



中华人民共和国国家标准

GB/T 4732.5—2024

压力容器分析设计 第5部分：弹塑性分析方法

Pressure vessels design by analysis—
Part 5: Elastic plastic analysis method

2024-07-24 发布

2024-07-24 实施

国家市场监督管理总局
国家标准化管理委员会 发布

目 次

前言	III
引言	IV
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 术语和定义、符号	1
4 基本要求	3
5 塑性垮塌	4
6 局部过度应变	6
7 屈曲	9
8 疲劳	11
9 棘轮	13
附录 A (规范性) 高温蠕变分析设计方法	15
附录 B (规范性) 塑性垮塌的二元评定准则	22
附录 C (规范性) 极限、安定和棘轮载荷边界的直接算法	25
附录 D (规范性) 材料的弹塑性应力-应变关系	31

前 言

本文件按照 GB/T 1.1—2020《标准化工作导则 第 1 部分：标准化文件的结构和起草规则》的规定起草。

本文件是 GB/T 4732《压力容器分析设计》的第 5 部分。GB/T 4732 已经发布了以下部分：

- 第 1 部分：通用要求；
- 第 2 部分：材料；
- 第 3 部分：公式法；
- 第 4 部分：应力分类方法；
- 第 5 部分：弹塑性分析方法；
- 第 6 部分：制造、检验和验收。

请注意本文件的某些内容可能涉及专利。本文件的发布机构不承担识别专利的责任。

本文件由全国锅炉压力容器标准化技术委员会(SAC/TC 262)提出并归口。

本文件起草单位：中国特种设备检测研究院、浙江大学、清华大学、上海理工大学、北京化工大学、中国寰球工程有限公司北京分公司、合肥通用机械研究院有限公司、中国石化工程建设有限公司、天津理工大学。

本文件主要起草人：陈志伟、郑津洋、陆明万、刘应华、杨国义、苏文献、段成红、杨洁、聂德福、沈鋈、李克明、黄勇力、李涛。

引 言

GB/T 4732《压力容器分析设计》给出了压力容器按分析设计方法进行建造的要求,GB/T 150 基于规则设计理念提出了压力容器建造的要求。压力容器设计制造单位可依据设计具体条件选择两种建造标准之一实现压力容器的建造。

GB/T 4732 由 6 个部分构成。

- 第 1 部分:通用要求。目的在于给出按分析设计建造的压力容器的通用要求,包括相关管理要求、通用的术语和定义以及 GB/T 4732 其他部分共用的基础要求等。
- 第 2 部分:材料。目的在于给出按分析设计建造的压力容器中的钢制材料相关要求及材料性能数据等。
- 第 3 部分:公式法。目的在于给出按分析设计建造的压力容器的典型受压元件及结构设计要求。具体给出了常用容器部件按公式法设计的厚度计算公式。GB/T 4732.3 可作为 GB/T 4732.4、GB/T 4732.5 的设计基础,也可依据 GB/T 4732.3 自行完成简化的、完整的分析设计。
- 第 4 部分:应力分类方法。目的在于给出按分析设计建造的压力容器中采用应力分类法进行设计的相关规定。
- 第 5 部分:弹塑性分析方法。目的在于给出按分析设计建造的压力容器中采用弹塑性分析方法进行设计的相关规定。
- 第 6 部分:制造、检验和验收。目的在于给出按分析设计建造的压力容器中所涵盖结构形式容器的制造、检验和验收要求。

GB/T 4732 包括了基于分析设计方法的压力容器建造过程(即指材料、设计、制造、检验、试验和验收工作)中需要遵循的技术要求、特殊禁用规定。由于 GB/T 4732 没有必要,也不可能囊括适用范围内压力容器建造中的所有技术细节,因此,在满足安全技术规范所规定的基本安全要求的前提下,不限制 GB/T 4732 中没有特别提及的技术内容。GB/T 4732 不能作为具体压力容器建造的技术手册,也不能替代培训、工程经验和工程评价。工程评价是指由知识渊博、娴于规范应用的技术人员所作出针对具体产品的技术评价。工程评价需要符合 GB/T 4732 的相关技术要求。

GB/T 4732 不限制实际工程建造中采用其他先进的技术方法,但工程技术人员采用先进的技术方法时需要作出可靠的判断,确保其满足 GB/T 4732 的规定。

GB/T 4732 既不要求也不限制设计人员使用计算机程序实现压力容器的分析设计,但采用计算机程序进行分析设计时,除需要满足 GB/T 4732 的要求外,还要确认:

- 所采用程序中技术假定的合理性;
- 所采用程序对设计内容的适用性;
- 所采用程序输入参数及输出结果用于工程设计的正确性。

进行应力分析设计计算时可以选择或不选择以 GB/T 4732.3 作为设计基础,进而采用 GB/T 4732.4 或 GB/T 4732.5 进行具体设计计算以确定满足设计计算要求中防止结构失效所要求的元件厚度或局部结构尺寸。当独立采用 GB/T 4732.4 或 GB/T 4732.5 作为设计基础时,无需相互满足。

压力容器分析设计

第 5 部分：弹塑性分析方法

1 范围

本文件规定了基于弹塑性理论的压力容器分析设计方法,包括术语与符号、基本要求、载荷组合工况,以及塑性垮塌、局部过度应变、屈曲、疲劳和棘轮 5 种失效模式的评定步骤。

本文件适用于 GB/T 4732.1—2024 所涵盖的压力容器。

2 规范性引用文件

下列文件中的内容通过文中的规范性引用而构成本文件必不可少的条款。其中,注日期的引用文件,仅该日期对应的版本适用于本文件;不注日期的引用文件,其最新版本(包括所有的修改单)适用于本文件。

GB/T 4732.1—2024	压力容器分析设计	第 1 部分:通用要求
GB/T 4732.2—2024	压力容器分析设计	第 2 部分:材料
GB/T 4732.3—2024	压力容器分析设计	第 3 部分:公式法
GB/T 4732.4—2024	压力容器分析设计	第 4 部分:应力分类方法
GB/T 4732.6—2024	压力容器分析设计	第 6 部分:制造、检验和验收

3 术语和定义、符号

3.1 术语和定义

GB/T 4732.1—2024 界定的以及下列术语和定义适用于本文件。

3.1.1

成形应变 forming strain

元件成形引起的残余应变。

3.1.2

单轴应变极限 uniaxial strain limit

单向应力状态下材料的应变极限。

3.1.3

三轴应变极限 triaxial strain limit

三向应力状态下材料的应变极限。

3.1.4

二倍屈服法 twice yield method

以零为起点载荷、载荷范围为终点载荷,采用应力范围-应变范围表示的循环应力-应变曲线,在单调加载条件下进行弹塑性分析的疲劳评定方法。

3.1.5

逐个循环分析法 cycle-by-cycle analysis method

基于随动强化模型,采用应力幅-应变幅表示的循环应力-应变曲线,对给定的载荷循环逐个进行弹

塑性分析直至循环回转点处的应力和应变达到稳定的疲劳评定方法。

3.1.6

弹塑性分析 elastic plastic analysis

基于材料弹性和塑性特性及参数,选用合适的弹性和塑性力学本构模型,对给定载荷下结构的弹性变形、应力分布以及材料进入屈服后的塑性变形、应力重分布和失效行为进行理论或数值分析。

3.1.7

二元准则 dual criterion

同时防止塑性垮塌和过度塑性变形的二元评定准则。

3.1.8

垮塌载荷 collapse load

在单调加载条件下容器或元件发生塑性垮塌时的载荷,它是容器或元件能承受的最大载荷。

3.1.9

准极限载荷 quasi-limit load

在考虑应变强化和几何强化效应的情况下,容器或元件由局部塑性变形阶段进入总体塑性变形阶段时的载荷。

注:在理想塑性材料和小变形假设下准极限载荷就是极限载荷。

3.1.10

零曲率载荷 zero-curvature load

载荷-变形曲线上由代表结构局部塑性变形阶段的圆弧过渡段进入代表结构总体塑性变形阶段的线性段的临界点称为零曲率点,该点对应的载荷为零曲率载荷。

注:零曲率载荷即为准极限载荷。

3.1.11

应变极限载荷 strain limiting load

结构内最大总当量应变达到 5% 时的载荷。



3.1.12

极限载荷边界 limit load boundary

当元件经受的载荷在一个域内按比例加载作用,元件不失去承载能力。

3.1.13

安定载荷边界 shakedown load boundary

当元件经受的机械载荷、热载荷或者两种全有的循环载荷在一个域内变化,元件处于安定状态。

3.1.14

棘轮载荷边界 ratchet load boundary

当元件经受的机械载荷、热载荷或者两种全有的循环载荷在一个域内(以某特定的形式)变化,元件不发生棘轮现象。

3.1.15

残余应力场 residual stress field

物体撤销外部载荷作用时,在物体内部为保持平衡而存在的应力场。

注:残余应力场是一种自平衡的应力场。

3.1.16

直接算法 direct computational method

进行极限、安定和棘轮分析时,采用下限定理和上限定理,不追踪载荷的加载历史和元件应力、应变响应的演化过程,而是针对元件在给定载荷形式下的最终状态,直接确定元件所能承受的最大载荷的方法。

3.2 符号

下列符号适用于本文件。

D ——容器自重,内装物料、附属设备及外部配件的重力载荷。

E ——地震载荷。

L ——偶发载荷。

p ——设计压力,MPa。

p_s ——由液体或内装物料(如催化剂)引起的静压力,MPa。

p_T ——耐压试验压力,MPa。

S_s ——雪载荷。

S_m ——材料在耐压试验温度下的许用应力,MPa。

S_m^t ——材料在设计温度或工作温度下的许用应力,MPa。

T ——热和位移载荷。

W ——风载荷。

W_{pt} ——由用户确定耐压试验工况下的风载荷。

α ——载荷调整系数。

4 基本要求

4.1 压力容器塑性垮塌、局部过度应变、屈曲、疲劳和棘轮 5 种失效模式应按本文件规定的基于弹塑性分析的评定方法进行评定。当容器设计温度进入材料蠕变温度范围时,按附录 A 进行高温蠕变分析设计。

4.2 除本文件涵盖的失效模式外,设计人员在设计时还应校核容器在全寿命周期内可能出现的其他失效模式。

4.3 设计单位应对容器设计文件的正确性和完整性负责,设计计算书包括容器或元件设计参数、详细结构、材料性能、力学模型、计算结果和评定结论。

4.4 弹塑性分析需要以下材料性能参数,见 GB/T 4732.2—2024。

a) 弹性模量、泊松比、屈服强度、抗拉强度、应力-应变关系等。

b) 热传导系数、比热容、线膨胀系数、密度等。

4.5 设计时载荷按 GB/T 4732.1—2024 中 5.3.2 的规定。考虑的载荷组合工况见表 1,包括其中一个或多个载荷不起作用时可能引起的更危险的情况。载荷组合工况中各载荷参数的说明按 GB/T 4732.4—2024 中表 1 的要求。

表 1 载荷组合工况

条件和组合序号		载荷组合工况	
设计条件	1	$\alpha[p + p_s + D]$	
	2	$\alpha[0.88(p + p_s + D + T) + 1.13L + 0.36S_s]$	
	3	$\alpha[0.88(p + p_s + D) + 1.13S_s + (0.71L \text{ 或 } 0.36W)]$	
	4	$\alpha[0.88(p + p_s + D) + 0.71W + 0.71L + 0.36S_s]$	
	5	$\alpha[0.88(p + p_s + D) + 0.71E + 0.71L + 0.14S_s]$	
耐压试验条件	液压试验	6	$\alpha[0.71(p_T + p_s + D + 0.3W)]$
	气压试验	7	$\alpha[0.84(p_T + p_s + D + 0.3W)]$

5 塑性垮塌

5.1 方法与准则

5.1.1 防止容器或元件塑性垮塌应采用极限分析或弹塑性分析进行校核,或按附录 B 或附录 C 进行校核。极限分析和弹塑性分析均包括载荷系数法和垮塌载荷法两种方法。载荷系数法一般用于校核设计方案能否通过;垮塌载荷法既能用于校核设计方案能否通过,又能给出结构的设计裕度。

5.1.2 防止容器或元件塑性垮塌应符合 5.2 或 5.3 的评定要求。除此之外,设计人员还应校核变形量对使用性能的影响,例如法兰变形过大引起的泄漏、塔器挠度过大引起的操作性能降低。当过度的变形影响了容器的使用性能时,应降低设计载荷或修改结构。如需要变形限制,相应变形量要求应在容器设计条件(UDS)中提供。

5.2 极限分析

5.2.1 通过极限分析确定容器或元件的极限载荷下限值以防止塑性垮塌失效。极限载荷的计算也可按附录 C 进行。对随变形而出现刚度下降的元件(例如面内弯曲的弯管)应采用 5.3 的弹塑性分析进行评定。

5.2.2 当采用数值计算进行极限分析时,应满足如下条件:

