

石油化工设备设计参考资料

压力容器局部应力计算

上海化学工业设计院石油化工设备设计室编

压力容器局部应力计算

目 录

外载荷在球形和圆筒形壳体中引致的局部应力	1
径向载荷在圆筒形压力容器中产生的应力	198
径向载荷和外力矩在圆筒形压力容器中引起的应力	129
局部载荷在球形压力容器或压力容器封头中引起的应力的计算	159

外载荷在球形和圓筒形壳体中引致的局部应力

前

言

几年以前，压力容器研究委员会（PVRC）着手一个分析的和实验的研究计划，着重于提供确定压力容器接管连接处承受各种形式外载荷时应力的方法。该项研究工作的分析部分是由 Cornell 大学 P.P. Bijlaard 教授来完成的，并报告在文献 1 到 8 之中。理论解的进展是包含一些简化假设的，包括扁壳理论对球形容器的应用和圓筒形容器的挠性荷载面等。这些情况限制了结果可能的使用性，对球形壳体， d_i/D_i 之比约限为 0.33，对圓筒形壳体为 0.25。因为对更大的直径比没有现成的数据，Bijlaard 教授在设计工程人员总愿之下后来提供了用于圓筒形壳体 $\beta = 0.375$ 和 0.50 (d_i/D_i 之比接近于 0.60) 的数据，如文献 10 第 12 页上所列的。在这样做之时，Bijlaard 教授附了一个专门的关于这些数据可能受到限制的警告，如下：“这些大荷载面的值是应一些公司的请求计算的。但是应记住，实际上它们是作用在挠性的荷载面上，而对径向荷载是作用在荷载面的中心。应理解到将这些值用于连接件之边缘，如所推荐之用于小荷载面的，可能不是偏于保守的。”

理论研究完成之后，进行了实验工作以设法证实该理论，其结果公布在文献 17 和 18 中。看上去这项工作对理论提供了合理的验证，其实限制于较小的 d_i/D_i 比值，在球形壳体的情况为 0.10，对圓筒形壳体的情况为 0.126。由于事实上无论解析上和实验上都没有现成数据可用于大直径比的，船舶局在球上对这个问题作了些局限的研究，着重于一个特定的问题，PVRC 在圓筒体上也作了一个多少类似的研究。这个研究结果近来已成为可利用了，着重于对 Bijlaard 数据在圓筒形壳体上的限制，尤其在它用于薄壳到“延伸范围”上（参考文献 10 第 12 页）。

偶而应用 Bijlaard 数据于设计目的时，显而易见设计人员有时有困难来说明或正确应用这个研究成果。从这方面的经验，PVRC

感到有好处将全部 Bijlaard 的研究工作概括成方便的“烹饪书”形式，以便设计人员的采用。但是在这样的文件能够发行之前，以上提到的限制是明显的，使人处于不幸的窘境，即，试验数据表明计算的数据部分是不合适的，而实际情况和误差大小则不知道，也还没有任何更好的对问题的解析处理（对圆筒体）。

在这样的情况之下，决定最好是着手发行“烹饪书”，根据我们可能获得的试验数据尽可能扩大 Bijlaard 曲线。这个决定是在这样的前提下，即所有建议的改变是朝向保守（或“安全”）的一侧，设计人员可以继续采用 Bijlaard 的延伸部分的数据，除非是提供一些替代的。因此下列文件提供在这里，希望它将方便设计人员对 Bijlaard 研究工作的应用。对研究工作中任何已知的限制已作出每一努力予以指出，并说明对 Bijlaard 原始曲线和数据的改变的正实性质；但是警告用者，最终的成果并不需要对所有情况都是合适的，进行补充的理论工作以对这问题的各方面提供更合适的数据，这是分会所希望的。

