2009 年度增补

07 中文版页码	章节	修改部位	09 增 补 修 改 内 容
xxiii	前言	左栏第 4 段	13～15 行中“各建造规范中批准使用的 ASME 材料标准均列于第 II 卷 A、B 两篇的‘许用的 ASTM 版本’中。……”修改为“各建造规范中批准使用的 ASME 材料标准均列于第 II 卷 A、B 两篇的‘许用的 ASTM 版本’和‘许用的非 ASTM 版本’中。……”。
xxiii	前言	右栏第 4 段	1. 14～15 行中“……或第 II 卷 A、B 两篇的‘许用的 ASTM 版本’中引用的……”修改为“……或第 II 卷 A、B 两篇的‘许用版本’中引用的……”。 2. 19～21 行中“第 II 卷 A 篇的‘许用的 ASTM 版本’及第 II 卷 B 篇的‘许用的 ASTM 版本’以表格的形式……”修改为“第 II 卷 A 篇的‘许用版本’及第 II 卷 B 篇的‘许用版本’以表格的形式……”。 3. 倒数第 2 行和倒数第 1 行中“……，如该标准要求不同于 A 或 B 篇的‘许用的 ASTM 版本’中对应……”修改为“……，如该标准要求不同于 A 或 B 篇的‘许用版本’中对应……”。
xxiv	前言	左栏	第 2～3 行中“……证明达到 A 或 B 篇的‘许用的 ASTM 版本’的对应要求……”修改为“……证明达到 A 或 B 篇的‘许用版本’的对应要求……”。
xxvi ~xxxvii	委员会名单		（略）
7	KG 篇	KG-311.10	1. 在“(c)”节后增加新“(d)”节如下: (d) 对于已确定是未爆先漏的容器，采用 KD-3 章的方法完成疲劳分析时，应对焊缝细节采用结构应力法进行分析(见 KD-340)。结构应力法仅能用于焊缝细节部分。 2. 原“(d)”节重新编号为“(e)”。
8	KG 篇	新 KG -311.13（c）	原“KG -311.13（d）”重新编号为“KG -311.13（c）”。 ——此变更为 08 增补内容，因中文版 08 增补有误，故勘误如上，参见 08 增补第 2 页，译注。
8	KG 篇	KG -311.14（a）	第 6 行中“KG-311.15(d)”修改为“KG-311.15(e)”。 ——此小节在 08 增补作过修改，此次为对 08 增补的修改，参见 08 增补第 2 页，译注。
8	KG 篇	KG -311.14（b）	第 7 行中“KG-311.15(d)”修改为“KG-311.15(e)”。 ——此小节在 08 增补作过修改，此次为对 08 增补的修改，参见 08 增补第 2 页，译注。
8	KG 篇	KG-311.15	整节修改如下： **KG-311.15 对签署并认证用户设计说明书的工程师的要求** 签署并认证用户设计说明书的任何工程师应满足下述(a)、(b) 或(c)之一的规定，且应符合下面(d)、(e) 和(f) 的要求。 (a) 在美国一个或多个州或在加拿大省注册的并在压力容器设计方面富有经验的工程师。 (b) 在压力容器设计方面有经验的、满足为完成对工程工作所要求各项评定工作以及由用户所约定的或注册当局所许可的任何补充要求的工程师。该工程师应识别他为完成工程工作所接受授权或注册当局所许可的地区。

WWW.STDBOOK.ORG

07 中文版页码	章节	修改部位	09 增 补 修 改 内 容
			(c) 在压力容器设计方面有经验的、满足为完成对工程工作所要求各项评定工作以及由用户所约定的或注册当局所许可的任何补充要求的工程师。该工程师应在工程师活动中心的专业工程师国际注册中心注册。 (d) 工程师所认证的用户设计说明书，除非容器安装所在处的管辖权限有不同的鉴定要求，否则应符合所准备说明书在实施工程地区的各项要求。 (e) 当有多于一位的工程师认证并签署用户设计说明书时，应在他们签名后的“责任领域”栏内注明其专长领域(例如：设计，冶金，泄压，制造等)。此外，签署用户设计说明书中的那位工程师应证实由本册所要求的所有元件都已包括在该说明书中。 (f) 典型用户设计说明书证明表格的实例列于表格 KG-311.15 中。 ——此节为 08 增补新增内容，见 08 增补第 2 页，译注。
8	KG 篇	KG-324（a）	第 5 行中“KG-324.1(g)”修改为“KG-324.1(h)”。 ——此小节在 08 增补作过修改，此次为对 08 增补的修改，参见 08 增补第 3 页，译注。
8	KG 篇	KG-324（b）	第 6 行中“KG-324.1(g)”修改为“KG-324.1(j)”。 ——此小节在 08 增补作过修改，此次为对 08 增补的修改，参见 08 增补第 3 页，译注。
8	KG 篇	KG-324.1	整节修改如下： **KG-324.1 关于签署和确认制造厂设计报告的要求** 签署并确认制造厂数据报告的任何工程师应满足以下(a)、(b)或(c)的规定，且应符合下面(d)、(e) 和(f) 的要求。 (a) 在美国一个或多个州或在加拿大省注册的并在压力容器设计方面富有经验的工程师。 (b) 在压力容器设计方面有经验的、满足为完成对工程工作所要求各项评定工作以及由用户所约定的或注册当局所许可的任何补充要求的工程师。该工程师应识别他为完成由用户在其设计说明书中所约定工程工作所接受授权或注册当局所许可的地区。 (c) 在压力容器设计方面有经验的、满足为完成对工程工作所要求各项评定工作以及由用户所约定的或注册当局所许可的任何补充要求的工程师。该工程师应在工程师活动中心的专业工程师国际注册中心注册。 (d) 工程师所认证的制造厂设计报告，除非容器安装所在处的管辖权限有不同的鉴定要求，否则应符合所准备报告在实施工程地区的各项要求。 (e) 当有多于一位的工程师认证并签署制造厂设计报告时，应在他们签名后的“责任领域”栏内注明其专长领域(例如：设计，冶金，泄压，制造等)。此外，签署制造厂设计报告中的那位工程师应证实由本册所要求的所有元件都已包括在该报告中。 (f) 仅在达到下述要求后确认制造厂设计报告 (1) 本册的各项设计要求以及用户设计说明书都予满足。 (2) 制造厂建造记录和制造厂设计报告以及用户设计说明书都协

WWW.STDBOOK.ORG

<table>
<tr><th>07 中文版页码</th><th>章节</th><th>修改部位</th><th>09 增 补 修 改 内 容</th></tr>
<tr><td></td><td></td><td></td><td>调一致。
(g) 设计报告的确认应不致开脱制造厂对所完成项目在用户设计说明书中所述条件结构整体性的责任。
(h) 检验师应审查制造厂设计报告并保证已满足 KG-440 的各项要求。
(i) 典型的制造厂设计报告确认格式的实例列于表格 KG-324.1。</td></tr>
<tr><td>14</td><td>KM 篇</td><td>KM-211.2(b)</td><td>在全文最后增加以下内容：
对于表 KM-211 中所列时效后在空气中淬冷的沉淀硬化和时效硬化材料，可以采用离热处理端 T/4 直径或一倍厚度处。</td></tr>
<tr><td>15</td><td>KM 篇</td><td>KM-211.3(b)</td><td>整节修改如下：
(b)直径或厚度等于大于 2in.(50mm)时，试样基准点（datum point）的定义是：
拉伸试样标距的中点，或冲击试样缺口下的面积。基准点应位于离外侧轧制面 T/4 或更深处，同时离热处理端的距离不得短于 2T/3 直径或厚度。
对于表 KM-211 中所列时效后在空气中淬冷的沉淀硬化和时效硬化材料，可以采用离热处理端 T/4 直径或一倍厚度处。</td></tr>
<tr><td>15</td><td>KM 篇</td><td>表 KM-211</td><td>整表修改如下：
表 KM-211
适用的沉淀和时效硬化材料
<table><tr><th>标准号</th><th>类型/等级</th></tr><tr><td>SA-564</td><td>XM-12</td></tr><tr><td>SA-564</td><td>XM-13</td></tr><tr><td>SA-564</td><td>XM-16</td></tr><tr><td>SA-564</td><td>XM-25</td></tr><tr><td>SA-564</td><td>630</td></tr><tr><td>SA-453</td><td>660</td></tr><tr><td>SA-638</td><td>660</td></tr><tr><td>SA-705</td><td>XM-12</td></tr><tr><td>SA-705</td><td>XM-13</td></tr><tr><td>SA-705</td><td>XM-16</td></tr><tr><td>SA-705</td><td>XM-25</td></tr><tr><td>SA-705</td><td>630</td></tr><tr><td>SA-705</td><td>631</td></tr></table>——此表为 08 增补内容，参见 08 增补第 4 页，编者。</td></tr>
<tr><td>22</td><td>KM 篇</td><td>KM-400(c)(2)</td><td>整节修改为：
(2) 拉伸强度 S_u，按第 1 分篇中表 U 或表 U-2 中的规定；</td></tr>
<tr><td>23</td><td>KM 篇</td><td>表 KCS-1</td><td>1. 删除标准号 SA-517 Gr.J 材料
2. 增加 SA-350 Gr.LF2 锻件材料，各列数据依次如下：
碳钢 锻件 SA-350 LF2 K03011 … … 1 2 70 36 … 700
3. 2Ni-1$^1/_2$Cr-$^1/_4$Mo-V*，3 级的“注释号”中“注(10)”勘误删除。
*原文如此，应为 2¾Ni-1$^1/_2$Cr-$^1/_4$Mo-V 之误——编者。</td></tr>
</table>

WWW.STDBOOK.ORG

07 中文版页码	章节	修改部位	09 增 补 修 改 内 容
23	KM 篇	表 KCS-1M	1. 删除标准号 SA-517 Gr.J 材料 2. 增加 SA-350 Gr.LF2 锻件材料，各列数据依次如下： 碳钢 锻件 SA-350 LF2 K03011 … … 1 2 485 250 … 375 3. SA-723 Gr.1、2 和 3 Class 1 的最高设计温度由“450”修改为“425”。
38	KD 篇	KD-100	分节(c)全部删除。
38	KD 篇	KD-104	整节修改为： **KD-104 设计公式中的腐蚀裕量** 本册通篇在所有设计公式，正文，表和图中的尺寸符号都表示不包括腐蚀裕量的尺寸，但在 KD-5 中的计算除外。
39-40	KD 篇	KD-131	整节修改为: **KD-131 屈服应力理论** 用于本节中的延性屈服理论如下: (a) 最大剪应力理论 按照这一理论，任何点代数值最大与代数值最小的主应力之差达到材料屈服强度时，该点发生屈服。 (b) 变形能屈服应力理论 按照这一理论，任何点采用下式中三个主应力计算得的当量应力达到材料屈服强度时，该点发生屈服: $\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}}\left[(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2+(\sigma_3-\sigma_1)^2\right]^{0.5}$
40	KD 篇	KD-140	1. 第 2～3 行中“……可采用 KD-3 或 KD-4 章中……”修改为“……可采用 KD-3，KD-4 或 KD-1260 章中……”。 2. 最后增加如下内容: 当对已经确定是未爆先漏的容器，采用 KD-3 章的方法进行分析时(见 KD-141)，应对焊制容器的结构细节采用结构应力法分析(见 KD-340)。结构应力法只能用于焊接部分。
41	KD 篇	KD-200	第 3 行中“……的补充规则。”修改为“……的补充规则，但在 KD-230 中规定者除外。”
41	KD 篇	KD-200 (b)	整节修改为： （b）设计者对所有直径比（见 KD－221）的圆柱形和球形壳体容器，可以采用弹塑性分析方法（见 KD230）。如设计者采用 KD-230 至 KD-235，则不需满足 KD-240 至 KD-247。
41	KD 篇	KD-200 (c)	第 2 行中“……圆柱形和球形壳体……”修改为“……圆柱形和球形壳体容器……”。
41	KD 篇	KD-200 (d)	整节修改如下： (d) 对壁厚比小于 1.25[见 KD-200(c)]的圆柱形或球形壳体容器，设计者可以采用 KD-240 到 KD-247 的线弹性分析。如果设计者采用 KD-240 到 KD-247，则不需满足 KD-230 到 KD-235。
43	KD 篇	KD-220	最后增加：低屈强比的材料采用在 KD-221 中的公式在液压试验期间可能由于永久性的应变而导致尺寸改变。在小量变形会引起泄漏或丧失功能的场合，设计师应考虑这种尺寸改变的影响。

WWW.STDBOOK.ORG

07 中文版页码	章节	修改部位	09 增 补 修 改 内 容
43	KD 篇	KD-221.1	整节修改如下： **KD-221.1　单层圆筒**。设计压力 P_D 应不超过由下式所规定的极限： $Y \le 2.85$ 的端部开启的圆筒： $P_D = \min\left\{\left[2.5856\left(S_y\right)\left(Y^{0.268}-1\right)\right],\left[1.0773\left(S_y+S_u\right)\left(Y^{0.268}-1\right)\right]\right\}$ 端部封闭的圆筒以及 $Y > 2.85$ 端部开启的圆筒 $P_D = \min\left\{\left[\frac{1}{1.25}\left(S_y\right)\ln\left(Y\right)\right],\left[\frac{1}{3}\left(S_y+S_u\right)\ln Y\right]\right\}$ 其中 S_y = 由第Ⅱ卷 D 篇表 Y-1 在设计温度时的屈服强度 S_u = 由第Ⅱ卷 D 篇表 U 或 U-2(视适用)在设计温度时的拉伸强度。如果在表 U 或 U-2(视适用)未列出拉伸强度，则可以采用屈服强度代替拉伸强度。 端部开启圆筒：圆筒中由于压力作用在其端部封闭件上的力被传递到外部框架或其它构件，致使圆筒并不承受由压力所引起的端部载荷。 端部封闭圆筒：圆筒中由于压力作用在其端部封闭件上的力被传递到圆筒壁，致使承受由压力所引起的端部载荷的圆筒上引起轴向应力。
43	KD 篇	KD-221.2	整节修改如下： **KD-221.2　多层圆筒**。由不同屈服强度材料所组成的 n 层圆筒，KD-221.1 中的公式由下式代替： $Y \le 2.85$ 的端部开启的圆筒： $P_D = \min\left\{\left[\sum_{j=1}^{n} 2.5856\left(S_{yj}\right)\left(Y_j^{0.268}-1\right)\right],\left[\sum_{j=1}^{n} 1.0773\left(S_{yj}+S_{uj}\right)\left(Y_j^{0.268}-1\right)\right]\right\}$ 端部封闭的圆筒以及 $Y > 2.85$ 端部开启的圆筒 $P_D = \min\left\{\left[\sum_{j=1}^{n}\frac{1}{1.25}\left(S_{yj}\right)\ln\left(Y_j\right)\right],\left[\sum_{j=1}^{n}\frac{1}{3}\left(S_{yj}+S_{uj}\right)\ln\left(Y_j\right)\right]\right\}$ 其中 S_{yj} = 由第Ⅱ卷 D 篇表 Y-1 对每一层在设计温度时的屈服强度 S_{uj} = 由第Ⅱ卷 D 篇表 U 或 U-2(视适用)对每一层在设计温度时的拉伸强度。 Y_j = 对每一层的直径比
43	KD 篇	KD-221.3	原公式修改为： $P_D = \min\left\{\left[\frac{\sqrt{3}}{1.25}\left(S_y\right)\ln\left(Y\right)\right],\left[\frac{1}{\sqrt{3}}\left(S_y+S_u\right)\ln\left(Y\right)\right]\right\}$
43	KD 篇	KD-221.4	原公式修改为： $P_D = \min\left\{\left[\sum_{j=1}^{n}\frac{\sqrt{3}}{1.25}\left(S_{yj}\right)\ln\left(Y_j\right)\right],\left[\sum_{j=1}^{n}\frac{1}{\sqrt{3}}\left(S_{yj}+S_{uj}\right)\ln\left(Y_j\right)\right]\right\}$

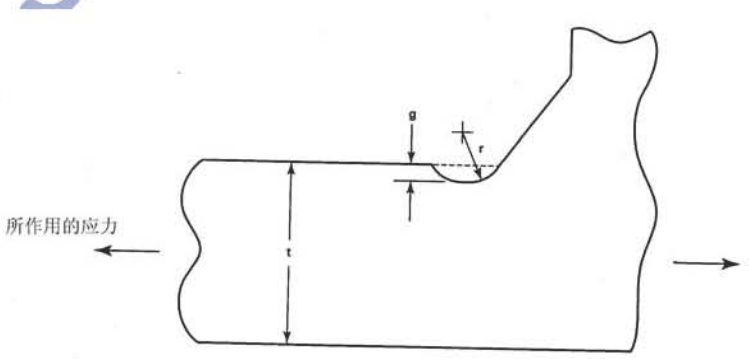
WWW.STDBOOK.ORG

07 中文版页码	章节	修改部位	09 增 补 修 改 内 容
44～45	KD 篇	KD-230 KD-231～KD235（新增）	原“D-230”节全面修改，并新增“KD-231”、“KD-232”、“KD-233”、“KD-234”和“KD-23151”节，见本增补第 13～18 页。
48	KD 篇	KD-300	第一个句号后增加以下内容： 当对已经确定是未爆先漏的容器采用KD-3 章的方法进行分析时(见 KD-141)，应对焊制容器的结构细节采用结构应力法作分析(见 KD-340)。结构应力法只能用于焊接部分。
48	KD 篇	KD-301	1. 第 2 段开始的“元件”修改为“非焊接元件”。 2. 第 2 段最后增加以下内容： ：焊接细节的抗疲劳性能应采用结构应力法确定(见 KD-340)，此法以真实焊缝的疲劳数据为基础。 3. 第 3 段第 2 句的“元件”修改为“非焊接元件”。
49	KD 篇	KD-312.2-KD-312.4	此页中从左栏至右栏共 11 个公式依次增加编号为(KD-3.1)-(KD-3.11)，如下 $S_{12} = \sigma_1 - \sigma_2$ （KD-3.1） $S_{23} = \sigma_2 - \sigma_3$ （KD-3.2） $S_{31} = \sigma_3 - \sigma_1$ （KD-3.3） $S_{alt\,ij} = 0.5\left(S_{ij\,\max} - S_{ij\,\min}\right)$ （KD-3.4） $\sigma_{n12} = 0.5(\sigma_1 + \sigma_2)$ （KD-3.5） $\sigma_{n23} = 0.5(\sigma_2 + \sigma_3)$ （KD-3.6） $\sigma_{n31} = 0.5(\sigma_3 + \sigma_1)$ （KD-3.7） $S_{nm\,ij} = 0.5\left(S_{nij\,\max} + S_{nij\,\min}\right)$ （KD-3.8） $\sigma_{nm\,ij} = 0$ （KD-3.9） $S_{eq_{ij}} = S_{alt\,ij}$ （KD-3.10） $S_{eq_{ij}} = S_{alt\,ij}\dfrac{1}{1-\beta\sigma_{nm\,ij}/S_a'}$ （KD-3.11）
49	KD 篇	KD-312.4(a)	删除第 1 行中“对在焊缝金属和热影响区以内的焊接结构（见图 KD－320.2），”字样。并将随后的“(见图 KD-320.3)”改为“(见图 KD-320.2)”。
49	KD 篇	KD-312.4(b)	第 10 行中的“(见图 KD-320.4)”改为“(见图 KD-320.3)”。
51	KD 篇	KD-321(c)	删除第 9 行中的“图 KD-320.2 为焊接结构的疲劳设计曲线”字样”。 随后的“图 KD-320.3”、“图 KD-320.4”、“图 KD-320.5”依次改为“图 KD-320.2”、“图 KD-320.3”、“图 KD-320.4”。
61	KD 篇	KD-322(b)	删除。
61	KD 篇	新 KD-322(b) 原 KD-322(c)	1. 原“KD-322(c)”重新编号为“KD-322(b)”，内容不变； 2. 第 1 行中的“图 KD-320.3”改为“图 KD-320.2”。