- a) 材料的应力-应变关系是理想弹塑性,屈服强度取为 $1.5S_m$;
- b) 采用小变形的应变-位移线性关系;
- c) 满足基于变形前几何形状下的平衡关系;
- d) 满足 von Mises 屈服准则(第四强度理论)及其关联流动法则。

5.2.3 采用载荷系数法或垮塌载荷法进行极限分析时,应按如下步骤进行评定,评定流程见图 1。

a) 载荷系数法评定步骤为:

- 1) 创建模型,创建的数值分析模型应能表征容器或元件的几何特性、边界条件和所受载荷;
- 2) 确定载荷工况,载荷组合工况至少应包括表 1 所列工况,取载荷调整系数 $\alpha = 1.5$,确定载荷工况;
- 3) 数值计算,计算时通常采用比例加载,如果需要也可按用户指定的顺序进行加载;
- 4) 合格评定,若数值计算能得到收敛解,则评定通过;若计算不收敛,则应对模型进行调整,重新评定。

b) 垮塌载荷法评定步骤为:

- 1) 创建模型,创建的数值分析模型应能表征容器或元件的几何特性、边界条件和所受载荷;
- 2) 确定载荷工况,载荷组合工况至少应包括表 1 所列工况,载荷调整系数 α 值由零开始逐步增加;
- 3) 数值计算,计算时通常采用比例加载,如果需要也可按用户指定的顺序进行加载,确定载荷调整系数 α 为结构失稳(即无法得到收敛解)前的最大值;
- 4) 合格评定,若结构失稳前 $\alpha \geq 1.5$,评定通过;否则应对模型进行调整,重新评定。

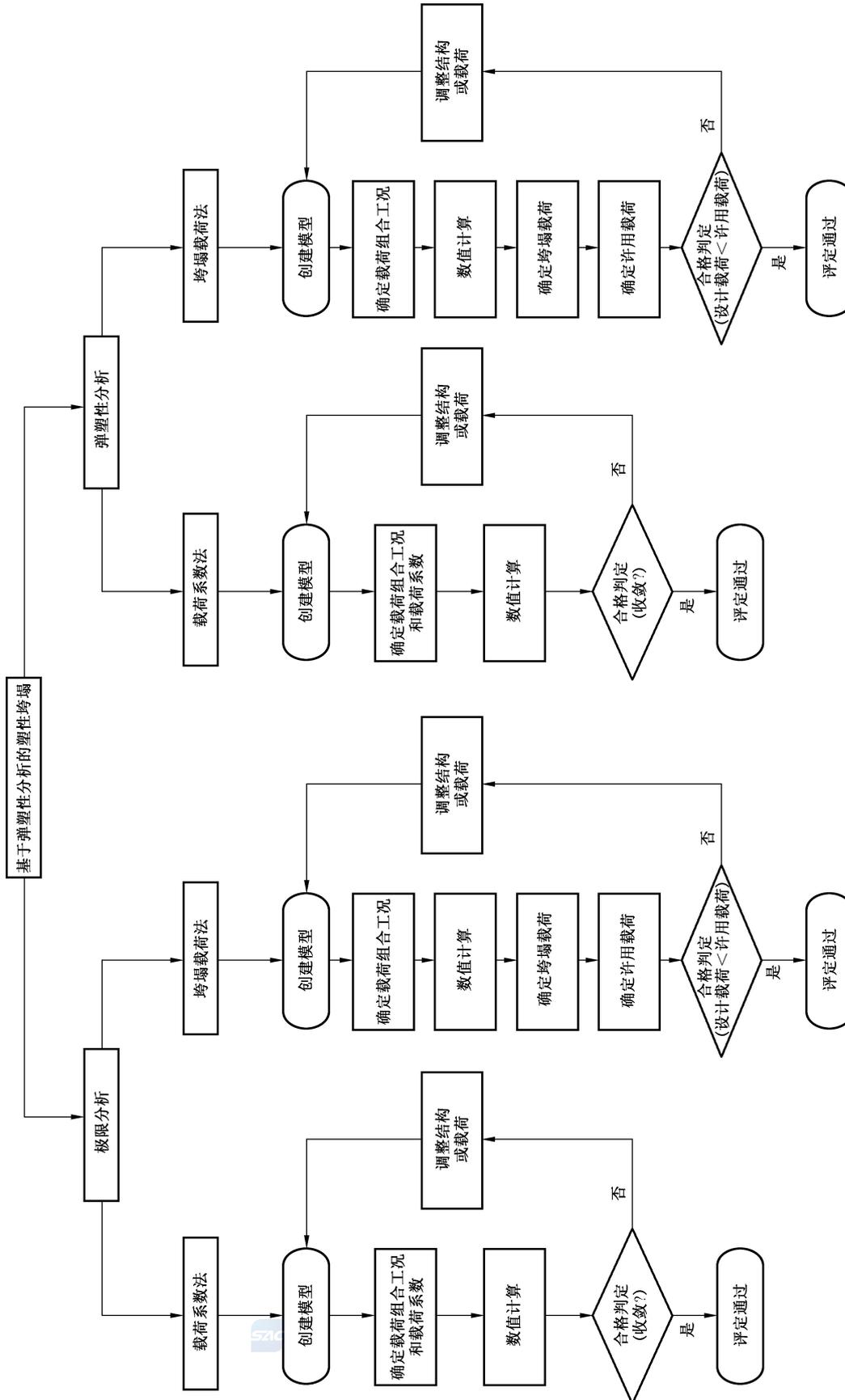


图 1 防止塑性垮塌失效的评定流程图

5.3 弹塑性分析

5.3.1 弹塑性分析提供了防止容器或元件塑性垮塌的一种较精确的评定方法。

5.3.2 当采用数值计算进行弹塑性分析时,应满足如下条件:

- a) 采用材料的弹塑性应力-应变关系,弹塑性应力-应变关系按附录 D 的规定;
- b) 采用大变形的应变-位移非线性关系;
- c) 满足基于变形后几何形状下的力和力矩平衡关系;
- d) 满足 von Mises 屈服准则及其关联流动法则。

5.3.3 采用载荷系数法或垮塌载荷法进行弹塑性分析时,应按如下步骤进行评定,评定流程见图 1。

- a) 载荷系数法评定步骤为:
 - 1) 创建模型,创建的数值分析模型应给出容器或元件的几何特性、边界条件和所受载荷;
 - 2) 确定载荷工况,载荷组合工况至少应包括表 1 所列工况,取载荷调整系数 $\alpha = 2.4$,确定载荷工况;
 - 3) 数值计算,计算时通常采用比例加载,如果需要也可按用户指定的顺序进行加载;
 - 4) 合格评定,若数值计算能得到收敛解,则评定通过;若计算不收敛,则应对模型进行调整,重新评定。
- b) 垮塌载荷法评定步骤为:
 - 1) 创建模型,创建的数值分析模型应给出容器或元件的几何特性、边界条件和所受载荷;
 - 2) 确定载荷工况,载荷组合工况至少应包括表 1 所列工况,载荷调整系数 α 值由零开始逐步增加;
 - 3) 数值计算,计算时通常采用比例加载,如果需要也可按用户指定的顺序进行加载,确定载荷调整系数 α 为结构失稳(即无法得到收敛解)前的最大值;
 - 4) 合格评定,若结构失稳前 $\alpha \geq 2.4$,评定通过;否则应对模型进行调整,重新评定。

6 局部过度应变

6.1 通则

本章给出了基于弹塑性分析评定局部过度应变的方法。除了满足第 5 章规定的塑性垮塌评定要求外,容器或元件还应进行局部过度应变评定。按照 GB/T 4732.3—2024 设计的容器或元件可不进行局部过度应变评定。

6.2 符号

下列符号适用于本章。

D_ϵ ——累积应变损伤系数。

$D_{\epsilon_{\text{form}}}$ ——由成形引起的应变损伤系数。

$D_{\epsilon,k}$ ——第 k 个载荷增量引起的应变损伤系数。

m_2 ——材料参数,由表 2 确定。

R ——屈强比。

A ——断后伸长率, %。

Z ——断面收缩率, %。

α_{sl} ——材料参数,由表 2 确定。

$\Delta\epsilon_{\text{peq},k}$ ——第 k 个载荷增量的当量塑性应变增量。

- ϵ_{cf} ——成形应变。
- ϵ_L ——三轴应变极限。
- ϵ_{Lu} ——单轴应变极限。
- $\epsilon_{L,k}$ ——第 k 个载荷增量引起的应变极限。
- ϵ_{peq} ——当量塑性应变。
- ϵ_{ij} ——当 $i=j$ 时, ϵ_{ij} 为塑性正应变分量; 当 $i \neq j$ 时, ϵ_{ij} 为塑性剪应变分量。
- $\gamma_{ij} (i \neq j)$ ——工程塑性剪应变分量, 即塑性剪应变分量 $\epsilon_{ij} (i \neq j)$ 的 2 倍。
- σ_e ——当量应力, MPa。
- $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ ——主应力, MPa。
- $\sigma_{e,k}$ ——第 k 个载荷增量的当量应力, MPa。
- $\sigma_{1,k}, \sigma_{2,k}, \sigma_{3,k}$ ——第 k 个载荷增量的主应力, MPa。

6.3 评定步骤

局部过度应变按如下步骤进行评定, 评定流程见图 2。

- a) 取载荷为 $1.7(p + P_s + D)$, 对容器或元件进行考虑非线性的弹塑性分析, 计算中材料应采用真实弹塑性应力-应变关系。
- b) 对容器或元件中可能出现局部过度应变的每一个点, 确定主应力 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$, 当量应力 σ_e 和当量塑性应变 ϵ_{peq} , 当量应力按公式(1)计算:

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]^{0.5} \dots\dots\dots (1)$$

当量塑性应变按公式(2)计算:

$$\begin{aligned} \epsilon_{peq} &= \frac{\sqrt{2}}{3} [(\epsilon_{11} - \epsilon_{22})^2 + (\epsilon_{22} - \epsilon_{33})^2 + (\epsilon_{33} - \epsilon_{11})^2 + 6(\epsilon_{12}^2 + \epsilon_{23}^2 + \epsilon_{31}^2)]^{0.5} \\ &= \frac{\sqrt{2}}{3} [(\epsilon_{11} - \epsilon_{22})^2 + (\epsilon_{22} - \epsilon_{33})^2 + (\epsilon_{33} - \epsilon_{11})^2 + 1.5(\gamma_{12}^2 + \gamma_{23}^2 + \gamma_{31}^2)]^{0.5} \dots\dots\dots (2) \end{aligned}$$

可采用典型有限元分析程序直接输出 σ_e 和 ϵ_{peq} 。

- c) 三轴应变极限按公式(3)计算:

$$\epsilon_L = \epsilon_{Lu} \cdot \exp \left[- \left(\frac{\alpha_{sl}}{1 + m_2} \right) \left(\frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3\sigma_e} - \frac{1}{3} \right) \right] \dots\dots\dots (3)$$

式中: ϵ_{Lu}, m_2 和 α_{sl} 由表 2 确定。

- d) 根据材料和成形制造工艺, 由 GB/T 4732.6—2024 中 8.2 确定成形应变 ϵ_{cf} 。如果容器或元件按 GB/T 4732.6—2024 进行了恢复性能热处理, 则可以假设成形应变为零。
- e) 按公式(4)校核应变极限。若容器或元件中可能出现局部过度应变的每一个点都满足公式(4), 则局部过度应变评定通过; 若不满足, 则应调整设计, 重新评定。

$$\epsilon_{peq} + \epsilon_{cf} \leq \epsilon_L \dots\dots\dots (4)$$

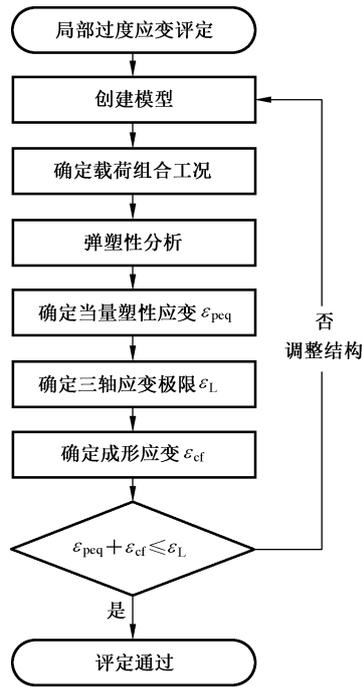


图 2 防止局部过度应变失效的评定流程图

6.4 累积应变损伤法

如果容器设计条件给出了加载顺序,则可用本条代替 6.3 进行累计损伤评定,评定流程见图 3。将加载过程划分为 n 个载荷增量,第 k 个载荷增量引起的应变极限 $\epsilon_{L,k}$ 按公式(5)计算。每个载荷增量引起的应变损伤系数按公式(6)计算,由成形引起的应变损伤系数 $D_{\epsilon_{form}}$ 按公式(7)计算。如果容器或元件按照 GB/T 4732.6—2024 的制造要求进行了恢复性能热处理,则成形应变损伤系数可以假设为零。累积的应变损伤系数按公式(8)进行评定。若满足公式(8),则对规定的载荷序列,容器或元件中该位置评定合格;否则,应进行重新设计和评定。

$$\epsilon_{L,k} = \epsilon_{Lu} \cdot \exp \left[- \left(\frac{\alpha_{sl}}{1 + m_2} \right) \left(\frac{(\sigma_{1,k} + \sigma_{2,k} + \sigma_{3,k})}{3\sigma_{e,k}} - \frac{1}{3} \right) \right] \dots\dots\dots (5)$$

$$D_{\epsilon,k} = \frac{\Delta\epsilon_{peq,k}}{\epsilon_{L,k}} \dots\dots\dots (6)$$

$$D_{\epsilon_{form}} = \frac{\epsilon_{cf}}{\epsilon_{Lu} \cdot \exp \left[- \frac{1}{3} \left(\frac{\alpha_{sl}}{1 + m_2} \right) \right]} \dots\dots\dots (7)$$

$$D_{\epsilon} = D_{\epsilon_{form}} + \sum_{k=1}^n D_{\epsilon,k} \leq 1.0 \dots\dots\dots (8)$$