/. 符 号

文内公式和方程中采用的符号列之于下：

1.1 通用符号

- σ_i — 壳体表面上 i 向的法向应力，磅/吋²
 τ_{ij} — i 面上 j 向剪应力，磅/吋²
 S — 应力强度=两倍于最大剪应力，磅/吋²
 N_i — i 向单位长度上的薄膜力，磅/吋
 M_i — i 向单位长度上的弯矩，吋·磅/吋
 K_n — 薄膜应力集中系数（纯拉伸或压缩）
 K_b — 弯曲应力集中系数
 i — 表示方向。在球形壳体的情况时，是指对通过连接件中心并法向于壳体的轴线的切向和径向，如图 1 所示。在圆筒形壳体的情况时，将是指对圆筒体轴线而言的纵向和周向，如图 2 所示
+ — 表示拉应力（当与 σ_i 联用时）
- — 表示压应力（当与 σ_i 联用时）
 θ — 沿着连接件周边的角度，度（参阅图 1 和 2）
 E — 弹性模量，磅/吋²
 P — 集中的径向载荷或分布的径向总载荷，磅
 V — 集中的外剪切载荷，磅
 M — 集中的外倾复力矩，吋·磅
 M_T — 集中的外扭矩，吋·磅
 $d_i d_m$ — 分别为接管的内径和平均直径，吋
 $D_i D_m$ — 分别为壳体的内径和平均直径，吋

1.2 适用于球形壳体的符号

- V_1 — 1—1 方向上集中的外剪切荷载，磅
 V_2 — 2—2 方向上集中的外剪切荷载，磅
 M_1 — 1—1 方向上外倾复力矩，吋·磅
 M_2 — 2—2 方向上外倾复力矩，吋·磅
 R_m — 球形壳体的平均半径，吋

T —球形壳体的厚度，吋

r_o —圓筒形连接件的外半径，吋

r_m —空心圓筒形连接件的平均半径，吋

t —空心圓筒形连接件的厚度，吋

$\gamma = r_m / t$

$\rho = T / t$

$U = r_o / \sqrt{R_m T}$

N_x, N_y —分别为壳壁中径向和周向的薄膜力，磅／吋（参阅图 1）

M_x, M_y —分别为壳壁中径向和周向的弯矩，吋·磅／吋（参阅图 1）

σ_x —径向的正应力，磅／吋²（参阅图 1）

σ_y —周向的正应力，磅／吋²（参阅图 1）

τ_{xy} — x 面上 y 向的剪应力，磅／吋²

τ_{yx} — y 面上 x 向的剪应力，磅／吋²

τ_1 —1—1 面上的剪应力，磅／吋²

τ_2 —2—2 面上的剪应力，磅／吋²

1.3 适用于圓筒形壳体的符号

V_c —周向的集中剪切荷载，磅

V_L —纵向的集中剪切荷载，磅

M_c —壳体周向的外倾复力矩，吋·磅

M_L —壳体纵向的外倾复力矩，吋·磅

R_m —圓筒形壳体的平均半径，吋

l —圓筒形壳体的长度，吋

r_o —圓筒形连接件的外半径，吋

c_1 —矩形荷载时周向长度的一半，吋

c_2 —矩形荷载时纵向长度的一半，吋

T —圓筒形壳体的壁厚，吋

x —在壳体纵向上的座标

y —在壳体周向上的座标

ϕ —在壳体周向的柱面座标

$$\alpha = l / R_m$$

β — 连接件参数

$$\beta_1 = c_1 / R_m$$

$$\beta_2 = c_2 / R_m$$

$$\gamma = R_m / T ; \text{壳体参数}$$

C_c, C_l — 表 7 和表 8 中示的矩形面上 N_ϕ 和 N_x 的乘积系数

K_c, K_l — 表 7 和表 8 中的系数

M_ϕ, M_x — 壳体周向和纵向上的壳壁中弯矩

N_ϕ, N_x — 壳体周向和纵向上的壳壁中薄膜力

σ_ϕ — 壳体周向的正应力, 磅/吋²

σ_x — 壳体纵向的正应力, 磅/吋²

$\tau_{x\phi}$ — 壳体 x 面 ϕ 向上的剪应力, 磅/吋²

$\tau_{\phi x}$ — 壳体 ϕ 面 x 向上的剪应力, 磅/吋²

2 通 式

在分析薄壳中的应力时, 人们是从考虑下列关于内薄膜力、内弯矩和应力集中之间的关系式开始的:

$$\sigma_i = K_n \frac{N_i}{T} \pm K_b \frac{6M_i}{T^2}$$

在下列情况, 应考虑应力集中系数。

(a) 容器由脆性材料制作的。

(b) 作疲劳计算时, 设计人员可能会发现附录 B 中关于应力集中的数据是有用的。

本期通报中的大部分工作是对求薄膜力 (N_i) 和弯矩 (M_i) 的方法作出一个概略, 它是 P.P. Bijlaard 教授关于这方面题目写的许许多多文章中所予以发展的。在较大的范围用电子计算机计算出其数据, 并以无因次曲线的方式介绍在这里。

