

压力容器强度计算书统一格式

TCED S8-92

化学工业部设备设计技术中心站



压力容器强度计算书统一格式

TCED S8-92

化工部第三设计院 编制



化学工业部设备设计技术中心站

一九九二年六月

设备简图和设计参数

[illegible]

压力容器强度计算书统一格式

压力容器强度计算书	I
设备简图和设计参数	IV
表 1 内压圆筒厚度计算表	1
表 2 内压球壳厚度计算表	3
表 3 多层内压圆筒厚度计算表	5
表 4 外压圆筒(或管子)厚度计算表	7
表 5 外压圆筒加强圈计算表	9
表 6 外压球壳厚度计算表	10
表 7 内压(凹面受压)椭圆形封头厚度计算表	12
表 8 内压(凹面受压)碟形封头厚度计算表	13
表 9 内压(凹面受压)无折边球面封头厚度计算表	14
表 10 外压(凸面受压)椭圆形封头厚度计算表	15
表 11 外压(凸面受压)碟形封头厚度计算表	17
表 12 外压(凸面受压)无折边球面封头厚度计算表	19
表 13 两侧受压的无折边球面中间封头厚度计算表	21
表 14 内压无折边锥形封头厚度计算表	24
表 15 内压带折边锥形封头厚度计算表	26
表 16 外压锥形封头厚度计算表	28
表 17 圆形平盖和半锥角大于 60° 的锥形封头厚度计算表	30
表 18 非圆形平盖厚度计算表	32
表 19 内压锻制紧缩口封头厚度计算表	34
表 20 内压带法兰无折边球形封头及法兰计算表	36
表 21 内压(凹面受压)带法兰的凸形封头及其法兰(窄面)计算表	38
表 22 内压(凹面受压)带法兰的凸形封头及其法兰(宽面)计算表	41
表 23 外压(凸面受压)带法兰无折边球面封头及其法兰计算表	43
表 24 外压(凸面受压)带法兰凸形封头及其法兰计算表	45
表 25 筒体开孔等面积补强计算表	46
表 26 封头开孔等面积补强计算表	48
表 27 平盖单个开孔直径 $d > 0.5D$ 时所需厚度计算表	50
表 28 开设排孔的圆筒厚度校核	53
表 29 开孔补强设计的另一种方法	55
表 30 内压窄面整体法兰计算表	57

表 31	内压窄面活套法兰计算表	60
表 32	宽面法兰计算表	63
表 33	外压窄面整体法兰计算表	65
表 34	外压窄面活套法兰计算表	67
表 35	筒体端部计算表	69
表 36	反向法兰计算表	72
表 37	卧式容器(双支座)计算表	74
表 38	直立设备计算表	79
表 39	不带法兰的固定管板计算表	90
表 40	延长部分兼作法兰的固定式管板计算表	98
表 41	U 型膨胀节计算表	107
附表 1	压力容器试验压力确定表	111

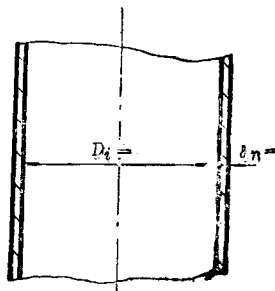
说明:《压力容器强度计算书统一格式》为化工部基建司下达的基础技术工作任务,由化工部第三设计院编制。现在《化工设备设计》上刊登。需用者可按此复制,或与我站联系。使用中的问题请向我站反映。

其 它 目 录

信息	112
缩略语	117

欢 迎 征 订

一九九一年《化工设备设计》

表 1	GB 150-89 内压圆筒厚度计算表			TCED S8-90
化工部设备设计技术中心站技术文件			化工部第三设计院编制	
设计条件			简 图	
设计压力 p			MPa	
设计温度 t			℃	
内 径 D_i			mm	
材 料				
许用应力	$[\sigma]$		MPa	
	$[\sigma]^t$			
试验温度下的屈服限 σ_s^t				
钢板负偏差 C_1			mm	
腐蚀裕量 C_2			mm	
$C=C_1+C_2$			mm	
A 类焊缝系数 ϕ				
B 类焊缝系数 ϕ_1				