WWW.STDBOOK.ORG

07 中文版页码	章节	修改部位	09 增 补 修 改 内 容
61	KD 篇	新 KD-322(C) 原 KD-322(d)	1. 原“KD-322(d)”重新编号为“KD-322(c)”； 2. 第 1 行中的“图 KD-320.4”改为“图 KD-320.3”； 3. 最后 1 行中的“(e)”修改为“(d)。
61～64	KD 篇	新 KD-322(d) 原 KD-322(e)	1. 原“KD-322(e)”重新编号为“KD-322(d)”并将第 2 行中“图 KD-320.5”改为“图 KD-320.4”。 2. 第“(3)”小节第 2 行中的“……。当采用 KD-320.5 时，……”改为“……。当采用 KD-320.4 时，……”。
64	KD 篇	新 KD-322(e) 原 KD-322(f)	1. 原“KD-322(f)”重新编号为“KD-322(e)”； 2. 从第“(1)”小节第 1 行中删去“和（b）”字样； 3. 第“(2)”小节中的公式编号为“(KD-3.12)”。
65	KD 篇	KD-330(e)、(f)	右栏中两个公式分别增加式号(KD-3.13)、(KD-3.14)。
65	KD 篇	KD-340～KD-370（新增）	在“KD－330”后新增“KD-340”、“KD－350”、“KD-360”和“KD-370”见本增补第 19～23 页。
51-52	KD 篇	表 KD-320.1	1. 删除原表中 2 处“图 320.2”“焊接件”的内容（表中第 3，4 项）。 2. 将原表中图“320.3”，“320.4”和“320.5”相应改为“320.2”，“320.3”和“320.4”。 3. 删除原总注中（d）(3)和(4)焊接结构的内容。 4. 将原总注中(d)(5)重新编号为(d)(3)，并将第 1 行中“图 KD-320.3”修改为“图 KD-320.2”，其余内容不变。 5. 将原总注中(d)(6)重新编号为(d)(4)，并将第 1 行中“图 KD-320.4”修改为“图 KD-320.3”，其余内容不变。 6. 将原总注中(d)(7)重新编号为(d)(5)，并将第 1 行中“图 KD-320.5”修改为“图 KD-320.4”，其余内容不变。
54	KD 篇	表 KD-320.1M	1. 删除原表中 2 处“图 320.2M”“焊接件”的内容（表中第 3，4 项）。 2. 将原表中图“320.3M”，“320.4M”和“320.5M”相应改为“320.2M”，“320.3M”和“320.4M”。 3. 删除原总注（d）中(3)和(4)焊接结构的内容。 4. 将原总注中(d)(5)重新编号为(d)(3)，并将第 1 行中“图 KD-320.3M”修改为“图 KD-320.2M”。 5. 将原总注中(d)(6)重新编号为(d)(4)，并将第 1 行中“图 KD-320.4M”修改为“图 KD-320.3M”。 6. 将原总注中(d)(7)重新编号为(d)(5)，并将第 1 行中“图 KD-320.6M”修改为“图 KD-320.4M”。
55-56	KD 篇	图 KD-320.2，KD-320.2M	删除。
57	KD 篇	新图 KD-320.2（原图 KD-320.3）	原“图 KD-320.3”重新编号为“图 KD-320.2”，并将标题修改为： **图 KD-320.2　温度不超过 800℉时非焊接件奥氏体不锈钢的疲劳设计曲线**
58	KD 篇	新图 KD-320.2M（原图 KD-320.3M）	原“图 KD-320.3M”重新编号为“图 KD-320.2M”，并将标题修改为： **图 KD-320.2M　温度不超过 427℃非焊接件奥氏体不锈钢的疲劳设计曲线**

WWW.STDBOOK.ORG

07 中文版页码	章节	修改部位	09 增 补 修 改 内 容
59	KD 篇	新图 KD-320.3（原图 KD-320.4)	原“图 KD-320.4”重新编号为“图 KD-320.3”，其余不变。
60	KD 篇	新图 KD-320.3M（原图 KD-320.4M)	原“图 KD-320.4M”重新编号为“图 KD-320.3M”，其余不变。
61	KD 篇	新图 KD-320.4（原图 KD-320.5)	原“图 KD-320.5”重新编号为“图 KD-320.4”，其余不变。
62	KD 篇	新图 KD-320.4M（原图 KD-320.5M)	原“图 KD-320.5M”重新编号为“图 KD-320.4M”，其余不变。
65~65.1	KD 篇	表 KD-360.1（新增）	新增表 KD－360.1，见本增补第 24～25 页。
65.2~65.3	KD 篇	表 KD-360.1M（新增）	新增表 KD－360.1M，见本增补第 26～27 页。
65.4	KD 篇	表 KD-370.1（新增）	新增表 KD－370.1，见本增补第 28 页。
65.4	KD 篇	表 KD-370.1M（新增）	新增表 KD－370.1M，见本增补第 28 页。
65	KD 篇	图 KD-372.1（新增）	新增图 KD-372.1 如下：凹坑 g=0.5mm(0.02in.)，r≥0.25t≥4g **图 KD-372.1　焊趾处的凹坑**
68	KD 篇	KD-500	在本节正文后增加以下内容： 本章中所有计算都应采用新的、即未经腐蚀的尺寸(见 KD-104)

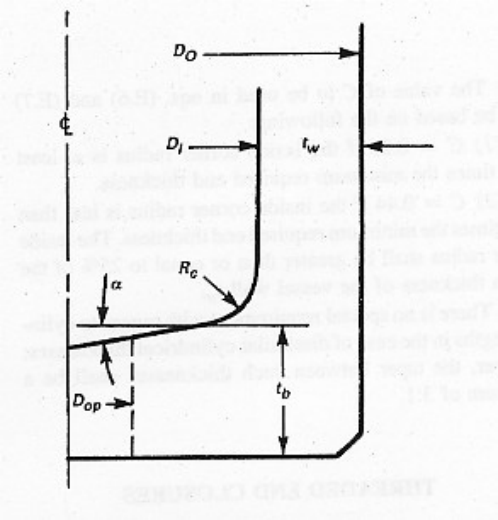
WWW.STDBOOK.ORG

07 中文版页码	章节	修改部位	09 增 补 修 改 内 容
69	KD 篇	增加 KD-520(c) 08A 已将原 (c) 节删除，见 08AP.6	整节修改为： :(c) 本章中所有计算都应采用新的、即未经腐蚀的尺寸(见 KD-104)
71	KD 篇	KD-620	标题修改为： **KD-620　螺纹连接件和元件**
96	KD 篇	图 KD-1130	各分图中接管补充内径尺寸线并标注 D_H，并在图下的注中增加: D_H =壳体或封头上的开孔直径
97	KD 篇	图 KD-1131	图中接管补充内径尺寸线并标注 D_H，并在图下的注中增加: D_H =壳体或封头上的开孔直径
130	KF 篇	KF-1112	1. 将本节中的两自然段分别加以分节号“(a)”和“(b)”。 ——中文版勘误，译者。 2.（b）小节全文修改如下： (b) 时效硬化不锈钢 SA-705 和 SA-564，Gr.631、XM-13 和 XM-16 应采用与母材相同公称成份的填充金属来焊接。
162	KT 篇	KT-312.1	全文修改如下： **KT-312.1 单层容器** 端部开口的圆筒体，$Y \leq 2.85$： $P_t=3.232(S_y)(Y^{0.268}-1)$ 圆筒体一端封闭，一端开口，$Y>2.85$： $P_t=(S_y)\ln(Y)$ 开口端和封闭端的定义见 KD-221。 球体： $P_t=2.309(S_y)\ln(Y)$ 式中 S_y =试验温度下的规定屈服强度 Y =直径比 D_o/D_i D_o=外直径 D_i=内直径
162	KT 篇	KT-312.2	全文修改如下： **KT-312.2 多层容器** 端部开口的圆筒体，$Y \leq 2.85$： $P_t=\sum_{j=1}^{n} 3.232(S_{yj})(Y_j^{0.268}-1)$ 圆筒体一端封闭，一端开口，$Y>2.85$： $P_t=\sum_{j=1}^{n}(S_{yj})\ln(Y_j)$ 球体： $P_t=\sum_{j=1}^{n} 2.309(S_{yj})\ln(Y_j)$

WWW.STDBOOK.ORG

07 中文版页码	章节	修改部位	09 增 补 修 改 内 容
			其中 S_{yj} 和 Y_j 为每一单独层的规定屈服强度值和直径比。
172-177	强制性附录 1	1－100	增加和修改部分符号说明，见本增补第 29～31 页。
189	非强制性附录 A	格式 K-1	表中第 5 项修改为： 5.用户设计说明书存档处 10 签字人 10 许可或注册授权 11 注册号
189	非强制性附录 A	格式 K-1	表中第 6 项修改为： 6.制造商设计报告存档处 10 签字人 10 许可或注册授权 11 注册号
191	非强制性附录 A	格式 K-2	表中第 5 项修改为： 5.用户设计说明书存档处 10 签字人 10 许可或注册授权 11 注册号
191	非强制性附录 A	格式 K-2	表中第 6 项修改为： 6.制造商设计报告存档处 10 签字人 10 许可或注册授权 11 注册号
193	非强制性附录 A	表 A-100.1	注释号 11 的说明修改为： 11 填写美国的州、加拿大的省或工程专业协会，视何者应用而定
207	非强制性附录 D	表 D－500	其中马氏体沉淀硬化钢栏勘误为： 马氏体沉淀硬化钢 3.48 1.5
209	非强制性附录 E	E-110(a)(2)	最后增加： Y=1.5～2.5 且 R_c=0.25t_w 时，封闭端的最小厚度应按下式计算： $t_b = t_w\left(1-1.0667Y^3+6.80Y^2-15.433Y+13.45\right)$ (E.1) Y>2.25 且 R_c=0.25t_w 时，最小厚度 t_h 应按下式计算△： $t_b = t_w$ (E.2) △原文如此，恐系 t_b 之误。—译注。
209	非强制性附录 E	E-110(b)	整节修改为： (b) 在 Y=1.5～4.0 且 R_c=0.25t_w 时，转角半径处用于按照 KD-3 进行疲劳评定的主应力应按下式计算： $\sigma_1 = P\left(3.5557-1.9787Y+5.6440\frac{Y}{\ln Y}-30.1870\frac{1}{\sqrt{Y}}+46.7419\frac{\ln Y}{Y^2}\right)$ (E.3) $\sigma_2 = P\left(-0.9219+0.1520Y+1.2202\frac{1}{\ln Y}+2.9636\frac{\ln Y}{Y^2}-2.3620\frac{1}{Y^2}\right)$ (E.4) $\sigma_3 = -P$ (E.5)
209～210	非强制性附录 E	E-120	1.（a）节中的式(1)重新编号为式(E.6)。 2.（b）节中的式(2)重新编号为式(E.7)。 3.（c）节第 1 行中“用于式（1）和式（2）的……”修改为“用于式

WWW.STDBOOK.ORG

07 中文版页码	章节	修改部位	09 增 补 修 改 内 容
			（E.6）和式（E.7）的……”。
210	非强制性附录 E	E-221	1. 计算螺纹载荷在和分布的公式排序为式（E.8）。 2. 对 F_{sum} 的说明式排序为式（E.9）。
211	非强制性附录 E	E-222	该节中公式排序为式（E.10）。
209	非强制性附录 E	图 E-110	修改如下：  D_{op}= 开孔直径，$0.15D_I$最大 R_c = 转角处直径 t_b = 底部厚度，最小 t_w，最大 $2t_w$ t_w = 设计壁厚 **图 E-110 不需作详细应力分析的厚壁端封头尺寸比例**
231.1	非强制性附录 L（新增）		在非强制性附录 J 后新增非强制性附录 L，见本增补第 32～46 页。

WWW.STDBZ.ORG

（第 44～45 页）

KD-230　弹-塑性分析

如果采用数值方法，例如弹-塑性有限元或有限差分分析方法等对表 KD-230.1 和表 KD-230.2 中所述的各载荷进行非线性弹-塑性分析（KD-231），则不需要采用在 KD-220 中的圆筒和球壳的公式。当采用弹-塑性分析时，设计者也应遵守 KD-232 至 KD-235。

表 KD-230.1　在设计中所考虑的载荷和载荷情况

载荷情况	设计载荷
压力试验	元件加上绝热层、防火层、安装的内件、平台以及在安装位置由元件所支承的其它设备的静载荷 包括压力推力的管道载荷 不包括振动和用于维修的活载荷在内的适用活载荷 除非规定为气压试验，否则，压力和试验以及冲洗设备和管道用的流体(水)载荷 风载荷
正常操作	元件加上绝热层、耐火层、防火层、安装的内件、触媒，填料、平台以及在安装位置由元件所支承的其它设备的静载荷 包括压力推力的管道载荷 适用的活载荷 在正常操作时的压力和流体载荷 温差载荷
正常操作加临时性[注(1)]	元件加上绝热层、耐火层、防火层、安装的内件、触媒、填料平台以及在安装位置由元件所支承的其它设备的静载荷 包括压力推力的管道载荷 适用的活载荷 在正常操作时的压力和流体载荷 温差载荷 风、地震或其它临时性载荷，取其中的较大者 由于波动作用引起的载荷
异常或启动操作加临时性[注(1)]	元件加上绝热层、耐火层、防火层、安装的内件、触媒、填料平台以及在安装位置由元件所支承的其它设备的静载荷 包括压力推力的管道载荷 适用的活载荷 压力加异常或启动操作情况相关连的流体载荷 温差载荷 风载荷

注：（1） 临时性载荷通常由风和地震控制，但是，其它如雪和冰载荷也可控制(见 ASCE-7)

WWW.STDBOOK.ORG

表 KD-230.2　载荷说明

设计载荷参数	说明
P_D	设计内压和外压
P_s	由液体或堆积材料(例如触媒)引起的静压力
D	容器、物料以及在所关注位置处附属物的自重，包括下面一些： 包括内件、支座(例如裙座、支耳、鞍座和支腿)以及附属物(例如平台、扶梯等)在内的容器重量 在操作或试验状态时容器的物料重量 耐火衬里，绝热层 由诸如电动机、机械装置、其它容器和管道等连接设备的重量所引起的静止反力
L	活附属物载荷 稳态和短暂的流体冲力的影响
E	地震载荷(地震载荷的特殊意义见 ASCE 7，如适用)
W	风载荷
W_{pt}	在风载荷情况下作压力试验，此情况下的设计风速应由用户规定
S_s	雪载荷
T	载荷情况是否自限(即温差载荷，所作用的位移)。此载荷情况并不特有地对垮塌载荷有影响，但是在弹性流动至所引起的应力至这样的水平，若没有过量的变形不足以缓和至载荷再分布的情况，则应予考虑。

KD-231　弹-塑性分析

由采用弹-塑性应力分析确定元件的塑性垮塌载荷对防止塑性垮塌作出评定。由对计算得的塑性垮塌载荷采用设计系数来确定元件上的许用载荷。在计及了应力的再分布后，弹-塑性应力分析极为接近实际的结构行为，元件的弹性变形(塑性)及其变形特征是应力再分布的直接后果。

KD-231.1　弹-塑性数值分析　塑性垮塌载荷可以采用数值分析技术(例如，有限元方法)、包括弹-塑性材料模型得到的解而求得。在分析中应考虑结构非线性化的影响。塑性垮塌载荷是引起总的结构失稳的载荷。这可以由小的载荷增量再也不能获得平衡解的这一点来表示(即，该解不再收敛)。

KD-231.2　弹-塑性合格准则　采用弹-塑性分析元件的合格性由满足以下准则来确定。

(a) 总体的准则　由经受规定载荷条件元件所完成的弹-塑性分析来确定总体的塑性垮塌载荷。塑性垮塌载荷取为引起总的结构失稳的载荷。载荷和阻力系数设计(LRFD)的概念是用作对设计元件所用塑性垮塌载荷的严密计算的另一种选择。在这一方法中，包括带有计及不确定性的设计系数的载荷，以及元件对这些带有系数载荷的抵抗能力都由弹-塑性分析来确定，见表 KD-231.3。

(b) 使用准则　使用准则对承受设计载荷元件中的每一位置都应满足可能的不满意性能的限制条件，见表 KD-231.3。使用准则的实例是对成对法兰

WWW.STDBOOK.ORG

表 KD-231.3　用于弹-塑性分析的载荷情况组合和载荷系数

准则	载荷情况组合
设计情况	
总体准则	1) $1.80\left(P_D+P_S+D\right)$
	2) $1.58\left(P_D+P_S+D+T\right)+1.95L+0.65S_S$
	3) $1.58\left(P_D+P_S+D\right)+1.95S_S+\max\left[1.28L,1.05W\right]$
	4) $1.80\left(P_D+P_S+D\right)+1.95W+1.28L+0.65S_S$
	5) $1.80\left(P_D+P_S+D\right)+1.28E+1.28L+0.26S_S$
局部准则	$1.28\left(P_D+P_S+D\right)$
适用性准则	按用户设计说明书，如适用，见表 KD-231.3(b)
液压试验情况	
总体和局部准则	$\max\left[1.73,1.50\left(\frac{S_{yT}}{S_y}\right)\right]\left(P_D+P_S+D\right)+W_{pt}$
适用性准则	按用户设计说明书，如适用，见表 KG-311