3. 球形壳体

3.1 符号法则

对多数情况，应力将考虑是在连接件和壳体连接处的器壁中的，那里的内外表面存在有双向的应力状态，因此它与径向和切向（主）应力有关，如图 1 中所示。在该位置上，从各种荷载形式在壳体上产生挠度的考虑，就可预期应力将是拉伸的（+）或者是压缩的（-）。

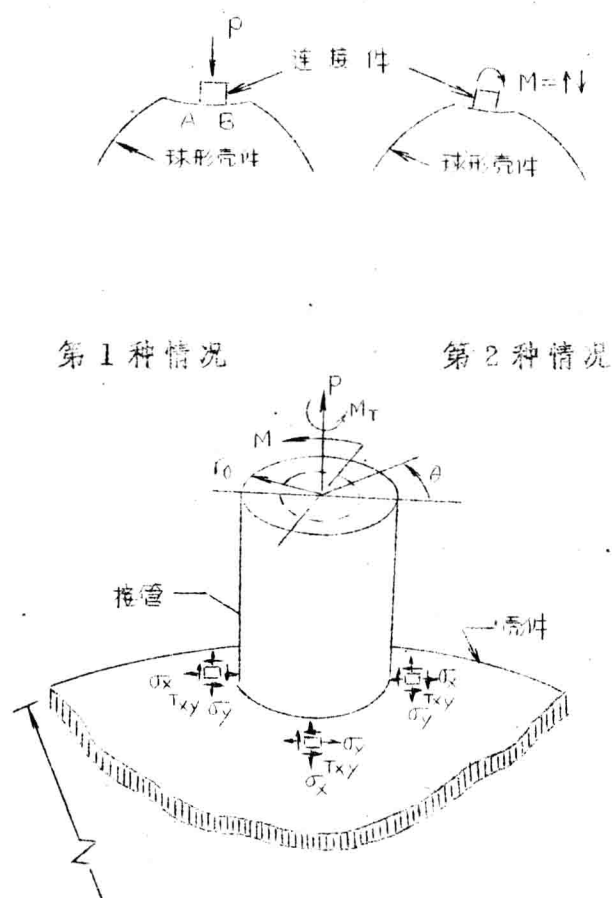


图 1 连接件与球形壳体连接处的荷载形式

为说明起见，兹考虑第一种情况，有一直接内向的径向荷载 (P) 通过连接件而传递到壳体上。这里的荷载和一局部的外压相似，在壳体上产生了压缩的薄膜应力，亦发生了局部的弯曲，于是在容器的内侧 A 和 B 产生了弯曲拉应力，同时在外侧产生了弯曲压应力。

在第二种情况中，倾复力矩可以考虑为由一对相等但方向相反的径向力所组成的力偶。因此，结果在 A 点产生了薄膜拉应力，而在 B 点产生了薄膜压应力。同第一种情况一样，亦发生了局部的弯曲，这样在 A 点容器的外侧和 B 点容器的内侧产生了弯曲拉应力而在 A 点的内侧和 B 点的外侧产生了弯曲压应力。

在这种情况下，可以预先定出不同外荷载所产生应力的符号（拉伸为正，压缩为负）。注意这些应力是位置在和连接件相连接的容器壁中的。

表 1 示出径向荷载和倾复力矩所产生的应力的符号，该表将方便无因次曲线的使用（介绍在下述步骤中），并减小对计算应力的符号的分心。

3.2 参 数

已用电子计算机将 Bijlaard 的研究结果以无因次的几何参数项标绘了。因此，本程序的第一步就是求出适用的几何参数。

3.2.1 壳体参数 (U)，壳体参数是以接管的外半径与壳体半径和厚度的乘积的平方根之比来表示的，即：

$$U = \frac{r_o}{\sqrt{R_m T}}$$

如考虑的为一个方形连接件时， U 可以近似地取如下：

$$U = \frac{c_1}{0.875 \sqrt{R_m T}}$$

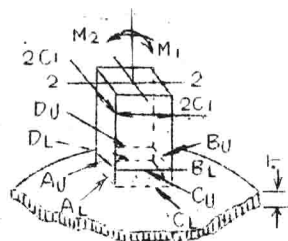
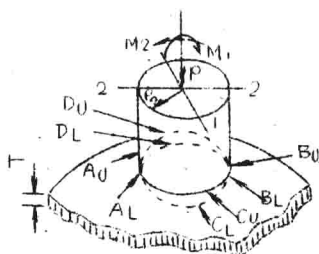
3.2.2 连接件参数：球形壳体的附件无论圆的或方的都可以予以考虑。

