www.newMaker.com

中华人民共和国国家标准

UDC 621.565
:669.14

GB151-89

钢制管壳式换热器

Steel tubular heat exchanger

1 总论

本标准为非直接受火的钢制管壳式换热器（以下简称“换热器”）的设计、制造、检验与验收必须遵循的规定。

1.1 范围

1.1.1 本标准适用的换热器型式为：固定管板式、浮头式、U形管式和填料函式。

1.1.2 本标准适用的换热器参数为：

公称直径 $DN \leqslant 2000$ mm；

公称压力 $PN \leqslant 35$ MPa；

公称直径（mm）和公称压力（MPa）的乘积不大于10^4。

1.1.3 换热器分Ⅰ、Ⅱ两级

Ⅰ级换热器 采用较高级冷拔换热管，适用于无相变传热和易产生振动的场合。

Ⅱ级换热器 采用普通级冷拔换热管，适用于重沸、冷凝传热和无振动的一般场合。

1.1.4 本标准由五章正文、三个补充件附录和六个参考件附录组成

第1章 总论

第2章 材料

第3章 设计

第4章 制造、检验与验收

第5章 安装、试车和维护

附录A 膨胀节（补充件）

附录B 低温管壳式换热器的补充规定（补充件）

附录C 换热管与管板接头的焊接工艺评定（补充件）

附录D 管板与圆筒、管箱的连接（参考件）

附录E 螺纹换热管（参考件）

附录F 管束振动（参考件）

附录G 壁温计算（参考件）

附录H 管子特性表（参考件）

附录I 垫片（参考件）

正文和补充件附录是必须遵循的规定，参考件附录为推荐性的。

1.2 一般规定

1.2.1 换热器的设计、制造、检验与验收除应遵守本标准各项规定外，还必须遵循GB 150—89《钢制压力容器》和图样的要求。

国家技术监督局1989-02-22批准 1989-09-01实施

www.newMaker.com

1.2.2 设计温度低于或等于－20℃的铁素体钢制换热器，应按附录B“低温管壳式换热器的补充规定”进行设计、制造、检验与验收。

1.3 定义

1.3.1 压力 除注明者外，压力系指表压力。

1.3.1.1 最大工作压力

系指换热器在正常操作情况下，管、壳程顶部可能出现的最高压力。

1.3.1.2 设计压力

系指在相应的设计温度下，用以确定换热器圆筒及其它受压元件厚度的压力，该压力值不得低于最大工作压力。

换热器中，同时受管，壳程压力作用的元件，仅在能保证管、壳程同时升、降压时，才可按压力差设计，用压力差设计时，还应考虑在压力试验过程中可能出现的最大压力差。否则应分别按管、壳程最大工作压力确定设计压力，并应考虑最苛刻的管、壳程压力组合。

换热器的真空侧按外压设计。设计压力为：当有安全控制装置（如真空泄放阀）时，取1.25倍的最大内、外压力差和0.1MPa中的较小值；当无安全控制装置时，取0.1MPa。

当换热器各部位或受压元件所承受的液柱静压力达到5％的设计压力时，则应取设计压力和液柱静压力之和进行该部位或元件的设计计算。

1.3.2 温度

1.3.2.1 金属温度 金属温度系指换热器各受压元件沿截面厚度的平均温度。

在任何情况下，元件金属的表面温度不得超过钢材的允许使用温度。

1.3.2.2 设计温度 换热器的设计温度应按管、壳程的具体工况分别确定，其值不得低于元件金属可能达到的最高金属温度。

对0℃以下金属温度，设计温度不得高于元件金属可能达到的最低金属温度。

产品铭牌的管、壳程设计温度分别代表管箱和壳程圆筒的设计温度。其它受压元件，必要时可根据其金属温度单独确定设计温度。

1.3.2.3 试验温度 试验温度系指压力试验时换热器壳体的金属温度。

1.3.3 厚度

1.3.3.1 厚度附加量

厚度附加量C按式（1－1）确定：

$$C = C_1 + C_2 \quad \text{mm} \qquad (1-1)$$

式中：C_1——钢板或钢管的厚度负偏差，按相应钢板或钢管标准选取，mm；

当钢材的厚度负偏差不大于0.25mm且不超过名义厚度的6％时，可取$C_1 = 0$；

C_2——腐蚀裕量，mm；

对于碳素钢和低合金钢，取C_2不小于1mm；对于不锈钢，当介质的腐蚀性极微时，取$C_2 = 0$。换热器主要元件C_2的取值应符合下列原则：

a. 管板、浮头法兰、浮头盖和钩圈两面均应考虑腐蚀裕量；

b. 平盖、凸形封头，管箱和圆筒的内表面应考虑腐蚀裕量；

c. 管板、平盖上开隔板槽时，可把高出隔板槽底面的金属作为腐蚀裕量，但当腐蚀裕量大于槽深时，要加上两者的差值；

d. 壳体法兰、管箱法兰和管法兰的内直径面上应考虑腐蚀裕量；

e. 换热管不考虑腐蚀裕量；

f. 拉杆、定距管、折流板和支持板等非受压元件，可不考虑腐蚀裕量。

www.newMaker.com

1.3.3.2 最小厚度　为满足换热器元件制造工艺要求以及运输和安装过程中刚度的要求，根据工程实践确定的厚度。圆筒的最小厚度 δ_{min} 按表3－2或表3－3确定。

1.3.3.3 计算厚度　计算厚度系指按公式计算得到的厚度，不包括厚度附加量。

1.3.3.4 设计厚度　设计厚度系指计算厚度与厚度附加量之和。

1.3.3.5 名义厚度　名义厚度是将设计厚度向上圆整至钢材标准规格的厚度，即图样上注明的厚度。

1.3.3.6 有效厚度　有效厚度系指名义厚度减去厚度附加量。

1.3.3.7 换热器制造单位应根据制造工艺条件，并考虑钢材的实际厚度自行增加加工裕量，以确保换热器各部位的实际厚度不得小于该部位的名义厚度减去钢材厚度的负偏差。

1.3.4 公称直径 DN

a. 卷制圆筒　以圆筒内直径（mm）作为换热器的公称直径；

b. 钢管制圆筒　以钢管外径（mm）作为换热器的公称直径。

1.3.5 换热面积 A

a. 计算换热面积　以换热管外径为基准，扣除伸入管板内的换热管长度后，计算得到的管束外表面积，m^2；

b. 公称换热面积　经圆整后的计算换热面积，m^2。

1.3.6 公称长度 LN

以换热管的长度（m）作为换热器的公称长度。换热管为直管时，取直管长度；换热管为U形管时，取U形管直管段的长度。

1.3.7 管程和壳程

a. 管程　系指介质流经换热管内的通道及与其相贯通部分；

b. 壳程　系指介质流经换热管外的通道及与其相贯通部分；

c. 管程数 N_t　系指介质沿换热管长度方向往、返的次数；

d. 壳程数 N_s　系指介质在壳程内沿壳体轴向往、返的次数。

1.4 管壳式换热器的零、部件名称见表1－1和图1－1至图1－6。

表1－1 零部件名称

序号	名称	序号	名称	序号	名称
1	平盖	21	吊耳	41	封头管箱（部件）
2	平盖管箱（部件）	22	放气口	42	分程隔板
3	接管法兰	23	凸形封头	43	悬挂式支座（部件）
4	管箱法兰	24	浮头法兰	44	膨胀节（部件）
5	固定管板	25	浮头垫片	45	中间挡板
6	壳体法兰	26	无折边球面封头	46	U形换热管
7	防冲板	27	浮头管板	47	内导流筒
8	仪表接口	28	浮头盖（部件）	48	纵向隔板
9	补强圈	29	外头盖（部件）	49	填料
10	圆筒	30	排液口	50	填料函
11	折流板	31	钩圈	51	填料压盖
12	旁路挡板	32	接管	52	浮动管板裙
13	拉杆	33	活动鞍座（部件）	53	剖分剪切环
14	定距管	34	换热管	54	活套法兰
15	支持板	35	挡管	55	偏心锥壳
16	双头螺柱或螺栓	36	管束（部件）	56	堰板
17	螺母	37	固定鞍座（部件）	57	液面计接口
18	外头盖垫片	38	滑道	58	套环
19	外头盖侧法兰	39	管箱垫片		
20	外头盖法兰	40	管箱短节		

www.newMaker.com

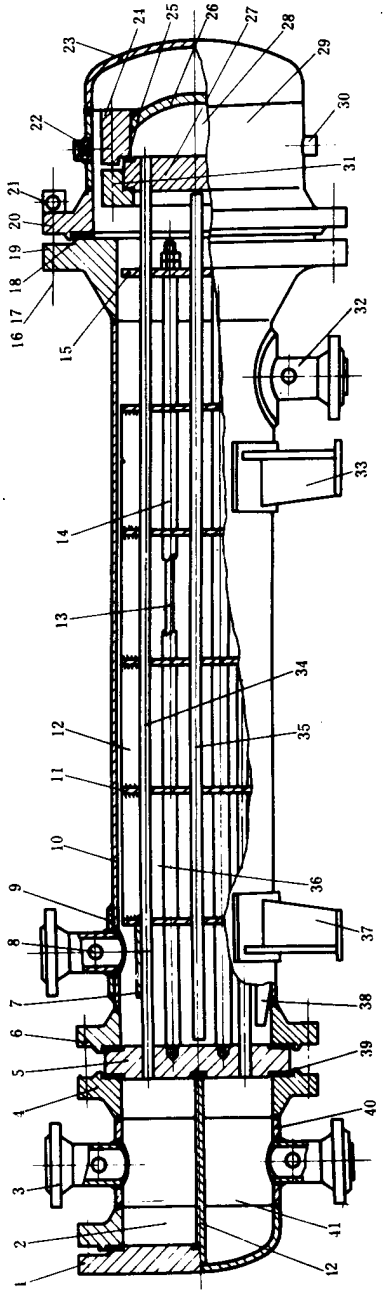


图1－1 AES、BES浮头式换热器

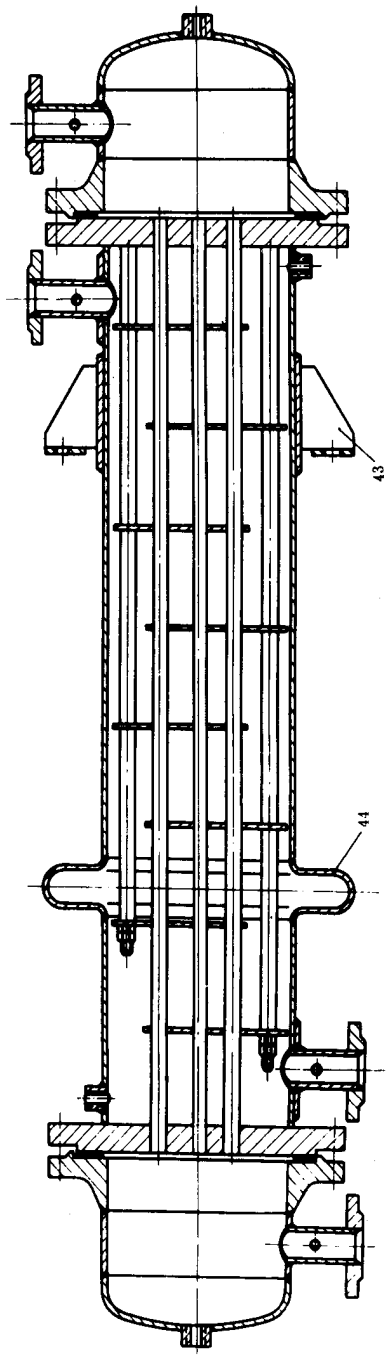


图1－2 BEM立式固定管板式换热器

www.newMaker.com

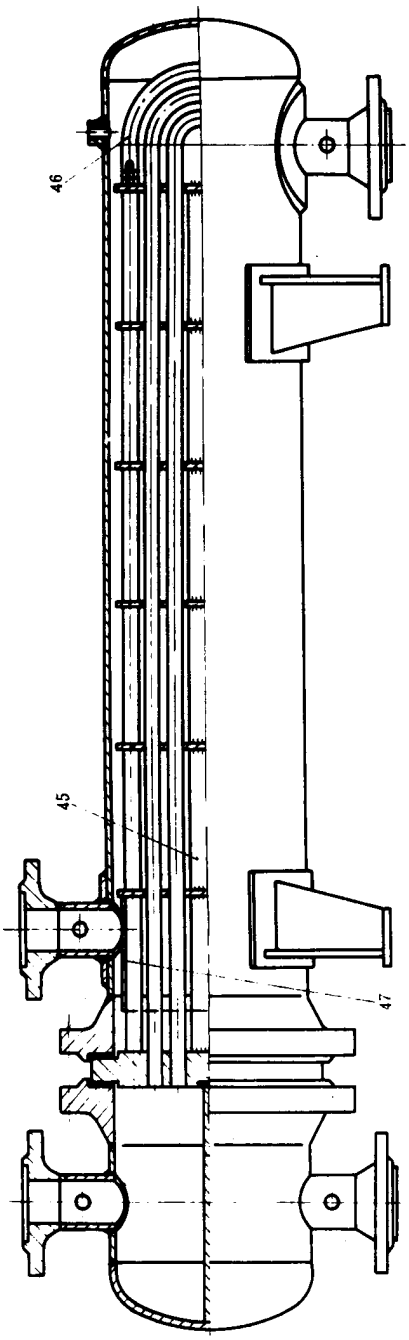


图1－3 BIU U形管式换热器

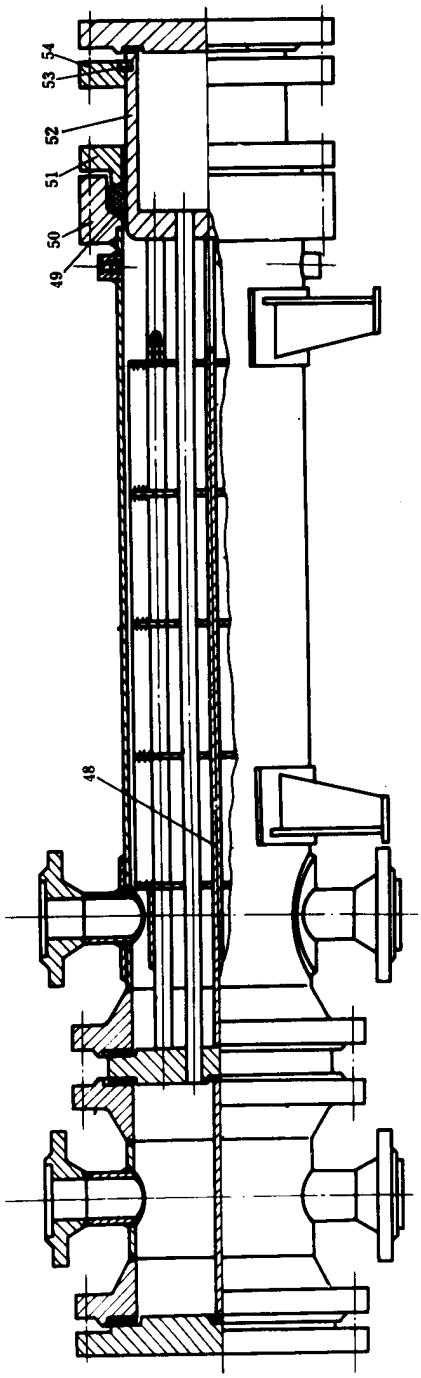


图1－4 AFP填料函双壳程换热器

www.newMaker.com

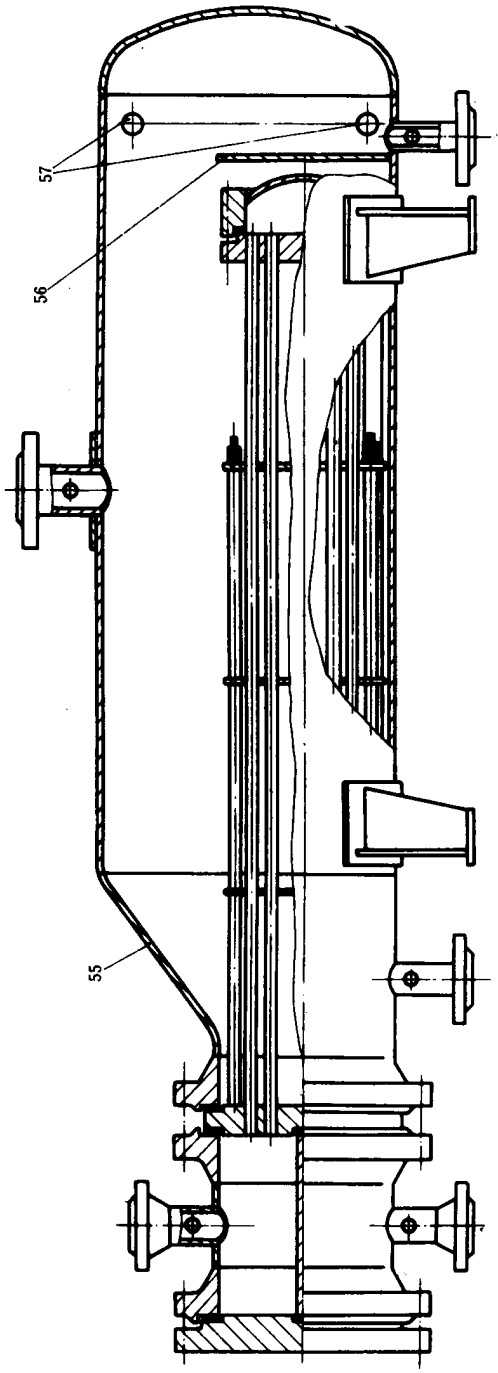


图 1－5 AKT 釜式重沸器

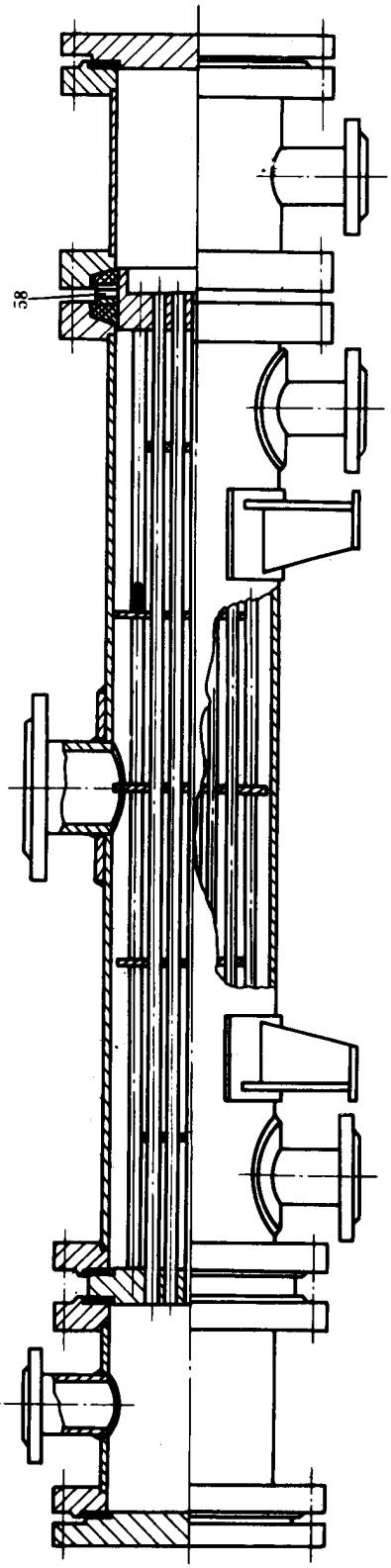


图 1－6 AJW 填料函分流式换热器

www.newMaker.com

1.5 管壳式换热器的主要组合部件

管壳式换热器的主要组合部件有前端管箱、壳体和后端结构（包括管束）三部分，详细分类及代号见图1－7。

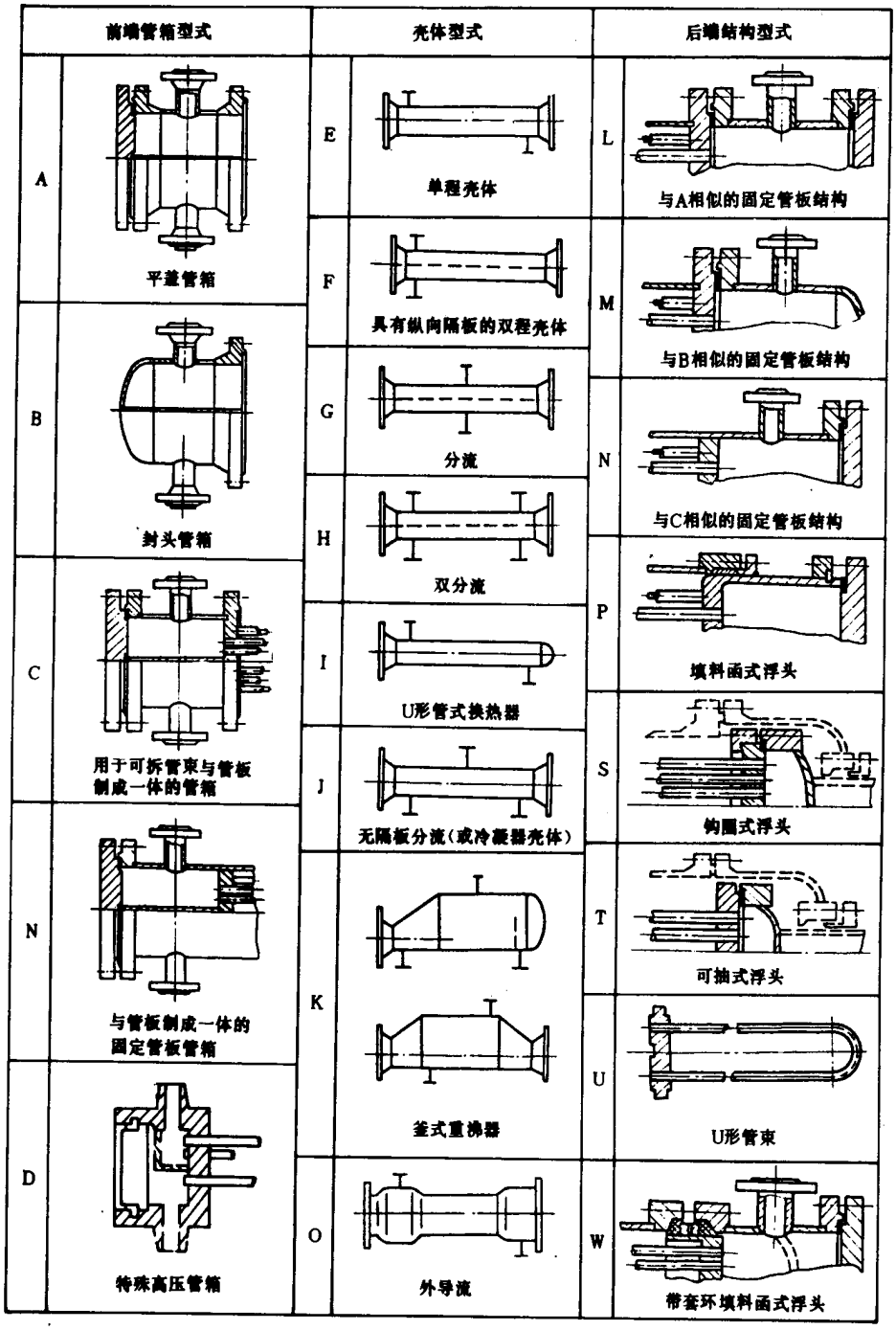


图1－7 主要部件的分类及代号

www.newMaker.com

1.6 换热器型号的表示方法

$$\times\times\times DN-\frac{p_t}{p_s}-A-\frac{LN}{d}-\frac{N_t}{N_s}\mathrm{I}\ (\text{或}\mathrm{II})$$

Ⅰ级换热器（或Ⅱ级换热器）

管/壳程数，单壳程时只写Nt

LN—公称长度（m），d—换热管外径（mm）

公称换热面积（m^2）

管/壳程设计压力（MPa），压力相等时只写p_t

公称直径（mm），对于釜式重沸器用分数表示，分子为管箱内直径，分母为圆筒内直径。

第一个字母代表前端管箱型式
第二个字母代表壳体型式
第三个字母代表后端结构型式
（见图1－7）

示例：

a. 浮头式换热器

平盖管箱，公称直径500mm，管程和壳程设计压力均为1.6MPa 公称换热面积54m^2，较高级冷拔换热管外径25mm，管长6m，4管程单壳程的浮头式换热器其型号为：

$$\mathrm{AES}\,500-1.6-54-\frac{6}{25}-4\,\mathrm{I}$$

b. 固定管板式换热器

封头管箱，公称直径700mm，管程设计压力2.5MPa，壳程设计压力1.6MPa，公称换热面积200m^2，较高级冷拔换热管外径25mm，管长9m，4管程，单壳程的固定管板式换热器，其型号：

$$\mathrm{BEM}\,700-\frac{2.5}{1.6}-200-\frac{9}{25}-4\,\mathrm{I}$$

c. U形管式换热器

封头管箱，公称直径500mm，管程设计压力4.0MPa，壳程设计压力1.6MPa，公称换热面积75m^2，较高级冷拔换热管外径19mm，管长6m，2管程，单壳程的U形管式换热器，其型号为：

$$\mathrm{BIU}\,500-\frac{4.0}{1.6}-75-\frac{6}{19}-2\,\mathrm{I}$$

d. 釜式重沸器

平盖管箱，管箱内直径600mm，圆筒内直径1200mm，管程设计压力2.5MPa，壳程设计压力1.0MPa，公称换热面积90m^2，普通级冷拔换热管外径25mm，管长6m，2管程的釜式重沸器，其型号为：

www.newMaker.com

$$AKT\frac{600}{1200}-\frac{2.5}{1.0}-90-\frac{6}{25}-2\text{Ⅱ}$$

e. 浮头式冷凝器

封头管箱，公称直径1200mm，管程设计压力2.5 MPa，壳程设计压力1.0 MPa，公称换热面积610 m^2，普通级冷拔换热管外径 25 mm，管长 9 m，4 管程，单壳程的浮头式冷凝器，其型号为：

$$BJS1200-\frac{2.5}{1.0}-610-\frac{9}{25}-4\text{Ⅱ}$$

f. 填料函式换热器

平盖管箱，公称直径600mm，管程和壳程设计压力均为1.0MPa，公称换热面积90m^2，较高级冷拔换热管外径25mm，管长 6 m，2 管程，2 壳程的填料函式浮头换热器，其型号为：

$$AFP600-1.0-90-\frac{6}{25}-\frac{2}{2}\text{Ⅰ}$$

1.7 许用应力

1.7.1 钢材和螺栓在不同温度下的许用应力按 GB 150—89第 2 章选取。许用应力系按钢材各项强度数据分别除以表 1 - 2 或表 1 - 3 中的安全系数，取其中的最小值。

1.7.2 当温度低于20℃时，取20℃时的许用应力。

表 1 - 2 钢材安全系数

强度性能 / 安全系数 / 材料	常温下最低抗拉强度 σ_b	常温或设计温度下的屈服点 σ_s 或 σ_s^t	设计温度下经10万小时断裂的持久强度 σ_D^t		设计温度下经10万小时蠕变率为 1 %的蠕变极限 σ_n^t
			平均值	最小值	
	n_b	n_s	n_D		n_n
碳素钢 低合金钢 铁素体高合金钢	≥3.0	≥1.6	≥1.5	≥1.25	≥1.0
奥氏体高合金钢	—	≥1.5 1)			

注：1)当部件设计温度不到蠕变温度范围，且允许有微量的永久变形时，可适当提高许用应力，但不得超过0.9 σ_s^t。此规定不适用于法兰或其它有微量永久变形就产生泄漏或故障的场合。

表 1 - 3 螺栓安全系数

材料	螺栓直径 mm	热处理状态	设计温度下屈服点的 n_S	设计温度下经10万小时断裂的持久强度平均值的 n_D
碳素钢	<M22	热轧、正火	2.7	1.5
	M24～M48		2.5	
低合金钢、马氏体高合金钢	<M22 M24～M48 >M52	调质	3.5 3.0 2.7	
奥氏体高合金钢	<M22	固溶	1.6	
	M24～M48		1.5	

www.newMaker.com

1.7.3 不锈复合钢板的许用应力

对于复层与基层完全贴合，且对接焊缝完全熔透的不锈复合钢板，在设计计算中如需计入复层的强度时，设计温度下的许用应力〔σ〕按式（1－2）确定：

$$[\sigma]=\frac{[\sigma]_1\delta_1+[\sigma]_2\delta_2}{\delta_1+\delta_2}\ \text{MPa} \quad\cdots\cdots(1-2)$$

式中：δ_1——基层钢板的名义厚度，mm；

δ_2——复层材料的厚度，不计入腐蚀裕量，mm；

$[\sigma]_1$——设计温度下基层钢板的许用应力，MPa；

$[\sigma]_2$——设计温度下复层材料的许用应力，MPa。

1.7.4 对于本标准未引用且已有成功使用经验的材料，其许用应力也可按1.7.1条确定。

1.8 焊缝系数

焊缝系数适用于图4－1中A、B两类焊缝连接的受压元件计算，其值按下列规定选取。

1.8.1 双面焊或相当于双面焊的全焊透对接焊缝：

100%无损探伤 $\Phi=1.00$

局部无损探伤 $\Phi=0.85$

1.8.2 单面焊的对接焊缝，沿焊缝根部全长有紧贴基本金属的垫板：

100%无损探伤 $\Phi=0.90$

局部无损探伤 $\Phi=0.80$

1.8.3 单面焊的环向对接焊缝，无垫板：

无法进行探伤时 $\Phi=0.60$

此系数适用于厚度不超过16mm、直径不超过600mm的壳体环向焊缝。（对于固定管板式换热器，壳程圆筒的最后装配环焊缝不受此限制。）

1.9 压力试验

换热器制成后，必须对换热管与管板的连接接头、壳程和管程进行压力试验，压力试验的项目和要求应在图样上注明。试验顺序按4.18条规定。

1.9.1 液压试验

试验液体一般采用水，需要时也可采用不会导致发生危险的其它液体。试验时液体的温度应低于其闪点或沸点。

1.9.1.1 内压换热器

a. 试验压力p_T按式（1－3）确定：

$$p_T=\begin{cases}1.25\,p\dfrac{[\sigma]}{[\sigma]^t}\ \text{MPa}\\ p+0.1\ \text{MPa}\end{cases}\quad\cdots\cdots(1-3)$$

取两者中的较大值。

式中：p——管程或壳程的设计压力，MPa；

$[\sigma]$——试验温度下材料的许用应力，MPa；

$[\sigma]^t$——设计温度下材料的许用应力，MPa。

当$\dfrac{[\sigma]}{[\sigma]^t}$的比值大于1.8时，取1.8。

b. 确定浮头式换热器壳程试验压力时，尚应按GB 150－89第4章校核无折边球面封头承受外压p_T时的稳定性。

1.9.1.2 真空换热器

换热器的真空侧按内压换热器进行液压试验，试验压力p_T按式（1－4）确定：

www.newMaker.com

$$p_T = 1.25p \text{ MPa} \quad \cdots\cdots (1-4)$$

式中：p —— 设计外压力，MPa。

1.9.2 气压试验

a. 内压换热器的试验压力p_T按式（1－5）确定：

$$p_T = \begin{cases} 1.15p\dfrac{[\sigma]}{[\sigma]^t} & \text{MPa} \\ p+0.1 & \text{MPa} \end{cases} \quad \cdots\cdots (1-5)$$

取两者中的较大值

式中：p—设计压力，MPa；

$[\sigma]$ —试验温度下的材料许用应力，MPa；

$[\sigma]^t$ —设计温度下的材料许用应力，MPa；

当$\dfrac{[\sigma]}{[\sigma]^t}$的比值大于1.8时，取1.8。

b. 气压试验时，亦应满足1.9.1.1 条b的要求；

c. 换热器的真空侧按内压换热器进行气压试验，试验压力按式（1－6）确定：

$$p_T = 1.15p \text{ MPa} \quad \cdots\cdots (1-6)$$

式中：p—设计外压力，MPa。

1.9.3 压力试验时的应力校核

压力试验时，圆筒的总体薄膜应力按式（1－7）计算：

$$\sigma_T = \frac{p_T(D_i+\delta_e)}{2\delta_e\Phi} \text{ MPa} \quad \cdots\cdots (1-7)$$

式中：D_i—圆筒的内直径，mm；

p_T—试验压力，MPa；

δ_e—圆筒的有效厚度，mm；

Φ —圆筒的纵向焊缝系数。

液压试验时，圆筒的总体薄膜应力σ_T不得超过试验温度下材料屈服点的90%；气压试验时，此应力不得超过试验温度下材料屈服点的80%。

对于立式换热器，校核时还应计入液柱静压力。

1.10 致密性试验

如果图样有要求，换热器还应进行致密性试验。致密性试验包括气密性试验和煤油渗漏试验，具体要求和试验方法按GB150—89第10章10.9.6条的规定。

2 材料

2.1 选材原则

换热器材料的选用原则、钢材标准、热处理状态及许用应力值均按GB 150—89第2章“材料”的规定，也可按GB 150—89附录A “材料的补充规定”选用钢材。

换热器的设计温度低于或等于－20℃时，可按附录B“低温管壳式换热器的补充规定”选择低温用材。

2.2 管板、平盖

2.2.1 锻件

2.2.1.1 管板、平盖采用碳素钢和低合金钢锻件时，除另有要求外，一般按JB 755—85《压力容器锻件技术条件》规定的Ⅱ级选用，并在图样或相应的技术文件中注明。

www.newMaker.com

2.2.1.2 管板本身具有与筒体相对接的凸肩时，必须采用锻件。

2.2.2 钢板

2.2.2.1 管板、平盖采用钢板时，应按GB 150—89第2章2.2条的规定。

2.2.2.2 凡符合GB 3274—88《碳素结构钢和低合金结构钢热轧厚钢板的钢带》规定的16Mn钢板，在按GB 1591—79《低合金结构钢技术条件》复验化学成分和机械性能合格后，可用作换热器的管板和平盖，适用范围为：

设计压力$p \leqslant 1.6$ MPa；

设计温度为：0～350℃。

2.2.3 复合板

管板、平盖可采用堆焊复合钢板，轧制复合板或爆炸复合板。平盖亦可采用衬层结构。

用轧制复合板或爆炸复合板作管板时，应对复层与基层的结合情况逐张进行超声波检验，布管区内不开孔的部分不得有分层。

2.3 换热管

换热管可按1.1.3条选用下列标准中较高级冷拔管或普通级冷拔管：

a. GB 8163—87《输送流体用无缝钢管》；

b. GB 9948—88《石油裂化用无缝钢管》；

c. GB 2270—80《不锈钢无缝钢管》；

d. GB 6479—86《化肥用高压无缝钢管》。

2.4 螺栓、螺母

2.4.1 螺栓用钢的使用状态及许用应力按GB 150—89第2章的规定。

2.4.2 螺栓和螺母的力学性能、检验要求，应根据用途按有关标准确定或在图样上注明。

2.4.3 碳素钢螺栓一般按GB 38—76《螺栓技术条件》选用，强度级别推荐如下：

A3、AY3钢螺栓选4.6级；

35钢螺栓选5.6级。

2.4.4 螺栓和螺母的组合可按表2－1选取，螺栓的硬度一般应比螺母稍高。

表2－1

螺栓用钢	螺母用钢	钢材标准	使用温度范围℃
A3、AY3	A2、AY2、A3、AY3	GB 700	＞－20～300
35	A3、AY3	GB 700	＞－20～300
	15	GB 699	＞－20～350
40MnB、40MnVB、40Cr	35、40Mn、45	GB 699	＞－20～400
30CrMoA	30CrMoA	GB 3077	－100～500
35CrMoA	40Mn、45	GB 699	＞－20～400
	30CrMoA、35CrMoA	GB 3077	－100～500
35CrMoVA	35CrMoA、35CrMoVA	GB 3077	＞－20～500
25Cr2MoVA	30CrMoA	GB 3077	＞－20～500
	25Cr2MoVA	GB 3077	＞－20～550
1Cr5Mo	1Cr5Mo	GB 1221	＞－20～600
2Cr13	1Cr13、2Cr13	GB 1220	＞－20～450
0Cr19Ni9	25Cr2MoVA	GB 3077	＞－20～550
	0Cr19Ni9	GB 1220	－196～700
0Cr17Ni12Mo2	0Cr17Ni12Mo2	GB 1220	－196～700

www.newMaker.com

2.5 垫片

垫片材料应根据介质的压力、温度和腐蚀性等工况参考附录Ⅰ选用。

3 设计

3.1 平盖

本条只适用于螺栓连接的圆形平盖的计算。

3.1.1 符号说明

A_b——实际使用的螺栓总截面积，以螺纹小径计算或以无螺纹部分的最小直径计算，取小者，mm^2；

D——垫片压紧力作用中心圆直径（按GB 150—89第7章规定），mm；

d_n——螺栓公称直径，mm；

E——平盖材料在设计温度下的弹性模量，MPa；

K——结构特征系数。取下列两式中的较大值

操作时 $$K = 0.3 + \frac{1.78 W S_G}{p_t D_G^3}$$

预紧时 $$K = \frac{1.78 W S_G}{p_t D_G^3}$$

p_t—管程设计压力，MPa；

S_G—垫片压紧力的力臂，为螺栓中心圆直径与D_G之差的一半，mm；

W—预紧状态或操作状态时的螺栓设计载荷（按GB 150—89第7章计算），N；

Φ—焊缝系数，见1.8条；

δ_p—平盖计算厚度，mm；

$[\sigma]^t$—设计温度下材料的许用应力，MPa。

3.1.2 平盖厚度计算

3.1.2.1 管箱内无隔板时，平盖厚度按式（3－1）计算：

$$\delta_p = D_G \sqrt{\frac{K p_t}{[\sigma]^t \Phi}} \quad mm \cdots\cdots (3-1)$$

3.1.2.2 管箱内有隔板时，平盖厚度应取式（3－1）和式（3－2）计算值中的较大者。

$$\delta_p = \left[0.056\left(\frac{p_t D_G^4}{E}\right) + 684\left(\frac{S_G A_b D_G}{E\sqrt{d_n}}\right)\right]^{1/3} \quad mm \cdots\cdots (3-2)$$

当垫片系数m小于或等于3时，求得的δ_p值可减少20%。

3.2 管箱

3.2.1 管箱短节

管箱短节及其开孔应按GB 150—89的有关要求设计，管箱短节的最小厚度不得小于表3－2的规定。

3.2.2 管箱的最小内侧深度 l

a. 轴向开口的单程管箱，开口中心处的最小深度不得小于接管内直径的三分之一（见图3－1）；

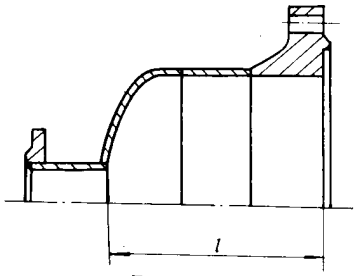


图3－1

www.newMaker.com

b. 多程管箱的内侧深度l应保证两程之间的最小流通面积不小于每程管子流通面积的1.3倍；当操作允许时也可等于每程管子的流通面积。

3.2.3. 分程隔板

a. 分程隔板的最小厚度不得小于表 3 - 1 的规定；

表 3 - 1 分程隔板的最小厚度 mm

公称直径 DN	隔板最小厚度	
	碳素钢及低合金钢	高合金钢
≤600	8	6
>600～≤1200	10	8
>1200	14	10

b. 承受脉动流体或隔板两侧压差很大时，隔板的厚度应适当增厚，或改变隔板的结构；

c. 大直径换热器隔板可设计成如图 3 - 2 所示的双层结构；

d. 必要时，分程隔板上可开设排净孔，排净孔的直径一般为 6 mm；

e. 厚度大于10mm的分程隔板，密封面处应按图 3 - 3 削边至10mm。

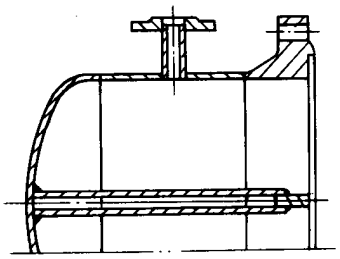


图 3 - 2

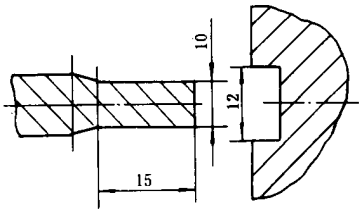


图 3 - 3

3.3 圆筒

3.3.1 圆筒公称直径

a. 卷制圆筒的公称直径以400mm为基数，以100mm为进级挡；必要时，也可采用50mm为进级挡；

b. 公称直径 DN ≤ 400mm的圆筒，可用钢管制作。

3.3.2 厚度

圆筒的厚度应按 GB150—89第 3 章计算，但圆筒的最小厚度不得小于表 3 - 2 或表 3 - 3 的规定。

表 3 - 2 碳素钢或低合金钢圆筒的最小厚度 mm

公称直径	400～700	800～1000	1100～1500	1600～2000
浮头式、U 型管式	8	10	12	14
固定管板式	6	8	10	12

注：表中数据包括厚度附加量（C_2按1mm考虑）。

www.newMaker.com

表3－3 高合金钢圆筒的最小厚度 mm

公称直径	400～700	800～1000	1100～1500	1600～2000
最小厚度	4.5	6	8	10

3.4 接管

3.4.1 接管的结构设计应符合GB150—89的有关规定。

3.4.2 接管（或接口）的一般要求

a. 接管应与壳体内表面平齐；

b. 接管应尽量沿壳体的径向或轴向设置；

c. 接管与外部管线可采用焊接连接；

d. 设计温度高于或等于300℃时，必须采用整体法兰；

e. 必要时可设置温度计接口、压力表接口及液面计接口；

f. 对于不能利用接管（或接口）进行放气和排液的换热器，应在管程和壳程的最高点设置放气口，最低点设置排液口，其最小公称直径为20mm；

g. 立式换热器可设置溢流口。

3.5 换热管

3.5.1 换热管的长度推荐采用：1.0、1.5、2.0、2.5、3.0、4.5、6.0、7.5、9.0、12.0 m

3.5.2 换热管的规格和尺寸偏差

换热管的规格和尺寸偏差按GB 8163—87《输送流体用无缝钢管》和GB 2270—80《不锈钢无缝钢管》的规定，常用规格见表3－4。

表3－4 常用换热管的规格和尺寸偏差

材料	钢管标准	外径×厚度 mm	Ⅰ级换热器 外径偏差mm	Ⅰ级换热器 壁厚偏差	Ⅱ级换热器 外径偏差mm	Ⅱ级换热器 壁厚偏差
碳钢	GB 8163—87	10×1.5	±0.15	+12% -10%	±0.20	+15% -10%
		14×2 19×2 25×2 25×2.5	±0.20		±0.40	
		32×3 38×3 45×3	±0.30		±0.45	
		57×3.5	±0.8%	±10%	±1%	+12%，-10%
不锈钢	GB 2270—80	10×1.5	±0.15	+12% -10%	±0.20	±15%
		14×2 19×2 25×2	±0.20		±0.40	
		32×2 38×2.5 45×2.5	±0.30		±0.45	
		57×2.5	±0.8%		±1%	

www.newMaker.com

3.5.3 U形管

3.5.3.1 U形弯管段弯曲半径

U形管弯管段的弯曲半径R（见图3－4）应不小于两倍的管子外径。常用换热管的最小弯曲半径R_{min}可按表3－5选取。

表3－5 弯管最小弯曲半径R_{min} mm

换热管外径	10	14	19	25	32	38	45	57
R_{min}	20	30	40	50	65	75	90	115

3.5.3.2 U形弯管段弯曲前的最小壁厚按式（3－3）计算：

$$\delta_0=\delta_1\left(1+\frac{d}{4R}\right)\quad \text{mm} \qquad (3-3)$$

式中：d——换热管外径，mm；

R——弯管段的弯曲半径，mm；

δ_0——弯曲前管子的最小壁厚，mm；

δ_1——直管段的计算壁厚，mm。

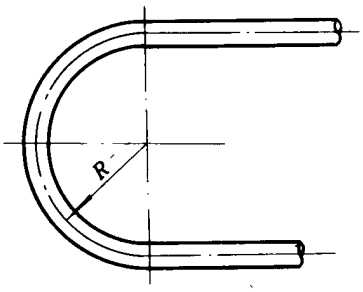


图3－4

3.5.4 换热管的拼接

换热管拼接时应符合4.3.3条的要求，如不允许拼接时，应在图样中注明。

3.5.5 螺纹管

根据传热要求，可采用螺纹换热管，典型的低翅片整体螺纹换热管参数见附录E。

3.6 管板

3.6.1 厚度

3.6.1.1 整体管板的有效厚度

有效厚度系指分程隔板槽底部的厚度减去下列二者的厚度之和：

a. 管程腐蚀裕量超出隔板槽深的部分；

b. 壳程腐蚀裕量与结构开槽深度二者中的较大值。

3.6.1.2 复合管板的有效厚度

复层与基层完全贴合的管板，复层可计入复合管板的有效厚度。

当复层材料的强度低于基层材料时，应以复层的当量厚度计入复合管板的有效厚度，复层当量厚度按式（3－4）计算：

$$\delta_c=\frac{[\sigma]_2}{[\sigma]_1}\delta\quad \text{mm} \qquad (3-4)$$

www.newMaker.com

式中：δ—复层设计厚度，mm；

δ_c—复层当量厚度，mm；

$[\sigma]_1$—设计温度下基层材料的许用应力，MPa；

$[\sigma]_2$—设计温度下复层材料的许用应力，MPa。

3.6.1.3 管板最小厚度

a. 管板与换热管采用胀接连接时，管板的最小厚度δ_{min}（不包括腐蚀裕量）见表3－6；

表3－6

	换热管外径d	10	14	19	25	32	38	45	57
δ_{min}	用于炼油工业及易燃易爆有毒介质等严格场合	20			25	32	38	45	57
	用于无害介质的一般场合	10	15		20	24	26	32	36

b. 管板与换热管焊接连接时，管板的最小厚度除满足计算要求外，还应满足结构设计和制造的要求；

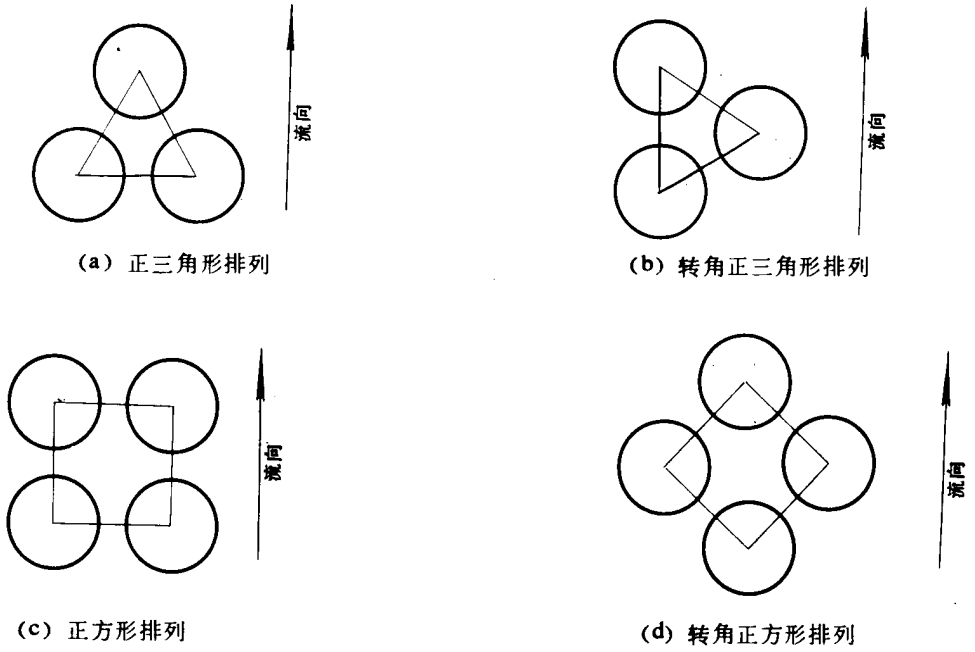
c. 管板与换热管焊接连接的复合管板，其复层的厚度一般不应小于3mm。对耐腐蚀要求较高的复层，还应保证离复层表面深度不小于2mm的复层的化学成分和金相组织符合复层材料标准的要求。

d. 采用全胀接连接的复合管板，其复层的最小厚度不应小于10mm，并应保证从复层表面深度不小于8mm的复层的化学成分和金相组织符合复层材料标准的要求。

3.6.2 布管

3.6.2.1 换热管的排列形式

换热管标准排列形式见图3－5



(a) 正三角形排列　(b) 转角正三角形排列

(c) 正方形排列　(d) 转角正方形排列

图3－5

www.newMaker.com

3.6.2.2 换热管中心距

换热管中心距一般不小于1.25倍的换热管外径。常用的换热管中心距见表 3 － 7 。

表 3 － 7

mm

换热管外径	10	14	19	25	32	38	45	57
换热管中心距 S	13～14	19	25	32	40	48	57	72
分程隔板槽两侧相邻管中心距S_n(见图 3 －6)	28	32	38	44	52	60	68	80