总注：

(a) 在载荷组合这一列中所用的各参数都在表 KD-230.2 中规定。

(b) 对总体和适用性准则的说明见 KD-231.3。

(c) S_y 是在设计温度时表列的屈服强度。

(d) S_{yT} 是在压力试验温度时表列的屈服强度。

的旋转限制，以避免可能担心的法兰泄漏，以及限制塔可能引起对操作担心的挠度。此外，应评定在设计载荷组合时元件变形对使用性能的影响。这对在所施加载荷下由于变形而抗力得以提高(几何形状上的强化)的元件是特别重要的，例如，受内压作用的椭圆形或碟形封头即是如此。可以满足塑性失效准则但元件在得出的设计条件下可以有过量的变形。在此情况下，设计载荷可以根据变形准则而予降低。在这一评定中，一些需要考虑的实例是变形对下述元件的影响：

(1)　管道连接件

(2)　塔板、平台以及其它内部或外部附件的失调

(3)　相邻结构和设备的相互干扰

如适用，使用准则应在用户设计说明书中规定。

（c）局部准则　元件应符合在 KD-232 中所列的局部准则要求。

KD-231.3　弹-塑性评定程序

采用以下的评定方法以确定采用弹-塑性分析元件的合格性。

第 1 步：制定包括所有相关几何特性在内的元件的数字模型。用于分析的模型应选择得精确地表示元件的几何特性、边界条件和所作用的载荷。此外，对环绕应力和应变集中的区域应作精加工处理。可以要求一个或多个数字模型的分析以保证达到在元件中应力和应变的精确描述。

第 2 步：规定所有的相关载荷以及适用的载荷情况。在设计中所要考虑的载荷应包括、但并不限于在表 KD-230.1 中所列者。

第 3 步：在分析中应采用弹-塑性材料模型，如果预期要达到塑性，则宜采用 von Mises 函数和与之相关的流动规则。可以采用包括硬化或软化的材料模型，或弹性-全塑性的材料模型。KD-231.4

WWW.STDBOOK.ORG

中提供了包括硬化行为和温度有关的实际应力-应变曲线模型，当采用这一材料模型时，直至真实极限应力和全塑性行为(即应力-应变曲线的斜率为零)超过此极限时，应一直包括硬化行为。在分析中应计及几何非线性的影响。

第 4 步: 采用由第 2 步、连同表 KD-231.3 中的信息，确定在分析中要应用的载荷情况组合。对每一种所指明的载荷情况都应评定。应对一个或多个不起作用载荷的影响进行探查。应考虑在表 KD-231.3 中未包括的特殊条件的附加载荷情况(视适用)。

第 5 步: 对在第 4 步中所规定的每一种载荷情况组合完成弹-塑性分析。如果达到收敛，元件在此载荷情况在所作用的载荷下处于稳定。否则，元件的结构(即厚度)应予调整或降低所作用的载荷并重复分析。

KD-231.4　弹-塑性应力-应变曲线　当要计及材料的应变硬化特性时，下述的方法用于在非线性评定中确定真实的应力-应变曲线模型。本方法所用的符号说明列于强制性附录 1。

$$\varepsilon_{ts}=\frac{\sigma_t}{E_y}+\gamma_1+\gamma_2 \tag{1}$$

其中

$$\gamma_1=\frac{\varepsilon_1}{2}\left[1.0-\tanh\left(H\right)\right] \tag{2}$$

$$\gamma_2=\frac{\varepsilon_2}{2}\left[1.0+\tanh\left(H\right)\right] \tag{3}$$

$$\varepsilon_1=\left(\frac{\sigma_t}{A_1}\right)^{\frac{1}{m_1}} \tag{4}$$

$$A_1=\frac{\sigma_{ys}\left(1+\varepsilon_{ys}\right)}{\left[\ln\left(1+\varepsilon_{ys}\right)\right]^{m_1}} \tag{5}$$

$$m_1=\frac{\ln\left(R\right)+\left(\varepsilon_p-\varepsilon_{ys}\right)}{\ln\left[\dfrac{\ln\left(1+\varepsilon_p\right)}{\ln\left(1+\varepsilon_{ys}\right)}\right]} \tag{6}$$

$$\varepsilon_2=\left(\frac{\sigma_t}{A_2}\right)^{\frac{1}{m_2}} \tag{7}$$

$$A_2=\frac{\sigma_{uts}\exp\left(m_2\right)}{m_2^{m_2}} \tag{8}$$

$$H=\frac{2\left\{\sigma_t-\left[\sigma_{ys}+K\left(\sigma_{uts}-\sigma_{ys}\right)\right]\right\}}{K\left(\sigma_{uts}-\sigma_{ys}\right)} \tag{9}$$

$$R=\frac{\sigma_{ys}}{\sigma_{uts}} \tag{10}$$

$$\varepsilon_{ys}=0.002 \tag{11}$$

$$K=1.5R^{1.5}-0.5R^{2.5}-R^{3.5} \tag{12}$$

参量 m_2 和 ε_p 都列在表 KD-231.4 中。

KD-232　防止局部失效

除证实在 KD-231 中所规定的防止塑性垮塌外，应满足下面的局部失效准则。

KD-232.1　弹-塑性分析方法　与所施加载荷相关连，应采用以下方法对防止局部失效进行评定。

(a) 对在表 KD-231.1 中所列的局部失效准则，基于载荷情况组合完成弹-塑性应力分析，在分析中应计及几何非线性的影响。

(b) 对元件中所经受评定的位置，确定其主应力 σ_1，σ_2，σ_3，采用式(13)确定当量应力 σ_e 以及总的当量塑性应变 ε_{peq}。

$$\sigma_e=\frac{1}{\sqrt{2}}\left[\left(\sigma_1-\sigma_2\right)^2+\left(\sigma_2-\sigma_3\right)^2+\left(\sigma_3-\sigma_1\right)^2\right]^{0.5} \tag{13}$$

(c) 采用下式确定 k^{th} 载荷步进增量时的三轴向应变的极限，其中 ε_{Lu}，m_2，和 m_5 都由表 KD-231.4 确定。

$$\varepsilon_{L,k}=\varepsilon_{Lu}\left[e^{\frac{-m_5}{1+m_2}\left(\frac{\sigma_{1,k}+\sigma_{2,k}+\sigma_{3,k}}{3\sigma_{e,k}}\right)-\frac{1}{3}}\right]$$

其中:

ε_{peq} = 当量塑性总应变

e = 2.7183，自然对数底的近似值

El = 最小规定伸长，百分数

$\varepsilon_{L,k}$ = 在 k^{th} 载荷增量时任意点处的最大允许局部当量塑性应变

ε_{Lu} = m_2，m_3 和 m_4 的最大者

ln = 自然对数

m_2 = 由表 KD-231.4 计算得的值

m_3 = 由表 KD-231.4 计算得的值

m_4 = 由表 KD-231.4 计算得的值

m_5 = 列于表 KD-231.4 中的值

$R=S_y/S_u$

RA = 最小规定的面积降低，百分数

WWW.STDBOOK.ORG

表 KD-231.4　各系数的表列值

材料	最高温度	m_2	m_3	m_4	m_5	ε_p
铁素体钢	480℃（900℉）	0.60(1.00-R)	2ln[1+(El/100)]	ln[100/(100-RA)]	2.2	2.0E-5
奥氏体不锈钢和镍基合金	480℃（900℉）	0.75(1.00-R)	3ln[1+(El/100)]	ln[100/(100-RA)]	0.6	2.0E-5
双相不锈钢	480℃（900℉）	0.70(0.95-R)	2ln[1+(El/100)]	ln[100/(100-RA)]	2.2	2.0E-5
时效硬化，镍基合金	540℃（1000℉）	1.90(0.93-R)	ln[1+(El/100)]	ln[100/(100-RA)]	2.2	2.0E-5
铝	120℃（250℉）	0.52(0.98-R)	1.3ln[1+(El/100)]	ln[100/(100-RA)]	2.2	2.0E-6
铜	65℃（150℉）	0.50(1.00-R)	2ln[1+(El/100)]	ln[100/(100-RA)]	2.2	2.0E-6
钛和锆	260℃（500℉）	0.50(0.98-R)	1.3ln[1+(El/100)]	ln[100/(100-RA)]	2.2	2.0E-5

注：
(1) 铁素体钢包括碳钢，低合金钢和合金钢，以及铁素体，马氏体和铁基时间硬化不锈钢。

σ_{1k} = 在 k^{th} 载荷增量时所考虑点处方向 1 的主应力

σ_{2k} = 在 k^{th} 载荷增量时所考虑点处方向 2 的主应力

σ_{3k} = 在 k^{th} 载荷增量时所考虑点处方向 3 的主应力

σ_{ek} = 在所考虑点处的米赛斯当量应力

S_y = 在分析温度时(见第Ⅱ卷 D 篇表 Y-1)的屈服强度

S_u = 在分析温度时(见第Ⅱ卷 D 篇表 U)的拉伸强度

(d) 用下式确定 k^{th} 载荷步进增量时的应变极限损伤:

$$D_{\varepsilon,k} = \Delta\varepsilon_{peq,k} / \varepsilon_{L,k}$$

其中

$D_{\varepsilon,k}$ = 在 k^{th} 载荷步进增量期间发生的损伤

$\Delta\varepsilon_{peq,k}$ = 在 k^{th} 载荷步进增量期间总的当量塑性应变消耗的改变

(e) 将在 k^{th} 载荷步进增量期间所发生的损伤 $D_{\varepsilon,k}$ 叠加，对在每前一次增量所发生的增量损伤汇总以得到积累损伤 D_e。

(f) 对在分析中所有的载荷步进增量重复在(b)至(e)分节中的操作。

(g) 如果元件是经冷加工成形且随后并未热处理，则用下面的公式计算由成形所致的损伤 D_{eform}，如果元件并未经冷加工成形，或在成形后经过了热处理，则由成形所致的损伤 D_{eform} 可假设为 0。

$$D_{eform} = \varepsilon_{cf} / \left(\varepsilon_{Lu} e^{\left[-0.67 m_5/(1+m_2)\right]} \right)$$

其中

D_{eform} = 元件上所考虑位置处在成形期间所发生的损伤

ε_{cf} = 元件上所考虑位置处的成形应变

(h) 将由成形所致的损伤叠加到在载荷期间的积累损伤上以得到总的积累损伤 $D_{\varepsilon t}$:

$$D_{\varepsilon t} = D_{eform} + D_{\varepsilon}$$

(i) 确定所引起总的积累损伤 $D_{\varepsilon t}$ 不大于 1.0 的最大载荷。

设计师要注意的是，在容器结构中过量的变形可以导致承压边界的失效。这种失效可能是失稳或者扩口(见 KD-631.5)。

(j) 应对在计及作用在元件上所有载荷以及在分析中所有的载荷步进增量时导致结构中任意点处总的积累损伤要超过 1.0 时的载荷至少引入 1.28 的设计裕度。见表 KD-231.3 中的局部准则。

KD-233 防止失稳垮塌

除了评定如 KD-231 所规定的防止塑性垮塌之外，应满足用于防止由失稳引起垮塌的设计系数，以避免在所作用的设计载荷时处于压缩应力场元件的失稳。

KD-233.1 失稳设计系数　在结构稳定性评定中所用的设计系数是以所完成分析的失稳型式为基础的。如果按照 KD-231 完成失稳分析，且在所分析的几何模型中都明确地考虑了缺陷，则在表 KD-231.4 中对带系数的载荷组合计及了设计系数。

KD-233.2 用于失稳的数值分析　如果进行数值分析以确定元件的失稳载荷，在确定元件的最小失稳载荷时，应计及所有可能的失稳模式。要注意保证模型的简化不会造成把临界失稳模式排除在外。例如，对经环向加强的圆筒，在确定其最小失稳载荷时，在最小失稳载荷的确定中，应考虑轴对称和非轴对称失稳模式二者。

WWW.STDBOOK.ORG

KD-234 用于棘轮评定的弹-塑性应力分析

诸如螺帽、螺塞、剪切环封闭组件和栓块锁紧封闭组件等是非整体式连接件的实例。这些连接件将出现因扩口或其它形式的渐增性变形而失效。如果任何所施加载荷的组合作用引起屈服，这种连接件就出现棘轮现象。因此，对于渐次变形能导致失去啮合能力的非整体式连接件，能引起其连接构件间滑动的应力应限于该温度时的最小规定屈服强度 S_y，或采用 KD-234.1 的方法评定。

由所作用载荷的施加、移去和再次施加所进行的评定，采用弹-塑性分析以评定防止棘轮现象。如果满足了防止棘轮现象，则可假设为沿应变轴的应力-应变滞回曲线不能随着循环次数而持续渐增，该循环的滞回曲线将保持稳定。对于塑性安定性，不需要对交变的塑性分别校核。下面的评定方法可用于采用弹-塑性分析时对防止棘轮现象进行评定。

KD-234.1 评定程序

第 1 步: 拟定包括所有相关几何特征的元件数值模型。用于分析的模型应选成能精确地表示元件的几何特性、边界条件和所作用的载荷。

第 2 步: 规定所有的相关载荷和所作用的载荷情况(见表 KD-230.1)。

第 3 步: 在此分析中，应采用弹性-全塑性材料模型。应使用 von Mises 屈服函数以及与之相关的流动规则。规定为塑性极限的屈服强度应是由第 II 卷 D 篇表 Y-1 在设计温度时的最小规定屈服强度。在分析中应考虑几何非线性的影响。

第 4 步: 对由第 2 步所得所作用的载荷，对载荷过程的交变次数进行弹-塑性分析，或者，如果作用有多个过程，则选择其中能使得最可能引起棘轮现象发生的两个过程。

第 5 步: 在作用最少为三个完整的循环以后，应按以下对棘轮准则进行评定。为证实其收敛性，可能需要作用附加的循环次数。如果满足以下任一条件，则棘轮准则满足。如果不满足以下所述的棘轮准则，则应修正元件的结构(即厚度)或所作用的载荷并反复进行分析。

(a) 在元件中无塑性作用(即所引起的塑性应变为零)。

(b) 在元件中一次载荷的承载边界处有一弹性核心。

(c) 元件的总体尺寸并无永久性改变。这可以由拟定一相关元件的尺寸对在最后和再最后循环之间的时间关系的线图加以证实。

KD-235 弹-塑性分析的附加要求

(a) 疲劳分析应按照 KD-3 章实施，断裂力学评定按照 KD-4 章实施，两者视适用而定。在这些疲劳分析中所用的应力和应变值应由数值分析求得。

(b) 设计者应考虑在设计，液压试验和自增强载荷(视合适)时元件位移对容器元件和密封元件性能的影响。

WWW.STDBOOK.ORG

（65 页）

KD-340　焊缝的疲劳评定—弹性分析和结构应力

(a) 采用当量结构应力范围参量以评定由线弹性应力分析所得结果的疲劳损伤。在疲劳评定中起决定性的应力是结构应力，它是垂直于假想裂缝平面的薄膜和弯曲应力的函数。

(b) 在压力容器焊缝处的疲劳裂纹通常位于焊缝的焊趾处。对于焊态或经受焊后热处理的焊接接头，预期的疲劳裂纹方位是沿在穿壁方向的焊趾，垂直于预期裂纹的结构应力是用于关连疲劳寿命数据的应力量度。对于用填角焊缝焊接的元件，疲劳裂纹可以萌发在填角焊缝的焊趾或焊喉处，在评定中应考虑此两个位置。由于焊喉尺寸是焊缝焊透深度的函数，具有可变性，所以难以精确地预测在焊喉处的疲劳寿命。在焊喉尺寸变化之处，建议进行感光性分析。

KD-341 评定方法

下述方法能用于采用当量结构应力范围评定防止由于循环载荷引起的失效。

第 1 步: 由用户设计说明书的信息以及 KD-350 中拟定频率曲线的方法确定载荷规律。载荷规律应包括显著的操作载荷以及作用于元件上的重要事件。

第 2 步: 对经受疲劳评定的焊接接头处的位置，采用在 KD-350 中的循环计数法确定各个应力-应变循环。将频率曲线中的循环应力范围总次数定义 M。

第 3 步: 对在第 2 步中计算得的 k^{th} 循环，确定垂直于所假设的假想裂缝平面在该循环起点和终点(时间点分别为 ${}^{m}t$ 和 ${}^{n}t$)时按弹性法计算得的薄膜和弯曲应力。对总应力线性化处理以求得薄膜和弯曲应力的指导，见非强制性附录 L。采用此数据，计算在时间点 ${}^{m}t$ 和 ${}^{n}t$ 之间的薄膜和弯曲应力范围及其最大值、最小值和平均应力。

$$\Delta\sigma^{e}_{m,k} = {}^{m}\sigma^{e}_{m,k} - {}^{n}\sigma^{e}_{m,k} \qquad \text{(KD-3.15)}$$

$$\Delta\sigma^{e}_{b,k} = {}^{m}\sigma^{e}_{b,k} - {}^{n}\sigma^{e}_{b,k} \qquad \text{(KD-3.16)}$$

$$\sigma_{\max,k} = \max\left[\left({}^{m}\sigma^{e}_{m,k} + {}^{m}\sigma^{e}_{b,k}\right),\left({}^{n}\sigma^{e}_{m,k} + {}^{n}\sigma^{e}_{b,k}\right)\right] \qquad \text{(KD-3.17)}$$

$$\sigma_{\min,k} = \min\left[\left({}^{m}\sigma^{e}_{m,k} + {}^{m}\sigma^{e}_{b,k}\right),\left({}^{n}\sigma^{e}_{m,k} + {}^{n}\sigma^{e}_{b,k}\right)\right] \qquad \text{(KD-3.18)}$$

$$\sigma_{mean,k} = \frac{\sigma_{\max,k} + \sigma_{\min,k}}{2} \qquad \text{(KD-3.19)}$$

第 4 步: 采用式(KD-3.20)，确定 k^{th} 循环时按弹性法计算得的结构应力范围 $\Delta\sigma^{e}_{k}$

$$\Delta\sigma^{e}_{k} = \Delta\sigma^{e}_{m,k} + \Delta\sigma^{e}_{b,k} \qquad \text{(KD-3.20)}$$

第 5 步: 采用式(KD-3.21)，由弹性法计算得的结构应力 $\Delta\sigma^{e}_{k}$，确定按弹性法计算得的结构应变 $\Delta\varepsilon^{e}_{k}$。

$$\Delta\varepsilon^{e}_{k} = \frac{\Delta\sigma^{e}_{k}}{E_{ya,k}} \qquad \text{(KD-3.21)}$$

其相应的局部非线性结构应力和应变范围分别为 $\Delta\sigma_k$ 和 $\Delta\varepsilon_k$，都由同步求解式(KD-3.22)Neuber 规则确定。材料的滞回应力-应变曲线模型由式(KD-3.23)确定，见 KD-360。

$$\Delta\sigma_k \cdot \Delta\varepsilon_k = \Delta\sigma^{e}_{k} \cdot \Delta\varepsilon^{e}_{k} \qquad \text{(KD-3.22)}$$

$$\Delta\varepsilon_k = \frac{\Delta\sigma_k}{E_{ya,k}} + 2\left(\frac{\Delta\sigma_k}{2K_{css}}\right)^{\frac{1}{n_{css}}} \qquad \text{(KD-3.23)}$$

接着，对低循环疲劳，用式(KD-3.24)对由求解式(KD-3.22)和(KD-3.23)计算得的结构应力范围进行修正。

$$\Delta\sigma_k = \left(\frac{E_{ya,k}}{1-\nu^2}\right)\Delta\varepsilon_k \qquad \text{(KD-3.24)}$$

注: 由于如不对塑性的影响进行计算，很难确定在高循环和低循环疲劳之间的精确区别，所以总是要对低循环疲劳进行修正。而塑性的影响随所作用的应力范围和循环应力-应变曲线而变，对高循环疲劳，采用此方法能提供正确的结果，即，由弹性方法计算得的结构应力不要修正。

第 6 步: 采用下式，对 k^{th} 循环计算当量结构应力范围参量。在式(KD-3.25)中，对 SI 单位，厚度 t，应力范围 $\Delta\sigma_k$ 和当量结构应力范围参量 $\Delta S_{ess,k}$ 分别为 mm，MPa 和 $MPa/(mm)^{(2-m_n)/2m_n}$，对美国习惯单位，厚度 t，应力范围 $\Delta\sigma_k$ 和当量结构应力范围参量 $\Delta S_{ess,k}$ 分别为 in，ksi 和 $ksi/(in.)^{(2-m_n)/2m_n}$。

$$\Delta S_{ess,k} = \frac{\Delta\sigma_k}{t_{ess}^{\left(\frac{2-m_{ss}}{2m_{ss}}\right)} \cdot I^{\frac{1}{m_{ss}}} \cdot f_{M,k}} \qquad \text{(KD-3.25)}$$

WWW.STDBOOK.ORG

其中

$$m_{ss}=3.6 \qquad \text{(KD-3.26)}$$

$t_{ess}=16$ mm(0.625in.) 用于 $t\le 16$ mm(0.625in.)

