

压力容器开孔接管应力类别的解读及应用

粟雨平¹, 杨雷², 夏通²

¹上海理工大学能源动力工程学院, 上海

²山东新华医疗器械股份有限公司, 山东 淄博

收稿日期: 2024年12月9日; 录用日期: 2025年1月2日; 发布日期: 2025年1月13日

摘要

接管是将压力容器与管道连接的一个必不可少的构件。由于涉及介质压力、接管上的外载荷、管系热胀推力及热载荷, 在容器开孔接管处的应力分析较为复杂。在补强范围内, 关于弯曲应力的类别和评定限值一直以来都存在争议; 在补强范围外, 2023版ASME VIII-2与我国新标准GB/T 4732-2024关于由外部弯矩引起的整体弯曲应力沿接管厚度的平均值(不包括相连管系自由端位移约束引起的)是划分为一次局部薄膜应力 P_L 还是一次总体薄膜应力 P_m 同样也存在差异。因此, 对于补强区内的弯曲应力, 本文从理论和有限元结果两方面进行论证, 建议将弯曲应力归为一次应力, 一次薄膜加弯曲应力的许用限值取 $S_{III} = 2.2S$ 。对于补强区外由外部弯矩引起的整体弯曲应力沿接管厚度的平均值(不包括相连管系自由端位移约束引起的), 以压力容器中典型的带接管的筒体为例, 采用弹性分析方法和极限载荷分析方法进行对比。结果表明, 外部弯矩同样会引起一次总体薄膜应力 P_m , 若认为只引起一次局部薄膜应力 P_L 是不安全的。

关键词

弯曲应力, 接管应力分类, 弹性分析法, 极限载荷分析, 有限元分析

Interpretation and Application of Stress Type in Opening Nozzles of Pressure Vessels

Yuping Su¹, Lei Yang², Tong Xia²

¹School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

²Shinva Medical Instrument Co., Ltd., Zibo Shandong

Received: Dec. 9th, 2024; accepted: Jan. 2nd, 2025; published: Jan. 13th, 2025

Abstract

Nozzles are an essential component for connecting pressure vessels and pipelines. Stress analysis in opening nozzles of pressure vessels is complex due to the medium pressure, external loads on

nozzles, thermal expansion thrusts of piping system and thermal loads. The type and assessment limits of bending stress have always been controversial within the limits of reinforcement. Outside the limits of reinforcement, there is also a difference between the 2023 edition of ASME VIII-2 and GB/T 4732-2024 regarding the holistic bending stress averaged through nozzle thickness caused by external moments (excluding those attributable to restrained free end displacements of attached piping) should be classified as primary local membrane stress P_L or primary general membrane stress P_m . Therefore, the paper presents demonstrations from both theoretical and finite element analysis results for the bending stress within the limits of reinforcement. It is recommended to classify the bending stress as primary stress, and the allowable limit of primary membrane plus bending stress is taken as $S_{III} = 2.2S$. For the holistic bending stress averaged through nozzle thickness (excluding those attributable to restrained free end displacements of attached piping) caused by external moments outside the reinforcement, the typical cylinder with a nozzle in the pressure vessels is taken as an example. Then the elastic analysis and limit load analysis are carried out for comparison. The results show that external moments can also induce the primary general membrane stress P_m , it is unsafe to assume that only primary local membrane stress P_L is caused.

Keywords

Bending Stress, Stress Classification in Nozzles, Elastic Analysis, Limit Load Analysis, Finite Element Analysis

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

压力容器在石油化工、核电领域都有着广泛的应用。容器上开孔安装接管在很多工业生产中都是必不可少的环节，开孔不仅会使得接管区域产生应力集中，还会削弱容器的承载能力。此外，接管作为连接管道和容器的重要部件，还涉及介质压力和管系附加载荷，所有这些载荷作用在一起会使得应力分析非常复杂。因此，国内外专家学者对圆柱壳开孔接管结构进行了大量实验研究和有限元分析。

Hardenbergh [1] 对压力容器接管处的应力进行了实验研究，通过具体的实验数据展示了接管开口处的一般应力状态。吴本华 [2] 对承受接管纵向弯矩下的圆柱壳径向接管进行了实验研究，表明接管的纵向截面是危险的，并且接管截面两侧应力具有对称性。Seipp [3] [4] 对一个压力容器和管道相连接的三维实体单元模型进行有限元分析，证明了由于管道自由端位移受限热膨胀引起的薄膜应力划分为一次应力会更合理。Skopinsky [5] 等人介绍了椭圆封头接管在外载荷作用下的弹性应力分析，指出虽然外载荷引起的应力是相对于内压而言引起的二次应力，但在完整的应力分析中应该考虑这些应力。唐清辉 [6] 通过有限元对复杂载荷组合作用下的容器开孔接管区弹性应力分布、应力集中系数，变形规律进行了研究，揭示了不同载荷及载荷组合对接管结构强度性能的影响。Prueter [7] 通过 4 种不同的分析设计方法对压力容器和接管连接部位的最大允许载荷进行了分析，并对比了内部压力、管道端部的轴向力和弯矩对极限载荷的影响。曹丽琴 [8] 等人采用理论公式和有限元分析相结合的方法对内压和外载荷作用下接管和管道连接部位的应力评定进行了分析计算，解决了无法区分接管连接处有限元计算结果中的一次应力成分问题。关于压力容器接管开孔结构，人们还结合工程实例已经做了大量的应力分析和各种参数化计算 [9]-[14]。