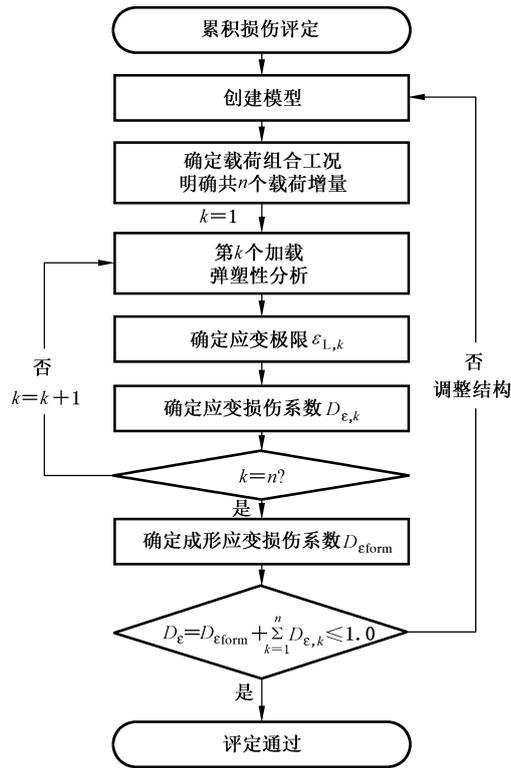


图 3 累积损伤评定流程图

表 2 应变极限参数

材料	最高适用温度 ℃	单轴应变极限 $\epsilon_{L,u}$			α_{sl}
		m_2	用断后伸长率确定	用断面收缩率确定	
非合金钢和 低合金钢	480	$0.60(1.00-R)$	$2 \cdot \ln \left[1 + \frac{A}{100} \right]$	$\ln \left[\frac{100}{100-Z} \right]$	2.2
不锈钢	480	$0.75(1.00-R)$	$3 \cdot \ln \left[1 + \frac{A}{100} \right]$	$\ln \left[\frac{100}{100-Z} \right]$	0.6
双相钢	480	$0.70(0.95-R)$	$2 \cdot \ln \left[1 + \frac{A}{100} \right]$	$\ln \left[\frac{100}{100-Z} \right]$	2.2

如未规定断后伸长率和断面收缩率,则取 $\epsilon_{L,u} = m_2$;如规定了断后伸长率或断面收缩率,则 $\epsilon_{L,u}$ 取表中第 3、4、5 列计算结果的最大值

7 屈曲

7.1 通则

当容器或元件受到外压载荷或存在压应力时,应进行屈曲的评定。

7.2 符号

下列符号适用于本章。

δ_e ——圆筒或锥壳的有效厚度, mm。

φ_B ——屈曲设计系数。

β_{cr} ——承载能力减弱系数。

D_o ——圆筒外直径, mm。

7.3 屈曲设计系数

7.3.1 屈曲设计系数应根据下列屈曲分析方法进行确定。

a) 方法 1:

- 1) 当采用屈曲分析方法, 基于弹性应力分析且不考虑几何非线性计算容器或元件的预应力时, 屈曲设计系数 φ_B 应不小于 $2/\beta_{cr}$;
- 2) 容器或元件内的预应力根据 GB/T 4732.4—2024 中表 2 设计条件的载荷组合 1~8 计算。

b) 方法 2:

- 1) 当采用屈曲分析方法, 基于弹塑性应力分析且考虑几何非线性计算容器或元件中的预应力时, 屈曲设计系数 φ_B 应不小于 $1.667/\beta_{cr}$;
- 2) 容器或元件内的预应力根据 GB/T 4732.4—2024 中表 2 设计条件的载荷组合 1~8 计算。

c) 方法 3:

按 5.3 中的垮塌载荷法对容器或元件进行弹塑性分析, 且考虑了形状缺陷, 则屈曲安全系数已包含在表 1 中各载荷组合工况的载荷系数中。

7.3.2 承载能力减弱系数 β_{cr} 根据下列情况确定。

a) 承受轴向压缩载荷的无加强圈或采用环向加强圈的圆筒和锥壳:

- 1) $D_o/\delta_e \geq 1\ 247$ 时, $\beta_{cr} = 0.207$;
- 2) $D_o/\delta_e < 1\ 247$ 时, $\beta_{cr} = 338/(389 + D_o/\delta_e)$ 。

b) 承受外压的无加强圈或采用环向加强圈的圆筒和锥壳, $\beta_{cr} = 0.80$ 。

c) 承受外压的球壳和半球形、碟形、椭圆形封头, $\beta_{cr} = 0.124$ 。

7.4 评定步骤

当通过数值分析方法确定容器或元件的临界载荷时, 应校核所有可能的屈曲模态。屈曲评定按如下步骤进行, 评定流程图见图 4。

a) 创建模型:

创建的数值分析模型应给出容器或元件的几何特性、边界条件和所受载荷。

b) 确定载荷工况:

方法 1 和方法 2 的载荷组合工况应按 GB/T 4732.4—2024 中表 2 确定, 方法 3 的载荷组合工况应按 5.3.3b) 确定。

c) 确定许用载荷或垮塌载荷:

采用方法 1 和方法 2 进行屈曲分析时, 数值计算应校核所有可能的屈曲模态, 得到最小临界载荷, 最小临界载荷除以屈曲设计系数后确定许用载荷; 采用方法 3 进行弹塑性分析时, 通过弹塑性分析数值计算, 确定载荷调整系数。

d) 合格评定:

屈曲分析时, 设计载荷小于许用载荷, 则评定通过; 采用垮塌载荷法进行弹塑性分析时, 若载荷调整系数 $\alpha \geq 2.4$, 则评定通过。否则, 应对容器或元件重新设计和评定。

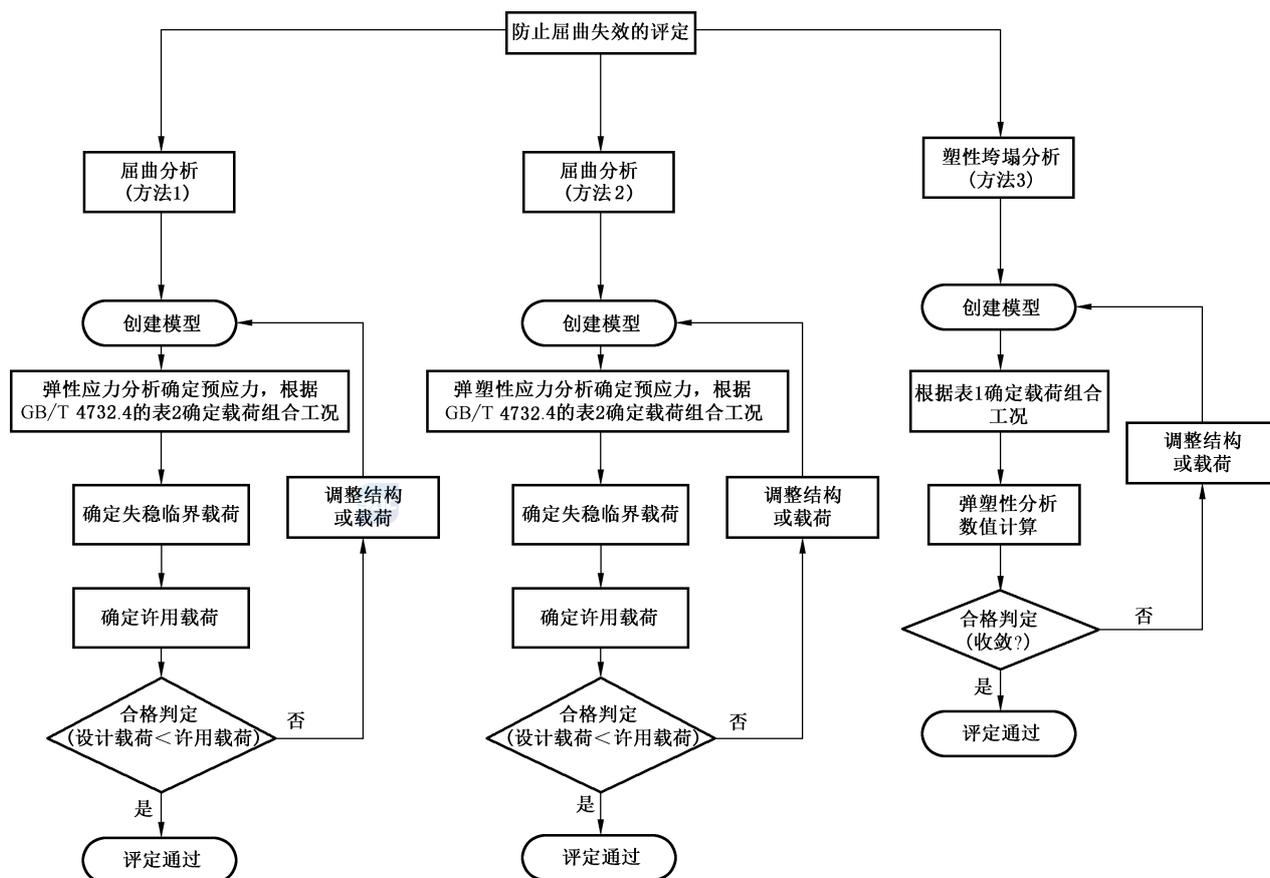


图4 防止屈曲失效的评定流程图

8 疲劳

8.1 通则

基于弹塑性分析的疲劳按本章规定的方法进行评定。对于承受循环载荷的压力容器及受压元件,当使用条件不满足 GB/T 4732.4—2024 中 6.5 时,按以下要求进行疲劳评定。

8.2 符号

下列符号适用于本章。

D_i ——疲劳累积损伤。

$D_{f,k}$ ——第 k 种循环的疲劳损伤。

$E_{ya,k}$ ——第 k 种循环时,按平均温度确定的材料弹性模量,MPa。

k ——第 k 种循环, $1 \leq k \leq M$ 。

M ——循环种数。

n_k ——第 k 种循环的预计循环次数,次。

N_k ——第 k 种循环的允许循环次数,次。

$S_{alt,k}$ ——第 k 种循环的有效交变当量应力幅,MPa。

$\Delta\epsilon_{ij,k}$ ——当 $i=j$ 时, $\Delta\epsilon_{ij,k}$ 为第 k 种循环的塑性正应变分量范围;当 $i \neq j$ 时, $\Delta\epsilon_{ij,k}$ 为第 k 种循环的工程塑性剪应变分量范围。

- $\Delta\epsilon_{\text{peq},k}$ ——第 k 种循环的当量塑性应变范围。
- $\Delta\epsilon_{\text{eff},k}$ ——第 k 种循环的有效当量应变范围。
- $\Delta\sigma_{ij,k}$ ——第 k 种循环的应力分量范围,MPa。
- $\Delta\sigma_{\text{P},k}$ ——第 k 种循环的总当量应力范围,MPa。