筒 体 厚 度 计 算

计算厚度 δ		$\delta = \frac{pD_i}{2[\sigma]^t\phi - p} =$	取大值 $\delta =$ mm
		当 $\phi_1 < \frac{\phi}{2}$ 时, 计算该值 $\delta = \frac{pD_i}{4[\sigma]^t\phi_1 - p} =$	
筒体最小厚度 $\delta_{\min}$	碳钢	$D_i \leq 3800$	$\delta_{\min} = \frac{2D_i}{1000} =$ (且 $\delta_{\min} \geq 3\text{mm}$)
		$D_i > 3800$	$\delta_{\min}$ 按运输和现场制造、安装条件确定 $\delta_{\min} =$
	不锈钢	$\delta_{\min} \geq 2\text{mm}$	
筒体名义厚度 δ_n		$\delta_n = \delta + C =$	圆整后取大者 $\delta_n =$ mm
		$\delta_n = \delta_{\min} + C_2 =$	

压力试验时应力校核

压力试验时允许的应力水平 $[\sigma]_T$	液压试验	$[\sigma]_T=0.9\sigma_s^t=$	$[\sigma]_T=$ MPa
	气压试验	$[\sigma]_T=0.8\sigma_s^t=$	
压力试验类型			
试验压力	根据附表 1 确定: $p_T=$		MPa
压力试验时的有效厚度	$\delta_e=\delta_n-C=$		mm
压力试验时圆筒的一次 薄膜应力	$\sigma_T=\frac{p_T\cdot(D_i+\delta_e)}{2\delta_e\cdot\phi}=$		MPa
	当 $\phi_1<\frac{\phi}{2}$ 时, $\sigma_T=\frac{p_T(D_i+\delta_e)}{4\delta_e\cdot\phi_1}=$		MPa

表 1 (续)		内压圆筒厚度计算表	
校核条件		$\sigma_T \leq [\sigma]_T$	
当需要考虑筒体的热应力时(参见 GB 150-89 的 3.4 节),作以下组合应力校核			
圆筒内壁温度	$t_i =$	℃	平均壁温下材料的弹性模量 $E =$ MPa
圆筒外壁温度	$t_o =$	℃	平均壁温下材料的泊松比 $\mu =$ 0.3
平均壁温下材料的线膨胀系数	$\alpha =$	mm/mm·℃	
筒体外径	$D_o = D_i + 2\delta_n =$	mm	圆筒外径与内径之比 $K = \frac{D_o}{D_i} =$
单层圆筒热应力计算	内壁热应力	$\sigma_{ii} = -\frac{\alpha E(t_o - t_i)}{2(1 - \mu)} \cdot \left(\frac{2K^2}{K^2 - 1} - \frac{1}{\ln K} \right) =$	MPa
	外壁热应力	$\sigma_{oi} = \frac{\alpha E(t_i - t_o)}{2(1 - \mu)} \cdot \left(\frac{1}{\ln K} - \frac{2}{K^2 - 1} \right) =$	MPa
组合应力校核	当 $t_o > t_i$ 时校核内壁的组应力	$\sigma_B = \frac{\sqrt{3} K^2 p}{K^2 - 1} + \sigma_{ii} =$	MPa
	当 $t_i > t_o$ 时校核外壁的组应力	$\sigma_B = \frac{\sqrt{3} p}{K^2 - 1} + \sigma_{oi} =$	MPa
	校核条件	$\sigma_B \leq 2[\sigma]_t \cdot \phi$	
计 算 结 果			
筒体内径	$D_i =$	mm	名义厚度 $\delta_n =$ mm