(KD-3.27)

$t_{ess}=t$ 用于 16mm(0.625in.)$<t<$150mm(6in.)

(KD-3.28)

$t_{ess}=150$mm(6in.) 用于 $t\ge$150mm(6in.)

(KD-3.29)

$$I^{\frac{1}{m_{ss}}}=\frac{1.23-0.364R_{b,k}-0.17R_{b,k}^2}{1.007-0.306R_{b,k}-0.178R_{b,k}^2} \qquad \text{(KD-3.30)}$$

$$R_{b,k}=\frac{\left|\Delta\sigma_{b,k}^e\right|}{\left|\Delta\sigma_{m,k}^e\right|+\left|\Delta\sigma_{b,k}^e\right|} \qquad \text{(KD-3.31)}$$

$f_{M,k}=\left(1-R_k\right)^{\frac{1}{m_{ss}}}$ 用于 $\sigma_{mean,k}\ge 0.5S_{y,k}$，

$R_k>0$，和 $\left|\Delta\sigma_{m,k}^e+\Delta\sigma_{b,k}^e\right|\le 2S_{y,k}$ (KD-3.32)

$f_{M,k}=1.0$ 用于 $\sigma_{mean,k}<0.5S_{y,k}$，或

$R_k\le 0$ 或 $\left|\Delta\sigma_{m,k}^e+\Delta\sigma_{b,k}^e\right|>2S_{y,k}$ (KD-3.33)

$$R_k=\frac{\sigma_{\min,k}}{\sigma_{\max,k}} \qquad \text{(KD-3.34)}$$

第 7 步: 以由第 6 步所计算得的对 k^{th} 循环的当量结构应力范围参量为基础，确定许用循环次数 N_k。用于焊接接头的疲劳曲线在 KD-370 中规定。

第 8 步: 确定 k^{th} 循环的疲劳损伤，其中 k^{th} 循环的实际交变次数为 n_k。

$$D_{f,k}=\frac{n_k}{N_k} \qquad \text{(KD-3.35)}$$

第 9 步: 和在第 3 步中的循环计算过程相同，对所有应力范围 M，重复第 6 步至第 8 步。

第 10 步: 采用下式计算疲劳积累损伤，如满足下式，则连续操作时沿焊接接头处是适宜的。

$$D_f=\sum_{i=1}^{M}D_{f,k}\le 1.0 \qquad \text{(KD-3.36)}$$

第 11 步: 对经受疲劳评定的、沿焊接接头的每一点，重复第 5 步至第 10 步。

KD-342　评定方法的修正

在 KD-341 中的评定方法可以按以下方法修正。

(a) 多轴向疲劳　如果不能忽略结构剪切应力范围，即 $\Delta\tau_k>\Delta\sigma_k/3$，在计算当量结构应力范围时应作出修正。需要考虑两种情况:

(1)如 $\Delta\sigma_k$ 和 $\Delta\tau_k$ 不在同一相位，式(KD-3.25)中的当量结构应力范围 $\Delta S_{ess,k}$ 应由下式取代

$$\Delta S_{ess,k}=\frac{1}{F(\delta)}\left[\left(\frac{\Delta\sigma_k}{t_{ess}^{\left(\frac{2-m_{ss}}{2m_{ss}}\right)}\cdot I^{\frac{1}{m_{ss}}}\cdot f_{M,k}}\right)^2+3\left(\frac{\Delta\tau_k}{t_{ess}^{\left(\frac{2-m_{ss}}{2m_{ss}}\right)}\cdot I_\tau^{\frac{1}{M_{ss}}}}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} \qquad \text{(KD-3.37)}$$

其中

$$I_\tau^{\frac{1}{m_{ss}}}=\frac{1.23-0.364R_{b\tau,k}-0.17R_{b\tau,k}^2}{1.007-0.306R_{b\tau,k}-0.178R_{b\tau,k}^2} \qquad \text{(KD-3.38)}$$

$$R_{b\tau,k}=\frac{\left|\Delta\tau_{b,k}^e\right|}{\left|\Delta\tau_{m,k}^e\right|+\left|\Delta\tau_{b,k}^e\right|} \qquad \text{KD-3.39)}$$

$$\Delta\tau_k=\Delta\tau_{m,k}^e+\Delta\tau_{b,k}^e \qquad \text{(KD-3.40)}$$

$$\Delta\tau_{m,k}^e={}^m\tau_{m,k}^e+{}^n\tau_{m,k}^e \qquad \text{(KD-3.41)}$$

$$\Delta\tau_{b,k}^e={}^m\tau_{b,k}^e-{}^n\tau_{b,k}^e \qquad \text{(KD-3.42)}$$

在式(KD-3.37)中，如果 $\Delta\sigma_k$ 和 $\Delta\tau_k$ 两者的载荷模型可以用正弦函数表示，$F(\delta)$ 为异相的 $\Delta\sigma_k$ 和 $\Delta\tau_k$ 之间夹角的函数，或

$$F(\delta)=\frac{1}{\sqrt{2}}\left\{1+\left[1-\frac{12\cdot\Delta\sigma_k^2\cdot\Delta\tau_k^2\cdot\sin^2(\delta)}{\left(\Delta\sigma_k^2+3\Delta\tau_k^2\right)^2}\right]^{0.5}\right\}^{0.5} \qquad \text{(KD-3.43)}$$

保守的方法是忽略相位角并承认在式(KD-3.43)中存在由下式所给 $F(\delta)$ 的可能最小值:

$$F(\delta)=\frac{1}{\sqrt{2}} \qquad \text{(KD-3.44)}$$

(2) 如果 $\Delta\sigma_k$ 和 $\Delta\tau_k$ 同相，则当量结构应力范围 $\Delta S_{ess,k}$ 由式(KD-3.37)并取 $F(\delta)$=1.0 得出。

(b) 焊缝质量　如果在焊趾处存在能成为裂缝类的缺陷，即咬边，且此缺陷超过 ASME Ⅷ-2 册第 7 篇所允许的值，则应计算疲劳寿命的降低，计算时在式(KD-3.30) 和式(KD-3.38)中所给的 $I^{1/m_{ss}}$ 值应由式(KD-3.45)所取代。在式(KD-3.45)中，a 是在焊趾处裂缝类伤痕的深度，式(KD-3.45)仅可用于 $a/t\le 0.1$。

WWW.STDBOOK.ORG

$$I^{1/m_{ss}}=\frac{1.229-0.365R_{b,k}+0.789\left(\frac{a}{t}\right)-0.17R_{b,k}^2+13.771\left(\frac{a}{t}\right)^2+1.243R_{b,k}\left(\frac{a}{t}\right)}{1-0.302R_{b,k}+7.115\left(\frac{a}{t}\right)-0.178R_{b,k}^2+12.903\left(\frac{a}{t}\right)^2-4.091R_{b,k}\left(\frac{a}{t}\right)} \quad \text{(KD-3.45)}$$

KD-350　用于疲劳分析的频率曲线拟定和循环次数计算

本节含有对应力或应变随时间的函数关系不规则时进行疲劳评定所要求的循环次数计算方法。这些方法采用将载荷的函数关系分解为能够采用 KD-340 疲劳评定规则评定的几个单独的循环。本附录中出现两个循环次数计算方法。如由业主-用户同意，也可以采用另外的循环次数计算方法。

KD-351　定义

用于本节的定义表示如下。

循环: 是由规定的载荷在容器或元件中某位置处确定的应力和应变之间的关系。在一个位置处可以在一个重要事件中或在两个重要事件的转移中产生几个应力-应变循环，且应力-应变循环的疲劳积累损伤确定了在该处对规定的操作是否恰当。这一确定应根据稳定的应力-应变循环作出。

重要事件: 用户设计说明书可以包括会产生疲劳损伤的一个或多个重要事件。每一个重要事件由规定的载荷分量所组成，该载荷分量在规定的时间点数通过时间周期且是各时间的规定交替次数。例如，重要事件可以是启动、停车、失常情况或任何其它的循环作用。多个重要事件的顺序可以是规定的或杂乱的。

非比例载荷: 如果主应力轴的方向并不固定，而是在循环载荷期间改变方向，则该载荷称之为非比例载荷。非比例载荷的实例是经受不同相位扭转和弯矩的轴，该轴在循环载荷期间的轴向和扭转应力之比连续地改变。

峰: 载荷或应力频率曲线的一次导数由正值到负值的改变之处。

比例载荷: 在恒幅载荷期间，当所施加的应力值随时间而变，应力莫尔圆的大小也随时间而变。在某些情况，虽然在循环期间莫尔圆的大小变化，如果主应力轴的方向保持固定，则该载荷称之为比例载荷。比例载荷的实例是经受同相位扭转和弯曲的转轴，该轴在循环期间的轴向和扭转应力之比保持常数。

谷: 载荷或应力频率曲线的一次导数由负值到正值的改变之处。

KD-352 频率曲线的拟定

应根据在用户设计说明书中所规定的载荷，确定载荷频率曲线。载荷频率曲线应包括所有显著的操作循环以及作用于元件的重要事件。在拟定载荷频率曲线时应考虑以下方面:

(a) 在操作寿命期间每一重要事件的交变次数。

(b) 在操作寿命期间各重要事件的顺序(如适用)。

(c) 如压力、温度、重量、支承位移等的附加载荷以及接管反作用载荷等适用载荷。

(d) 在时间经历期间各作用载荷的关系。

KD-353 采用雨流法的循环计数

在载荷、应力或应变随时间的改变能以单一参数表示之处，推荐用雨流计数法(ASTM 标准 No. E1049)来确定在该处情况时表示各个循环的时间点。循环计数法不适用于非比例载荷。雨流计数法所计算得的循环相当于封闭的应力-应变滞回曲线，一次滞回代表一个循环。

KD-353.1 推荐的程序

第 1 步: 确定在载荷频率曲线中峰和谷的顺序。如作用有多个载荷，可采用应力频率曲线以确定峰、谷顺序。如果不知道重要事件的顺序，宜选用最不利情况的顺序。

第 2 步: 在最高波峰或最低波谷的起点和终点处重新整理载荷频率曲线，以使得仅计算得各个全循环。确定在载荷频率曲线中的峰、谷顺序，取 X 表示所考虑的范围，Y 表示与 X 相邻的前一个范围。

第 3 步: 读出下一个波峰或波谷，如果在数据范围

WWW.STDBOOK.ORG

以外，则进入第 8 步。

第 4 步: 如少于三个点，则转入第 3 步，否则，由 X 和 Y 范围采用未予排除的、最近的三个波峰和波谷。

第 5 步: 比较 X 范围和 Y 范围的绝对值。

(a) 如 $X<Y$，则转入第 3 步

(b) 如 $X\geq Y$，则进入第 6 步

第 6 步: 把范围 Y 看作为一个循环，排除 Y 的波峰和波谷，记录该循环在起始和终止的时间点处的时间点以及载荷或应力分量(视适用)。

第 7 步: 返回至第 4 步并重复第 4 步至第 6 步直至随应力符号改变无更多的时间点剩下。

第 8 步: 采用为计算循环数所记录的数据，按照第 5 篇完成疲劳评定。

KD-354　采用最大-最小循环计数法的循环计数

建议采用最大-最小循环计数法以确定非比例载荷时表示各个循环的时间点，循环计数法是由以下方法来完成的：采用最高波峰和最低波谷建立第一个最大的可能循环，随后由第二个等等的最大循环，直至所采用的全部波峰数。

KD-354.1 推荐的程序

第 1 步: 确定在载荷历程中波峰和波谷的顺序。如已知相互继续的几个重要事件，则将之组合，然而在别的方面此无规律的重要事件以任何次序排列。

第 2 步: 计算在每一重要事件期间在容器所选定的位置处在每一时间点由所作用的载荷引起的弹性应力分量 σ_{ij}。所有的应力分量都必须看作是同一个总的坐标系统，应力分析必须包括在局部不连续处的峰值应力。

第 3 步: 查每一重要事件的内部各点，并删去应力分量都无反转(波峰或波谷)的时间点。

第 4 步: 采用由第 2 步所得的应力频率曲线，确定其最高波峰或最低波谷的时间点，将此时间点标为 ^{m}t，应力分量标为 $^{m}\sigma_{ij}$。

第 5 步: 如果时间点 ^{m}t 是在应力频率曲线中的波峰，确定在时点 ^{m}t 和应力频率曲线中下一个波谷之间的应力分量范围。如果时间点 ^{m}t 是波谷，确定在时点 ^{m}t 和下一个波峰之间的应力分量范围。将下一个时间点标为 ^{n}t，应力分量标为 $^{n}\sigma_{ij}$。计算在时间点 ^{m}t 和 ^{n}t 之间的应力分量范围和 von Mises 当量应力范围。

$$^{mn}\Delta\sigma_{ij} = {}^{m}\sigma_{ij} - {}^{n}\sigma_{ij} \qquad \text{(KD-3.46)}$$

$$^{mn}\Delta_{range} = \frac{1}{\sqrt{2}}\left[\left({}^{mn}\Delta\sigma_{11}-{}^{mn}\Delta\sigma_{22}\right)^2+\left({}^{mn}\Delta\sigma_{22}-{}^{mn}\Delta\sigma_{33}\right)^2+\left({}^{mn}\Delta\sigma_{33}-{}^{mn}\Delta\sigma_{11}\right)^2+6\left({}^{mn}\Delta\sigma_{12}^2+{}^{mn}\Delta\sigma_{23}^2+{}^{mn}\Delta\sigma_{31}^2\right)\right]^{0.5} \qquad \text{(KD-3.47)}$$

第 6 步: 对现在的时间点 ^{m}t 以及在应力频率曲线顺序中下一个波峰或波谷的时间点重复第 5 步。对在应力频率曲线中的每一剩余时间点重复这一过程。

第 7 步: 确定由第 5 步所得的最大 von Mises 当量应力范围并记录下定义 k^{th} 循环起点和终点的时间点 ^{m}t 和 ^{n}t。

第 8 步: 确定属于时间点 ^{m}t 和 ^{n}t 的一个或多个重要事件，并记录下它们规定的交变次数分别为 ^{m}N 或 ^{n}N。

第 9 步: 确定 k^{th} 循环的交变次数。

(a) 如 $^{m}N<{}^{n}N$：由在第 4 步中所计及的时间点中删去时间点 ^{m}t，并将在 ^{n}t 时间点时的交变次数由 ^{n}N 降低为(^{n}N - ^{m}N)。

(b) 如 $^{m}N>{}^{n}N$：由在第 4 步中所计及的时间点中删去时间点 ^{n}t，并将在 ^{m}t 时间点时的交变次数由 ^{m}N 降低为(^{m}N - ^{n}N)。

(c) 如 $^{m}N={}^{n}N$：由在第 4 步中所计及的时间点中删去时间点 ^{m}t 和 ^{n}t 二者。

第 10 步: 返回至第 4 步并重复第 4 步至第 10 步，直至随应力符号改变无更多的时间点剩下。

第 11 步: 采用为计算循环数所记录的数据，按照本章完成疲劳评定。

KD-360　循环应力应变曲线

材料的循环应力-应变曲线(例如应变幅值与应力幅值的关系)可以用式(KD-3.48)表示。此模型的材料常数列在表 KD-360.1 中。

$$\varepsilon_{ta} = \frac{\sigma_a}{E_y} + \left[\frac{\sigma_a}{K_{css}}\right]^{\frac{1}{n_{css}}} \qquad \text{(KD-3.48)}$$

由循环应力-应变曲线乘以 2 可得材料的应力-应变滞回曲线(即应变范围与应力范围的关系)，由式

WWW.STDBOOK.ORG

(KD-3.49)表示。在表 KD-360.1 中给定的材料常数也用于此式。

$$\varepsilon_{tr}=\frac{\sigma_r}{E_y}+2\left[\frac{\sigma_r}{2K_{css}}\right]^{\frac{1}{n_{css}}} \qquad \text{(KD-3.49)}$$

KD-370　焊接接头的设计疲劳曲线

KD-371　疲劳曲线材料

受 KD-340 的限制，KD-371 中焊接接头的设计疲劳曲线可用于评定以下材料及相应温度范围的焊接接头:

(a) 温度不超过 371℃(700℉)的碳钢、低合金钢、4XX 系列和高拉伸强度钢。

(b) 温度不超过 427℃(800℉)的 3XX 系列高合金钢、镍-铬-铁合金、镍-铁-铬合金和镍-铜合金。

(c) 温度不超过 232℃(450℉)的锻轧 70 铜-镍合金。

(d) 温度不超过 427℃(800℉)的镍-铬-钼-铁合金、合金 X、G、C-4 和 C-276。

(e) 铝合金。

KD-372　设计循环次数计算

对焊接接头疲劳曲线的许用设计循环次数应按下面计算:

(a) 可以由式(KD-350)，由按照本册 KD-340 所确定的当量结构应力范围参数 $\Delta S_{ess,k}$ 计算许用设计循环次数 N 。在式(KD-350)中所用到的常数 C 和 h 列在表 KD-370.1 中。除非业主-用户和制造厂另有协议，否则在设计中所用的值应是低于预期范围(-3 σ)99%的值。

$$N=\frac{f_{\mathrm{I}}}{f_E}\left(\frac{f_{MT}\cdot C}{\Delta S_{ess,k}}\right)^{\frac{1}{h}} \qquad \text{(KD-3.50)}$$

(b) 如果使用超过本册制造要求的疲劳改善方法，则可以使用疲劳改善系数 f_{I} 。如果由用户或用户指定代表和制造厂之间达成一致，也可以使用另外确定的系数。

(1) 对于按照图 KD-372.1 的磨光毛刺时

$$f_{\mathrm{I}}=1.0+2.5\cdot(10)^{q} \qquad \text{(KD-3.51)}$$

(2) 对于用钨极惰性气体保护焊整修时

$$f_{\mathrm{I}}=1.0+2.5\cdot(10)^{q} \qquad \text{(KD-3.52)}$$

(3) 对于用锤击时

$$f_{\mathrm{I}}=1.0+4.0\cdot(10)^{q} \qquad \text{(KD-3.53)}$$

上述各式中，参数 q 按下式:

$$q=-0.0016\cdot\left(\frac{\Delta S_{ess,k}}{C_{us}}\right)^{1.6} \qquad \text{(KD-3.54)}$$

(c) 由式(KD-3.50)所列的设计疲劳曲线可以为计及并非干燥的环境空气(此种情况能引起腐蚀或亚临界裂纹扩展)的环境影响而予以修正。环境影响修正系数 f_E 通常和流体环境，载荷频率，温度，以及诸如晶粒尺寸和化学组成等因素有关。除非有以材料/环境影响严格关系为基础的特殊信息证明，否则应采用 f_E =4.0。对干燥的环境空气，可以采用 f_E =1.0。环境影响修正系数 f_E 应在用户设计说明书中规定。

(d) 对于除碳钢以外和/或在 21℃(70℉)以上的材料，对疲劳曲线需要温度调整，温度调整系数列于式(KD-3.55)。

$$f_{MT}=\frac{E_T}{E_{ACS}} \qquad \text{(KD-3.55)}$$

WWW.STDBOOK.ORG

（第 65 页）

表 KD-360.1　循环应力-应变曲线数据

材料说明	温度（℉）	n_{css}	C_{css} (ksi)
碳钢(0.75in.- 母材)	70	0.128	109.8
	390	0.134	105.6
	570	0.093	107.5
	750	0.109	96.6
碳钢(0.75in.- 焊缝金属)	70	0.110	100.8
	390	0.118	99.6
	570	0.066	100.8
	750	0.067	79.6
碳钢(2in.- 母材)	70	0.126	100.5
	390	0.113	92.2
	570	0.082	107.5
	750	0.101	93.3
碳钢(4in.- 母材)	70	0.137	111.0
	390	0.156	115.7
	570	0.100	108.5
	750	0.112	96.9
1Cr-1/2Mo(0.75in.- 母材)	70	0.116	95.7
	390	0.126	95.1
	570	0.094	90.4
	750	0.087	90.8
1Cr-1/2Mo(0.75in.-焊缝金属)	70	0.088	96.9
	390	0.114	102.7
	570	0.085	99.1
	750	0.076	86.9
1Cr-1/2Mo(2in.- 母材)	70	0.105	92.5
	390	0.133	99.2
	570	0.086	88.0
	750	0.079	83.7
1Cr-1Mo-1/4V	70	0.128	156.9
	750	0.128	132.3
	930	0.143	118.2
	1020	0.133	100.5
	1110	0.153	80.6
2-1/4Cr-1/2M0	70	0.100	115.5
	570	0.109	107.5
	750	0.096	105.9
	930	0.105	94.6
	1110	0.082	62.1

WWW.STDBOOK.ORG

（第 65.1 页）

表 KD-360.1（续）　循环应力-应变曲线数据

材料说明	温度（℉）	n_{css}	C_{css} (ksi)
9Cr-1Mo	70	0.177	141.4
	930	0.132	100.5
	1020	0.142	88.3
	1110	0.121	64.3
	1200	0.125	49.7
304 型	70	0.171	178.0
	750	0.095	85.6
	930	0.085	79.8
	1110	0.090	65.3
	1290	0.094	44.4
304 型(退火)	70	0.334	330.0
800H	70	0.070	91.5
	930	0.085	110.5
	1100	0.088	105.7
	1290	0.092	80.2
	1470	0.080	45.7
铝(Al-4.5Zn-0.6Mn)	70	0.058	65.7
铝(Al-4.5Zn-1.5Mg)	70	0.047	74.1
铝(1100-T6)	70	0.144	22.3
铝(2014-T6)	70	0.132	139.7
铝(5086)	70	0.139	96.0
铝(6009-T4)	70	0.124	83.7
铝(6009-T6)	70	0.128	91.8
铜	70	0.263	99.1

WWW.STDBOOK.ORG

（第 65.2 页）

表 KD-360.1M　循环应力-应变曲线数据

材料说明	温度（℃）	n_{css}	C_{css} (MPa)
碳钢(20mm - 母材)	20	0.128	757
	200	0.134	728
	300	0.093	741
	400	0.109	666
碳钢(20mm - 焊缝金属)	20	0.110	695
	200	0.118	687
	300	0.066	695
	400	0.067	549
碳钢(50mm- 母材)	20	0.126	693
	200	0.113	636
	300	0.082	741
	400	0.101	643
碳钢(50mm - 母材)	20	0.137	765
	200	0.156	798
	300	0.100	748
	400	0.112	668
1Cr-1/2Mo(20mm- 母材)	20	0.116	660
	200	0.126	656
	300	0.094	623
	400	0.087	626
1Cr-1/2Mo(20mm-焊缝金属)	20	0.088	668
	200	0.114	708
	300	0.085	683
	400	0.076	599
1Cr-1/2Mo(50mm- 母材)	20	0.105	638
	200	0.133	684
	300	0.086	607
	400	0.079	577
1Cr-1Mo-1/4V	20	0.128	1082
	400	0.128	912
	500	0.143	815
	550	0.133	693
	600	0.153	556
2-1/4Cr-1/2M_o	20	0.100	796
	300	0.109	741
	400	0.096	730
	500	0.105	652
	600	0.082	428

WWW.STDBOOK.ORG

（第 65.3 页）

表 KD-360.1M（续）　循环应力-应变曲线数据

材料说明	温度（℃）	n_{css}	C_{css} (MPa)
9Cr-1Mo	20	0.117	975
	500	0.132	693
	550	0.142	609
	600	0.121	443
	650	0.125	343
304 型	20	0.171	1227
	400	0.095	590
	500	0.085	550
	600	0.090	450
	700	0.094	306
304 型(退火)	20	0.334	2275
800H	20	0.070	631
	500	0.085	762
	600	0.088	729
	700	0.092	553
	800	0.080	315
铝(Al-4.5Zn-0.6Mn)	20	0.058	453
铝(Al-4.5Zn-1.5Mg)	20	0.047	551
铝(1100-T6)	20	0.144	154
铝(2014-T6)	20	0.132	963
铝(5086)	20	0.139	662
铝(6009-T4)	20	0.124	577
铝(6009-T6)	20	0.128	633
铜	20	0.263	683

WWW.STDBOOK.ORG

（第 65.4 页）

表 KD-370.1　用于焊接接头疲劳曲线的系数

统计的基准	铁素体钢和不锈钢		铝	
	C	h	C	h
平均曲线	1408.7	0.31950	247.04	0.27712
预测间隔 68%的上面(+1σ)	1688.3	0.31950	303.45	0.27712
预测间隔 68%的下面(-1σ)	1175.4	0.31950	201.12	0.27712
预测间隔 95%的上面(+2σ)	2023.4	0.31950	372.73	0.27712
预测间隔 95%的下面(-2σ)	980.8	0.31950	163.73	0.27712
预测间隔 99%的上面(+3σ)	2424.9	0.31950	457.84	0.27712
预测间隔 68%的下面(-3σ)	818.3	0.31950	133.29	0.27712

注: 在美国习惯单位中，在 KD-372 中的当量结构应力范围参数 ΔS_{range} 和在 KD-340 中所规定的结构应力有效厚度 t_{ess} 分别是 $ksi/(in.)^{(2-m_{ss})/2m_{ss}}$ 和 in.，参数 m_{ss} 在 KD-340 中规定。

表 KD-370.1M　用于焊接接头疲劳曲线的系数

统计的基准	铁素体钢和不锈钢		铝	
	C	h	C	h
平均曲线	19930.2	0.31950	3495.13	0.27712
预测间隔 68%的上面(+1σ)	23885.8	0.31950	4293.19	0.27712
预测间隔 68%的下面(-1σ)	16629.7	0.31950	2845.42	0.27712
预测间隔 95%的上面(+2σ)	28626.5	0.31950	5273.48	0.27712
预测间隔 95%的下面(-2σ)	13875.7	0.31950	2316.48	0.27712
预测间隔 99%的上面(+3σ)	34308.1	0.31950	6477.60	0.27712
预测间隔 68%的下面(-3σ)	11577.9	0.31950	1885.87	0.27712

注: 在 SI 单位中，在 KD-372 中的当量结构应力范围参数 ΔS_{range} 和在 KD-340 中所规定的结构应力有效厚度 t_{ess} 分别是 $MPa/(mm)^{(2-m_{ss})/2m_{ss}}$ 和 mm，参数 m_{ss} 在 KD-340 中规定。

WWW.STDBOOK.ORG

（172~177 页）

强制性附录 1　符号说明

（增修部分）

一、增加以下符号说明：

A_1 = 用于应力-应变曲线弹性区域的曲线拟合常数(KD-231.4)

A_2 = 用于应力-应变曲线塑性区域的曲线拟合常数(KD-231.4)

D_f = 积累疲劳损伤

$D_{f,k}$ = k^{th} 循环时的疲劳损伤

E_{ACS} = 在常温或 21℃(70℉)碳钢的弹性模量

E_T = 在所要评定循环平均温度时所评定材料的弹性模量

E_y = 在所关注温度评定时的弹性模量

$E_{ya,k}$ = 在 k^{th} 循环的平均温度评定时材料的弹性模量值

F_i = 单元的 i 位置处节点力合力

$F(\delta)$ = 基于在 $\Delta\sigma_k$ 和 $\Delta\tau_k$ 间相位差的疲劳修正系数

f_E = 对焊接接头疲劳曲线的环境校正系数

f_1 = 焊接接头疲劳曲线的疲劳改善法校正系数

f_i = 在单元 i 位置点处的线力

$f_{M,k}$ = 在 k^{th} 循环时的平均应力校正系数

f_{MT} =对焊接接头疲劳曲线的材料和温度校正系数

I_τ = 用于结构剪切应力评定的校正系数

K_{css} = 用于循环应力-应变曲线的材料参量

K_f = 用于计算循环应力幅或范围的疲劳强度减弱系数

M_i = 在单元 i 位置点处的节点合力矩

m_i = 在单元 i 位置点处的线力矩

m_{ss} = 用于以结构应力为基础疲劳分析的指数

${}^mN$ = 与时间点 ${}^mt$ 时相关事件的重复规定次数

${}^mt$ = 在计及最高峰或最低谷时的时间点

${}^{mn}\Delta S_{range}$ = 在时间点 ${}^mt$ 和 ${}^nt$ 之间的米赛斯当量应力范围

${}^{mn}\Delta\sigma_{ij}$ = 在时间点 ${}^mt$ 和 ${}^nt$ 之间的应力分量范围

${}^{mn}\Delta\sigma_{11}$ = 在时间点 ${}^mt$ 和 ${}^nt$ 之间与方向 1 正应力分量相关的应力范围

${}^{mn}\Delta\sigma_{12}$ = 在时间点 ${}^mt$ 和 ${}^nt$ 之间与方向 1 剪应力分量相关的应力范围

${}^{mn}\Delta\sigma_{13}$ = 在时间点 ${}^mt$ 和 ${}^nt$ 之间与方向 2 剪应力分量相关的应力范围

${}^{mn}\Delta\sigma_{22}$ = 在时间点 ${}^mt$ 和 ${}^nt$ 之间与方向 2 正应力分量相关的应力范围

${}^{mn}\Delta\sigma_{23}$ = 在时间点 ${}^mt$ 和 ${}^nt$ 之间与方向 3 剪应力分量相关的应力范围

${}^{mn}\Delta\sigma_{33}$ = 在时间点 ${}^mt$ 和 ${}^nt$ 之间与方向 3 正应力分量相关的应力范围

${}^m\sigma^e_{b,k}$ = k^{th} 循环时 m 点在所评定点处计算得的弹性弯曲应力

${}^m\sigma^e_{m,k}$ = k^{th} 循环时 m 点在所评定点处计算得的弹性薄膜应力

${}^m\sigma_{ij}$ =时间点 ${}^mt$ 时在所评定点处的应力张量

${}^m\tau^e_{b,k}$ = k^{th} 循环时 m 点在所评定点处由剪切应力分布计算得的弹性弯曲应力分量

${}^m\tau^e_{m,k}$ = k^{th} 循环时 m 点在所评定点处由剪切应力分布计算得的弹性薄膜应力分量

NF_{ij} =在单元 i 位置点处垂直于截面在节点 j 处的节点力

NF_j =垂直于截面在节点 j 处的节点力

NM_j =用于壳体单元垂直于截面在节点 j 处的面内节点力矩

n_{css} = 用于循环应力-应变曲线的材料参数

n_i = 作用的交变应力循环次数(KD-330)

n_k = k^{th} 循环的许用循环数

${}^nN$ = 与时间点 ${}^nt$ 相关事件的规定交变次数

${}^nt$ = 与时间点 ${}^mt$ 构成一个范围时所考虑的时间点

${}^n\sigma^e_{b,k}$ = 在 n 点对 k^{th} 循环评定时在该点计算得的弹性弯曲应力

${}^n\sigma^e_{m,k}$ = 在 n 点对 k^{th} 循环评定时在该点计算得的弹性薄膜应力

${}^n\sigma_{ij}$ = 时间点 ${}^n1$ 时在所评定点处的应力张量

${}^n\tau^e_{b,k}$ = 在 n 点对 k^{th} 循环评定时在该点由剪切应力分布计算得的弹性弯曲应力分量

${}^n\tau^e_{m,k}$ = 在 n 点对 k^{th} 循环评定时在该点由剪切应力分布计算得的弹性薄膜应力分量

WWW.STDBOOK.ORG

q = 用于确定当量结构应力范围对疲劳改善系数影响的参数

$R_{b,k}$ = 弯曲应力对薄膜加弯曲应力之比

$R_{bL,k}$ =剪切应力的弯曲分量对剪切应力的薄膜加弯曲分量之比

R_k = k^{th} 循环时的应力比

r_j = 轴对称单元时节点 j 的径向坐标

s_j = 规定了节点力 NF_j 相对于截面中间厚度位置的、平行于应力分类线的局部坐标

t_{ess} = 结构应力有效厚度

w = 由有限元分析确定结构应力的单元宽度

X = 采用雨流循环计数法所考虑范围(载荷或应力)的绝对值

X_b = 对中性轴的基本卡箍尺寸(G-300)

X_g = 总体 X 轴

X_i = 由螺栓孔切除面积的平均径向距离

X_L = 平行于应力分类线布置的局部 X 轴

Y_g = 总体 Y 轴

Y_L = 垂直于应力分类线布置的局部 Y 轴

γ_1 = 在应力-应变曲线微观应变区域内的真实应变

γ_2 = 在应力-应变曲线宏观应变区域内的真实应变

$\Delta S_{ess,k}$ = k^{th} 循环时的当量结构应力范围参数

$\Delta\varepsilon_k$ = k^{th} 循环时在所评定点的局部非线性结构应变范围

ΔS_k^e = k^{th} 循环时在所评定点计算得的弹性结构应变范围

$\Delta\sigma_k$ = k^{th} 循环时在所评定点的局部非线性结构应力范围

$\Delta\sigma_s$ = 结构应力范围

$\Delta\sigma_{b,k}^e$ = k^{th} 循环时在所评定点计算得的弹性结构弯曲应力范围

$\Delta\sigma_k^e$ = k^{th} 循环时在所评定点计算得的弹性结构应力范围

$\Delta\sigma_{m,k}^e$ = k^{th} 循环时在所评定点计算得的弹性结构薄膜应力范围

$\Delta\tau_k$ = k^{th} 循环时在所评定点的结构剪切应力范围

$\Delta\tau_{b,k}^e$ = k^{th} 循环时在所评定点由结构剪切应力范围计算得的弹性弯曲分量

$\Delta\tau_{m,k}^e$ = k^{th} 循环时在所评定点由结构剪切应力范围计算得的弹性薄膜分量

ε_{ta} = 真实总应变幅

ε_{tr} = 真实总应变范围

ε_{ts} = 真实总应变(KD-231.4)

ε_{ys} = 0.2%工程偏置位移(KD-231.4)

ε_1 = 在应力-应变曲线微观应变区域内的真实塑性应变(KD-231.4)

ε_2 = 在应力-应变曲线宏观应变区域内的真实塑性应变(KD-231.4)

σ_a = 总应力幅

σ_b = 弯曲应力

σ_{bi} = 单元所在位置 i 的弯曲应力

σ_{CD} =在内腔处的残余切向应力，包括鲍辛格效应(KD-502)

σ_e = 米赛斯应力

σ_{ij} = 在评定点处的应力张量

$\sigma_{ij,b}$ = 在评定点处的弯曲应力张量

$\sigma_{ij,F}$ = 峰值应力分量

$\sigma_{ij,in}$ = 在壳体内表面处的应力张量

$\sigma_{ij,m}$ = 在评定点处的薄膜应力张量

$\sigma_{ij,out}$ = 在壳体内表面处的应力张量△

σ_m = 薄膜应力

σ_{mi} = 单元所在位置 i 的薄膜应力

$\sigma_{\max,k}$ = k^{th} 循环时的最大应力

$\sigma_{mean,k}$ = k^{th} 循环时的平均应力

$\sigma_{\min,k}$ = k^{th} 循环时的最小应力

σ_r = 总应力范围

σ_s = 结构应力

σ_{uts} = 在所关注温度时评定的工程极限拉伸应力(KD-231.4)