同时，各国压力容器规范针对接管的应力分类也给出了详细的分类规定和补充说明。ASME VIII-1 2004 [15] 已经明确了接管连接处的弯曲应力为一次应力，但许用限值还值得讨论。ASME VIII-2 2023 [16]

(以下简称 ASME VIII-2)在其表 5.6 中以单独的各类应力 P_m 、 P_L 、 P_b 、 Q 、 F 形式叙述了关于接管应力分类的实例，其中，位于接管补强区外，由外部弯矩引起的弯曲应力沿接管厚度的平均应力划分为一次局部薄膜应力 P_L (以下简称 P_L)，这与我国新标准 GB/T 4732[17]中划分为一次总体薄膜应力 P_m (以下简称 P_m)不同。因此，本文先对补强区内弯曲应力的类别和限值进行了论证。其次，通过一个典型的筒体加正交接管模型对 ASME VIII-2 和 GB/T 4732 中的差异进行了对比分析，并简述了其他一些细节上的差异，旨在为工程设计提供一定参考。

2. 补强区内弯曲应力类别的解读

对于开孔接管补强区内弯曲应力的分类及评定一直以来也是值得研究和探讨的问题，能够准确地判定其类别对于设备的安全运行是极其重要的。本文将从应力分类和应力限值两个方面进行解读并给出建议。

2.1. 应力分类

许多工程师认为筒体和接管连接处存在总体结构不连续效应，因而划分为二次应力。事实上，筒体封头结构和筒体开孔接管结构在承载机理上是有本质区别的。

首先，开孔前，孔口为圆形曲板，如图 1(a)的阴影区，曲板内壁承受内压。开孔后，曲板被挖去替换为接管，孔口区的内压替换为作用在空口周边环形区上的接管轴向力，如图 1(b)所示。因此，补强区不仅要承担本身内壁上的内压，原来由圆形曲板承载的内压也要由补强区来承担。文献[18]中的一次结构法证明了补强区的弯曲应力是来自筒体开孔补强的需要，是平衡内压所需要的一次应力。

其次，筒体开孔之后变成非对称结构，补强区除了环向的薄膜应力外，还必须存在环向的弯曲应力来共同平衡外载[19]。因此，补强区内的环向弯曲应力应该划分为一次应力。

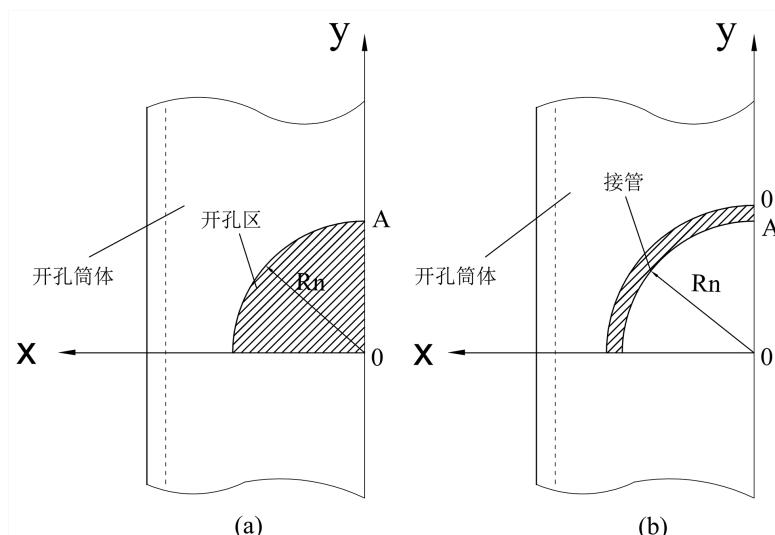


Figure 1. Changes in force on opening nozzles
图 1. 开孔接管受力变化

2.2. 应力强度限值

由 2.1 节已知，补强区内的弯曲应力应划分为一次应力，即一次薄膜加弯曲应力许用限值用 $1.5S$ 来控制。但根据大量工程师的经验，此时是安全的，但又过于保守从而会导致材料的浪费。在分析设计中，

许用极限是由承载潜力系数决定的，而各种形状梁截面的承载潜力系数是不同的，低应力区可供利用的材料越多，承载潜力系数越高。矩形截面梁的承载潜力系数为 1.5，这也是取一次薄膜加弯曲应力的许用极限为 $1.5S$ 的理论依据。但由图 2 可知，应力分布云纹在补强区内是倾斜的，说明对于筒体开孔接管结构补强区内而言，弯矩作用的主体是三角形而非矩形，三角形承载潜力系数通常取 2.34 [20]。因此，筒体开孔接管补强区内的最大的一次薄膜加弯曲应力许用极限按保守取为 $S_{III} = 2.2S$ 。

文献[21]通过有限元分析了不同开孔率下的开孔接管结构按照不同的许用限值得出的结果与极限载荷分析的结果对比，文献[22] [23]完成了各种几何参数的接管有限元分析算例，它们的结果都验证了取 $S_{III} = 2.2S$ 的适用性，既可以避免设计过于保守，又能保证结构的安全性。

