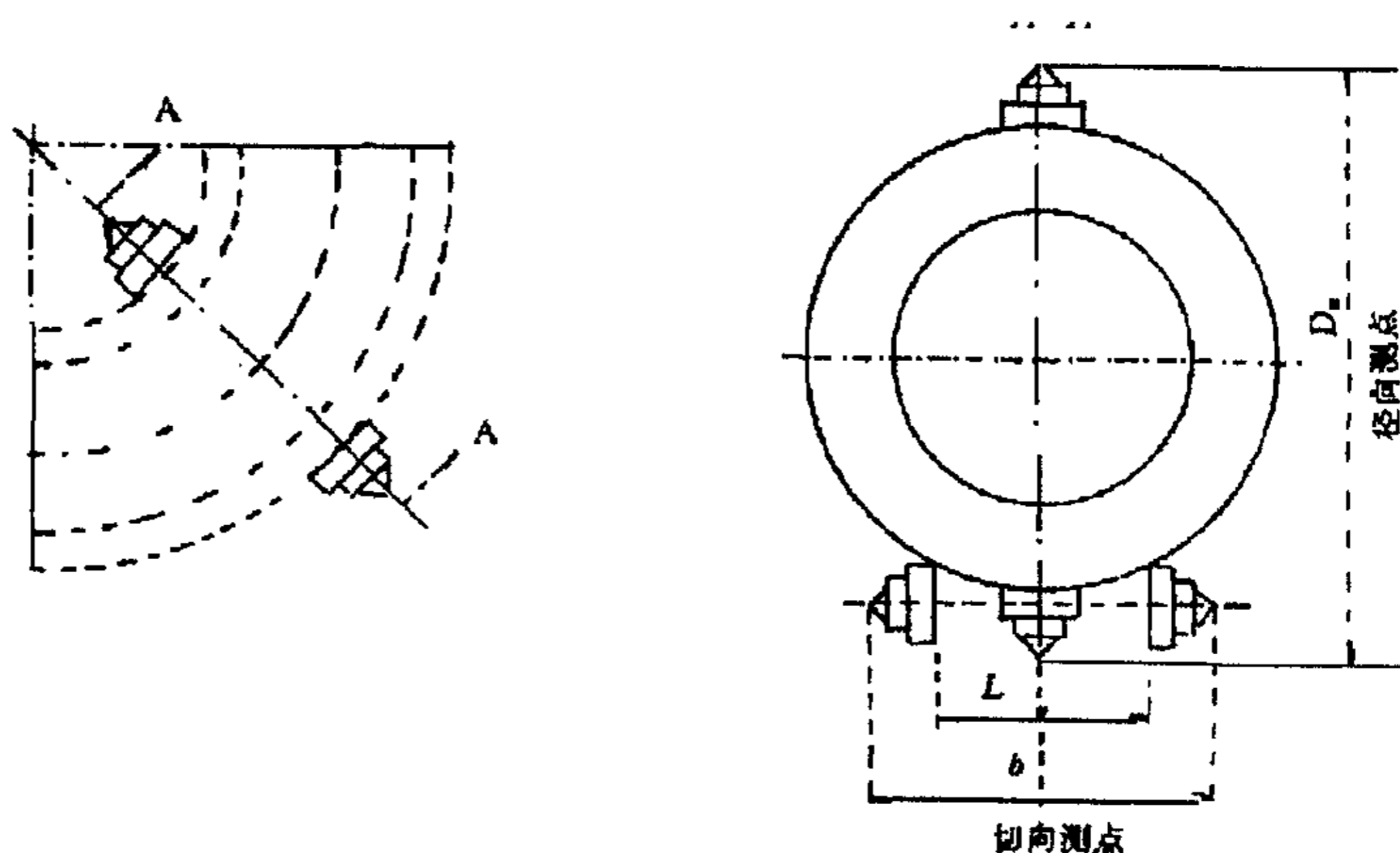


图 4-24 蠕变测点安装示意图

Fig4-24 A schematic illustration of installment of gaging points

4.7.2 测量与计算

一 测量方法

使用 2 把千分尺,一把量程在 300~400 mm 测径向值,另一把在 75~100 mm 测切向值。测量后进行修正到零度时的值。其测量和修正方法与直管相同。

二 蠕变计算径向蠕变计算与直管段蠕变测点的计算方法相同。切向蠕变计算(蠕变测头与弯管的线膨胀系数差忽略不计)如下:

两个切向蠕变测点的间距:

$$L_n^0 = b_n^0 - 2H \quad (6.1)$$

两次测量间隔的平均蠕变速度:

$$V_{cm} = \frac{L_n^0 - L_{n-1}^0}{\pi \times L_1^0} \times 100\% \quad (6.2)$$

两次测量间隔的平均相对变形量:

$$\varepsilon_{cm} = \frac{L_n^0 - L_{n-1}^0}{L_1^0} \times 100\% \quad (6.3)$$

式中

b_n^0 ——第 n 次测量换算到 0°C 条件下切向两个测点尖部的间距, mm;

H ——蠕变测点的高度, mm;

L_1^0 ——首次测量换算到 0°C 条件下切向两个测点的间距, mm;

L_n^0 ——第 n 次测量换算到 0°C 条件下切向两个测点的间距, mm;

L_{n-1}^0 ——第 $(n-1)$ 次测量换算到 0°C 条件下切向两个测点的间距, mm;

τ ——相对计算的间隔时间, h。

弯管切向和径向蠕变测量计算前的修正方法与直管段上的蠕变测量计算方法相同。

三 监测

利用正常的机炉设备检修时,对主蒸汽弯管的蠕变测点进行测量,每次测量后计算出弯管外弧局部的蠕变变形量、蠕变速度、弯管的不圆度的变化量。根据蠕变多轴应变的变化量来确定弯头是否进入了蠕变第三阶段,当其多轴应变与单轴破断

应变之比达到 0.715 时，需要更换弯头。

4.8 小结

(1) 高温高压管线中，弯头和三通等部位受的应力最大，因而管线在这些地方最容易失效，是监控的重点。

(2) 当直管受轴向拉应力作用，即 $\sigma_x / \sigma_\theta > 0$ 时，轴向拉应力和环向拉应力之比为 1.125 时，直管外壁面的应变容限为基准应变容限的 0.86。当直管受轴向压应力作用，即 $\sigma_x / \sigma_\theta < 0$ 时，多轴破断应变随着轴向压应力和环向拉应力之比的增大而不断迅速增加。当轴向压应力和环向拉应力为 0.625 时，直管外壁面的应变容限达到基准容限的 5.28。

(3) 对于主蒸汽管线中从锅炉出来的受轴向力和弯矩的第一个弯头进行研究，可以发现在 $\phi = 90^\circ$ 的方向上，多轴破端应变最大为基准容限的 1.465 倍，而在 $\phi = 45^\circ$ 和 $\phi = 135^\circ$ 的方向该应变容限最小，仅为基准容限的 1.056。

第五章 高温高压管线寿命预测方法与比较

5.1 引言

主蒸汽管道的静强度是完全足够的，内压产生的应力，即使在弯管处，其数值较机械载荷和热位移载荷产生的应力要小得多。而管系因操作温度高，管网配置复杂，热膨胀受约束而产生的二次应力比较高，且基本上出现在柔性较差的三通和弯管部位。根据这些因素分别采用了微结构分级法、损伤力学方法、拉伸-米勒方法和 R5 卷 7 提供的方法分别对主蒸汽管道剩余寿命进行评定。

5.2 基于微观组织分级法的寿命评价

高温构件长期在高温、应力和环境共同作用下服役，材料的微观组织会发生变化，如碳化物的析出、蠕变空洞的萌生与增殖等等。微结构分级方法^[53]就是依据材料的组织变化，析出物的变化以及物理损伤来综合定量寿命损耗，是一种定性方法。对于 Cr-Mo 耐热钢，该方法的应用见表 5-1。该方法综合了各蠕变寿命分数情况下组织劣化程度所对应的微观组织结构，这样的对应关系是通过蠕变破断试验得到的。

表 5-1 微结构分类法的寿命评价

Fig5-1 life assessment by microstructure classification

损伤因素			损伤级别	蠕变寿命分数
物理损伤	微观组织	碳化物相		
I _D 没有物理损伤或少量单个蠕变空洞	I _M 几乎与未使用的材料相同	I _P 几乎与未使用的材料相同	A	0
	II _M 在晶粒中碳化物析出	II _P 碳化物在马氏体边界上聚集和粗化	B	0.1
			C	0.2
II _D 蠕变空洞连接	III _M 马氏体的分解和碳化物的球化	III _P 碳化物的分解和球化	D	0.3
III _D 微裂纹			E	0.4
IV _D 裂纹			F	0.5
			G	0.6
			H	0.7
				0.8
				0.9
				1.0

5.2.1 金相覆膜方法

随着超过设计寿命 10 万小时发电设备的逐年增加, 寿命预测技术。特别是非破坏性检查技术越来越引起人们的重视。如何预测设备设备剩余寿命无论从理论研究还是经济效益都有很大的意义。为此, 人们正试图通过微观组织的变化来预测这类部件的剩余寿命, 以使设备可靠地运行。