注：①换热器管间需要机械清洗时，相邻两管间的净空距离（$S-d$)不宜小于 6 mm，对于外径为10mm和14mm的换热管的中心距分别不得小于17mm和21mm。

②外径为25mm的换热管，当用转角正方形排列时，其分程隔板槽两侧相邻的管中心距应为32mm×32mm正方形的对角线长，即：$S_n=45.255$mm。

3.6.2.3 布管限定圆

布管限定圆按表 3 － 8 确定。

表中：

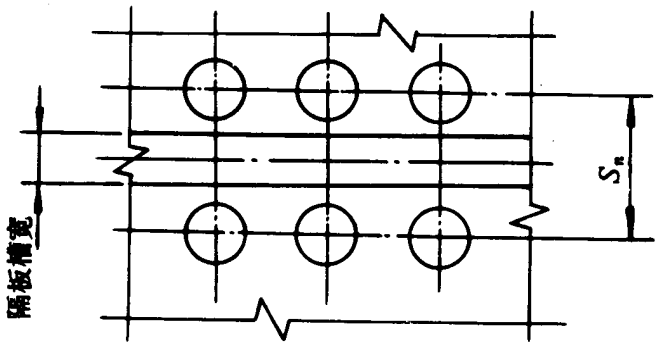


图 3 － 6

b—— 见图 3 － 7 ，其值按表 3 － 9 选取，mm；

b_1—— 见图 3 － 7 ，其值按表 3 －10选取，mm；

b_2—— 见图 3 － 7 ，$b_2=b_n+1.5$，mm；

b_3—— 固定管板换热器或U形管换热器管束最外层换热管外表面至壳体内壁的最短距离(见图 3 － 8 $b_3=0.25d$ 且不小于10mm；

b_n—— 垫片宽度，其值按表 3 －10选取，mm；

D_L——布管限定圆直径，mm；

D_i—— 圆筒内直径，mm；

d—— 换热管外径，mm。

表 3 － 8

mm

换热器型式	固定管板式、U形管式	浮 头 式
布管限定圆 D_L	D_i-2b_3	$D_i-2(b_1+b_2+b)$

www.newMaker.com

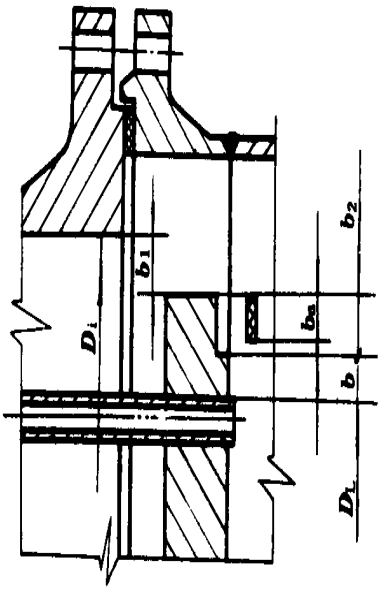


图3－7

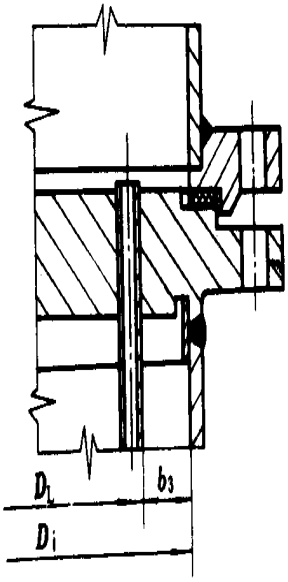


图3－8

表3－9　　mm

D_i	b
<1000	>3
1000~2000	>4

表3－10　　mm

D_i	b_n	b_1
<600	>10	3
>600	>13	5

3.6.2.4 管程分程

管程数一般有1、2、4、6、8、10、12等七种，管程的布置形式可参照图3－9，并应考虑：

a. 应尽可能使各管程的换热管数大致相等；

b. 分程隔板槽形状简单，密封面长度较短。

3.6.2.5 壳程进出口处的布管

壳程进出口处的布管，应考虑壳体内壁与管束之间的流通面积和介质进出口管处的流通面积相当．详见3.11.3条。

www.newMaker.com

程数	流动顺序	前端管箱隔板（介质进口侧）	后端结构隔板（介质返回侧）
1			
2	1 2		
4	1 2 3 4		
	1 2 4 3		
	1 2 3 4		
6	1 2 3 5 4 6		
	2 1 3 4 6 5		

程数	流动顺序	前端管箱隔板（介质进口侧）	后端结构隔板（介质返回侧）
8	1 2 3 4 7 6 5 8		
	1 2 3 4 7 6 5 8		
	3 2 4 5 7 6 8		
	1 2 4 3 5 6 8 7		
10	1 2 5 4 3 6 7 8 10 9		
12	1 2 3 6 5 4 7 8 9 12 11 10		

图 3 - 9 管程布置图

www.newMaker.com

3.6.3 管孔

3.6.3.1 Ⅰ级换热器的换热管和管孔直径允许偏差按表 3-11（a）规定。

表 3-11(a)　　mm

换热管	外　径	10	14	19	25	32	38	45	57
	允许偏差	±0.15	±0.20			±0.30			±0.45
管　板	管孔直径	10.20	14.25	19.25	25.25	32.35	38.40	45.40	57.55
	允许偏差	$^{+0.15}_{0}$				$^{+0.20}_{0}$			$^{+0.25}_{0}$

3.6.3.2 Ⅱ级换热器的换热管和管孔直径允许偏差按表 3-11(b) 规定。

表 3-11(b)　　mm

换热管	外　径	10	14	19	25	32	38	45	57
	允许偏差	±0.20	±0.40			±0.45			±0.57
管　板	管孔直径	10.30	14.40	19.40	25.40	32.50	38.50	45.50	57.70
	允许偏差	$^{+0.15}_{0}$		$^{+0.20}_{0}$		$^{+0.30}_{0}$		$^{+0.40}_{0}$	

3.6.4 拉杆孔

3.6.4.1 拉杆与管板焊接连接的拉杆孔结构见图 3-10(a)。

$$d_1 = d + 1 \quad \text{mm}$$

$$l_1 = d_1 \quad \text{mm}$$

式中：d ——拉杆直径，mm；

d_1 ——拉杆孔直径，mm；

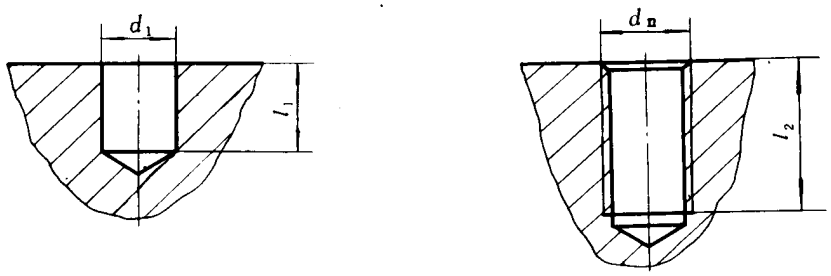
l_1 ——拉杆孔深度，mm。

3.6.4.2 拉杆与管板螺纹连接的拉杆螺纹结构见图 3-10(b)。

$$l_2 = 1.5d_n \quad \text{mm}$$

式中：l_2 ——螺孔深度，mm；

d_n ——拉杆螺孔公称直径，mm。



(a) 焊接连接的拉杆孔　　(b) 螺纹连接拉杆孔

图 3-10

3.6.5 管板密封面

3.6.5.1 管板与法兰连接的结构尺寸及制造、检验要求等按JB 1157～1164-82《压力容器法兰》的规定。

www.newMaker.com

3.6.5.2 分程隔板槽

a. 槽深一般不小于 4 mm；

b. 分程隔板槽的宽度为：碳钢12mm，

不锈钢11mm；

c. 分程隔板槽拐角处的倒角为45°，倒角宽度b为分程垫片的圆角半径R加 1 ～ 2 mm。

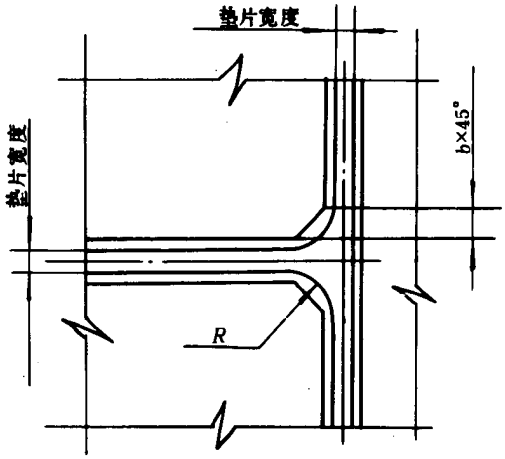


图 3-11

3.7 管板计算

本计算方法适用于固定管板式、浮头式、填料函式和U形管式换热器的管板及其相关元件（如换热管、壳体等）的强度校核或设计计算。但不适用于结构特殊（如与法兰搭焊连接的固定管板及圆环形管板等）以及布管或载荷条件反常的管板（如具有非同一管径换热管或非轴对称布管及部分布管的管板）。

管板厚度应不小于下列三者之和：

a. 管板的计算厚度或3.6.1.3条规定的最小厚度，取大者；

b. 壳程腐蚀裕量或结构开槽深度，取大者；

c. 管程腐蚀裕量或分程隔板槽深度，取大者。

3.7.1 U形管式换热器管板

本条适用于管板通过垫片与壳体法兰及管箱法兰连接的U形管式换热器。

3.7.1.1 符号说明

a —— 一根换热管管壁金属的横截面积，mm^2

$$a=\pi\delta_t(d-\delta_t)$$

D_G ——垫片压紧力作用中心圆直径，按GB 150—89第 7 章，mm；

d ——换热管外径，mm；

l ——换热管与管板胀接长度或焊脚高度，按3.8.2.3或3.8.3.2条的规定，mm；

p_d ——管板设计压力，MPa；

p_s ——壳程设计压力，MPa；

p_t ——管程设计压力，MPa；

q ——换热管与管板连接的拉脱力，MPa；

$[q]$ ——许用拉脱力，按3.7.5条选取，MPa；

δ ——管板计算厚度，mm；

δ_t ——换热管管壁厚度，mm；

www.newMaker.com

μ ——管板强度削弱系数，一般取$\mu = 0.4$；

σ_t ——换热管轴向应力，MPa；

$[\sigma]_r^t$ ——设计温度下，管板材料的许用应力，MPa；

$[\sigma]_t^t$ ——设计温度下，换热管材料的许用应力，MPa。

3.7.1.2 计算步骤

a. 确定管板设计压力

若能保证p_s与p_t在任何情况下都同时作用或p_s与p_t之一为负压时，则

$$p_d = |p_s - p_t|$$

否则取下列两值中的较大者：

$$p_d = |p_s| \text{或} p_d = |p_t|$$

b. 管板计算厚度

$$\delta = 0.454 D_G \sqrt{\frac{p_d}{\mu [\sigma]_r^t}}$$

c. 换热管轴向应力

$$\sigma_t = -(p_s - p_t)\frac{\pi d^2}{4a} - p_t$$

一般情况下，应按下列三种工况分别计算换热管轴向应力：

只有壳程设计压力p_s，管程设计压力$p_t = 0$；

只有管程设计压力p_t，壳程设计压力$p_s = 0$；

壳程设计压力p_s和管程设计压力p_t同时作用。

计算结果应满足$|\sigma_t| \leqslant [\sigma]_t^t$

d. 换热管与管板连接拉脱力

$$q = \left|\frac{\sigma_t a}{\pi d l}\right|$$

计算结果应满足$q \leqslant [q]$

3.7.1.3 应力计算公式

见表 3-13《应力计算公式汇总表》。

3.7.2 浮头式与填函式换热器管板

本计算适用于不带法兰的管板。对于延长部分兼作法兰的管板应另行考虑。

3.7.2.1 符号说明

A_d ——隔板槽面积，mm^2；

A_1 ——管板开孔后的面积，mm^2；

$$A_1 = A_t - n \cdot \frac{\pi d^2}{4}$$

A_t ——管板布管区面积，mm^2；

对于单管程换热器：

三角形排列 $A_t = 0.866nS^2$

正方形排列 $A_t = nS^2$

对于多管程换热器，A_t应取上式计算值与A_d之和。

a——一根换热管管壁金属的横截面积，mm^2

C——系数，按$\tilde{K}_t^{1/3}/\tilde{P}_a^{1/2}$和$1/\rho_t$查图 3-12；

D_G——固定端管板垫片压紧力作用中心圆直径，按 GB 150—89第 7 章，mm；

www.newMaker.com

D_t ——管板布管区当量直径，mm；

$$D_t=\sqrt{\frac{4A_t}{\pi}}$$

d ——换热管外径，mm；

E_p ——设计温度时，管板材料的弹性模量，MPa；

E_t ——设计温度时，换热管材料的弹性模量，MPa；

G_{wc}——系数，按$\tilde{K}_t^{1/3}/\tilde{P}_a^{1/2}$ 和 $1/\rho_t$查图 3-13；

K_t ——管束模数，MPa；

$$K_t=\frac{E_t na}{LD_t}$$

$\tilde{K}_t$ ——管束无量纲刚度；

$$\tilde{K}_t=\frac{K_t}{\eta E_p}$$

L ——换热管有效长度（两管板内侧间距），mm；

l ——换热管与管板胀接长度或焊脚高度，按3.8.2.3条或3.8.3.2条规定，mm；

n ——换热管根数；

$\tilde{P}_a$——无量纲压力

$$\tilde{P}_a=\frac{p_d}{1.5\mu[\sigma]_r^t}$$

P_c ——当量压力组合，MPa；

p_d ——管板设计压力，MPa；

p_s ——壳程设计压力，MPa；

p_t ——管程设计压力，MPa；

q ——换热管与管板连接拉脱力，MPa；

$[q]$——许用拉脱力，按3.7.5条选取，MPa；

S ——换热管中心距，mm；

β ——系数，

$$\beta=\frac{na}{A_t}$$

δ ——管板计算厚度，mm；

δ_t ——换热管管壁厚度，mm；

η ——管板刚度削弱系数，一般可取μ值；

μ ——管板强度削弱系数，一般可取$\mu=0.4$；

ρ_t ——系数

$$\rho_t=\frac{D_t}{D_G}$$

σ_t ——换热管轴向应力，MPa；

$[\sigma]_{cr}$——换热管稳定许用压应力，按3.7.4条确定，MPa；

$[\sigma]_r^t$——设计温度时，管板材料的许用应力，MPa；

$[\sigma]_t^t$——设计温度时，换热管材料的许用应力，MPa。

3.7.2.2 计算步骤

www.newMaker.com

a. 计算A_t，D_t，D_G，ρ_t，na，A_1，β，K_t，$\tilde{K}_t$，$[\sigma]_{cr}$；

b. 确定管板设计压力

对于浮头式换热器，若能保证p_s与p_t在任何情况下都同时作用或p_s与p_t之一为负压时，则

$$p_d = |p_s - p_t|$$

否则取下列两值中的较大者：

$$p_d = |p_s| \text{或} p_d = |p_t|$$

对于填函式换热器

$$p_d = |p_t|$$

c. 计算$\tilde{p}_s$，并按$\tilde{K}_t^{1/3}/\tilde{p}_s^{1/2}$和$1/\rho_t$查图3-12得到$C$，查图3-13得到$G_{we}$；

d. 管板计算厚度

$$\delta = CD_t\sqrt{\tilde{p}_s}$$

e. 换热管的轴向应力

一般情况下，应按下列三种工况分别计算换热管轴向应力：

只有壳程设计压力p_s，管程设计压力$p_t = 0$；

只有管程设计压力p_t，壳程设计压力$p_s = 0$；

壳程设计压力p_s和管程设计压力p_t同时作用。

浮头式换热器：

$$\sigma_t = \frac{1}{\beta}\left[P_c - (p_s - p_t)\frac{A_t}{A_1}G_{we}\right]$$

填函式换热器：

$$\sigma_t = \frac{1}{\beta}\left(P_c + p_t\frac{A_t}{A_1}G_{we}\right)$$

式中：$P_c = p_s - p_t(1+\beta)$

计算结果应满足：

当$\sigma_t > 0$时 $\sigma_t < [\sigma]_t^t$

当$\sigma_t < 0$时 $|\sigma_t| < [\sigma]_{cr}$

f. 换热管与管板连接拉脱力

$$q = \left|\frac{\sigma_t a}{\pi dl}\right|$$

计算结果应满足$q < [q]$

3.7.2.3 浮头式、填函式换热器管板计算表见表3-14。

3.7.3 固定管板式换热器管板

本计算适用于不带法兰的管板，或其延长部分兼作法兰的管板，且管板周边不布管区较窄（$k<1.0$）的情况。

对于结构特殊，如管板周边不布管区较宽（$k>1.0$）的情况，以及壳体和管箱内直径差较大的换热器需予以特殊考虑。

3.7.3.1 符号说明

A ——壳程圆筒内直径横截面积，mm²；

$$A = \frac{\pi D_i^2}{4}$$

A_d ——隔板槽面积，mm²；

A_1 ——管板开孔后的面积，mm²；

www.newMaker.com

$$A_1 = A - n\frac{\pi d^2}{4}$$

A_s ——圆筒壳壁金属横截面积，mm²；

$$A_s = \pi\delta_s(D_i + \delta_s)$$

A_t ——管板布管区面积，mm²

对于单管程换热器

三角形排列 $A_t = 0.866nS^2$

正方形排列 $A_t = nS^2$

对于多管程换热器，A_t应取上式计算值与A_d之和。

a——一根换热管管壁金属横截面积，mm²；

b_f ——壳体法兰或管箱法兰的宽度，mm；

$$b_f = \frac{1}{2}(D_f - D_i)$$

C' ——系数，按δ_s/D_i和δ_f'/D_i查图 3-14；

C'' ——系数，按δ_h/D_i和δ_f''/D_i查图 3-14；

D_f ——壳体法兰和管箱法兰外直径，mm；

D_i ——壳程圆筒和管箱圆筒内直径，mm；

D_t ——管板布管区的当量直径，mm；

$$D_t = \sqrt{\frac{4A_t}{\pi}}$$

d——换热管外径，mm；

E_f'——壳体法兰材料弹性模量，MPa；

E_f''——管箱法兰材料弹性模量，MPa；

E_h——管箱圆筒材料弹性模量，当管箱法兰采用长颈对焊法兰时，取管箱法兰的材料弹性模量；当管箱法兰采用乙型平焊法兰时，取法兰短节材料的弹性模量，MPa；

E_p——管板材料弹性模量，MPa；

E_s——壳程圆筒材料弹性模量，MPa；

E_t——换热管材料弹性模量，MPa；

G_1——系数，当$m > 0$时，取G_{1e}与G_{1i}两者中的较大值；当$m < 0$时，取G_{1i}值；

G_{1e}——系数，仅用于$m > 0$时，

$$G_{1e} = 3\mu m/K$$

G_{1i}——系数，当$m > 0$时，按K和m查图 3-20（a）实线；

当$m < 0$时，按K和m查图 3-20（b）；

G_2——系数，按K和$\tilde{K}_f$查图 3-18；

G_3——系数，按K和Q查图 3-19；

K——管子加强系数，

$$K = \left[1.318\frac{D_i}{\delta}\sqrt{\frac{E_t na}{E_p \eta L\delta}}\right]^{1/2}$$

K_{ex}——波形膨胀节刚度，按附录A，U形膨胀节中的K或K_n，N/mm；

K_f'——壳体法兰与圆筒的旋转刚度参数，MPa；

$$K_f' = \frac{1}{12}\left[\frac{2E_f'b_f}{D_i + b_f}\left(\frac{2\delta_f'}{D_i}\right)^3 + \omega' E_s\right]$$

www.newMaker.com

对于不带法兰的管板，取消公式方括弧中的第一项；

K_f'' ——管箱圆筒与法兰的旋转刚度参数，MPa；

$$K_f''=\frac{1}{12}\left[\frac{2E_f''b_f}{D_i+b_f}\left(\frac{2\delta_f''}{D_i}\right)^3+\omega''E_h\right]$$

对于不带法兰的管板，取消公式方括弧中的第一项；

K_f——旋转刚度参数，MPa；

对于不带法兰的管板：$K_f=K_f'+K_f''$

对于其延长部分兼作法兰的管板：$K_f=K_f'$

$\widetilde{K}_f$——旋转刚度无量纲参数；

$$\widetilde{K}_f=\frac{\pi K_f}{4K_t}$$

K_t——管束模数，MPa；

$$K_t=\frac{E_t na}{LD_i}$$

k ——管板周边不布管区无量纲宽度；

$$k=K\ (1-\rho_t)$$

L——换热管有效长度（两管板内侧间距），mm；

l ——换热管与管板胀接长度或焊脚高度，按3.8.2.3条或3.8.3.2条规定，mm；

$\widetilde{M}$——管板边缘力矩系数：

对于不带法兰的管板；$\widetilde{M}=\widetilde{M}_b$；

对于其延长部分兼作法兰的管板，$\widetilde{M}$即是法兰力矩系数：

壳程压力作用工况：$\widetilde{M}=\widetilde{M}_m+(\Delta\widetilde{M})M_1$

管程压力作用工况：$\widetilde{M}=\widetilde{M}_p$

M_1——系数；

$$M_1=\frac{m_1}{2K(Q+G_2)}$$

$\widetilde{M}_b$——边界效应压力组合系数；

$$\widetilde{M}_b=\frac{P_b}{\lambda P_a}$$

M_m——基本法兰力矩，N－mm；

$M_m=A_m\cdot S_G\ [\sigma]_b$

式中A_m，S_G，$[\sigma]_b$按GB 150—89第7章规定；

$\widetilde{M}_m$——基本法兰力矩系数；

$$\widetilde{M}_m=\frac{4M_m}{\lambda\pi D_i^3P_a}$$

M_p——管程压力操作工况下的法兰力矩，按GB 150—89第7章确定，取压力 $p=p_t$，N－mm；

$\widetilde{M}_p$——管程压力操作工况下法兰力矩系数；

$$\widetilde{M}_p=\frac{4M_p}{\lambda\pi D_i^3P_a}$$

$\Delta\widetilde{M}$——管板边缘力矩变化系数；

www.newMaker.com

$$\Delta\tilde{M}=\frac{1}{\xi+\frac{K_f'}{K_f''}}$$

$\Delta\tilde{M}_f$ —法兰力矩变化系数；

$$\Delta\tilde{M}_f=\frac{K_f'}{K_f''}\Delta\tilde{M}$$

$\tilde{M}_{ws}$ ——壳体法兰力矩系数；

在壳程压力作用工况：

$\tilde{M}_{ws}=\xi\tilde{M}_m-(\Delta\tilde{M}_f)M_1$

在管程压力作用工况：

$\tilde{M}_{ws}=\xi\tilde{M}_p-M_1$

m ——管板总弯矩系数；

$$m=\frac{m_1+\upsilon m_2}{1+\upsilon}$$

m_1 ——管板第一弯矩系数，按K和$\tilde{K}_f$查图3-16；

m_2——管板第二弯矩系数，按K和Q查图3-17（a）或（b）；

n ——换热管根数；

P_a ——有效压力组合，MPa；

$P_a=\Sigma_s p_s-\Sigma_t p_t+\beta\gamma E_t$

P_b——边界效应压力组合，MPa；

对于不带法兰的管板：

$P_b=C'(p_s-0.15p_t)-0.85C''p_t$

对于其延长部分兼作法兰的管板：

$P_b=0$

P_c ——当量压力组合，MPa；

$P_c=p_s-p_t(1+\beta)$

p_s ——壳程设计压力，MPa；

p_t ——管程设计压力，MPa；

Q ——壳体不带波形膨胀节时，换热管束与圆筒刚度比；

$$Q=\frac{E_t na}{E_s A_s}$$

Q_{ex}——壳体带有波形膨胀节时，换热管束与圆筒刚度比；

$$Q_{ex}=E_t na\frac{E_s A_s+K_{ex}L}{E_s A_s K_{ex}L}$$

q ——换热管与管板连接拉脱力，MPa；

$[q]$ ——许用拉脱力，按3.7.5条选取，MPa；

S ——换热管中心距，mm；

t_0 ——制造环境温度，℃；

t_s ——沿长度平均的壳程圆筒金属温度，℃；

t_t ——沿长度平均的换热管金属温度，℃；

υ ——管板边缘剪力系数；

$\upsilon=\psi\tilde{M}$

www.newMaker.com

Y ——系数，见GB 150—89第7章，按$K=D_f/D_i$查取；

α_s ——壳程圆筒材料线膨胀系数，（℃）$^{-1}$；

α_t ——换热管材料线膨胀系数，（℃）$^{-1}$；

β ——系数；

$$\beta=\frac{na}{A_1}$$

γ ——换热管与壳程圆筒的热膨胀变形差；

$$\gamma=\alpha_t(t_t-t_0)-\alpha_s(t_s-t_0)$$

δ ——管板计算厚度，mm；

δ_f' ——壳体法兰厚度，mm；

δ_f'' ——管箱法兰厚度，mm；

δ_h ——管箱圆筒厚度，当管箱法兰采用长颈对焊法兰时，取颈部大小端厚度平均值；当管箱法兰采用乙型平焊法兰时，取法兰短节厚度，mm；

δ_s ——壳程圆筒厚度，mm；

δ_t ——换热管壁厚，mm；

η ——管板刚度削弱系数，一般可取μ值；

λ ——系数；

$$\lambda=\frac{A_1}{A}$$

μ ——管板强度削弱系数，一般可取$\mu=0.4$；

ξ ——法兰力矩折减系数；

$$\xi=\frac{\tilde{K}_f}{\tilde{K}_f+G_3}$$

ρ_t ——管板布管区的当量直径与壳程圆筒内径之比；

$$\rho_t=\frac{D_t}{D_i}$$

Σ_s ——系数；

$$\Sigma_s=0.4+\frac{0.6}{\lambda}(1+Q)$$

Σ_t ——系数；

$$\Sigma_t=0.4(1+\beta)+\frac{1}{\lambda}(0.6+Q)$$

σ_c ——壳程圆筒轴向应力，MPa；

σ_f' ——壳体法兰应力，MPa；

σ_r ——管板径向应力，MPa；

σ_r' ——管板布管区周边处的径向应力，MPa；

$\tilde{\sigma}_r$ ——管板径向应力系数；

$$\tilde{\sigma}_r=\frac{1}{4}\cdot\frac{(1+\nu)G_1}{Q+G_2}$$

$\tilde{\sigma}_r'$ ——管板布管区周边处径向应力系数；

www.newMaker.com

$$\tilde{\sigma}'_r = \frac{3m(1+\upsilon)}{4K(Q+G_2)}$$

σ_t ——换热管轴向应力（位于管束周边处换热管轴向应力），MPa；

$[\sigma]^t_c$ ——在设计温度时，壳程圆筒材料的许用应力，MPa；

$[\sigma]_{cr}$ ——换热管稳定许用压应力，按3.7.4条确定，MPa；

$[\sigma]^t_f$ ——壳体法兰许用应力，MPa；

$[\sigma]^t_r$ ——在设计温度时，管板材料的许用应力，MPa；

$[\sigma]^t_t$ ——在设计温度时，换热管材料的许用应力，MPa；

ψ ——系数；

$$\psi = \frac{m_1}{K\tilde{K}_f}$$

τ_p ——管板布管区周边剪切应力，MPa；

$\tilde{\tau}_p$ ——管板布管区周边剪切应力系数；

$$\tilde{\tau}_p = \frac{1}{4}\cdot\frac{1+\upsilon}{Q+G_2}$$

Φ ——壳程圆筒的装配环向焊缝系数。

ω' ——系数，按δ_s/D_i和δ'_f/D_i查图3-15；

ω'' ——系数，按δ_h/D_i和δ''_f/D_i查图3-15。

3.7.3.2 设计条件的危险组合

如果不能保证壳程压力p_s和管程压力p_t在任何情况下都能同时作用时，则不允许以壳程压力和管程压力的压力差进行管板设计。如p_s和p_t之一为负压时，则应考虑压差的危险组合。

在进行管板设计时，应根据设计条件考虑下列各种情况组合：

3.7.3.2.1 不带法兰的管板

a. 只有壳程设计压力p_s，而管程设计压力$p_t=0$，不计膨胀变形差；

b. 只有壳程设计压力p_s，而管程设计压力$p_t=0$，同时计入膨胀变形差；

c. 只有管程设计压力p_t，而壳程设计压力$p_s=0$，不计入膨胀变形差；

d. 只有管程设计压力p_t，而壳程设计压力$p_s=0$，同时计入膨胀变形差。

以上四种组合情况，均取$\tilde{M}=\tilde{M}_b$

3.7.3.2.2 其延长部分兼作法兰的管板

a. 只有壳程设计压力p_s，而管程设计压力$p_t=0$，不计入膨胀变形差，管板边缘力矩系数

$$\tilde{M}=\tilde{M}_m+(\Delta\tilde{M})M_1$$

b. 只有壳程设计压力p_s，而管程设计压力$p_t=0$，同时计入膨胀变形差，管板边缘力矩系数

$$\tilde{M}=\tilde{M}_m+(\Delta\tilde{M})M_1$$

c. 只有管程设计压力p_t，而壳程设计压力$p_s=0$，不计入膨胀变形差，管板边缘力矩系数

$$\tilde{M}=\tilde{M}_p$$

d. 只有管程设计压力p_t，而壳程设计压力$p_s=0$，同时计入膨胀变形差，管板边缘力矩系数

$$\tilde{M}=\tilde{M}_p$$

3.7.3.3 计算步骤

a. 确定壳程圆筒，管箱圆筒，管箱法兰，换热管等元件结构尺寸及管板布管方式；

b. 计算A、A_s、na、K_t、$[\sigma]_{cr}$、A_1、A_t、D_t、λ、Q（或Q_{ex}，见表3-13说明）、β、Σ_s、Σ_t、ρ_t；

c. 对于其延长部分兼作法兰的管板，计算M_m和M_p；

d. 假定管板计算厚度δ，当管板延长部分兼作法兰时，还需按结构要求确定壳体法兰厚度δ'_f，

www.newMaker.com

计算K、k和$\tilde{K}_f$；

e. 由图3-16，按K和$\tilde{K}_f$查m_1，计算ψ值；由图3-18按K和$\tilde{K}_f$查G_2值；

f. 对于其延长部分兼作法兰的管板，计算M_1；由图3-19按K和Q查G_3，计算ξ、$\Delta\tilde{M}$、$\Delta\tilde{M}_f$；

g. 由图3-17（a）按K和Q查m_2；或由图3-17（b）按K和Q查m_2/Q，计算m_2

$$m_2 = \left(\frac{m_2}{Q}\right)\cdot Q$$

h. 按壳程设计压力p_s，管程设计压力p_t，膨胀变形差γ，法兰力矩（管板延长部分兼作法兰时）的危险组合（见3.7.3.2条），分别对每种组合工况进行h至k各步骤的计算与校核。

计算P_c，P_s以及$\tilde{M}_m$，$\tilde{M}_p$（管板延长部分兼作法兰时）或P_b，$\tilde{M}_b$（管板不带法兰时）；

i. 计算$\tilde{M}$、v，$\grave{m}$；

j. 确定G_1值：

当$m>0$时，计算G_{1e}（即图3-20（a）中的虚线），并由图3-20（a）实线按K和m查G_{1i}，取G_1为G_{1e}与G_{1i}两者中较大值；

当$m<0$时，由图3-20（b）按K和m查G_{1i}，取G_1为G_{1i}。

k. 按表3-15（延长部分兼作法兰的管板）或表3-16（不带法兰的管板）中相应公式计算应力σ_r，σ'_r，τ_p，σ_c，σ_t，q；并区别不计膨胀变形差（$\gamma=0$）和计入膨胀变形差（$\gamma\neq0$）两种情况，应同时满足：

不计膨胀变形差：	计入膨胀变形差：
$\sigma_r<1.5\ [\sigma]^t_r$	$\sigma_r<3\ [\sigma]^t_r$
$\lvert\sigma'_r\rvert<1.5\ [\sigma]^t_r$	$\lvert\sigma'_r\rvert<3\ [\sigma]^t_r$
$\lvert\tau_p\rvert<0.5\ [\sigma]^t_r$	$\lvert\tau_p\rvert<1.5\ [\sigma]^t_r$
$\lvert\sigma_c\rvert<[\sigma]^t_c$	$\lvert\sigma_c\rvert<3\ [\sigma]^t_c$
$\lvert\sigma_t\rvert<[\sigma]^t_t$	$\lvert\sigma_t\rvert<3\ [\sigma]^t_t$
$\lvert\sigma_t\rvert<[\sigma]_{cr}$，当$\sigma_t<0$时	$\lvert\sigma_t\rvert<[\sigma]_{cr}$，当$\sigma_t<0$时，
$q<[q]$	$q<[q]$，胀接时
	或$q<3\ [q]$，焊接时

对于管板的延长部分，作为法兰还应按表3-15计算σ'_f，并满足：

$\lvert\sigma'_f\rvert<1.5\ [\sigma]^t_f$，不计膨胀变形差；

$\lvert\sigma'_f\rvert<3\ [\sigma]^t_f$，计入膨胀变形差。

管板与壳体法兰的厚度差应满足结构要求。

l. 若上述k中的条件不能满足时，应重新假设管板厚度或壳体法兰厚度，也可以调整其他元件结构尺寸，直至满足上述条件为止；

对于其延长部分兼作法兰的管板，法兰和管板应分别进行设计，且法兰厚度可以和管板厚度不同。

m. 由管板计算厚度确定管板厚度（见3.7条）；

n. 如壳程圆筒带有波形膨胀节，则上述计算步骤中，除Σ_s式中的Q值不变外，其他出现的Q均应换用Q_{ex}值计算。

3.7.3.4 应力计算公式及管板计算表

见3.7.6条表3-13，表3-15和表3-16.

3.7.4 换热管稳定许用压应力

本条适用于浮头式、填函式和固定管板式换热器的换热管受压失稳的校核。

3.7.4.1 符号说明

C_r——系数；

www.newMaker.com

$$C_r = \pi \sqrt{\frac{2E_t}{\sigma_s^t}}$$

d ——换热管外径，mm；

E_t——设计温度时，换热管材料的弹性模量，MPa；

i ——换热管的回转半径，mm；

$$i = 0.25\sqrt{d^2 + (d - 2\delta_t)^2}$$

l_{cr} ——换热管受压失稳当量长度，按图3-21确定，mm；

δ_t ——换热管壁厚，mm；

σ_s^t ——设计温度时，换热管材料的屈服点，MPa；

$[\sigma]_{cr}$ ——换热管稳定许用压应力，MPa。

3.7.4.2 计算公式

当$C_r < l_{cr}/i$时，$[\sigma]_{cr} = \frac{E_t}{2} \cdot \frac{\pi^2}{(l_{cr}/i)^2}$

当$C_r > l_{cr}/i$时，$[\sigma]_{cr} = \frac{\sigma_s^t}{2}\left[1 - \frac{l_{cr}/i}{2C_r}\right]$

$[\sigma]_{cr}$ 取用值不应大于设计温度时的换热管材料许用应力 $[\sigma]_t^t$。

3.7.5 换热管与管板连接许用拉脱力

表 3-12 MPa

换热管与管板连接结构型式		$[q]$
胀　　接	管端不卷边，管孔不开槽	2
	管端卷边或管孔开槽	4
焊　　接		$0.5[\sigma]_t^t$

3.7.6 计算用表

表3-13 应力计算公式汇总表

表3-14 浮头式、填函式换热器管板计算表

表3-15 延长部分兼作法兰的固定式管板计算表

表3-16 不带法兰的固定式管板计算表。

www.newMaker.com

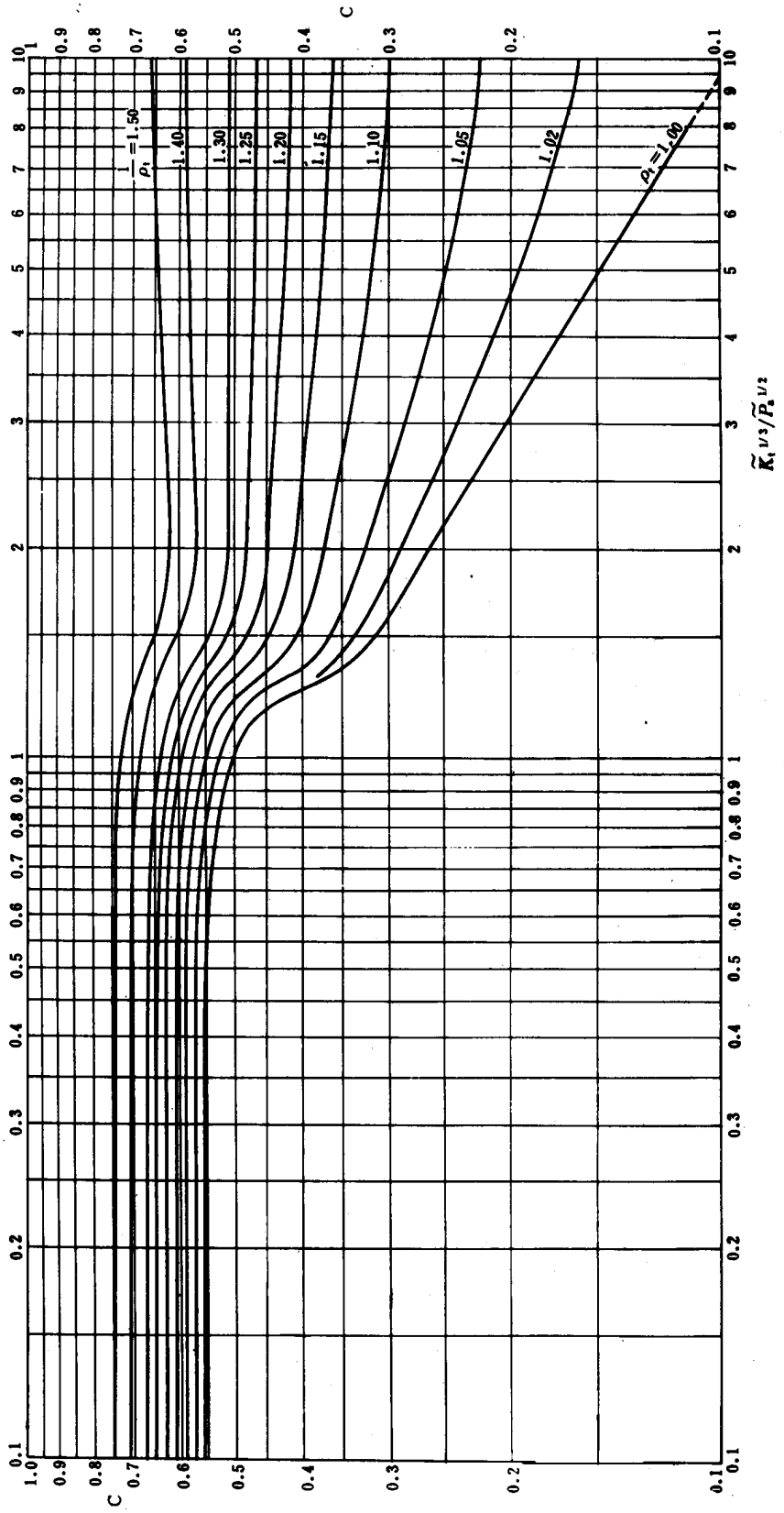


图 3-12 (a)

www.newMaker.com

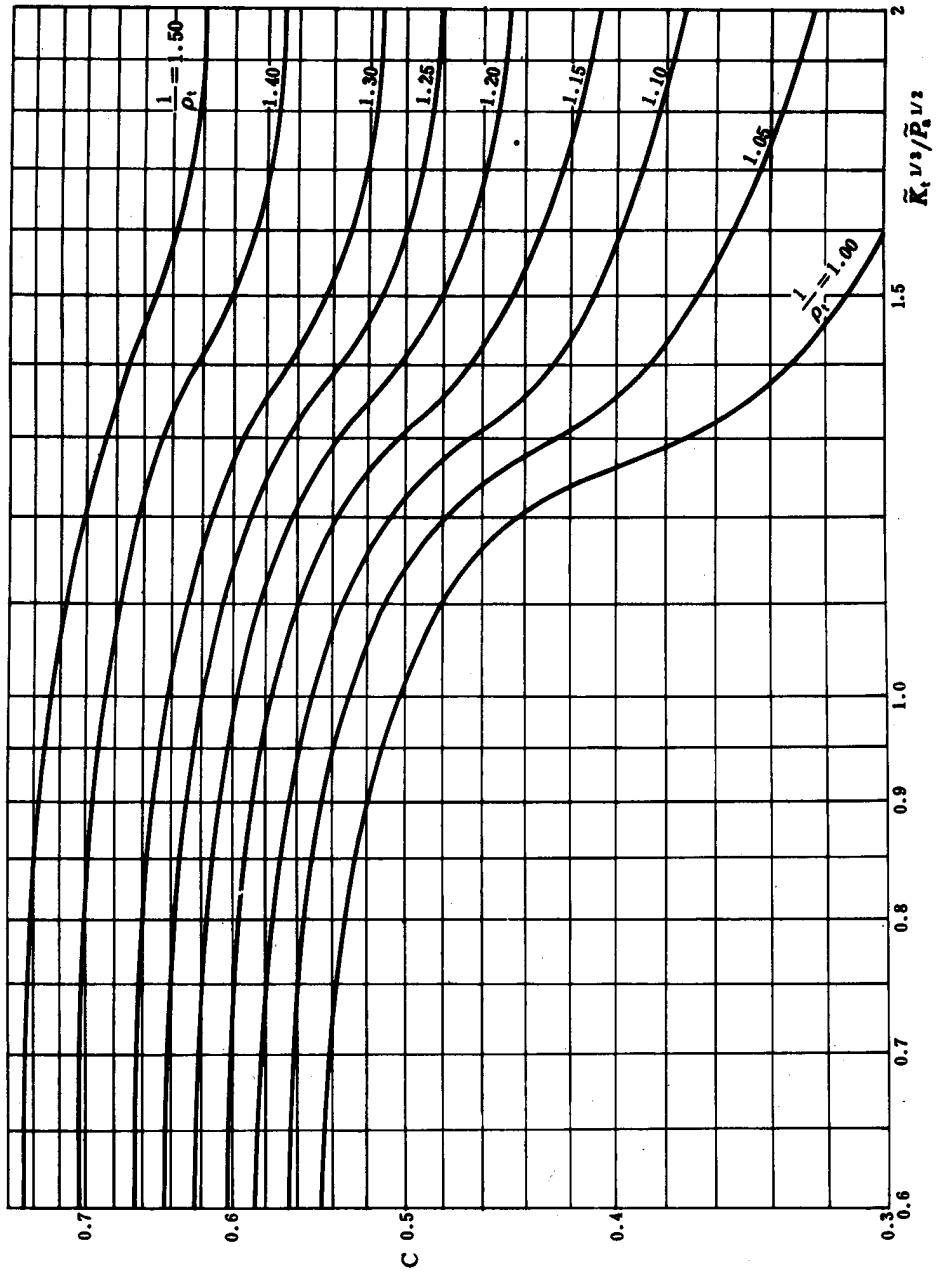


图 3-12 (b)