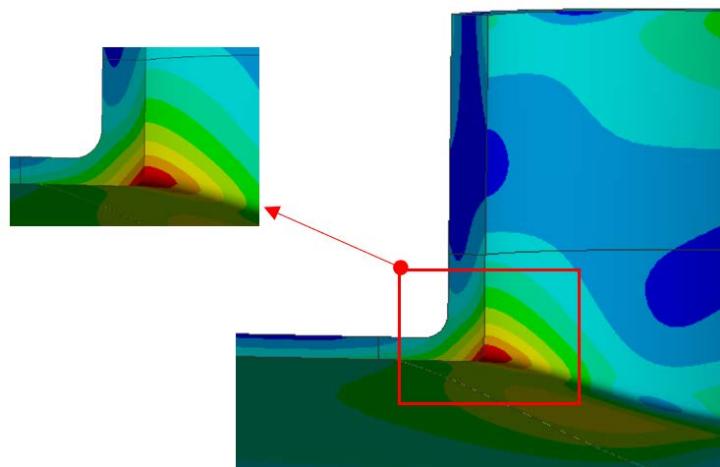


Figure 2. The distribution of equivalent stress
图 2. 当量应力分布云图

3. 补强区外整体弯曲应力类别的解读

弯曲应力有两种，一种是应力分类中的弯曲应力，也是上文中提到的沿壁厚线性分布的弯曲应力。另一种在 GB/T 4732 中又称作“整体弯曲应力”，是指沿接管整体截面线性分布的正应力，而非壁厚。对于承受风、地震弯矩作用下的立式容器而言，在整个容器截面的迎风侧或背风侧的弯曲应力是以容器直径为中性面，它在整个容器壁的截面范围内几乎是接近均匀分布的[24]，因此，整体弯曲应力沿接管厚度的平均值应该划分为一次薄膜应力。若划分为 P_m ，则需要满足条件(1)式，若划分为 P_L ，则需要满足条件(2)式。

$$P_m \leq 1S, P_m + P_b \leq 1.5S \quad (1)$$

$$P_L \leq 1.5S, P_L + P_b \leq 1.5S \quad (2)$$

且对于径厚比较大的容器来说，接管内外壁的应力差值很小，即弯曲应力可以忽略不计。相应的，可以得到以下情况， $P_m \approx P_m + P_b$ 或 $P_L \approx P_L + P_b$ ，则只需满足(3)：

$$P_m \approx P_m + P_b \leq 1S \text{ 或 } P_L \approx P_L + P_b \leq 1.5S \quad (3)$$

简洁的说，就是只用 P_L 或 P_m 限值就可以防止薄膜和弯曲应力引起的垮塌。

ASME VIII-2 把弯矩从外部载荷(轴向力、剪切力、和扭转)中分离出来，并按照两种不同的工况进行应力分类，将由外部弯矩(不包括相连管系自由端位移受约束引起的)导致的弯曲应力沿接管厚度的平均应力划分为 P_L 。而 GB/T 4732 中则把弯矩也归入外部载荷，统称为压力和外部载荷(不包括因相连管

系自由端位移受约束引起的), 并将其引起的总体薄膜应力和整体弯曲应力沿接管厚度的平均应力划分为 P_m 。 P_m 不会因为屈服而发生应力重分布, 而 P_L 可以通过应力重分布来加强结构的承载能力。因此, 两者危险性不同, 所规定的许用限值也不同。 P_m 的控制范围相对于 P_L 更严格也更保守, P_L 的控制范围相对于 P_m 更宽松但也更危险。基于此差异, 本文在第 3 节通过一个典型的筒体带正交接管模型对其进行分析。

除以上所述, ASME VIII-2 与 GB/T 4732 关于接管应力分类在细节上也有一些不同, 将其归纳在一张表中, 如表 1 所示, 相同的部分不再列出。差异总结如下:

(1) GB/T 4732 在接管补强范围内的应力类型除了总体薄膜应力和整体弯曲应力沿接管厚度的平均应力外还补充了一次弯曲应力 P_b 的类别。

(2) 在接管补强范围外, ASME VIII-2 在其表 5.6 中指出由压力引起的总体薄膜应力, 外部施加的接管轴向、剪切和扭矩载荷(包含相连管系自由端位移受约束引起的)引起的弯曲应力沿接管厚度的平均应力划分为 P_m , 此处为包含相连管系自由端位移受约束引起的, 但在 ASME VIII-2 5.6 节补充规定中又为不包括相连管系自由端位移受约束引起的, 以上两处是相矛盾的[20]。因此, GB/T 4732 对此处修正为不包括。

(3) 在接管补强范围外, 由压力、温度和外部所有载荷包括弯矩引起的弯曲应力, ASME VIII-2 列为 Q , 而 GB/T 4732 则列为 $P_b + Q$ 。但 ASME VIII-2 在正文中指出所有外部载荷引起的一次加二次应力可归为 $P_L + P_b + Q$ 。因此, 补充 P_b 会让人更易理解, 但两者本质上想要表达的意思是一致的。

综上, 从整体上看, ASME VIII-2 把接管补强范围外的应力起因分成了三类, 而 GB/T 4732 则简洁的分成压力、外部载荷, 包括相连管系自由端位移受约束引起的和压力、外部载荷, 不包括相连管系自由端位移受约束引起的两类。从细节上看, GB/T 4732 中的应力类型罗列的更全面, 更易于分析设计人员对标准条款的理解和运用。

Table 1. The comparison of differences in nozzle stress classification between ASME VIII-2 and GB/T 4732
表 1. ASME VIII-2 和 GB/T 4732 接管应力分类差异对比