3.2.2.1 刚性连接件：在一刚性连接件的情况，应用无因次

曲线时，不需要什么连接件参数。

3·2·2·2 接管：对于空心的圆筒形连接件，如接管，则必须求出下列参数：

表1 球形壳体上由于径向荷载和力矩产生的应力的符号法则



圆形连接件

方形连接件

应 力	位 置	荷 载		
		P	M_1	M_2
薄 膜 $\frac{N_x}{T}$ 和 $\frac{N_y}{T}$	AU AL	-		-
	BU BL	-		+
	CU CL	-	-	
	DU DL	-	+	
弯 曲 $\frac{6 M_x}{T^2}$	AU	-		-
	AL	+		+
	BL	+		-
	CU	-	-	
	CL	+	+	
	DU	-	-	
	DL	+	+	-
弯 曲 $\frac{6 M_y}{T^2}$	AU	-		-
	AL	+		+
	BL	+		-
	CU	-	-	
	CL	+	+	
	DU	-	-	
	DL	+	+	-

注：1. 应力的符号法则：+为拉伸，-为压缩。

2. 如荷载 P 相反时，则 P 列的全部符号均反之。

3. 如倾复力矩 M_1 相反时，则 M_1 列的全部符号均反之。

4. 对圆的连接件，力矩 M_1 和 M_2 可以矢量相加，即

$$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2}.$$

3.2.2.3 空心方连接件若考虑的为空心方连接件。如方形梁，则可近似地取所需的参数如下：

$$\gamma = \frac{r_m}{0.875t} \quad \rho = \frac{T}{t}$$

3.3 应力的计算

3.3.1 径向荷载 P 产生的应力

3.3.1.1 径向应力 (σ_x)：

第1步 取合适的 U ， γ 和 ρ * 值，从图 SR-2 或 SP-1 至 SP-10 中之一的图上的适当曲线，读出无因次的薄应力 ($\frac{N_x T}{P}$)。

第2步 同第1步，从适当的曲线上读出无因次的弯矩 ($\frac{M_x}{P}$)，这些值可在第1步中所用的同一图中查得之。

第3步 取合适的 P 和 T 值，用下式求出实际的薄膜应力 ($\frac{N_x}{T}$)。

$$\frac{N_x}{T} = \left(\frac{N_x T}{P} \right) \cdot \left(\frac{P}{T^2} \right)$$

第4步 类似第3步，计算出径向的弯曲应力 ($\frac{6M_x}{T^2}$)

$$\frac{6M_x}{T^2} = \left(\frac{M_x}{P} \right) \cdot \left(\frac{6P}{T^2} \right)$$

第5步 用一般应力方程 (第2节) 综合径向薄膜应力和弯曲应力，并选取合适的符号 (参阅表1)；即

* 对刚性的插入连接件， γ 和 ρ 是不需要的。

$$\sigma_x = K_n \frac{N_x}{T} \pm K_b \frac{6M_x}{T^2}$$

3.3.2 倾复力矩 M 产生的应力

3.3.2.1 径向应力 (σ_x) :

第1步 取合适的 U , γ 和 ρ^* 值, 从图 SR-3 或 SM-1 至 SM-10 中之一的图上的适当曲线上, 读出无因次的薄膜力

$$\left(\frac{N_x T \sqrt{R_m T}}{M} \right)$$

第2步 同第1步, 从适当的曲线上读出无因次的弯矩 ($\frac{M_x \sqrt{R_m T}}{M}$) 这些值可在第1步中所用的同一图中查得之。

第3步 取合适的 M , R_m 和 T 值, 用下式计算出径向的薄膜应力 ($\frac{N_x}{T}$) :

$$\frac{N_x}{T} = \left(\frac{N_x T \sqrt{R_m T}}{M} \right) \left(\frac{M}{T^2 \sqrt{R_m T}} \right)$$

第4步 类似第3步, 计算出径向的弯曲应力 ($\frac{6M_x}{T^2}$) 即

$$\frac{6M_x}{T^2} = \left(\frac{M_x \sqrt{R_m T}}{M} \right) \left(\frac{6M}{T^2 \sqrt{R_m T}} \right)$$