σ_{ys} =在所关注温度时评定的工程屈服应力(KD-231.4)

σ_1 = 在方向 1 的主应力

σ_2 = 在方向 2 的主应力

σ_3 = 在方向 3 的主应力

△原文如此，恐系外表面处之误。—译注。

WWW.STDBOOK.ORG

二、修改以下符号说明：

α = 裂纹深度(D-401)
= 在热点或平板中加热面积的半径，或焊趾处裂纹的深度，视适用

I = 材料性能(KD-430)
= 用于结构应力评定的校正系数

k = 比热 C_p / C_v 比值

N = 层数
= 许用设计循环次数

n = 层数(KD-802)
= 完全啮合的牙数(E-210)
= 在穿过壁厚方向的节点数

t = 高应力表面和最近淬火表面之间的距离(KM-211.2)
= 壁厚，容器公称厚度(KD-243，KD-802，H-142)
= 在所考虑区域内的最小壁厚，或容器的厚度(视适用)

x =在任意点处的直径(KD-911)
=穿过壁厚的坐标

Y =壳体的壁厚比或 D_o / D_I (KD-220，KD-502)
=焊缝偏移(图 KD-830.2)
=采用雨流循环计数法相邻范围(载荷或应力)至以前 X 的绝对值

δ = 任意处的直径过盈差值（KD-802）
= k^{th} 循环时在 $\Delta\sigma_k$ 和 $\Delta\tau_k$ 间的相位差角度

ε_p = 自增强内腔处平均切向应变(KD-502)
= 应力-应变曲线拟合参数(KD-231.4)

WWW.STDBOOK.ORG

（232.1.页）

非强制性附录 L
用于应力分类应力结果的线性化

L-100 适用范围

本附录对由弹性有限元应力分析所得结果为和 KD-240 中的极限相比较而提供了用于后处理的建议。

L-110 总则

(a) 在有限元方法中，当在分析中采用连续单元时，可得到总应力分布。因此，为得出薄膜和弯曲应力，总应力分布应予线性化处理为应力分量成分，且用于计算其当量应力。如采用壳体单元(壳体理论)，则由壳体总应力可直接得到薄膜和弯曲应力。

(b) 薄膜和弯曲应力都是在通过元件厚度的横截面上导出的，这些截面称之为应力分类面(SCPs)。在二维结构中，由缩小两对应侧的分类面至无穷小长度而可得应力分类线(SCL)。分类面是通过元件截面所切出的平面，分类线是通过元件截面所切出的直线，当在轴对称或平面几何中观察时，分类线都是平面。分类面和分类线的实例示于图 L-110.1 和图 L-110.2。

(c) 对由有限元所得结果的线性化提供了以下三种方法。

(1) 应力积分法—此法可以用于由连续有限元模型所得应力的线性化(参见 WRC-429)

(2) 以节点力为基础的结构应力法—此法以对节点力的处理为基础，且已表示出对网格的不敏感性，以及与焊接件的疲劳数据有很好的关连性(参见 WRC-474)

(3) 以应力积分为基础的结构应力法—此法采用应力积分法，但限于对所处理的节点线产生影响的一组单元。

(d) 除非其它的方法对给定的元件和载荷情况显示出能导致更为精确的评定，否则推荐基于应力积分的结构应力法。此法可以和以节点力为基础的结构应力法相竞争，后者对网格的精细划分不敏感。此法可以由一般商用有限元分析软件所规定的后处理工具来完成。

L-200 应力分类线的选择

(a) 压力容器通常会有结构形状、材料或载荷突然改变的结构不连续区。这些地区通常是元件中的高应力所在处，为对塑性垮塌和棘轮现象的失稳模式作出评定，通常将应力分类线(SCLs)设于总体结构不连续处。对于局部失效和疲劳的评定，SCLs 通常设于局部结构不连续处。

(b) 对于垮越材料不连续(例如，带有覆层的母材)的 SCLs，则 SCL 应包括所有的材料和与之相关的载荷。如果材料之一，例如覆层，在强度计算中可予忽略，则仅需采用母材厚度计算薄膜和弯曲应力，该应力是由为评定塑性垮塌的整个横截面的线性力和力矩所引起的。

(c) 为最精确地确定与弹性应力相比较的线性化薄膜和弯曲应力，应遵循以下的指导。这些导则可用作为不同 SCLs 评定其适用性的定性方法。根据这些准则中任一者的失效可以不显示出正相符合的薄膜和/或弯曲应力。在本册要求弹-塑性分析之处，则该分析的结果可以作为疲劳分析求取薄膜和弯曲应力之用。

(1) SCLs 应定位成垂直于最高值应力分量的等场强线。但是，要做到这点可能难于实现，将 SCL 定位成垂直于横截面的中面可以获得类似的精确度。在图 L-200.1 中作出了布置 SCL 的有关指导。

(2) 分布在 SCL 上的周向和经向应力，除由于应力集中或峰值应力的影响之外，应单调增加或减少，见图 L-200.1(b)。

(3) 穿过壁厚应力的分布应单调增加或减少。对于压力载荷的情况，穿过壁厚应力在载荷所作用的表面上应等于该压力的压缩值，且在所规定 SCL 的另一表面处应近似为零[见图 L-200.1(c)]。当 SCL 与表面不垂直时，则这一要求将不予满足。

(4) 剪切应力的分布应是按抛物线，且/或应力应相对地低于周向和经向应力。根据载荷类型，在所规定 SCL 的两表面处应近似为零。在图 L-200.1(d) 中提供了指导。

(a) 当元件的内、外表面平行，且 SCL 垂直于

WWW.STDBOOK.ORG

（232.2 页）

表面时，沿 SCL 的剪切应力分布仅是按抛物线分布。当元件的内、外表面并非平行，或 SCL 并非垂直于表面时，则不能得到合适的剪切应力分布。但是，如果剪切应力值和周向或经向应力相比甚小，则可以撇开该布置的准则。

(b) 当剪切应力近似线性分布时，则剪切应力很可能是重要的。

(5) 对于承压边界处的元件，其周向和经向应力一般地是最高值的应力分量，在当量应力中是起主要作用的项目。一般地如果 SCL 相对于内表面、外表面或中面是斜交的，则周向和经向应力由单调的增加或减少沿 SCL 发生偏离。对于大多数压力容器的应用场合，由压力引起的周向和经向应力应接近于直线分布。

L-300　应力积分法

L-310　连续单元

由有限元分析采用二维或三维连续单元所导得的应力结果可以采用应力积分法进行处理，沿 SCLs 通过壁厚对应力分量进行积分以确定薄膜和弯曲应力分量。采用这一方法由总应力分布扣除薄膜和弯曲应力分布可以直接导得峰值应力分量。采用这些分量，应按式(L.1)计算得当量应力。

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}}\left[\left(\sigma_1-\sigma_2\right)^2+\left(\sigma_2-\sigma_3\right)^2+\left(\sigma_3-\sigma_1\right)^2\right]^{0.5} \qquad \text{(L.1)}$$

L-311 应力线性化方法

导出应力分布的薄膜、弯曲和峰值应力的方法在下面以及图 L-311.1 中表示。用于计算的应力分量应以由 SCL 定位所规定的局部坐标为基础，见图 L-311.1。

第 1 步: 计算薄膜应力张量。薄膜应力张量是由沿应力分类线每一应力分量的平均值组成的张量，或

$$\sigma_{ij,m} = \frac{1}{t}\int_0^t \sigma_{ij}\,dx \qquad \text{(L.2)}$$

第 2 步: 计算弯曲应力张量

(a) 仅对局部周向和经向(正)应力分量计算得弯曲应力，并不对平行于 SCL 的局部应力分量或面内的剪切应力计算得弯曲应力。

(b) 仅对导致 SCL 扭转的剪切应力分布需要考虑剪切应力的线性部分(在垂直于周向平面中的面外剪切应力，见图 L-110.2)。

(c) 弯曲应力分量是由沿应力分类线每一应力分量的线性变化部分所组成，或

$$\sigma_{ij,b} = \frac{6}{t^2}\int_0^t \sigma_{ij}\left(\frac{t}{2}-x\right)dx \qquad \text{(L.3)}$$

第 3 步: 计算峰值应力张量，峰值应力张量是分量等于下值的张量：

$$\sigma_{ij,F}\left(x\right)|_{x=0} = \sigma_{ij}\left(x\right)|_{x=0} - \left(\sigma_{ij,m}+\sigma_{ij,b}\right) \qquad \text{(L.4)}$$

$$\sigma_{ij,F}\left(x\right)|_{x=t} = \sigma_{ij}\left(x\right)|_{x=t} - \left(\sigma_{ij,m}-\sigma_{ij,b}\right) \qquad \text{(L.5)}$$

第 4 步: 以薄膜和薄膜加弯曲应力分量为基础，计算在 SCL 端部处的三个主应力。

第 5 步: 以薄膜和薄膜加弯曲应力分量为基础，用式(L.1)计算在 SCL 端部处的当量应力。

L-320　壳体单元

由有限元分析采用二维或三维连续壳体(单元)所导得的应力结果可以直接由分析结果得出。采用此应力分量，应按式(L.1)计算得当量应力。

L-321　应力线性化方法

导出应力分布中的薄膜、弯曲和峰值应力的方法在下面表示。

(a) 薄膜应力张量是由沿应力分类线每一应力分量的平均值所组成的张量，或：

$$\sigma_{ij,m} = \frac{\sigma_{ij,in}+\sigma_{ij,out}}{2} \qquad \text{(L.6)}$$

(b) 弯曲应力张量是由沿应力分类线每一应力分量的线性变化部分所组成的张量，或：

$$\sigma_{ij,b} = \frac{\sigma_{ij,in}-\sigma_{ij,out}}{2} \qquad \text{(L.7)}$$

(c) 峰值应力张量是其分量等于下式的张量：

$$\sigma_{ij,F} = \left(\sigma_{ij,m}+\sigma_{ij,b}\right)\left(K_f-1\right) \qquad \text{(L.8)}$$

L-400　以节点力为基础的结构应力法

由采用连续单元或壳体单元有限元分析所导得的应力结果可以采用以节点力为基础的结构应力法进行处理。对网格不敏感的结构应力法为获取薄膜应力和弯曲应力提供了健全的程序，且能直接在焊接接头的疲劳分析中使用。用这一方法，结构应力垂直于所评定焊缝处的假想裂纹平面。对典型的

WWW.STDBOOK.ORG

（232.3 页）

压力容器元件焊缝，可能的裂纹定位是简单明了的(例如，填角焊缝的焊趾)。对连续单元，列出了用于结构应力法的另外两种计算方法，一种方法是以节点力为基础，另一种方法是以应力积分法为基础。用于分析这一类型的典型的有限元连续模型和应力评定线示于图 L-400.1。

L-410　连续单元

(a) 由采用二维或三维连续单元的有限元所导得的应力结果可以采用如下表示的结构应力法和节点力进行处理。可以采用在表 L-410.1 中所规定的公式由单元节点内力计算得薄膜和弯曲应力。此过程在图 L-410.1 中表示。当可以作为有限元输出数据的部分得到内力结果时，因为此结果对网格的密度并不敏感，推荐采用这一方法。

(b) 当采用三维连续单元时，力和力矩必须相对于元件的中面加以汇总。汇总是由在所关注的穿过横截面厚度处的实体模型中节点上的各个力所作出的。对于二次单元，穿过壁厚沿元件表面形成了节点的三条汇总线，其过程见图 L-410.2。

(c) 对对称的结构应力范围，焊缝的两个焊趾对萌发疲劳裂纹有同样的机会，因此，结构应力计算包括了确立相对于板厚一半的、平衡的当量薄膜和弯曲应力分量。对称应力状态的当量结构应力计算方法示于图 L-410.3。

L-411　壳体单元

(a) 采用壳体单元由有限元分析所导得的应力结果可以采用结构应力方法和节点力进行处理。可以采用在表 L-411.1 中所规定的公式由单元节点内力计算得薄膜和弯曲应力。典型的壳体模型示于图 L-411.1。

(b) 当采用三维壳体单元时，相对于元件中面的力和力矩必须由所关注的横截面处获取。其方法示于图 L-411.2。

L-500　基于应力积分的结构应力法

作为上述节点力法的另一方法，采用二维或三维连续单元的有限元分析所导得的应力结果可以采用基于应力积分的结构应力法进行处理。此法采用 L-200 节的应力积分法，但限于所处理节点线的那些单元组。对适用于所要评定区 SCL 的各单元都应包括在后处理中，如图 L-500.1 所示。

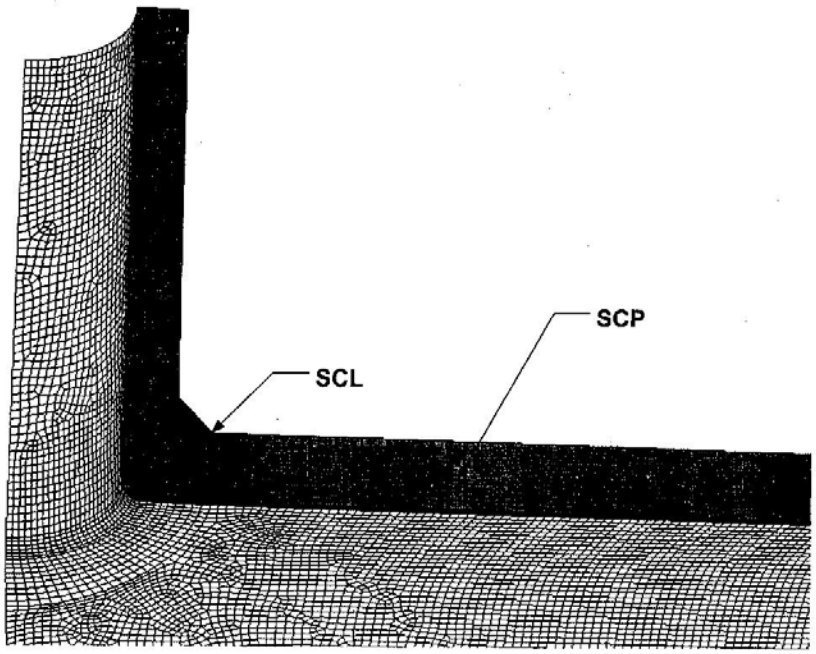
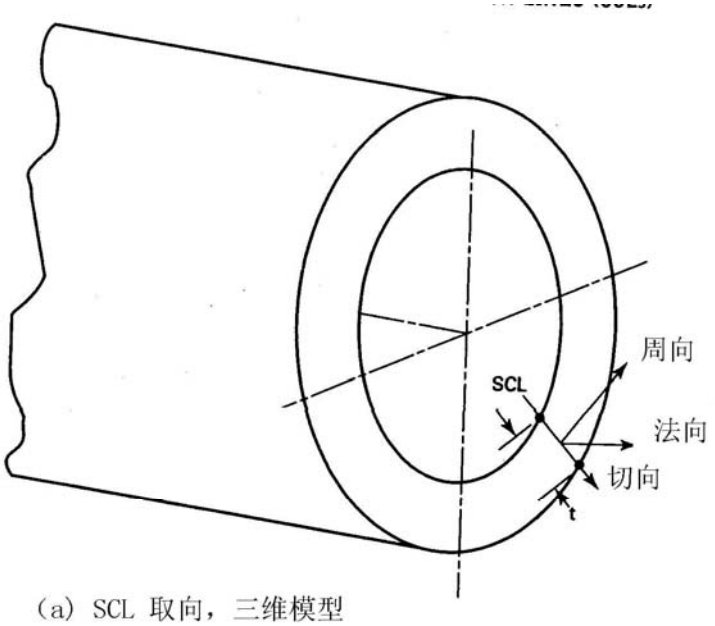


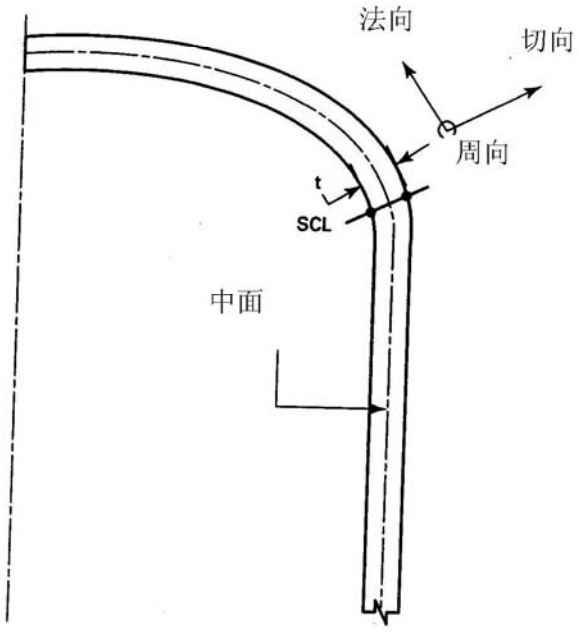
图 L-110.1　应力分类线(SCL) 和应力分类面(SCP)

WWW.BZFXW.COM

（232.4 页）



（a）SCL 取向，三维模型



(b) SCL 取向，二维模型

图 L-110.2 应力分类线(SCLs)