部位	应力来源		应力类型		分类	
	ASME VIII-2	GB/T 4732	ASME VIII-2	GB/T 4732	ASME VIII-2	GB/T 4732
补强范 围内	压力、外部载荷和 弯矩, 包括由相连 管系自由端位移受 约束引起的	压力、外部载 荷, 包括由相连 管系自由端位移 受约束引起的	/	弯曲应力	/	P_b
	压力、外部轴向、 剪切和扭矩载荷, 包括管系自由端位 移受约束引起的	压力、外部载荷 不包括相连管系 自由端位移受约 束引起的	/	整体弯曲应力沿 接管厚度的平均 应力(不包括总体 结构不连续应力)	/	P_m
			/	局部薄膜应力	/	P_L
			/	弯曲应力	/	P_b
补强范 围外	压力、外部载荷和 弯矩, 不包括管系 自由端位移受约束 引起的	/	薄膜应力	/	P_L	/
			弯曲应力	/	P_b	/
压力、所有外部载 荷和弯矩	压力、外部载 荷, 包括相连管 系自由端位移受 约束引起的		弯曲应力		Q	$P_b + Q$

4. 算例分析

本节对一个典型的筒体加正交接管结构进行有限元分析，分别按照 P_m 和 P_L 的许用限值进行评定，再与极限载荷分析结果对比，来判断两种分类方法的合理性。

4.1. 有限元模型及网格划分

文中用于分析的几何模型结构简图和尺寸如图 3 所示，主要由筒体 T1、正交接管 N1 和竖管道 N2 组成。筒体及与筒体相连的一部分接管材料设置为 07MnNiVR，为图 3 中浅色阴影标记部分。其余部分材料设置为 30408，为图 3 中深色阴影标记部分。具体材料性能参数见表 2。

图 4 为接管部分的补强范围示意图，其中 $h = 94.87 \text{ mm}$ 为沿接管轴向的有效补强范围， $B = 430 \text{ mm}$ 为沿筒体轴向的有效补强范围。根据结构和载荷的对称性，采用 1/2 实体对称建模。网格划分如图 5 所示，采用 Solid186 单元，单元数量为 10088，网格节点数量为 503209。网格无关性已通过验证。

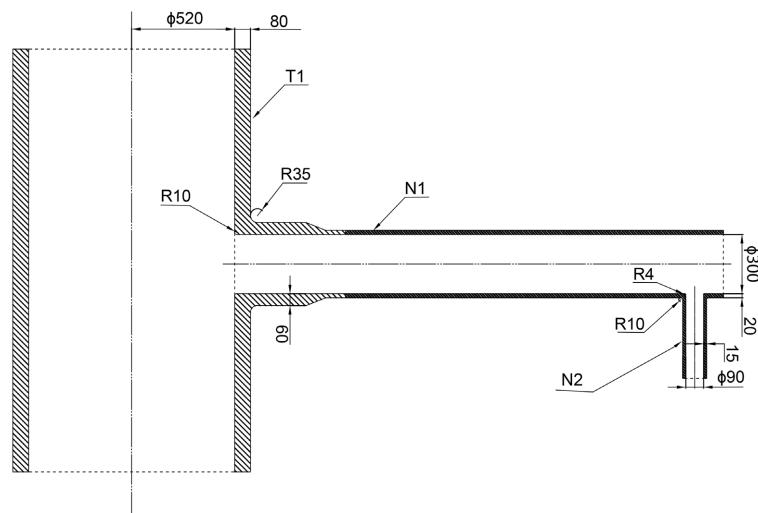


Figure 3. Structural sketches and geometric dimensions
图 3. 结构简图和几何尺寸

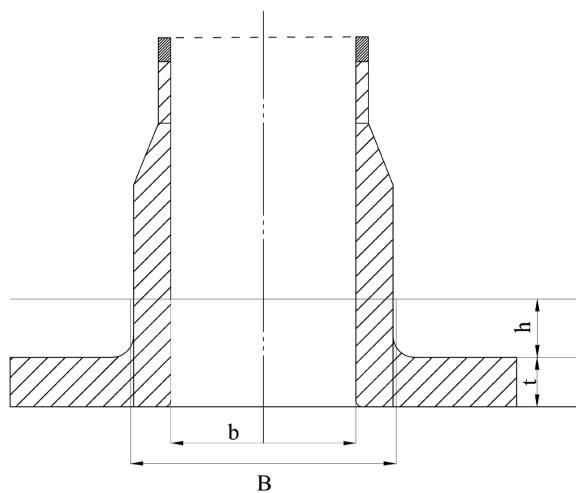


Figure 4. The schematic diagram of nozzle reinforcement range
图 4. 接管补强范围示意图

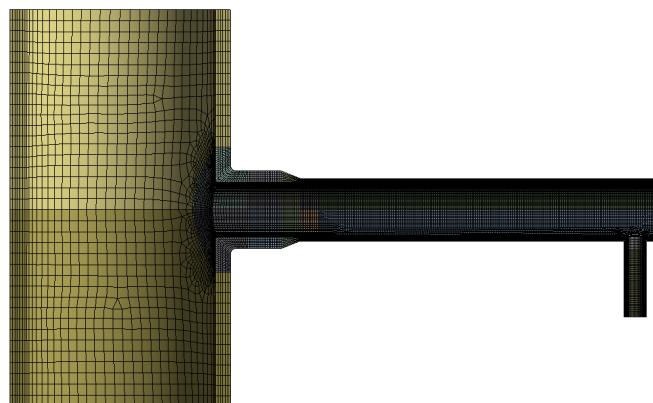


Figure 5. Meshing
图 5. 网格划分

Table 2. Material properties
表 2. 材料性能

材料	设计温度 /℃	许用应力 /MPa	屈服强度 /MPa	弹性模量/MPa	泊松比
30408	100	137	205.5	189×10^3	0.31
07MnNiVR	100	226	339	197×10^3	0.3