第5步 用一般应力方程 (第2节) 综合径向薄膜应力和弯曲应力, 并选取合适的符号 (参阅表1) ; 即

$$\sigma_x = K_n \frac{N_x}{T} \pm K_b \frac{6M_x}{T^2}$$

3.3.2.2 切向应力 (σ_y) : 按上述五个步骤在求 ($N_y T \sqrt{R_m T}$) 和 ($M_y \sqrt{R_m T}/M$) 的同一图上查出 ($N_x T/P$) 和 (M_x/P), 于是得:

$$\frac{N_y}{T} = \left(\frac{N_y T \sqrt{R_m T}}{M} \right) \cdot \left(\frac{M}{T^2 \sqrt{R_m T}} \right)$$

* 对刚性的插入连接件, γ 和 ρ 是不需要的。

$$\frac{6M_y}{T^2} = \left(\frac{M_y \sqrt{R_m T}}{M} \right) \cdot \left(\frac{6M}{T^2 \sqrt{R_m T}} \right)$$

$$\sigma_y = K_n \frac{N_y}{T} \pm K_b \frac{6M_y}{T^2}$$

3.3.3 扭矩 M_T 产生的应力

在一个圆连接件（如管子）的情况，是设扭矩只引致纯剪应力的，于是连接件和壳体连接处壳体中的剪应力（ τ ）可由下式确定之：

$$\tau_{yx} = \tau_{xy} = \frac{M_T}{2\pi r_o^2 T}$$

如考虑的只是剪应力，则可注意到当量的应力强度为上面计算的剪应力的两倍。

在矩形连接件的情况，扭矩在壳体中产生复杂的应力场。分析这种情况的可取方法在目前尚没有。如设计者有理由认为需要，则按规范规定的步骤做试验解决之。

3.3.4 剪荷载 V 产生的应力

Bijlaard 曾建议，可以假设剪力（ V ）完全由薄膜剪力传递到壳体上，因而连接件和壳体连接处壳体中的应力可近似地计算如下：

3.3.4.1 圆连接件

$$\tau_{xy} = \frac{V}{\pi r_o T} \sin \theta \quad (\text{参阅图 1})$$

3.3.4.2 方连接件

$$\tau_{xy} = \frac{V}{4C_1 T} \quad (\text{在 } \theta = 90^\circ \text{ 和 } 270^\circ \text{ 处})$$

3.3.5 任意荷载产生的应力 一般情况下，所有附加的荷载和力矩应按三个主方向分解之（在连接件和壳体的界面处），即必须将

它们分解为 P, V_1, V_2, M_1, M_2 和 M_T 。如按上述方式进行，则可求出则可求出和连接件连接的壳体中 8 个特殊点上的薄膜应力，弯曲应力和剪应力。这 8 个点示在表 1 符号法则的表上。

如采用类似表 2 和表 3 的图式，可以很容易地算出许许多多应力的分力。可以注意到，在采用这种图式时是采用了最大剪应力理论来确定当量应力的，还注意到已略去了内压产生的应力。

PVRC 进行的试验工作表明在离开连接件和壳体连接处的各点上，应力很快地削弱，最大应力往往位在连接处*。但是在通常的情况，并不能保证壳体中绝对的最大应力强度将位在上图所示八个点中的一点上。

3.4 球形壳体的无因次曲线表

实 心 连 接 件

图 号

- SR-1 外荷载（径向荷载和倾复力矩的组合）引致的应力；
- SR-2 径向荷载 P 引致的应力；
- SR-3 倾复力矩 M 引致的应力。

空 心 连 接 件

径向荷载 P 在接管连接上引致的应力

γ	ρ	图 号
5	0.25	SP-1
5	1.00	SP-2
5	2.00	SP-3
5	4.00	SP-4
15	1.00	SP-5

* 在某种情况下，接管壁中的应力可能会比容器壁中的应力大，尤其是如果接管口未予加强或加强件位置在容器壁上而不是在接管上时，更有其可能性。

γ	p	图 号
15	2.00	SP— 6
15	4.00	SP— 7
15	10.00	SP— 8
50	4.00	SP— 9
50	10.00	SP— 10

由于 M 作用于接管连接处引起的应力

5	0.25	SM— 1
5	1.00	SM— 2
5	2.00	SM— 3
5	4.00	SM— 4
15	1.00	SM— 5
15	2.00	SM— 6
15	4.00	SM— 7
15	10.00	SM— 8
50	4.00	SM— 9
50	10.00	SM— 10

3.5 应用的限制

上述方法通常适用于大球形壳体的较小连接件，在考虑较大的连接件，或遇到的情况和这里理想情况相当不同时，设计人员应参考附录 A 中的 A 2 节和图 A—1，或者原始文献，以确定现在采用的步骤的应用界限。