8.3 评定步骤

疲劳应按如下步骤进行评定,疲劳评定流程见图 5。

- a) 根据容器设计条件确定循环载荷工况。容器运行期间的循环载荷工况主要包括间歇操作(如开车、停车等)、压力波动、温度变化、振动等。
- b) 由循环载荷工况,按 GB/T 4732.4—2024 中附录 A,确定循环种数 M 及每种循环的预计循环次数 n_k 。
- c) 确定第 k 种循环范围的起点载荷和终点载荷,并取两者差值的绝对值为载荷范围。
- d) 对第 k 种循环,采用二倍屈服法或者逐个循环分析法进行弹塑性分析,分析中材料循环应力-应变曲线按附录 D 的规定,并按公式(9)计算总当量应力范围 $\Delta\sigma_{\text{P},k}$,按公式(10)计算当量塑性应变范围 $\Delta\epsilon_{\text{peq},k}$:

$$\Delta\sigma_{\text{P},k} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\Delta\sigma_{11,k} - \Delta\sigma_{22,k})^2 + (\Delta\sigma_{11,k} - \Delta\sigma_{33,k})^2 + (\Delta\sigma_{22,k} - \Delta\sigma_{33,k})^2 + 6(\Delta\sigma_{12,k}^2 + \Delta\sigma_{13,k}^2 + \Delta\sigma_{23,k}^2) \right]^{0.5} \dots\dots\dots(9)$$

$$\Delta\epsilon_{\text{peq},k} = \frac{\sqrt{2}}{3} \left[(\Delta\epsilon_{11,k} - \Delta\epsilon_{22,k})^2 + (\Delta\epsilon_{22,k} - \Delta\epsilon_{33,k})^2 + (\Delta\epsilon_{33,k} - \Delta\epsilon_{11,k})^2 + 1.5(\Delta\epsilon_{12,k}^2 + \Delta\epsilon_{23,k}^2 + \Delta\epsilon_{31,k}^2) \right]^{0.5} \dots\dots\dots(10)$$

当采用二倍屈服法时,弹塑性分析程序可以直接输出 $\Delta\sigma_{\text{P},k}$ 和 $\Delta\epsilon_{\text{peq},k}$ 。

- e) 按公式(11)计算第 k 种循环的有效当量应变范围 $\Delta\epsilon_{\text{eff},k}$:

$$\Delta\epsilon_{\text{eff},k} = \frac{\Delta\sigma_{\text{P},k}}{E_{\text{ya},k}} + \Delta\epsilon_{\text{peq},k} \dots\dots\dots(11)$$

- f) 按公式(12)计算第 k 种循环的有效交变当量应力幅 $S_{\text{alt},k}$:

$$S_{\text{alt},k} = \frac{E_{\text{ya},k} \Delta\epsilon_{\text{eff},k}}{2} \dots\dots\dots(12)$$

- g) 根据有效交变当量应力幅 $S_{\text{alt},k}$,考虑弹性模量修正后,按 GB/T 4732.4—2024 中 6.6.6 确定第 k 种循环的允许循环次数 N_k 。

- h) 按公式(13)计算第 k 种循环的疲劳损伤 $D_{f,k}$:

$$D_{f,k} = \frac{n_k}{N_k} \dots\dots\dots(13)$$

- i) 对于 b)中确定的每种循环,均按步骤 c)~步骤 h)计算疲劳损伤 $D_{f,k}$ 。
- j) 按公式(14)计算疲劳累积损伤 D_f 。如果满足公式(14),则该评定点的评定通过;否则,应修改容器设计,重复步骤 a)~步骤 j),直到满足公式(14)为止。

$$D_f = D_{f,1} + D_{f,2} + \dots + D_{f,k} + \dots + D_{f,M} \leq 1.0 \dots\dots\dots(14)$$

- k) 对容器上应疲劳评定的每一个点重复步骤 a)~步骤 j)。

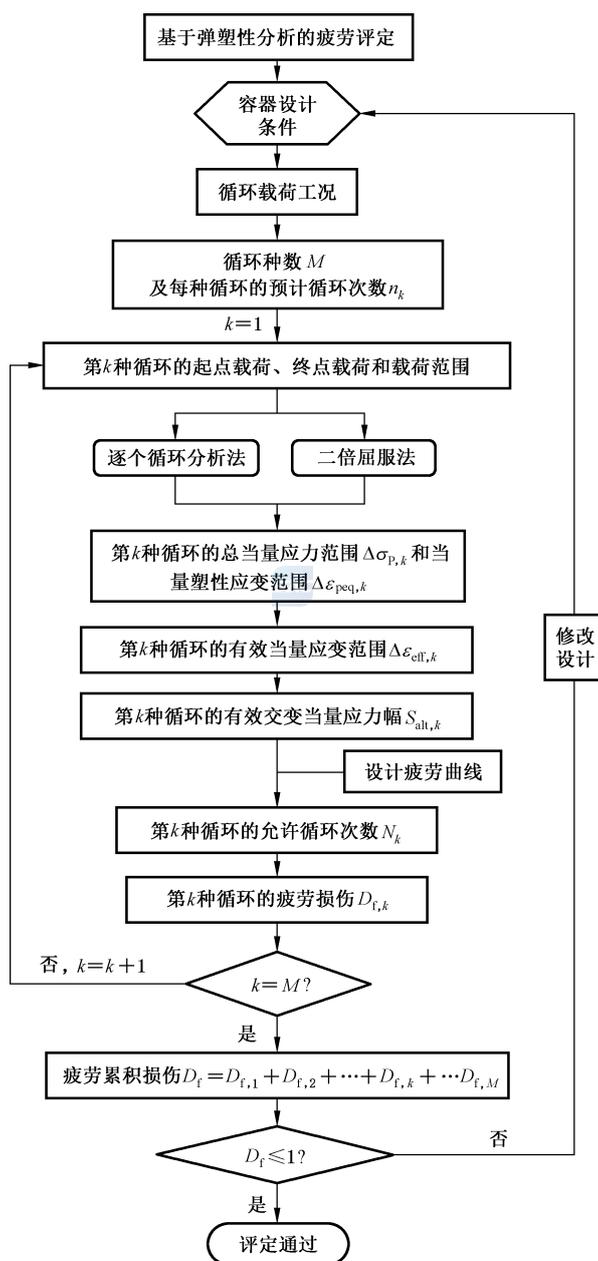


图 5 防止疲劳失效的评定流程图

9 棘轮

9.1 通则

基于弹塑性分析的棘轮失效应按本章进行评定，也可按附录 C 进行棘轮载荷边界的计算。

9.2 评定步骤

棘轮评定按如下步骤进行，评定流程见图 6。

- 建立数值模型，模型应精确地表示元件的几何特性、边界条件和载荷。
- 确定相关载荷和载荷工况，应校核各种工况（如正常操作工况、开停车工况等）及其最可能引

起棘轮现象的两个工况的组合。

- c) 采用理想弹塑性材料模型,使用 von Mises 屈服条件和关联流动法则,并考虑几何非线性的影响。塑性极限用的屈服强度采用材料在对应温度下的屈服强度,见 GB/T 4732.2—2024 的附录 C。
- d) 对上述步骤 b)中确定的载荷,进行若干次弹塑性分析。如果所作用的工况不止 1 个,则应至少选择其中最可能引起棘轮现象的两个工况进行分析。
- e) 在施加不少于 3 个完整循环并证实收敛后,按照以下准则对棘轮进行评定。
 - 1) 无塑性应变。
 - 2) 在承受压力和其他机械载荷的截面上存在弹性核。
 - 3) 最后 1 个及倒数第 2 个循环之间的相关结构的尺寸-循环次数曲线表明,总体结构尺寸无永久性变形。
- f) 如果满足 e)中任一条件,则棘轮评定通过。否则应修改元件的结构(即厚度)或降低外加载荷,重新进行分析。

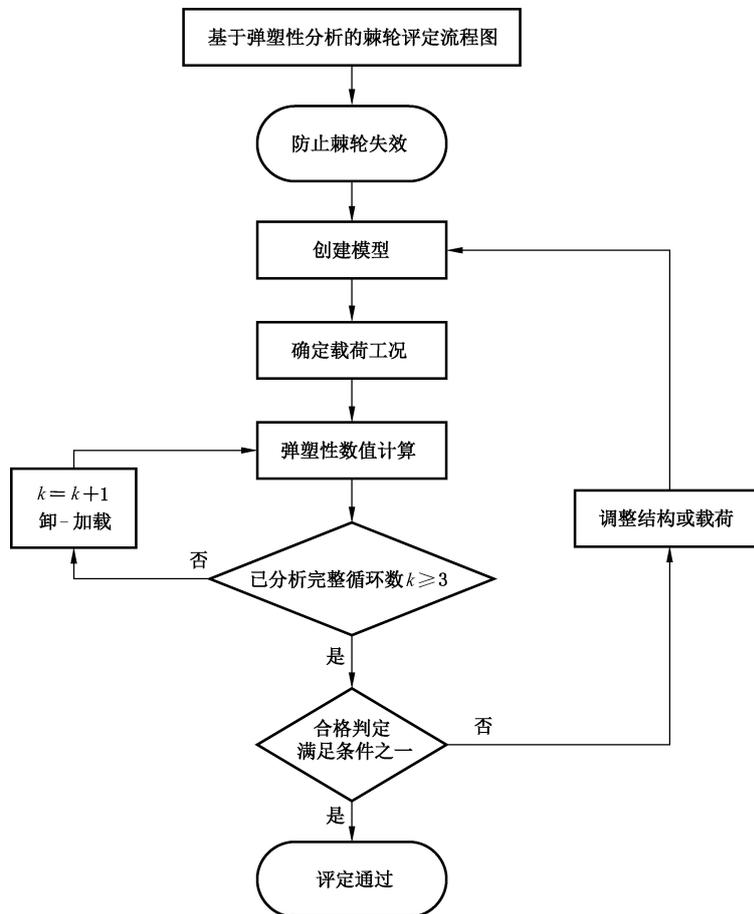


图 6 防止棘轮失效的评定流程图

附录 A
(规范性)
高温蠕变分析设计方法

A.1 总则

压力容器在高温下的蠕变分析方法主要针对其在高温蠕变条件下的蠕变断裂、蠕变过量变形、蠕变棘轮和蠕变疲劳 4 种典型的失效模式进行评定。本附录给出 2 种分析设计评定方法,其中,蠕变棘轮和蠕变疲劳为 GB/T 4732.1—2024 中未涉及而增补的。

2 种方法对应的蠕变温度适用范围和材料见表 A.1。

表 A.1 蠕变温度适用范围和材料

方法类别	蠕变温度适用范围	牌号	钢材类型
方法 1	高于 370 °C 且不超过 575 °C	12Cr2Mo1R	板材
		12Cr2Mo1	管材、锻件
	高于 425 °C 且不超过 700 °C	S30408	板材、管材、锻件
		S30409	板材、管材、锻件
高于 425 °C 且不超过 700 °C	S31608	板材、管材、锻件	
方法 2	高于 370 °C 且不超过 482 °C	12Cr2Mo1VR	板材
		12Cr2Mo1V	锻件

A.2 方法 1**A.2.1 通则**

A.2.1.1 方法 1 的评定包括应力评定、应变评定和蠕变疲劳失效模式的评定。

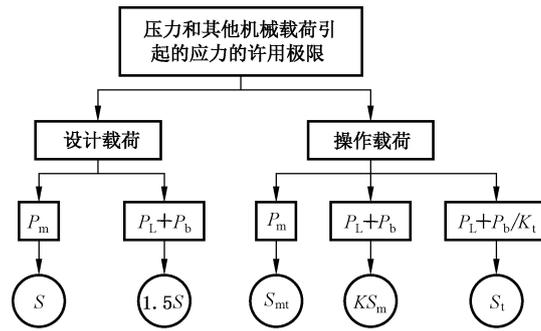
A.2.1.2 满足应力评定保证了基本强度。满足应变评定保证了不发生蠕变棘轮失效。满足蠕变疲劳失效模式的评定保证了部件不发生蠕变疲劳失效。

A.2.1.3 若各工况下结构的蠕变累积损伤、蠕变应变或结构内最大应力小于或等于其许用值,则蠕变可忽略,此时结构可按照本文件的设计方法进行设计。若蠕变不可忽略,则应进行蠕变评定。

A.2.2 压力和其他机械载荷引起的应力的限制

在线弹性分析模型中,压力和其他机械载荷引起的应力的评定包括以下内容。

- a) 设计载荷和操作载荷的不同应力类型应满足各自的许用值,如图 A.1 所示。
- b) 对操作载荷进行分类。分别计算每一类载荷的加载时间与这类载荷对应的材料断裂时间的比值,作为各类载荷的使用系数,并对各类载荷的使用系数求和。使用系数之和不应超过 1.0。



标引符号说明：

K ——基于塑性分析的形状系数,对矩形截面 $K = 1.5$;

K_t ——基于蠕变分析的形状系数,取 1.25;

P_b ——一次弯曲应力,MPa;

P_L ——一次局部薄膜应力,MPa;

P_m ——一次总体薄膜应力,MPa;

S ——设计温度下材料的总体一次薄膜当量应力的许用极限,MPa;

S_m ——在给定温度下与时间无关的强度参量中的最低应力值,MPa;

S_{mt} ——对母材,是总体一次薄膜当量应力的许用极限,取 S_m 和 S_t 两个许用极限中的较小值;对焊缝,取 S_{mt} 和 $0.8S_t \times R$ 中的较小值,其中 S_t 为预计的最小断裂应力强度,MPa;