表 2		GB150-89 内压球壳厚度计算表		TCED S8-90	
化工部设备设计技术中心站技术文件			化工部第三设计院编制		
设 计 条 件			简 图		
设计压力 p		MPa			
设计温度 t		℃			
内径 D_i		mm			
材料					
许用应力 $[\sigma]$		MPa			
$[\sigma]^t$					
试验温度下的屈服限 σ_s					
钢板负偏差 C_1		mm			
腐蚀裕量 C_2					
厚度附加量 $C = C_1 + C_2$					
焊缝系数 ϕ					
球 壳 厚 度 计 算					
计算厚度 δ	$\delta = \frac{p D_i}{4[\sigma]^t \phi - p} = \quad \text{mm}$				
最小厚度 $\delta_{\min}$	碳钢	$D_i \leq 3800$	$\delta_{\min} = \frac{2 D_i}{1000} = \quad \text{且} \geq 3 \text{ mm}$	实取 $\delta_{\min} = \quad \text{mm}$	
		$D_i > 3800$	$\delta_{\min}$ 按运输和现场制造, 安装条件确定 $\delta_{\min} = \quad$		
	不锈钢	$\delta_{\min} = 2 \quad \text{mm}$			
名义厚度 δ_n	$\delta_n = \delta + C = \quad$				圆整后实取 $\delta_n = \quad \text{mm}$
	$\delta_n = \delta_{\min} + C_2 = \quad$				
压 力 试 验 时 应 力 校 核					
压力试验时允许的应力水平 $[\sigma]_T$	液压试验	$[\sigma]_T = 0.9 \sigma_s^t = \quad$			$[\sigma]_T = \quad \text{MPa}$
	气压试验	$[\sigma]_T = 0.8 \sigma_s^t = \quad$			
压力试验类型					
试验压力	根据附表 1 确定 $p_T = \quad$				MPa
压力试验时有效厚度 δ_e	$\delta_e = \delta_n - C_1 = \quad$				mm
压力试验时球壳的一次薄膜应力	$\sigma_T = \frac{p_T (D_i + \delta_e)}{4 \delta_e \phi} = \quad$				MPa
校核条件	$\sigma_T \leq [\sigma]_T$				
当需要考虑球壳的热应力时(参见 GB150-89 中 3.4 节), 作以下组合应力校核					
球壳内壁温度	$t_i = \quad$	℃	平均壁温下材料的弹性模量	$E = \quad$	MPa
球壳外壁温度	$t_o = \quad$	℃	平均壁温下材料的泊松比	$\mu = 0.3$	
平均壁温下材料的线膨胀系数	$\alpha = \quad$		mm/mm·℃		

表 2 (续)

GB150-89 内压球壳厚度计算表

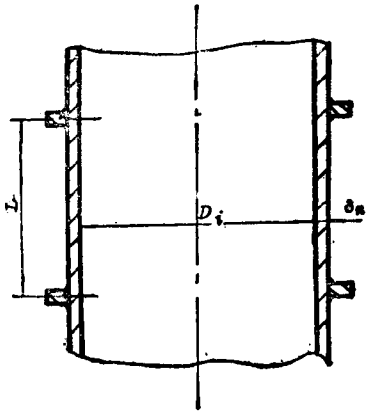
球壳外径	$D_o = D_i + 2\delta_n =$ mm	球壳外径与内径之比	$K = \frac{D_o}{D_i} =$
热应力计算	内壁热应力	$\sigma_{it} = \frac{\alpha E (t_o - t_i)}{2(1-\mu)} \cdot \frac{K(K-1)(2K+1)}{K^3-1}$	MPa
	外壁热应力	$\sigma_{ot} = \frac{\alpha E (t_i - t_o)}{2(1-\mu)} \cdot \frac{(K-1)(K+2)}{K^3-1}$	MPa
组合应力校核	当 $t_o > t_i$ 时, 校核内壁的组合应力	$\sigma_E = \frac{3K^3 \cdot p}{2(K^3-1)} + \sigma_{it} =$	MPa
	当 $t_i > t_o$ 时, 校核外壁的组合应力	$\sigma_E = \frac{3p}{2(K^3-1)} + \sigma_{ot} =$	MPa
	校核条件	$\sigma_E \leq 2[\sigma]^t \cdot \phi$	
计 算 结 果			
球壳内径	$D_i =$ mm	名义厚度	$\delta_n =$ mm