（232.5 页）

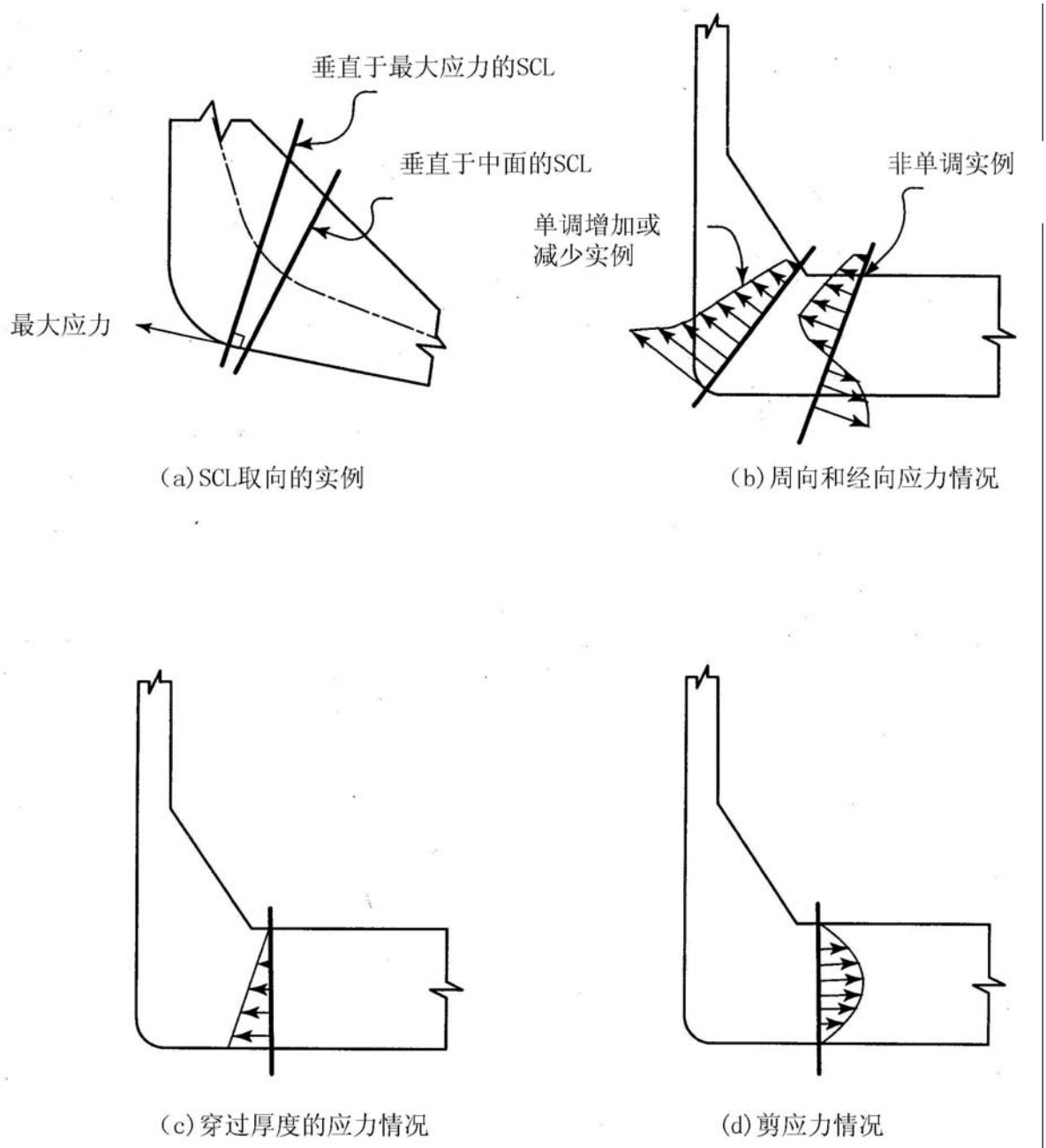


图 L-200.1　应力分类线取向和适用性指导

（232.6 页）

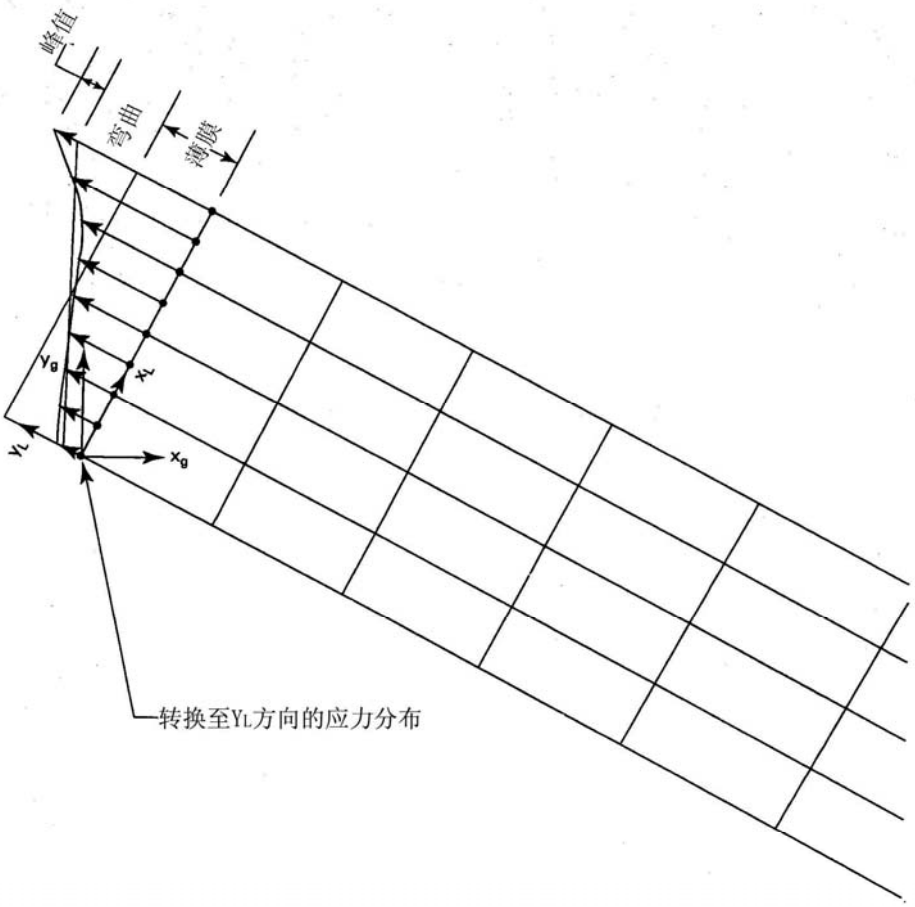


图 L-311.1 由采用连续单元有限元法所得结果的应力积分法对薄膜和弯曲当量应力的计算

www.

（232.7 页）

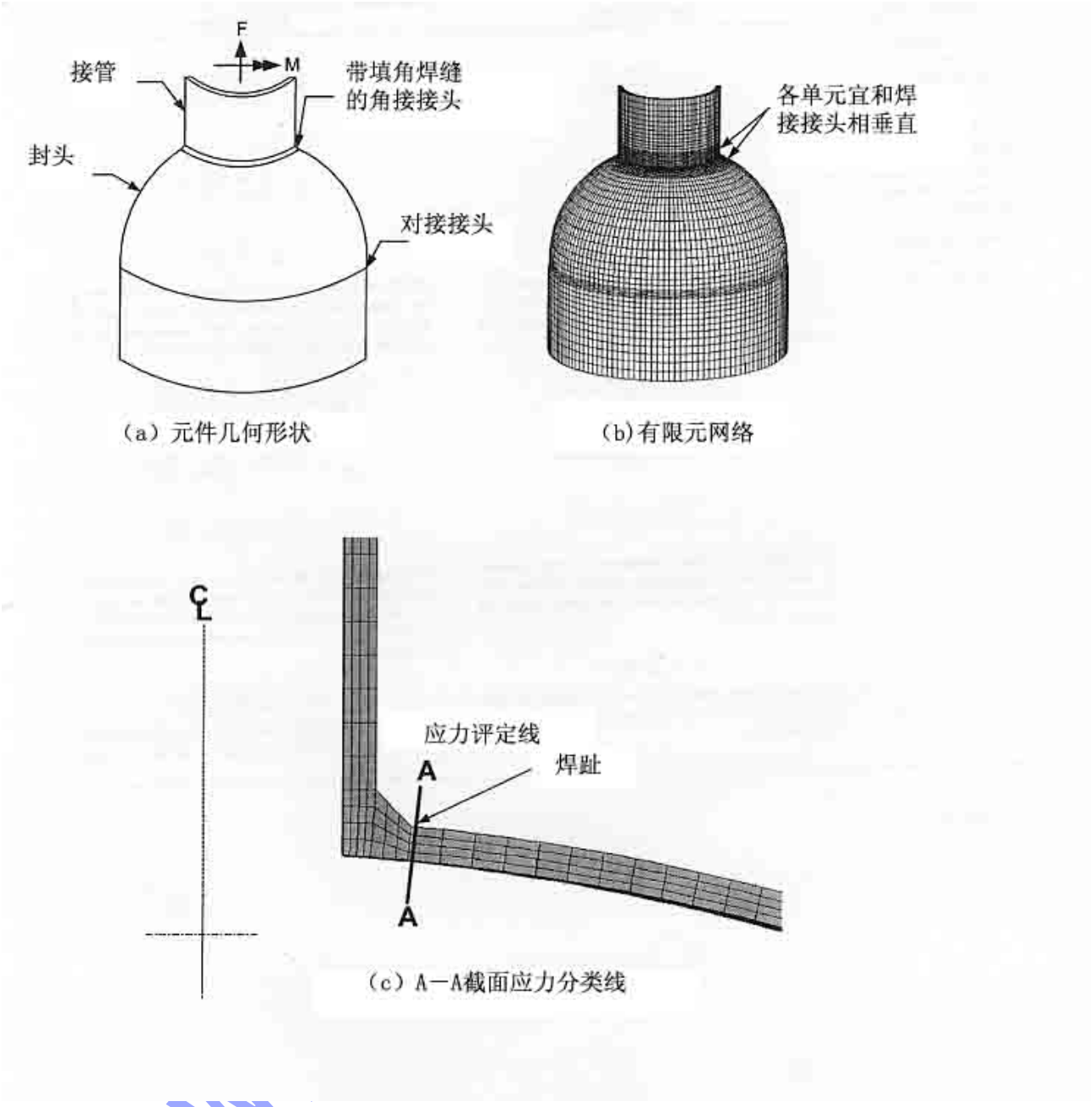


图 L-400.1　用于结构应力法的连续有限元模型应力分类线

（232.8 页）

表　表 L-410.1　用于连续有限元的结构应力定义

单元类型	薄膜应力	弯曲应力
二维轴对称二次(8 节点)连续单元	$\sigma_m = \frac{1}{t}\sum \frac{NF_j}{2\pi r_j}$	$\sigma_m = \frac{6}{t^2}\sum \frac{NF_j \cdot s_j}{2\pi r_j}$
二维二次平面应力或平面应变(8 节点)连续单元	$\sigma_m = \frac{1}{t}\sum \frac{NF_j}{w}$	$\sigma_m = \frac{6}{t^2}\sum \frac{NF_j \cdot s_j}{w}$
三维二次(20 节点)连续单元	$\sigma_{mi} = \frac{f_i}{t}$	$\sigma_{bi} = \frac{6 \cdot m_i}{t^2}$
	注：f_i 表示对应于单元位置(i=1,2,3)处沿单元宽度(w) 的线上的力，i=2 处表示单元的中点(见图 L-410.2)：	注：m_i 表示对应于单元位置(i=1,2,3)处沿单元宽度(w) 的线上的力矩，i=2 处表示单元的中点(见图 L-410.2)：
	$f_1 = \frac{3(6F_1 + 2F_3 - F_2)}{2w}$ $f_2 = \frac{-3(2F_1 + 2F_3 - 3F_2)}{4w}$ $f_3 = \frac{3(2F_1 + 6F_3 - F_2)}{2w}$	$m_1 = \frac{3(6M_1 + 2M_3 - M_2)}{2w}$ $m_2 = \frac{-3(2M_1 + 2M_3 - 3M_2)}{4w}$ $m_3 = \frac{3(2M_1 + 6M_3 - M_2)}{2w}$
	在上式中，F_1，F_2 和 F_3 是通过厚度沿单元组宽度(w)在 A-A 截面处由 j=1 到 n 各点(指穿过壁厚方向的节点数)所汇总得的节点力合力(由垂直于 A-A 截面的正薄膜应力得出)(见图 L-410.2)	在上式中，M_1，M_2 和 M_3 是各节点力为基础相对于厚度中点(S_j)沿单元组宽度(w)在 A-A 截面处由 j=1 到 n 各点(指穿过壁厚方向的节点数)所汇总得的节点力矩合力(由垂直于 A-A 截面的正弯曲应力得出)(见图 L-410.2)
	$F_i = \sum NF_{ij}$	$M_i = \sum NF_{ij} \cdot s_j$