4.2. 载荷及边界条件

载荷及边界条件如图 6 所示, 与介质接触的所有内表面施加压力 0.2 MPa, 与接管 N1 相连的竖管 N2 底部施加一个向上的轴向力 92,000 N, 此力等效为外部载荷弯矩。所有对称面施加对称约束, 简体 T1 底部限制环向和轴向位移。

- [A] 位移约束
- [B] 内压: 0.2MPa
- [C] 对称约束
- [D] 轴向力

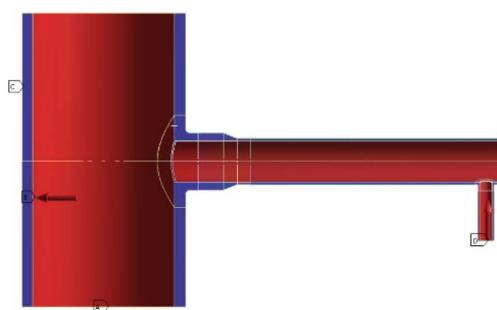


Figure 6. Loads and boundary conditions
图 6. 载荷及边界条件

4.3. 弹性应力分类法

中美规范中关于接管应力分类值得讨论的差异在于当评定位置位于接管补强范围外时, 由外部弯矩(不包括相连管系自由端位移受约束引起的)引起的弯曲应力沿接管厚度的平均值的应力类别是 P_L 还是 P_m 。为了对此进行分析, 第一, 通过调整结构倒角和尺寸使得应力最苛刻的位置位于补强区外不包含总

体结构不连续的位置，但由于在接管不等厚变径的位置，即不连续的地方会使得薄膜加弯曲应力较大导致评定不通过。因此，在接管变径的区域采用了屈服强度较大的材料，具体材料区域划分已在图1中表示。第二，调整竖管道N2底部的轴向推力，使最苛刻位置处的整体弯曲应力沿接管厚度的平均值接近 $1.5 S_m$ 但不超过 $1.5 S_m$ 。

按照弹性材料模型进行求解计算，即不设置材料的屈服强度。经过调整之后计算的当量应力分布云图如图7所示。本文选取了应力分布云图上6条典型路径并对其进行应力线性化，路径所处的位置不同，当量应力的计算和分类也有所区别。其中路径Path1、Path2属于接管和壳体的过渡区域，Path3位于接管补强范围内，Path4、Path5、Path6位于接管补强范围外。

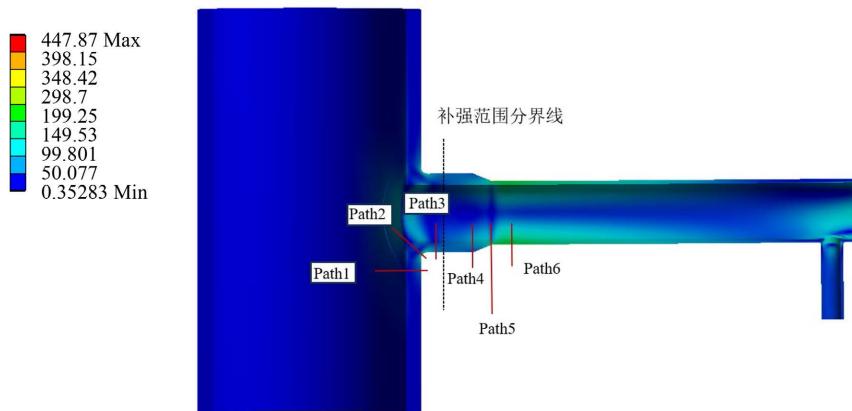


Figure 7. The distribution of equivalent stress and paths setting

图 7. 当量应力分布云图及路径设置

路径Path1~5应力线性化结果如表3所示，并给出了相应的应力计算值与许用值的比值，比值小于1，说明评定合格，大于1，说明评定不合格，值越小说明安全裕度越大。筒体与接管过渡位置Path1、Path2、Path3以及接管不等厚变径位置Path4、Path5需要校核的应力类别为 P_L 和 $P_L + P_b$ ，这一点ASME VIII-2和GB/T 4732的应力分类规定是相同的。由表2可知，路径Path1~5的应力计算值与许用值的比值都小于1，说明这些位置都是评定合格的。

Table 3. The stress linearization results of Path1~5

表 3. Path1~5 应力线性化结果

路径	计算值/MPa	应力类别	许用值/MPa	计算值/许用值
Path1	21.85	P_L	283.5	0.077
	53.05	$P_L + P_b$	283.5	0.187
Path2	9.63	P_L	339	0.193
	65.61	$P_L + P_b$	339	0.194
Path3	54.85	P_L	339	0.162
	74.95	$P_L + P_b$	339	0.221
Path4	70.86	P_L	339	0.209
	98.48	$P_L + P_b$	339	0.291
Path5	169.91	P_L	339	0.501
	287.95	$P_L + P_b$	339	0.849