10CrMo910 (2.25Cr1Mo) 钢属低碳、低合金耐热钢, 因其具有理想的高温性能, 在电厂蒸汽管道上得到广泛的应用^[54]。服役构件金相组织的获取, 可通过现场联样实验室观察的方法, 该法较为真实、可靠, 但需要破坏构件(在一些特殊的情况下采用该方法); 另外一种方法即是现场进行复型, 通过复膜胶片, 记录微观金相组织, 该法不必破坏构件。对于在役使用的高温主蒸汽管道, 本次材料组织状况的观察采用的是复型方法。

现场服役的 10CrMo910 (2.25Cr1Mo) 管道微观组织的复型制备步骤如下:

选取管道复型部位, 根据经验一般选取管道超温或焊接接头等易损伤部位;

粗磨表面, 应用便携式砂轮打磨机, 磨平炉管表面 (约 $15 \times 15 \text{mm}^2$), 注意打掉表面氧化皮;

精磨表面, 用不同型号的水磨砂纸, 逐一磨制表面;

抛光表面, 用 Al_2O_3 或金刚石研磨膏, 将精磨的表面抛成镜面光亮;

腐蚀, 采用硝酸酒精溶液腐蚀表面;

复膜, 用醋酸纤维素或照相胶片+丙酮进行制作;

取下复膜, 放入事先准备好的载波片中;

对复膜片仔细标号、保存和携带;

实验室观察前可对复膜进行表面喷碳处理, 以增加衬度;

观察、拍照;

分析、结论。

5.2.2 检测结果

金相试样截取部位的选择, 必需能表征被检验材料或零件的特点^[55]。由于主蒸汽管线最薄弱的部位是主蒸汽管线的焊缝和弯头部位。因而, 用金相的方法来预测管线寿命时, 金相试样应在焊缝和弯头部位截取, 这样才能比较正确的对管线的寿命进行预测。显然, 除了在破裂部位截取金相试样以外, 还需要在离开薄弱部位较远的地方截取一些参考性的金相试样, 用来研究比较。

图 5-1 是高压调门后导气管不同部位的金相组织

图 5-2 是自动主汽门后 4.5 米垂直管段甲蠕胀点焊缝部位的金相组织

图 5-3 是自动主汽门后 4.5 米垂直管段乙蠕胀点焊缝部位的金相组织

图 5-4 是自动主汽门后甲、乙导管 0 米弯头部位的金相组织

图 5-5 是乙主蒸汽管 4.5 米水平管(温度测点)部位的金相组织

图 5-6 是乙主蒸汽管 4.5 米弯头部位的金相组织

图 5-7 是乙主蒸汽管直下部位的金相组织

图 5-8 是乙主蒸汽管汽阀第一弯头(内侧)部位的金相组织

图 5-9 是锅炉至汽机的穿墙弯头部位的金相组织

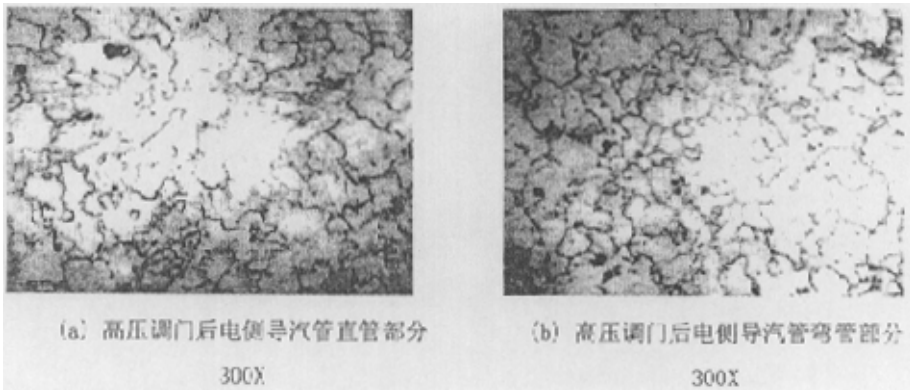
图 5-10 是主蒸汽管未使用时的金相组织

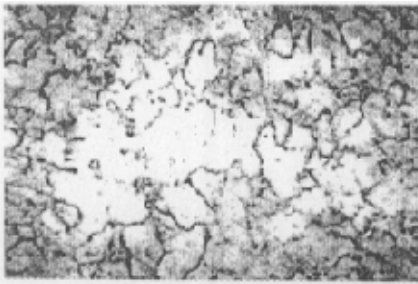
5.2.3 组织劣化分析

由覆膜的不同部位的金相组织可以看出,主蒸汽管线上的各不同部位的金相组织均出现不同程度的球化现象。晶内、晶界的碳化物逐渐聚集长大,回火贝氏体的片层状组织(见图 5-10)由于碳和合金元素的扩散以及碳化物的聚集长大正在逐渐消失,见图 5-1~5-9。在晶界上可以看到碳化物呈链状排列。由于碳化物的聚集,材料的高温抗拉强度将会不同程度地下降。

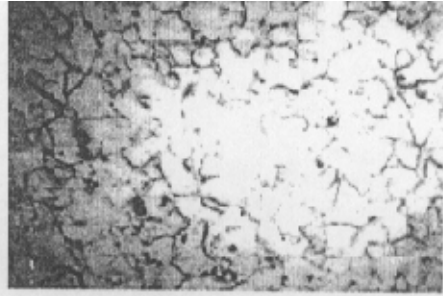
由金相组织图 5-1~5-9,发现同一部位的主蒸汽管线,弯头比直管部位的组织劣化情况更为严重(见图 5-1、5-5 与 5-6)。根据资料表明,在应力作用下,贝氏体材料中的 $M_{23}C_6$ 相的聚集速度加快。弯头部位的应力集中,结果导致该部位的碳化物聚集速度加快,组织劣化情况较为严重。

附图:





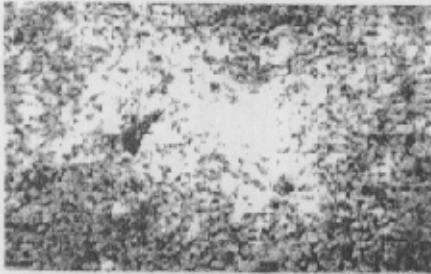
(c) 高压调门后炉侧导汽管直管部分 300X



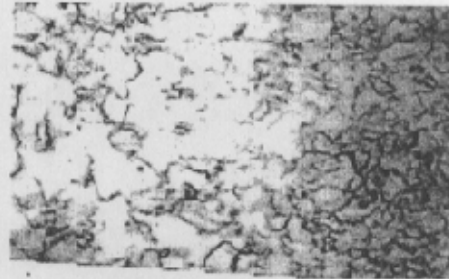
(d) 高压调门后炉侧导汽管弯管部分
300X

图 5-1 高压调门后导汽管不同部位的金相组织

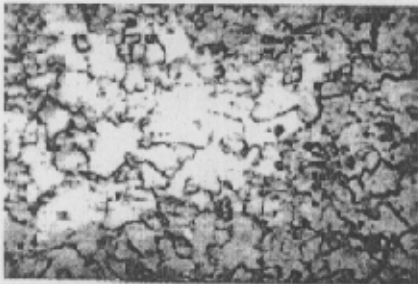
Fig5-1 Metallurgical structure at different parts next to the high pressure valve



(a) 母材 300X



(b) 热影响区 300X



(c) 焊缝 300X

图 5-2 自动主汽门后 4.5 米垂直段甲蠕胀点焊缝部位的金相组织

Fig5-2 Metallurgical structure of A welded joint at 4.5m-long tube after automatic valve

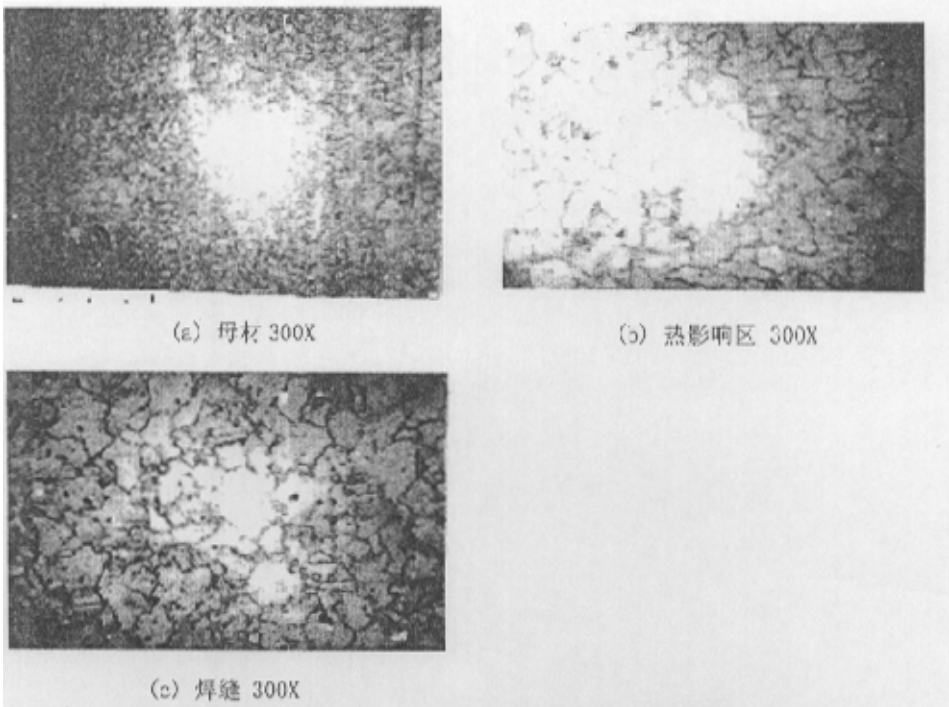


图 5-3 自动主汽门后 4.5 米垂直管段乙膨胀点部位的金相组织

Fig5-3 Metallurgical structure of B welded joint at 4.5m-long tube after automatic valve