www.newMaker.com

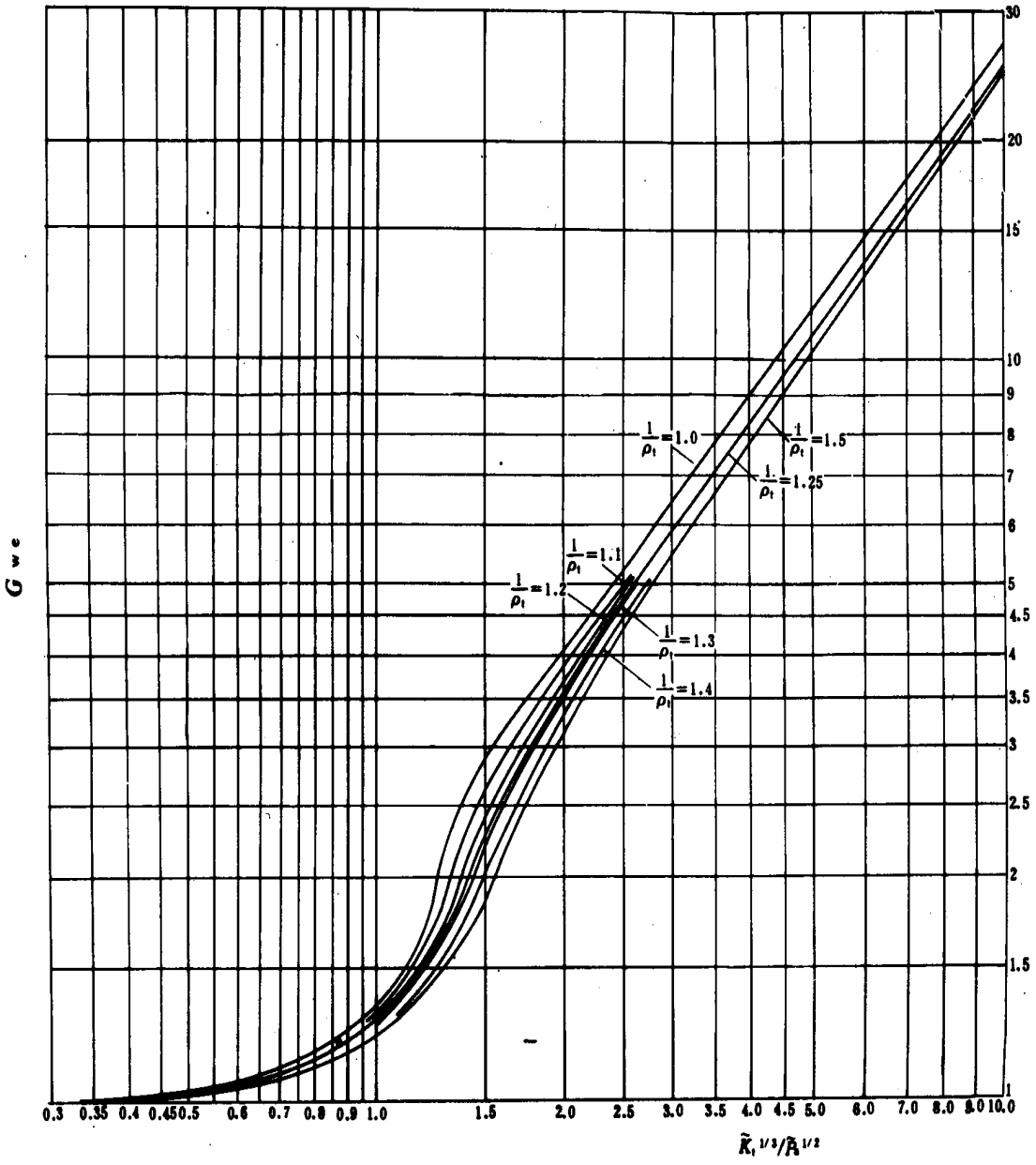


图 3-13 (a)

www.newMaker.com

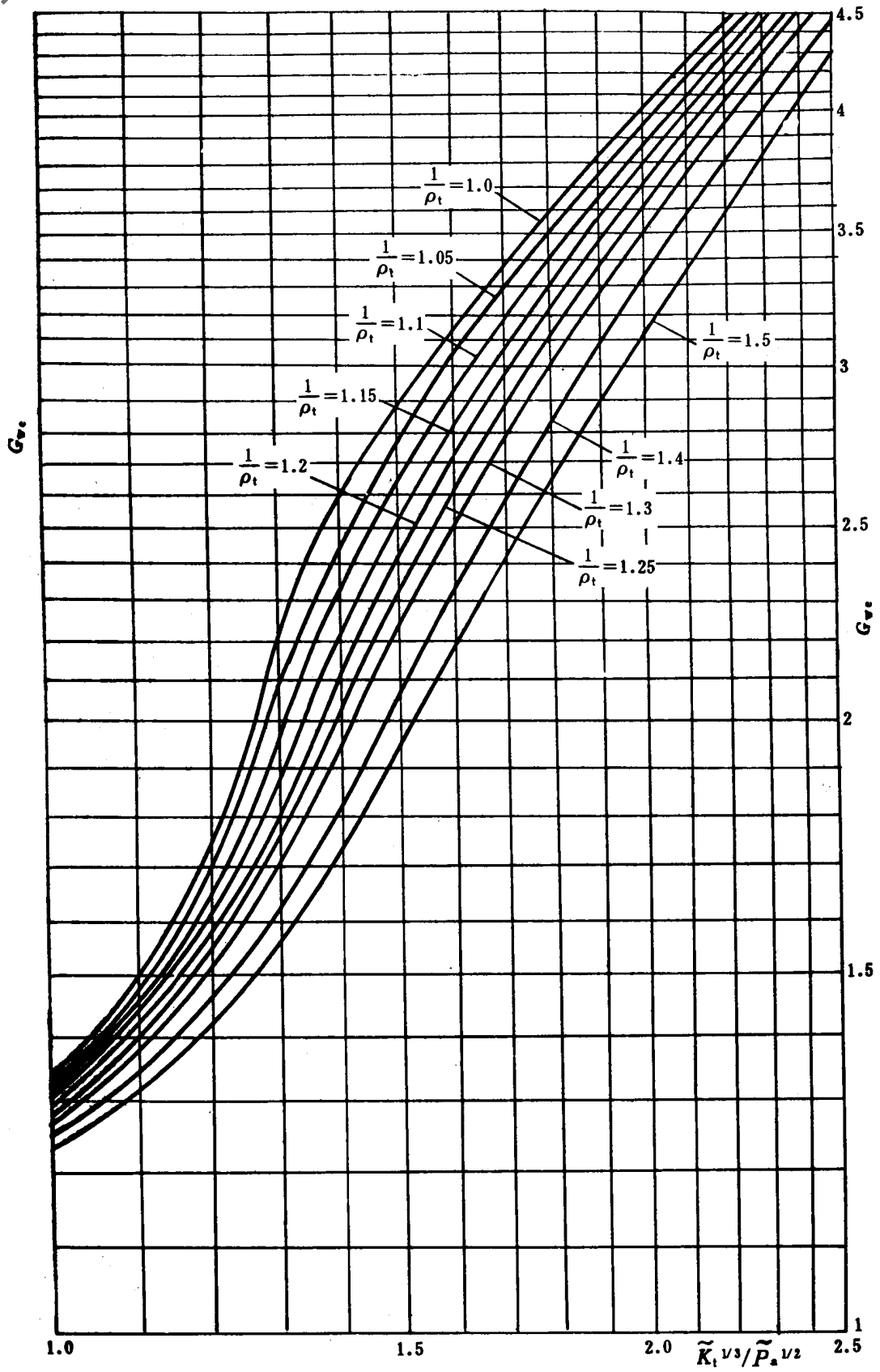


图 3-13 (b)

www.newMaker.com

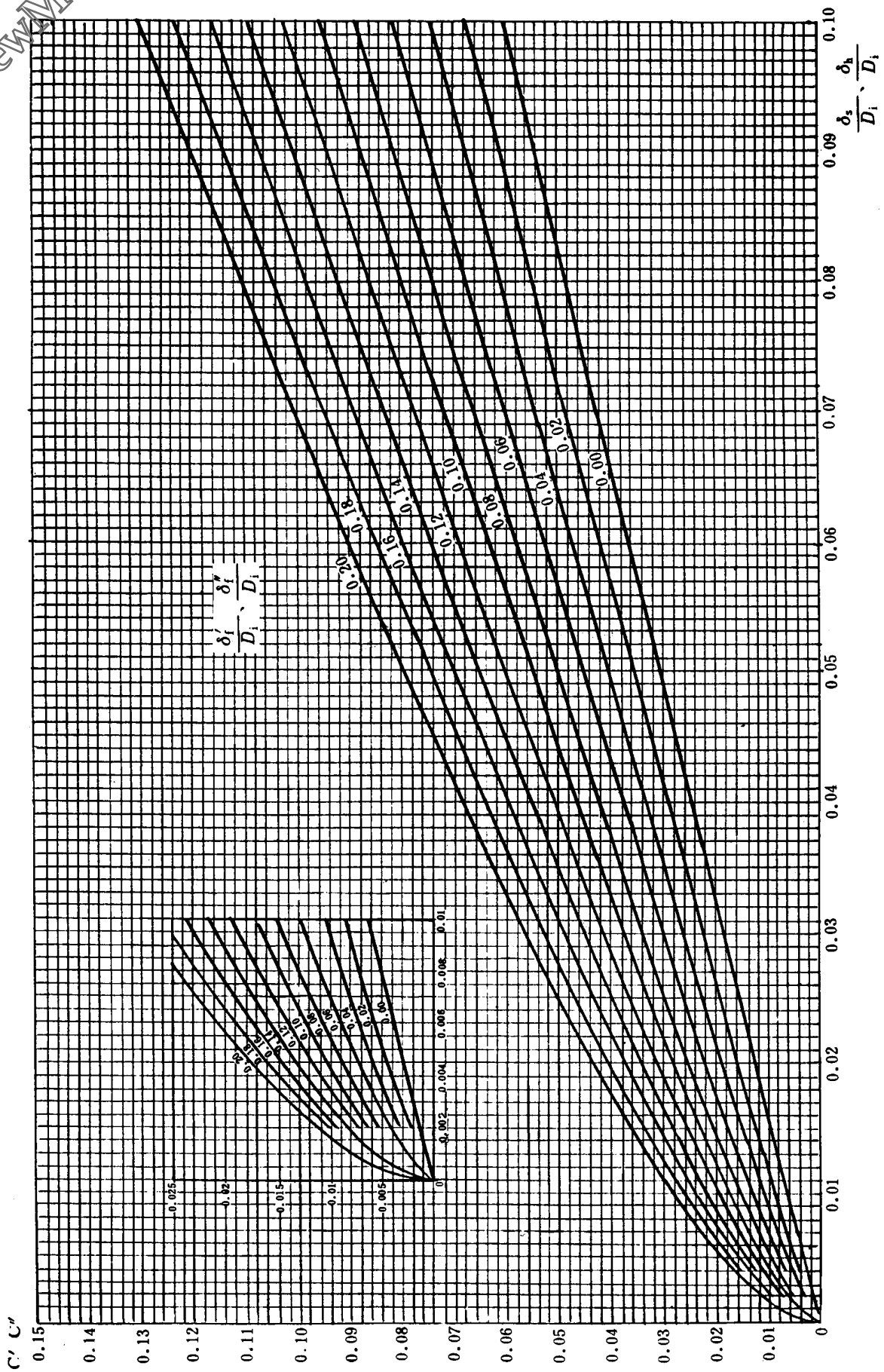


图 3-14

www.newMaker.com

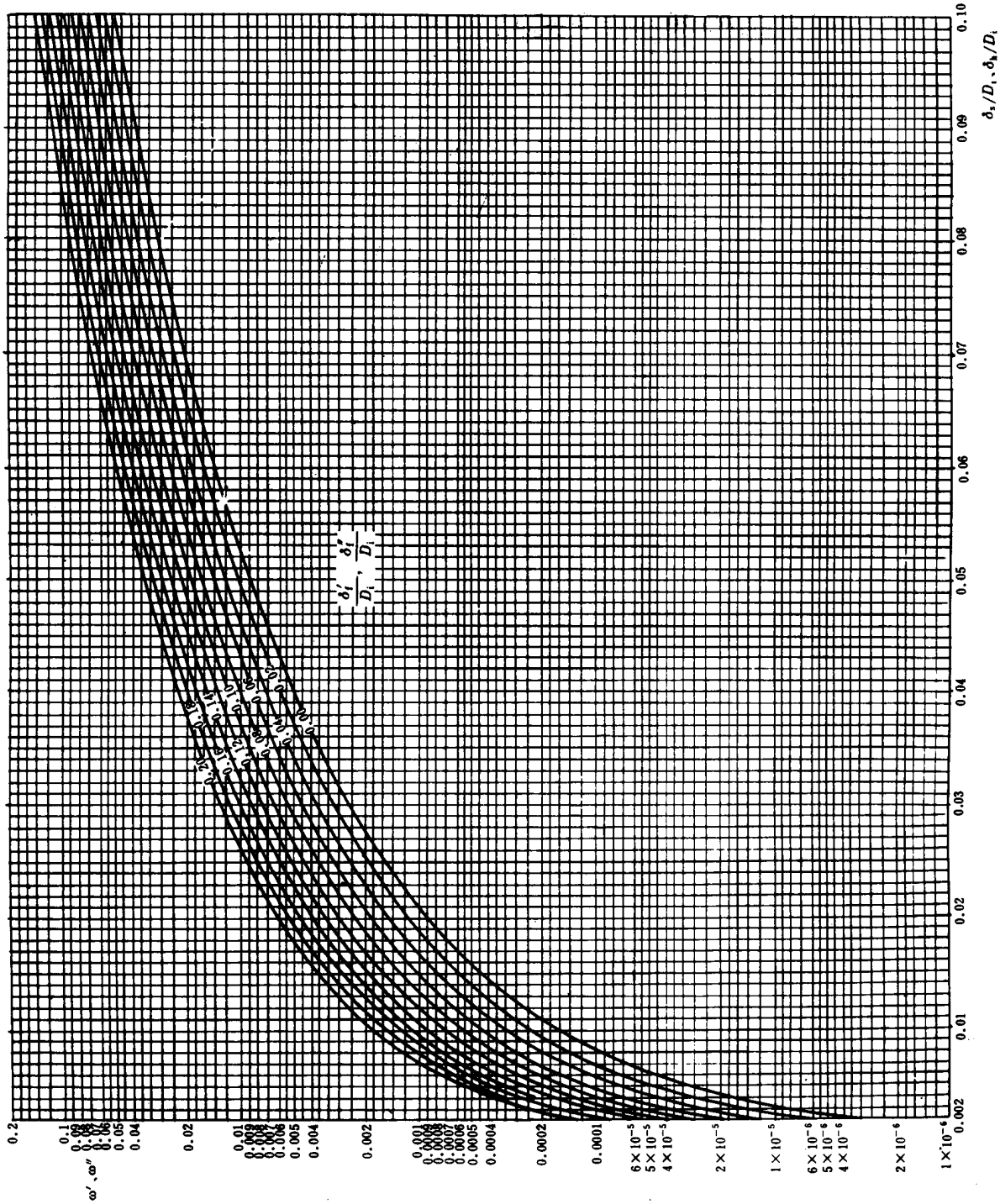


图 3-15

www.newMaker.com

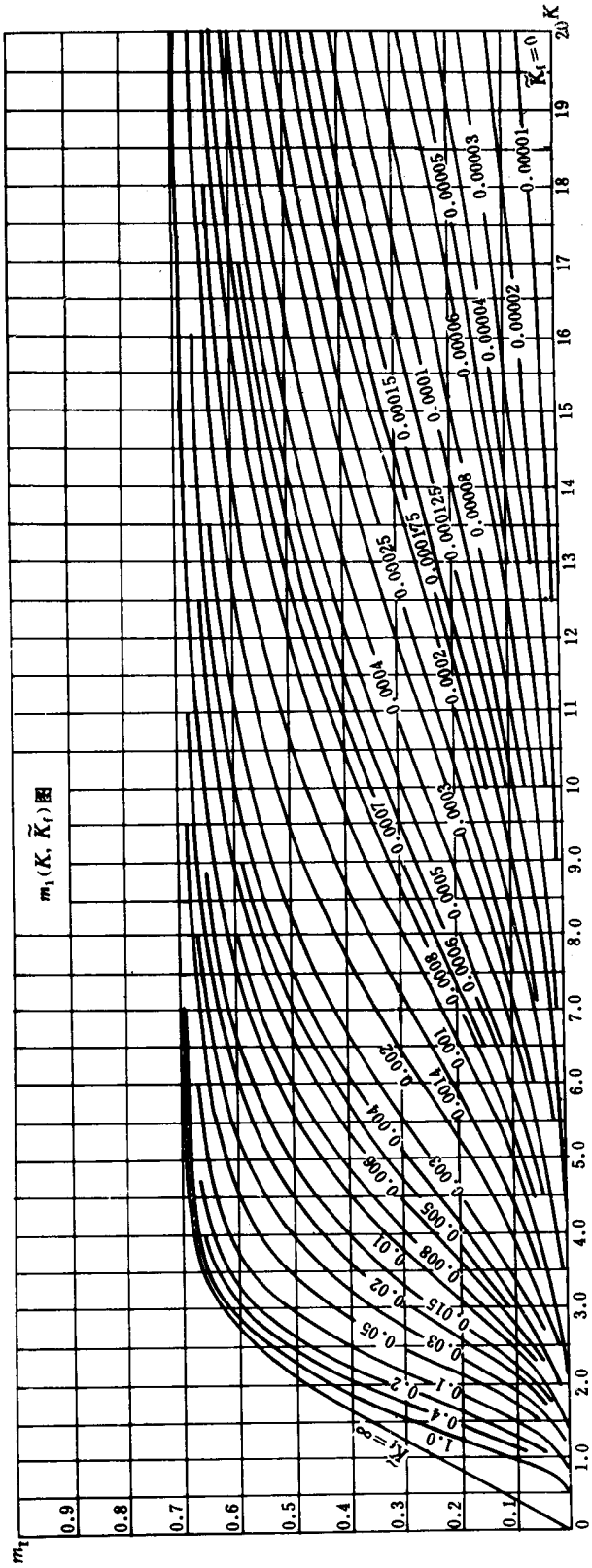


图 3-16

www.newMaker.com

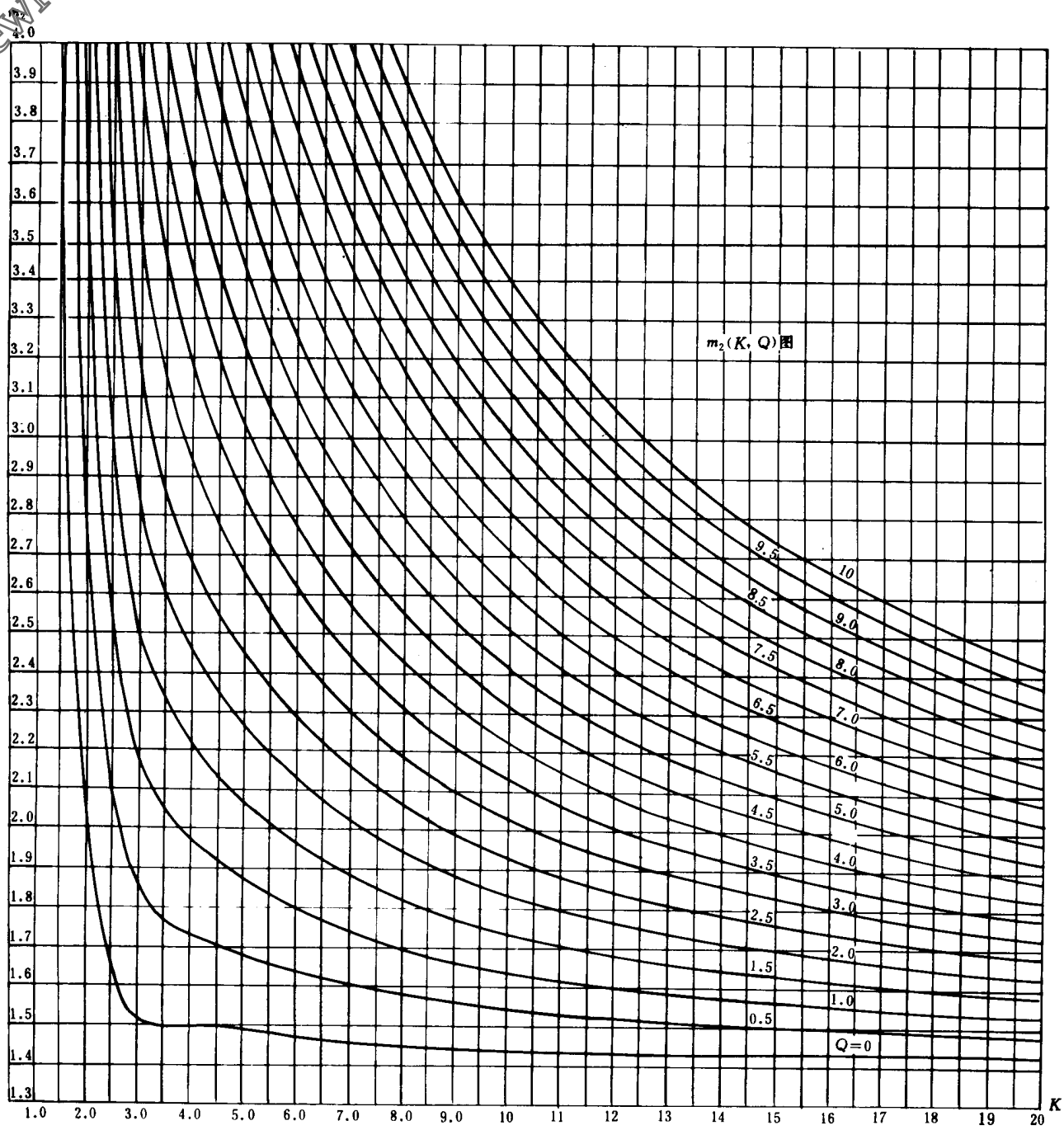
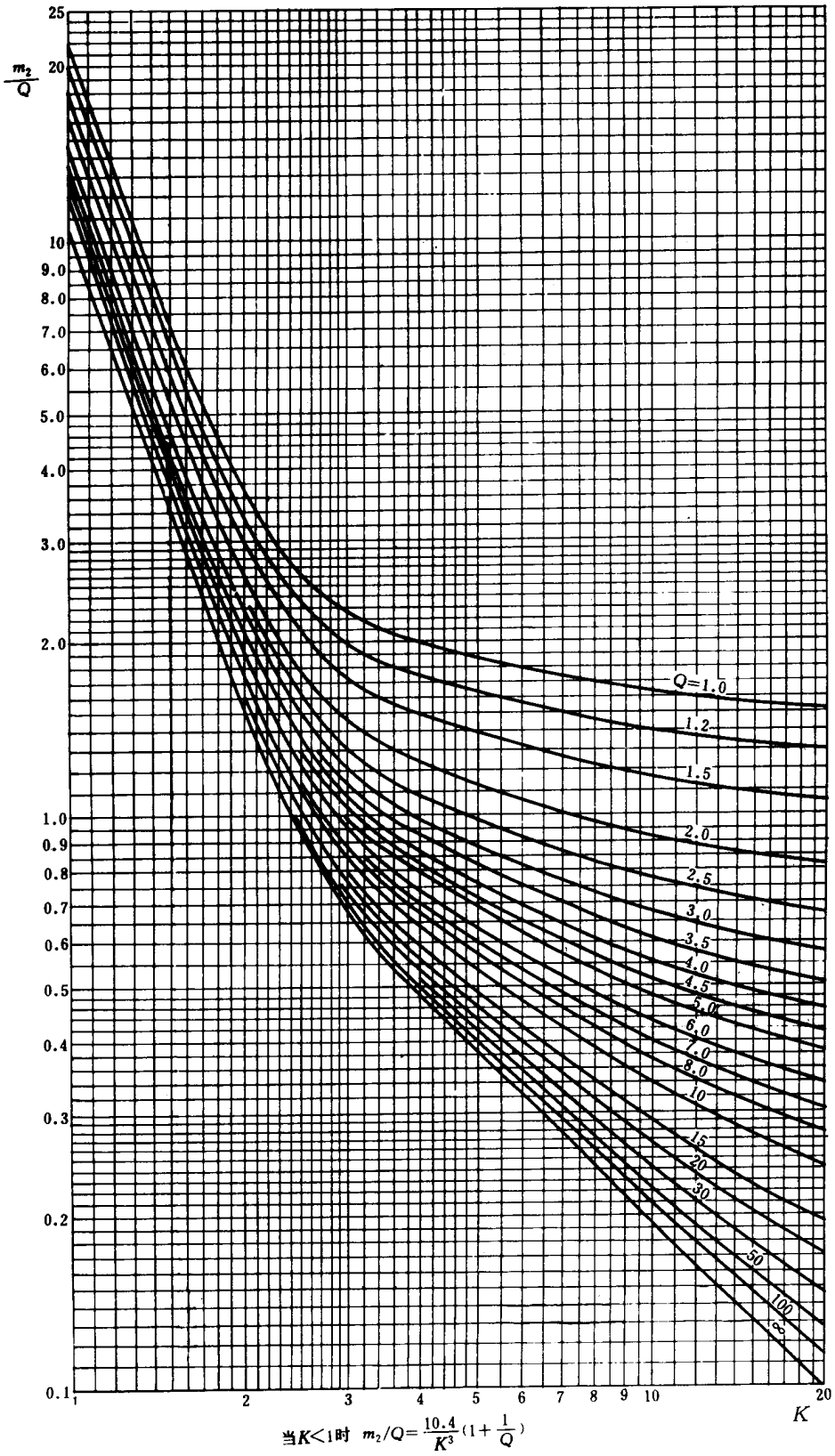


图 3－17（a）

www.newMaker.com



当$K<1$时 $m_2/Q=\frac{10.4}{K^3}(1+\frac{1}{Q})$

图 3－17（b）

www.newMaker.com

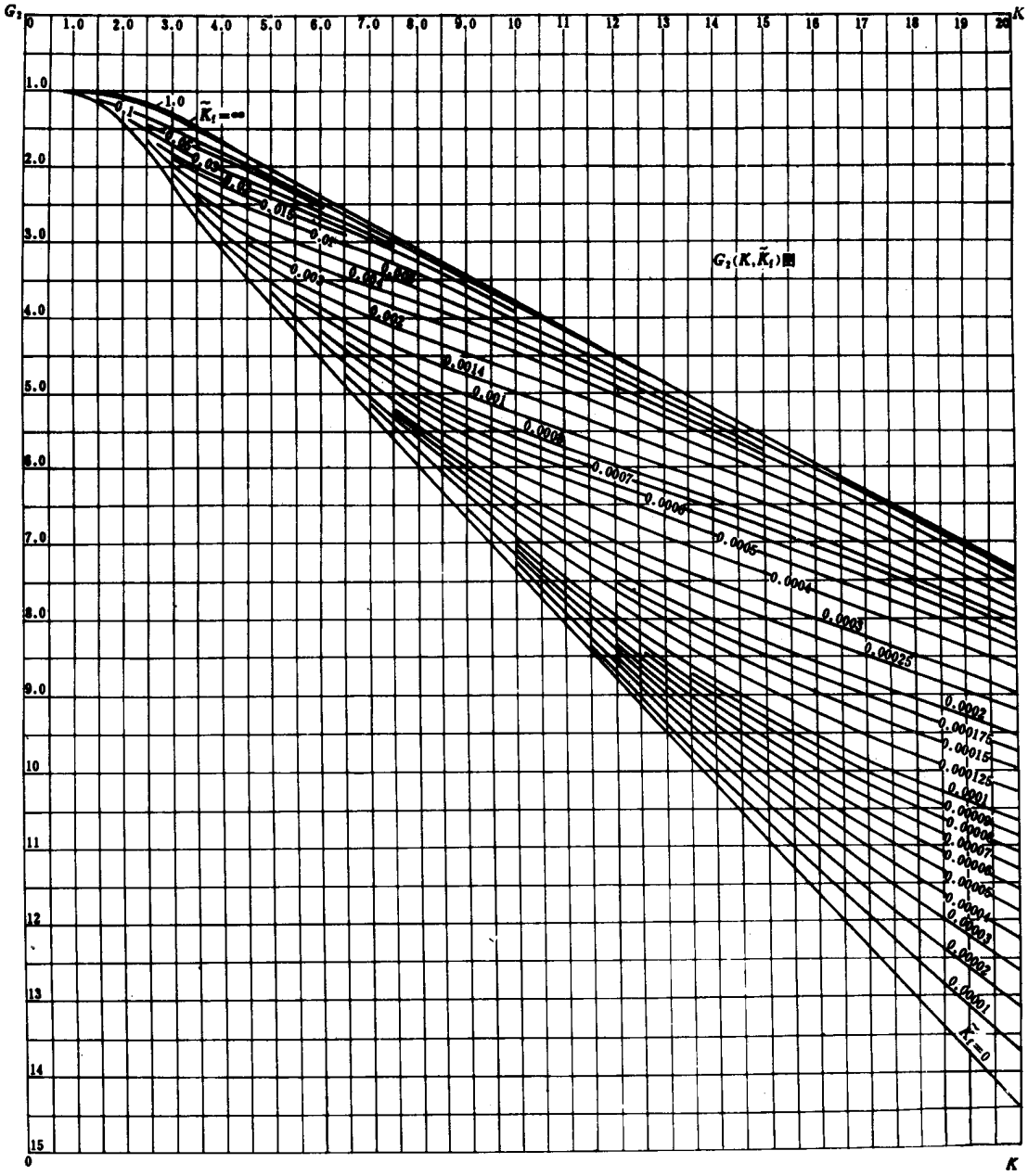
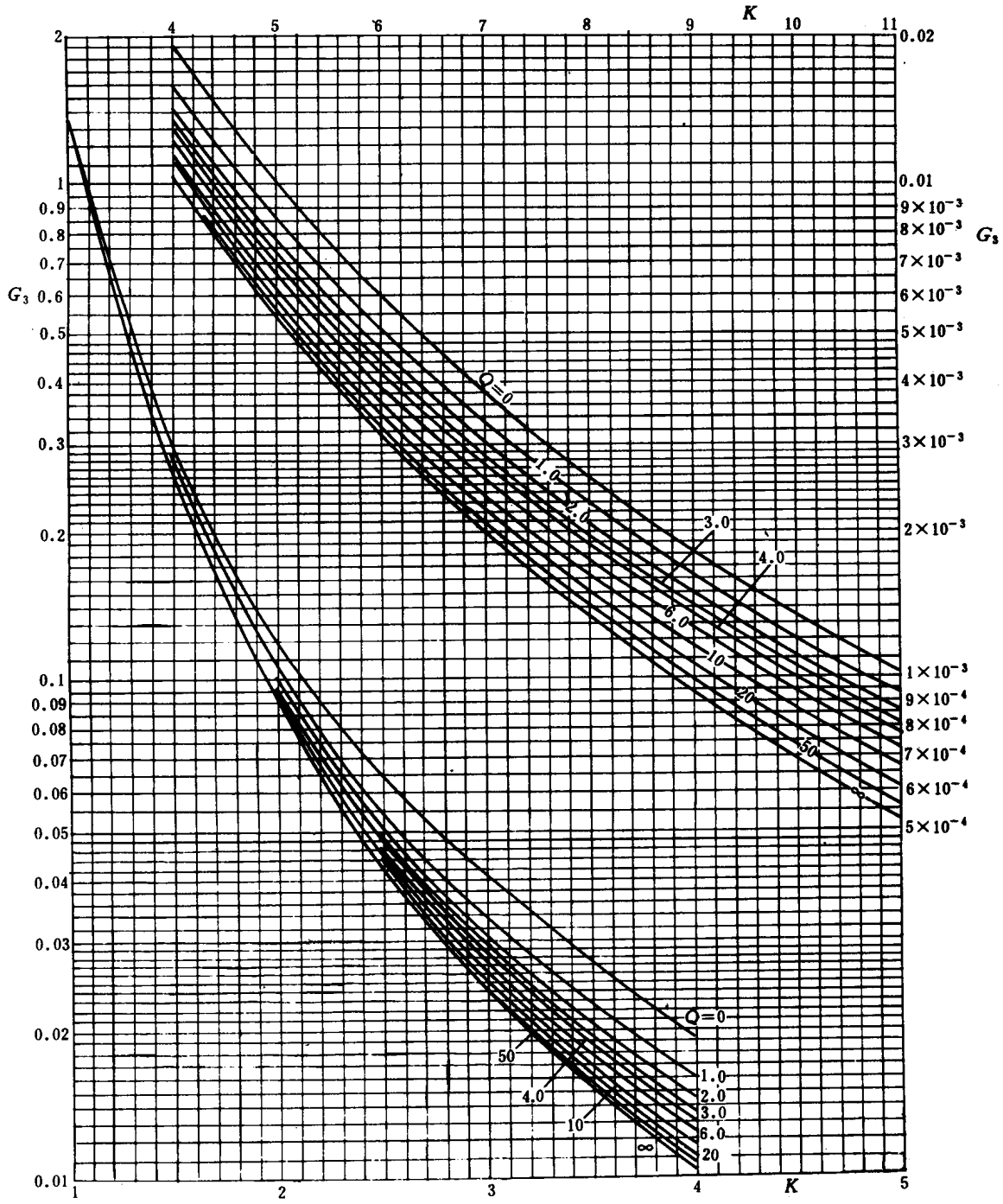


图 3－18

www.newMaker.com



当$K<1$时，$G_3=1.3/K^4$

图 3－19（a）

www.newMaker.com

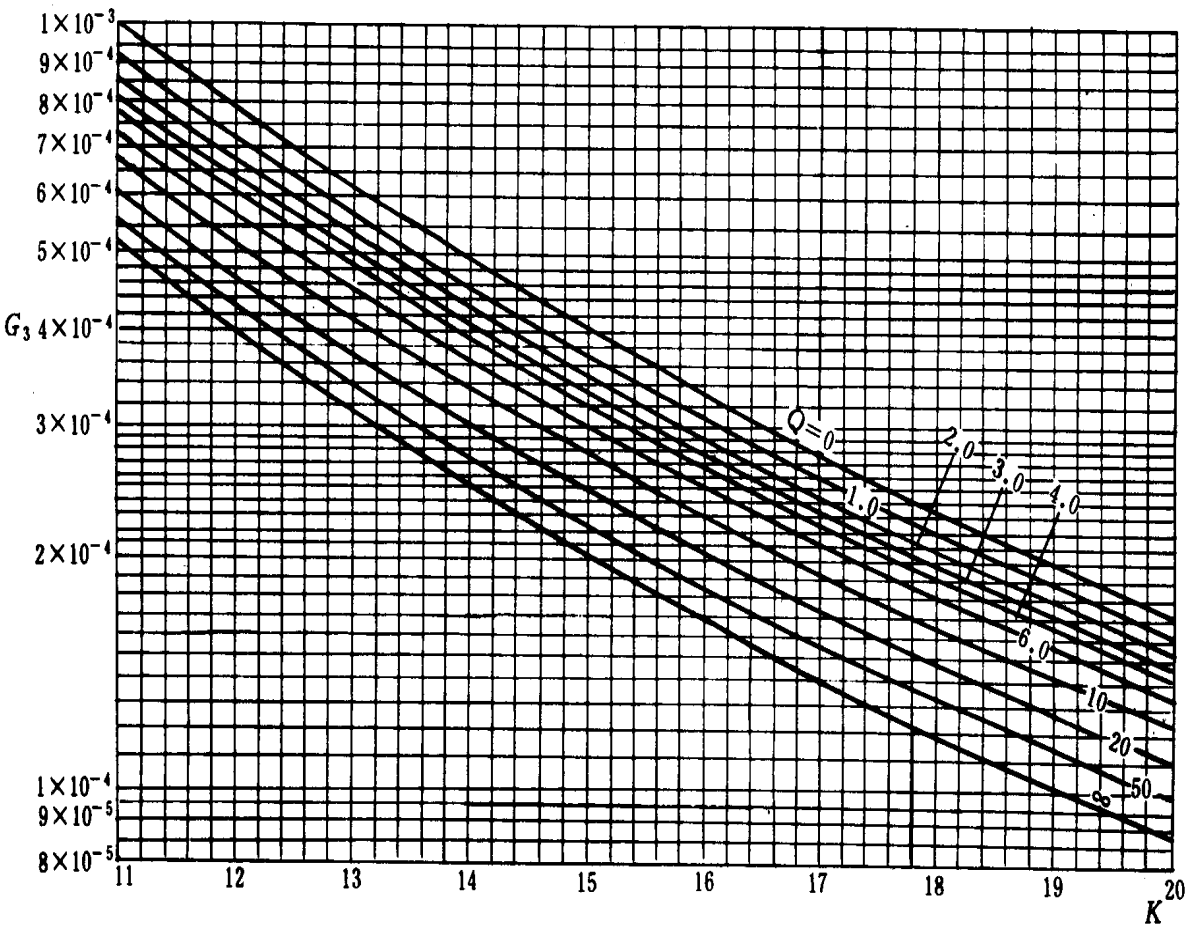


图 3-19 (b)

www.newMaker.com

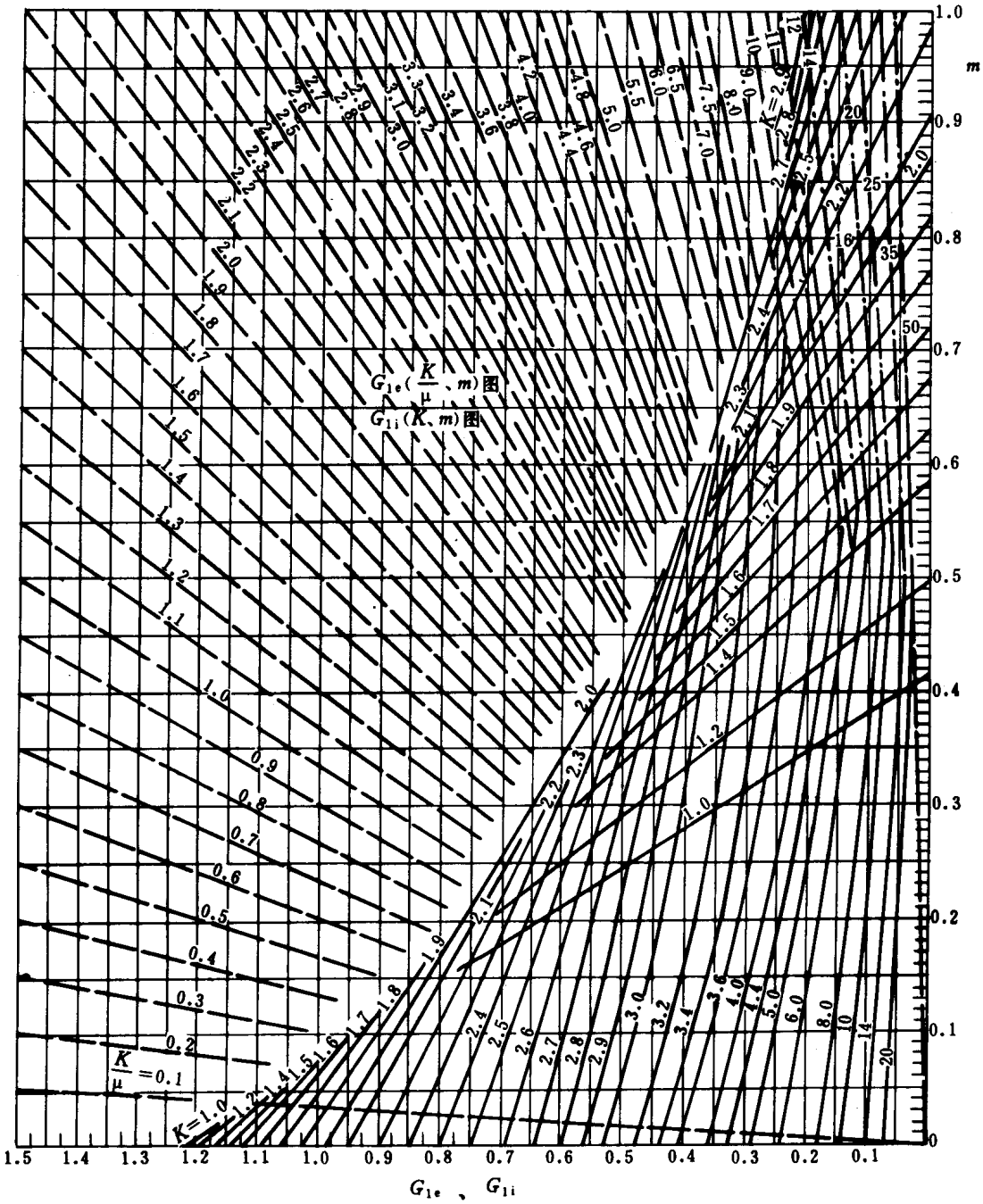
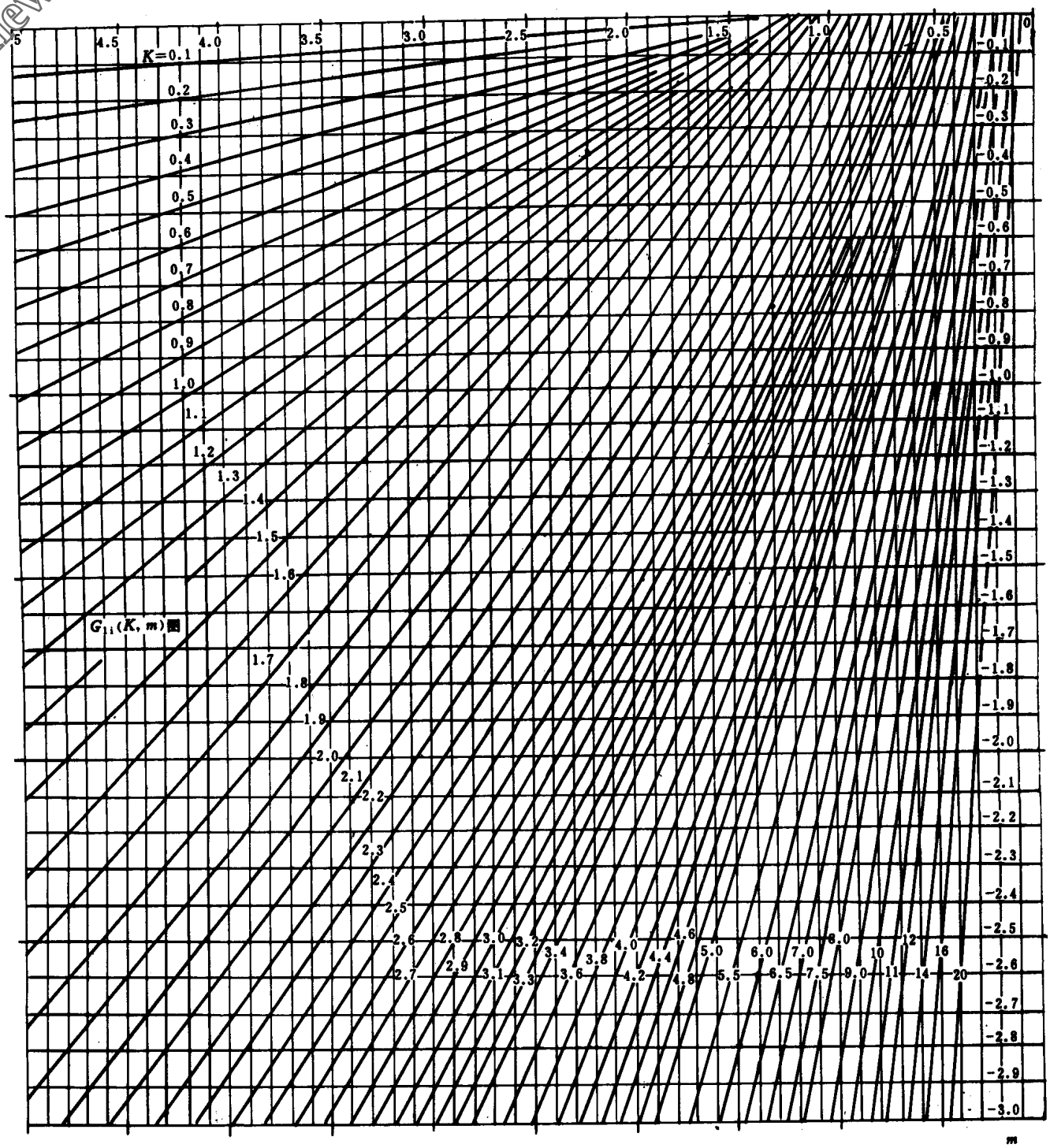


图 3－20（a）

www.newMaker.com



超出图之范围时，可按下列公式计算G_{11}值

当$K<1.3$时，　$G_{11}=\frac{3m}{K}+1.24$

当$K>1.3$时，　$G_{11}=\frac{3m}{K}+\frac{2.1}{K^2}$

图 3－20（b）

www.newMaker.com

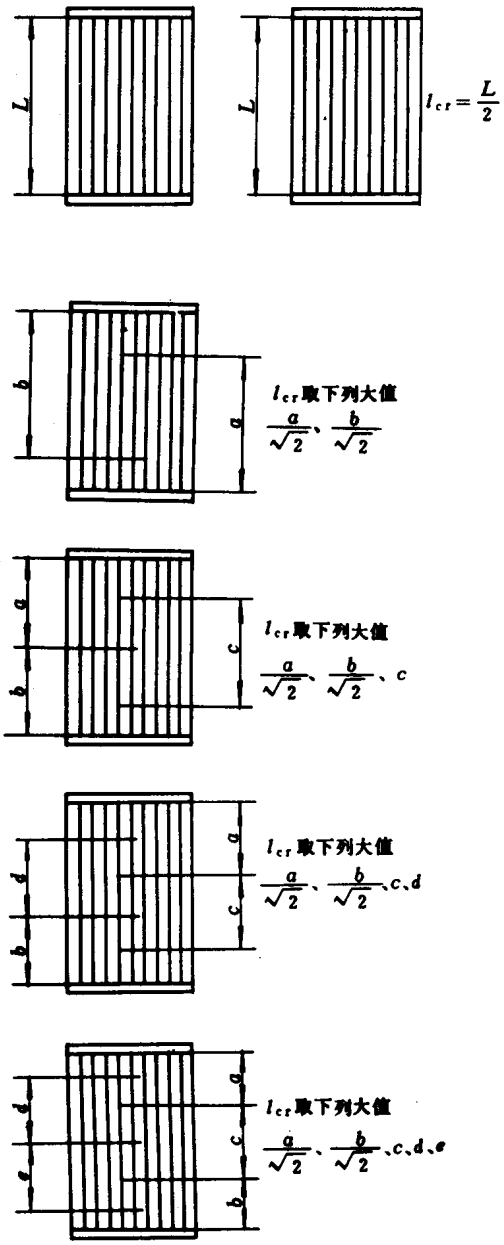


图 3－21　换热管受压失稳的当量长度l_{cr}

www.newMaker.com

表 3－13　应力计算公式汇总表

换热器型式	应力类别	应力计算公式	说明
固定式	σ_r	$\sigma_r = \left\| \tilde{\sigma}_r P_s \frac{\lambda}{\mu} \left(\frac{D_i}{\delta}\right)^2 \right\|$ 其中： $\tilde{\sigma}_r = \frac{1}{4} \cdot \frac{(1+\nu) G_1}{Q + G_2}$	当壳体采用波形膨胀节时，除系数Σ_s中的Q值不变以外，其它的Q值均应改为Q_{ex}
	σ_r'	$\sigma_r' = \frac{\lambda P_s}{\mu} \tilde{\sigma}_r' \left[1 - \frac{k}{m} + \frac{k^2}{2m} (\sqrt{2} - m)\right] \cdot \left(\frac{D_i}{\delta}\right)^2$ 其中： $\tilde{\sigma}_r' = \frac{3}{4} \cdot \frac{m(1+\nu)}{K(Q+G_2)}$	
	τ_p	$\tau_p = \frac{\lambda P_s}{\mu} \tilde{\tau}_p \left(\frac{D_i}{\delta}\right)$ 其中： $\tilde{\tau}_p = \frac{1}{4} \cdot \frac{1+\nu}{Q+G_2}$	
	σ_t	$\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - \frac{G_2}{Q+G_2} P_s + \nu \frac{Q}{Q+G_2} P_s\right]$	
	σ_c	$\sigma_c = \frac{A}{B} \left[p_t + \frac{\lambda(1+\nu)}{Q+G_2} P_s\right]$	
	σ_f'	$\sigma_f' = \frac{\pi}{4} Y \tilde{M}_{ws} \lambda P_s \left(\frac{D_i}{\delta_f'}\right)^2$	仅对管板延长部分兼作法兰的换热器计算
	q	$q = \left\| \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \right\|$	
浮头式	σ_t	$\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - (P_s - P_t) \frac{A_t}{A_l} G_{we}\right]$	G_{we}值按 $\frac{\tilde{K}_t^{1/3}}{\tilde{P}_s^{1/2}}$、$\frac{1}{\rho_t}$ 查图3－13
	q	$q = \left\| \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \right\|$	
填函式	σ_t	$\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left(P_c + \frac{A_t}{A_l} G_{we} P_t\right)$	
	q	$q = \left\| \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \right\|$	
U形管式	σ_r	$\sigma_r = 0.309 \frac{\|P_s - P_t\|}{\mu} \left(\frac{D_i}{\delta}\right)^2$	校核条件： $\sigma_r < 1.5[\sigma]$； $\sigma_t < [\sigma]$； $q < [q]$
	σ_t	$\sigma_t = -\left[(P_s - P_t) \frac{\pi d^2}{4a} + P_t\right]$	
	q	$q = \left\| \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \right\|$	

www.newMaker.com

表 3－14 浮头式、填函式换热器管板计算表

初始数据		
壳程设计压力 p_s	MPa	
管程设计压力 p_t	MPa	
垫片压紧力作用中心圆直径 D_G	mm	
管子	管子外径d	mm
	管子壁厚 δ_t	mm
	管子根数 n	
	管间距 S	mm
	隔板槽面积 A_d	mm^2
	管子金属总截面积 $na=n\pi\delta_t(d-\delta_t)$	mm^2
	开孔面积 $n\pi d^2/4$	mm^2
	管子有效长度 L	mm
	管子设计温度下弹性模量 E_t	MPa
	管子设计温度下许用应力 $[\sigma]_t^t$	MPa
	管子设计温度下屈服点 σ_s^t	MPa
	管子回转半径 $i=\frac{1}{4}\sqrt{d^2+(d^2-2\delta_t)^2}$	mm
	管子受压失稳当量长度 l_{cr}（见图 3－21）	mm
	系数 $C_r=\sqrt{\frac{2\pi^2E_t}{\sigma_s^t}}$	
	管子稳定许用压力 $[\sigma]_{cr}$	
	当 $\frac{l_{cr}}{i}\geq C_r$ 时	
	$[\sigma]_{cr}=\frac{\pi^2E_t}{2(l_{cr}/i)^2}$	MPa
	当 $\frac{l_{cr}}{i}<C_r$ 时	
	$[\sigma]_{cr}=\frac{\sigma_s^t}{2}\left[1-\frac{l_{cr}/i}{2C_r}\right]$	MPa
管板	管板设计温度下的弹性模量 E_p	MPa
	管板刚度削弱系数 η	
	管板强度削弱系数 μ	
	管子与管板胀接长度或焊脚高度 l	mm
	管板设计温度下许用应力 $[\sigma]_t^t$	MPa
	许用拉脱力 $[q]$	MPa