表 3		GB150-89 多层内压圆筒厚度计算表		TCED S8-90	
化工部设备设计技术中心站技术文件				化工部第三设计院编制	
设 计 条 件				简 图	
设计压力 p			MPa		
设计温度 t			℃		
筒体内径 D_i			mm		
内筒厚度附加量 C_i			mm		
层板厚度附加量 C_o			mm		
厚度附加量 $C = C_i + C_o =$			mm		
内筒设计参数	材 料				
	设计温度下的许用应力 $[\sigma]^t$			MPa	
	内筒厚度 δ_i			mm	
	焊缝系数 ϕ_i				
层板层设计参数	材 料				
	设计温度下的许用应力 $[\sigma]_0^t$			MPa	
	焊缝系数 ϕ_o				
	层板总厚度 δ_o			mm (假定值)	筒体名义厚度 δ_n
应 力 计 算 及 校 核					
组合圆筒计算应力		$\sigma^t = \frac{p \cdot (D_i + \delta_o)}{2\delta_o} =$ MPa 其中 $\delta_o = \delta_i + \delta_o - C =$			
组合圆筒许用应力		$[\sigma]^t \phi = \frac{\delta_i - C_i}{\delta_n - C} [\sigma]^t \phi_i + \frac{\delta_o - C_o}{\delta_n - C} [\sigma]_0^t \phi_o =$ MPa			
校核条件		$\sigma^t \leq [\sigma]^t \cdot \phi$ 若不满足, 重新假设 δ_o			
压 力 试 验 应 力 校 核					
试验温度下材料的屈服限	内筒	$\sigma_{ss}^t =$ MPa	层板层	$\sigma_{ss}^t =$ MPa	
压力试验时允许的应力水平	液压试验	$[\sigma]_T \cdot \phi = 0.9 \left\{ \frac{\delta_i - C_i}{\delta_n - C} \cdot \sigma_{ss}^t \phi_i + \frac{\delta_o - C_o}{\delta_n - C} \sigma_{ss}^t \phi_o \right\} =$ MPa			
	气压试验	$[\sigma]_T \cdot \phi = 0.8 \left\{ \frac{\delta_i - C_i}{\delta_n - C} \cdot \sigma_{ss}^t \phi_i + \frac{\delta_o - C_o}{\delta_n - C} \sigma_{ss}^t \phi_o \right\} =$ MPa			
试验压力	由附表1确定 $p_T =$		MPa		
压力试验时的筒体有效厚度	$\delta_e = \delta_i + \delta_o - C =$		mm		
压力试验时组合圆筒计算压力	$\sigma_T = \frac{p_T (D_i + \delta_e)}{2\delta_e} =$		MPa		
校核条件	$\sigma_T \leq [\sigma]_T \cdot \phi$				
考虑热应力时的组合应力校核(参见 GB150-89中 3.4 节)					
内外壁温差	室内容器	$\Delta t = 0.15 \delta_n =$		℃	
	室外容器	$\Delta t = 0.20 \delta_n =$		℃	

表 3 (续)

GB150-89 多层内压圆筒厚度计算表

多层圆筒热应力计算	内壁热应力	$\sigma_{it}=2\Delta t=$	MPa
	外壁热应力	$\sigma_{ot}=2\Delta t=$	MPa
外径与内径之比	$K=(D_i+2\delta_n)/D_i=$		
组合应力校核	外壁温度高于内壁温度, 校核内壁应力	$\sigma_E=\frac{\sqrt{3}K^2p}{K^2-1}+\sigma_{it}=$	MPa
	内壁温度高于外壁温度, 校核外壁应力	$\sigma_E=\frac{\sqrt{3}p}{K^2-1}+\sigma_{ot}=$	MPa
	校核条件	$\sigma_E\leq 2[\sigma]^t\cdot\phi$	
计 算 结 果			
内筒内径 D_i	mm	内筒厚度 δ_i	mm
层板层总厚度 δ_o	mm	名义厚度 δ_n	mm

表 4			GB150-89 外压圆筒(或管子)厚度计算表	TCED S8-90
化工部设备设计技术中心站技术文件			化工部第三设计院编制	
设 计 条 件			筒 图	
设计外压力 p		MPa		
设计温度 t		℃		
筒体内径 D_i		mm		
筒体计算长度 L		mm		
材料				
许用应力	$[\sigma]$			
	$[\sigma]^t$			
设计温度下屈服限 σ_{sd}^t		MPa		
试验温度下屈服限 σ_s^t				
弹性模量 E				
钢板负偏差 C_1				
腐蚀裕量 C_2		mm		
C_1+C_2				
焊缝系数 ϕ				

壁 厚 确 定

设圆筒的名义厚度 δ_n	$\delta_n =$ mm	
有效厚度 δ_e	$\delta_e = \delta_n - C =$ mm	
外径 D_o	$D_o = D_i + 2\delta_n =$ mm	
计算 $\frac{L}{D_o}$	$\frac{L}{D_o} =$ 若 $L/D_o > 50$ 取 $L/D_o = 50$ 若 $L/D_o < 0.05$ 取 $L/D_o = 0.05$	$\frac{L}{D_o} =$
计算 $\frac{D_o}{\delta_o}$	$\frac{D_o}{\delta_e} =$	
$D_o/\delta_e \geq 10$	查图 4-2(或表 4-1)得系数 $A =$	
	按所用材料选图 4-3~4-10, 根据 A 值和设计温度查 B	
若 $\frac{D_o}{\delta_e} < 10$	若 A 值落在材料温度线左侧, 则 $[p] = \frac{2AE}{3 \frac{D_o}{\delta_e}} =$ MPa	若 A 值落在材料温度线右侧, $B =$ $[p] = \frac{B}{\frac{D_o}{\delta_e}} =$ MPa
	当 $D_o/\delta_e < 4.0$ 时 $A = \frac{1.1}{(D_o/\delta_e)^2}$ 若 $A > 0.1$, 取 $A = 0.1$	当 $D_o/\delta_e \geq 4$ 时 查图 4-2 或表 4-1 得 $A =$
按所用材料选图 4-3~4-10, 根据 A 值和设计温度可查得 B		