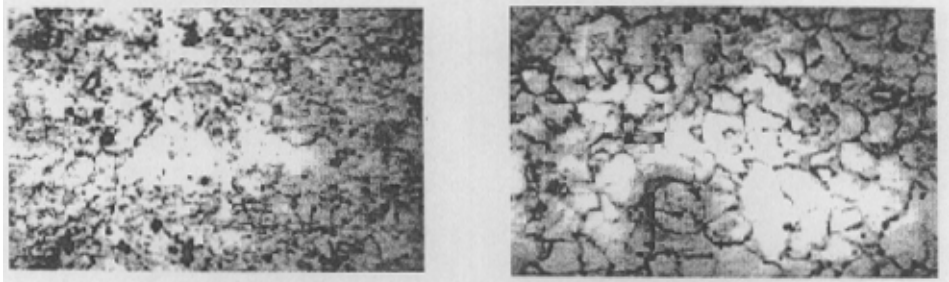


图 5-4 自动主汽门后甲, 乙导管 0 米弯管部位的金相组织 300X

Fig5-4 Metallurgical structure at the bend after automatic valve 300X

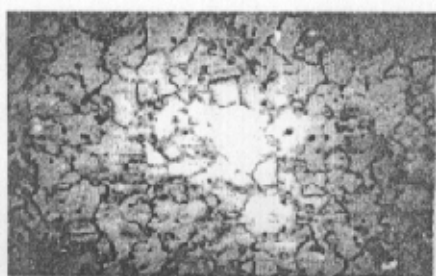


图 5-5 乙主蒸汽管 4.5 米水平管（温度测点）
部位的金相组织 300X

Fig5-5 Metallurgical structure of the 4.5m-long
horizontal tube of B main stream pipeline 300X

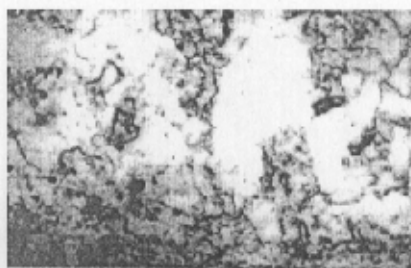
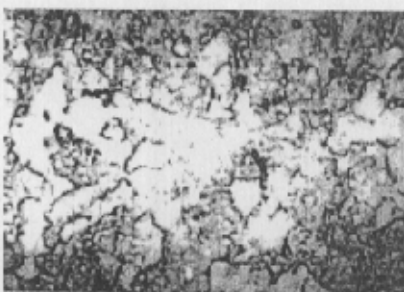


图 5-6 乙主蒸汽管 4.5 米弯头部位的金相
组织 300X

Fig5-6 Metallurgical structure of the
4.5m-long bend of B main stream pipeline



图 5-7 乙主蒸汽管室下部位的金相组织 300X
Fig5-7 Metallurgical structure of the lower
part of B main stream pipeline



(a) 弯头中部



(b) 弯头大圆处

图 5-9 锅炉至汽机的穿墙管弯头金相组织 300X

Fig5-9 Metallurgical structure of the bend between the boiler and stream turbine

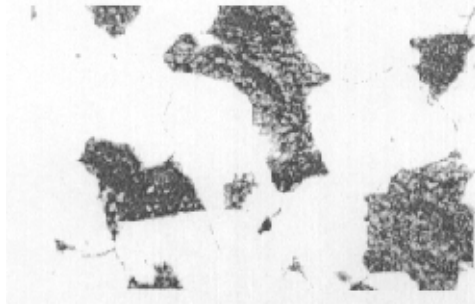
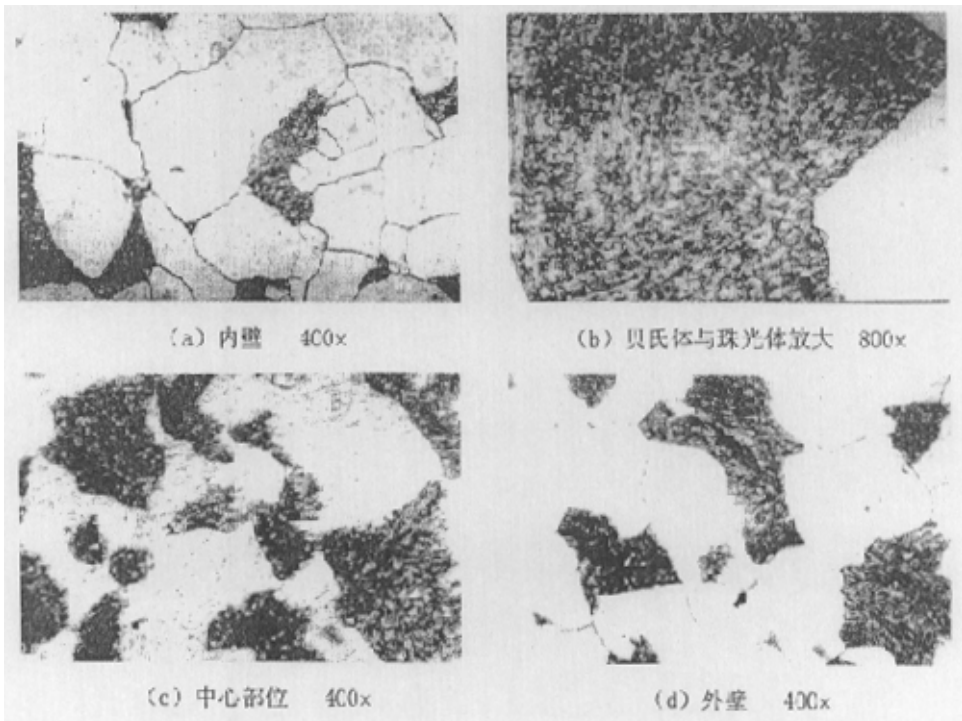


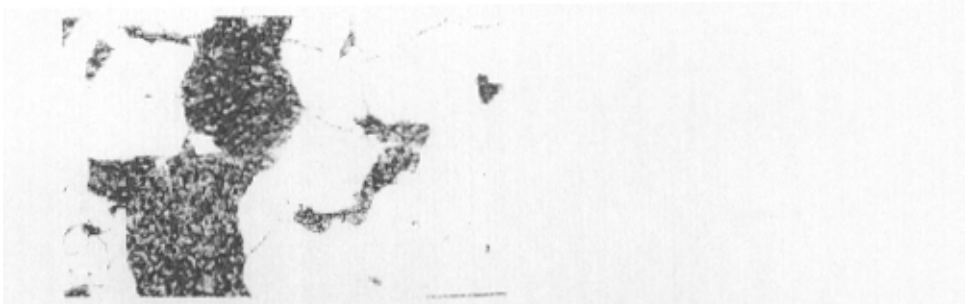
图 5-10 主蒸汽管未使用的金相组织 400X

Fig5-10 Metallurgical structure of non-used main stream pipeline

5.2.4 主蒸汽管线在使用过程中金相组织的变化

主蒸汽管线采用的是 10CrMo910 (2.25Cr1Mo)，管线从开始投入使用至现在，已经经历了近 10 万小时。在 10 万小时的使用过程中，材料的组织发生了变化。图 5-10 是新材料的金相组织。由不同部位的金相组织可以看到，主蒸汽管线的新材料的金相组织是铁素体和贝氏体（见图 5-11b）及珠光体组织。材料的组织晶界清晰。





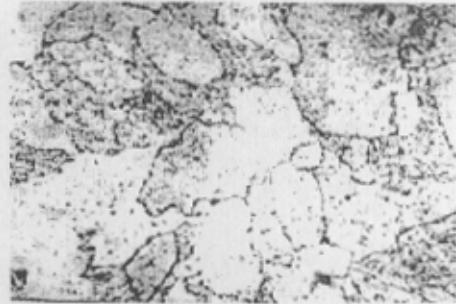
(e) 外壁放大 800x

图 5-11 新主蒸汽管线的金相组织

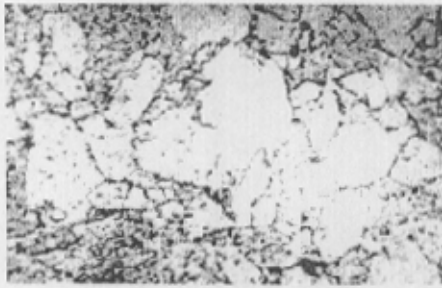
Fig5-11 Metallurgical structure of new main stream pipeline