系数计算	
管板布管区面积 A_t	mm^2
三角形排列 $A_t=0.866nS^2+A_d$	
正方形排列 $A_t=nS^2+A_d$	
开孔后面积 $A_1=A_t-n\pi d^2/4$	mm^2
管板布管区当量直径 $D_1=\sqrt{4A_t/\pi}$	mm
管束模数 $K_t=\frac{E_t na}{LD_t}$	
管束无量纲刚度 $\tilde{K}_t=\frac{K_t}{\eta E_p}$	
系数 $\beta=na/A_1$	
$\rho_t=D_t/D_G$	
无量纲压力 $\tilde{P}_s=\frac{p_d}{1.5\mu[\sigma]_t^t}$	
按 $\tilde{K}_t^{1/3}/\tilde{P}_s^{1/2}$，$1/\rho_t$ 查图 3－12 $C=$	
按 $\tilde{K}_t^{1/3}/\tilde{P}_s^{1/2}$，$1/\rho_t$ 查图 3－13 $G_{we}=$	

管板计算厚度 $\delta=D_tC\sqrt{\tilde{P}_s}$	mm	
当量压力组合 $P_c=p_s-p_t(1+\beta)$	MPa	
管子应力1）		
浮头式 $\sigma_t=\frac{1}{\beta}\left[P_c-(p_s-p_t)\frac{A_t}{A_1}G_{we}\right]$	MPa	$<[\sigma]_t^t$
填函式 $\sigma_t=\frac{1}{\beta}\left(P_c+P_t\frac{A_t}{A_1}G_{wc}\right)$	MPa	当 $\sigma_t<0$ 时 $<[\sigma]_{cr}$
拉脱力 $q=\left\lvert\frac{\sigma_t a}{\pi dl}\right\rvert$	MPa	$<[q]$

注：1）一般情况下，应按三种不同组合工况分别进行计算与校核，见3.7.2.2条。

www.newMaker.com

表 3－15　延长部分兼作法兰的固定式管板计算表

初始数据				
壳程圆筒	内径D_i	mm	管板	假定管板厚度δ mm
	厚度δ_s	mm		管子加强系数
	内径面积$A=\pi D_i^2/4$	mm²		$K^2=1.318\frac{D_i}{\delta}\sqrt{\frac{E_t na}{E_p \eta L\delta}}$
	金属横截面积$A_s=\pi\delta_s(D_i+\delta_s)$	mm²		$K=$　　$k=K(1-\rho_t)$
管箱	圆筒厚度δ_h	mm	法兰	法兰外径D_f mm
				法兰宽度$b_f=(D_f-D_i)/2$ mm
管子	管子外径d	mm		管箱法兰厚度δ''_f mm
	管子壁厚δ_t	mm		$\frac{\delta_h}{D_i}=$ ，$\frac{\delta''_f}{D_i}=$ 查图3－15　$\omega''=$
	管子根数n			
	管间距S	mm		旋转刚度
	隔板槽面积A_d	mm²		$K''_f=\frac{1}{12}[\frac{2E''_f b_f}{D_i+b_f}(\frac{2\delta''_f}{D_i})^3+E_h\omega'']$ MPa
	管子金属总截面积$na=n\pi\delta_t(d-\delta_t)$	mm²		
	开孔面积$n\pi d^2/4$	mm²		确定壳体法兰厚度δ'_f
	管子有效长度L	mm		$\frac{\delta_s}{D_i}=$ ，$\frac{\delta'_f}{D_i}=$ 查图3－15　$\omega'=$
	管束模数$K_t=\frac{E_t na}{LD_i}$	MPa		
	管子回转半径$i=\frac{1}{4}\sqrt{d^2+(d-2\delta_t)^2}$	mm		旋转刚度
	管子受压失稳当量长度l_{cr}	mm		$K'_f=\frac{1}{12}[\frac{2E'_f b_f}{D_i+b_f}(\frac{2\delta_f}{D_i})^3+E_s\omega']$ MPa
	系数$C_r=\sqrt{\frac{2\pi^2E_t}{\sigma_s^t}}$			
	管子稳定许用压应力$[\sigma]_{cr}$			旋转刚度无量纲参数
	当$\frac{l_{cr}}{i}>C_r$ 时			$\tilde{K}_f=\frac{\pi K'_f}{4K_t}$
	$[\sigma]_{cr}=\frac{\pi^2E_t}{2(l_{cr}/i)^2}$	MPa		壳体法兰应力参数Y
	当$\frac{l_{cr}}{i}<C_r$ 时			（按$K=\frac{D_f}{D_i}$ 查GB 150－89第7章图7－8或表7－5）
	$[\sigma]_{cr}=\frac{\sigma_s^t}{2}[1-\frac{l_{cr}/i}{2C_r}]$	MPa		
系数计算	开孔后面积$A_l=A-n\pi d^2/4$	mm²		按K，$\tilde{K}_f$查图3－16　$m_1=$
	管板布管区面积A_t			$\psi=\frac{m_1}{K\tilde{K}_f}$
	三角形排列$A_t=0.866nS^2+A_d$	mm²		按K，$\tilde{K}_f$查图3－18　$G_2=$
	正方形排列$A_t=nS^2+A_d$	mm²		$M_1=\frac{m_1}{2K(Q+G_2)}$
	管板布管区当量直径$D_t=\sqrt{\frac{4A_t}{\pi}}$	mm		按K，Q查图3－19　$G_3=$
	系数$\lambda=\frac{A_l}{A}$，$Q=\frac{E_t na}{E_s A_s}$，$\beta=\frac{na}{A_t}$			$\zeta=\frac{\tilde{K}_f}{\tilde{K}_f+G_3}$
	$\Sigma_s=0.4+\frac{0.6}{\lambda}+0.6\frac{Q}{\lambda}$			$\frac{K'_f}{K''_f}=$
	$\Sigma_t=0.4+\frac{0.6}{\lambda}+\frac{Q}{\lambda}+0.4\beta$			$\Delta\tilde{M}=\frac{1}{\zeta+\frac{K'_f}{K''_f}}$
	$\rho_t=\frac{D_t}{D_i}$			$\Delta\tilde{M}_f=\frac{K'_f}{K''_f}\cdot\Delta M$
法兰力矩	基本法兰力矩 M_m	N－mm		按K，Q查图3－17　$m_2=$
	管程压力作用时法兰力矩 M_p	N－mm		

www.newMaker.com

续表 3－15

壳程压力作用下的危险组合 壳程设计压力 $p_s = P_c =$ 管程压力 $p_t = 0$			管程压力作用下的危险组合 壳程压力 $p_s = 0$ 管程设计压力 $p_t =$, $P_c = -p_t(1+\beta) =$		
	不计膨胀差	计入膨胀差		不计膨胀差	计入膨胀差
$\gamma = a_t(t_t - t_0) - a_s(t_s - t_0)$	0		$\gamma = a_t(t_t - t_0) - a_s(t_s - t_0)$	0	
$\beta\gamma E_t$ MPa	0		$\beta\gamma E_t$ MPa	0	
$P_a = \Sigma_s p_s + \beta\gamma E_t$ MPa			$P_a = -\Sigma_t p_t + \beta\gamma E_t$ MPa		
$\widetilde{M}_m = \frac{4M_m}{\lambda\pi D_i^3 P_a}$			$\widetilde{M}_p = \frac{4M_p}{\lambda\pi D_i^3 P_a}$		
$\widetilde{M} = \widetilde{M}_m + (\Delta\widetilde{M})M_1$			$\widetilde{M} = \widetilde{M}_p$		
$v = \psi\widetilde{M}$			$v = \psi\widetilde{M}$		
$m = \frac{m_1 + vm_2}{1+v}$			$m = \frac{m_1 + vm_2}{1+v}$		
G_1（见3.7.3.1）			G_1（见3.7.3.1）		
$\widetilde{\sigma}_r = \frac{1}{4} \cdot \frac{(1+v)G_1}{Q+G_2}$			$\widetilde{\sigma}_r = \frac{1}{4} \cdot \frac{(1+v)G_1}{Q+G_2}$		
$\widetilde{\sigma}_r' = \frac{3}{4} \cdot \frac{m(1+v)}{K(Q+G_2)}$			$\widetilde{\sigma}_r' = \frac{3}{4} \cdot \frac{m(1+v)}{K(Q+G_2)}$		
$\widetilde{\tau}_p = \frac{1}{4} \cdot \frac{1+v}{Q+G_2}$			$\widetilde{\tau}_p = \frac{1}{4} \cdot \frac{1+v}{Q+G_2}$		
$\widetilde{M}_{ws} = \xi\widetilde{M}_m - (\Delta\widetilde{M}_f)M_1$			$\widetilde{M}_{ws} = \xi\widetilde{M}_p - M_1$		
管 板 应 力 $\sigma_r = \left\| \widetilde{\sigma}_r \cdot P_a \frac{\lambda}{\mu}(\frac{D_i}{\delta})^2 \right\|$	$<1.5[\sigma]_r^t$	$<3[\sigma]_r^t$	管 板 应 力 $\sigma_r = \left\| \widetilde{\sigma}_r \cdot P_a \frac{\lambda}{\mu}(\frac{D_i}{\delta})^2 \right\|$	$<1.5[\sigma]_r^t$	$<3[\sigma]_r^t$
$\sigma_r' = \frac{\lambda \cdot P_a}{\mu} \cdot \widetilde{\sigma}_r'[1 - \frac{k}{m} + \frac{k^2}{2m}(\sqrt{2} - m)](\frac{D_i}{\delta})^2$	$<1.5[\sigma]_r^t$	$<3[\sigma]_r^t$	$\sigma_r' = \frac{\lambda P_a}{\mu}\widetilde{\sigma}_r'[1 - \frac{k}{m} + \frac{k^2}{2m}(\sqrt{2} - m)](\frac{D_i}{\delta})^2$	$<1.5[\sigma]_r^t$	$<3[\sigma]_r^t$
$\tau_p = \frac{\lambda P_a}{\mu}\widetilde{\tau}_p(\frac{D_i}{\delta})$ MPa	$<0.5[\sigma]_r^t$	$<1.5[\sigma]_r^t$	$\tau_p = \frac{\lambda P_a}{\mu}\widetilde{\tau}_p(\frac{D_i}{\delta})$ MPa	$<0.5[\sigma]_r^t$	$<1.5[\sigma]_r^t$

www.newMaker.com

续表 3-15

壳程压力作用下的危险组合 壳程设计压力 $p_s = P_c =$ 管程压力 $p_t = 0$			管程压力作用下的危险组合 壳程压力 $p_s = 0$ 管程设计压力 $p_t = P_c = -p_t(1+\beta) =$		
	不计膨胀差	计入膨胀差		不计膨胀差	计入膨胀差
壳体法兰应力 $\sigma_f = \frac{\pi}{4} Y \tilde{M}_{ws} \lambda P_a \left(\frac{D_i}{\delta_f^t}\right)^2$ MPa	$\leqslant 1.5[\sigma]_f^t$	$\leqslant 3[\sigma]_f^t$	壳体法兰应力 $\sigma_f = \frac{\pi}{4} Y \tilde{M}_{ws} \lambda P_a \left(\frac{D_i}{\delta_f^t}\right)^2$ MPa	$\leqslant 1.5[\sigma]_f^t$	$\leqslant 3[\sigma]_f^t$
管子应力 $\sigma_t = \frac{1}{\beta}\left[P_c - \frac{G_2 - \upsilon Q}{Q + G_2} P_a\right]$ MPa	$\leqslant 1.0[\sigma]_t^t$ 若 $\sigma_t < 0$ $\lvert\sigma_t\rvert \leqslant [\sigma]_{cr}$	$\leqslant 3[\sigma]_t^t$ 若 $\sigma_t < 0$ $\lvert\sigma_t\rvert \leqslant [\sigma]_{cr}$	管子应力 $\sigma_t = \frac{1}{\beta}\left[P_c - \frac{G_2 - \upsilon Q}{Q + G_2} P_a\right]$ MPa	$\leqslant 1.0[\sigma]_t^t$ 若 $\sigma_t < 0$ $\lvert\sigma_t\rvert \leqslant [\sigma]_{cr}$	$\leqslant 3[\sigma]_t^t$ 若 $\sigma_t < 0$ $\lvert\sigma_t\rvert \leqslant [\sigma]_{cr}$
壳程圆筒轴向应力 $\sigma_c = \frac{A}{B} \cdot \frac{\lambda(1+\upsilon)}{Q+G_2} P_a$ MPa	$\leqslant \Phi[\sigma]_c^t$	$\leqslant 3\Phi[\sigma]_c^t$	壳程圆筒轴向应力 $\sigma_c = \frac{A}{B}\left[p_t + \frac{\lambda(1+\upsilon)}{Q+G_2} P_a\right]$ MPa	$\leqslant \Phi[\sigma]_c^t$	$\leqslant 3\Phi[\sigma]_c^t$
拉脱应力 $q = \frac{\sigma_t \cdot a}{\pi d l}$ MPa	$\leqslant [q]$	胀接 $\leqslant [q]$ 焊接 $\leqslant 3[q]$	拉脱应力 $q = \frac{\sigma_t a}{\pi d l}$ MPa	$\leqslant [q]$	胀接 $\leqslant [q]$ 焊接 $\leqslant 3[q]$

www.newMaker.com

表 3－16　不带法兰的固定式管板计算表

	初　始　数　据			
壳程圆筒	内径D_i	mm	管板	假定管板厚度δ　mm
	厚度δ_s	mm		管子加强系数
	内径面积$A=\pi D_i^2/4$	mm^2		$K^2=1.318\frac{D_i}{\delta}\sqrt{\frac{E_t na}{E_p \eta L \delta}}$
	金属横截面积$A_s=\pi\delta_s(D_i+\delta_s)$	mm^2		$K=$
				$k=K\sqrt{(1-\rho_t)}$
管箱	厚度δ_h	mm	法兰	管　箱
管子	管子外径d	mm		$\frac{\delta_h}{D_i}=$ 查图3－14　$C''=$
	管子壁厚δ_t	mm		$\frac{\delta_f''}{D_i}=0$ 查图3－15　$\omega''=$
	管子根数n			壳程圆筒
	管子间距S	mm		$\frac{\delta_s}{D_i}=$ 查图3－14　$C'=$
	隔板槽面积A_d	mm^2		$\frac{\delta_f'}{D_i}=0$ 查图3－15　$\omega'=$
	管子金属总截面积$na=n\pi\delta_t(d-\delta_t)$	mm^2		
	开孔面积$n\pi d^2/4$	mm^2		旋转刚度
	管子有效长度L	mm		$K_f'=\frac{1}{12}E_s\omega'$　MPa
	管束模数$K_t=\frac{E_t na}{LD_i}$			$K_f''=\frac{1}{12}E_h\omega''$　MPa
	管子回转半径$i=\frac{1}{4}\sqrt{d^2+(d-2\delta_t)^2}$	mm		$\tilde{K}_f=\frac{\pi}{4}\cdot\frac{K_f'+K_f''}{K_t}$
	管子受压失稳当量长度l_{cr}（见图3－21）	mm		
	系数$C_r=\sqrt{\frac{2\pi^2E_t}{\sigma_s^t}}$			
	管子稳定许用压应力$[\sigma]_{cr}$			
	当$\frac{l_{cr}}{i}>C_r$　时			
	$[\sigma]_{cr}=\frac{\pi^2E_t}{2(l_{cr}/i)^2}$	MPa		
	当$\frac{l_{cr}}{i}<C_r$　时			
	$[\sigma]_{cr}=\frac{\sigma_s^t}{2}\left[1-\frac{l_{cr}/i}{2C_r}\right]$	MPa		
系数计算	开孔后面积$A_1=A-\frac{n\pi d^2}{4}$	mm^2		按K，$\tilde{K}_f$查图3－16
	管板布管区面积A_t			$m_1=$
	三角形排列$A_t=0.866nS^2+A_d$	mm^2		$\psi=\frac{m_1}{K\tilde{K}_f}$
	正方形排列$A_t=nS^2+A_d$	mm^2		按K，$\tilde{K}_f$查图3－18
	管板布管区当量直径$D_t=\sqrt{\frac{4A_t}{\pi}}$	mm		$G_2=$
	系数$\lambda=\frac{A_1}{A}$			
	$Q=\frac{E_t na}{E_s A_s}$　　$\beta=\frac{na}{A_1}$			按K，Q查图3－17
	$\Sigma_s=0.4+\frac{0.6}{\lambda}+0.6\frac{Q}{\lambda}$			$m_2=$
	$\Sigma_t=0.4+\frac{0.6}{\lambda}+\frac{Q}{\lambda}+0.4\beta$			
	$\rho_t=\frac{D_t}{D_i}$			

www.newMaker.com

续表 3－16

壳程压力作用下的危险组合 壳程设计压力 $p_s = P_c =$ 管程压力 $p_t = 0$			管程压力作用下的危险组合 壳程压力 $p_s = 0$ 管程设计压力 $p_t =$ $P_c = -p_t(1+\beta)$		
	不计膨胀差	计入膨胀差		不计膨胀差	计入膨胀差
$\gamma = a_t(t_t - t_0) - a_s(t_s - t_0)$	0		$\gamma = a_t(t_t - t_0) - a_s(t_s - t_0)$	0	
$\beta\gamma E_t$ MPa	0		$\beta\gamma E_t$ MPa	0	
$P_s = \Sigma_s p_s + \beta\gamma E_t$ MPa			$P_s = -\Sigma_t p_t + \beta\gamma E_t$ MPa		
$P_b = C' p_s$			$P_b = -0.15C'p_t - 0.85C^{*}p_t$		
$\widetilde{M} = \widetilde{M}_b = \frac{P_b}{\lambda P_s}$			$\widetilde{M} = \widetilde{M}_b = \frac{P_b}{\lambda \cdot P_s}$		
$v = \psi\widetilde{M}$			$v = \psi\widetilde{M}$		
$m = \frac{m_1 + v m_2}{1+v}$			$m = \frac{m_1 + v m_2}{1+v}$		
G_1(见3.7.3.1)			G_1（见3.7.3.1）		
$\widetilde{\sigma}_r = \frac{1}{4}\frac{(1+v)G_1}{Q+G_2}$			$\widetilde{\sigma}_r = \frac{1}{4}\frac{(1+v)G_1}{Q+G_2}$		
$\widetilde{\sigma}'_r = \frac{3}{4}\frac{m(1+v)}{K(Q+G_2)}$			$\widetilde{\sigma}'_r = \frac{3}{4}\frac{m(1+v)}{K(Q+G_2)}$		
$\widetilde{\tau}_p = \frac{1}{4}\frac{1+v}{Q+G_2}$			$\widetilde{\tau}_p = \frac{1}{4}\frac{1+v}{Q+G_2}$		
管板应力 $\sigma_r = \lvert \widetilde{\sigma}_r P_s \frac{\lambda}{\mu}(\frac{D_i}{\delta})^2 \rvert$	$<1.5[\sigma]_r^t$	$<3[\sigma]_r^t$	管板应力 $\sigma_r = \lvert \widetilde{\sigma}_r P_s \frac{\lambda}{\mu}(\frac{D_i}{\delta})^2 \rvert$	$<1.5[\sigma]_r^t$	$<3[\sigma]_r^t$
$\sigma'_r = \frac{1}{\mu}\widetilde{\sigma}'_r P_s \lambda[1 - \frac{k}{m} + \frac{k^2}{2m}(\sqrt{2} - m)](\frac{D_i}{\delta})^2$	$\leqslant 1.5[\sigma]_r^t$	$<3[\sigma]_r^t$	$\sigma'_r = \frac{1}{\mu}\widetilde{\sigma}'_r P_s \lambda[1 - \frac{k}{m} + \frac{k^2}{2m}(\sqrt{2} - m)](\frac{D_i}{\delta})^2$	$<1.5[\sigma]_r^t$	$<3[\sigma]_r^t$
$\tau_p = \frac{\lambda P_s}{\mu}\widetilde{\tau}_p(\frac{D_i}{\delta})$	$<0.5[\sigma]_r^t$	$<1.5[\sigma]_r^t$	$\tau_p = \frac{\lambda p_s}{\mu}\widetilde{\tau}_p(\frac{D_i}{\delta})$ MPa	$<0.5[\sigma]_r^t$	$<1.5[\sigma]_r^t$
管子应力 $\sigma_t = \frac{1}{\beta}[P_c - \frac{G_2 - vQ}{Q+G_2}P_s]$ MPa	$<[\sigma]_t^t$ 若$\sigma_t < 0$ $\lvert\sigma_t\rvert < [\sigma]_{cr}$	$<3[\sigma]_t^t$ 若$\sigma_t < 0$ $\lvert\sigma_t\rvert < [\sigma]_{cr}$	管子应力 $\sigma_t = \frac{1}{\beta}[P_c - \frac{G_2 - vQ}{Q+G_2}P_s]$ MPa	$<[\sigma]_t^t$ 若$\sigma_t < 0$ $\lvert\sigma_t\rvert < [\sigma]_{cr}$	$<3[\sigma]_t^t$ 若$\sigma_t < 0$ $\lvert\sigma_t\rvert < [\sigma]_{cr}$
壳程圆筒轴向应力 $\sigma_c = \frac{A}{B}\frac{\lambda(1+v)}{Q+G_2}P_s$	$<\Phi[\sigma]_c^t$	$<3\Phi[\sigma]_c^t$	壳程圆筒轴向应力 $\sigma_c = \frac{A}{B}[p_t + \frac{\lambda(1+v)}{Q+G_2}P_s]$	$<\Phi[\sigma]_c^t$	$<3\Phi[\sigma]_c^t$
拉脱应力 $q = \frac{\sigma_t \cdot a}{\pi d l}$ MPa	$<[q]$	胀接$<[q]$ 焊接$<3[q]$	拉脱应力 $q = \frac{\sigma_t \cdot a}{\pi d l}$ MPa	$<[q]$	胀接$<[q]$ 焊接$<3[q]$

www.newMaker.com

3.8 换热管与管板的连接

3.8.1 术语

a. **强度胀接** 为保证换热管与管板连接的密封性能及抗拉脱强度的胀接；

b. **贴胀** 为消除换热管与管孔之间缝隙的轻度胀接；

c. **强度焊** 保证换热管与管板连接的密封性能及抗拉脱强度的焊接；

d. **密封焊** 保证换热管与管板连接密封性能的焊接。

3.8.2 强度胀接

3.8.2.1 适用范围

设计压力小于等于4 MPa；

设计温度小于等于300℃；

操作中应无剧烈的振动，无过大的温度变化及无严重的应力腐蚀。

3.8.2.2 一般要求

a. 换热管材料的硬度值一般须低于管板的硬度值；

b. 有应力腐蚀时，不应采用管头局部退火的方式来降低换热管的硬度；

c. 外径小于14mm的换热管与管板的连接，不宜采用胀接。

3.8.2.3 结构尺寸

a. 最小胀接长度l应取下列三者的最小值：

管板的名义厚度减去3mm；

50mm；

两倍的换热管外径；

b. 结构型式及尺寸按表3－17和图3－22的规定。

表3－17 mm

换热管外径d	14	19	25	32	38	45	57
伸出长度 l_1	3^{+2}			4^{+2}		5^{+2}	
槽深K	不开槽	0.5		0.6		0.8	

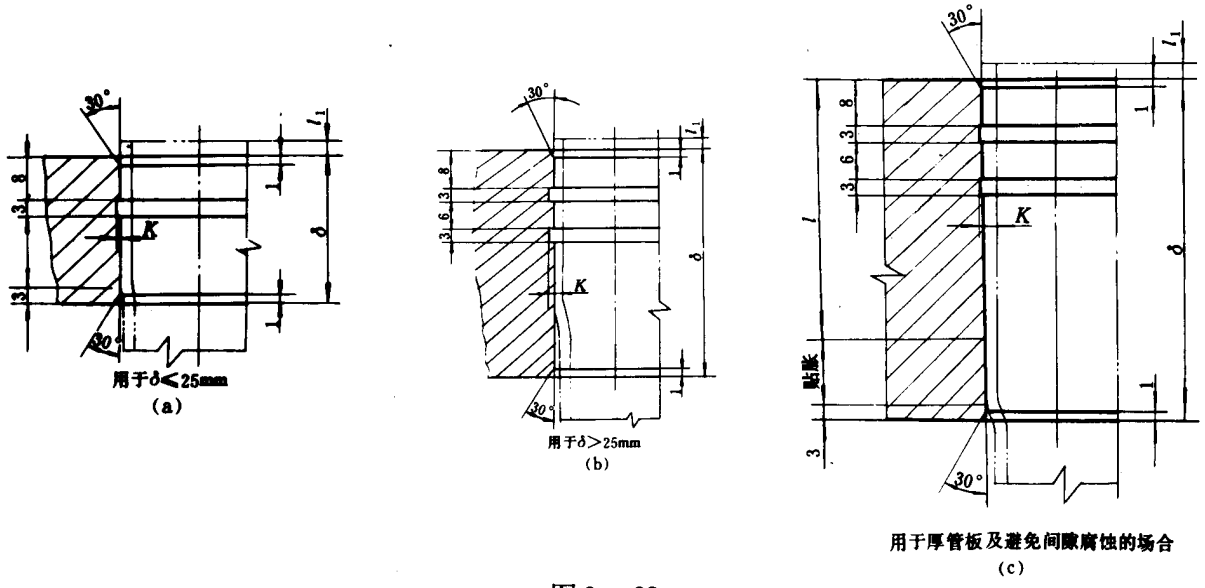


图3－22

www.newMaker.com

3.8.3 强度焊

3.8.3.1 适用范围

可用于本标准规定的设计压力，但不适用于有较大振动及有间隙腐蚀的场合。

3.8.3.2 结构型式及尺寸按图3－23和表3－18的规定。

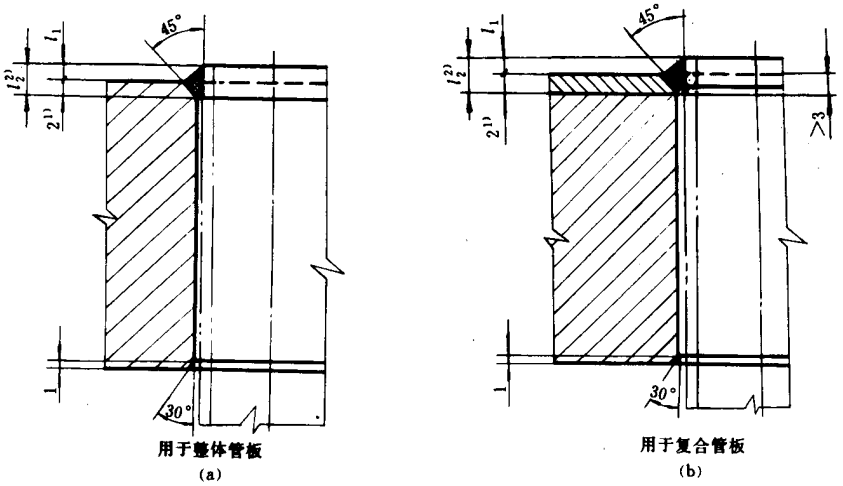


图3－23

注：1）适用于外径大于14mm的换热管，否则应取1mm。

2）焊脚高度l_2应不小于1.4倍的管壁厚度。

表3－18　　mm

换热管规格 外径×壁厚	10×1.5	14×2	19×2	25×2.5	32×3	38×3	45×3	57×3.5
伸出长度l_1	$0.5^{+0.5}$	$1^{+0.5}$		$1.5^{+0.5}$	$2.5^{+0.5}$			$3^{+0.5}$

注：① 当工艺要求管端伸出长度小于表3－18所列数值时，可适当加大管板焊缝坡口深度，以保证焊脚高l_2不小于1.4倍管壁厚度。

② 换热管壁厚与表3－18所列值不相同时，l_1值可适当调整。

3.8.4 胀焊并用

3.8.4.1 适用范围

密封性能要求较高的场合；

承受振动或疲劳载荷的场合；

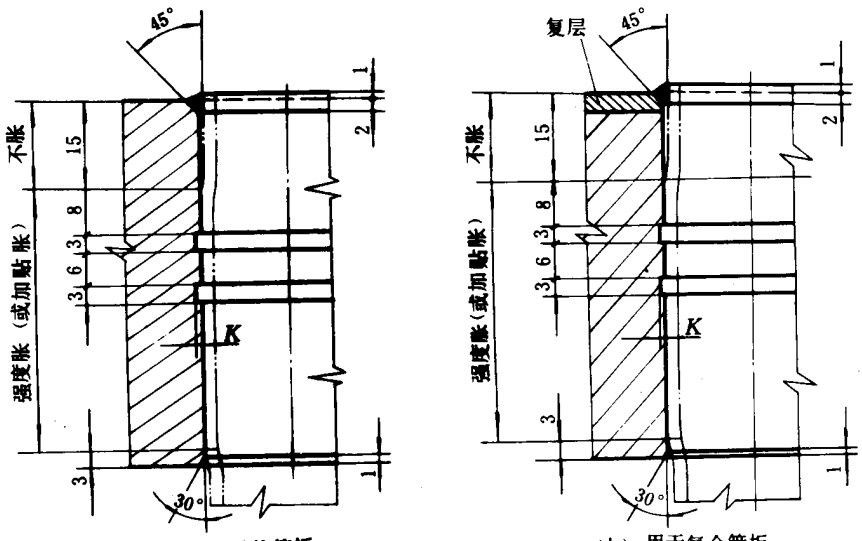
有间隙腐蚀的场合；

采用复合管板的场合。

3.8.4.2 结构型式及尺寸按图3－24和图3－25，同时还应遵守3.8.2和3.8.3条的规定。

a. 强度胀加密封焊

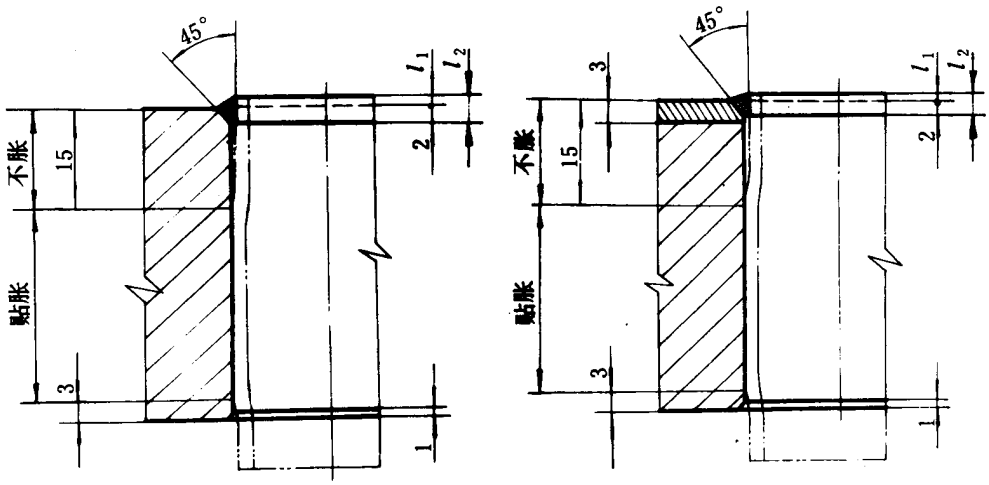
www.newMaker.com



（a）用于整体管板　　（b）用于复合管板

图 3 - 24

b. 强度焊加贴胀。



(a)用于整体管板　　(b)用于复合管板

图 3 - 25

3.9 折流板和支持板

3.9.1 折流板和支持板的形式

常用的折流板和支持板的形式有弓形和圆盘－圆环形两种。弓形折流板有单弓形、双弓形和三弓形三种，各种形式的折流板见图 3 - 26。

根据需要也可采用其它形式的折流板与支持板。

www.newMaker.com

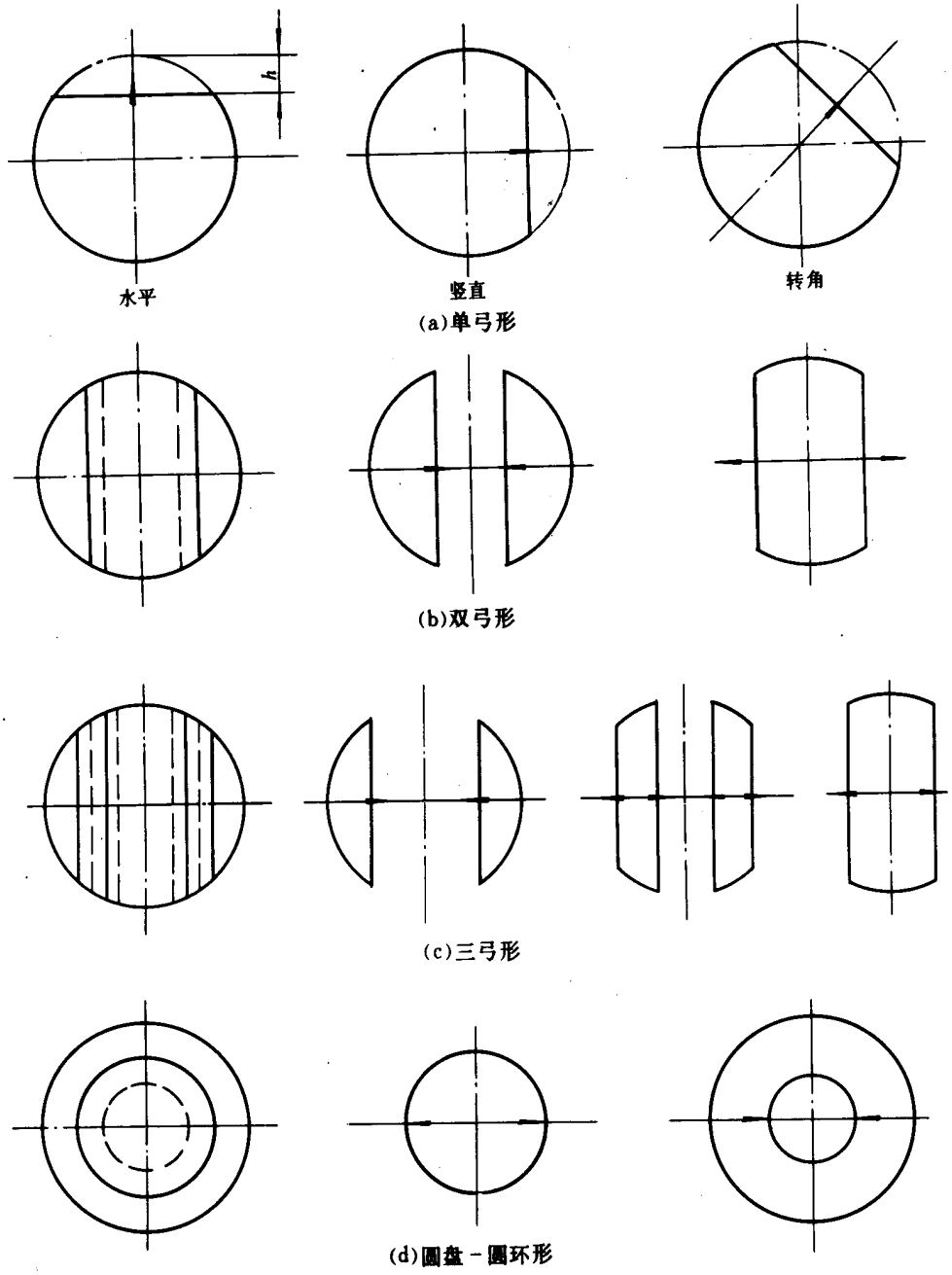


图 3－26

3.9.2 折流板尺寸

3.9.2.1 弓形折流板缺口高度

弓形折流板缺口高度应使流体通过缺口时与横过管束时的流速相近。缺口大小用切去的弓形弦高占圆筒内直径的百分比来确定，单弓形折流板缺口见图3－26（a），缺口弦高h值，一般取0.20～0.45倍的圆筒内直径。

弓形折流板的缺口可按图3－27切在管排中心线以下，或切于两排管孔的小桥之间。

www.newMaker.com

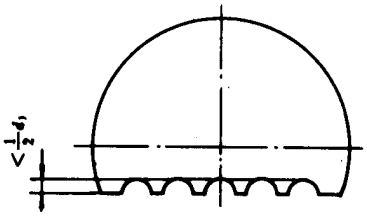


图 3－27

3.9.2.2 折流板的最小厚度按表 3 －19规定。

表 3－19　　mm

公称直径 DN	换热管无支撑跨距 l					
	≤300	>300～≤600	>600～≤900	>900～≤1200	>1200～≤1500	>1500
	折流板最小厚度					
<400	3	4	5	8	10	10
400～700	4	5	6	10	10	12
>700～<900	5	6	8	10	12	16
>900～<1500	6	8	10	12	16	16
>1500～<2000	—	10	12	16	20	20

3.9.2.3 折流板管孔

a. Ⅰ级换热器折流板管孔尺寸及允许偏差按表 3 －20（a）规定；

表 3－20（a）　　mm

换热管外径d 或无支撑跨距l	d >32或l <900	l >900 且d<32
折流板管孔直径	d＋0.8	d＋0.4
管孔直径允许偏差	$^{+0.3}_{0}$	

b. Ⅱ级换热器折流板管孔尺寸及允许偏差按表 3 －20（b）规定。

表 3－20（b）　　mm

换热管外径 d	10	14	19	25	32	38	45	57
折流板管孔直径	10.5	14.6	19.6	25.8	32.8	38.8	45.8	58.0
管孔直径允许偏差	＋0.40				＋0.45		＋0.50	

3.9.2.4 折流板外直径

折流板外直径按表 3 －21规定。

www.newMaker.com

表 3－21　　mm

公称直径 DN	<400	400～<500	500～<900	900～<1300	1300～<1700	1700～<2000
折流板名义外直径	DN－2.5	DN－3.5	DN－4.5	DN－6	DN－8	DN－10
折流板外直径允许偏差	－0.5		－0.8		－1.2	

注：① 用DN≤426mm无缝钢管作圆筒时，折流板名义外直径为无缝钢管的实际内径减2mm。

② 对传热影响不大时，折流板外径的允许偏差可比表中值大一倍。

3.9.3 折流板的布置

3.9.3.1 折流板一般应按等间距布置，管束两端的折流板尽可能靠近壳程进、出口接管。

卧式换热器的壳程为单相清洁流体时，折流板缺口应水平上下布置，若气体中含有少量液体时，则应在缺口朝上的折流板的最低处开通液口，如图3－28（a）；若液体中含有少量气体时，则应在缺口朝下的折流板最高处开通气口，如图3－28（b）。

卧式的换热器、冷凝器和重沸器的壳程介质为气、液相共存或液体中含有固体物料时，折流板缺口应垂直左右布置，并在折流板最低处开通液口，如图3－28（c）。

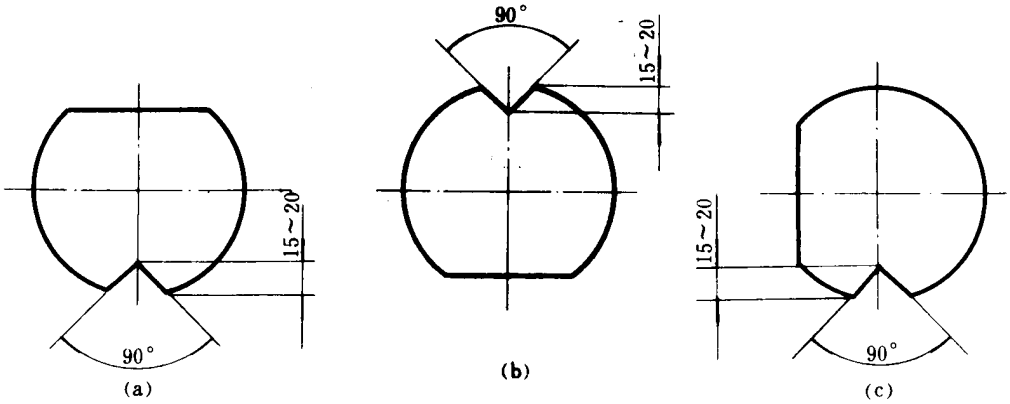


图 3－28

3.9.3.2 折流板间距

折流板的最小间距应不小于圆筒内直径的五分之一，且不小于50mm。最大间距应不大于圆筒内直径，且应满足表3－22的要求。

表 3－22　　mm

换热管外径d	10	14	19	25	32	38	45	57
最大无支撑跨距	800	1100	1500	1900	2200	2500	2800	3200

3.9.3.3 U形管的尾部支撑

U形管换热器中，靠近弯管段起支撑作用的折流板，如图3－29所示，应布置成$A+B+C$之和不大于表3－22中最大无支撑跨距，超过表中数值时，应在弯管部分加特殊支撑。

www.newMaker.com

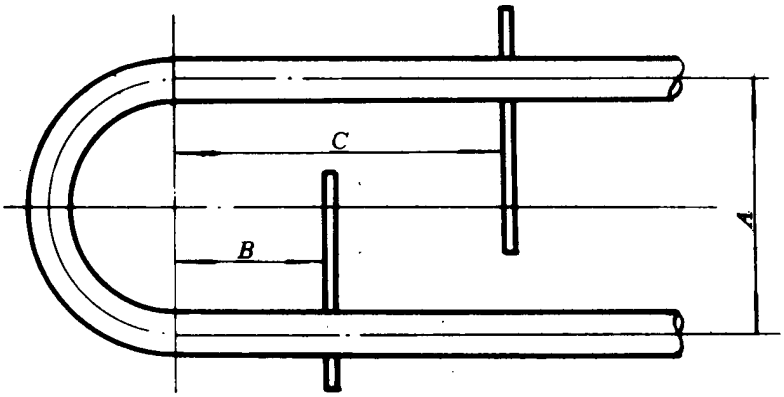


图 3－29

3.9.4 支持板

换热器不需设置折流板，而换热管无支撑跨距超过表 3 －22 规定时，则应设置支持板，用来支撑换热管，以防止换热管产生过大的挠度。

浮头式换热器浮头端须设置支持板，此支持板可采用加厚的环板。

3.10 拉杆、定距管

3.10.1 拉杆的结构形式

常用拉杆的形式有两种，见图 3 －30。

a. 拉杆定距管结构，适用于换热管外径大于或等于19mm 的管束；

b. 拉杆与折流板点焊结构，适用于换热管外径小于或等于14mm 的管束。

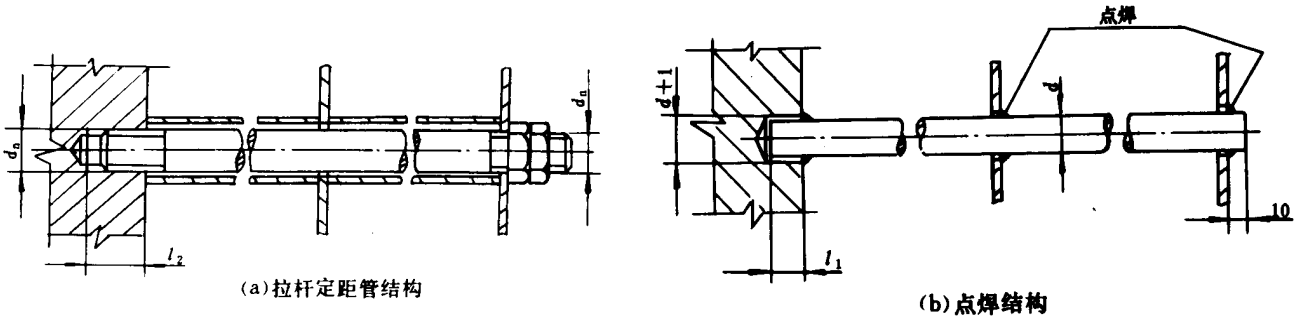


图 3－30 拉杆结构

3.10.2 拉杆的直径和数量

拉杆的直径和数量一般可按表 3 －23、表 3 －24选用。

表 3 －23 拉杆直径 mm

换热管外径	10	14	19	25	32	38	45	57
拉 杆 直 径	10	12	12	16	16	16	16	16

www.newMaker.com

表 3－24 拉杆数量

拉杆直径mm \ 公称直径 DN mm	<400	>400～<700	>700～<900	>900～<1300	>1300～<1500	>1500～<1800	>1800～<2000
10	4	6	10	12	16	18	24
12	4	4	8	10	12	14	18
16	4	4	6	6	8	10	12