表 4 (续)		GB150-89 外压圆筒(或管子) 厚度计算表				
若 $\frac{D_o}{\delta_e} < 10$		若 A 值落在材料温度线左侧, 则 $B = \frac{2}{3}AE =$		若 A 值落在材料温度线右侧, 则 $B =$		
		计算 σ_0	$\sigma_{01} = 2[\sigma]^t =$ $\sigma_{02} = 0.9\sigma_{st}^t =$		取 σ_{01}, σ_{02} 中较小值则: $\sigma_0 =$ MPa	
		计算许用外压 $[p]$	$[p]_1 = \left[\frac{1.625}{D_o/\delta_e} - 0.0625 \right] B =$ $[p]_2 = \frac{2\sigma_0}{D_o/\delta_e} \left[1 - \frac{1}{D_o/\delta_e} \right] =$		取二者中较小值为 $[p] =$ MPa	
若 $[p] \geq p$ 则所设 δ_n 安全, 否则重设 δ_n , 重复上述步骤, 最终 $\delta_n =$ mm						
压 力 试 验 时 强 度 和 稳 定 性 校 核						
许 用 值	试验时筒体受内压	液体试验	$[\sigma]_T = 0.9\sigma_s^t =$		$[\sigma]_T =$ MPa	
		气压试验	$[\sigma]_T = 0.8\sigma_s^t =$			
	筒体受外压	在试验温度下按上述步骤求得: $[p]_T =$ MPa				
压力试验类型						
试 验 压 力	外压容器或真空容器	$p_T =$ MPa			由附表 1 确定	
	夹套容器	内 筒	$p_T =$ MPa			
		夹 套	$p_{套T} =$ MPa			
强 度 校 核	压力试验时圆筒的一次薄膜应力	$\sigma_T = \frac{p_T(D_i + \delta_e)}{2\delta_e \cdot \phi} =$			MPa	
	校核条件	$\sigma_T \leq [\sigma]_T$				
稳定性校核 (当为夹套容器时校核)		$p_{套T} \leq [p]_T$ 则内筒和夹套可分别试压				
		$p_{套T} > [p]_T$ 则应规定在作夹套的压力试验时须在内筒保持一定的压力 $p_{试内} =$ MPa 以满足 $(p_T - p_{试内}) \leq [p]_T$				
计 算 结 果						
圆筒内径		$D_i =$ mm	筒体名义厚度		$\delta_n =$ mm	