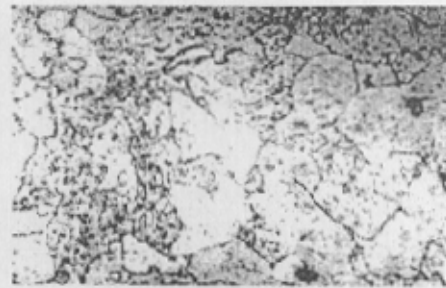
(a) 内壁 400x



(b) 中心部位 400x



(c) 外壁 400x



(d) 轴向外表面 400x

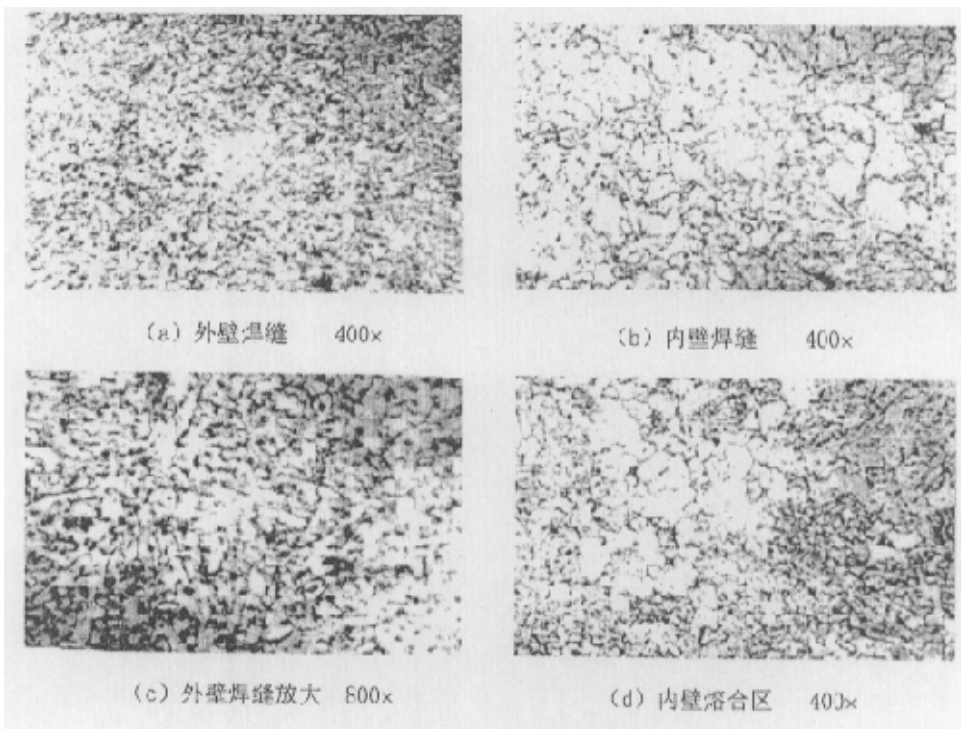
图 5-12 2.25Cr1Mo 钢使用 10 万小时后金相组织

Fig5-10 Metallurgical structure of 2.25Cr1Mo steel after running 100,000 hours

图 5-12 是已经服役近 10 万小时的正在使用的主蒸汽管线的金相组织。经过高温长期使用的材料，其显微组织发生了明显的变化，出现珠光体球化和回火贝氏体逐渐分解为铁素体和碳化物。在铁素体的基体上碳化物相的组成、形态、分布、大

小以及数量发生变化。碳化物相表现为逐渐聚集长大、结构转变和数量变化。铁素体相由于合金元素向碳化物中转移而逐渐弱化。使用初期由于固溶体中钼、钨大量进入碳化物，导致固溶强化作用减弱，结果常温强度下降较快。

图 5-13 是已经服役近 10 万小时的正在使用的主蒸汽管线的焊缝部位的金相组织。可以看到，熔合区的金相组织比母材和焊缝的球化比较严重。故熔合区是焊接接头最严重的部位。焊缝内、外壁的金相组织劣化基本相同，显微组织的变化是使用温度、使用时间和钢材耐热性能的综合表现形式之一。对于 10CrMo910 (2.25Cr1Mo) 钢而言，使用温度越高，使用时间越长，其珠光体球化程度或回火贝氏体分解程度越严重。因此是判断低合金耐热钢使用寿命的较好方法。故可以根据金相组织情况，判断主蒸汽管线的劣化情况。根据相关评定标准^{[56][57]}，可以判定该主蒸汽管线的球化程度总体已经达到中度球化，同时综合机械性能测试数据，可以认为该管线仍可继续使用。使用过程中可以定期进行金相检验，随时掌握管线的劣化情况。



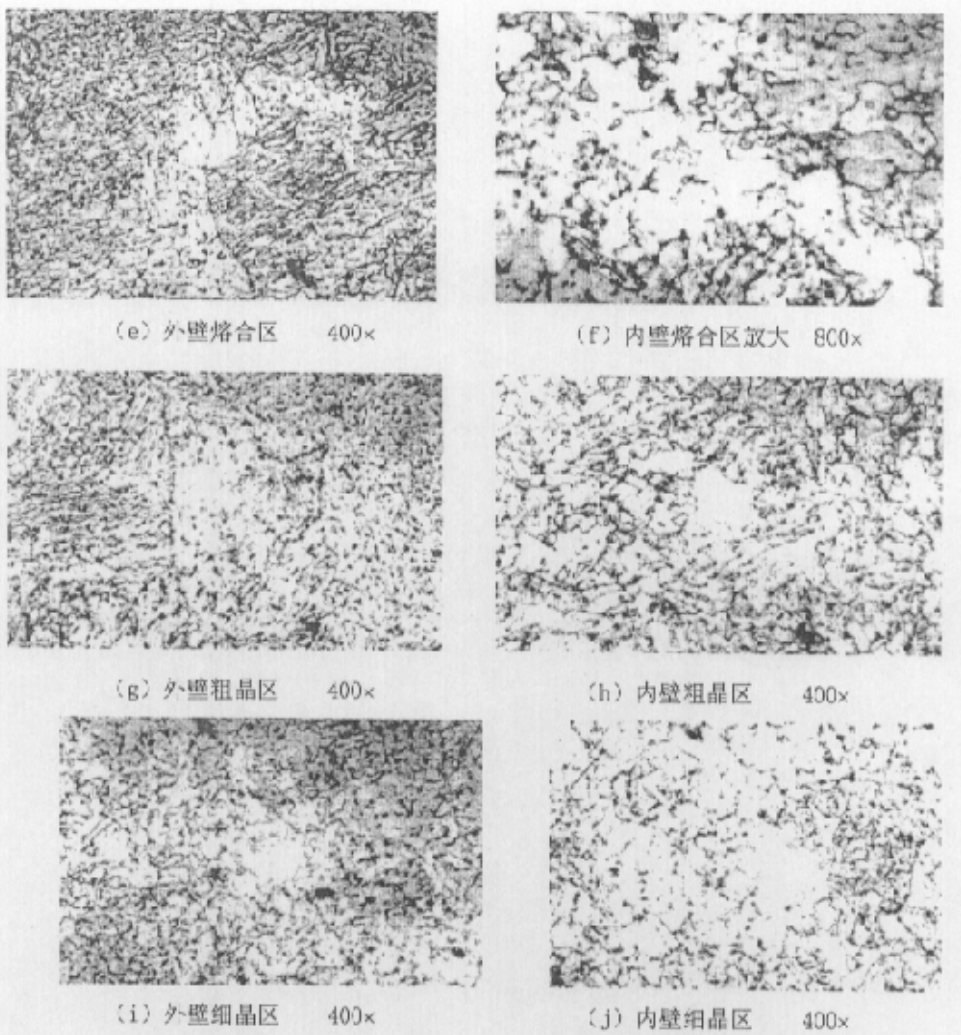


图 5-13 2.25Cr1Mo 钢使用 10 万小时后焊缝内、外壁金相组织

Fig5-13 Metallurgical structures inside and outside the welded line 2.25Cr1Mo steel after running 100,000 hours

从图 5-12 和 5-13 可以看出，母材和焊缝内尚无明显的蠕变孔洞，也无微裂纹，主要是碳化物在马氏体边界上的聚集、粗化和部分球化，因此材料尚未受到明显的蠕变损伤。根据表 5.1 可知，材料的蠕变寿命分数在 0.5 左右，一般电厂的主蒸汽管线的设计寿命按二十年计，则其剩余寿命尚约有 10-11 年。

5.3 基于损伤力学方法的寿命评价

单轴应力状态下, 根据蠕变损伤本构方程, 破断时间与应力水平之间的关系如下:

$$t_r = \left(\frac{1}{(p+1)A\sigma^p} \right)$$

式中, σ 的单位是 MPa; t_r 的单位是 h。

根据第四章蠕变试验的结果, $A=2.0758E-19$, $p=7.27166$ 。

取主蒸汽管道服役时管内最大等效应力 $\sigma_{\max}=47.24\text{MPa}$ (见第四章), 应力安全系数取为 1.25, 可以算出主蒸汽管道的剩余寿命为 $t=76825$ 小时, 约为 10 年。

需要说明的是, 安全系数的选择对剩余寿命有较大的影响, 文献一般推荐取 1.2~1.5, 考虑到材料的高温抗拉强度下降了仅 24%, 屈服强度没有下降, 而高温塑性却有所上升; 另外, 母材和焊缝内金相组织珠光体中度球化, 既无蠕变孔洞, 也无微裂纹, 仅有的碳化物在马氏体边界上的聚集和粗化, 尚未受到明显的蠕变损伤。综合考虑上述因素, 取应力安全系数为 1.25。