在保证大于或等于表3－24所给定的拉杆总截面积的前提下，拉杆直径和数量可以变动，但其直径不得小于10mm、数量不少于4根。

3.10.3 拉杆的尺寸

拉杆的尺寸按图3－31和表3－25确定。

拉杆的长度L按需要确定。

3.10.4 拉杆的布置

拉杆应尽量均匀布置在管束的外边缘。对于大直径的换热器，在布管区内或靠近折流板缺口处也应布置适当数量的拉杆。

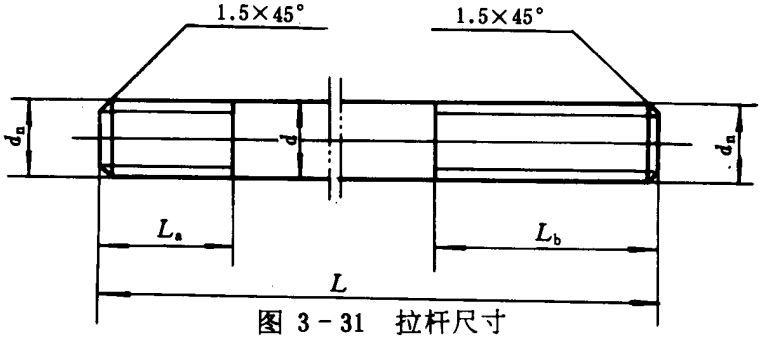


图 3－31 拉杆尺寸

表 3－25 拉杆尺寸 mm

拉杆直径d	拉杆螺纹公称直径d_n	L_a	L_b
10	10	13	>40
12	12	15	>50
16	16	20	>60

3.11 防冲与导流

3.11.1 管程设置防冲板的条件

当管程采用轴向入口接管或换热管内流体流速超过3m/s时，应设置防冲板，以减少流体的不均匀分布和对换热管端的冲蚀。

3.11.2 壳程设置防冲板或导流筒的条件

3.11.2.1 当壳程进口管流体的ρv^2值（ρ——流体密度，kg/m³；v——流体流速，m/s）为下列数值时，应在壳程进口管处设置防冲板或导流筒。

a. 非腐蚀，非磨蚀性的单相流体，$\rho v^2>2230$kg/m·s²者；

b. 其它液体，包括沸点下的液体，$\rho v^2>740$kg/m·s²者。

3.11.2.2 有腐蚀或有磨蚀的气体，蒸汽及汽液混合物，应设置防冲板。

www.newMaker.com

3.11.2.3 当壳程进出口接管距管板较远，流体停滞区过大时，应设置导流筒，以减小流体停滞区，增加换热管的有效换热长度。

3.11.3 流通面积

壳程和管束进、出口处流体流通面积应不小于进、出口接管截面积，并使流体流经进、出口处时的ρv^2值不超过5950kg/m·s²。

3.11.3.1 设置防冲板的壳程进、出口处流通面积

壳程进、出口处设有防冲板或导流筒时，进出口处的流通面积为接管处圆筒内表面与防冲板或导流筒表面之间流体通过的面积，如图3－32（a）所示一端为马鞍形，另一端为平面的圆柱形的侧面积。

3.11.3.2 无防冲板的壳程进、出口处流通面积

无防冲板的壳程进、出口处的流通面积为下列二者之和：

a. 如图3－32（a）所示一端为马鞍形，另一端为平面的圆柱形的侧面积；

b. 接管内径投影范围内换热管间的通道面积（图3－32（b）中的阴影面积）。

3.11.3.3 设置防冲板的管束进、出口处流通面积

壳程进、出口处设置防冲板时，管束进、出口处流通面积为折流板与管板或折流板与折流板间距内换热管之间的通道面积减去防冲挡板的投影面积，如图3－32（c）中的阴影面积。

3.11.3.4 无防冲板的管束进、出口处流通面积

壳程进出口无防冲板时，管束进、出口处的流通面积为折流板与管板或折流板与折流板间距内换热管间的通道面积，如图3－32（d）中的阴影面积。

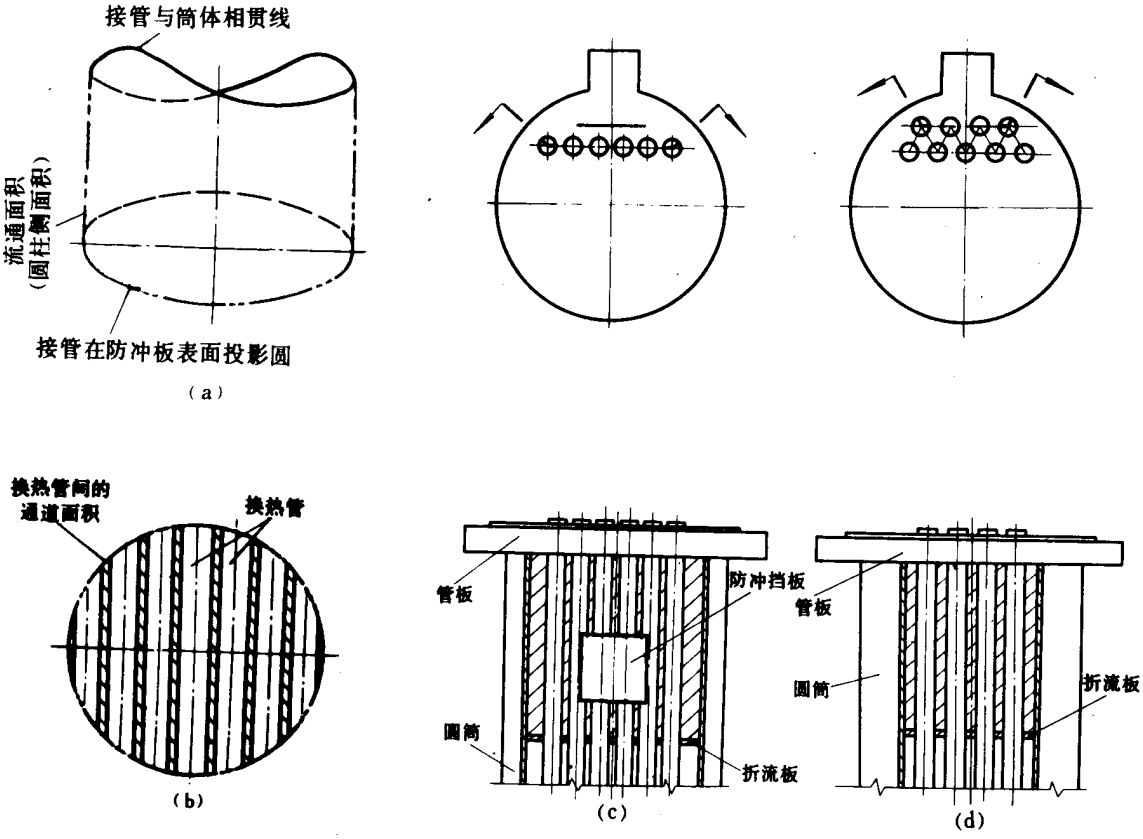


图 3－32

www.newMaker.com

3.11.4 防冲板

防冲板表面到圆筒内壁的距离，一般为接管外径的$\frac{1}{4}$～$\frac{1}{3}$。

防冲板的直径或边长，应大于接管外径50mm。

防冲板的最小厚度：碳钢为4.5mm；不锈钢为3mm。

防冲板的固定形式为：

a. 防冲板的两侧焊在定距管或拉杆上，也可同时焊在靠近管板的第一块折流板上；

b. 防冲板焊在圆筒上；

c. 用U形螺栓将防冲板固定在换热管上。

3.11.5 导流筒

一般有内导流筒和外导流筒两种形式。

a. 内导流筒　导流筒表面到壳体圆筒内壁的距离一般应大于接管外径的$\frac{1}{3}$。导流筒端部至管板的的距离，应使该处的流通面积不小于导流筒的外侧流通面积；

b. 外导流筒　内衬筒内表面到外导流筒的内表面间距为：

接管外径d ＜200mm时，间距为50mm；

d ＞200mm时，间距为100mm。

立式外导流换热器，应在内衬筒下端开泪孔。

3.11.6 扩大管

必要时蒸汽进口管可采用扩大管，以起缓冲作用。

3.12 双壳程结构

双壳程是用纵向隔板将壳程分为双程，如图3－33所示。

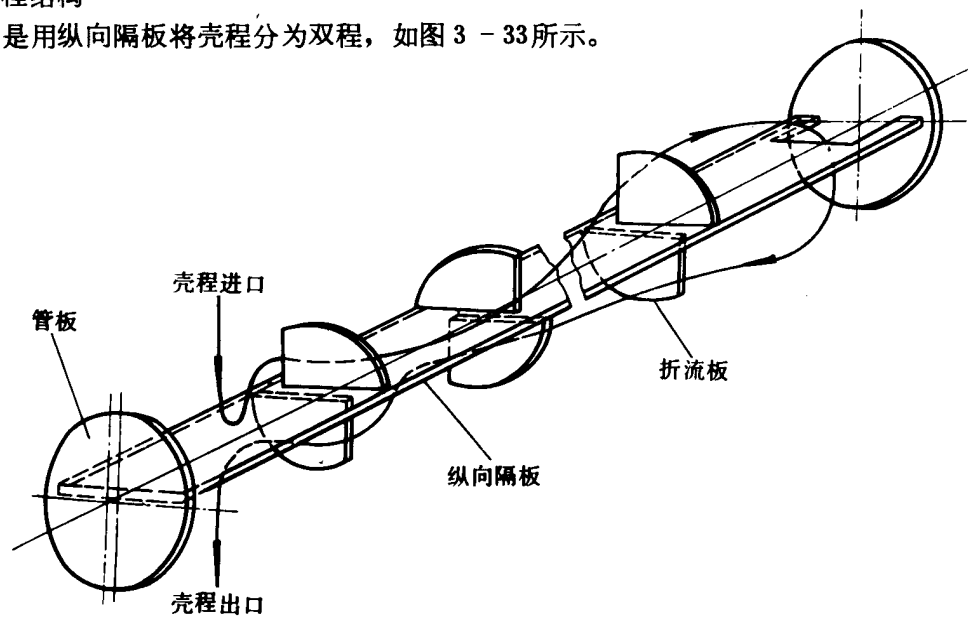


图 3－33　双壳程示意图

3.12.1 纵向隔板的厚度。

纵向隔板的最小厚度为6mm，当壳程压力降较大时，隔板必须适当加厚。

3.12.2 纵向隔板与管板的连接。

纵向隔板与管板的连接可用焊接或可拆卸连接见图3－34。纵向隔板回流端的改向通道面积应大于折流板的缺口面积。

www.newMaker.com

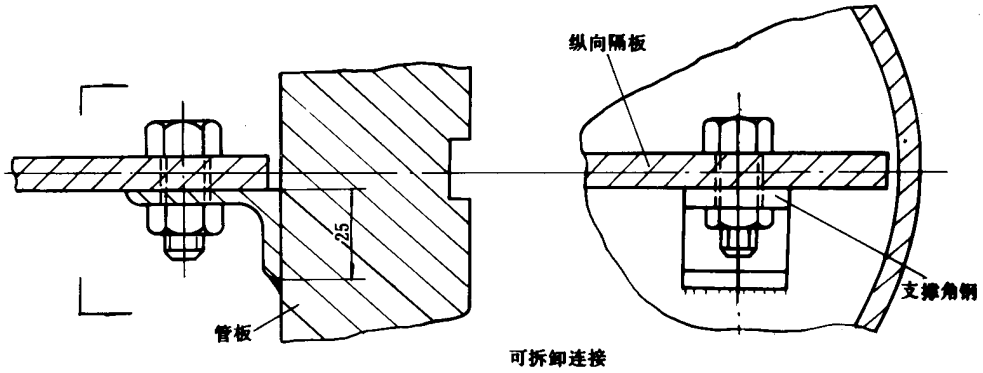


图 3－34

3.12.3 纵向隔板的密封

固定管板式换热器的纵向隔板可直接与圆筒焊接或插入导向槽中见图3－35。

需要抽出管束的换热器，应在隔板的两侧与壳体的间隙处设置二壳程之间的密封结构。

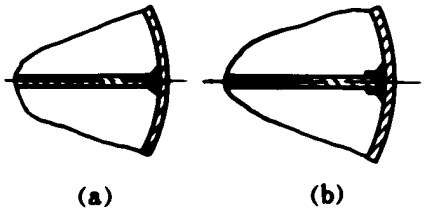


图 3－35

3.13 防短路结构

3.13.1 旁路挡板

旁路挡板嵌入折流板槽内，并与折流板焊接，如图3－36所示。

旁路挡板的厚度一般取与折流板相同的厚度。

旁路挡板的数量推荐如下：

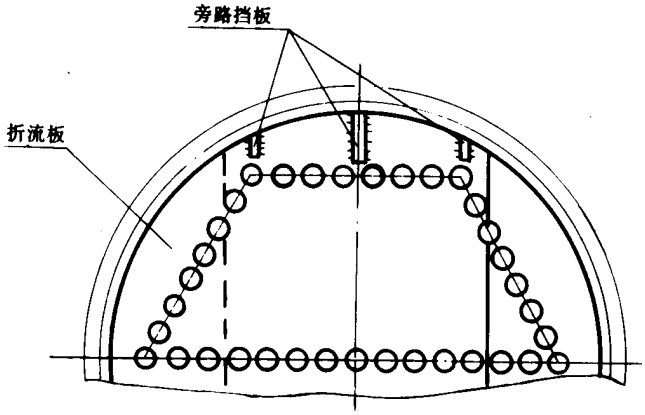


图 3－36

公称直径$DN \leqslant 500$mm时，一对挡板；

$500\text{mm} < DN < 1000\text{mm}$时，二对挡板；

$DN \geqslant 1000$mm时，三对挡板。

www.newMaker.com

3.13.2 挡管

挡管为两端堵死的管子，设置于分程隔板槽背面两管板之间，挡管一般与换热管的规格相同，可与折流板点焊固定，也可用拉杆（带定距管或不带定距管）代替。

挡管应每隔3～4排换热管设置一根，但不应设置在折流板缺口处。如图3－37所示。

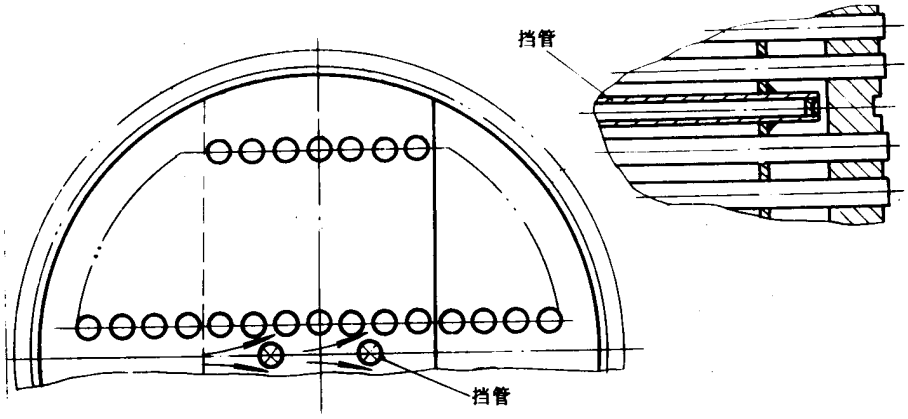


图3－37

3.13.3 中间挡板

中间挡板设置在U形管束的中间通道处，并与折流板点焊固定，如图3－38（a）所示；也可按图3－38（b）把最里面一排的U形弯管倾斜布置使中间通道变窄，同时加挡管以防止流体短路。

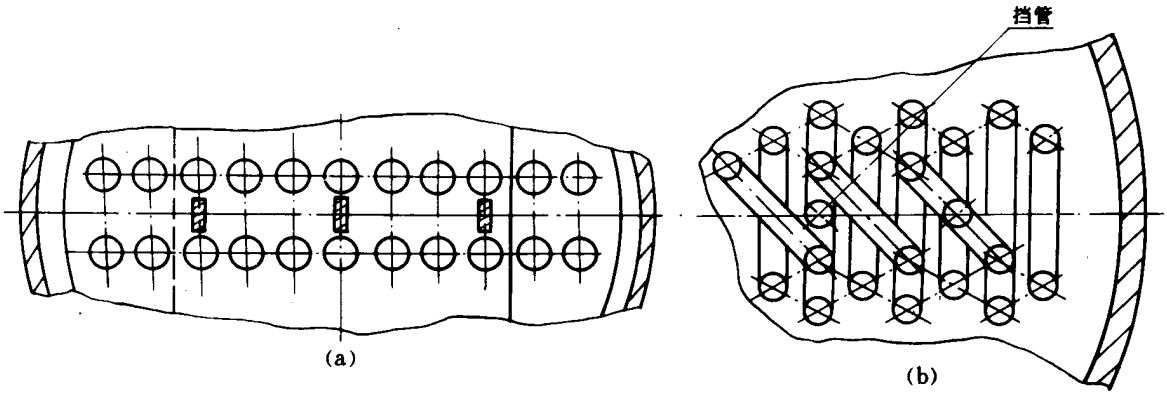


图3－38

中间挡板的数量推荐如下：

公称直径 $DN<500$mm时，一块挡板；

500mm$<DN<1000$mm时，二块挡板；

$DN\geq1000$mm时，三块挡板。

3.14 钩圈式浮头

3.14.1 钩圈式浮头换热器的浮头详细结构见图3－39，浮头盖推荐采用无折边球面封头。对于单管程的浮头接管和填料函（图中假想线部分）尚应符合3.4条接管及3.16条填料函中的有关规定。

www.newMaker.com

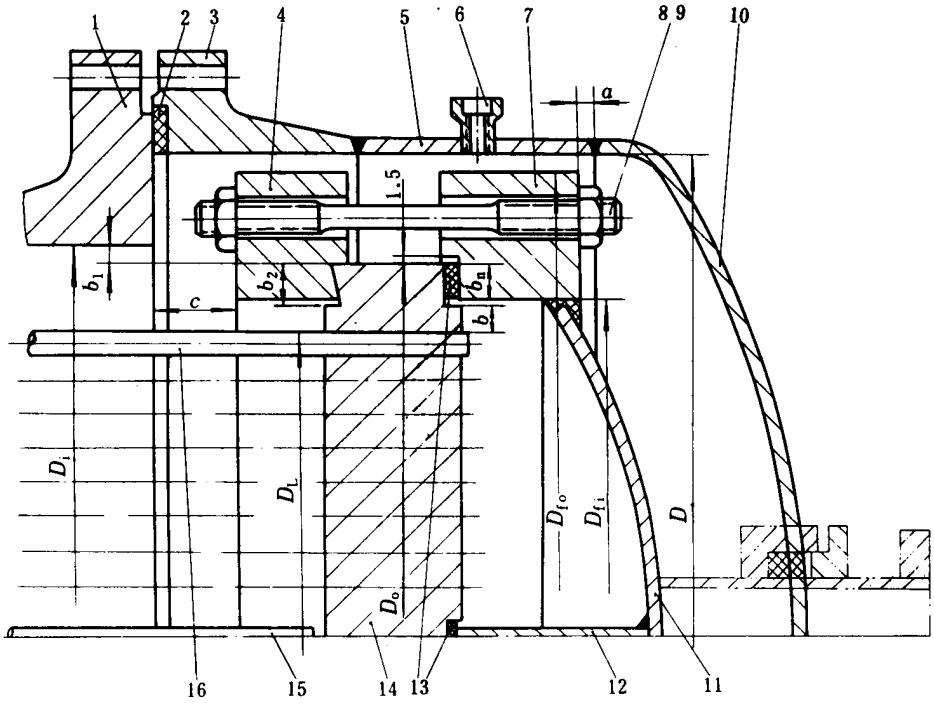


图 3－39

1—外头盖侧法兰；2—外头盖垫片；3—外头盖法兰；4—钩圈；5—短节；6—排气口或放液口；7—浮头法兰；8—双头螺柱；9—螺母；10—封头；11—无折边球面封头；12—分程隔板；13—垫片；14—浮头管板；15—挡管；16—换热管

钩圈式浮头的结构尺寸如下：

a——根据管束和壳体的伸缩量来确定；

b、b_1、b_2、b_n——按3.6.2.3条的规定；

c——安装及拧紧浮头螺母所需空间尺寸，应考虑在各种情况下的热膨胀量，一般不小于60mm；

D_{fi}——浮头法兰和钩圈的内直径，$D_{fi}=D_i-2(b_1+b_n)$，mm；

D_{fo}——浮头法兰和钩圈的外直径，$D_{fo}=D_i+80$，mm；

D_i——换热器圆筒内直径，mm；

D_L——布管限定圆直径，按3.6.2.3确定；

D——外头盖内直径，$D=D_i+100$，mm；

D_o——浮头管板外直径，$D_o=D_i-2b_1$，mm。

3.14.2 多管程的浮头盖，其最小内侧深度应使相邻管程之间的横跨流通面积至少等于每程管子流通面积的1.3倍。单管程的浮头盖，其接管中心处最小内侧深度为接管内径的三分之一。

3.14.3 分程隔板的最小厚度按3.2.3条规定。

3.14.4 双头螺柱、螺母除按2.4条螺栓、螺母材料选用外，尚应考虑壳程介质的腐蚀性。

3.14.5 浮头盖的设计计算

无折边球面封头、浮头法兰应分别按管程压力p_t作用下和壳程压力p_s作用下进行内压和外压的设计计算，取其大者为计算厚度。

3.14.5.1 符号说明

www.newMaker.com

D_{fo}——法兰外直径，mm；

D_b——螺栓中心圆直径，mm；

D_G——垫片压紧力作用中心圆直径，mm；

D_{fi}——法兰内直径，mm；

F_D——作用在法兰环内侧封头压力载荷引起的轴向分力，N；$F_D=0.785D_{fi}^2\ p$；

F_r——作用在法兰环内侧封头压力载荷引起的径向分力，N；$F_r=F_D\mathrm{ctg}\,\beta_1$

M_o——总力矩，N－mm；

受压封头M_o按GB 150—89第7.5.3条确定；

附加力矩F_rS_r（可增可减）应包括在内；

p——设计压力，按1.3.1.2条规定，MPa；

R_i——封头球面内半径，mm；按表3－26选取。

表 3－26 球面封头内半径 mm

壳体内直径	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100
R_i	300		400	500	600		700	800	900
壳体内直径	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
R_i	1000		1100	1200	1300		1400	1500	

S_D——螺栓中心至法兰环内侧的径向距离，mm；

S_r——F_r对法兰环截面形心的力臂，mm；

β_1——封头边缘处球壳中面切线与法兰环的夹角，见表3－27中的图，（°）；

$$\beta_1=\arcsin\frac{0.5D_{fi}}{R_i+0.5\delta}$$

δ——无折边球面封头计算厚度，mm；

δ_f——浮头法兰计算厚度，mm。

3.14.5.2 管程压力p_t作用下（内压）浮头盖的计算

a. 无折边球面封头计算厚度按式（3－5）计算：

$$\delta=\frac{5p_tR_i}{6[\sigma]^t\phi}\quad\text{mm}\quad\cdots\cdots(3-5)$$

式中：$[\sigma]^t$——封头材料在设计温度下的许用应力，MPa；

ϕ——焊缝系数。

b. 浮头法兰计算厚度按表3－27计算。

表3－27“浮头法兰计算表”中凡3.14.5.1条未列入的符号均按GB 150—89第7章“法兰”，设计压力$p=p_t$。

3.14.5.3 壳程压力p_s作用下（外压）浮头盖的计算：

a. 无折边球面封头应按GB 150—89第4章“外压圆筒和外压球壳”进行外压计算。

b. 浮头法兰计算厚度按表3－27计算。

表 3－27 浮头法兰计算表

设计条件		垫片及螺栓计算			
设计压力p =	MPa	垫	材料	N = mm	y = MPa
设计温度t	℃	片	外径×内径×厚度	b = mm	m =

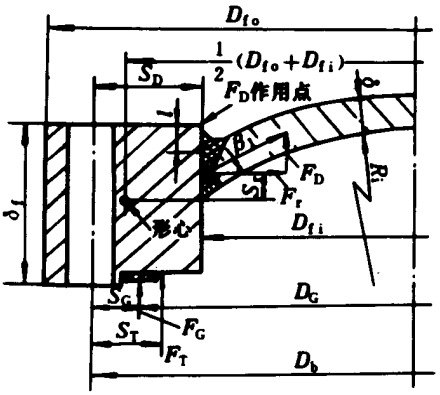
www.newMaker.com

续表 3－27

设计条件			垫片及螺栓计算	
			螺栓直径d_B = mm	螺栓数量n = 个
法兰	材料		$F_p = 6.28 D_G b m p$ =	N
	许用应力	$[\sigma]_f$ = MPa	$F = 0.785 D_G^2 P$ =	N
		$[\sigma]_f^t$ = MPa	$W_a = 3.14 D_G y b$ = N	$F + F_p$ = N
螺栓	材料		$A_{m1} = (F + F_p)/[\sigma]_b^t$ = mm^2	$A_{m2} = \frac{W_a}{[\sigma]_b}$ = mm^2
	许用应力	$[\sigma]_b$ = MPa	$A_m = A_{m1}$ 或 A_{m2}（取两者中较大值）=	mm^2
		$[\sigma]_b^t$ = MPa	A_b =	mm^2
$\beta_1 = \arcsin\frac{0.5 D_{fi}}{R_i + 0.5\delta}$ (°)			$W = 0.5 (A_m + A_b) [\sigma]_b$ =	N

操作情况下法兰的受力	力臂	力矩
$F_D = 0.785 D_{fi}^2 P$ = N	$S_D = \frac{1}{2}(D_b - D_{fi})$ = mm	$M_D = F_D S_D$ N－mm
$F_G = F_p$ = N	$S_G = \frac{1}{2}(D_b - D_G)$ = mm	$M_G = F_G S_G$ = N－mm
$F_T = F - F_D$ = N	$S_T = \frac{1}{2}(S_D + S_G)$ = mm	$M_T = F_T S_T$ = N－mm
$F_r = F_D \cdot ctg\beta_1$ = N	$S_r = \frac{\delta_f}{2} - \frac{\delta}{2\cos\beta_1} - l$ = mm	$M_r = F_r S_r$ = N－mm
操作情况下法兰总力距$M_p = M_D + M_G + M_T - M_r$（或$+M_r$依形心与封头的位置而定）		N－mm

预紧螺栓时法兰的受力	力臂	力距
$F_G = W$ = N	$S_G = \frac{1}{2}(D_b - D_G)$ = mm	$M_a = F_G S_G$ N－mm
$M_0 = \frac{M_a [\sigma]_f^t}{[\sigma]_f}$ 或M_p（取两者中较大值）=		N－mm



$$L = \frac{p D_{fi}\sqrt{4R_i^2 - D_{fi}^2}}{8[\sigma]_f^t (D_{fo} - D_{fi})}$$ mm

$$J = \frac{M_r}{[\sigma]_f^t D_{fi}}\left[\frac{D_{fo} + D_{fi}}{D_{fo} - D_{fi}}\right]$$ mm^2

法兰厚度 $\delta_f = L + \sqrt{L^2 + J}$ mm

www.newMaker.com

此时表中的M_p应改为：

$M_p = F_D(S_D - S_G) + F_T(S_T - S_G) - F_r S_r$ （或$+F_r S_r$ 依形心与封头的位置而定）。

设计压力$p = p_s$。

3.15 钩圈

钩圈分A 型和B 型两种。

a. A 型钩圈与浮头管板相配合的尺寸及允许偏差按图 3 －40，A 型钩圈的设计厚度按表 3 －28 计算。

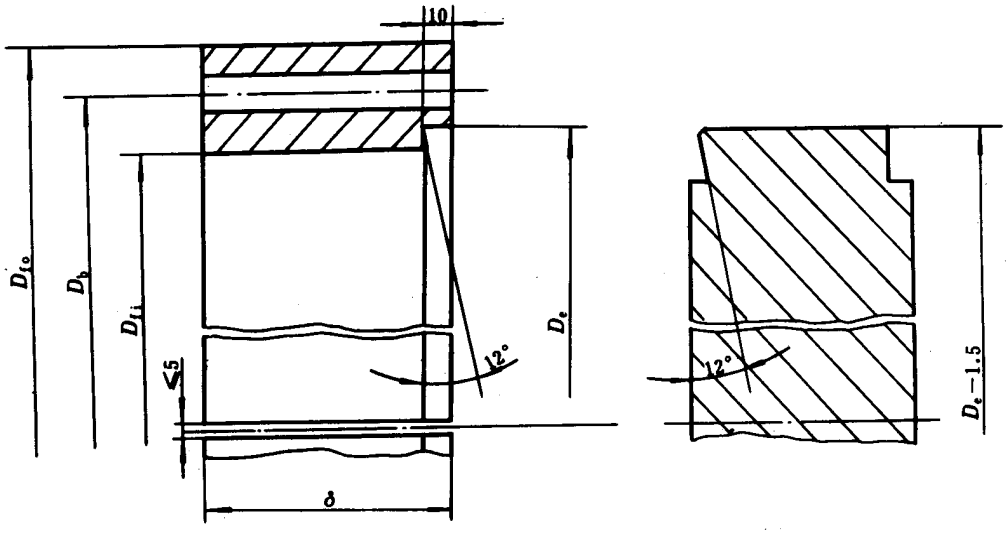


图 3－40

表 3－28

材　　料	
设计温计下的许用应力 $[\sigma]_f^t$ =	MPa
直径比 $K = D_{f0}/D_{f1}$ =	
系数Y ——根据K，按GB 150 —89第 7 章中查得Y =	
$S_G = 0.5\,[D_b - 0.5\,(D_e + D_{f1})]$ =	mm
$M = WS_G$ =	N－mm（W——取自表 3 －27）
$\delta = \sqrt{\dfrac{2YM}{D_{f1}[\sigma]_f^t}} + 2C_2$	mm

b. B 型钩圈的材料与浮头管板相同，钩圈与浮头管板相配合的尺寸及允许偏差按图 3 －41。B 型钩圈的设计厚度按下式计算：

$$\delta = \delta_1 + 16 \quad \text{mm}$$

式中：δ ——钩圈设计厚度，mm；

δ_1 ——浮头管板厚度，mm。

www.newMaker.com

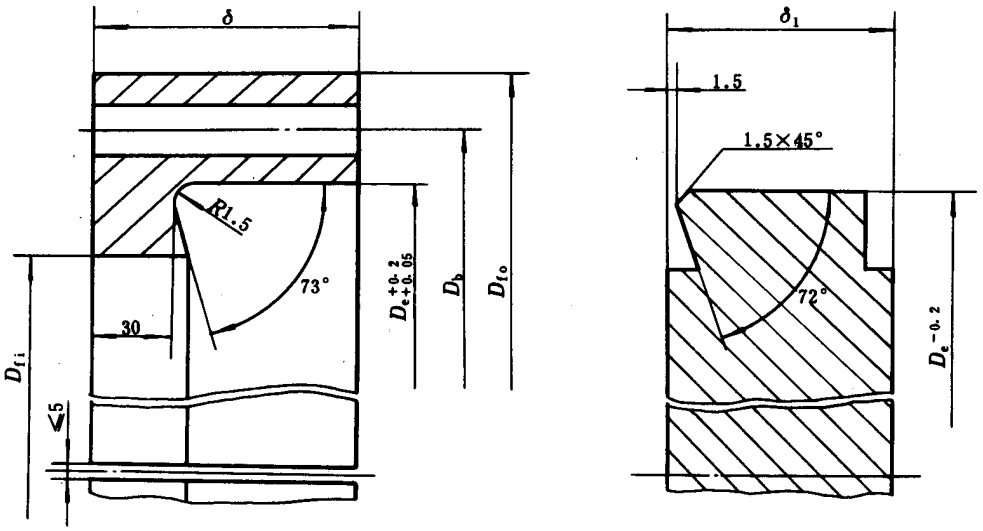


图 3－41

3.16 填料函

3.16.1 结构型式

填料函式换热器的结构型式可分为外填料函浮头式，单填料函滑动管板式和双填料函滑动管板式三种。

填料函式换热器一般不适用于易挥发，易燃、易爆、有毒及贵重介质。

3.16.1.1 外填料函式浮头换热器一般用于2.5MPa以下，其结构及尺寸见图3－42和表3－29。

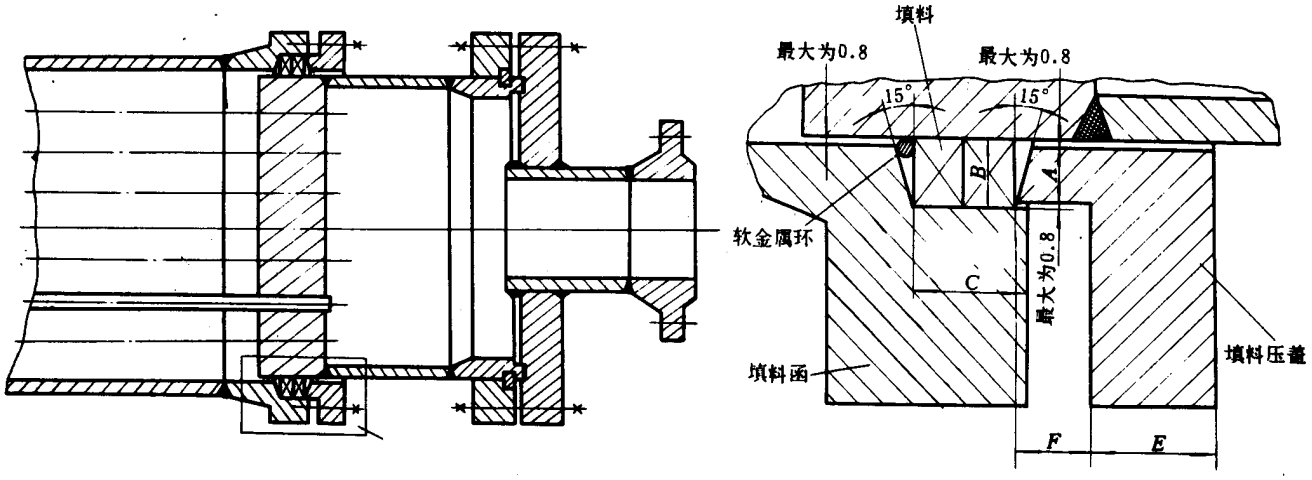


图 3－42

www.newMaker.com

表 3－29　外填料函式浮头结构尺寸　　mm

圆筒直径	A	B	C		E	F	螺栓	
			<1.0 MPa	<2.0 MPa			数量(个)	规格
200	10	11.5	33	43	25	25	4	M16
250～350							6	
350～450							8	
450～550							10	
550～600							12	
600～750	13	14.5	45	58	28	32	16	
750～850							20	
850～1100							24	
1100～1300	16	17.5	54	70	32	40	28	
1300～1500							32	

3.16.1.2　单填料函滑动管板结构及尺寸见图 3－43和表 3－29

图中（a）的结构不适用于管、壳程介质严禁混合的情况；（b）的结构可以从套环中间孔检查介质泄漏的情况。

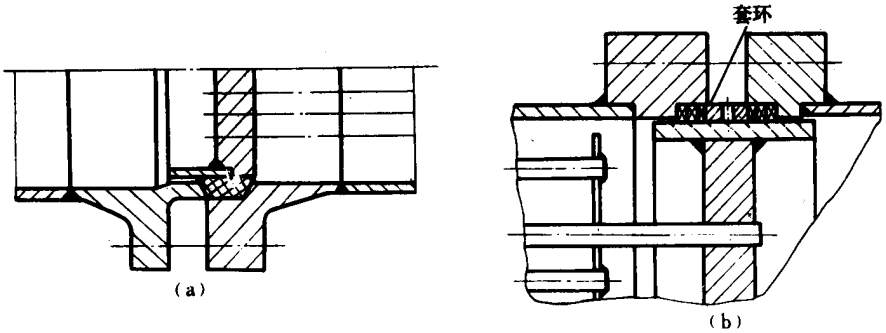


图 3－43　单填料函滑动管板结构

3.16.1.3　双填料函滑动管板结构及尺寸见图 3－44和表 3－29

该结构具有双重填料，内层填料对管、壳程进行密封；外层填料主要起保护作用，收集泄漏的介质，并由接管引出。此种结构可处理有危险性的介质。

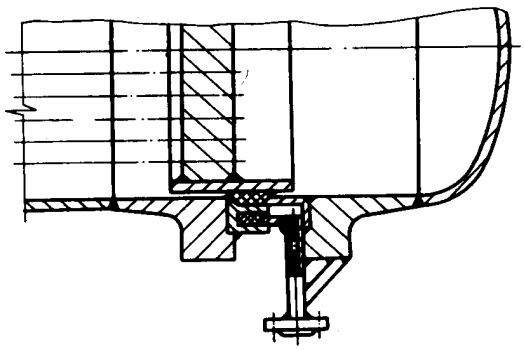


图 3－44

www.newMaker.com

3.16.2 一般规定

a. 一般应在填料函底部设置一个软金属环，见图 3 - 42，软金属环与裙板之间的间隙应小于管板裙和填料函之间的最小间隙。

b. 浮动管板裙一般向外延伸，见图 3 - 43 (a)和图 3 - 44。当管板裙必须向内延伸时，应采取适当的方法防止壳程与管板之间产生较大的流体停滞区。

c. 凡与填料接触的管板、管板裙和填料函的表面均应加工，表面粗糙度R_a<12.5μm。

3.16.3 填料的选择

填料的选择应根据管、壳程介质、操作温度、操作压力等确定，一般采用油浸石棉填料、橡胶石棉填料、聚四氟乙烯浸石棉填料和柔性石墨填料。

3.17 滑道

滑道的结构一般有滑板、滚轮和滑条等型式。

3.17.1 滑板的结构型式见图 3 - 45。滑板焊在折流板或支持板的槽内，在直径方向高出折流板 0.5～1mm，并与管束成一整体。滑板的尺寸可根据换热器直径、长度和管束重量确定。

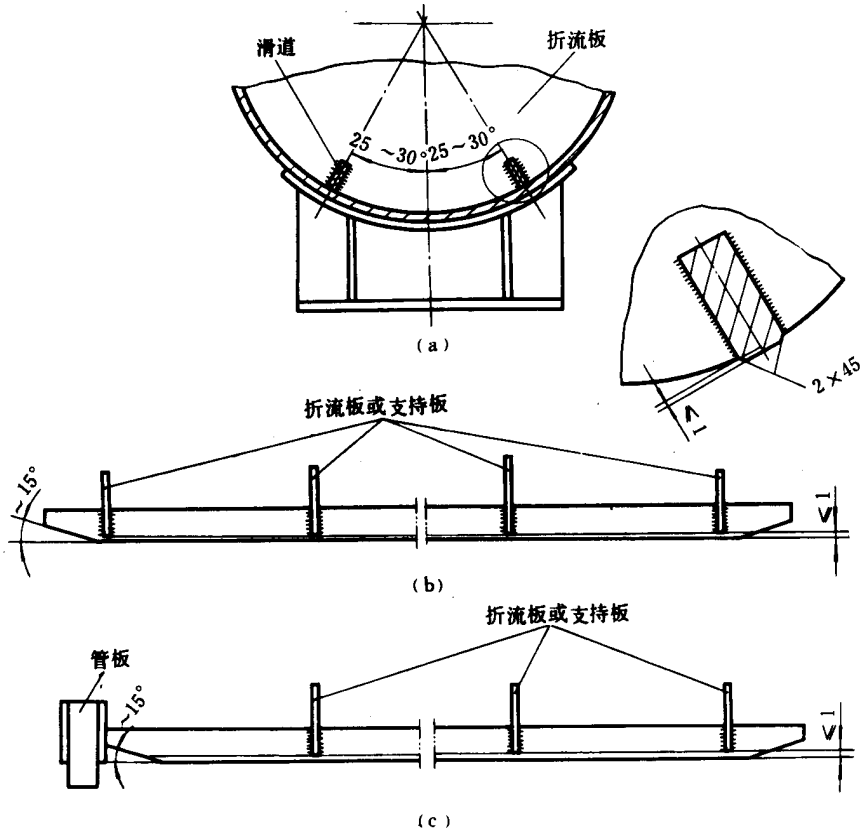


图 3 - 45

3.17.2 滚轮结构见图 3 - 46。滚轮数量应根据管束的重量和一对滚轮间夹角的大小来确定，但一个管束至少应有三对滚轮。

www.newMaker.com

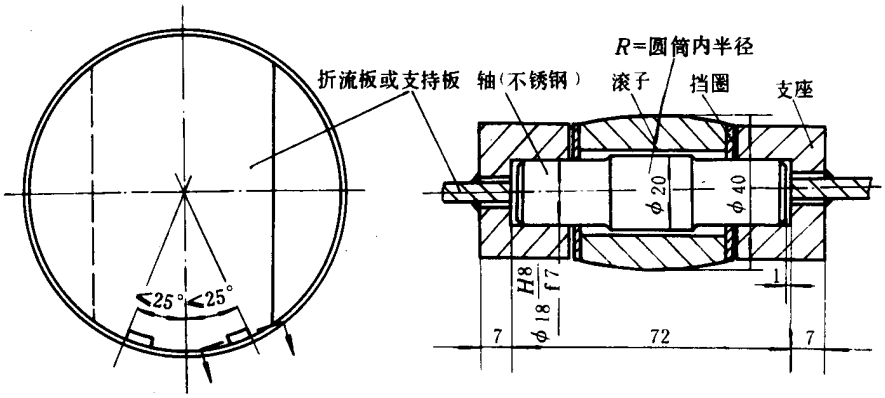


图 3－46

3.17.3 釜式重沸器管束滑道结构见图3－47。这些结构除在折流板或支持板上装有滑板式滑条外，还要在壳体底部设置支撑导轨。

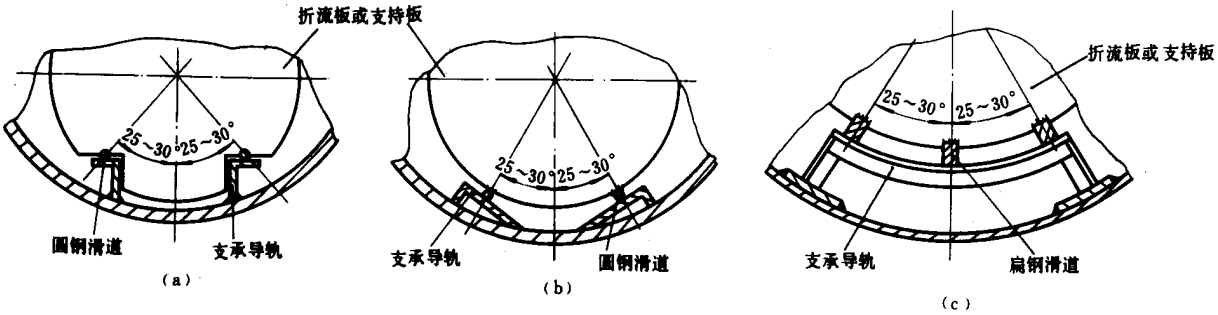


图 3－47

3.18 支座

换热器一般采用悬挂式支座或鞍式支座。可按JB 1165—81《悬挂式支座》或JB 1167—81《鞍式支座》选用；如需设计计算时，应按GB 150—89第8章的规定。

3.18.1 悬挂式支座如图3－48所示。

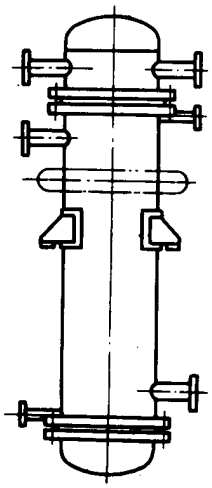


图 3－48

www.newMaker.com

a. 公称直径DN<800mm时，至少应安装两个支座；

b. 公称直径DN>800mm时，至少应安装四个支座。

3.18.2 鞍式支座如图3－49所示。鞍式支座在换热器上的布置应按下列原则确定：

a. 当L<3000mm时，取L_B=（0.4～0.6）L；

b. 当L>3000mm时，取L_B=（0.5～0.7）L；

c. 尽量使L_C和L'_C相近。

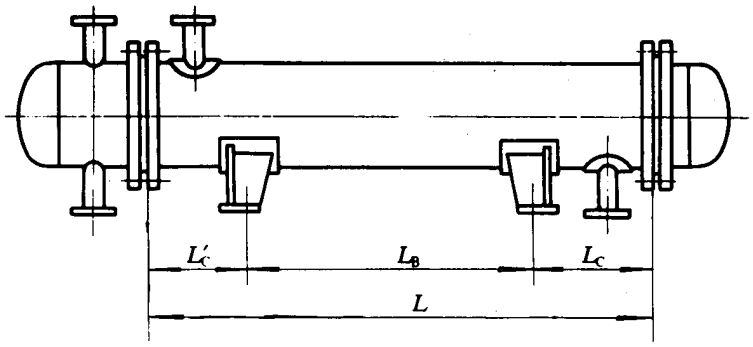


图 3－49

3.18.3 重叠式换热器支座的安装形式如图3－50所示，一般要求如下：

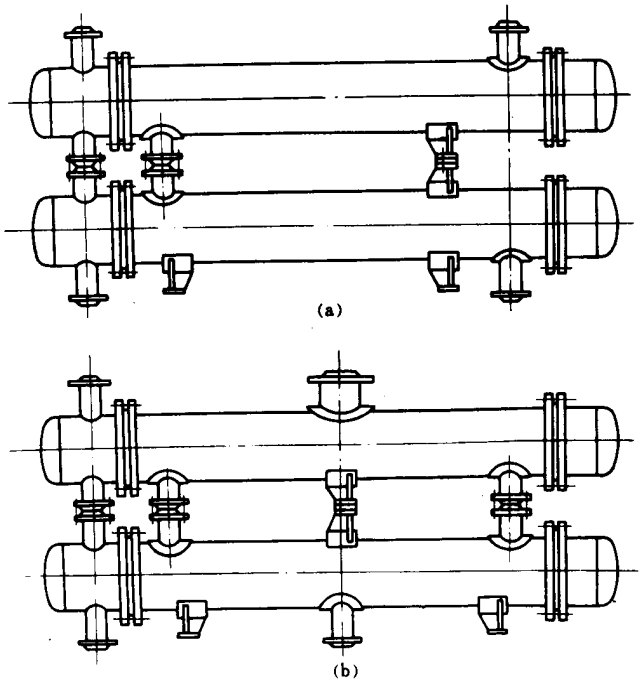


图 3－50

a. 重叠式换热器之间的支座应设置调整高度用的垫板。

b. 支座底板到设备中心线的距离应比接管法兰密封面到设备中心线的距离至少小5mm。

c. 重叠式换热器支座除按JB 1167—81选用外，必要时应对支座和壳体进行校核。

3.19 附件

3.19.1 起吊附件

www.newMaker.com

重量大于30kg的管箱及管箱盖应设置吊耳。

3.19.2 环首螺钉

浮头式换热器和U形管式换热器应在管板上设置抽拉管束的环首螺钉。

4 制造、检验与验收

换热器的制造、检验与验收，除遵守本章规定外，还必须符合GB 150—89第10章的有关规定。

换热器的检查和试验，除另有规定外，应在制造厂进行。

4.1 换热器受压部分的焊缝，根据在换热器上的位置分为：*A*、*B*、*C*、*D*四类，如图4－1所示。

4.2 壳体

4.2.1 圆筒内直径允许偏差

4.2.1.1 用板材卷制时，内直径允许偏差可通过外圆周长加以控制，其外圆周长允许上偏差为10mm；下偏差为零。

4.2.1.2 用钢管作圆筒时，其尺寸允许偏差为：

a. Ⅰ级换热器应符合GB 8163—87和GB 2270—80较高级的规定；

b. Ⅱ级换热器应符合GB 8163—87和GB 2270—80普通级的规定。

4.2.2 圆筒同一断面上，最大直径与最小直径之差$e \leqslant 0.5\% DN$。

且：$DN < 1200$mm时，其值不大于5mm；

$DN > 1200$mm时，其值不大于7mm。

4.2.3 圆筒直线度允许偏差为$L/1000$（L为圆筒总长）。

且：$L < 6000$mm时，其值不大于4.5mm；

$L > 6000$mm时，其值不大于8mm。

直线度检查，应通过中心线的水平和垂直面，即沿圆周0°、90°、180°、270°四个部位测量。

4.2.4 壳体内部凡有碍管束顺利装入或抽出的焊缝均应磨至与母材表面齐平。

4.2.5 在壳体上设置接管或其它附件，导致壳体变形较大，影响管束顺利安装时，应采取防止变形或预变形措施。

4.2.6 插入式接管、管接头等，除图样另有规定外，不应突出管箱、壳体和外头盖的内表面。

4.3 换热管

4.3.1 用于胀接连接的换热管应按3.8.2条规定，如不能满足时，制造厂应采取措施。

4.3.2 换热管管端外表面应除锈。用于焊接时，管端除锈长度应不小于管径，且不小于25mm；用于胀接连接时，管端应除锈至呈金属光泽，其长度不宜小于二倍的管板厚度。