WWW.STDBOOK.ORG

（232.9 页）

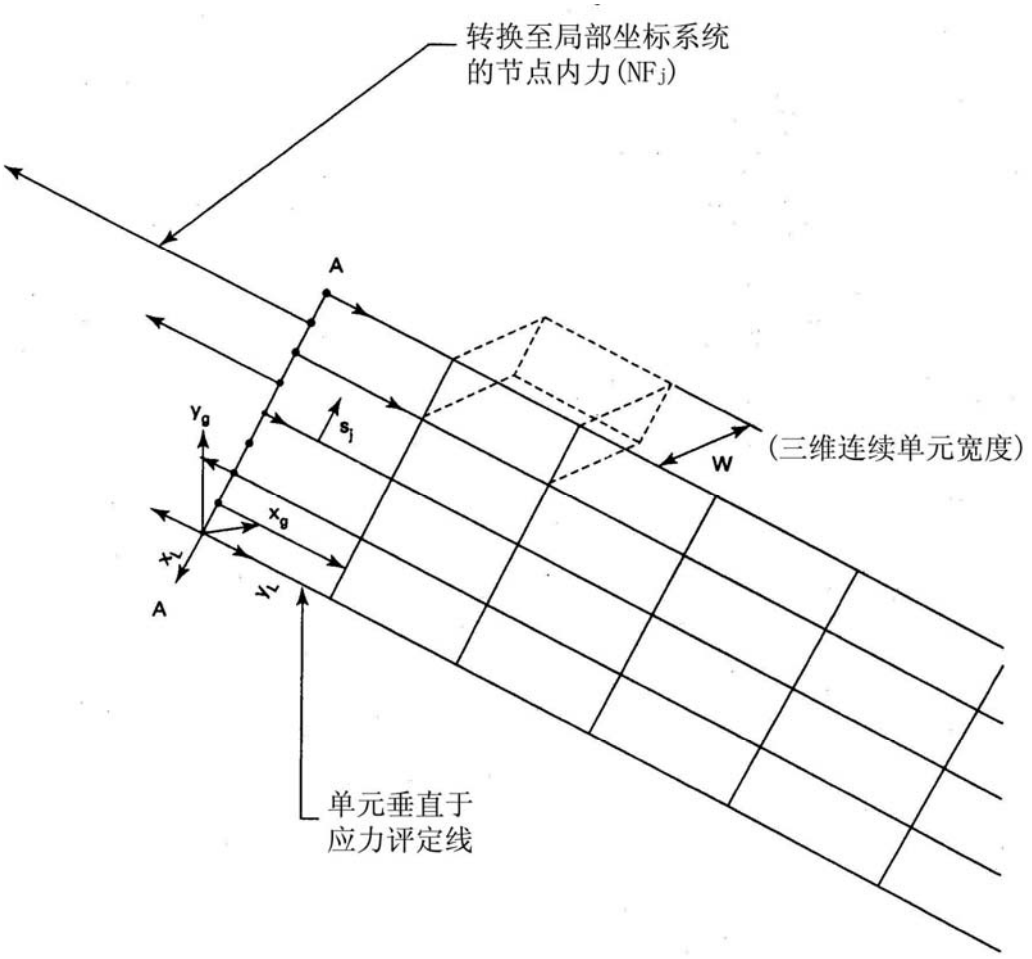


图 L-410.1　由采用连续单元有限元法所得节点力结果的结构应力法对薄膜和弯曲当量应力的计算

（232.10 页）

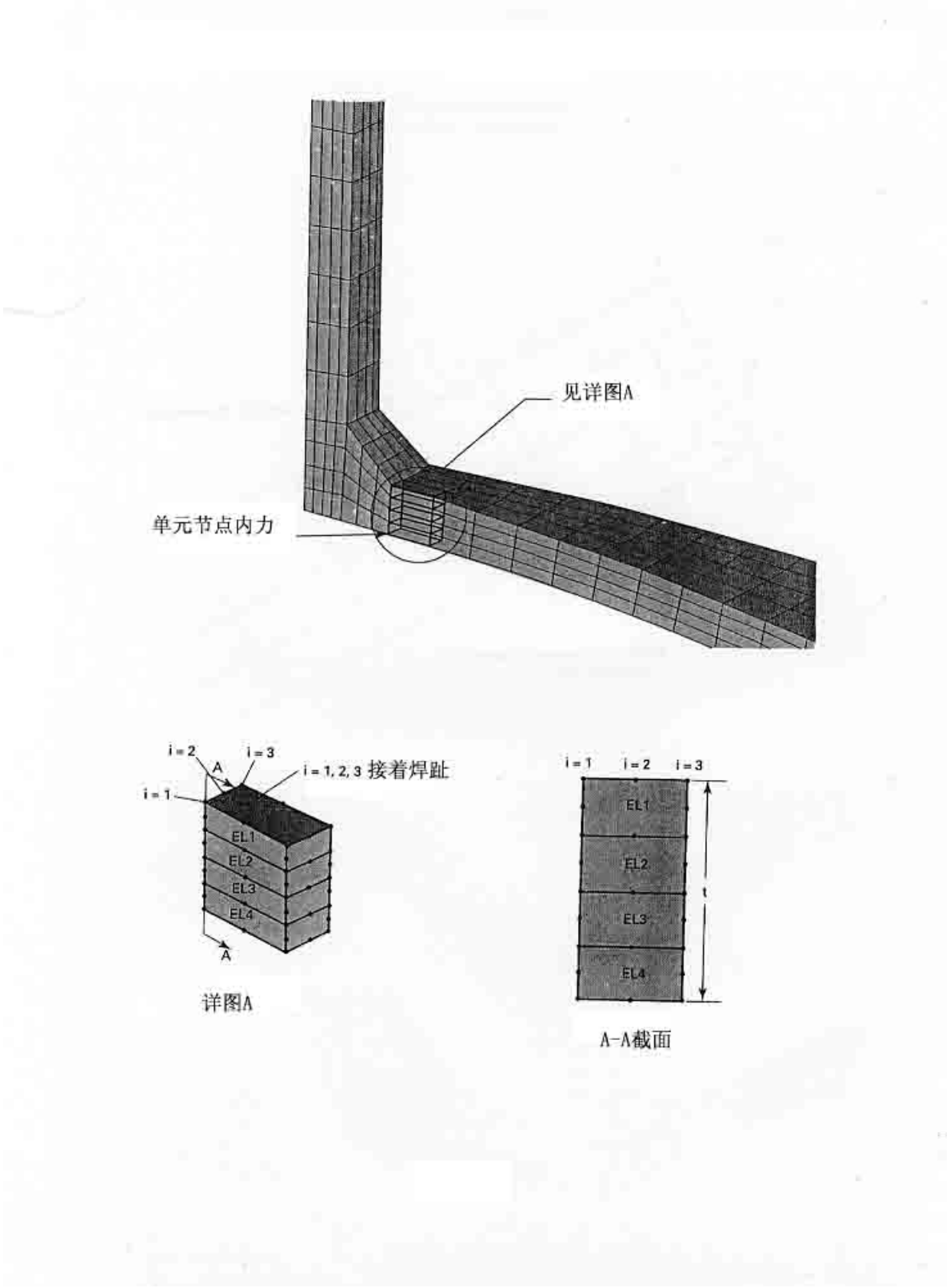


图 L-410.2　由采用三维二次连续单元有限元法所得结果的结构应力法对节点力结果的处理

（232.11 页）

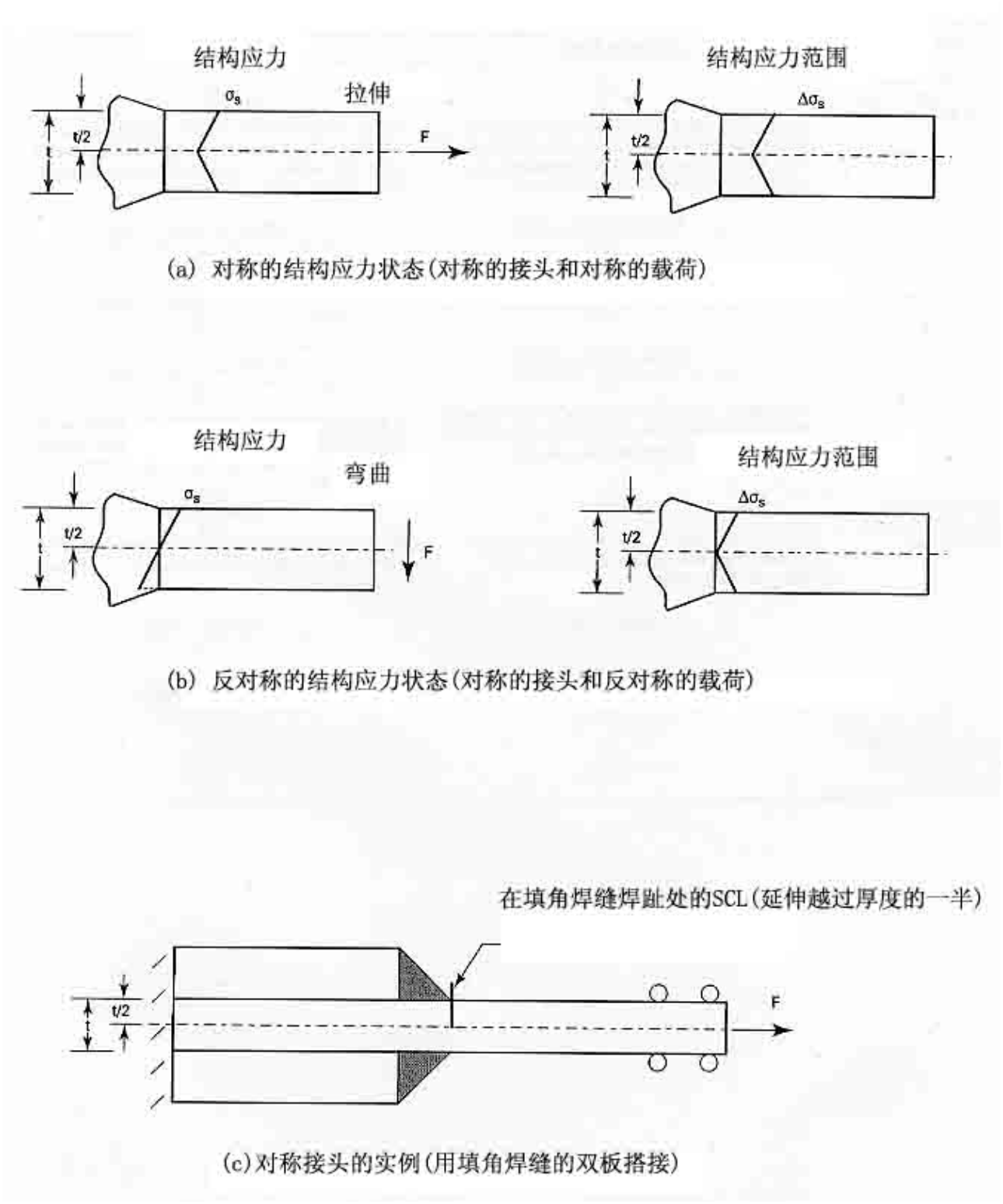


图 L-410.3　用于对称的结构应力范围结构应力法结果的处理

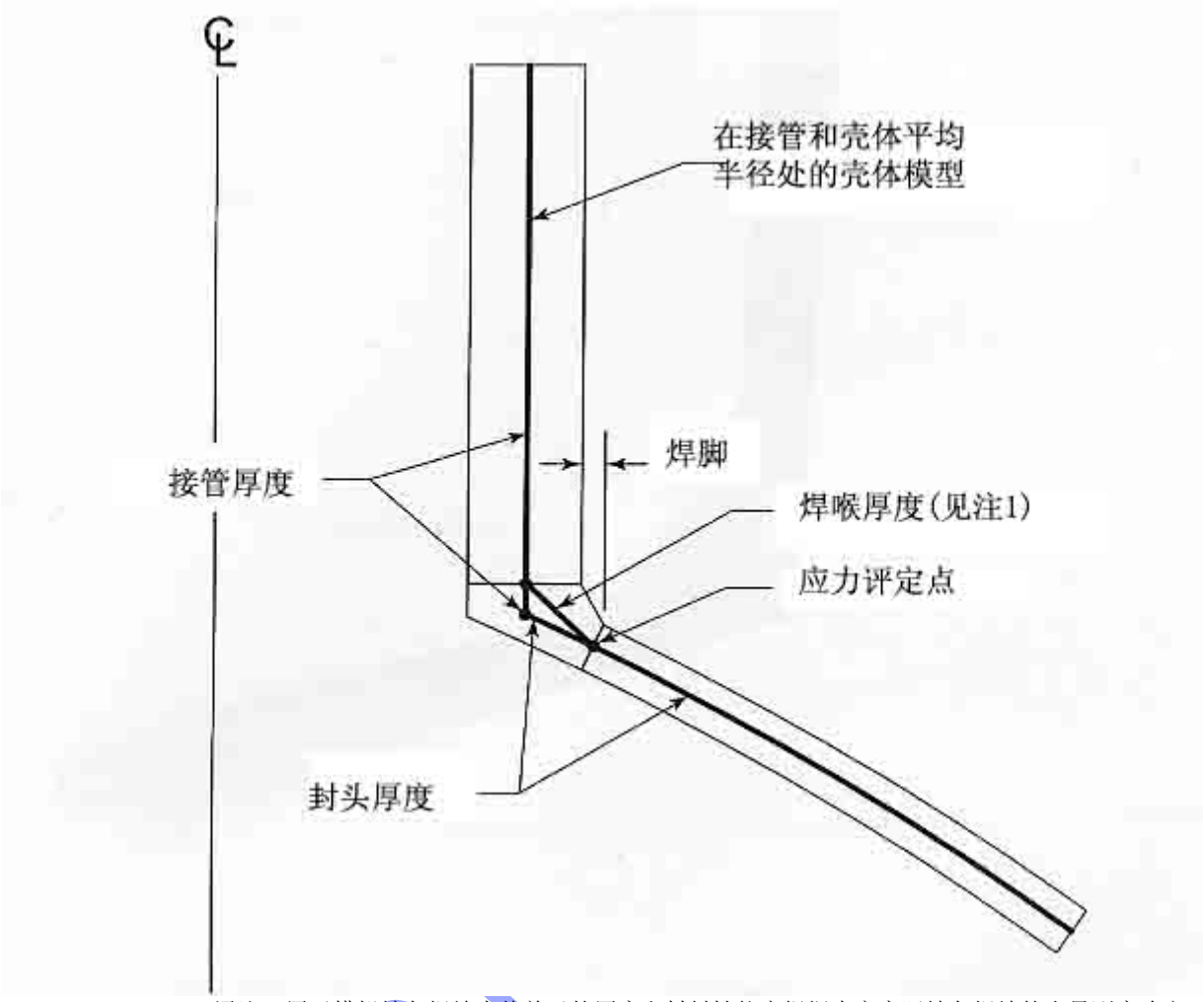
（232.11 页）

表 L-411.1　用于连续有限元的结构应力定义

单元类型	薄膜应力	弯曲应力
三维二次(8 节点)壳体单元	$\sigma_{mi}=\frac{f_i}{t}$ 注：f_i 表示对应于单元位置(i=1,2,3)处沿单元宽度(w) 的线上的力，i=2 处表示单元的中点(见图 L-411.2)： $f_1=\frac{3\left(6NF_1+2NF_3-NF_2\right)}{2w}$ $f_2=\frac{-3\left(2NF_1+2NF_3-3NF_2\right)}{4w}$ $f_3=\frac{3\left(2NF_1+6NF_3-NF_2\right)}{2w}$ 在上式中，NF_1，NF_2 和 NF_3 是由壳体模型沿焊缝的节点内力(在垂直于 A-A 截面方向) (见图 L-411.2)	$\sigma_{bi}=\frac{6\cdot m_i}{t^2}$ 注：m_i 表示对应于单元位置(i=1,2,3)处沿单元宽度(w) 的力矩，i=2 处表示单元的中点(见图 L-411.2)： $m_1=\frac{3\left(6NM_1+2NM_3-NM_2\right)}{2w}$ $m_2=\frac{-3\left(2NM_1+2NM_3-3NM_2\right)}{4w}$ $m_3=\frac{3\left(2NM_1+6NM_3-NM_2\right)}{2w}$ 在上式中，NM_1，NM_2 和 NM_3 是由壳体模型沿焊缝的节点内力矩(由垂直于 A-A 截面的弯曲应力引起) (见图 L-411.2)
三维一次(4 节点)壳体单元	$\sigma_{mi}=\frac{f_i}{t}$ 注：f_i 表示对应于单元转角节点位置(i=1,2,3)处沿单元宽度(w) 的力： $f_1=\frac{2\left(2NF_1-NF_2\right)}{w}$ $f_2=\frac{2\left(2NF_2-NF_1\right)}{w}$	$\sigma_{bi}=\frac{6\cdot m_i}{t^2}$ 注：m_i 表示对应于单元转角节点位置(i=1,2,3)处沿单元宽度(w) 的力矩： $m_1=\frac{2\left(2NM_1-NM_2\right)}{w}$ $m_2=\frac{2\left(2NM_2-NM_1\right)}{w}$
轴对称线性和抛物线壳体有限元	$\sigma_m=\frac{NF_j}{2\pi r_j t}$	$\sigma_b=\frac{6\cdot NM_j}{2\pi r_j t^2}$

WWW.STDBOOK.ORG

（232.12 页）



通注：用于模拟填角焊缝壳体单元的厚度和材料性能应根据生产实际填角焊缝的当量刚度确定

图 L-411.1　由采用壳体单元有限元模型所得结果的结构应力法对薄膜和弯曲当量应力的计算

www.s

（232.13 页）

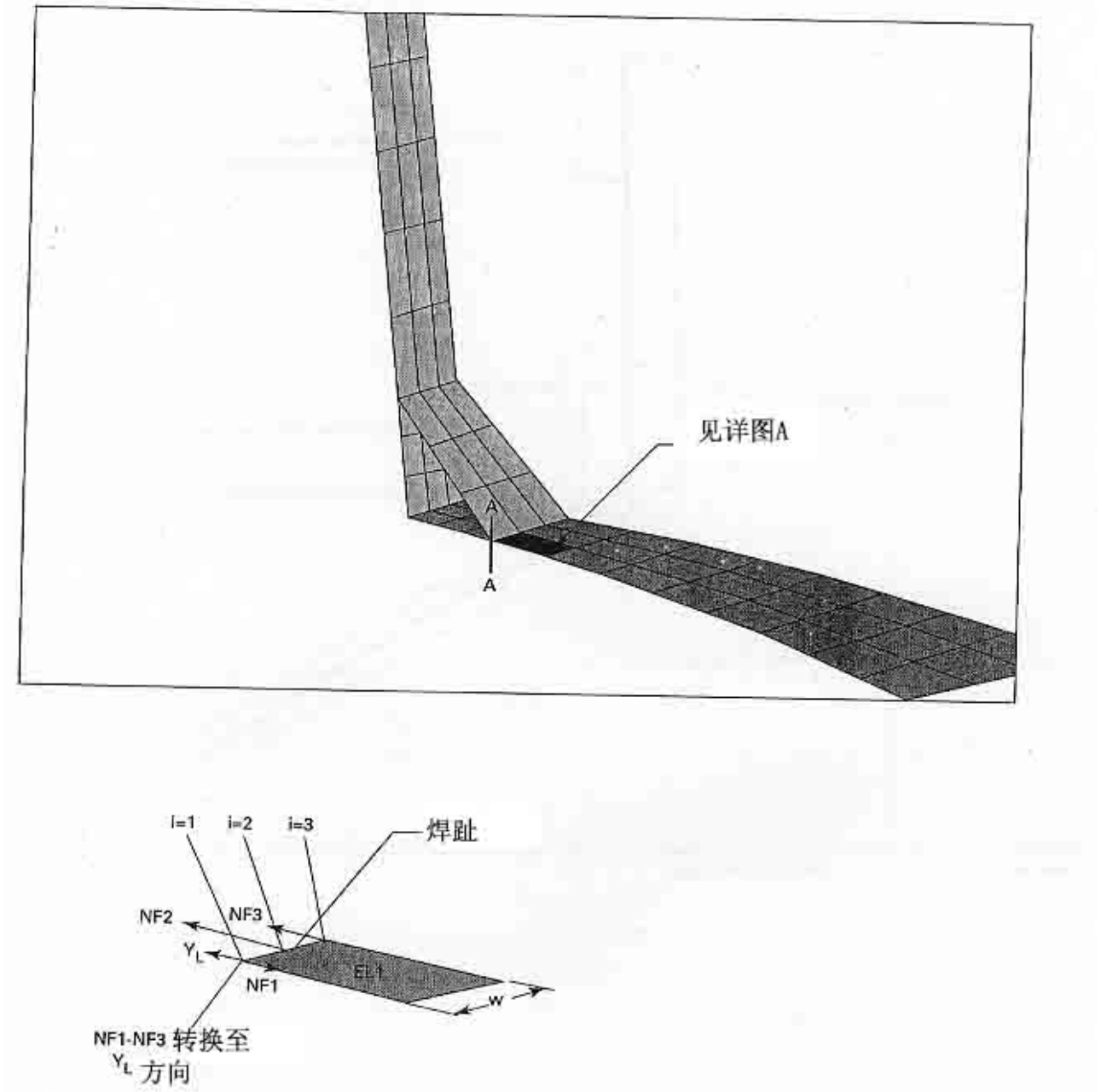


图 L-411.2　由采用三维二次壳体单元有限元模型所得结果的结构应力法对节点力结果的处理

（232.14 页）

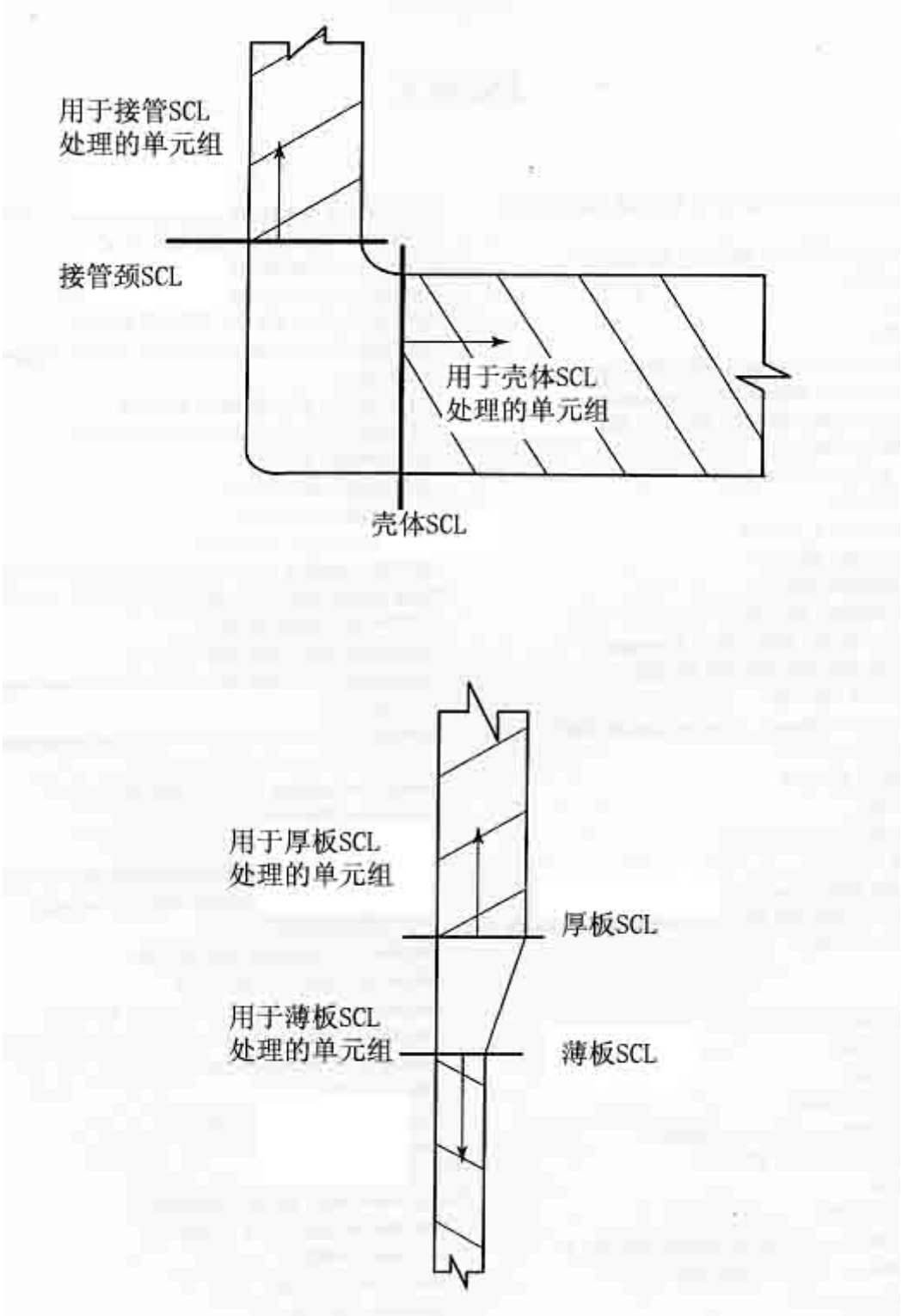


图 L-500.1　用于以应力积分为基础的结构应力法有限元节点力结果处理的单元组