5.4 基于拉伸-米勒方法的主蒸汽管道寿命评价

铁素体耐热钢的 Larson-Miller 曲线如图 5.14 所示。

取主蒸汽管道服役时管内最大等效应力 $\sigma_{\max}=47.24\text{MPa}$, 同样取应力安全系数取为 1.25, 则计算应力 $\sigma=59.05$, 根据 Larson-Miller 曲线的平均值查得: L-M 参数为 20500, 可以求得时间 $t_{s1}=180000$ h, 要求服役 20 年, 则 $t=365\times 24\times 20=175200$ h $< t_{s1}$; $t_2=t_0+1.25t_s=10\times 10^5+1.25\times 75200=194000$ > 180000 h。因此主蒸汽管线可以继续服役直到满 20 年, 20 年后再继续使用时要重新进行评定。

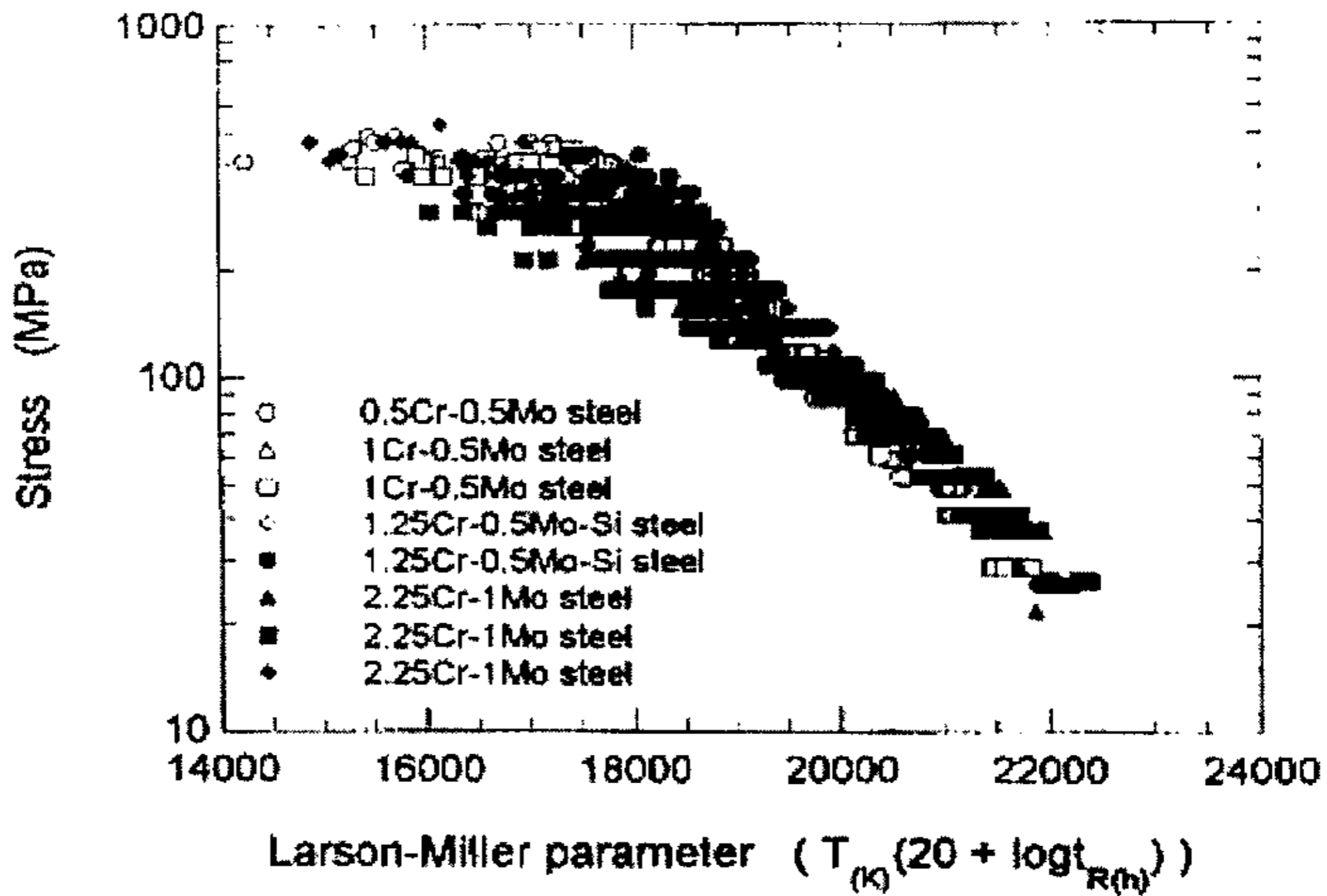


图 5-14 2.25Cr1Mo 材料的 Larson-Miller 曲线

Fig5-14 Larson-Miller curve of 2.25Cr1Mo steel

5.5 基于 R5 评定程序的寿命评价

英国规范 R5 卷 7 评定流程图如图 5.15 所示

具体评价的步骤如下:

- (1) 所评定的管道系统特征区域的详细资料及必要的材料数据。

管道的几何尺寸为 $\phi 273 \times 28\text{mm}$, 承受的内压 9.8MPa, 服役温度 540°C 。杨氏模量与泊松比分别为 $1.74 \times 10^5\text{MPa}$, 0.3。热膨胀系数 $\alpha = 14 \times 10^{-6} 1/\text{k}$, 假定最大温差为 100°C 。则管子承受的一次应力为

$$P_m = \frac{PD}{2t} = \frac{9.8 \times (273 - 28)}{28 \times 2} = 42.875\text{MPa}$$

- (2) 定义到目前的操作时间 $t_0 = 10^5\text{h}$, 以及将来所需的服役时间 $t_s = 8 \times 10^4\text{h}$, 总的评定的使用寿命为 $t_1 = t_0 + t_s = 1.8 \times 10^5\text{h}$ 。

- (3) 确定在全时段内 ($t=0$ 至 $t_1 = t_0 + t_s$) 特征区域的载荷及温度历史

(4) 定义当前裂纹尺寸 (假设存在一个深度为壁厚 1/8 的漏检裂纹)

$$a_o = \frac{1}{8} \times 28 = 3.5 \text{mm}$$

(5) 定义参考应力 σ_{ref}

若分析开裂区域, 则一次和二次应力强度系数 K_1 和 K_2 应作为裂纹尺寸 a 的函数

① 参考应力 σ_{ref}

$$P_L = \sigma_y \ln(r_o / r_i)$$

$$\sigma_{ref} = (p / p_L) \times \sigma_y = P / \ln(r_o / r_i) = 90.56 \text{MPa}$$

其中: p 代表当前施加的载荷; p_L 表示物体失稳时的载荷; σ_y 为对应于任意屈服应力。

焊缝分区定义: 为了对 2.25Cr1Mo 管道的焊缝进行评定, 根据 R5 卷 4 将焊缝分区成四个明显的区域或组元:

(i) 2.25Cr1Mo 母材 (未受焊接影响)

(ii) 母材的 IV 区

(iii) 母材热影响区 (HAZ)

(iv) 2.25Cr1Mo 焊材

要完成一个焊接接头的评定需要这些区域的下列信息:

(a) 材料性质

(b) 对热影响区, 需要一个微结构参数 α , 该参数量化了在裂纹扩展方向上粗晶贝氏体与细化微结构的线性化 (空间)。注意就本评定程序的目的而言, HAZ 内的细化微结构可视同为正常的母材。

(c) 应力再分布函数 (k), 其作用是保证了环向蠕变应变的长期协调

混合热影响区 (HAZ) 微结构参数 α

粗晶贝氏体对细化微结构的比取决于所用的焊接工艺。定义沿壁厚微结构变化之 α 的合理取值方法见于文献^[58]中, 可归纳如下:

对窄角手工金属弧焊 (角度 $< 40^\circ$, 无预先 butting)