4.3.3 换热管拼接时，须符合以下要求：

a. 同一根换热管，其对接焊缝不得超过一条（直管）或二条（U形管）；

b. 最短管长不得小于300mm；

c. 包括至少50mm直管段的U形管弯管段范围内不得有拼接焊缝；

d. 对口错边量应不超过管子壁厚的15%，且不大于0.5mm；直线度偏差以不影响顺利穿管为限；

e. 对接后，应按表4－1选取钢球直径对焊接接头进行通球检查以钢球通过为合格；

表 4－1　　mm

换热管外径 d	$d < 25$	$25 < d < 40$	$d > 40$
钢球直径	$0.75d_i$	$0.8d_i$	$0.85d_i$

注：d_i——换热管内径。

www.newMaker.com

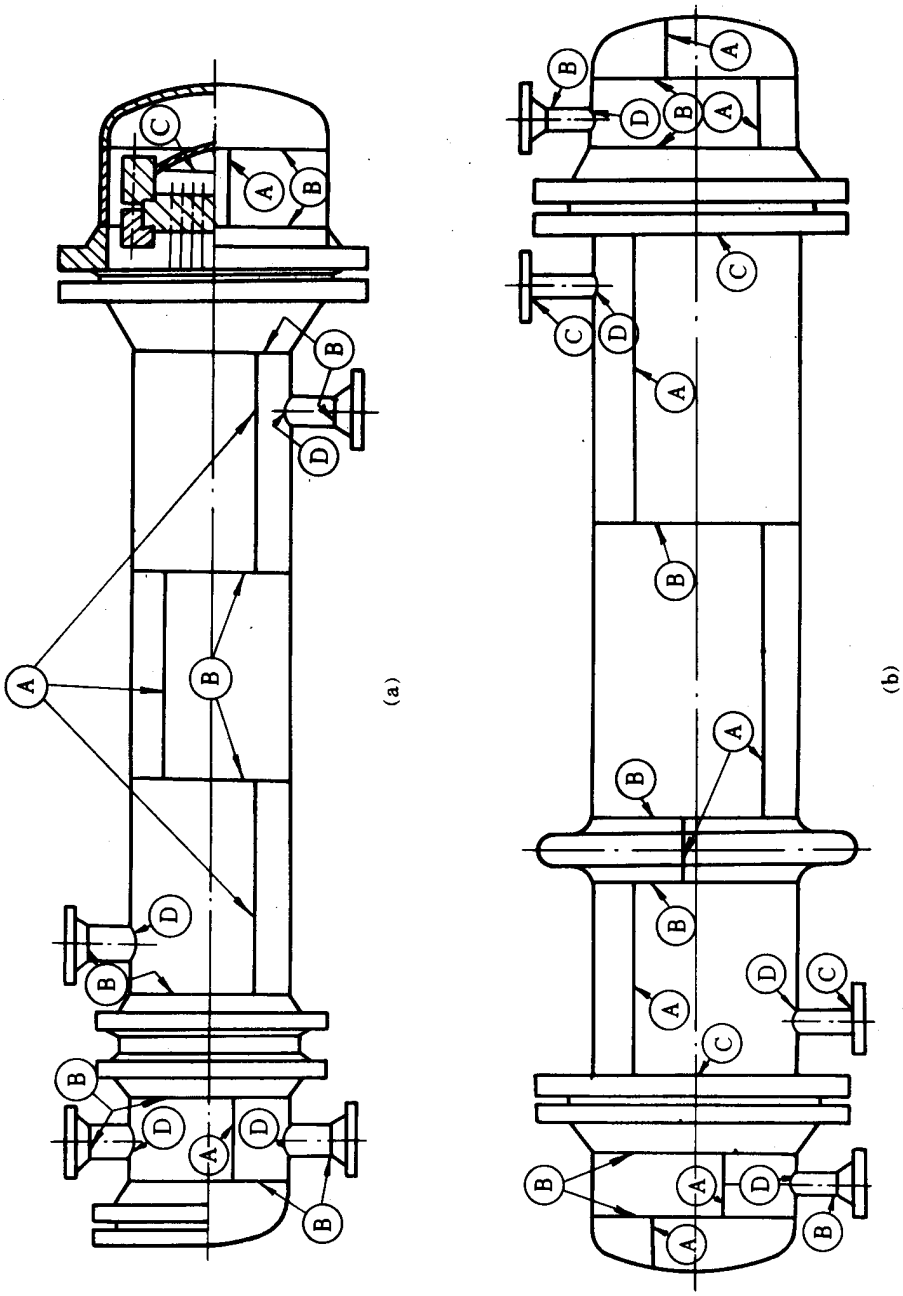


图 4－1

www.newMaker.com

f. 对接接头应作焊接工艺评定。必要时，可对焊接接头进行抽样检查。试件的数量、尺寸、试验方法等按 JB 1614—83《锅炉受压元件焊接接头机械性能试验方法》的规定。

g. 对接接头应进行射线探伤，抽查数量应不少于接头总数的10%，且不少于一条，以GB 3323—87《钢熔化焊对接接头射线照相和质量分级》的Ⅲ级为合格。如有一条不合格时，应加倍抽查；再出现不合格时，应100%检查。

h. 对接后的换热管，应逐根作液压试验，试验压力为设计压力的 2 倍。

4.3.4 U 形管的弯制

4.3.4.1 U 形管弯管段的圆度偏差，应不大于管子名义外径的10%。

4.3.4.2 U 形管不宜热弯，否则须征得用户同意。

4.3.4.3 当有耐应力腐蚀要求时，冷弯U 形管的弯管段及至少包括150mm的直管段应进行热处理：

a. 碳钢、低合金钢管作消除应力热处理；

b. 奥氏体不锈钢管可按供需双方商定的方法进行热处理。

4.4 管板

4.4.1 拼接管板的焊缝应进行100%的射线或超声波探伤，按GB 3323—87的Ⅱ级或JB 1152—81《锅炉和钢制压力容器对接焊缝超声波探伤》的Ⅰ级为合格。

除不锈钢外，拼接后管板还应作消除应力的热处理。

4.4.2 堆焊复合管板

a. 堆焊前，应进行堆焊工艺评定；

b. 基层材料的待堆焊面和复层材料加工后（钻孔前）的表面，应按JB 3965—85《钢制压力容器磁粉探伤》或按GB 150—89附录H《钢制压力容器渗透探伤》进行检查。

c. 不得采用在管子与管板焊接时的桥间补焊工艺进行管板堆焊。

4.4.3 管板孔直径及允许偏差按表 3 - 11规定。钻孔后，应抽查不小于60° 的管板中心角区域内 的管孔，在这一区域内允许有 4 %的管孔上偏差比表 3 - 11中的数值大0.15mm。

4.4.4 孔桥宽度偏差

终钻（出钻）一侧管板表面，相邻两管孔之间的孔桥宽度B，Ⅰ级换热器按表 4 - 2 （a）规定；Ⅱ级换热器按表 4 - 2 （b）规定。

表 4-2（a）Ⅰ级换热器孔桥宽度 mm

换热管外径	孔心距 S	管孔最大直径 d	名义孔桥宽度 $S-d$	允许孔桥宽度B（>96%的孔桥宽度不得小于下列值） 管板厚度 δ								B_{min} 允许的最小孔桥宽度（<4%的孔桥数，且不超过5个）
				20	40	60	80	100	120	140	160	
10	14	10.35	3.65	2.98	2.82	2.65	2.49	2.33	2.17	—	—	1.88
14	19	14.40	4.60	3.98	3.86	3.74	3.63	3.51	3.40	3.28	3.16	2.35
19	25	19.40	5.60	4.75	4.67	4.58	4.50	4.41	4.33	4.24	4.15	2.85
25	32	25.40	6.60	5.77	5.71	5.64	5.58	5.51	5.45	5.38	5.32	3.35
32	40	32.55	7.45	6.64	6.59	6.54	6.49	6.43	6.38	6.33	6.28	3.78
38	48	38.60	9.40	8.60	8.55	8.51	8.47	8.42	8.38	8.34	8.30	4.75
45	57	45.60	11.40	10.60	10.57	10.53	10.49	10.46	10.42	10.39	10.35	5.75
57	72	57.80	14.20	13.41	13.38	13.35	13.32	13.30	13.27	13.24	13.21	7.15

www.newMaker.com

表 4-2(b) Ⅱ级换热器孔桥宽度 mm

换热管外径	孔心距 S	管孔最大直径 d	名义孔桥宽度 $S-d$	允许孔桥宽度B（>96%的孔桥宽度不得小于下列值）								B_{min}允许的最小孔桥宽度(<4%的孔桥数，且不超过5个)
				管板厚度 δ								
				20	40	60	80	100	120	140	160	
10	14	10.45	3.55	2.88	2.12	2.55	2.39	2.23	2.07	—	—	1.83
14	19	14.55	4.45	3.83	3.71	3.59	3.48	3.36	3.25	3.13	3.01	2.28
19	25	19.60	5.40	4.55	4.47	4.38	4.30	4.21	4.12	4.04	3.95	2.75
25	32	25.60	6.40	5.57	5.51	5.44	5.38	5.31	5.25	5.18	5.12	3.25
32	40	32.80	7.20	6.39	6.34	6.29	6.23	6.18	6.13	6.08	6.03	3.65
38	48	38.80	9.20	8.40	8.35	8.31	8.27	8.22	8.18	8.14	8.10	4.65
45	57	45.90	11.10	10.30	10.27	10.23	10.19	10.16	10.12	10.09	10.05	5.10
57	72	58.10	13.90	13.11	13.08	13.05	13.02	13.00	12.97	12.94	12.91	6.50

4.4.5 管孔表面粗糙度

a. 当换热管与管板焊接连接时，管孔表面粗糙度R_a值不大于25μm。

b. 当换热管与管板胀接连接时，管孔表面粗糙度R_a值不大于12.5μm。

4.4.6 胀接连接时，管孔表面不得有影响胀接紧密性的缺陷，如贯通的纵向或螺旋状刻痕等。

4.4.7 隔板槽密封面应与环形密封面平齐，或略低于环形密封面（控制在0.5mm以内）。

4.5 换热管与管板的连接

4.5.1 连接部位的换热管和管板孔表面，应清理干净，不得留有影响胀接或焊接连接质量的毛刺、铁屑、锈斑，油污等。

4.5.2 胀接连接时，其胀接长度，不得伸出管板背面（壳程侧），换热管的胀接部分与非胀接部分应圆滑过渡，不得有急剧的棱角。

4.5.3 焊接连接时，焊渣及凸出于换热管内壁的焊瘤均应清除。焊缝缺陷的返修，应先清除缺陷，后补焊。

4.5.4 换热管与管板的焊接接头，施焊前应按附录C作焊接工艺评定。

4.6 折流板、支持板

4.6.1 折流板、支持板的管孔直径及允许偏差按3.9.2.3条的规定，但允许超差0.1mm的管孔数不得超过4%。

4.6.2 折流板、支持板外圆表面粗糙度R_a值不得大于25μm，外圆面两侧的尖角应倒钝。

4.6.3 应去除折流板，支持板上的任何毛刺。

4.7 管束的组装

a. 拉杆上的螺母应拧紧，以免在装入或抽出管束时因折流板窜动而损伤换热管；

b. 穿管时不应强行敲打，换热管表面不应出现凹瘪或划伤；

c. 除换热管与管板间以焊接连接外，其它任何零件均不准与换热管相焊。

4.8 管箱、浮头盖的热处理

a. 碳钢、低合金钢制的焊有分程隔板的管箱和浮头盖以及管箱的侧向开孔超过1/3圆筒内径的管箱，应在施焊后作消除应力的热处理，设备法兰密封面应在热处理后加工；

www.newMaker.com

b. 奥氏体不锈钢制管箱、浮头盖，一般不作焊后消除应力的热处理。当有较高抗腐蚀要求或在高温下使用时，可按供需双方商定的方法进行热处理。

4.9 釜式重沸器

a. 支撑导轨上有碍滑道通过的焊缝应修磨齐平；

b. 支撑导轨应与设备纵向中心线保持平行，其平行度偏差应不超过 2 /1000，且不大于 5 mm；

c. 溢流板的上端面应水平，其倾斜度不应大于 3 mm。

4.10 换热器的密封面应予以保护，不得因磕碰划伤、电弧损伤、焊瘤、飞溅等而损坏密封面。

4.11 密封垫片一般应为整体垫片，特殊情况下允许拼接，但垫片拼接接头不得影响密封性能。

4.12 补强圈的信号孔应在压力试验前通入0.4～0.5MPa的压缩空气检查焊缝质量。

4.13 支座垫板、补强圈和壳体的搭接焊缝与任意相邻焊缝的距离，以及接管与壳体连接的角焊缝与任意相邻焊缝的距离均不应小于 3 倍的壳体壁厚，且不小于50mm。

4.14 重叠换热器须在制造厂进行重叠预组装。重叠支座间的调整板应在压力试验合格后点焊于下面换热器的支座上，并在重叠支座和调整板的外侧标有永久性标记，以备现场组装对中。

4.15 换热器组装

4.15.1 换热器零、部件在组装前应认真检查和清扫，不得留有焊疤、焊条头、焊接飞溅物、浮锈及其它杂物等。

4.15.2 吊装管束时，应防止管束变形和损伤换热管。

4.15.3 紧固螺栓至少应分三遍进行，每遍的起点应相互错开120°，紧固顺序可按图 4 - 2 的规定。

4.16 尺寸偏差

4.16.1 换热器组装尺寸的允许偏差见图 4 - 3 。

4.16.2 平盖、法兰、隔板、管板等装配尺寸的允许偏差见图 4 - 4 。

图中D_1～D_7的允许偏差按 GB1804—79《未注公差尺寸的极限偏差》规定的IT12级（D_7的允许偏差只适用于A 型钩圈）。

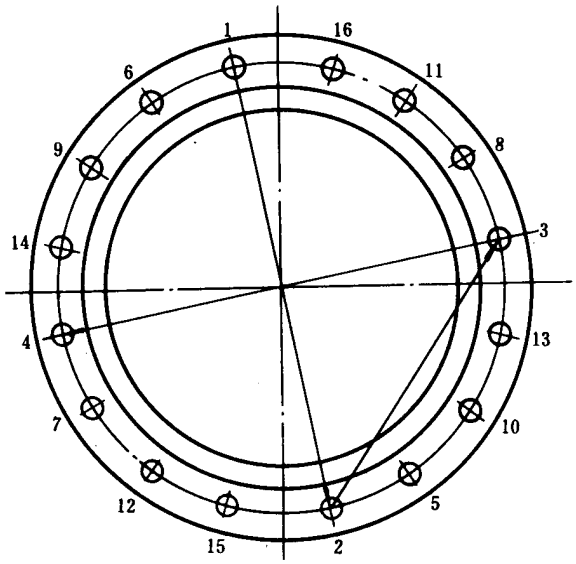
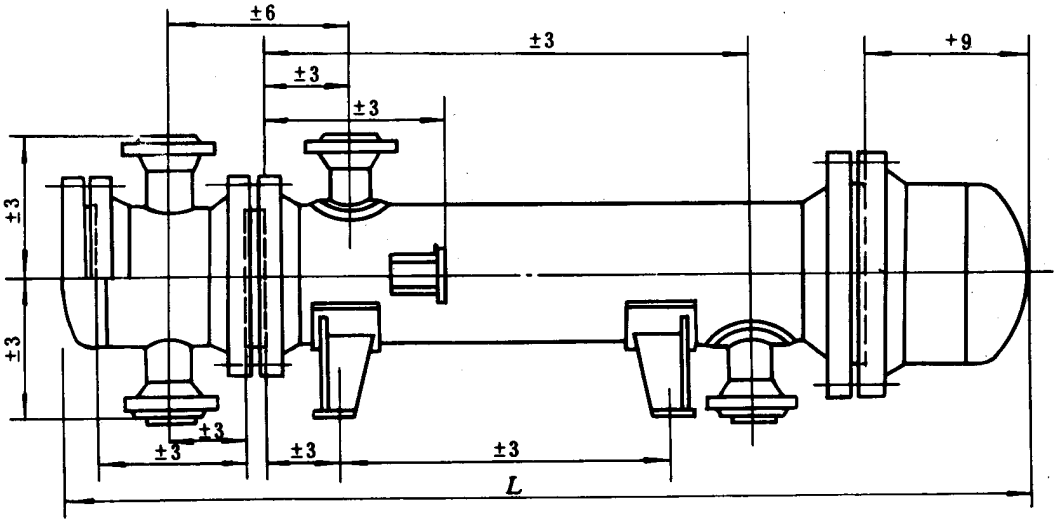
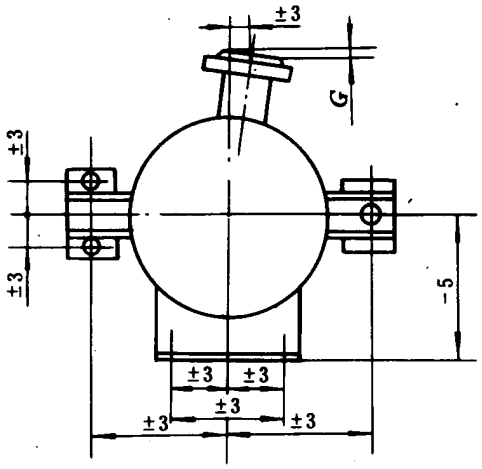


图 4-2

www.newMaker.com





mm

接管公称直径	50～100	150～300	≥350
G_{max}	1.5	2.5	4.5

注：本表仅适用于与外部管线连接的接管。

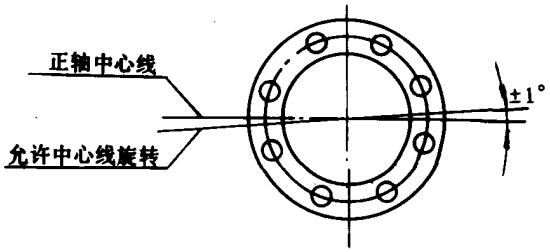
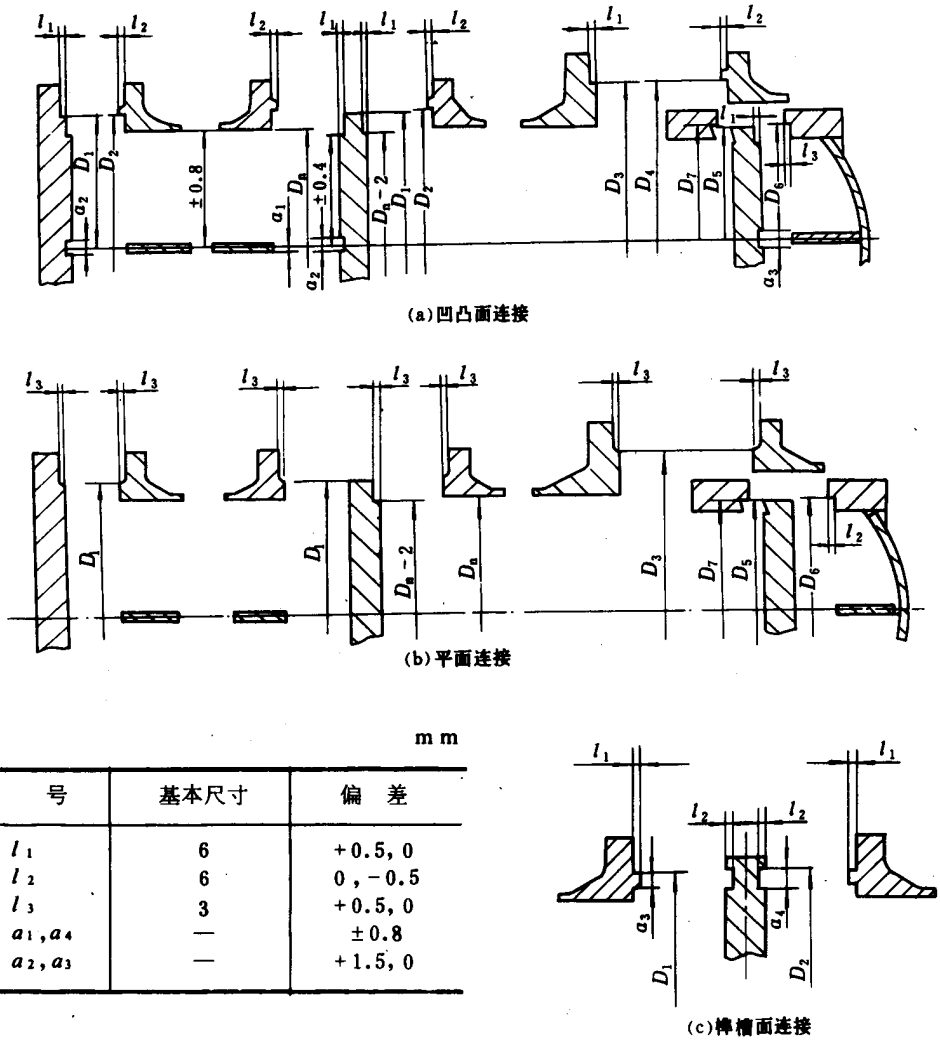


图 4-3

www.newMaker.com



mm

符　号	基本尺寸	偏　差
l_1	6	+0.5, 0
l_2	6	0, -0.5
l_3	3	+0.5, 0
a_1, a_4	—	±0.8
a_2, a_3	—	+1.5, 0

图 4-4

4.16.3 填料函式浮头结构及尺寸允许偏差见图 4-5。

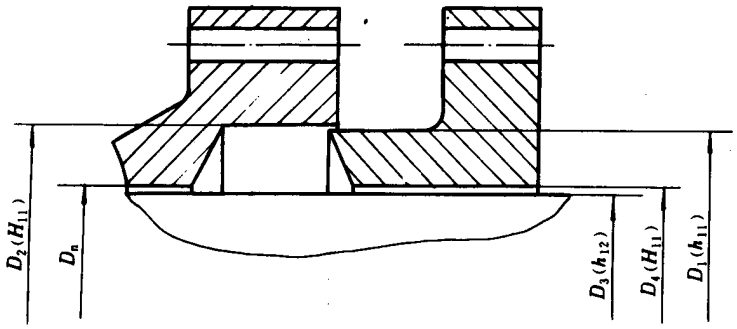


图 4-5

4.16.4 双壳程换热器纵向隔板的宽度允许偏差与折流板外直径允许偏差相同；纵向隔板两对角线之差应不超过2.5mm。

4.16.5 B 型钩圈及浮头管板名义尺寸D_e的允许偏差见图 3-41。也可按管板的实测直径，在保证直径间隙不大于0.4mm的情况下配制钩圈的内径。

www.newMaker.com

4.16.6 换热器自由尺寸偏差

a. 机加工面的自由尺寸允许偏差按GB 1804—79中IT12级；

b. 非机加工面的自由尺寸允许偏差按GB 1804—79中IT16级。

4.17 无损探伤

焊缝无损探伤的检查要求和评定标准，应根据换热器管、壳程不同的设计条件，按照GB 150—89第10章10.8条的规定和图样要求执行。

4.18 压力试验

换热器压力试验的顺序应按本条规定。压力试验的方法及要求应符合GB 150—89第10章10.9条的规定。

4.18.1 固定管板换热器试验顺序

a. 壳程试压，同时检查换热管与管板连接接头（以下简称接头）；

b. 管程试压。

4.18.2 U形管式换热器、釜式重沸器（U形管束）及填料函式换热器试验顺序

a. 用试验压环进行壳程试验，同时检查接头；

b. 管程试压。

4.18.3 浮头式换热器、釜式重沸器（浮头式管束）试验顺序

a. 用试验压环和浮头专用试压工具进行管头试压。对釜式重沸器尚应配备管头试压专用壳体；

b. 管程试压；

c. 壳程试压。

4.18.4 按压差设计的换热器

a. 接头试压（按图样规定的最大试验压力差）；

b. 管程和壳程步进试压（按图样规定的试验压力和步进程序）。

4.18.5 当管程试验压力高于壳程试验压力时，接头试压应按图样规定，或按供需双方商定的方法进行。

4.18.6 重叠换热器

接头试压允许单台进行。当各台换热器程间连通时，管程及壳程试压应在重叠组装后进行。

4.18.7 换热器试压后，内部积水须放净、吹干。

4.19 铭牌

4.19.1 换热器必须装有标明下列内容的铭牌：

a. 制造单位名称及制造许可证号码；

b. 制造单位出厂编号；

c. 产品名称；

d. 产品图号或设备位号；

e. 产品型号（按1.6条规定）；

f. 折流板间距；

g. 设计温度（分管程和壳程）；

h. 设计压力（分管程和壳程）；

i. 试验压力（分管程和壳程）；

j. 类别；

k. 重量；

l. 制造日期。

根据图样要求，可在铭牌上补充特殊内容，如：最大允许温差、最大允许压差等。

4.19.2 重叠换热器的每台换热器上，应各有一块铭牌，在铭牌的产品图号末尾上标注上、中、下等

www.newMaker.com

字样。

4.19.3 卧式换热器的铭牌，应安装在壳体中间或管箱盖中间；立式换热器的铭牌应按图样规定的位置安装。

4.19.4 当图样规定了保温层厚度时，铭牌托架的高度应大于保温层厚度。

4.19.5 铭牌的材料应具有耐蚀性，一般为黄铜、铝或协议规定的其它材料。

4.19.6 铭牌规格按JB 8—82《产品标牌》选用。特殊铭牌或附加铭牌的规格由制造厂自定。当协议另有规定时，应按协议规定制作。

4.20 换热器的油漆、包装、运输按JB 2536—80《压力容器油漆、包装、运输》的规定。

5 安装、试车和维护

5.1 安装

5.1.1 场地和基础

5.1.1.1 应根据换热器的结构型式，在换热器的两端留有足够的空间来满足拆装、维修的需要。

5.1.1.2 活动支座的基础面上应预埋滑板。

5.1.2 安装前的准备

5.1.2.1 可抽管束换热器安装前应抽芯检查、清扫。抽管束时，应注意保护密封面和折流板。移动和起吊管束时，应将管束放置在专用的支承结构上，以避免损伤换热管。

5.1.2.2 安装前一般应进行压力试验。当图样有要求时，应进行气密性试验。

5.1.3 地脚螺栓和垫铁

5.1.3.1 活动支座的地脚螺栓应装有两个锁紧的螺母，螺母与底板间应留有1～3mm的间隙。

5.1.3.2 地脚螺栓两侧均应有垫铁。设备找平后，斜垫铁可与设备支座底板焊牢，但不得与下面的平垫铁或滑板焊死。

5.1.3.3 垫铁的安装不应妨碍换热器的热膨胀。

5.1.4 其它要求

5.1.4.1 应在不受力的状态下连接管线，避免强力装配。

5.1.4.2 拧紧换热器螺栓时，一般应按图4－2表示的顺序进行，并应涂抹适当的螺纹润滑剂，以避免“咬死”。

5.2 试车

5.2.1 试车前应查阅图纸有无特殊要求和说明，铭牌有无特殊标志，如管板是否按压差设计，对试压、试车程序有无特殊要求等。

5.2.2 试车前应清洗整个系统，并在入口接管处设置过滤网。

5.2.3 系统中如无旁路，试车时应增设临时旁路。

5.2.4 开启放气口，使流体充满设备。

5.2.5 当介质为蒸汽时，开车前应排空残液，以免形成水击；有腐蚀性的介质，停车后应将残存介质排净。

5.2.6 开车或停车过程中，应逐渐升温和降温，避免造成压差过大和热冲击。

5.2.7 温度上升到操作温度时，要进行螺栓的热紧。

5.3 维护

5.3.1 换热器不得在超过铭牌规定的条件下运行。

5.3.2 应经常对管、壳程介质的温度及压降进行监督，分析换热器的泄漏和结垢情况。

在压降增大和传热系数降低超过一定数值时，应根据介质和换热器的结构，选择有效的方法进行清洗。

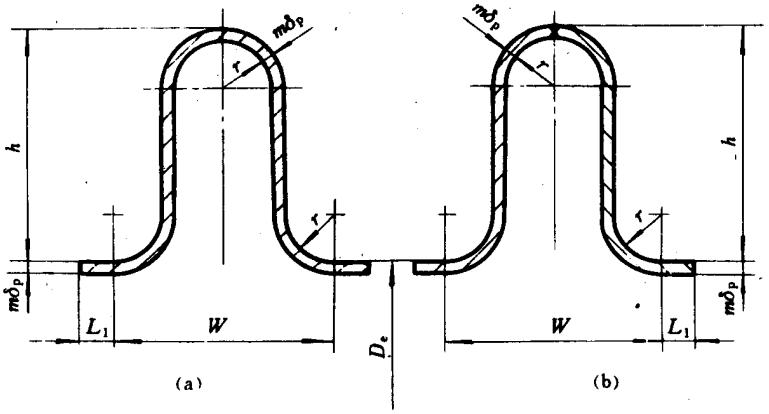
5.3.3 应经常监视管束的振动情况。

www.newMaker.com

附 录 A
膨 胀 节
（补充件）

A 1 膨胀节结构和尺寸

A 1.1 一般采用U 形膨胀节，其结构如图 A1(a)所示。允许采用两个半波零件焊接成的膨胀节，其结构如图A 1 (*b*)所示。



图A1 U 形膨胀节

U 形膨胀节可由单层或多层板构成。多层膨胀节有较大的补偿量。当要求更大的热补偿量时，可采用多波膨胀节。多波膨胀节可以为整体成型结构，也可以由几个单波元件组焊。

A 1.2 U 形膨胀节可按JB 1121—83《波形膨胀节》选用。也可按A 4条进行计算。

A 2 膨胀节选材应符合GB 150—89第 2 章的规定，并优先采用JB 1121—83标准中所用的材料。

A 3 热处理

冷作成型的铁素体钢膨胀节必须进行消除应力处理；奥氏体钢膨胀节冷作成型后通常不需要热处理，热作成型时应进行固溶处理。

A4 U 形膨胀节的计算

本计算只适用于温度低于375℃的碳素钢、低合金钢和温度低于500℃的奥氏体不锈钢制的单层或多层不带加强装置的U 形膨胀节。

A4.1 符号说明

C_z——腐蚀裕量，mm；

C_d——系数，由图A2查得；

C_r——系数，由图A3查得；

C_p——系数，由图A4查得；

D_e——膨胀节直边段外直径（即波根外径），mm；

D_m——波纹管的当量圆筒外直径，mm；

$$D_m = D_e + h$$

D_0——圆筒外直径，mm；

E_b——常温时膨胀节材料的弹性模量，MPa；

E_b^t——设计温度时膨胀节材料的弹性模量，MPa；

E_s^t——圆筒材料设计温度下的弹性模量，MPa；

e——一个波的轴向位移，mm；

F——膨胀节总轴向力，N；

www.newMaker.com

f ——疲劳寿命的温度修正系数；

h ——膨胀节波高，mm；

I ——断面惯性矩，mm^4；

K ——膨胀节一个波的轴向弹性刚度，N/mm；

K_n——膨胀节总体轴向弹性刚度，N/mm；

k ——系数，

$$k=\frac{L_1}{1.5\sqrt{D_e\delta_e'}}\quad 当k>1时，取k=1；$$

L ——连接膨胀节的换热器圆筒长度，mm；

L_1——膨胀节直边段长度，mm；

l ——波纹管长度，mm；

$$l=nW$$

m ——波纹管管壁的层数，对单层膨胀节，m = 1，

N ——膨胀节的疲劳破坏循环次数；

$[N]$ —膨胀节的许用循环次数；

n ——波纹管波数；

n_f——疲劳寿命安全系数，$n_f>20$；

p ——设计压力，MPa；

$[p]$——许用外压力，MPa；

W——波纹管一个波的波长，mm；

δ_e——连接膨胀节的换热器圆筒的有效厚度，mm；

δ_e'——成型前波纹管一层材料的有效厚度，mm；

δ_{eq}——波纹管的当量圆筒有效厚度，mm；

δ_p——成形后波纹管一层材料的最小有效厚度，mm；

$$\delta_p=\left(\frac{D_e}{D_m}\right)^{\frac{1}{2}}\delta_e'$$

亦可采用成形减薄后各部位的实测值

σ_{bH}——操作温度变化范围内波纹管材料在上限温度时的抗拉强度，MPa；

σ_{bL}——操作温度变化范围内波纹管材料在下限温度时的抗拉强度，MPa；

σ_z ——内压引起的膨胀节直边段周向薄膜应力，MPa；

$[\sigma]^t$ ——设计温度时膨胀节材料的许用应力，MPa；

σ_s^t ——设计温度时膨胀节材料的屈服点，MPa；

σ_1 ——内压引起的波纹管周向薄膜应力，MPa；

σ_2 ——内压引起的波纹管经向薄膜应力，MPa；

σ_3 ——内压引起的波纹管经向弯曲应力，MPa；

σ_4 ——位移引起的波纹管经向薄膜应力，MPa；

σ_5 ——位移引起的波纹管经向弯曲应力，MPa。

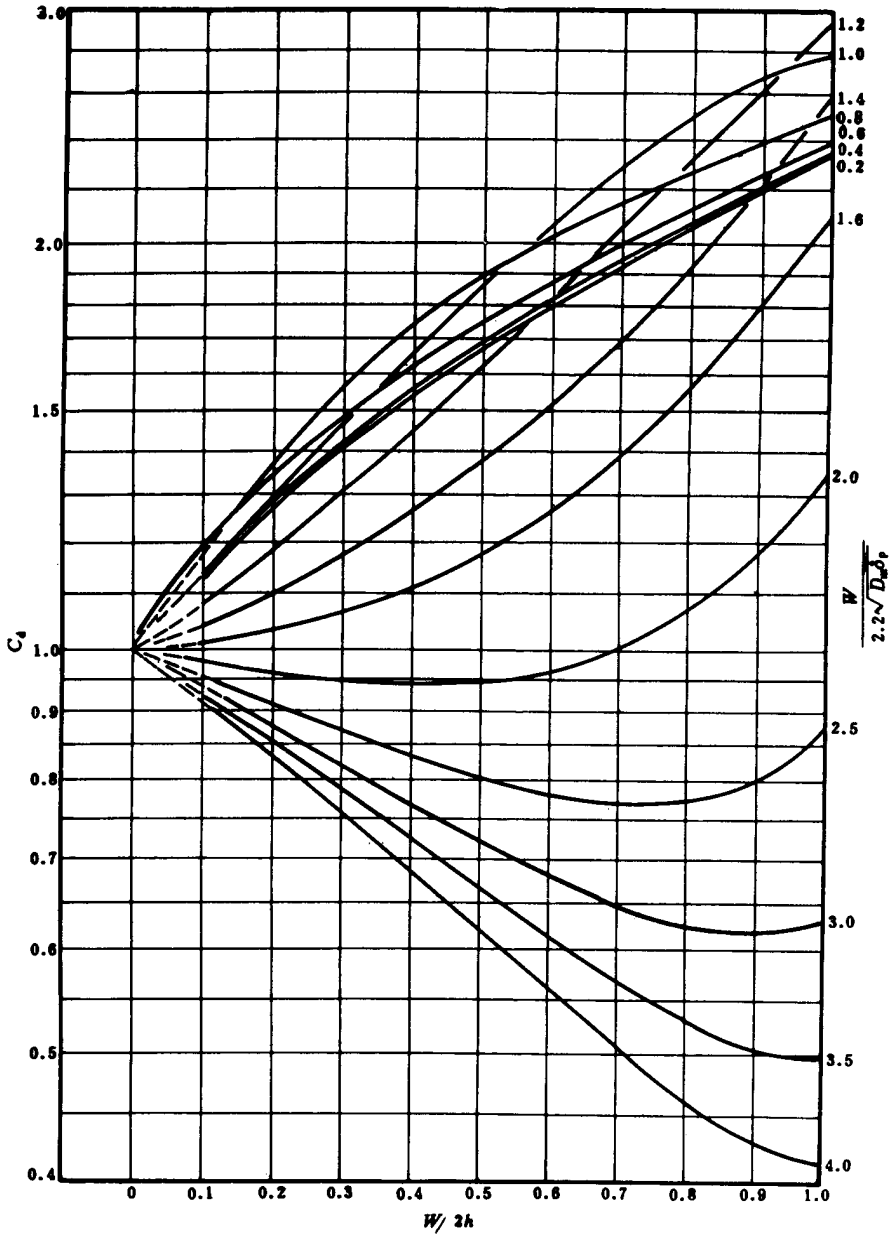
A4.2 应力计算

A4.2.1 内压引起的无加强圈膨胀节直边段的周向薄膜应力按式(A－1)计算：

$$\sigma_z=\frac{pD_e k}{2m\delta_p}\ \text{MPa}\cdots\cdots\cdots\cdots(A-1)$$

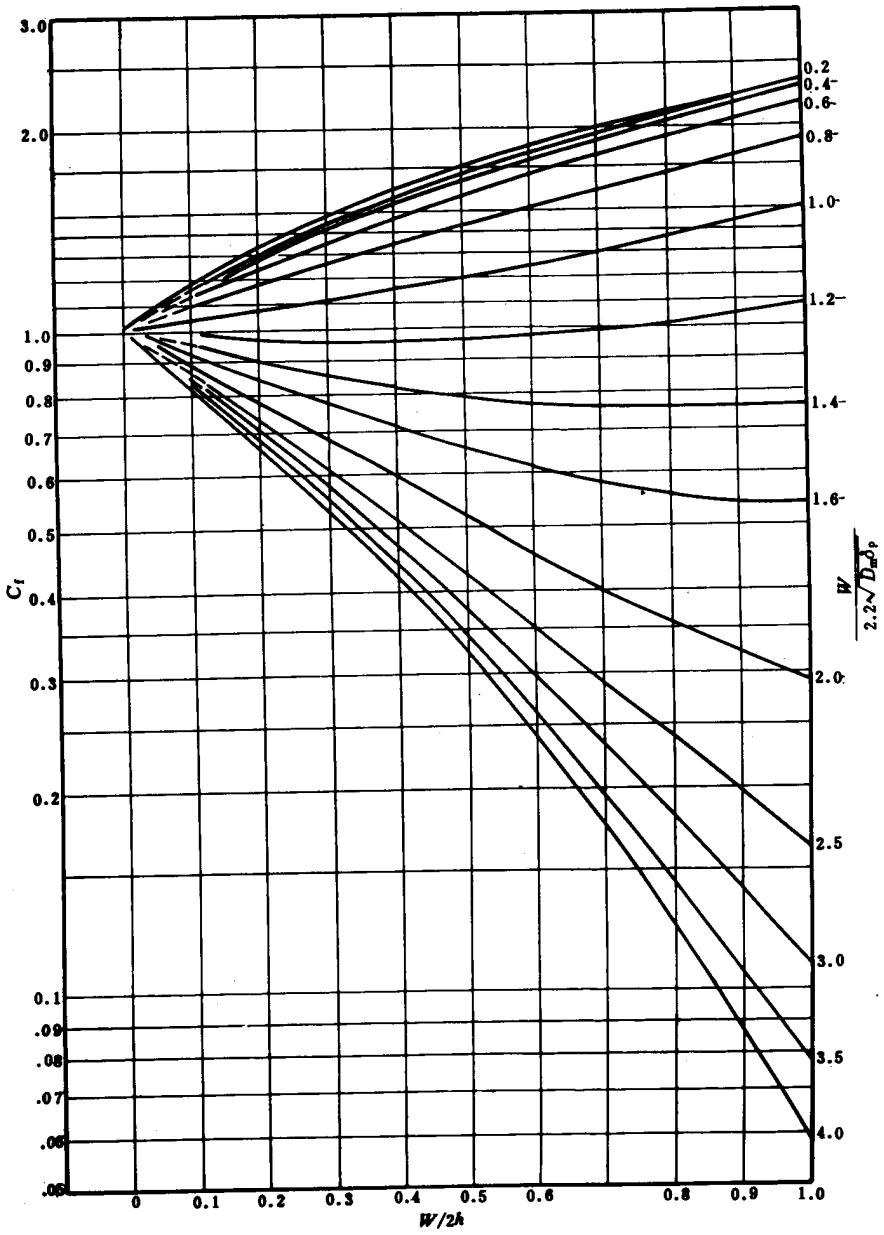
A4.2.2 内压引起的波纹管周向薄膜应力按式(A－2)计算：

www.newMaker.com



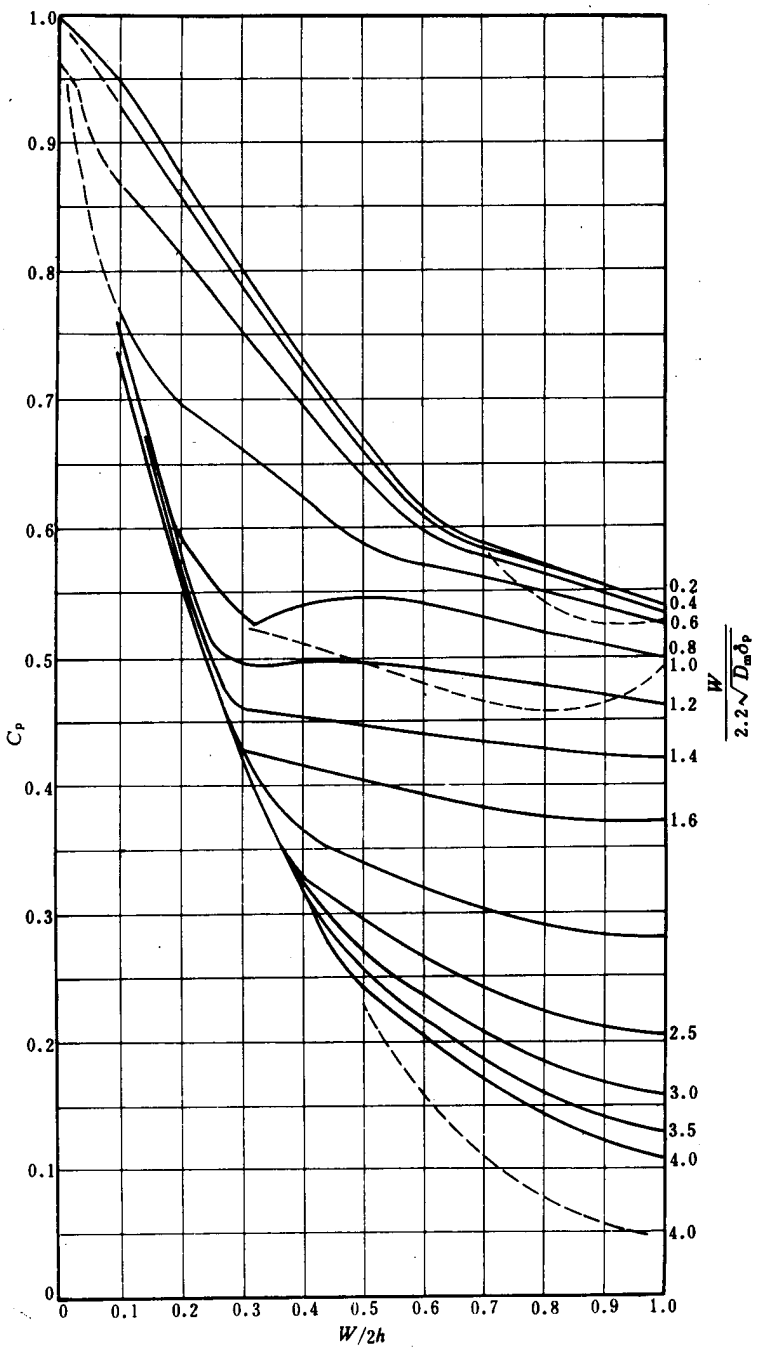
图A2　系数C_d

www.newMaker.com



图A3　系数C_f

www.newMaker.com



图A4　系数C_p

www.newMaker.com

$$\sigma_1=\frac{pD_m}{2m\delta_p}\left(\frac{1}{0.571+\frac{2h}{W}}\right)\quad \text{MPa} \cdots\cdots (A-2)$$

A4.2.3 内压引起的波纹管经向薄膜应力按式（A－3）计算：

$$\sigma_2=\frac{ph}{2m\delta_p}\quad \text{MPa} \cdots\cdots (A-3)$$

A4.2.4 内压引起的波纹管经向弯曲应力按式（A－4）计算：

$$\sigma_3=\frac{p}{2m}\left(\frac{h}{\delta_p}\right)^2C_p\quad \text{MPa} \cdots\cdots (A-4)$$

A4.2.5 轴向位移引起的波纹管经向薄膜应力按式（A－5）计算：

$$\sigma_4=\frac{E_b(\delta_p+C_2)^2e}{2h^3C_f}\quad \text{MPa} \cdots\cdots (A-5)$$

A4.2.6 轴向位移引起的波纹管经向弯曲应力按式（A－6）计算

$$\sigma_5=\frac{5E_b(\delta_p+C_2)e}{3h^2C_d}\quad \text{MPa} \cdots\cdots (A-6)$$