S_t ——对母材, S_t 值为与温度和时间相关的当量应力的许用极限;对于焊缝部位,取 S_t 值或 $0.8S_t \times R$ 两者中的较小值,其中, R 为焊缝金属蠕变断裂强度与母材蠕变断裂强度之比;相邻母材的最低 S_t 值用于焊缝,MPa。

图 A.1 压力和其他机械载荷引起的应力的许用极限评定图

A.2.3 应变限制

应按 A.2.3 和 A.2.4 进行应变评定和蠕变疲劳失效模式的评定。评定时,主要包括 3 种蠕变棘轮评定分析,即弹性分析、简化的非弹性分析、非弹性分析,评定流程见图 A.2。

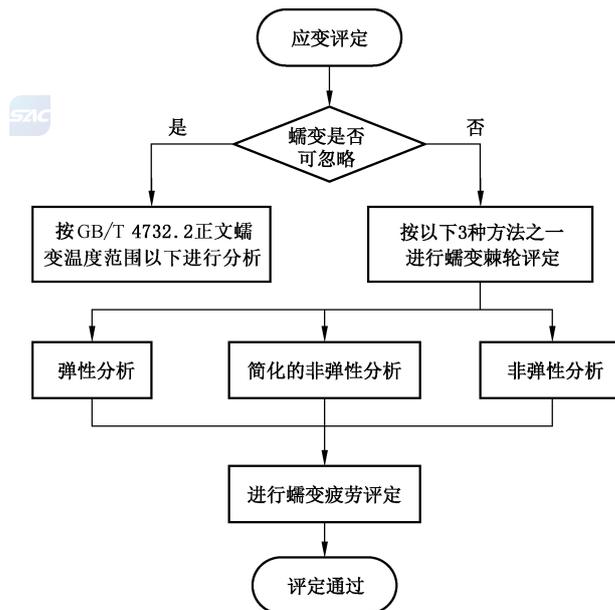


图 A.2 蠕变棘轮和蠕变疲劳的评定流程图

A.2.4 蠕变疲劳

A.2.4.1 弹性分析方法适用条件

弹性分析方法进行蠕变疲劳失效模式评定应满足以下条件：

- 图 A.2 中弹性分析和简化的非弹性分析的要求；
- 应力($P_L + P_b + Q$)的当量应力不大于 $3S$ ，其中 $3S$ 取 $3S_m$ 和 $3\bar{S}_m$ 的较小值；
- 由压力引起的薄膜和弯曲应力以及由热载荷引起的薄膜应力归为一次应力。

注：b)中涉及的符号含义如下：

P_b ——一次弯曲应力，MPa；

P_L ——一次局部薄膜应力，MPa；

Q ——操作载荷下得到的二次应力，MPa；

S ——设计温度下材料的总体一次薄膜当量应力的许用极限，MPa；

S_m ——在给定温度下与时间无关的强度参量中的最低应力值，MPa；

\bar{S}_m ——在给定温度下与时间相关的应力强度参量中的应力值，MPa。

A.2.4.2 蠕变损伤计算

按下列步骤进行蠕变损伤系数 D_c 的计算：

- 首先，通过弹性分析得到应变范围的当量应变；
- 然后分别针对应力集中系数(应力集中系数要考虑塑性变形和蠕变的影响)、蠕变应变、多轴塑性和泊松比对当量应变进行修正，以确定考虑弹性、塑性和蠕变影响的总应变；
- 再通过等时应力-应变曲线，最小断裂应力-断裂时间关系图，可确定特定初始应力水平和特定温度下材料发生蠕变断裂的许用时间，再按照使用系数累加原则，最终得到蠕变损伤系数 D_c 。

A.2.4.3 疲劳损伤计算

按下列步骤进行疲劳损伤系数 D_f 的计算：

- 首先确定每一类循环载荷的循环次数，并由设计疲劳数据确定每一类循环载荷的设计许用循环次数；
- 分别计算每一类循环载荷的循环次数与这类循环载荷的设计许用循环次数的比值，作为各类循环载荷的损伤系数；
- 叠加各类循环载荷的损伤系数，最终得到疲劳损伤系数 D_f 。

A.2.4.4 蠕变疲劳交互作用

按公式(A.1)评定蠕变疲劳交互作用的线性累积损伤：

$$D_c + D_f \leq D \quad \dots\dots\dots(A.1)$$

式中：

D_c ——蠕变损伤系数；

D_f ——疲劳损伤系数；

D ——许用总蠕变疲劳损伤。

公式(A.1)中的许用总蠕变疲劳损伤 D 不应超过图 A.3 的材料蠕变疲劳损伤包络线。

公式(A.1)的校核可按图 A.3。将由 D_f 为横坐标， D_c 为纵坐标确定的点(D_f, D_c)标于图 A.3。如果该点落在对应材料的蠕变疲劳损伤包络线与横纵坐标所围成的区域以内，或落在对应材料的蠕变疲劳损伤包络线上，则合格。

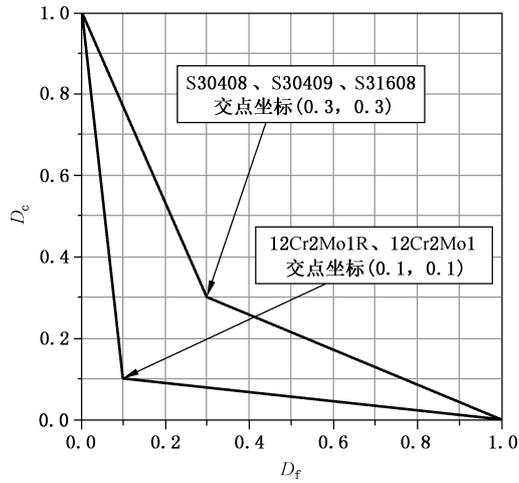


图 A.3 蠕变疲劳损伤包络线

A.3 方法 2

A.3.1 一般要求

采用本方法,受压元件应满足以下条件:

- a) 壳体的外直径 D_o 与内直径 D_i 比: $D_o/D_i \leq 1.2$;
- b) 标准受压元件(如法兰、管件等)除外;
- c) 接管、锥形过渡段采用整体结构。

A.3.2 防止塑性垮塌

按 GB/T 4732.4—2024 中 6.2 进行最大一次静载的强度校核。

A.3.3 防止蠕变棘轮

A.3.3.1 评定流程

元件承受循环载荷时,应进行蠕变棘轮分析。通过限制应变和变形,可以避免蠕变过量变形和蠕变棘轮这两种失效模式。防止蠕变棘轮的评定流程,见图 A.4。

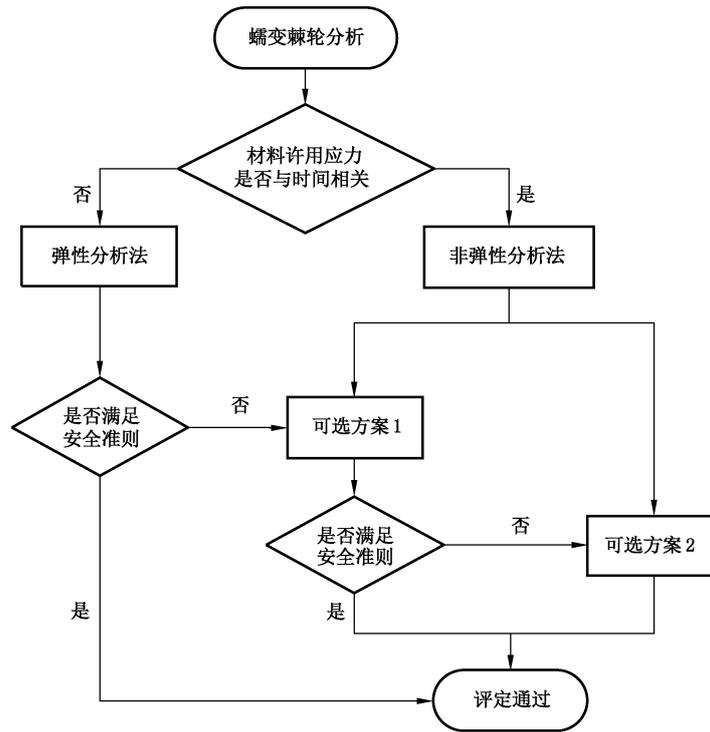


图 A.4 蠕变棘轮失效模式评定流程图(方法 2)

A.3.3.2 弹性分析法

当受压元件材料在操作温度下的许用应力 S_m 与时间无关时,若按 GB/T 4732.4—2024 中规定的设计方法,可确定元件中的所有点均处于弹性安定,则可采用弹性分析法进行棘轮分析。当采用本方法分析时,应选取最极端工况下的应力和温度条件,按公式(A.2)对受压元件的总应力范围的当量应力进行限制。

$$\Delta(P_L + P_b + Q + F) \leq S_h + S_{yc} \quad \dots\dots\dots(A.2)$$

式中:

- P_L ——一次局部薄膜应力,单位为兆帕(MPa);
- P_b ——一次弯曲应力,单位为兆帕(MPa);
- Q ——操作载荷下得到的二次应力,单位为兆帕(MPa);
- F ——由应力集中产生的超过名义应力的附加的应力增量,单位为兆帕(MPa);
- S_h ——所考虑载荷循环中最高温度下的许用应力,单位为兆帕(MPa);
- S_{yc} ——所考虑载荷循环最低温度下的屈服强度,单位为兆帕(MPa)。

A.3.3.3 非弹性分析法

A.3.3.3.1 受压元件应采用下列可选方案之一进行非弹性分析并考虑蠕变效应。

- a) 可选方案 1:如果所有结构上的各点均处于弹性安定状态,可采用近似的棘轮分析。应选择最极端应力与温度工况的载荷历程,最少应计算两个完整的循环,每个循环应包含至少 1 年的保载时间,用于判断是否发生蠕变松弛效应。在计算到最后 1 个循环时,应证实整个循环中,元件是否处于弹性安定状态。若不能满足弹性安定性要求,则采用可选方案 2 按实际操作历程进行非弹性应力分析。
- b) 可选方案 2:如果按“可选方案 1”无法进行简化分析或按“可选方案 1”分析后,表明结构无法

达到弹性安定状态,则应进行完全的非弹性应力分析。在分析过程中,应采用与真实操作时间相关的温度、机械载荷加载历程(包括所有的操作循环及与时间相关的保载时间);该分析应持续到载荷历程中定义的所有循环结束,或结构安定于一个稳定的状态,或形成稳定的棘轮变形。

A.3.3.3.2 分析过程中,材料应按基于操作温度的屈服强度定义理想弹塑性应力-应变曲线,还应计算蠕变速率。基于非弹性分析结果,均应满足以下准则:

- a) 限制累积非弹性应变与蠕变损伤,防止发生蠕变过量变形失效;
- b) 结构按照第 6 章进行防止局部失效分析,且不需要考虑蠕变效应。

A.3.4 防止蠕变疲劳

A.3.4.1 评定流程

元件承受循环载荷时,应进行蠕变疲劳分析。防止蠕变疲劳的评定流程,见图 A.5。

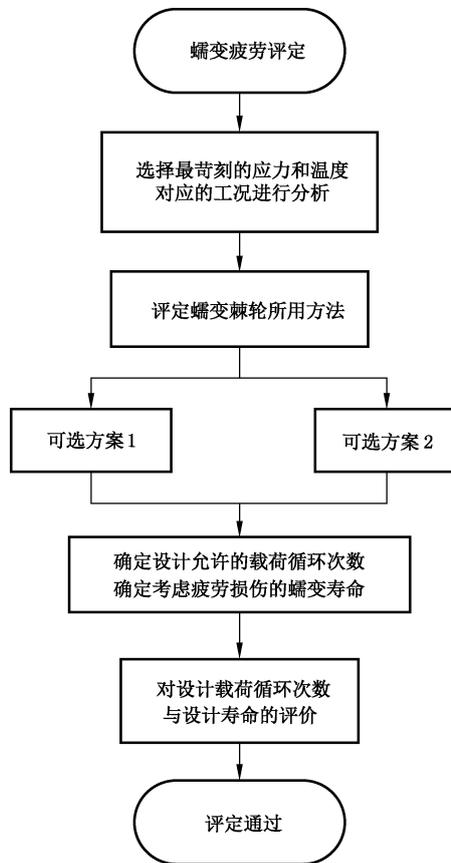


图 A.5 蠕变疲劳失效模式评定流程图(方法 2)

A.3.4.2 不考虑疲劳损伤的蠕变寿命

在确定不考虑疲劳损伤的蠕变寿命 L_{caf} 时,应选择最极端应力和温度的工况进行稳态的非弹性分析。在分析过程中,应在结构上选取足够多的位置进行评定,以保证结构在最苛刻条件下已满足要求。不考虑疲劳损伤的蠕变寿命 L_{caf} ,是指结构在极端工况下不考虑疲劳因素而达到蠕变失效时的工作时间。不考虑疲劳损伤的蠕变寿命 L_{caf} 由以下两个时间确定,以先到者为准:由于非弹性分析产生累计蠕变损伤所需的时间或 10^6 h;出于设计需要并考虑到分析过程中的不确定性,设计时可根据具体情况,选