路径 Path6 沿壁厚的应力分布如图 8 所示, 内外壁应力差值远小于应力平均值, 弯曲应力可以忽略不计, 即此处沿壁厚均匀分布的薄膜应力可视为整体弯曲应力。由表 4 可知, 其计算值为 195.59 MPa, 最接近 P_L 的许用限值 205.5 MPa, 即最苛刻的位置。其应力分类有两种情况, 如表 4 所示, 若将此处应力按照 ASME VIII-2-5.6 节中接管的应力分类规定, 应将其划分为 P_L , 即应小于等于许用极限—— $1.5 S_m$, 此时应力计算值与许用值的比值为 0.952, 小于 1, 评定合格; 若按 GB/T 4732 则应该将其划分为 P_m , 即应小于等于许用极限—— S_m , 此时比值为 1.427, 大于 1, 评定不合格。两种应力分类得出的结果是不一致的, 为了确定这两种分类方法的安全和可靠性, 在 3.4 节采用极限载荷分析方法进一步验证。

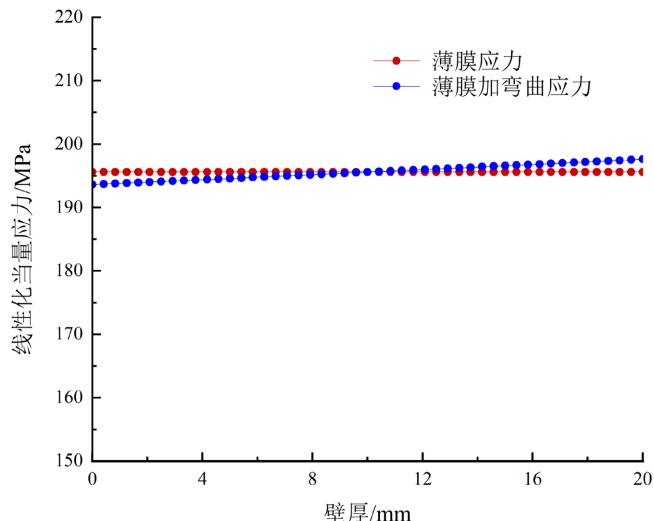


Figure 8. Stress distribution in the wall thickness direction of Path6
图 8. Path6 壁厚方向的应力分布

Table 4. Stress classification results of Path6

表 4. Path6 应力分类结果

路径	计算值/MPa	应力类别	分类依据	许用值/MPa	计算值/许用值
Path6	195.59	P_m	GB/T 4732	137	1.427
		P_L	ASME VIII-2	205.5	0.952

4.4. 极限载荷分析法

采用极限载荷分析来校核容器和元件的安全性是一种比较可靠的方法, 相比应力分类法, 不仅避免了应力分类的困难, 而且可以更真实地反映载荷作用下压力容器的失效过程, 对防止塑性垮塌给出了比较精确的评定[25]。为了直接验证上文中 Path6 位置由外部弯矩引起的整体弯曲应力沿接管厚度的平均应力划分为 P_L 还是 P_m 会更合理和安全, 对该模型进行了极限载荷分析。与弹性分析不同, 极限载荷分析进行的是非线性分析, 采用的是理想-弹塑性材料模型。满足 von Mises 屈服准则及其关联流动法则。考虑屈服强度和最终拉伸强度的设计裕度, 设置材料屈服强度为 $1.5 S_m$ 。不考虑材料应变强化效应, 采用小变形的应变 - 位移线性关系。

ASME VIII-2 中关于极限载荷分析给出了两种方法, 塑性垮塌载荷法与载荷和抗力系数法。本文采用载荷和抗力系数法进行分析。本例中只涉及内压和轴向力, 不考虑其他载荷, 载荷系数按 ASME VIII-2 中表 5.4 规定取 1.5, 则在有限元分析中内压设置为 0.3 MPa, 竖管道 N2 底部轴向力设置为 138,000 N。

按此载荷计算，有限元计算结果没有收敛，因此可认为该模型已经发生垮塌。

为了进一步判断有限元计算进行到哪一步开始发散，将有限元加载中分析步长时间设置为 12 s，内压和竖管道的轴向力则分成 12 个载荷步施加。当有限元进行到 11.29 s 时已经停止计算，图 9 表明了最大塑性应变和当量应力随加载时间的变化过程，当量应力和等效塑性应变明显增大，表明结构已经处于塑性流动不可控状态，极限载荷分析不收敛。图 10 为当量塑性应变云图，最大应变位于 Path6 处。图 11 为只保留了等效塑性应变为零的区域，即弹性核示意图，由图可知，接管沿 Path6 整个截面已经被破坏，说明结构最先被破坏至一定程度导致结果不收敛的位置正是 Path6 的位置。因此，在补强范围外，把外部弯矩引起的弯曲应力沿接管厚度的平均应力划分为 P_L 虽然可以通过弹力应力分类法的校核，但却不能通过极限载荷分析的校核，说明在有些情况下，划分为 P_L 是不够安全的，划分为 P_m 会更保守些。