A4.2.7 组应合力

$$\sigma_p=\sigma_2+\sigma_3\quad \text{MPa} \cdots\cdots (A-7)$$

$$\sigma_d=\sigma_4+\sigma_5\quad \text{MPa} \cdots\cdots (A-8)$$

$$\sigma_R=0.7\sigma_p+\sigma_d\quad \text{MPa} \cdots\cdots (A-9)$$

A5. 应力校核

膨胀节的各项应力应满足以下条件：

a. 应力σ_z、σ_1、σ_2应分别小于或等于$[\sigma]^t$；

b. $\sigma_p<1.5\sigma_b^t$；

c. $\sigma_R<2\sigma_b^t$。

对于奥氏体不锈钢制膨胀节，若不满足c条要求时，应按A6条进行疲劳寿命校核。

当应力不能满足上述校核条件时，可按下述原则调整结构尺寸，并重新进行应力计算，直至满足要求为止。

当轴向位移引起的应力过大时，宜适当增加波高或减小波纹管厚度；

当压力引起的应力过大时，则应减小波高，增加波纹管厚度。

此外，增加波纹管的波数或层数，均可改善膨胀节的应力状况。

A6 疲劳寿命校核

对于奥氏体不锈钢材料制造的膨胀节，当$\sigma_R>2\sigma_b^t$时需要进行疲劳寿命校核。

a. 疲劳寿命的温度修正系数按式（A－10）或式（A－11）计算：

当操作循环是由于温度变化的热膨胀作用引起时

$$f=\frac{\sigma_{bL}+\sigma_{bH}}{2\sigma_{bL}} \cdots\cdots (A-10)$$

当操作循环是由于恒定温度时的机械循环载荷引起时

$$f=\frac{\sigma_{bH}}{\sigma_{bL}} \cdots\cdots (A-11)$$

b. 疲劳破坏的循环次数按式（A－12）计算：

$$N=\left(\frac{12820f}{\sigma_R-370}\right)^{3.4} \cdots\cdots (A-12)$$

www.newmaker.com

常温时的疲劳循环次数也可由图A5查得。

c. 许用循环次数按式（A－13）确定：

$$[N]=\frac{N}{n_f} \qquad \cdots\cdots(A-13)$$

d. 设计要求的膨胀节操作循环次数必须小于或等于许用的循环次数［N］。

A7 外压校核

U形膨胀节用于真空操作或承受外压时，除满足A4～A6各条规定外，尚须按A7.3对波纹管直边段以及与其相连接的换热器圆筒作外压稳定校核。

A7.1 惯性矩计算（见图A 6）

a. 膨胀节断面对1－1轴的惯性矩I_{1-1} 按式(A －14)计算：

$$I_{1-1}=nm\delta_p\left[\frac{(2h-W)^3}{48}+0.4W(h-0.2W)^2\right] \quad mm^4 \cdots\cdots(A-14)$$

b. 被膨胀节取代的圆筒部分对2－2轴的惯性矩I_{2-2}按式(A －15)计算：

$$I_{2-2}=\frac{1}{12}l\delta_e^3 \quad mm^4 \cdots\cdots(A-15)$$

A7.2 惯性矩评定

A7.2.1 当$I_{1-1}<I_{2-2}$时，可将膨胀节视为当量圆筒按A7.3进行外压校核，当量圆筒外直径取为D_m；长度为波纹管长度l，当量厚度按式(A －16)确定：

$$\delta_{eq}=\sqrt[3]{\frac{12I_{1-1}}{nW}} \quad mm \cdots\cdots(A-16)$$

同时波纹管的直边及每一侧圆筒均应按A 7.3进行外压校核。

A7.2.2 当$I_{1-1}>I_{2-2}$时，可将膨胀节视为换热器圆筒的一部分，与换热器圆筒作为一体进行外压校核。

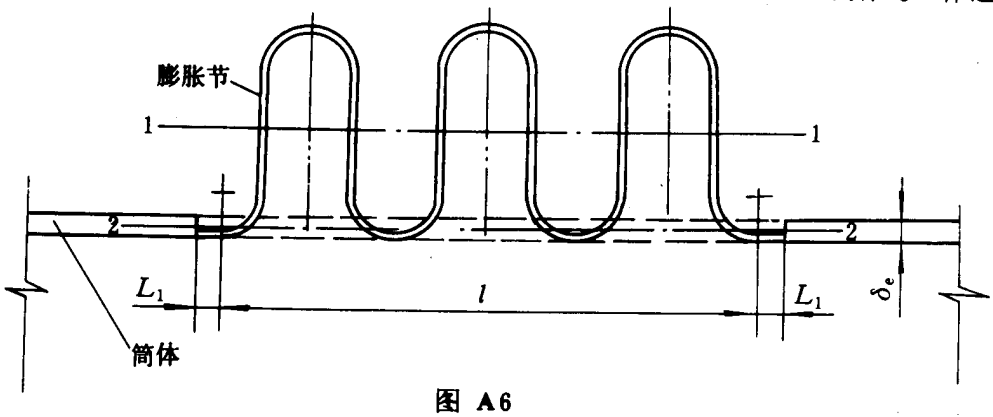


图 A6

A7.3 外压校核步骤

换热器外压圆筒所需的有效厚度，可利用外压圆筒厚度计算图A 9～A 16进行计算。对于$D_0/\delta_e>10$的圆筒计算步骤如下：

a. 假设圆筒的有效厚度δ_e，求出L/D_0和D_0/δ_e；

b. 在图A 8的左方找到L/D_0值，过此点水平右移至与D_0/δ_e线相交（遇中间值用内插法），若L/D_0大于50，则用$L/D_0=50$查图；若$L/D_0<0.05$，则用$L/D_0=0.05$查图；

c. 过交点垂直下移在图的下方得到系数A；

d. 根据所选用的圆筒材料，查图A 9～图A 16，在图的下方找到系数A。

若A值落在设计温度下材料线的右方，则过此点垂直上移，与设计温度下材料线相交（遇中间温度用内插法），再沿交点水平右移，在图的右方得到系数B，并按式（A －17）计算许用外压力［p］

www.newMaker.com

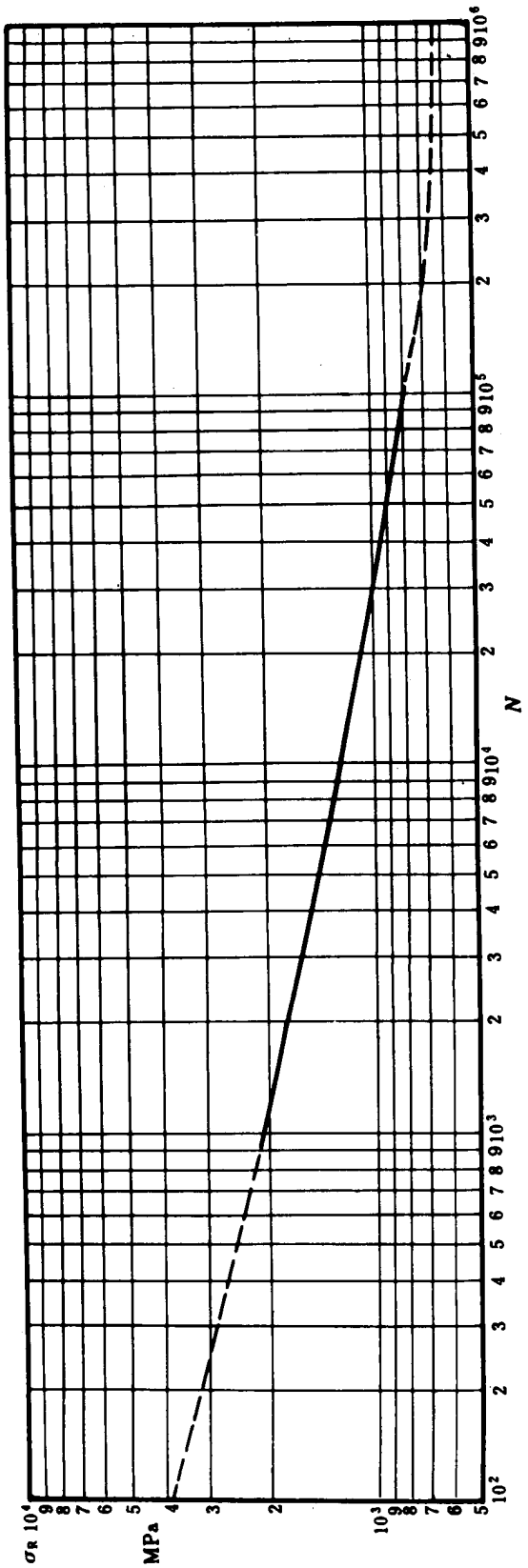


图 A5

注：本图曲线用于预计未经热处理的奥氏体不锈钢膨胀节在常温下的平均疲劳寿命，适用于$10^3 \sim 10^5$循环次数范围内。

www.newMaker.com

$$[p]=\frac{B}{D_0/\delta_e}\ \text{MPa} \quad \cdots\cdots(A-17)$$

若A 值落在设计温度下材料线的左方，则用式(A －18) 计算许用外压力[p]

$$[p]=\frac{2AE_s^t}{3\frac{D_0}{\delta_e}}\ \text{MPa} \quad \cdots\cdots(A-18)$$

e. 比较p与[p]，若$p\geqslant[p]$，则需重新假设圆筒的有效厚度，直到[p]大于且接近p时为止。

对于$D_0/\delta_e<10$的圆筒可按GB 150—89第4章“外压圆筒和外压球壳”进行校核。

A7.4 膨胀节外压校核的步骤，可按A7.3条校核圆筒的方法及有关图表进行，但查图时应进行下列变动：

a. 波纹管 应以波纹管中的l/D_m、D_m/δ_{eq}分别代替圆筒中的l/D_0和D_0/δ_e；

b. 直边段 应以直边段中的L_1/D_e、$D_e/m\delta_e'$分别代替圆筒中的L/D_0和D_0/δ_e。

A8 膨胀节轴向刚度和轴向位移

a. 膨胀节一个波的轴向弹性刚度按式(A －19)计算

$$K=1.7\frac{mD_mE_b^t}{C_t}\left(\frac{\delta_p+C_2}{h}\right)^3\ \text{N/mm} \quad \cdots\cdots(A-19)$$

b. 膨胀节的整体轴向弹性刚度按式(A －20)计算：

$$K_n=\frac{K}{n}\ \text{N/mm} \quad \cdots\cdots(A-20)$$

c. 在给定轴向力时，波纹管一个波的轴向位移按式(A －21) 确定：

$$e=\frac{F}{K}\ \text{mm} \quad \cdots\cdots(A-21)$$

A9 设置膨胀节的其它要求

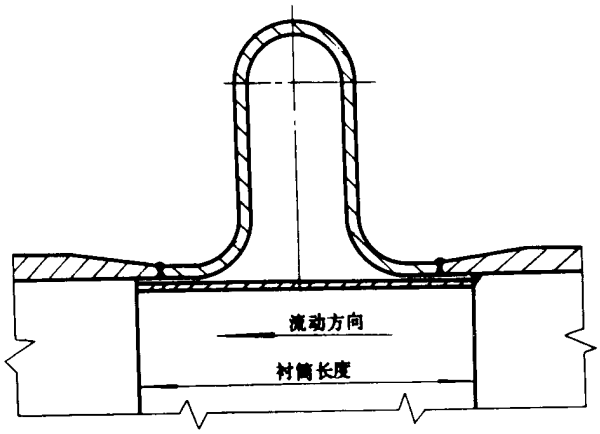
A9.1 U 形膨胀节与换热器圆筒的连接，一般采用对接，膨胀节本身的环焊缝及膨胀节与圆筒连接的环焊缝，均应采用全熔透结构，并按圆筒相同的要求进行无损探伤。

当圆筒的厚度与膨胀节厚度之差大于3mm时，应在圆筒一侧按1:3的斜度削薄过渡。

A9.2 卧式换热器的U 形膨胀节，必须在其安装位置的最低点设置排液接口。

A9.3 衬筒

必要时可以在膨胀节的内侧设置衬筒，如图A 7所示。



图A7 膨胀节的内衬筒

设计衬筒时应注意下列事项：

www.newMaker.com

a. 衬筒的厚度不小于2mm，且不大于膨胀节的厚度；其长度一般应超过膨胀节的波长；

b. 衬筒在迎着流体流动方向的一端与圆筒焊接；

c. 立式换热器的壳程介质为蒸汽或液体，且流动方向朝上时，应在衬筒下端设置排液孔；

d. 在结构设计和制造时，应考虑衬筒对管束组装的影响。

A10 U形膨胀节计算表

U形膨胀节计算见表A1。

表A1 U形膨胀节计算表

设计条件	设计内压力p				MPa
	设计外压力p				MPa
	设计温度t				℃
	一个波轴向位移e(或$e=F/K$)				mm
	设计要求的操作循环次数				
	波纹管、直边段	材料	几何尺寸	直边段外径D_e =	mm
		腐蚀裕量C_2 = mm		直边段长度L_1 =	mm
		许用应力$[\sigma]^t$ = MPa		波高h =	mm
		弹性模量E_b = MPa		当量圆筒外直径D_m =	mm
		E_b^t = MPa		一层有效厚度δ_e' =	mm
		屈服点 σ_s^t = MPa		δ_p =	mm
		抗拉强度σ_{bL} = MPa		波长W =	
		σ_{bH} = MPa		层数m =	
				波数n =	
系数	$k=\dfrac{L_1}{1.5\sqrt{D_e\delta_e'}}$ =			当$k>1$时，取$k=1$	
	$f=(\sigma_{bL}+\sigma_{bH})/2\sigma_{bL}$ =			或$f=\sigma_{bH}/\sigma_{bL}$ =	
	横座标：$\dfrac{W}{2h}$ =			查图A2，C_d =	
	曲线值$\dfrac{W}{2.2\sqrt{D_m\delta_p}}$ =			查图A3，C_f =	
				查图A4，C_p =	
刚度	一个波的轴向刚度 $K=1.7\dfrac{mD_mE_b^t}{C_f}\left(\dfrac{\delta_p+C_2}{h}\right)^3$				N/mm
	总体轴向刚度 $K_n=\dfrac{K}{n}$				N/mm

	应力计算		许用值
内压应力	直边段周向薄膜应力$\sigma_z=\dfrac{pD_ek}{2m\delta_p}$ =	MPa	$[\sigma]^t$ MPa
	波纹管周向薄膜应力$\sigma_1=\dfrac{pD_m}{2m\delta_p}\left(\dfrac{1}{0.571+\dfrac{2h}{W}}\right)$ =	MPa	$[\sigma]^t$ MPa
	波纹管经向薄膜应力$\sigma_2=\dfrac{ph}{2m\delta_p}$ =	MPa	$[\sigma]^t$ MPa

www.newMaker.com

续表 A 1

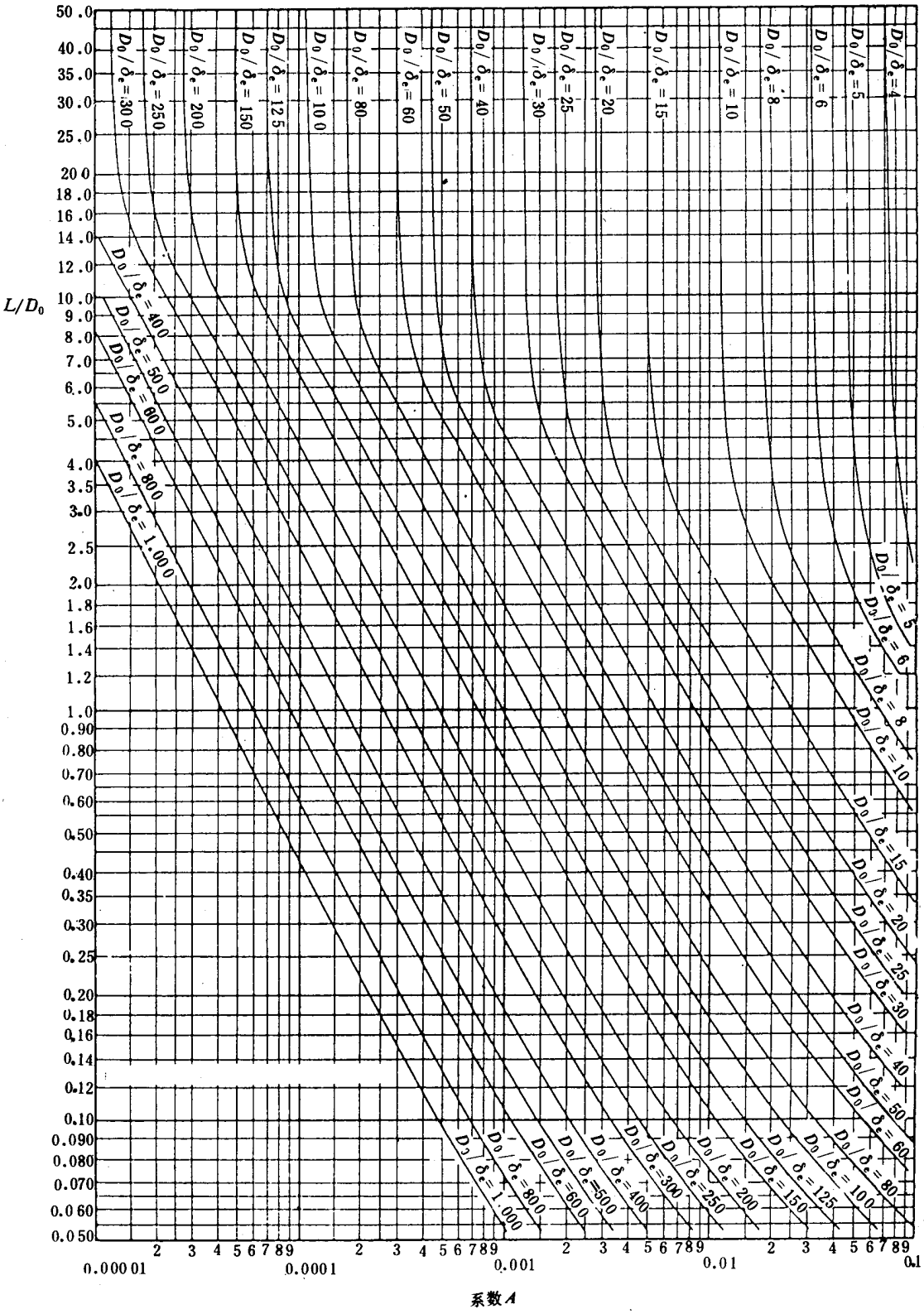
内压应力	波纹管经向弯曲应力$\sigma_3=\frac{p}{2m}(\frac{h}{\delta_p})^2C_p=$	MPa	
位移应力	波纹管经向薄膜应力$\sigma_4=\frac{E_b(\delta_p+C_2)^2e}{2h^3C_f}=$	MPa	
	波纹管经向弯曲应力$\sigma_5=\frac{5E_b(\delta_p+C_2)e}{3h^2C_d}=$	MPa	
组合应力	$\sigma_p=\sigma_2+\sigma_3$	MPa	$1.5\sigma_s^t$
	$\sigma_d=\sigma_4+\sigma_5$	MPa	
	$\sigma_R=0.7\sigma_p+\sigma_d$	MPa	$2\sigma_s^t$
	对于奥氏体不锈钢膨胀节，当$\sigma_R>2\sigma_s^t$时，还应满足： 设计要求的操作循环次数$N<$ $[N]$		

外 压 校 核

波纹管惯性矩，$I_{1-1}=$			mm^4
被膨胀节取代的圆筒惯性矩$I_{2-2}=$			mm^4
连接膨胀节的换热器圆筒	计算长度$L=$ 当：$I_{1-1}>I_{2-2}$时，取膨胀节及其两侧圆筒总长度 $I_{1-1}<I_{2-2}$时，取膨胀节每一侧圆筒长度		mm
	外径$D_0=$		mm
	有效厚度$\delta_e=$		mm
	比值$L/D_0=$ $D_0/\delta_e=$	查图A 8，得$A=$ 查图A 9 至图A 16，得$B=$	
	许用外压力$[p]=\frac{B}{D_0/\delta_e}=$ 校核条件：$p<[p]$		MPa
当$I_{1-1}<I_{2-2}$时，进行以下校核			
波纹管	当量圆筒长度$l=$		mm
	当量圆筒外直径$D_m=$		mm
	当量圆筒厚度$\delta_{eq}=$		mm
	比值$l/D_m=$ $D_m/\delta_{eq}=$	用l/D_m代替L/D_0查图A 8，得$A=$ 用D_m/δ_{eq}代替D_0/δ_e查图A 9 至图A 16得$B=$	
	许用外压力 $[p]=\frac{B}{D_m/\delta_{eq}}=$ 校核条件：$p<[p]$		MPa
无支承直边段	比值$L_1/D_e=$ $D_e/m\delta_e'=$	用L_1/D_e代替L/D_0查图A 8，得$A=$ 用$D_e/m\delta_e'$代替D_0/δ_e查图A 9 至图A 16，得$B=$	
	许用外压力$[p]=\frac{B}{D_e/m\delta_e'}=$ 校核条件 $p<[p]$		MPa

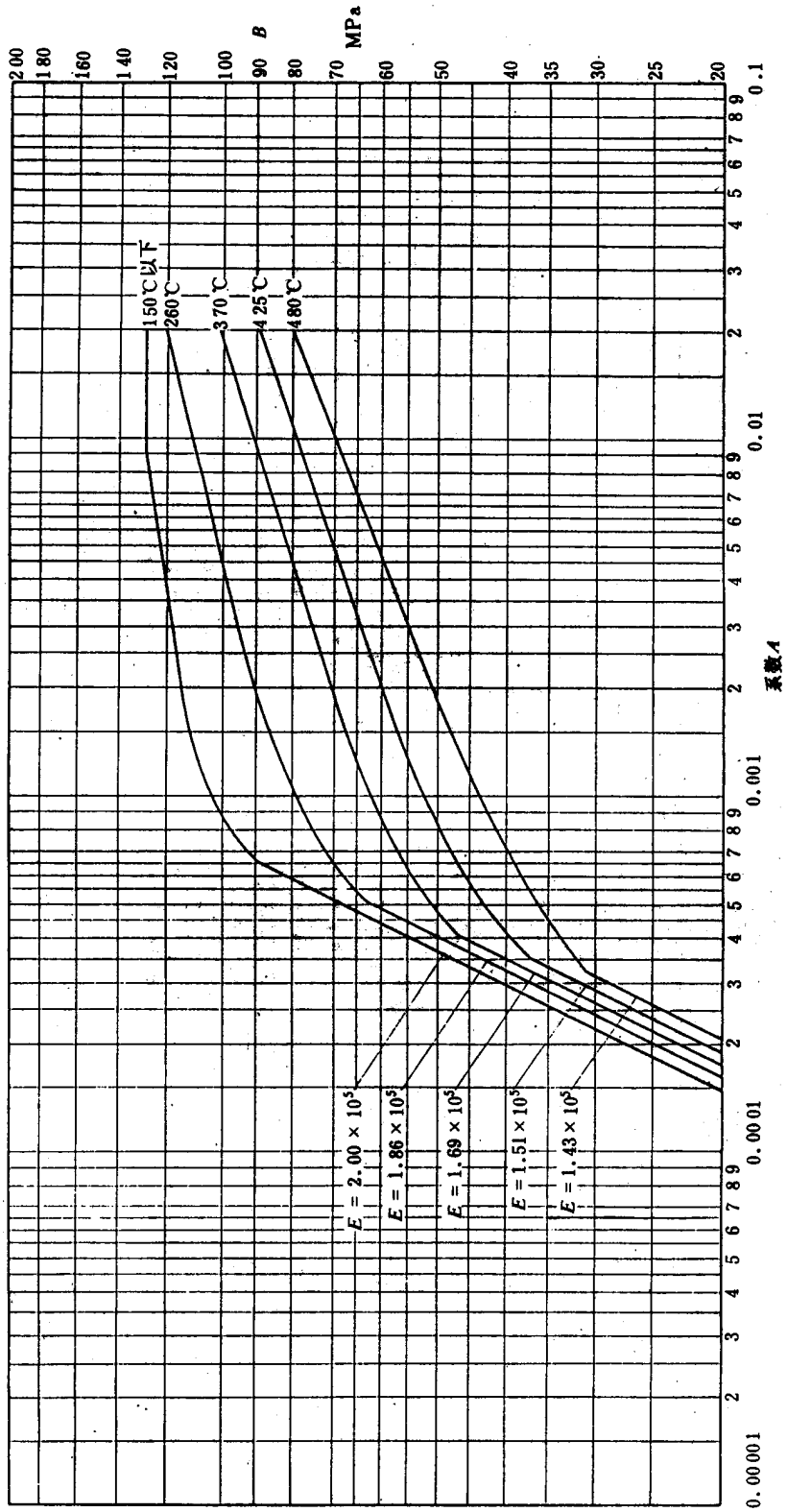
注：当A值落在温度线的左方时，则按式(A－18)计算$[p]$

www.newMaker.com



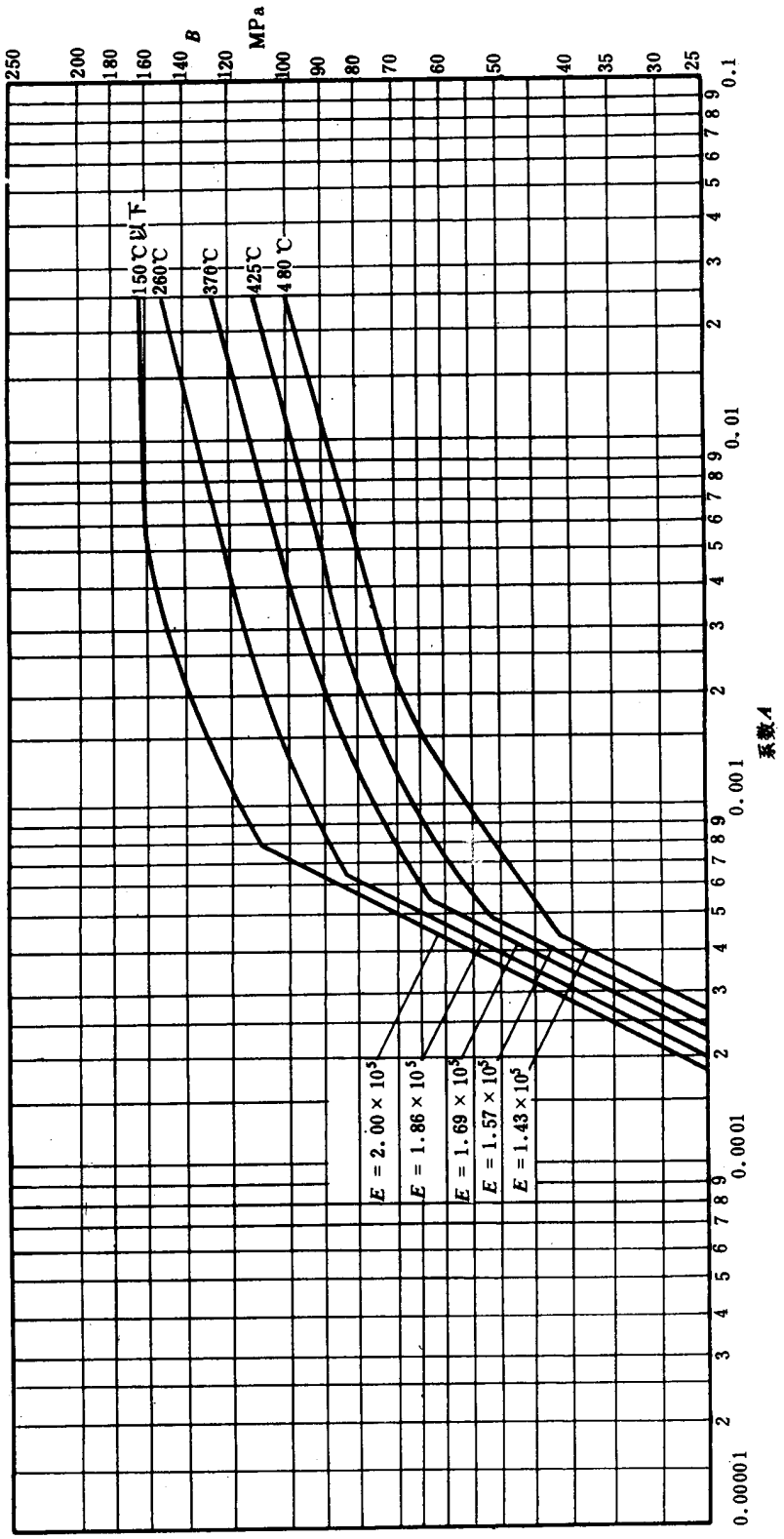
图A 8　外压或轴向受压圆筒几何参数计算图（用于所有材料）

www.newMaker.com



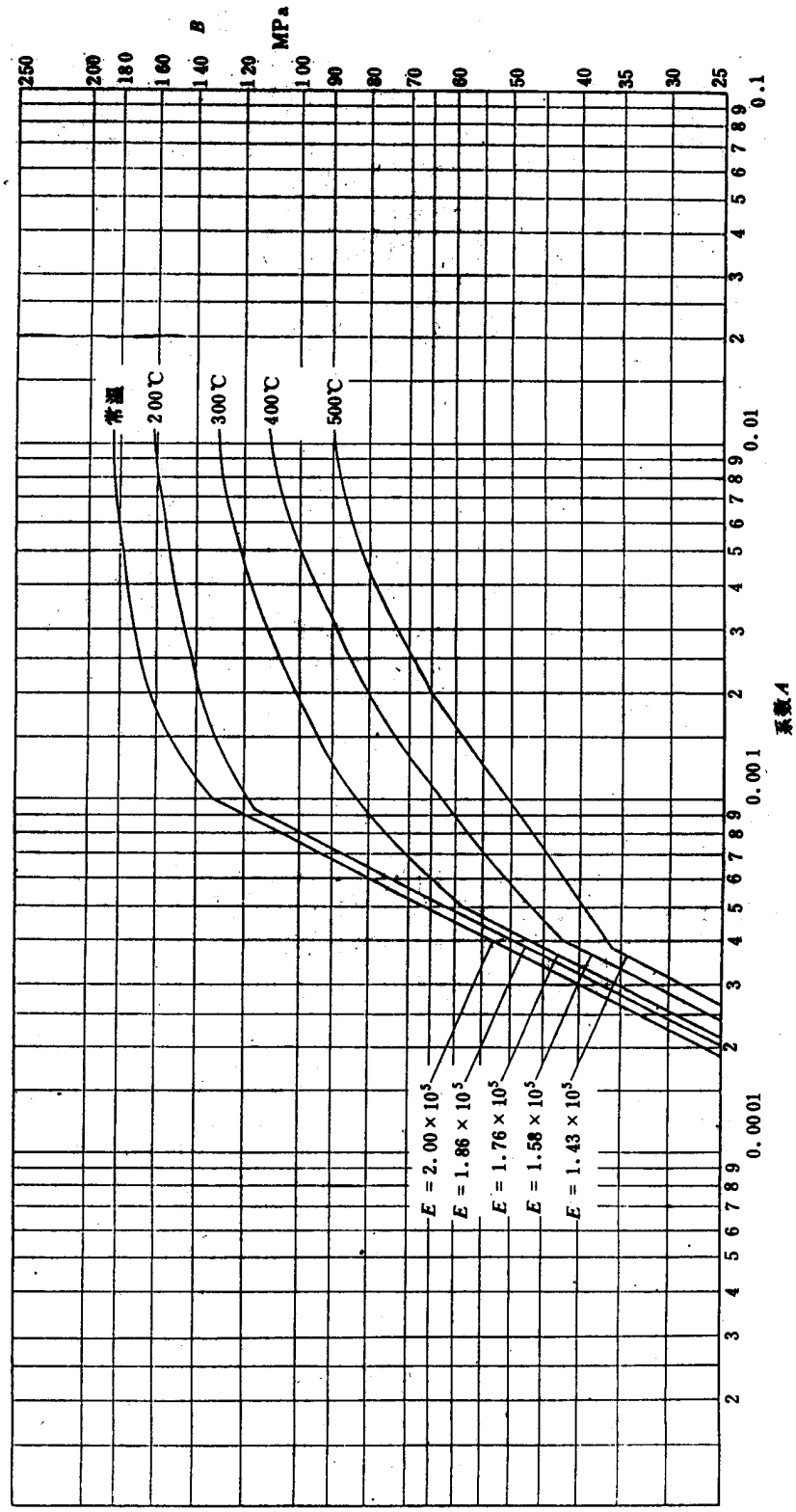
图A9 外压圆筒厚度计算图（屈服点σ_s＜207MPa的碳素钢）

www.newMaker.com



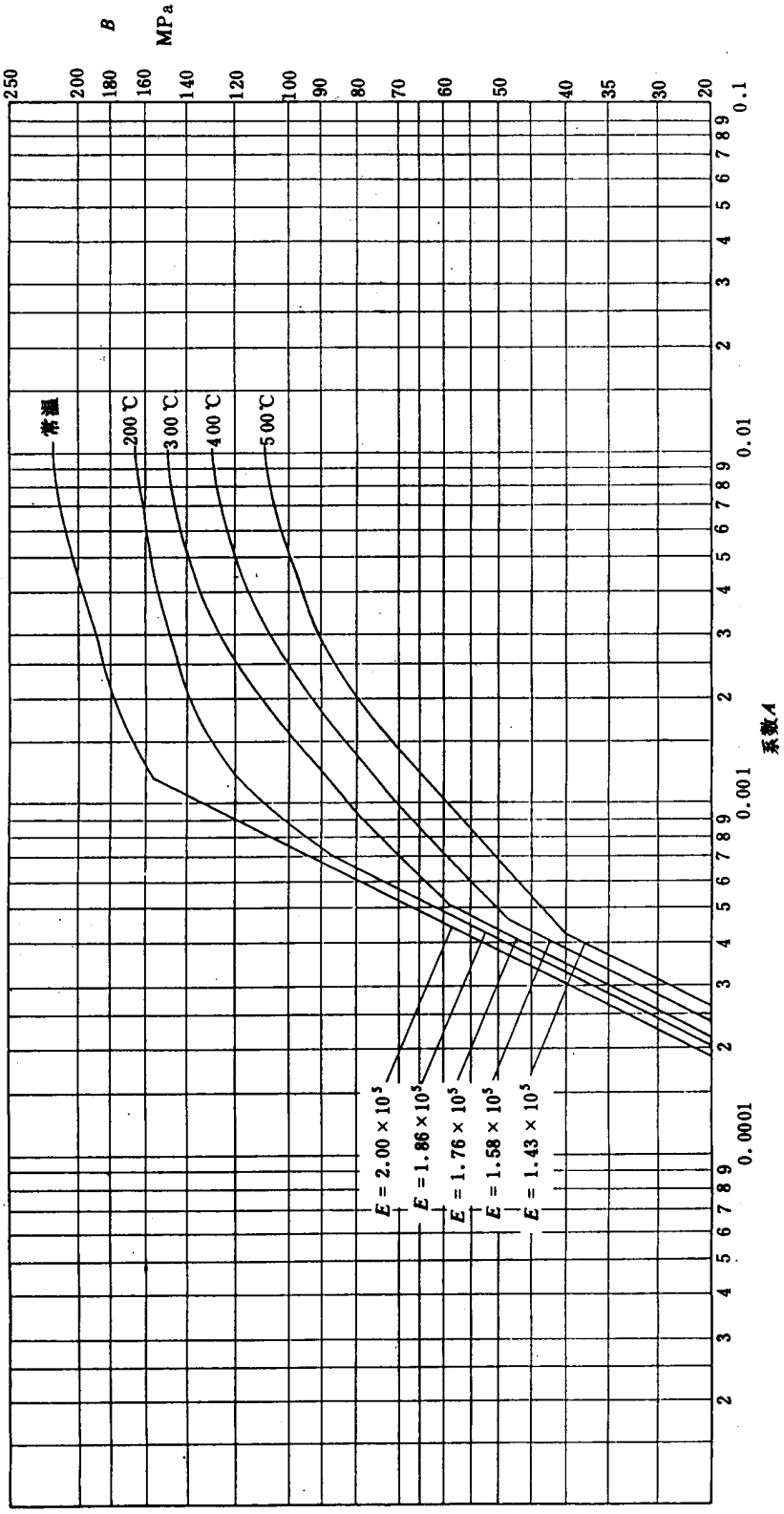
图A10　外压圆筒厚度计算图（屈服点σ_s＞207MPa的碳素钢和0Cr13、1Cr13钢）

www.newMaker.com



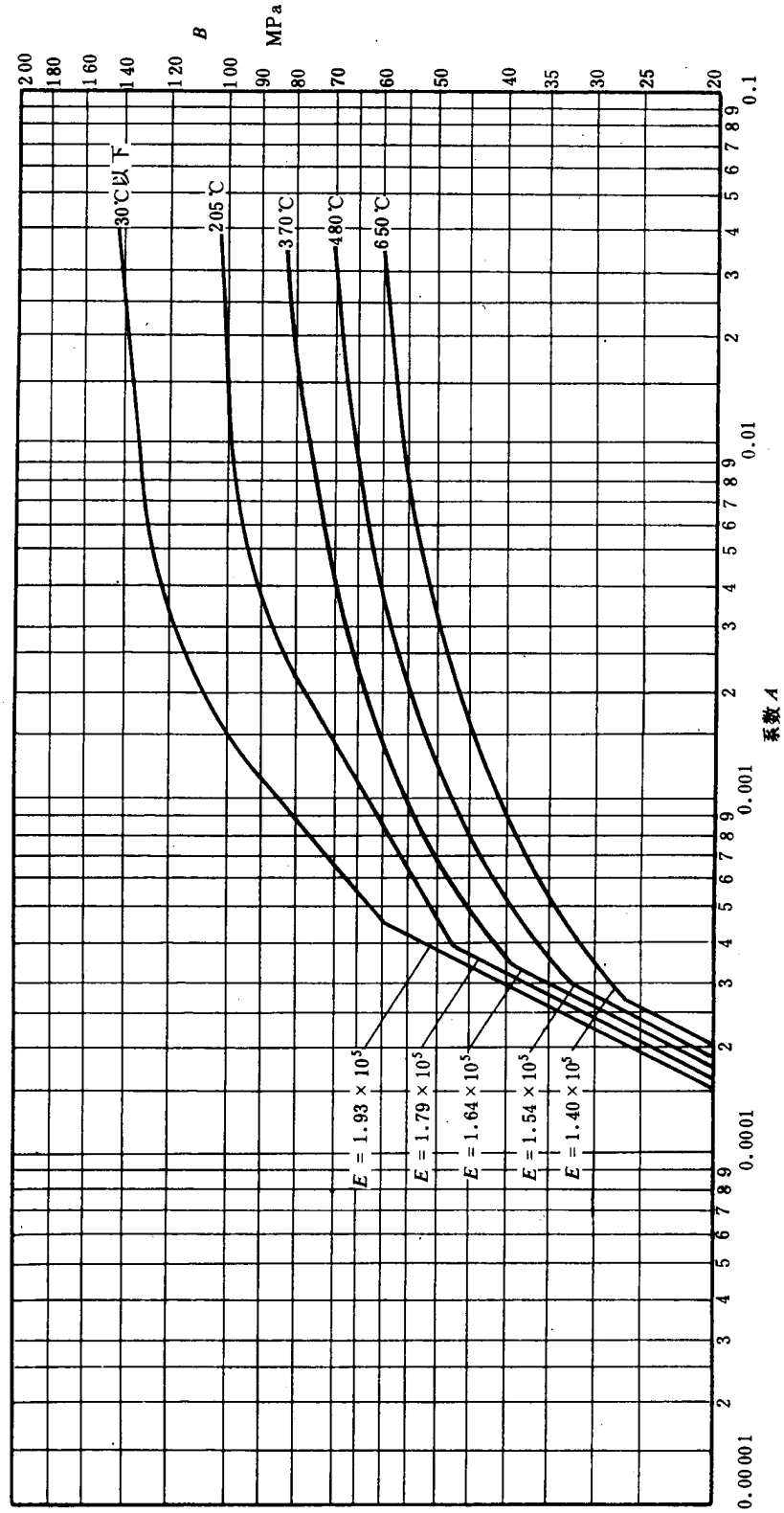
图A11 外压圆筒厚度计算图（16MnR钢）

www.newMaker.com



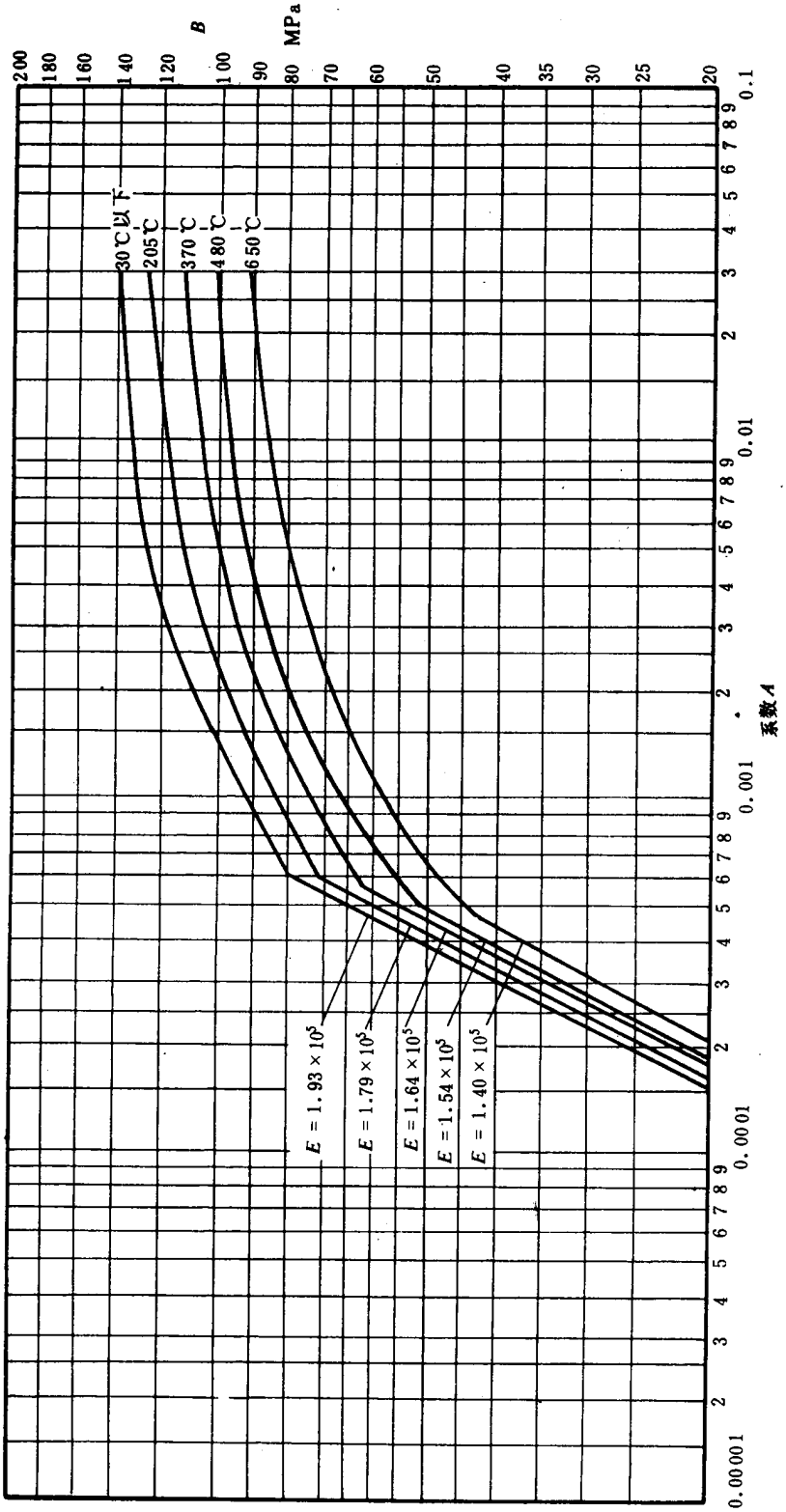
图A 12　外压圆筒厚度计算图(15MnVR钢)

www.newMaker.com



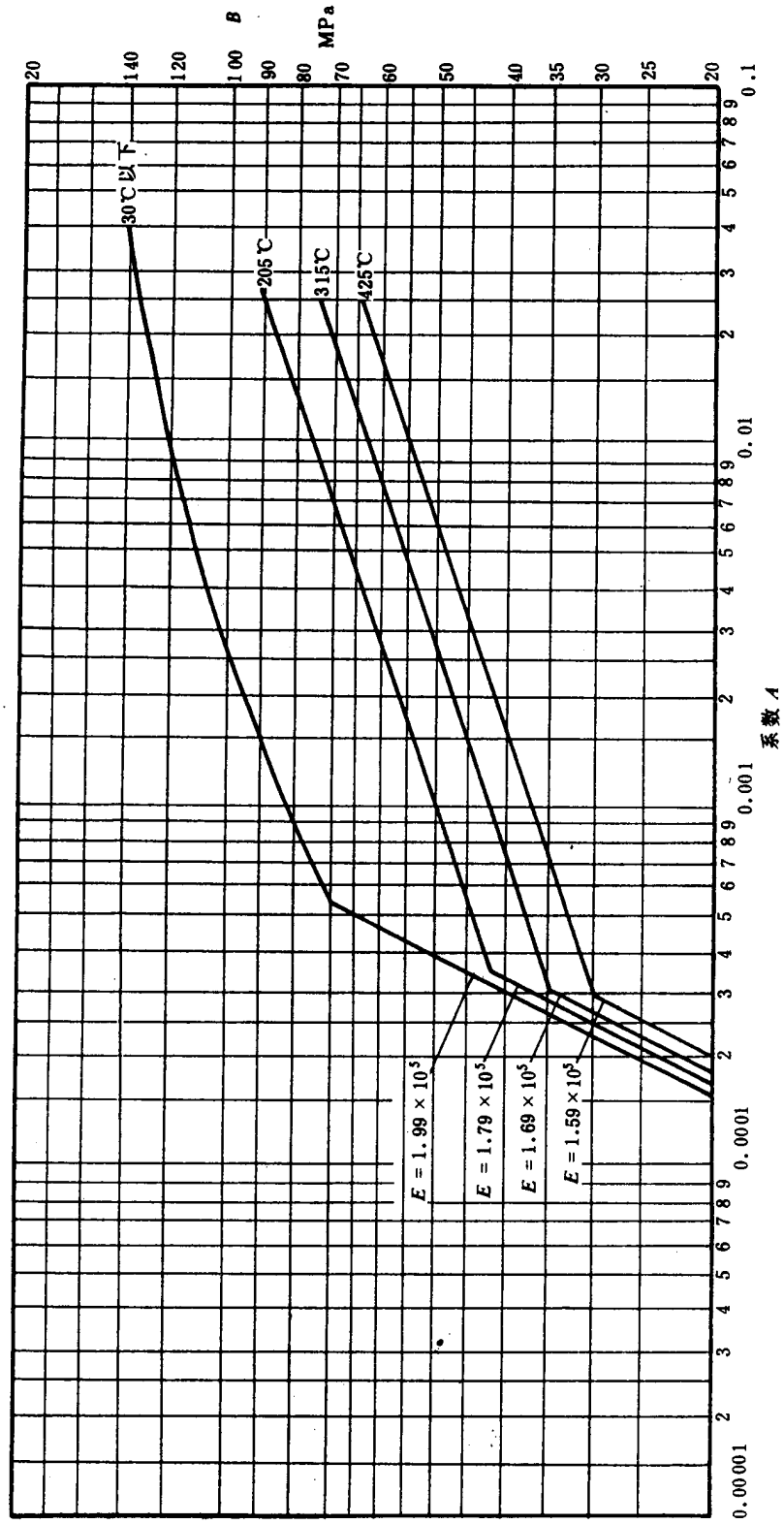
图A 13　外压圆筒厚度计算图(0Cr19Ni9钢)

www.newMaker.com



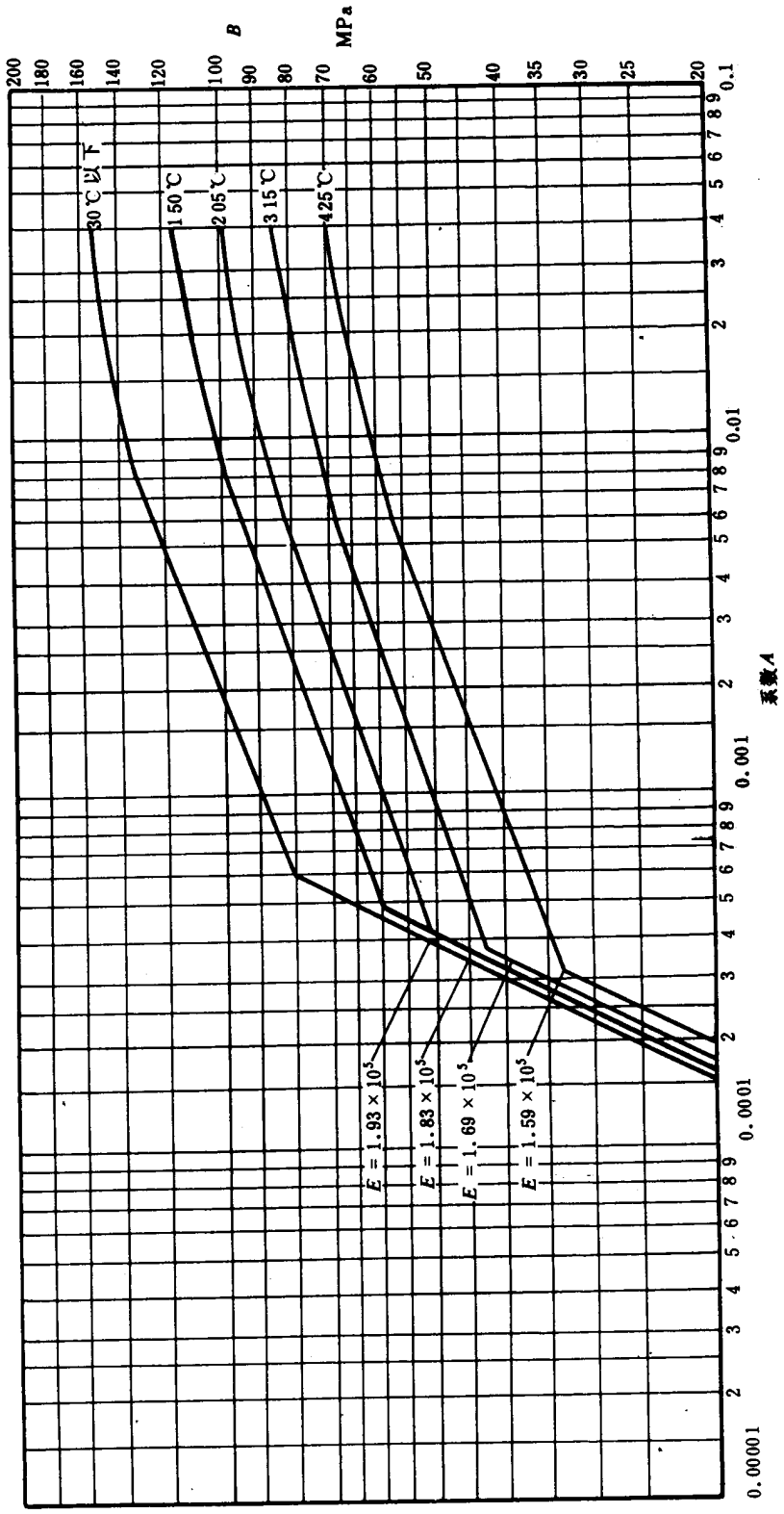
图A 14　外压圆筒厚度计算图（0Cr18Ni9Ti、0Cr17Ni12Mo2、0Cr19Ni13Mo3、0Cr18Ni11Ti钢）

www.newMaker.com



图A15　外压圆筒厚度计算图（00Cr19Ni11钢）

www.newMaker.com



图A 16　外压圆筒厚度计算图(00Cr17Ni14Mo2、00Cr19Ni13Mo3钢)

www.newMaker.com

附 录 B
低温管壳式换热器的补充规定
（补充件）

B1 总则

低温换热器设计、制造、检验和验收除应符合本附录外，还应遵守GB 150—89附录C的规定。

B1.1 本附录是关于低温换热器受压元件及与其相连接附件（包括螺栓）的设计、制造、检验和验收方面的补充规定。

B1.2 本附录适用于设计温度低于或等于－20℃ 的碳素钢和低合金钢制低温管壳式 换热器（以下简称“低温换热器”）的设计、制造、检验与验收。奥氏体高合金钢制低温换热器在设计温度高于或等于－196℃，可免做冲击试验，且不必遵循本附录的规定。