择 1 个较小值作为蠕变损伤值,从而确定 1 个偏于保守的 L_{caf} 值。

对不考虑疲劳损伤的蠕变寿命的计算,可根据材料相应的高温疲劳设计曲线,确定结构的稳态蠕变寿命,从而获得结构允许的最大疲劳循环次数。

A.3.4.3 考虑疲劳损伤的蠕变寿命

考虑疲劳损伤的蠕变寿命 L_{cwf} 及许用循环次数 N 应满足设计条件的要求,其值可采用如下提供的方法进行计算确定。

- a) 若采用 A.3.3.3.1a) 所述可选方案 1 进行安定性评定后,应按 GB/T 4732.4—2024 中 6.5.4“疲劳评定免除准则二”进行分析,但疲劳曲线应采用蠕变效应的设计疲劳曲线。在疲劳分析过程中,满足如下要求:
 - 1) 许用循环次数 N ,应按 GB/T 4732.4—2024 中 6.5.4“疲劳评定免除准则二”的步骤三确定;
 - 2) 综合考虑许用循环次数 N 、当量塑性应变幅和蠕变疲劳损伤系数等因素,对不考虑疲劳损伤的蠕变寿命 L_{caf} 进行适当折减,推算出疲劳损伤的蠕变寿命 L_{cwf} 。
- b) 若采用 A.3.3.3.1b) 所述可选方案 2 进行安定性评定后,应按第 8 章的规定进行疲劳分析。在疲劳分析过程中,满足如下要求:
 - 1) 应采用蠕变效应的设计疲劳曲线,确定结构的疲劳累积损伤。疲劳累积损伤应满足第 8 章的要求;
 - 2) 综合考虑每一个载荷条件或循环引起的当量塑性应变幅和蠕变疲劳损伤系数等因素,对不考虑疲劳损伤的蠕变寿命 L_{caf} 进行适当折减,推算出疲劳损伤的蠕变寿命 L_{cwf} 。

A.3.5 外压和压缩应力评定及限制条件

在产生压缩应力的极端苛刻组合工况下,如果基于薄膜应力按蠕变模型公式计算得到的每小时蠕变应变率满足公式(A.3),则可以采用 GB/T 4732.3—2024 进行外压和许用压缩应力的评定。

$$\dot{\epsilon} \leq 3 \times 10^{-8} \dots\dots\dots (A.3)$$

式中:

$\dot{\epsilon}$ ——蠕变应变率,单位为每小时(1/h)。

附录 B

(规范性)

塑性垮塌的二元评定准则

B.1 概述

二元准则利用强度准则和变形准则对压力容器进行塑性垮塌评定。对于材料屈强比较低和几何强化效应较显著的压力容器,极限分析和弹塑性分析的评定结果可能差异较大,宜选用二元准则进行塑性垮塌评定。

B.2 二元准则

防止塑性垮塌的强度准则是许用设计载荷 P_a 不应大于垮塌载荷 P_C 除以安全系数 2.4。防止过度塑性变形的变形准则是许用设计载荷 P_a 不应大于准极限载荷 P_p 除以安全系数 1.5。垮塌载荷 P_C 和准极限载荷 P_p 在载荷-变形曲线中的位置示意图如图 B.1 所示。

公式(B.1)为同时防止塑性垮塌和过度塑性变形的二元准则:

$$P_a \leq \min(P_p/1.5, P_C/2.4) \dots\dots\dots (B.1)$$

式中:

P_a ——许用设计载荷,设计时允许采用的最大设计载荷;

P_p ——准极限载荷;

P_C ——垮塌载荷。

计算时采用附录 D 中 D.2 提供的真实应力-应变关系,同时考虑几何非线性效应。除了对设备变形有特殊严格要求的情况外,在满足二元准则后,可不作其他校核。公式(B.1)中的准极限载荷 P_p 可以准确地取为零曲率载荷 P_z ,也可以近似地取为应变极限载荷 P_s , P_s 的计算效率较高。

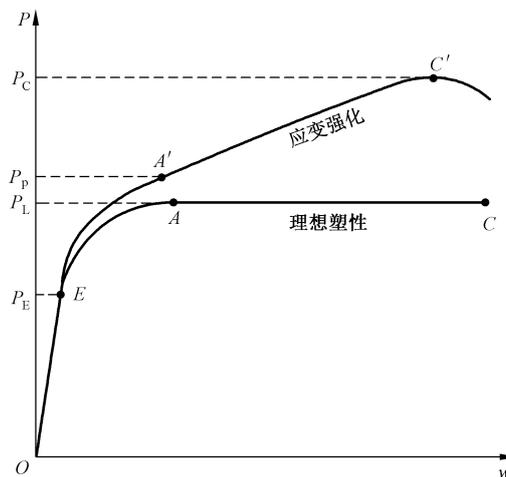


图 B.1 载荷-变形(P-w)曲线

B.3 评定步骤



基于二元准则的塑性垮塌按如下步骤进行评定,评定流程见图 B.2。

- a) 根据设计条件按表 1 确定设计载荷(取 $\alpha=1.0$),记为 P 。至少应校核表 1 中规定的载荷组合工况。

- b) 进行弹塑性有限元分析,采用附录 D 中 D.2 提供的弹塑性应力-应变曲线,同时考虑几何非线性效应。按表 1 中的载荷组合进行比例加载,由零逐步加载到 $2.4P$ 。若计算收敛,则强度准则通过;若发散,则设计不合格,应修改设计方案重新进行评定。
- c) 从计算结果中提取载荷-变形曲线的数据。
- d) 由载荷-变形曲线确定准极限载荷 P_z (或应变极限载荷 P_s)。若 $1.5P \leq P_z$ (或 P_s),则变形准则通过;否则,设计不合格,应修改设计方案重新进行评定。
- e) 若强度准则和变形准则都能通过,则设计通过。

计算完成后,评定结果简图见图 B.3。在简图中除载荷-变形($P-w$)曲线外再画上初屈服载荷(yield 线)、准极限载荷(q-limit 线)、 $1.5P$ ($1.5P$ 线)和 $2.4P$ ($2.4P$ 线)四条水平线,用户可以直接判断评定结果的合理性和定性估计设计载荷的安全裕度。

如图 B.3 所示,该设计载荷的 $1.5P$ 线距离准极限载荷(变形准则)还有约 10%的安全裕度; $2.4P$ 线处于载荷-变形曲线的上升段,还未进入趋于垮塌载荷的渐近拉平段,因而强度准则也有足够的安全裕度,故设计通过。

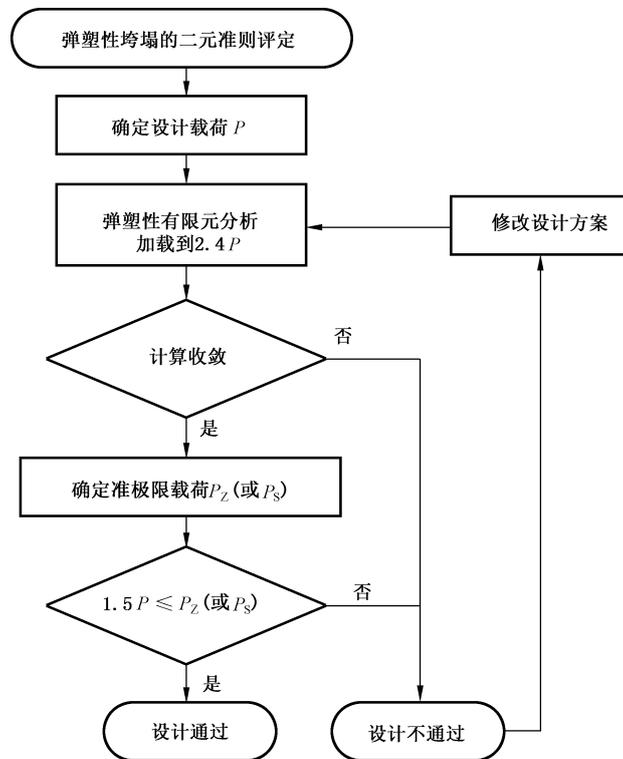


图 B.2 基于二元准则的塑性垮塌评定流程图

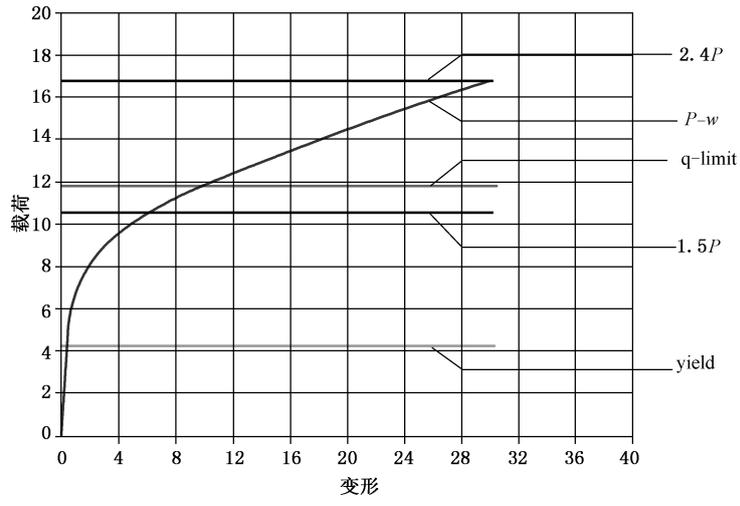


图 B.3 基于二元准则的塑性垮塌评定结果示意简图

附录 C

(规范性)

极限、安定和棘轮载荷边界的直接算法

C.1 通则

基于上、下限定理和数值方法(如有限元法)求解极限、安定和棘轮载荷边界的直接算法可有效地对复杂几何和工况的元件进行极限、安定和棘轮分析。选用直接算法进行分析时应满足如下条件:

- a) 材料采用理想弹塑性或强化模型,处于小变形状态,不考虑几何非线性效应;
- b) 适用于机械和热载荷作用的比例加载或循环加载形式,不适用于位移控制的加载形式,不考虑动力效应。

C.2 极限、安定和棘轮载荷边界的确定

如果能找到一个与时间无关的残余应力场 $\bar{\rho}_{ij}(x_k)$,它与给定载荷范围内的任意外载荷所产生的弹性应力场 $\hat{\sigma}_{ij}(x_k, t)$ 相加后处处不违反在某一时刻与时间相关的屈服条件,即满足公式(C.1),则元件安定。最大可能的安定下限载荷乘子 λ^L 即为安定载荷乘子(即安定下限定理)。

$$f(\sigma_{ij}(x_k, t), \sigma_y(x_k, t)) = f(\lambda^L \hat{\sigma}_{ij}(x_k, t) + \bar{\rho}_{ij}(x_k), \sigma_y(x_k, t)) \leq 0 \quad \dots\dots\dots (C.1)$$

式中:

- $f(\cdot)$ ——屈服函数;
- $\sigma_{ij}(x_k, t)$ ——元件的总应力场,单位为兆帕(MPa);
- $\sigma_y(x_k, t)$ ——材料屈服应力,单位为兆帕(MPa);
- λ^L ——下限载荷乘子;
- $\bar{\rho}_{ij}(x_k)$ ——恒定的残余应力场,单位为兆帕(MPa)。

如果存在一个机动许可的塑性应变率循环 $\dot{\epsilon}_{ij}(x_k, t)$,能使反复加载过程中载荷在其上所做的外功大于元件内部的塑性耗散功,则元件不安定。上限安定乘子 λ^U 可以按公式(C.2)确定,最小可能的安定上限载荷乘子 λ^U 即为安定载荷乘子(即安定上限定理)。

$$\lambda^U = \frac{\int_V \int_0^T \sigma_y(x_k, t) \dot{\epsilon}(x_k, t) dt dV}{\int_V \int_0^T \hat{\sigma}_{ij}(x_k, t) \dot{\epsilon}_{ij}(x_k, t) dt dV} \quad \dots\dots\dots (C.2)$$

式中:

- λ^U ——上限载荷乘子;
- $\sigma_y(x_k, t)$ ——材料屈服应力,单位为兆帕(MPa);
- $\hat{\sigma}_{ij}(x_k, t)$ ——元件的线弹性应力场,单位为兆帕(MPa);
- $\dot{\epsilon}(x_k, t)$ ——等效塑性应变率,单位为每秒(s^{-1})。