在某种情况下，离开连接件和壳体连接处的点上的应力是有可能比在连接处本身的应力为大。值得注意的有：

3.5.1 接管中应力 上述方法是作为求壳体中应力的一种工具，而不是用来求接管中的应力的。接管壁中的应力有时是会比容器壁中的应力为高。尤其在接管口没有加强，或者如加强件位置在器壁上而不是在接管上时，更有这种可能性。

3.5.2 壳体中应力 曾发现某些应力的分应力 (例如 N_1 或 M_1) 有时在稍离连接件的点上达到最高点。这种情况在所附曲线中对这些考虑的分应力以虚线表示之。如遇到这种情况时,设计人员可按最大值取之,得一偏于保守的结果。但这样做时,应认识到容器中不同点的分应力是要综合起来的,虽说偏于保守,在理论上是不正确的。当问题需要非常精确解时,应查阅书目表 4—9, 12 或 18。

3.5.5 椭圆形壳体 在应用公式中如取连接件连接点的平均壳体半径 R_m , 则文中所述方法亦可用于压力容器的椭圆形封头,精确度并是合理的。

3.6 在刚性连接件处仅由径向荷载和力矩所产生的最大应力的简略计算方法。

在刚性连接件的情况时,曾发现连接处的径向应力 (σ_x) 总是比切向应力 (σ_y) 为大。因此,在只涉及有径向荷载和力矩时,仅考虑径向应力 (σ_x) 以求最大应力是可能的。图 SR—1 是综合图 SR—2 和 SR—3 中无因次的径向薄膜应力和径向弯曲应力来标绘的,于是得出下列计算最大应力的简化方法。

3.6.1 径向荷载 (P) 产生的最大应力

第 1 步 按第 3.2.1 节计算适用的壳体参数 (U)

第 2 步 在图 SR—1 上查出第 1 步的 U 值并在标有“径向荷载 P”的曲线上读出无因次的 ($\sigma_x T^2 / P$)。

第 3 步 取荷载 (P), 壳体厚度 (T) 和应力集中系数 (K_n) 的适宜值, 计算出最大的合应力 (σ), 即

$$\sigma = K_n \left(\frac{\sigma_x T^2}{P} \right) \left(\frac{P}{T^2} \right)$$

连接件为一圆筒形的情况时,这应力将位于容器的外表面,及与连接件相交的周界上。如 P 作用径向向内,则应力则是压缩的;如 P 作用径向向外,应力则是拉伸的。由于法向于容器表面的应力为零, σ 为最大的应力强度,即 $S = \sigma$ 。

3.6.2 倾复力矩 M_1 和 M_2 产生的最大应力。

第1步 将力矩 M_1 和 M_2 矢量地化成单个力矩 (M)，于是：

$$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2}$$

注：设 M_1 和 M_2 是互成直角的。 M 还必须不包括扭矩 (MT) 在内，如图1所示。

第2步 按第3·2·1节计算出适用的壳体参数 (U)。

第3步 在图SR-1上查出第1步得的 U 值，并在标有“外力矩 M ”的曲线上读出无因次的应力 ($\sigma_x T^2 \sqrt{R_m T} / M$)。

第4步 取力矩 (M)，壳体厚度 (T)，壳体平均半径 (R_m) 和应力集中系数 (K_n) 的适宜值，计算出最大的合应力 (σ)，于是：

$$\sigma = K_n \left(\frac{\sigma_x T^2 \sqrt{R_m T}}{M} \right) \left(\frac{M}{T^2 \sqrt{R_m T}} \right)$$

连接件为一圆筒形的情况时，应力将位于容器外表面及与连接件相交的力矩 (M)“前列”处。应力沿着连接件的周界呈正弦状分布。因为法向于容器表面的应力为零， σ 为最大的应力强度，即 $S = \sigma$ 。

3·6·3 载荷 (P) 和倾复力矩 (M) 综合产生的最大应力。

如载荷 (P) 和力矩 (M) 按以上3·6·1和3·6·2所列的分别予以考虑了，将两者结果相叠加，是有可能考虑其综合荷载情况的如下：

$$\sigma = K_n \left(\left(\frac{\sigma_x T^2}{P} \right) \left(\frac{P}{T^2} \right) + \left(\frac{\sigma_x T^2 \sqrt{R_m T}}{M} \right) \left(\frac{M}{T^2 \sqrt{R_m T}} \right) \right)$$

采用这公式时，应采用表1中所确立的符号法则。