$$\alpha = 1.5$$

对于宽角手工金属弧焊 (角度 $> 40^\circ$) 且无论是否有预先的 butting

$$\alpha = 9.0$$

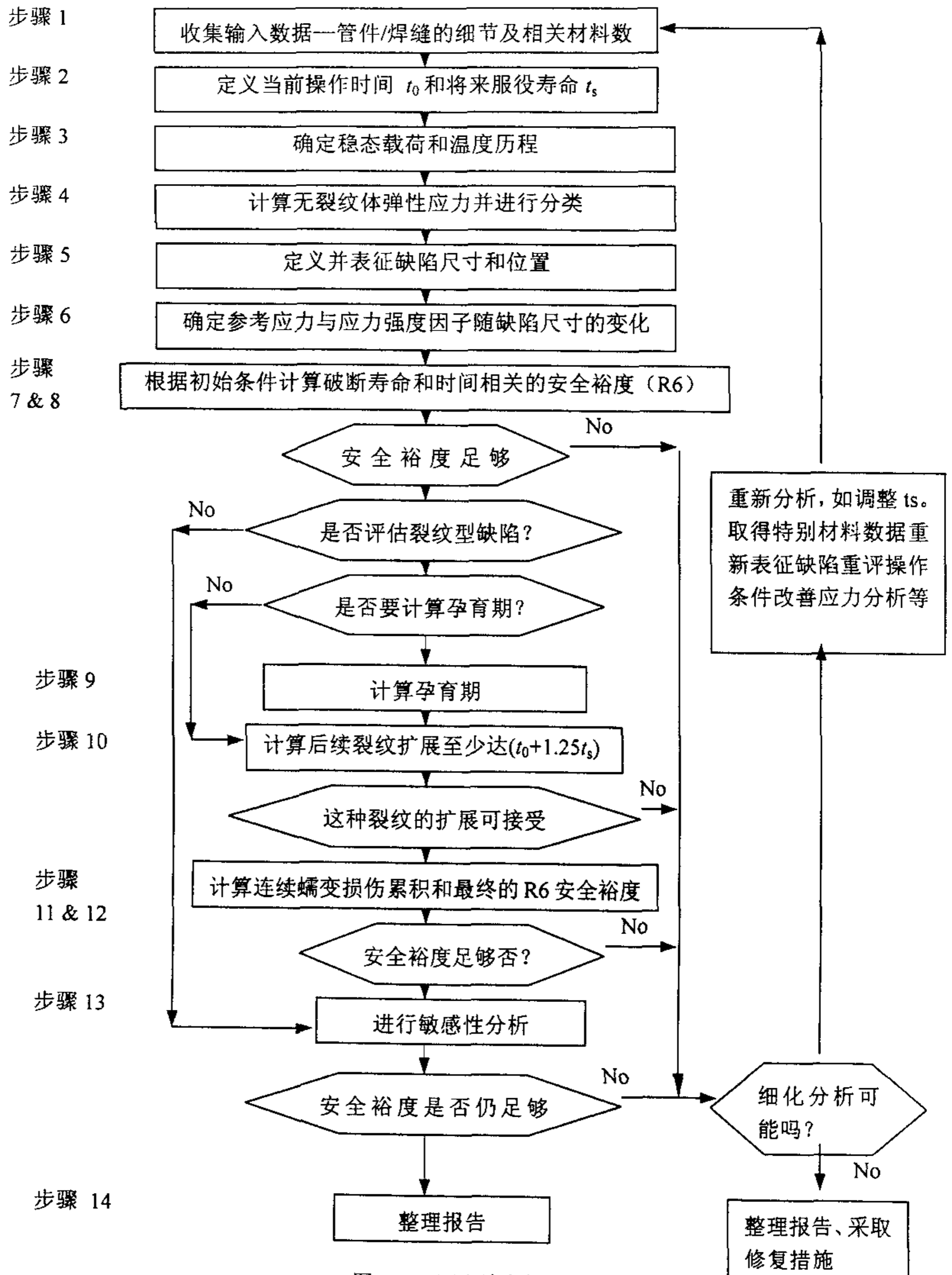


图 5-15 评定流程图

Fig5-15 the flow chart of assessment

对用埋弧自动焊和 Fusarc CO₂ 工艺焊接的焊缝:

$$\alpha = 1.5$$

由于主蒸汽管道采用埋弧自动焊焊接工艺, 所以 α 的值取 1.5。

焊缝再分布系数 (k):

对于蠕变参考应力主要地由环向应力决定的结构和载荷情况 (见 R5 附录 A3) 有必要用一系数 k 作参考应力修正以确保蠕变应变的协调性。这一系数用以说明跨过焊缝的应力再分布 (即较弱区域会向较强的区域卸载)。对母材、焊缝和粗晶及细晶热影响区所推荐的 k 值在 R5 卷 4 中亦已给出, 推荐按比例分配的方法计算有效 k 值, k_m :

环向应力主导时

$$k_m = \frac{\alpha + 1}{\alpha + \frac{K_c}{K_R}} \cdot k_c = \frac{1.5 + 1}{1.5 + \frac{1.4}{1}} \times 1.4 = 1.21$$

其中, k_R 为细化的热影响区组织的 k 值, 在这里 k_R 取细晶 HAZ 区的值 1, k_c 为粗晶的热影响区组织的 k 值焊缝再分布系数 (k), 在这里 k_c 取细晶 HAZ 区的值 1.4,

轴向应力主导时:

$$K_m = \frac{1.5 + 1}{1.5 + \frac{1}{1}} \times 1 = 1$$

所以是环向应力主导

$$K\sigma_{ref \cdot h} = 1.21 \times 162 > K\sigma_{ref \cdot a} = 162$$

表 5-2 焊缝应力再分布系数 K 的推荐值

Tabel5-2 the recommended stress redistributing factor K of weld

区域	k 值	
	环向应力主导	轴向应力主导
母材 (CrMoV)	1.0	1.0
IV区	1.0	1.0
细晶 HAZ	1.0	1.0
粗晶 HAZ	1.4	1.0
焊缝 (2CrMo)	0.7	1.0

可查得母材区 $k = 1.0$ ，焊缝区 $k = 0.7$

② 应力强度因子的计算

对于裂纹扩展和 R6 的计算，必须将裂纹尖端的弹性应力强度因子解表达为裂纹尺寸的函数。所须各值定义如下：

K_p = 一次载荷引起的应力强度因子

K_{tot} = 总的载荷引起的应力强度因子

$K_s = (k_{tot} - k_p)$ = 二次应力强度因子

$$\begin{aligned} K_p(\text{一次}) &= 1.12\sigma\sqrt{\pi a} \\ &= 1.12 \times 42.875\sqrt{3.14a} \\ &= 85.09a^{\frac{1}{2}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} K_{tot}(\text{总}) &= 1.12\sigma\sqrt{\pi a} \\ &= 1.12 \times 50 \times \sqrt{\pi \times a} \\ &= 96.995a^{\frac{1}{2}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} K_s &= (K_{tot} - K_p) \\ &= 96.99a^{\frac{1}{2}} - 85.09a^{\frac{1}{2}} \\ &= 10.905a^{\frac{1}{2}} \end{aligned}$$

(6) 根据当前裂纹尺寸 $a_0 = 3.5\text{mm}$ 计算特征区域的破断寿命 T_{ro} 及至当前的连续损伤 D_0 。

破断寿命

① 材料的蠕变破断寿命(连续损伤至失效的时间)是应力和温度的函数：

母材：

$$T_r = T_r(\sigma, \theta)$$

对焊缝而言，如用上面所定义的 $k\sigma_{ref}$ 替代 σ 则此式对焊缝组元也成立：

焊缝：

$$T_r = T_r(k\sigma_{ref}, \theta)$$

② 连续损伤积累计算：

(7) 计算孕育期 t_i (裂改起裂的前期)

孕育时间为裂纹张口位移 δ_i 达到一门槛值而发生蠕变裂纹扩展以前的延迟时间。其值取决于应力、温度和材料，与 CrMoV 钢相关的一些资料见于文献^[59]中。具体计算过程如下：

$$\begin{aligned} R'(a_0) &= \left[\frac{K_p(a_0)}{\sigma_{ref}(a_0)} \right]^2 \\ &= \left[\frac{5.034}{90.56} \right]^2 \\ &= 0.00309 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_c &= B(\sigma_{ref})^n t_i \\ &= 10^{-21.12566} (90.56)^{8.37406} t_i \\ &= 1.8274 \times 10^{-6} t_i \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_c &= \left[\frac{\delta_i}{R'(a_0)} \right]^q - \frac{k\sigma_{ref}(a_0)}{E} \left(\frac{K_{tot}(a_0)}{K_p(a_0)} \right)^2 \\ &= (0.0002 / 0.00309)^{0.853} - \frac{0.7 \times 90.56}{1.74 \times 10^5} \left(\frac{96.995}{85.09} \right)^2 \\ &= 0.0968 - 0.00047 \\ &= 0.09675 \end{aligned}$$

$$t_i = 52944\text{h}$$

式中 σ_{ref} 是参考应力， ε_c 是由 σ_{ref} 引起的蠕变应变， a_0 为初始裂纹尺寸， $a_0 = 0.0035\text{m}$ ， k 应力再分布系数， $k = 0.7$ ， K_p 是一次应力强度因子， $K_p = 85.09\sqrt{a}$ ， K_{TOT} = 总体应力强度因子， $K_{TOT} = 96.995\sqrt{a}$ ， q = 蠕变裂纹扩展律之指数，取 0.853 见文献^[60]， δ = 裂纹张口位移，对蠕变孔洞机制的 Cr-Mo 钢材料 $\delta_c = 0.2\text{mm}$ 。

(8) 计算进一步的蠕变裂纹扩展速率至时间 t_2 (至少达 $(t_0 + 1.25t_s)$ 时间)

$$E' = E / (1 - \nu^2) = 1.74 \times 10^5 / [(1 - 0.3)^2] = 1.91 \times 10^5 \text{ MPa}$$

$$\begin{aligned} t_{red} &= \left[\frac{K_{tot}}{K_p} \right]^2 \cdot \frac{k \cdot \sigma_{ref}}{E' \cdot \dot{\epsilon}_c} \\ &= \left(\frac{90.56 a^{\frac{1}{2}}}{85.09 a^{\frac{1}{2}}} \right)^2 \times \frac{1 \times 90.56}{1.91 \times 10^5 \times 10^{-21.12566} \times 90.56^{8.37406}} \\ &= 39.73h \end{aligned}$$

$$\tau = \frac{t}{t_{red}} = \frac{1.25 \times 8 \times 10^4}{39.73} = 2517$$

$$R' = (K_p / \sigma_{ref})^2 = (5.034 / 90.56)^2 = 3.09 \times 10^{-3}$$

$$\begin{aligned} C^* &= R' \cdot k \sigma_{ref} \cdot \dot{\epsilon}_c \\ &= 3.09 \times 10^{-3} \times 0.7 \times 90.56 \times 10^{-21.1256} \times 90.56^{8.374} \\ &= 3.58 \times 10^{-6} \text{ MPa} \cdot \text{m/h} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C(t) &= C^* \cdot \frac{(1 + \tau)^{\frac{1}{1-q}}}{(1 + \tau)^{\frac{1}{1-q}} - 1} \\ &= 3.58 \times 10^{-6} \frac{(1 + 2517)^{1/(1-0.853)}}{(1 + 2517)^{1/(1-0.853)} - 1} \\ &= 3.58 \times 10^{-6} \text{ MPa} \cdot \text{m/h} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{a} &= \frac{da}{dt} = A [c(t)]^q \\ &= 3.64 \times 10^{-5} \times (3.58 \times 10^{-6})^{0.853} \\ &= 8.233 \times 10^{-6} \text{ mm/h} \end{aligned}$$