对于一个体积为 V 、表面为 S 的元件,假设其在体积 V 内承受变化的热载荷 $\lambda_\theta \theta(x_k, t)$,在表面 S_p 上承受变化的机械载荷 $\lambda_p P(x_k, t)$,在表面 S_u 上满足零位移边界条件,且热载荷和机械载荷的变化具有相同的周期 T 。对于一个周期内的时间历程 $0 \leq t \leq T$ [t 为 1 个周期内的时间历程,单位为秒(s); T 为周期,单位为秒(s)],公式(C.3)为元件的线弹性应力解:

$$\hat{\sigma}_{ij}(x_k, t) = \lambda_p \hat{\sigma}_{ij}^p(x_k, t) + \lambda_\theta \hat{\sigma}_{ij}^\theta(x_k, t) \quad \dots\dots\dots (C.3)$$

式中:

$\hat{\sigma}_{ij}(x_k, t)$ ——元件的线弹性应力场,单位为兆帕(MPa);

λ_p ——机械载荷的系数;

$\hat{\sigma}_{ij}^p(x_k, t)$ ——机械载荷 $P(x_k, t)$ 作用下元件的线弹性应力场,单位为兆帕(MPa);

λ_θ ——热载荷的系数;

$\hat{\sigma}_{ij}^\theta(x_k, t)$ ——热载荷 $\theta(x_k, t)$ 作用下元件的线弹性应力场,单位为兆帕(MPa)。

$\hat{\sigma}_{ij}^p(x_k, t)$ 和 $\hat{\sigma}_{ij}^\theta(x_k, t)$ 分别为机械载荷 $P(x_k, t)$ 与热载荷 $\theta(x_k, t)$ 单独作用下元件的线弹性应力解。

元件可能同时受多个外载荷 $P_i(x_k, t), i=1, 2, \dots, n$, 每一个外载荷 $P_i(x_k, t)$ 可以分为时间相关的载荷因子 $\mu_i(t)$ 和基准载荷 $P_i^0(x_k)$,公式(C.4)为载荷历史:

$$P(x_k, t) = \sum_{i=1}^N P_i(x_k, t) = \sum_{i=1}^N \mu_i(t) P_i^0(x_k) \dots\dots\dots (C.4)$$

式中:

$P(x_k, t)$ ——机械载荷(力矩、力、线载荷、面载荷);

$P_i(x_k, t)$ ——元件所受的第 i 个外载荷(力矩、力、线载荷、面载荷);

$\mu_i(t)$ ——第 i 个外载荷的载荷因子;

$P_i^0(x_k)$ ——第 i 个外载荷的基准载荷(力矩、力、线载荷、面载荷)。

假设载荷因子的变化区间为 $\mu_i^- \leq \mu_i(t) \leq \mu_i^+$, 则公式(C.4)可表示为一个载荷域 Ω 。

假设元件材料满足 Drucker 条件,则元件在循环载荷作用下的应力、应变率逐渐趋于稳定循环状态,即满足公式(C.5)和公式(C.6):

$$\sigma_{ij}(t) = \sigma_{ij}(t + T) \dots\dots\dots (C.5)$$

$$\dot{\epsilon}_{ij}(t) = \dot{\epsilon}_{ij}(t + T) \dots\dots\dots (C.6)$$

对于任意的渐进循环历史,其应力解 $\sigma_{ij}(x_k, t)$ 可用公式(C.7)表示:

$$\sigma_{ij}(x_k, t) = \lambda \hat{\sigma}_{ij}(x_k, t) + \bar{\rho}_{ij}(x_k) + \rho_{ij}^r(x_k, t) \dots\dots\dots (C.7)$$

式中:

$\sigma_{ij}(x_k, t)$ ——元件的总应力场,单位为兆帕(MPa);

λ ——载荷乘子;

$\bar{\rho}_{ij}(x_k)$ ——恒定的残余应力场,单位为兆帕(MPa);

$\rho_{ij}^r(x_k, t)$ ——1个周期内的变化残余应力场,单位为兆帕(MPa),且满足公式(C.8):

$$\rho_{ij}^r(x_k, 0) = \rho_{ij}^r(x_k, T) = 0 \dots\dots\dots (C.8)$$

恒定机械载荷和循环热载荷或循环机械载荷联合作用下,由元件的极限、安定和棘轮载荷边界确定的各个区域如图 C.1 所示。当元件所承载荷为恒定值时,所计算的安定、棘轮载荷退化成极限载荷。



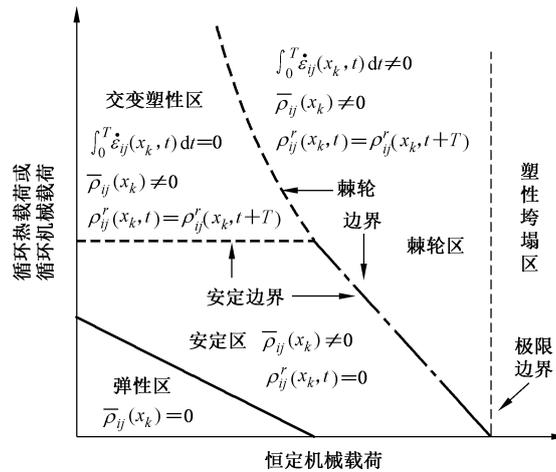


图 C.1 极限、安定和棘轮载荷边界示意图

C.3 基于直接法的极限、安定和棘轮载荷边界计算

C.3.1 安定载荷边界的计算

可采用直接算法按如下步骤计算安定载荷边界：

- 明确载荷工况，将元件所受各个载荷区分为循环载荷和恒定载荷，各个载荷表示为基准载荷和 1 个可变载荷因子的乘积；
- 采用线弹性有限元分析方法，计算各个基准载荷单独作用下元件的线弹性应力场；
- 将各个线弹性应力场和对应的载荷因子组合，生成元件的线弹性应力场空间域；
- 选定 1 个载荷比例（例如，图 C.2 中的点 M_1 ），采用直接算法对元件进行安定分析，得到元件的安定载荷；
- 改变载荷比例（例如，图 C.2 中的点 M_1 、 M_2 、 M_3 ），重复步骤 d)，所有安定载荷点连在一起围成的边界，即安定载荷边界。当载荷角点数退化为 1 时，安定载荷边界退化成为极限载荷边界。

注：极限载荷边界指当元件经受的载荷在一个域内按比例加载作用，元件不失去承载能力。

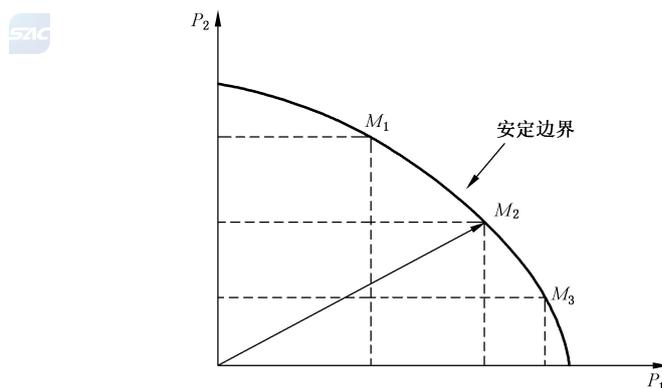


图 C.2 安定载荷边界示意图

C.3.2 棘轮载荷边界的计算

元件所承受的载荷分为循环载荷部分和恒定载荷部分。可采用直接算法按如下步骤计算棘轮载荷边界：

- a) 明确载荷工况,将元件所受的各个载荷区分为循环载荷和恒定载荷,各个载荷表示为基准载荷和1个可变载荷因子的乘积;
- b) 采用线弹性有限元分析方法,计算各个基准载荷单独作用下元件的线弹性应力场;
- c) 选定1个具体的循环载荷变化范围,采用直接计算法确定元件的循环稳定状态;
- d) 在循环稳定状态下,提取元件在1个周期内的变化残余应力场 $\rho_{ij}^r(x_k, t)$ 和塑性应变历史 $\dot{\epsilon}_{ij}(x_k, t)$;
- e) 将变化残余应力场和塑性应变历史作为广义的载荷,采用直接计算法对元件进行修正的安定分析,确定元件所能承受的最大附加恒定载荷,得到元件的棘轮载荷;
- f) 改变载荷比例,重复步骤 c)~步骤 d),所有棘轮载荷点连在一起围成的边界,即棘轮载荷边界。

C.4 可选的方法:计算极限、安定和棘轮载荷的流程

应力补偿法和线性匹配法是两种典型的直接计算法。应力补偿法通过引入补偿应力来构造残余应力场,仅需执行一系列刚度矩阵不变的线弹性有限元迭代计算,就可以实现极限、安定和棘轮分析,进而快速确定元件在相应热机载荷下的极限、安定和棘轮载荷边界;线性匹配法采用一系列修正弹性模量的线弹性分析来模拟结构的塑性力学行为,可以实现极限、安定和棘轮分析,进而快速确定元件在相应热机载荷下的极限、安定和棘轮载荷边界。