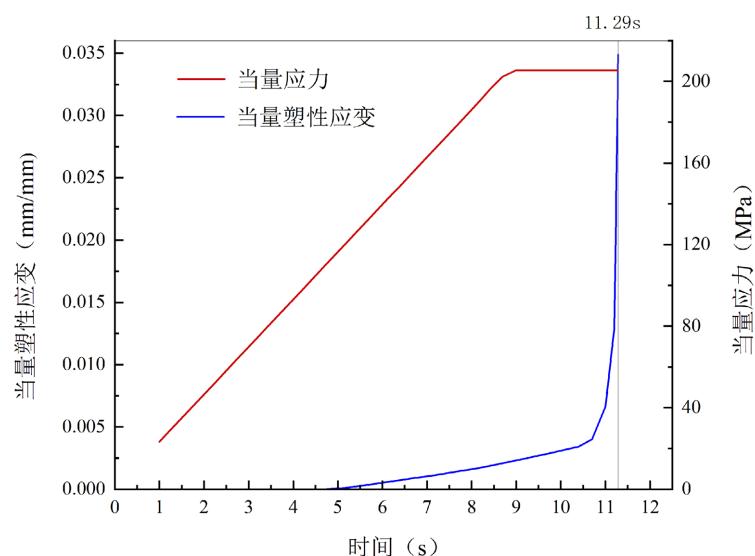


Figure 9. The curve of the maximum equivalent plastic strain and equivalent stress versus time

图 9. 最大当量塑性应变和当量应力随时间的变化曲线

类型：当量塑性应变
单位：mm/mm

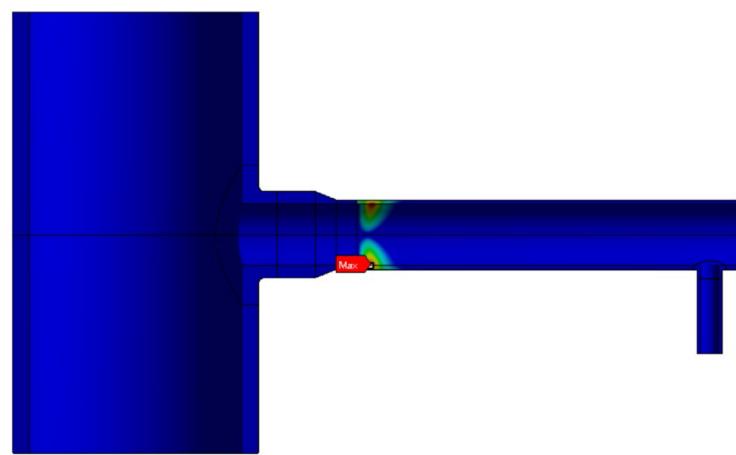
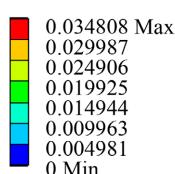


Figure 10. The distribution of equivalent plastic strain

图 10. 当量塑性应变云图

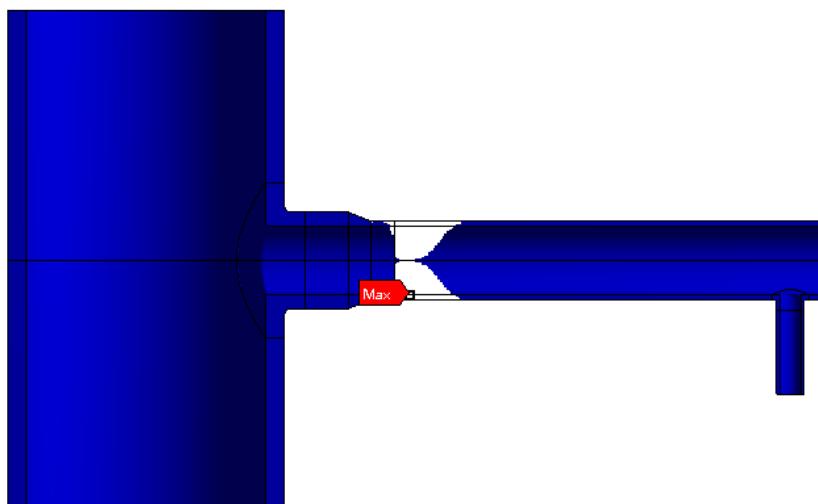


Figure 11. The elastic core
图 11. 弹性核示意图

5. 讨论

对于接管而言，在补强范围以内，接管壁的破坏可能会导致容器的整体失效[26]，因此，需通过加强材料属性来加强结构的承载能力，在评定的时候也需要严格限制。所以无论是 ASME VIII-2 还是 GB/T 4732 都将由压力引起的总体薄膜应力以及外部载荷(包括管道自由端位移受限引起的)引起的总体薄膜应力和整体弯曲应力沿接管厚度的平均应力划分为 P_m 。

然而，在补强范围外，ASME VIII-2 把弯矩从外部载荷中分离出来了，并将由外部弯矩引起的弯曲应力沿接管厚度的平均应力划分为 P_L 。在容器侧的补强范围外，由外部弯矩引起的应力确实是 P_L ，但在管道侧的补强范围外由外部弯矩引起的应力应该按照承受弯矩的管道或风载下的塔器来进行应力分类[20]，它们沿壁厚的平均值应划为一次总体薄膜应力。因此，GB/T 4732 将其更改为 P_m ，划分为 P_m 虽然略有些保守，但提升经济性的前提是确保设备的安全运行，避免造成重大经济损失。后续，同补强区内的环向弯曲应力一样，其承载潜力系数可根据更多的工程实例进行适当调整，以期得到一个更经济安全的许用限值。

在实际的应用中，针对复杂的结构或对某应力的划分存在异议时，分析设计人员可结合极限载荷分析来确保设计的安全性。

6. 结论

针对 ASME VIII-2 和 GB/T 4732 中关于补强区外的、由外部载荷弯矩引起的弯曲应力沿接管厚度的平均应力的分类差异，本文基于一个典型的筒体加管道模型采用弹性应力分类法和极限载荷分析法进行对比分析。结果表明，外部弯矩和其他外载荷一样会引起一次总体薄膜应力，若认为只引起一次局部薄膜应力，是不安全的。因此，可以将他们合并为“外部载荷”一种工况，并划分为一次总体薄膜应力。