表 5		GB150-89 外压圆筒加强圈计算表		TCED S8-90	
化工部设备设计技术中心站技术文件				化工部第三设计院编制	
设 计 条 件				简 图	
设计外压 p		MPa	(其它结构加强圈设计者自绘)		
圆筒外径 D_o		mm			
圆筒名义厚度 δ_n		mm			
厚度附加量 C		mm			
圆筒有效厚度 $\delta_o = \delta_n - C$		mm			
筒体计算长度 L_s		mm			
加 强 圈	材料				
	设计温度下屈服点 σ_s	MPa			
	设计温度 t	℃			
	弹性模量 E	MPa			
	$h =$ mm $l =$ mm	mm			
$b =$ mm $\delta_i =$ mm	mm				
计算组合截面时壳体起加强作用有效段长 L					
$L_s =$ $1.1 \sqrt{D_o \cdot \delta_o}$			取二者中小者为		
			$L =$ mm		
$A_s = l \delta_i + h b =$			mm ²		
$B = \frac{p D_o}{\delta_o + A_s / L_s} =$			MPa		
按材料选图 4-3~4-10 由图中查得设计温度下的 A 值					
查得 $A =$			无法查得时 $A = \frac{1.5 B}{E} =$		
组合截面所需惯性矩 I		$I = \frac{D_o^2 L_s \left(\delta_o + \frac{A_s}{L_s} \right)}{10.9} A =$ mm ⁴			
组 合 截 面 实 际 惯 性 矩 I_s	$A_1 = l \delta_i =$ mm ²	$A_2 = b \cdot h =$ mm ²	$A_3 = L \cdot \delta_e =$ mm ²		
	$Z_1 = \delta_o + h + \frac{\delta_i}{2} =$ mm	$Z_2 = \delta_o + \frac{h}{2} =$ mm	$Z_3 = \frac{\delta_e}{2} =$ mm		
	$A_1 Z_1 =$	$A_2 Z_2 =$	$A_3 Z_3 =$		
	$Z_0 = \frac{A_1 Z_1 + A_2 Z_2 + A_3 Z_3}{A_1 + A_2 + A_3} =$				
	$I_1 = \frac{l \delta_i^3}{12} =$ mm ⁴	$I_2 = \frac{b h^3}{12} =$ mm ⁴	$I_3 = \frac{L \cdot \delta_e^3}{12} =$ mm ⁴		
	$a_1 = Z_1 - Z_0 =$ mm	$a_2 = Z_2 - Z_0 =$ mm	$a_3 = Z_0 - Z_3 =$ mm		
	$I_s = (I_1 + I_2 + I_3 + A_1 a_1^2 + A_2 a_2^2 + A_3 a_3^2) =$ mm ⁴				
	结果 若 $I_s > I$ 则安全, 否则重选尺寸重复上述步骤				

表 6		GB150-89 外压球壳厚度计算表		TCED S8-90	
化工部设备设计技术中心站技术文件				化工部第三设计院编制	
设 计 条 件				简 图	
设计外压力 p			MPa		
设计温度 t			℃		
球壳内半径 R_i			mm		
材料					
许用应力	$[\sigma]$		MPa		
	$[\sigma]^t$				
试验温度下材料屈服限 σ_s^t					
弹性模量 E					
钢板负偏差 C_1			mm		
腐蚀裕量 C_2					
厚度附加量 $C = C_1 + C_2$					
焊缝系数 ϕ					
壁 厚 确 定					
假设球壳名义厚度		$\delta_n =$		mm	
球壳有效厚度 δ_e		$\delta_e = \delta_n - C =$		mm	
计算 R_i/δ_e		$R_i/\delta_e =$			
计算系数 A		$A = \frac{0.125}{(R_i/\delta_e)^2} =$			
按材料选用图 4-3~4-10, 根据 A 值和设计温度查 B					
若 A 值落在材料温度线的左侧, 则			若 A 落在温度线右侧, 则 $B =$		
$[p] = \frac{0.0833E}{(R_i/\delta_e)^2} =$ MPa			则 $[p] = \frac{B}{R_i/\delta_e} =$ MPa		
若 $[p] \geq p$ 则所设 δ_n 安全, 否则重新设 δ_n , 重复上述步骤, 直至 $[p] \geq p$ 且接近, 最终 $\delta_n =$				mm	
压 力 试 验 时 强 度 和 稳 定 性 校 核					
许用值	球壳受内压时	液压	$[\sigma]_T = 0.9\sigma_s^t =$		$[\sigma]_T =$ MPa
		气压	$[\sigma]_T = 0.8\sigma_s^t =$		
	球壳受外压	在试验温度下按上述步骤求得: $[p_T] =$			
压力试验类型					
由试验表 1 确定	外压容器或真空容器	$p_T =$		MPa	
		内筒	$p_T =$	MPa	
	夹套容器	夹套	$p_{套T} =$	MPa	

表 6 (续)

GB150-89 外压球壳壁厚计算表

强度校核	压力试验时的一次薄膜应力	$\sigma_T = \frac{p_T(2R_i + \delta_e)}{4\delta_e \cdot \phi} =$	MPa
	校核条件	$\sigma_T \leq [\sigma]_T$	
稳 定 性 校 核 (当为夹 套容器时 校核)	若 $p_T \leq [p]_T$, 则夹套内球壳可分别试压		
	若 $p_{套} > [p]_T$, 则应规定在外夹套内压力试验时, 须在内球内保持一定压力		
	$p_{试内} =$		MPa
	$\text{以满足 } (p_{套} - p_{试内}) \leq [p]_T$		
计 算 结 果			
球壳内半径	$R_i =$	mm	球壳名义厚度 $\delta_n =$ mm