图 C.3 和图 C.4 分别是采用应力补偿法计算安定载荷和棘轮载荷的流程,图 C.5 和图 C.6 分别是采用线性匹配法计算安定载荷和棘轮载荷的流程。

分析设计人员也可以选择采用其他成熟可靠的直接法进行极限、安定和棘轮载荷边界的计算。

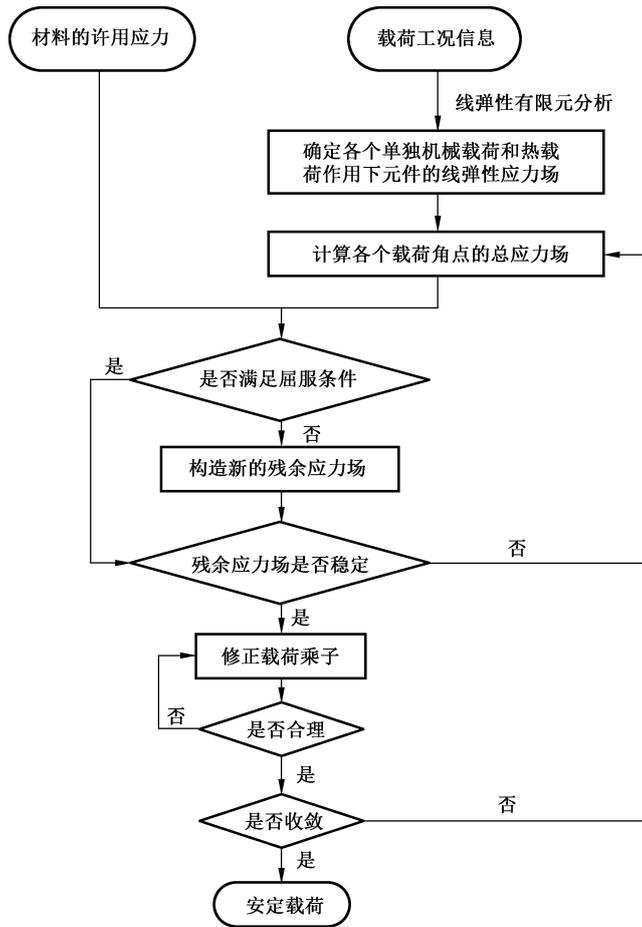


图 C.3 基于应力补偿法的安定分析流程图

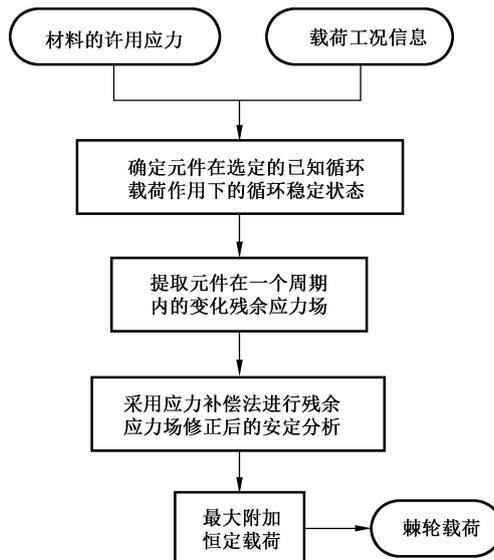


图 C.4 基于应力补偿法的棘轮分析流程图

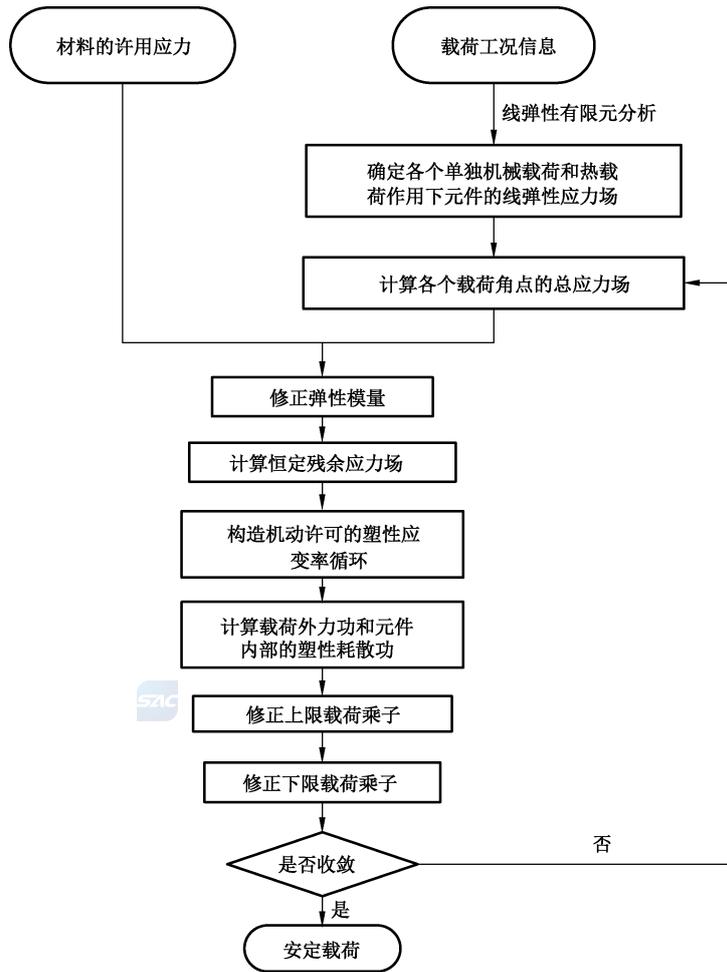


图 C.5 基于线性匹配法的安定分析流程图

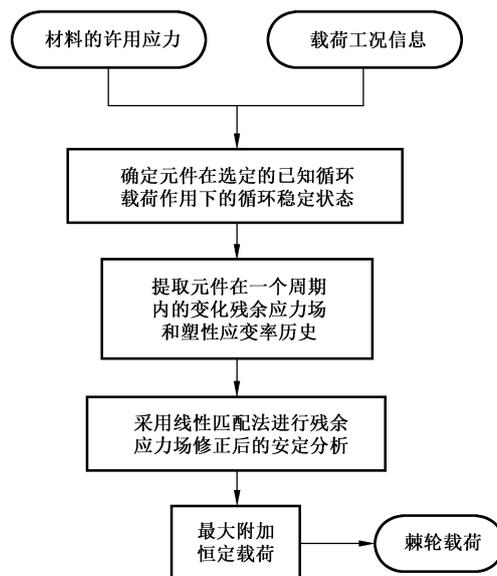


图 C.6 基于线性匹配法的棘轮分析流程图

附 录 D
(规范性)
材料的弹塑性应力-应变关系

D.1 总则

进行压力容器弹塑性分析时,所用材料的弹塑性应力-应变关系按本附录的规定。

D.2 应力-应变关系

当设计中要求考虑应变强化特性时,采用公式(D.1)~公式(D.13)计算应力-应变关系。

$$\epsilon_t = \frac{\sigma_t}{E^t} + \gamma_1 + \gamma_2 \quad \dots\dots\dots (D.1)$$

式中:

ϵ_t —— 总体真实应变;

σ_t —— 计算真实应变时的真实应力,可为薄膜应力、薄膜应力加弯曲应力,或薄膜应力加弯曲应力加峰值应力,单位为兆帕(MPa);

E^t —— 设计温度下的弹性模量,单位为兆帕(MPa);

γ_1 —— 应力-应变关系中微观应变范围内的真实应变;

γ_2 —— 应力-应变关系中宏观应变范围内的真实应变。

$$\gamma_1 = \frac{\epsilon_1}{2} [1.0 - \tanh(H)] \quad \dots\dots\dots (D.2)$$

式中:

γ_1 —— 应力-应变关系中微观应变范围内的真实应变;

ϵ_1 —— 应力-应变关系中微观应变范围内的真实塑性应变;

H —— 应力-应变关系拟合参数。

$$\gamma_2 = \frac{\epsilon_2}{2} [1.0 + \tanh(H)] \quad \dots\dots\dots (D.3)$$

式中:

γ_2 —— 应力-应变关系中宏观应变范围内的真实应变;

ϵ_2 —— 应力-应变关系中宏观应变范围内的真实塑性应变;

H —— 应力-应变关系拟合参数。

$$\epsilon_1 = \left(\frac{\sigma_t}{A_1} \right)^{\frac{1}{m_1}} \quad \dots\dots\dots (D.4)$$

式中:

ϵ_1 —— 应力-应变关系中微观应变范围内的真实塑性应变;

σ_t —— 计算真实应变时的真实应力,可为薄膜应力、薄膜应力加弯曲应力,或薄膜应力加弯曲应力加峰值应力,单位为兆帕(MPa);

A_1 —— 应力-应变关系弹性范围的拟合常数;

m_1 —— 应力-应变关系拟合指数(等于比例极限处的真实应变)和大应变范围内应变硬化系数。

$$A_1 = \frac{R_{eL}^t (1 + \epsilon_{ys})}{[\ln(1 + \epsilon_{ys})]^{m_1}} \quad \dots\dots\dots (D.5)$$

式中:

- A_1 ——应力-应变关系弹性范围的拟合常数；
- R_{el}^t ——设计温度下的屈服强度,单位为兆帕(MPa)；
- ϵ_{ys} ——工程塑性应变；
- m_1 ——应力-应变关系拟合指数(等于比例极限处的真实应变)和大应变范围内应变硬化系数。

$$m_1 = \frac{\ln(R) + \epsilon_p - \epsilon_{ys}}{\ln\left[\frac{\ln(1 + \epsilon_p)}{\ln(1 + \epsilon_{ys})}\right]} \dots\dots\dots (D.6)$$

式中：

- m_1 ——应力-应变关系拟合指数(等于比例极限处的真实应变)和大应变范围内应变硬化系数；
- R ——屈强比；
- ϵ_p ——拟合常数；
- ϵ_{ys} ——工程塑性应变。

$$\epsilon_2 = \left(\frac{\sigma_t}{A_2}\right)^{\frac{1}{m_2}} \dots\dots\dots (D.7)$$

式中：

- ϵ_2 ——应力-应变关系中宏观应变范围内的真实塑性应变；
- σ_t ——计算真实应变时的真实应力,可为薄膜应力、薄膜应力加弯曲应力,或薄膜应力加弯曲应力加峰值应力,单位为兆帕(MPa)；
- A_2 ——应力-应变关系塑性范围的拟合常数；
- m_2 ——应力-应变关系曲线拟合指数(等于真实抗拉强度下的真实应变)。

$$A_2 = \frac{R_m^t \exp(m_2)}{m_2^{m_2}} \dots\dots\dots (D.8)$$

式中：

- A_2 ——应力-应变关系塑性范围的拟合常数；
- R_m^t ——设计温度下的抗拉强度,单位为兆帕(MPa)；
- m_2 ——应力-应变关系曲线拟合指数(等于真实抗拉强度下的真实应变)。

$$H = \frac{2\{\sigma_t - [R_{el}^t + K(R_m^t - R_{el}^t)]\}}{K(R_m^t - R_{el}^t)} \dots\dots\dots (D.9)$$

式中：

- H ——应力-应变关系拟合参数；
- σ_t ——计算真实应变时的真实应力,可为薄膜应力、薄膜应力加弯曲应力,或薄膜应力加弯曲应力加峰值应力,单位为兆帕(MPa)；
- R_{el}^t ——设计温度下的屈服强度,单位为兆帕(MPa)；
- K ——应力-应变关系模型中的材料参数；
- R_m^t ——设计温度下的抗拉强度,单位为兆帕(MPa)。

$$R = \frac{R_{el}^t}{R_m^t} \dots\dots\dots (D.10)$$

式中：

- R ——屈强比；
- R_{el}^t ——设计温度下的屈服强度,单位为兆帕(MPa)；
- R_m^t ——设计温度下的抗拉强度,单位为兆帕(MPa)。

$$\epsilon_{ys} = 0.002 \dots\dots\dots (D.11)$$

式中：

ϵ_{ys} ——工程塑性应变。

$$\epsilon_p = 2.0 \times 10^{-5} \dots\dots\dots (D.12)$$

式中：

ϵ_p ——拟合常数。

$$K = 1.5R^{1.5} - 0.5R^{2.5} - R^{3.5} \dots\dots\dots (D.13)$$

式中：

K ——应力-应变关系模型中的材料参数；

R ——屈强比。

参数 m_2 见表 2,不同温度下材料的屈服强度、抗拉强度和弹性模量,见 GB/T 4732.2—2024 中的表 B.1~表 B.8、表 C.1~表 C.8 和表 C.13,表中缺少的材料参数可通过试验获得,也可采用更为保守的应力-应变关系。

应力-应变关系应限于真实抗拉强度以下,超过该点以后为理想塑性,真实抗拉强度根据公式(D.14)计算。

$$R_{m,t}^t = R_m^t \exp(m_2) \dots\dots\dots (D.14)$$

式中：

$R_{m,t}^t$ ——设计温度下计算真实应力-应变关系中的抗拉强度,单位为兆帕(MPa)；

R_m^t ——设计温度下的抗拉强度,单位为兆帕(MPa)；

m_2 ——应力-应变关系曲线拟合指数(等于真实抗拉强度下的真实应变)。

D.3 循环应力-应变曲线

用应力幅-应变幅表示的循环应力-应变曲线按公式(D.15)确定,式中材料的弹性模量见 GB/T 4732.2—2024 中表 C.13,其他参数按本文件表 D.1。

$$\epsilon_{ta} = \frac{\sigma_a}{E^t} + \left(\frac{\sigma_a}{K_{css}} \right)^{\frac{1}{n_{css}}} \dots\dots\dots (D.15)$$

式中：

E^t ——循环工况平均温度下的弹性模量,单位为兆帕(MPa)；

K_{css} ——循环应力-应变关系模型中的材料参数,单位为兆帕(MPa)；

n_{css} ——循环应力-应变关系模型中的材料参数；

ϵ_{ta} ——总体真实应变幅值；

σ_a ——总体应力幅值,单位为兆帕(MPa)。

用应力范围-应变范围表示的循环应力-应变曲线按公式(D.16)确定,式中材料的弹性模量见 GB/T 4732.2—2024 中表 C.13,其他参数按本文件表 D.1。

$$\epsilon_{tr} = \frac{\sigma_r}{E^t} + 2 \left(\frac{\sigma_r}{2K_{css}} \right)^{\frac{1}{n_{css}}} \dots\dots\dots (D.16)$$

式中：

E^t ——循环工况平均温度下的弹性模量,单位为兆帕(MPa)；

K_{css} ——循环应力-应变关系模型中的材料参数,单位为兆帕(MPa)；

n_{css} ——循环应力-应变关系模型中的材料参数；

ϵ_{tr} ——总体真实应变范围；

σ_r ——总体应力范围,单位为兆帕(MPa)。

循环应力-应变曲线按公式(D.15)或公式(D.16)确定时,若表 D.1 和 GB/T 4732.2—2024 中表 C.13中无可用的材料参数,也可采用更精确、更保守的其他循环应力-应变曲线。

表 D.1 循环应力-应变曲线中的材料参数

材料	温度 ℃	n_{css}	K_{css} MPa
非合金钢(20 mm 母材)	20	0.128	757
	200	0.134	728
	300	0.093	741
	400	0.109	666
非合金钢(20 mm 焊缝)	20	0.110	695
	200	0.118	687
	300	0.066	695
	400	0.067	549
非合金钢(50 mm 母材)	20	0.126	693
	200	0.113	636
	300	0.082	741
	400	0.101	643
非合金钢(100 mm 母材)	20	0.137	765
	200	0.156	798
	300	0.100	748
	400	0.112	668
1Cr- $\frac{1}{2}$ Mo(20 mm 母材)	20	0.116	660
	200	0.126	656
	300	0.094	623
	400	0.087	626
1Cr- $\frac{1}{2}$ Mo(20 mm 焊缝)	20	0.088	668
	200	0.114	708
	300	0.085	683
	400	0.076	599
1Cr- $\frac{1}{2}$ Mo(50 mm 母材)	20	0.105	638
	200	0.133	684
	300	0.086	607
	400	0.079	577
1Cr-1Mo- $\frac{1}{4}$ V	20	0.128	1082
	400	0.128	912
	500	0.143	815
	550	0.133	693
	600	0.153	556

表 D.1 循环应力-应变曲线中的材料参数 (续)

材料	温度 ℃	n_{css}	K_{css} MPa
$2\frac{1}{4}\text{Cr-1Mo}$	20	0.100	796
	300	0.109	741
	400	0.096	730
	500	0.105	652
	600	0.082	428
9Cr-1Mo	20	0.117	975
	500	0.132	693
	550	0.142	609
	600	0.121	443
	650	0.125	343
304 奥氏体不锈钢	20	0.171	1 227
	400	0.095	590
	500	0.085	550
	600	0.090	450
	700	0.094	306
304 奥氏体不锈钢(退火)	20	0.334	2 275
800H	20	0.070	631
	500	0.085	762
	600	0.088	729
	700	0.092	553
	800	0.080	315