参考文献

- [1] Hardenberg, D.E. (1961) Stresses at Nozzle Connections of Pressure Vessels: The Techniques and Methods Used in Analyzing Three Insert-Type Nozzles When Loaded by Internal Pressure Are Reported and Discussed. *Experimental Mechanics*, 1, 152-158. <https://doi.org/10.1007/bf02327586>
- [2] 吴本华, 桑芝富. 接管弯矩作用下容器开孔结构弹性应力研究[J]. 石油化工设备, 2005, 34(1): 1-4.

- [3] George, S.V.P., Seipp, T.G. and Morrison, S.W. (2004) Classification of Thermal Piping Loads Using Limit Load Analysis. *ASME/JSME 2004 Pressure Vessels and Piping Conference*, San Diego, 25-29 July 2004, 187-191. <https://doi.org/10.1115/pvp2004-2613>
- [4] Seipp, T.G., George, S.V.P. and Morrison, S.W. (2005). Classification of Shell Stresses Resulting from Piping Nozzle Loads. *ASME 2005 Pressure Vessels and Piping Conference*, Denver, 17-51 July 2005, 451-454. <https://doi.org/10.1115/pvp2005-71535>
- [5] Skopinsky, V.N. and Smetankin, A.B. (2006) Modeling and Stress Analysis of Nozzle Connections in Ellipsoidal Heads of Pressure Vessels under External Loading. *Applied Mechanics and Engineering*, 11, 965-979.
- [6] 唐清辉, 李磊, 桑芝富. 组合载荷作用下开孔接管结构强度性能的研究[J]. 机械强度, 2010, 32(5): 766-773.
- [7] Prueter, P.E. and Brown, R.G. (2015) A Comparison of Design by Analysis Techniques for Evaluating Nozzle-To-Shell Junctions per ASME Section VIII Division 2. *ASME 2015 Pressure Vessels and Piping Conference*, Boston, 19-23 July 2015, PVP2015-45408. <https://doi.org/10.1115/pvp2015-45408>
- [8] 曹丽琴, 张红升, 李岩彬. 内压和外载荷作用下接管和管道连接部位的应力评定[J]. 压力容器, 2021, 38(1): 55-60.
- [9] 刘哲, 张巨伟. 壳体开孔接管结构在联合载荷下新强度校核方法[J]. 制造业自动化, 2022, 44(11): 88-92.
- [10] 王战辉, 马向荣, 范晓勇, 等. 压力容器球壳不连续区域应力分析和强度评定[J]. 化学工业与工程技术, 2019, 40(3): 64-67.
- [11] 林玉娟, 程东红, 张浩. 加氢反应器接管补强部位的应力分析[J]. 东北林业大学学报, 2006, 34(4): 83-84, 94.
- [12] 郑贤中, 付杰, 刘根战, 等. 反应釜多接管封头有限元分析[J]. 机械工程与自动化, 2021(6): 63-65.
- [13] 赵晓凤, 钱才富, 吴志伟. 带切向接管内压圆筒的极限承载能力计算[J]. 压力容器, 2024, 41(2): 49-57.
- [14] 赵春晓. 压力容器中应力分类方法的几点讨论与思考[J]. 化工与医药工程, 2017, 38(4): 42-45.
- [15] ASME-VIII-1-2004: Rules for Construction of Pressure Vessels Alternative Rules. 2004. New York, ASME.
- [16] ASME Boiler & Pressure Vessel Code, VIII Division 2, Alternative Rules, Rules for Construction of Pressure Vessels. 2023. New York, ASME
- [17] 中国标准出版社. GB/T 4732-2024 压力容器分析设计[S]. 北京: 中国计量出版社, 2024.
- [18] 陆明万, 陈勇, 李建国. 分析设计中应力分类的一次结构法[J]. 核动力工程, 1998(4): 43-51.
- [19] 陆明万, 桑如苞, 丁利伟, 等. 压力容器圆筒大开孔补强计算方法[J]. 压力容器, 2009, 26(3): 10-15.
- [20] 陆明万, 沈鋆, 王汉奎. 压力容器分析设计理论和释义[M]. 北京: 清华大学出版社, 2024.
- [21] 左安达. 圆柱壳大开孔接管连接处弯曲应力性质和评定准则的探讨及论证[J]. 化工设备与管道, 2022, 59(1): 1-7.
- [22] 桑如苞, 元少昀, 王小敏. 压力容器圆筒大开孔应力分析设计中的弯曲应力[J]. 石油化工设备技术, 2009, 30(5): 16-19.
- [23] 万里平, 黄勇力. 圆筒径向开孔接管边缘处一次应力控制值的探讨[J]. 石油化工设备技术, 2016, 37(2): 7-9.
- [24] 丁伯民, 蔡仁良. 压力容器设计-原理及工程应用[M]. 北京: 中国石化出版社, 1992: 339-343.
- [25] 沈鋆. 极限载荷分析法在压力容器分析设计中的应用[J]. 石油化工设备, 2011, 40(4): 35-38.
- [26] 李亭. 压力容器接管应力分类及评定[J]. 东方电气评论, 2015, 29(4): 58-61.