则: $\Delta a = \dot{a} \times 1.25 \times 10^4 \times 8 = 0.8233\text{mm}$, 所以在 $t_0 + 1.25t_s$ 时刻裂纹长度 $a_2 = 4.3233\text{mm}$

应用 R6 对 $a_2 = 4.3233\text{mm}$ 的裂纹进行了安全进行评定, 该裂纹是安全的。

因此从蠕变断裂的角度考虑, 即使管道中已有 3.5 mm 长的漏检裂纹, 该管道仍能继续安全工作 $8 \times 10^4\text{h}$, 即十年左右。

注: σ_{ref} —参考应力, K_p —一次应力强度因子, k —再分布系数, $\dot{\epsilon}_c = \dot{\epsilon}_c(\sigma_{ref}) =$

应变速率, τ —无量纲时间, q = 蠕变裂纹扩展律之指数, 取 0.853, A 为材料参数, 取 3.64×10^{-5} 。

5.6 小结

(1) 2.25Cr1Mo 主蒸汽管道服役 10 年后, 其金相组织珠光体中度球化, 母材和焊缝内无明显蠕变孔洞, 也无微裂纹, 仅有的是碳化物在马氏体边界上的聚集和粗化, 因此材料尚未受到明显的蠕变损伤。根据微结构分级方法, 主蒸汽管道的剩余寿命尚约有 10 年。

(2) 基于损伤力学方法和服役 10 年后 2.25Cr1Mo 材料蠕变数据, 估算主蒸汽管道的剩余寿命为 76825 小时, 折合约 10 年。

(3) 应用拉伸-米勒方法对主蒸汽管道的剩余寿命进行了评价, 其剩余寿命约为 10 年。

(5) 从蠕变断裂的角度考虑, 应用 R5 卷 7 提供的方法, 在假设存在一个深度为壁厚 1/8 的漏检裂纹的情况下, 再运行 10 年, 仍具有足够的安全裕度。

目前, 应用上述诸方法进行高温承压管线的评价均有一定的局限性, 金相组织分析方法仍然是一个最基本的手段。损伤力学的分析还无法摆脱高应力加速试验带来的不精确性, 因而必须引入相应的安全系数; 而拉伸-米勒外推方法的精度也主要取决于长时间的蠕变数据。R5 方法从蠕变断裂角度出发, 增加了断裂评定内容, 确保了有漏检裂纹情况下的结构安全性。

第六章 结论和展望

6.1 总结

本文主要通过理论分析、试验研究、有限元数值模拟和计算,对直管和弯头在静应力和蠕变条件下的多轴应变控制准则进行了研究,通过高温蠕变试样的长时测量,并通过有限元法的计算,根据应力状态对破断应变的影响,建立高温下分析设计的应变容限值。

对典型高温高压管线进行了研究,提出其应变容限,并且应用微结构分级方法、损伤力学方法、拉伸-米勒方法预测和 R5 等方法对该管线进行了剩余寿命的预测。

得出主要结论如下:

(1) 在塑性变形区叠加不同方向的拉伸应力大大的减小材料的破断应变,也就是减小多轴应力下的材料韧性。

(2) 通过对基于 K-R 方程的 Cane 的乘积型和 Hayhurst 的加和型的破断准则的讨论,可以发现这两种破断准则在一定的范围内非常接近。

(3) 当承压圆筒同时受轴向拉应力作用时,可以发现多轴破断应变容限随轴向应力与环向应力之比的增大而减小。

(4) 当圆筒受轴向压应力作用时,可以发现多轴破断应变容限当其轴向随应力和环向拉应力之比的增大而迅速增加。

(5) 研究承压弯头时,发现最薄弱的地方为中间部位,即 $\theta = 45^\circ$ 的截面上。在 $\phi = 90^\circ$ 的方向上,多轴破断应变最大,而在 $\phi = 45^\circ$ 和 $\phi = 135^\circ$ 的方向该应变容限最小。

(6) 高温高压管线中,弯头和三通等部位受的应力最大,因而管线在这些地方最容易失效,论文通过应力状态分析,提出了参考的监控值。

(7) 尝试用多种方法对电站主蒸汽管线的寿命进行预测。应用微结构分级方法、损伤力学方法和拉伸-米勒方法预测的剩余寿命结果基本一致,均为 10 年左右。从蠕变断裂的角度考虑,应用 R5 卷 7 提供的方法进行评定,在假设存在一个深度为壁厚 1/8 的漏检裂纹的情况下,再运行 10 年,仍具有足够的安全裕度。

6.2 展望

本文主要通过理论分析、试验研究、有限元数值模拟和计算,对直管和弯头在静应力和蠕变条件下的多轴应变控制准则进行了研究,给出了高温下典型构件的应变容限值。

对典型高温高压管线进行了研究,提出其应变容限,并且应用微结构分级方法、损伤力学方法、拉伸-米勒方法预测和 R5 等方法对该管线进行了剩余寿命的预测。

作者认为在本文研究的基础上,今后可以在以下几个方面作进一步的研究:

(1) 本文仅研究了一次应力和二次应力为主的高温构件应变容限,对于构件在峰值应力作用下的应变容限,可以进一步通过研究管线中三通等构件来明确其应变容限的大小。

(2) 轴向力对弯头应变容限的影响,作者尚未作研究,在这方面可以进一步研究。

参考文献

- 1 杨厚君等. 一种电站锅炉耐热钢材料高温运行剩余寿命评定方法——电阻法, 电力建设, 1999 (1)
- 2 Mlynarski F., Residual Life Assessment for Boiler Pressure Components Based on Measurements of Creep strains, Journal of Pressure Vessel Technology, August 1985, Vol. 110, 308~313
- 3 Ellis F.V., Roberts B.W., Monte Carlo Simulation of Isostress Creep Rupture Properties For Remaining Life Prediction, Life Assessment and Extension Conference, June 13~15, Congress Centre, The Hague , The Nethenlands
- 4 涂善东, 戴树和. 高温过程设备的寿命评价技术. 压力容器, 1996, 13:61-683
- 5 Dooley R. B., Byron J., The EPRI Approach to Fossil Plant Life Extension, Life Assessment and Extension Conference, June 13-15, Congress Centre, The Hague , The Nethenlands
- 6 KADOYA Yoshikuni, GOTO Toru, Assessment of Remaining Life of Fossil Power Plant Parts by means of a Miniature Creep Rupture Test, ISIJ International , Vol. 30(1990), No. 10, pp. 854-861
- 7 刘开敏, 国外电力设备寿命管理技术动态, 中国电力, 1997 年第 5 期
- 8 Viswanathan, R., Damage Mechanism and Life Assessment of High Temperature Components, New York: ASM, 1989
- 9 Dooley R. B., McNaughton W. P., Viswanathan R., Life Extension and Component Condition Assessment in the United States, Exploratory and Applied Research Division
- 10 杨厚君, 钱红祥, 电站高温承压构件经济寿命评定的研究, 湖北电力, 1999 年第 1 期
- 11 Evans R W, Wilshire B. Creep of metals and alloys. Chapter 6, London: Inst Metal, 1985
- 12 杨王玥 李志文, θ 法预测 12Cr1MoV 钢主蒸汽管道材料剩余寿命, 金属学报, 第 35 卷第 7 期
- 13 Prager M. Development of the MPC omega method for life assessment in the

- creep range. ASME Trans J Pres Ves Tech, 1995, 117:95-117
- 14 Dyson B F, McLean M. Creep formation of engineer alloys: Developments from physical modeling . ISIJ International, 1990, 30:802-811
- 15 平修二. 金属材料的高温强度理论、设计. 北京:科学出版社, 1983. 32-354
- 16 熊先仁, 主蒸汽管道寿命评估方法的发展现状, 江西科学, 1994年3月第12卷第1期
- 17 Evans R W, Recent Advanced in Creep and Fractures of Engineering Materials and Structures, Swansea, UK:Pineridge Press, 1982:135
- 18 ASME Code Case N-47, New York: ASME, 1990.
- 19 R5—An Assessment Procedure for High Temperature Response of Structures, Nucl. Electric Plc, Berkeley, Gloucestershire, 1990
- 20 DeWitte, M., Power Plant Life Estimation and Extension: The Belgian Experience from the User' s Point of View, Int. J. Pres. Ves. & Piping, Vol. 39, 1989, p. 41-55
- 21 RCC-MR, Design and Construction Rules for Mechanical Components of FBR Nuclear Islands, AFCEN, June 1985
- 22 Marriott, D.L., Extension of ASME VIII Divison 1 Design Limits, Second Report, August 1992, ETD PVRC
- 23 Dooley, R.B., McNaughton, W.P. and Viswanathan, R., Life Extension and Component Condition Assessment in the United States, VGB Conf. Residual Life Assessment, 6-7 July, 1992, Mannheim, p. 26.1-26.36.
- 24 Proc. Int. HIDA (High Temperature Defect Assessment) Conference, Sponsored by EDF & EPRI, March 1998
- 25 Proc. Third Int 'HIDA' and 'Integrity' Conference, Sponsored by European Commission, 2002
- 26 王勳成, 高温结构的材料本构模型和有限元分析方法, 机械强度, 1995, 17(3): 21-26
- 27 Mackenzie, D., Boyle, J. T. and Hamilton, R., Application of Inelastic Finite Element Analysis to Pressure Vessel Design, Proc. ICPVT 8, 1996, 2: 109-115
- 28 周顺深, 高温部件蠕变损伤和剩余寿命关系的研究, 华东电力, 1994年第6期

- 29 Janson, J., Hult J., Fracture Mechanics and Damage Mechanics — a Combined Approach, *J. de Mecanique Appliquee*, 1977, 1(1): 69-84
- 30 Krajcinovic, D. Lemaitre, J., *Continuum Damage Mechanics: Theory and Application*, New York: Springer Verlag, 1987
- 31 Nemat-Nasser, S., Horri, M., *Micromechanics: Overall Properties of Hetero-geneous Solids*, Amsterdam: North-Holland, 1993
- 32 Zheng, Q.S., Betten, J., On Damage Effective Stress and Equivalence hypothesis. *Int. J. of Damage Mech.*, 1996, 5(3): 219-240
- 33 Tu, S. T. and Sandstrom, R., Numerical Simulation of Creep Exhaustion of Weldments and Some Design Considerations, *Creep and Fracture of Engineering Materials and Structures*, B. Wilshire and R. W. Evans eds., London: Institute of Materials, 1993, 695-704
- 34 Hall F R and Hayhurst D E. Continuum Damage Mechanics Modeling of High Temperature Deformation and Failure in a Pipe Weldment. *Proc R Soc Lond.* 1991, A433: 383-403
- 35 McClintok, F.A., Damage by Void Growth, *J. Appl. Mech.*, 35, 1968
- 36 Bailey R. : Creep relationships and their application to pipes, tubes, and cylindrical parts under internal pressure, *The Inst.Mech.Eng-s Proc.*, T164, 4(1951)
- 37 Odqvist F.K.G. : *Mathematical Theory of Creep and Creep Rupture*, oxford University Press (1966)
- 38 Bailey R.W. : The Utilization of Creep Test Data in Engineering Design, *Proc. Inst.Mech. Eng.*, Vol 131, (1935)
- 39 Sdobyrev, W. P., Creep-Rupture Criterion for Some High Temperature Alloys in a Coomplex Stress State (in Russian), *IZW, ANSSSR, Mech. and Mashinostr.*, No. 9, 1959, PP. 12-19
- 40 Johnson, A.E., Henderson, J. And Kahn, B. *Complex Stress and Creep Relaxation and Fracture of Metallic Alloys*. HMSO, Edinburgh, 1962
- 41 Cane, B.J., Creep Cavitation and Rupture in 2.25Cr1Mo Steel under Uniaxial and Multiaxial Stresses, *Proc. Int. Conf. On Mechanical Behaviour of Materials*, Vol.2, ed. K. J. Miller and R.F. Smith. Pergamon Press, Oxford,

- 1979, p. 173-182
- 42 Hayhurst, D. E. et al., Development of continuum Damage in the Creep Rupture of Notched Bars, Phil. Trans. R. Soc., Lond. Vol.A311, 1984,
- 42 Rui Wu, Creep Strain, Cavity and Rupture in Low Alloy Steel Weldments pp.103-129
- 43 Rui Wu, Creep Strain, Cavity and Rupture in Low Alloy Steel Weldments and 12%CrMoV Steels, doctor thesis, Department of Materials Science and Engineering Royal Institute of Technology (KTH) S-100 44 Stockholm, Sweden
- 44 J. A. Williams, Assessment methods for welds under creep loading, Welding in the World, May/June, Volume 41, No 3, 1998
- 45 熊先仁, 王文安。主蒸汽管道蠕变变形量判废新准则研究。华东电力, 1990 年第 2 期, p. 1-4
- 46 杨庆生, 杨为, 断裂过程的有限元模拟, 计算力学学报, 第 14 卷第 4 期, 1997 年 11 月
- 47 ANSYS 非线性分析指南—基本过程, 1998 年 9 月
- 48 沈士明, 赵建平, 压力管道安全评定技术的进展, 压力容器, 1999 年第 6 期
- 49 Fleury E, Ha J S. Small punch tests to estimate the mechanical properties of steels for steam power plant: I Mechanical strength. Int. J. PVP, 1998, 75
- 50 张成宝, 雷雨成, 唐国海, 轿车车身结构动力学分析, 汽车技术, 1999 年第 2 期
- 51 林其略, 周美芳. 管道支吊技术. 上海科学技术出版社, 1994
- 52 张都清, 李永强, 南定热电厂 16 号炉主蒸汽管道支吊架状态检验及应力分析, 山东电力技术, 1998 年第 6 期
- 53 Neubauer B, Wedel U., Rest life estimation of creeping components by means of replicas. Advances in Life Prediction Methods [C]. New York: ASME, 1983:307~314
- 54 罗宇, 2. 25Cr-Mo 钢焊接接头蠕变断裂时碳化物状态的研究, 大连铁道学院学报, 第 17 卷第 4 期, 1996 年 12 月
- 55 姚鸿年, 金相研究方法, 北京, 中国工业出版社, 1963 年 3 月
- 56 吴望周, 化工设备断裂失效分析基础, 南京: 东南大学出版社, 1986 年 4 月
- 57 金相图谱, 北京: 水利电力出版社, 1986 年 4 月

58 Browne R: Determination of Microstructural Factor for Creep Crack Growth Assessment of Circumferential Defects Located in the HAZ of CrMoV steam pipework welds. TD/SIP/MEM/2065 (NE 1991)

59 Neate G: Creep Crack Growth in 1/2CrMov Steel at 838K
MID/SSD/85/0049/B89 (NE 1989)

60 Shibli IA, Al-Abed B and Nikbin K, Scatter bands in creep and fatigue crack growth rates in high temperature plant materials data, Commissariat al' Energie Atomique (CAE)/INSTN Saclay/Paris, France 15-17 April 1998

致 谢

本文从最初选题、实验方案的制定、计算机软件的选择，到论文的最终完成，自始至终都得到了涂善东教授的悉心指导。涂老师渊博的学识、严谨的治学态度、忘我工作的精神以及对事业执着的追求，将使作者终身受益。在此，谨向涂老师表示衷心的感谢和崇高的敬意！

在本文的研究工作中，巩建鸣老师给予了作者热情耐心的指导和有力的支持，特别是在论文阶段所给予作者详细的指导。在此谨向巩老师表示衷心的感谢！

衷心感谢凌祥老师、张礼敬老师、陈嘉南老师、耿鲁阳老师给予作者的指导、关心和帮助。

特别感谢喻红梅老师在国内期间给予作者在实验等方面给予的指导，祝愿她在国外的工作和生活顺利。

感谢陈建钧硕士对实验数据进行了处理工作。

感谢周幅彦硕士和冯娟硕士在本文成文过程中帮助作者完成了部分文字录入工作。

感谢研究室的翟俊霞博士、邹群彩博士、罗娜硕士、唐建群硕士、孙宙硕士对作者学习和生活的真诚帮助，祝愿你们在将来的学业和事业上一帆风顺！

本文得以顺利完成，还要感谢韩海冰、刘冬宁、浩洪涛等同窗挚友，感谢你们给我的诸多启迪和帮助。

本文的研究工作得到了扬子石化公司热电厂的大力支持，在此一并表示感谢。

最后，特别感谢父母对作者学习和生活的体贴关怀和无私奉献，以及对我求学生涯、人生选择的理解和支持。

谨以此文献给所有关心和帮助过作者的人们！

在读期间发表的论文和参加的项目

1 第一作者发表的论文:

(1) 张旭红, 凌祥, 涂善东, 液化气球罐整体热处理的有限元分析, 压力容器, 2000, 第6期;

2 参加的项目:

2.1 纵向基金课题研究:

- (1) 国家自然科学基金项目: 以损伤理论为基础的高温构件设计原理
- (2) 省自然科学基金项目: 高温装备服役温度的测量理论及寿命预测技术研究

2.2 企业横向项目课题:

- (1) 扬子石化公司贮运厂 G906 球罐整体热处理状态有限元分析
- (2) 南京造币厂车间温度分布的模拟;
- (3) 扬子石化公司塑料厂聚合釜人孔缺陷的安全评定及人孔剩余寿命的估算;
- (4) 扬子公司乙烯厂 11 号炉对流段炉管开裂原因分析;
- (5) 金陵石化公司烷基苯厂 F301 炉管与集气管焊缝缺陷打磨后的强度分析;
- (6) 扬子石化公司热电厂高温高压管线的寿命评估
- (7) 扬子石化公司芳烃厂加热炉管检测与寿命评价

3 在读期间获得的奖励:

- (1) 2000 年 5 月, 获“校研究生科技论坛三等奖”;
- (2) 1999~2000 学年, 获“BASF 优秀硕士研究生奖学金”