B1.3 对于非受压且不直接与受压元件焊接的构件，如折流板、支持板等，不必遵守本附录的规定。

B1.4 低温低应力工况

“低温低应力工况”系指换热器或其受压元件的设计温度虽低于或等于－20℃，但其总体薄膜应力小于或等于钢材标准常温屈服点的六分之一，且不大于50MPa的工况。

换热器受压元件处于低温低应力工况时，若其设计温度加50℃后， 高于－20℃时，不必遵循本附录的规定。

B1.5 由于环境温度的影响，导致换热器壳体的金属温度低于或等于－20℃时，也应遵循本附录的规定。

注：环境温度系指换热器使用地区历年来“月平均最低气温”的最低值。“月平均最低气温”系按当月各天的最低气温相加后除以当月的天数。

B2 材料

B2.1 钢板

碳素钢和低合金钢钢板使用温度低于或等于－20℃时，其使用状态及最低冲击试验温度应符合表B1的规定。

表 B1

钢 号	使用状态	厚 度 mm	最低冲击试验温度℃
20R	热 轧	6～16	－20
	正 火	6～32	
16MnR	热 轧	6～25	－20
	正 火	6～50	
16MnDR	正 火	6～32	－40
		34～50	－30
09Mn2VDR	正 火	6～32	－70
06MnNbDR	正 火	6～16	－70
	调 质	6～16	－90

www.newMaker.com

B2.2 钢管

a. 碳素钢和低合金钢钢管使用温度低于或等于－20℃时，其使用状态及最低冲击试验温度应符合表B2的规定。

表 B2

钢 号	使用状态	壁 厚 mm	最低冲击试验温度℃
10	热轧或退火	<20	－20
	正 火	<40	－30
20	热轧或退火	<10	－20
	正 火	<16	－20
20G	正 火	<40	－20
16Mn	正 火	<40	－40
09Mn2V	正 火	<16	－70

b. 钢管的力学、理化和工艺性能检验应符合有关标准的规定。

B2.3 锻件

碳素钢和低合金钢锻件使用温度低于或等于－20℃时，其热处理状况及最低冲击试验温度应符合表B3的规定。

表 B3

钢 号	热 处 理 状 态	截 面 尺 寸	最低冲击试验温度℃
20	正火加回火或调质	<100	－20
16MnD	正火加回火或调质	<300	－40
20MnMo	调 质	<300	－40
20MnMoNb	调 质	—	－20
09Mn2VD	正火加回火或调质	<300	－70

B2.4 螺栓

a. 低合金钢螺栓，当使用温度低于或等于－20℃时，其使用状态及最低冲击试验温度应符合表B4的规定。

表 B4

钢 号	使用状态	螺栓规格 mm	最低冲击试验温度℃
30CrMoA	调 质	<M56	－100
35CrMoA	调 质	<M56	－100

b. 螺栓磁粉探伤的检验要求按有关技术条件或图样的规定。

B2.5 冲击试验要求

B2.5.1 钢材的冲击试验方法，应符合GB 4159—84《金属低温夏比冲击试验方法》的规定。冲击试样

www.newMaker.com

按GB 2106—80《金属（V型缺口）夏比冲击试验方法》规定的10mm×10mm×55mm标准试样，若无法制备标准试样时，也可采用5mm×10mm×55mm 小尺寸试样。试样的缺口应沿厚度方向（棒材沿径向）切取，并以三个试样为一组。

钢材应按批进行冲击试验复验，其分批要求及试样的截取按照GB 150—89附录C 的规定。

B2.5.2 “低温换热器”用钢的冲击试验温度须低于或等于换热器或其受压元件的最低设计温度。当换热器或其受压元件使用在“低温低应力工况”下，钢材的冲击试验温度须低于或等于最低设计温度加50℃（若设计温度加50℃后，高于－20℃时，按B1.4条的有关规定）。钢材试验温度下的冲击功指标，按钢材的抗拉强度确定，具体要求须满足表B5的规定。

表 B5 低温夏比（V型缺口）冲击试验最低冲击功规定值

钢材标准的最低抗拉强度 σ_b MPa	三个试样的冲击功平均值 A_{kv} J	
	10mm×10mm×55mm	5mm×10mm×55mm
≤450	18	9
>450～<515	20	10
>515～<655	27	14

注：① 试验温度下三个试样的冲击功平均值不得低于表B5的规定；其中单个试样的冲击功可小于平均值，但不得小于平均值的70%。

② 抗拉强度大于或等于655 MPa的螺栓等钢材的冲击功值按抗拉强度小于655 MPa钢材的要求。

B2.5.3 低温用钢无法切取5mm×10mm×55mm的冲击试样时，则可不作低温冲击试验。

碳素钢、碳锰钢无法切取冲击试样时，当其标准规定的最低含锰量与最高含碳量之比值符合表B6规定时，允许使用至表B6所列的温度。

表 B6

钢材的锰碳比	允许使用温度 ℃	
	焊后状态使用	焊后热处理状态使用
锰碳比大于或等于2.5的碳素钢或碳锰钢	－30	－50
锰碳比大于或等于4.5的细晶粒碳锰钢	－50	－50

注：符合B 1.4条“低温低应力工况”时，可将表中的允许使用温度降低20℃。

B2.6 垫片

低温换热器用垫片一般应采用不锈钢包石棉，铝包石棉或缠绕式垫片。

B3 设计

B3.1 低温换热器受压元件钢材的许用应力按GB 150—89第2章“材料”的规定，取20℃时的许用应力值。

B3.2 应尽量保证结构的连续及平滑过渡，以避免断面骤然变化及刚度的显著差异而产生局部高应力。

B3.3 换热器设计应尽可能地避免出现过大的温度梯度，不同膨胀系数的材料相互连接时应予以特殊考虑。

B3.4 焊缝

B3.4.1 对接焊缝应采用双面焊或单面焊双面成型的全熔透工艺，伸入壳体内表面的接管、入手孔等部件的角焊缝必须采用全熔透焊缝结构。

B3.4.2 当接管、入手孔端部与换热器内表面齐平时，内角应打磨成$R=3\sim5$mm的圆角。

www.newMaker.com

B3.4.3 不应使用断续焊缝。

B3.5 管板与圆筒的焊接应采用附录D中图D1(d)、(e)和图D 2所示的结构。

B3.6 法兰型式应选用对焊法兰。

B3.7 壳体开孔补强应尽量采用整体补强。

B3.8 U形管应由整根管子制成，若U形管的展开长度超过供货的最长尺寸时，允许有一道拼接焊缝，其它要求按4.3.3 条的规定。拼焊时应尽量采用脉冲氩弧焊，焊缝应作100%X射线探伤，合格标准按GB 3323—87《钢熔化焊对接接头射线照相和质量分级》中Ⅱ级规定。

B3.9 低温换热器支座应采用垫板，垫板材料应与壳体材料相同。

B3.10 低温换热器上焊有其它附件时，应采用连接板结构。如装设梯子，梯子连接板应选用与壳体相同的材料，且由制造厂预焊在壳壁上。梯子连接板与梯子之间应放置浸沥青的松木或杂木保冷。

B3.11 低温换热器的鞍座与基础之间应放置浸透沥青的松木或杂木保冷。

B4 制造与验收

B4.1 U形弯管采用冷弯，且弯曲半径小于10倍管子外径时，冷弯后须进行消除应力热处理。对经过热处理的管材，在热弯或弯曲半径小于10倍管子外径时的冷弯后，须重新进行与原热处理工艺相同的热处理。

B4.2 焊缝必须圆滑过渡。

B4.3 焊后消除应力热处理，应在液压试验以前和焊接修补以后进行，但允许在焊后的热处理之前进行附加液压试验。

B4.4 低温换热器外观要求

B4.4.1 由于机械加工、焊接或组装引起的换热器表面损伤，如划痕、焊疤、弧坑等缺陷,均应修磨，修磨后的厚度不得小于换热器的计算厚度与腐蚀裕量C_2之和，修磨深度不得大于壳体名义厚度的5%，且不大于 2 mm。否则应进行补焊。

B4.4.2 钢管及加工后的管件、锻件的外观要求：

a. 钢管、管件和锻件上有结疤、重皮、划伤等缺陷时，如其深度不超过名义厚度的 5 %，且不超过 2 mm 同时缺口又不呈现切口状时，可不予清除，否则应加以清除和修补；

b. 所有裂纹均应清除；

c. 必须清除的缺陷，可采用砂轮或机械加工方法修磨成光滑曲面。

B4.5 补焊应符合下列要求：

a. 需补焊的部位，焊前应进行磁粉探伤或渗透探伤。补焊部位的加强高度应大于1.6mm，然后磨平至母材表面。

b. 所有的补焊部位均应进行磁粉探伤或渗透探伤。

c. 已进行过热处理的钢板，补焊后应进行与原热处理工艺相同的热处理。

B4.6 低温换热器的铭牌不能直接铆固在换热器壳体上，以免引起缺口效应。

附 录 C
换热管与管板接头的焊接工艺评定
（补充件）

C1 总则

换热管与管板间的焊接接头，应按本附录的要求进行焊接工艺评定。

本附录包括换热管与管板焊接接头的工艺评定规则，检验方法和合格指标。如图样有特殊要求时，

www.newMaker.com

还应满足图样的要求。

C2 试件

C2.1 试板

C2.1.1 材料

钢材分类按JB 3964—85《压力容器焊接工艺评定》的规定。采用复合管板时，复层应作为管板母材考虑。

C2.1.2 试板规格

试板尺寸为300mm×200mm，试板的厚度按下述规定：

a. 当管板名义厚度小于50mm时，试板厚度应等于管板的名义厚度；

b. 当管板名义厚度大于等于50mm时，试板厚度等于50mm。

C2.1.3 工艺试板

试板钻10个孔，其排列形式如图C1所示。

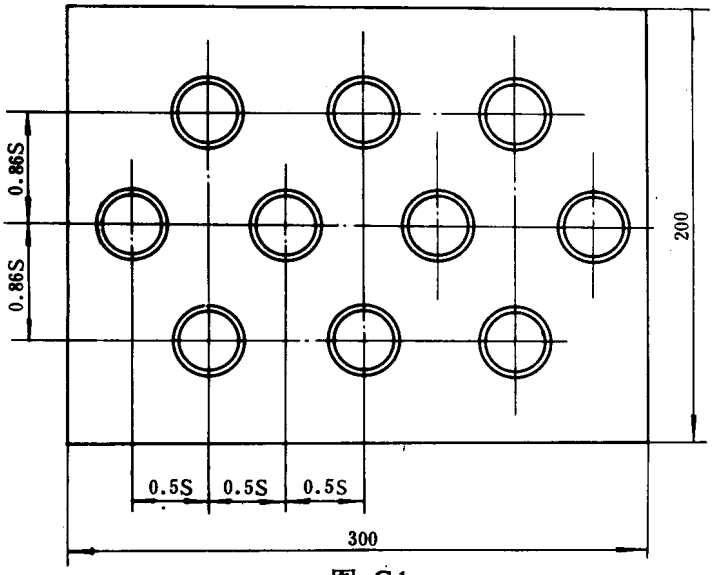


图 C1

a. 试板孔直径和试板孔中心距按表C1规定；

b. 试板孔的倒角为2×45°。

表 C1

mm

管子外径 d	试板孔径 d_1	孔心距 S	管子伸出长度 l_1
10	10.55	14	0.5+0.5
14	14.55	19	1+0.5
19	19.60	25	1+0.5
25	25.60	32	1.5+0.5
32	32.80	40	2.5+0.5
38	38.80	48	2.5+0.5
45	45.90	57	2.5+0.5
57	57.90	72	3+0.5

www.newMaker.com

C2.2 评定用管

C2.2.1 材料

钢材分类按JB 3964—85的规定。

C2.2.2 管子规格

a. 评定用的管子直径和壁厚应与产品换热管的规格相同或相近，且评定用管和产品用管的直径及壁厚相差不得超过10%；

b. 评定用管的长度不应小于80mm。

C2.2.3 管端应除锈，清锈的长度应不小于一倍的管径，且不小于25mm。

C2.3 装配要求

a. 管子伸出试板表面的长度l_1，按表C1规定；

b. 管子与试板采用手工焊点焊定位，焊条的牌号应与产品施焊时选用的牌号相同，焊条直径应为 3.2mm。

C2.4 焊接

根据不同的焊接方法，应记录相应的焊接工艺参数。

C2.4.1 手工焊

a. 焊条牌号及直径；

b. 焊接电流及极性；

c. 焊接位置；

d. 其它有关参数。

C2.4.2 气体保护焊

a. 焊丝牌号及直径；

b. 电极直径及伸出长度；

c. 焊接电流及极性；

d. 填丝与否；

e. 是否加脉冲及脉冲参数；

f. 保护气体流量；

g. 设备型号；

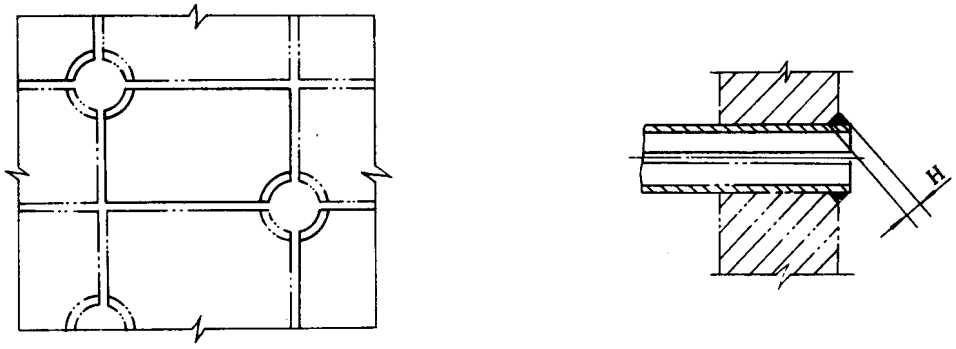
h. 焊接电压，焊接速度；

i. 其它有关参数。

C3 检验项目，方法及合格标准

C3.1 应对10个接头焊缝进行着色检查，无裂纹为合格。

C3.2 沿管子中心线，至少切开 2 个接头焊缝，对其中 4 个剖面，如图C2中实线所示的 8 个观察面进行检查，其中应包括一个取自焊缝收弧部分的剖面。



图C 2

www.newMaker.com

检查项目如下：

a. 对观察面用10倍的放大镜进行宏观检查，应无裂纹、气孔、夹渣等缺陷；

b. 所有受检查剖面的角焊缝H值不得小于管壁厚度的2/3，同时提供H的平均值；

c. 对其中一个剖面的焊缝两侧热影响区进行金相组织及硬度检查，HV<350为合格。

C4 重新评定的规定

下列各条之一变化时，必须重新进行评定。

a. 管子与管孔之间的间隙，超过评定间隙范围时；

b. 当管子壁厚δ<2.5mm，且管子直径或壁厚变化范围超过10%时；

c. 管板孔边缘的坡口型式改变时；

d. 焊接方法改变时；

e. 焊条或焊丝牌号改变时；

f. 焊条直径增大时，或填充焊丝直径变化时，或气体保护焊的电极直径改变时；

g. 管子或管板材料的组别号改变时；

h. 填丝改为不填丝或相反时；

i. 多道焊改为单道焊或相反时；

j. 焊接位置变化时；

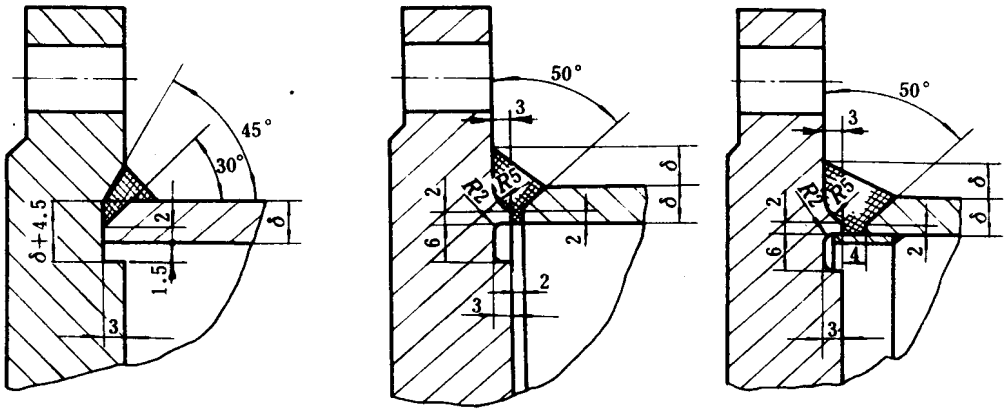
k. 保护气体种类改变或气体流量变化超过25%时。

附 录 D
管板与圆筒、管箱的连接
（参考件）

D1 管板与圆筒、管箱短节的连接

D1.1 延长部分兼作法兰的管板

图D1为常用的兼作法兰的管板与圆筒的连接结构，根据具体情况也可选用其它的连接型式。

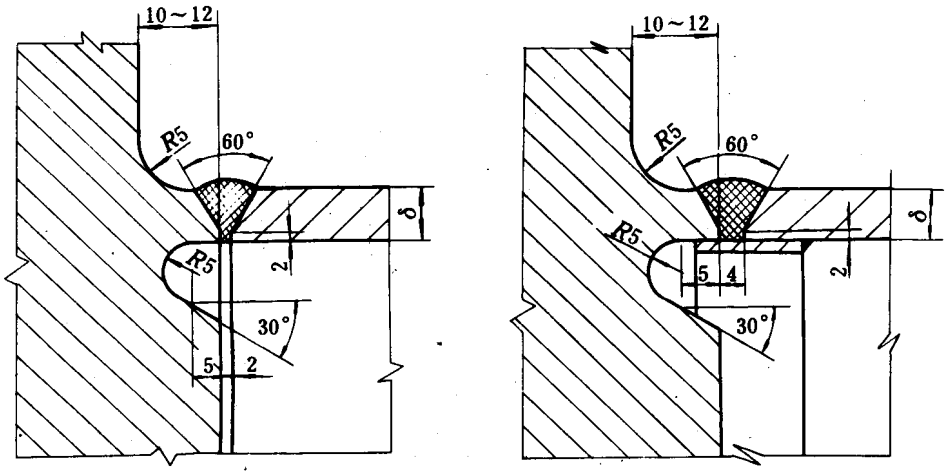


(a) (b) (c)

δ>10mm，p_s<1MPa 1MPa<p_s<4MPa 1MPa<p_s<4MPa

不宜用于易燃、易爆、易挥发及有毒介质的场合

www.newMaker.com

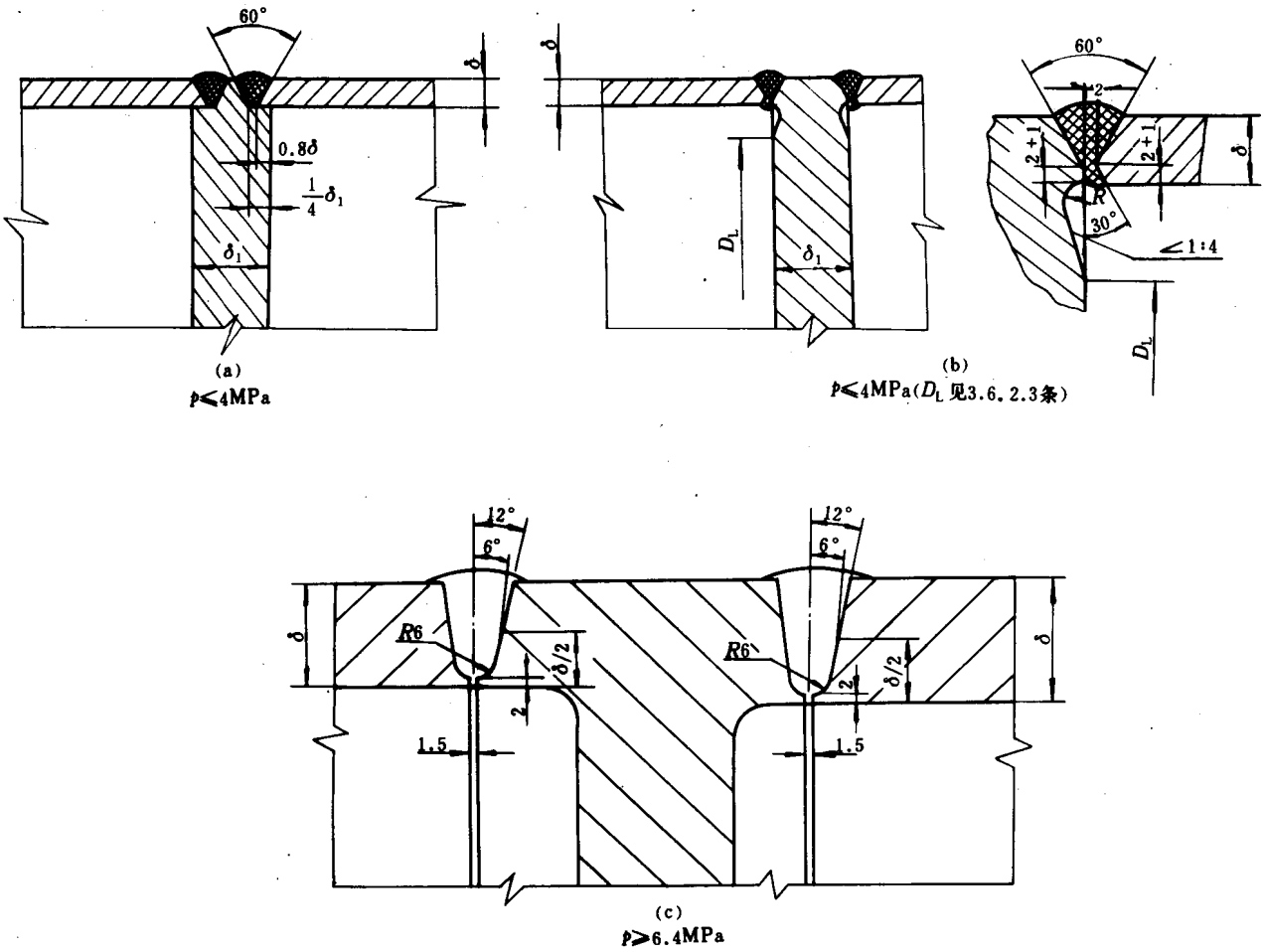


p_s >4MPa　　p_s >4MPa

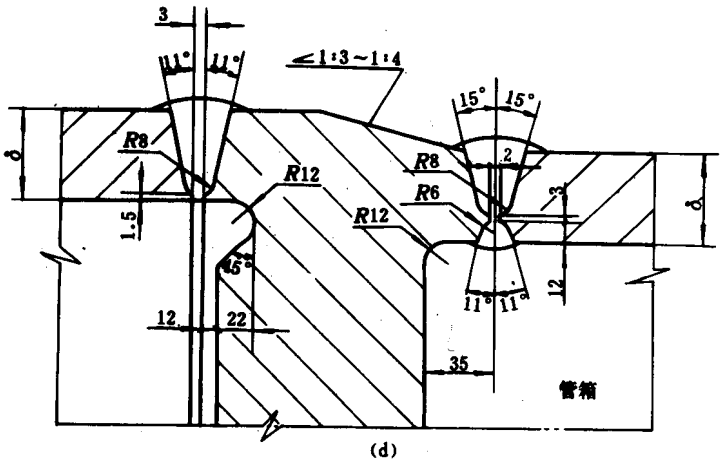
图 D1

D1.2　不带法兰的管板

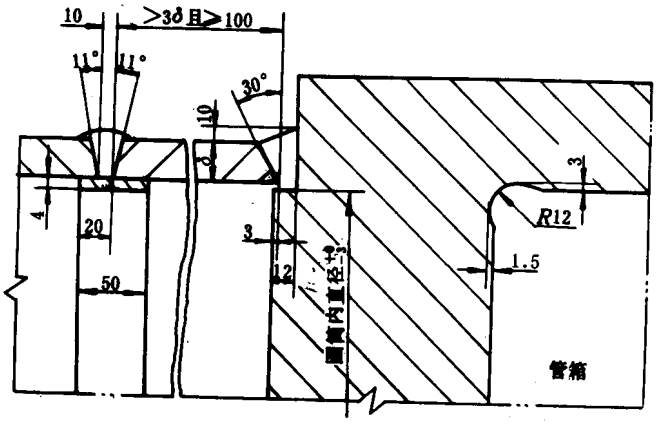
图D2为常用的不带法兰的管板与圆筒的连接结构。



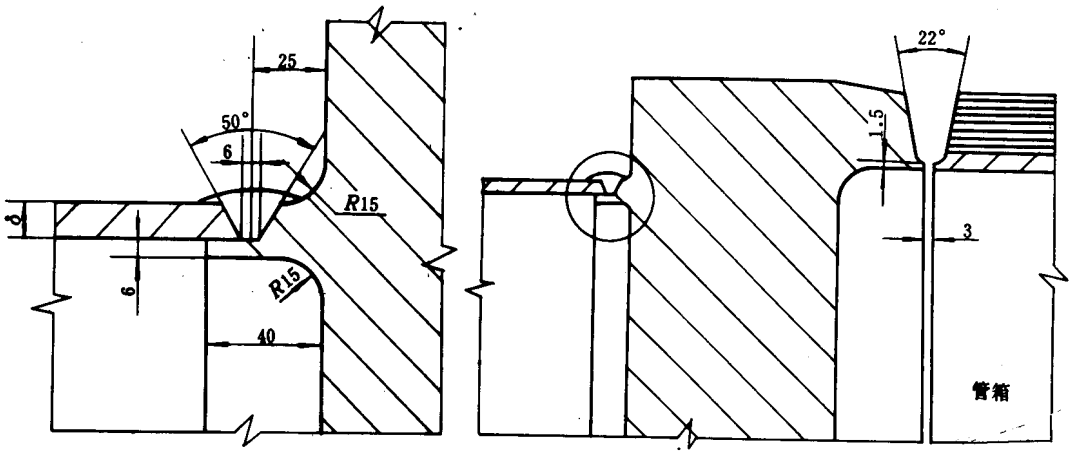
www.newMaker.com



(d)
$p \geq 6.4$MPa



(e)
$p > 4$MPa



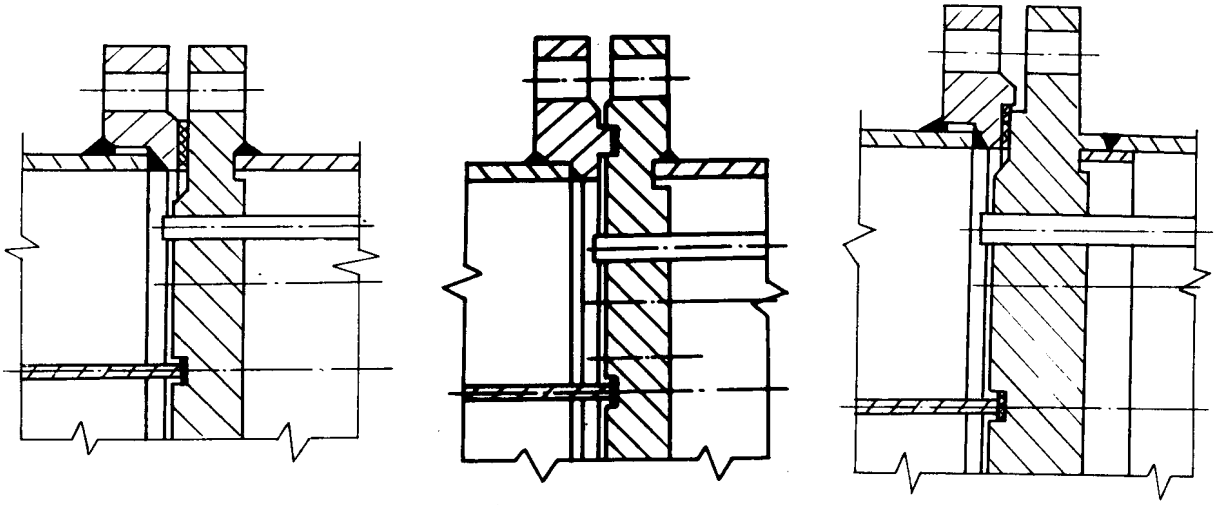
(f)
$p_s < 4$MPa, $p_t \geq 6.4$MPa

图 D2

www.newMaker.com

D2 管箱与壳体的连接密封形式

D2.1 固定管板式换热器管板的连接密封形式见D3。



(a) (b) (c)

图 D3

D2.2 浮头式、填料函式、U 形管式换热器和釜式重沸器管板的连接密封形式见图D4。

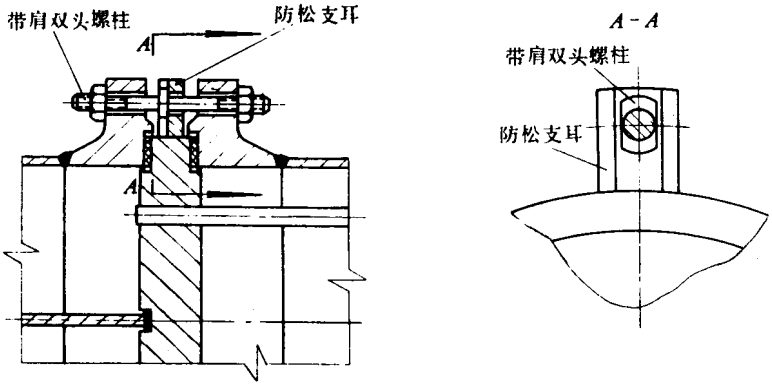


图 D4

公称直径小于或等于800mm时，设二个防松支耳；公称直径大于800mm时，设四个防松支耳。防松支耳应均匀对称布置。

附 录 E
螺 纹 换 热 管
（参考件）

E1 螺纹换热管是环向滚压制成的整体低翅片管，见图E1。

www.newMaker.com

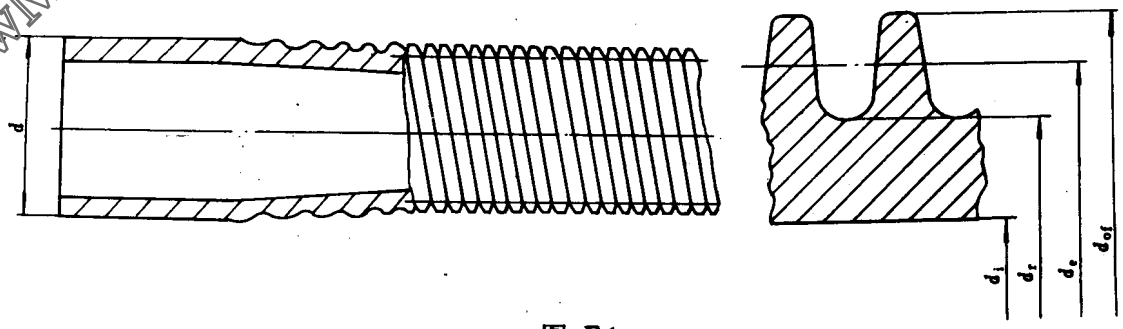


图 E1

E2 适用范围

螺纹换热管适用于管外总热阻（包括介质膜热阻和污垢热阻）为控制热阻的传热场合，或管外结垢比较严重的场合。

螺纹换热管不适用于固体粉尘含量较高，或易于结焦的场合。

E3 螺纹换热管特性参数见表E1

表 E1

d mm	19					25					
η	2.8	2.5	2.2	2.0	1.7	2.8	2.75	2.5	2.2	1.8	1.6
d_e mm	17.5		17.8			23.5					
d_r mm	17	16.8	16.6	16.6	16.4	23	22.6	22.3	22.3	22	22
d_i mm	13.4		13.0			18.8		18.0			
A_s/A_i	3.6	3.3	3.1	2.7	2.3	3.6	3.5	3.3	3.0	2.5	2.2
d_{of} mm	$18.8^{\pm0.2}$					$24.8^{\pm0.2}$					

表中：d ——换热管外径，mm；

d_e——螺纹换热管当量直径，mm；

d_r——螺纹换热管根部直径，mm；

d_i——螺纹换热管内径，mm；

d_{of}——螺纹换热管齿顶圆直径，mm；

A_s/A_i——螺纹换热管外表面积与螺纹换热管内表面积的比值；

η ——翅化比；

翅化比为螺纹换热管外表面积与滚轧前光管外表面积的比值。作为换热管用时，应尽量采用高翅化比。

附 录 F
管 束 振 动
（参考件）

F1 概述

在管壳式换热器中，当壳程流体横向流过管束时，在壳体进、出口接管的附近、折流板缺口区、U 形弯管处容易激起管子振动或声振动，因而可能导致：

a. 相邻管或管与壳体间的碰撞，使管和壳体受到磨损而开裂；

www.newMaker.com

b. 管子撞击折流板孔而被切断；

c. 管子与管板连接处发生泄漏；

d. 管子的疲劳破坏；

e. 音强高达150分贝的噪音污染；

f. 增大壳程流体的阻力降。

由于流体诱导振动物理现象的复杂性以及现有技术的限制，目前尚不能提出完善的预测换热器振动的方法，但本附录推荐的内容对设计者仍将是有益的。

F2 流体诱导振动的计算

流体诱导振动的主要原因为：

a. 卡曼旋涡（有声振动或无声振动）；

b. 流体弹性不稳定性。

F2.1 卡曼旋涡频率

卡曼旋涡频率f_v按经验公式（F－1）确定：

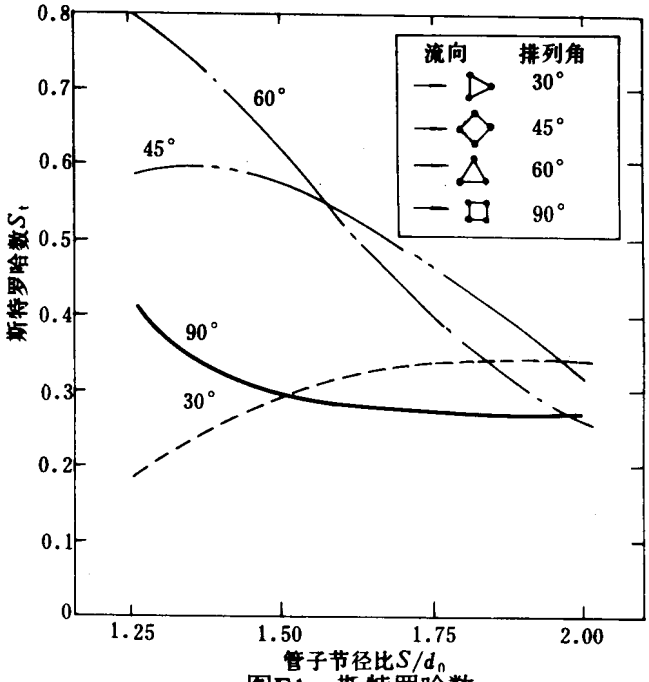
$$f_v = S_t \frac{v}{d_0} \quad \text{Hz} \qquad \cdots\cdots(F-1)$$

式中：d_0——换热管外径，m；

S_t——斯特罗哈准数，无因次，对于按正三角形与正方形排列的管束，根据节径比S/d_0 由图F1查得；

S——管孔中心距，m；

v——横流速度，根据管间最小的自由截面计算，m/s。



图F1 斯特罗哈数

F2.2 声学驻波频率

F2.2.1 声速

在气体中声波的传播速度c可按式（F－2）计算：

$$c = 1000\sqrt{z\gamma\frac{p_s}{\rho_0}} \quad \text{m/s} \qquad \cdots\cdots(F-2)$$

式中：γ——定压比热与定容比热的比值；

p_s——壳程设计压力（绝对压力），MPa；

www.newMaker.com

z ——压缩系数，对理想气体取$z=1$；

ρ_0——壳程气体的密度，kg/m³。

F2.2.2 声频f_a由式（F－3）计算：

$$f_a=\frac{nc}{2D}\ \text{Hz} \qquad \cdots\cdots(F-3)$$

式中：c ——声速，m/s；

D——特性长度，m；

一般情况下取换热器壳体的内直径。在正方形排列的管束中，有可能形成内接正方形的驻波。见图F2（a），此时D值取壳体内直径的0.707倍。

n ——振型数，指半波的整倍数，无因次，见图F2(b)。

当壳程介质为液体时，可不考虑声振动。

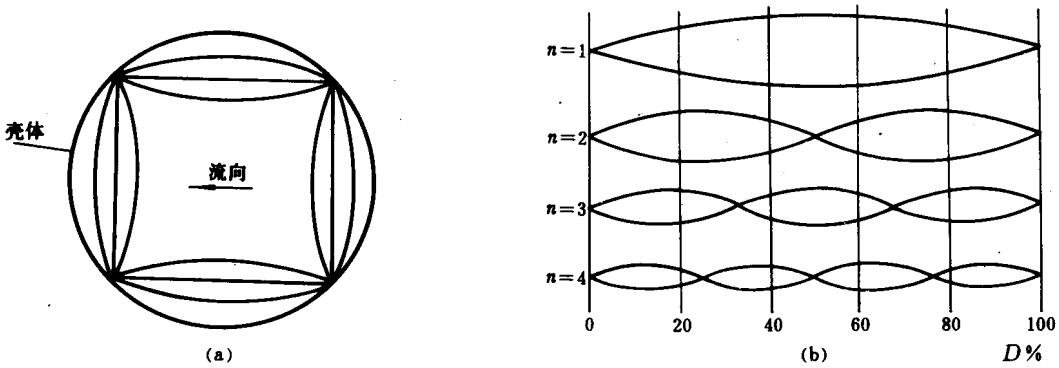


图 F2

F2.3 临界横流速度

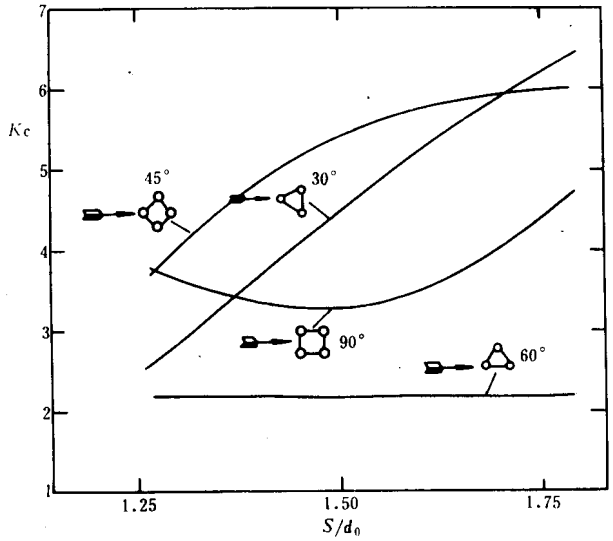
发生流体弹性不稳定时的临界横流速度v_c按式(F－4)计算：

$$v_c=K_c f_n d_0\sqrt{\frac{m\delta}{\rho_0 d_0^2}}\ \text{m/s} \qquad \cdots\cdots(F-4)$$

式中：d_0——换热管外径，mm；

f_n——管子的固有频率，见F3条，Hz；

K_c——比例系数，根据管子排列方式，节径比由图F3查得；



图F3

www.newMaker.com

m——单位管长的质量，见F 3.1条，kg/m；

δ——管子的对数衰减率，无因次。其值取决于材料的机械性能、中间支承条件与壳程流体的物理性能，应由实验测定。δ值变动的范围较宽，在气体环境中约为0.01～0.06；在液体环境中约为0.04～0.16。阻尼大的，固有频率低的管子可取较大值；

ρ_0——管外流体密度，kg/m³。

F3 管子的固有频率

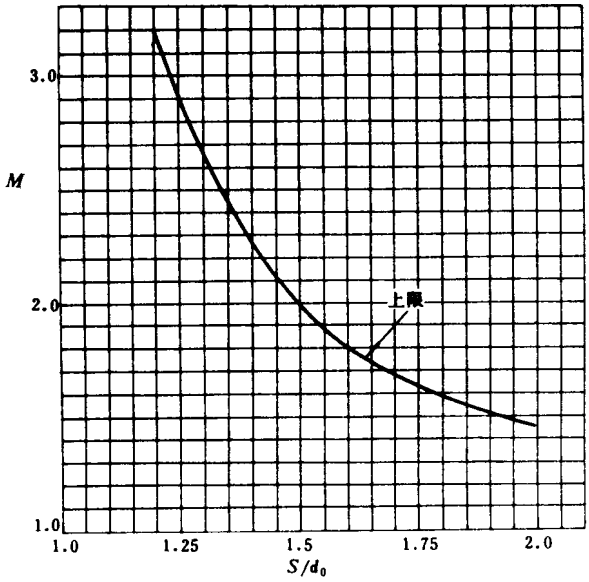
F3.1 符号说明

d_i——管子内径，m；

d_0——管子外径，m；

E——材料的弹性模量，MPa；

M——附加质量系数，根据节径比S/d_0由图F 4查得；



图F4 附加质量系数（静止流体中的数值）

m——单位管长的质量，kg/m；

$$m = m_i + m_0 + m_t$$

m_i——管内流体质量，kg/m；

$$m_i = \pi d_i^2 \rho_i / 4$$

m_0——被管子取代的管外流体的虚拟质量，kg/m；

$$m_0 = \pi d_0^2 \rho_0 M / 4;$$

m_t——空管质量，kg/m；

l——跨距，m；

ρ_i——管内流体密度，kg/m³；

ρ_0——管外流体密度，kg/m³。

F3.2 等跨直管的固有频率f_n按式(F－5)计算：

$$f_n = 35.2\lambda_n\sqrt{\frac{E(d_0^4 - d_i^4)}{ml^4}} \quad \text{Hz} \qquad \cdots\cdots(F-5)$$

式中：λ_n——频率常数，根据管端固定条件，跨数及振型由表F1 查得，也可由图F 9 至F 16查得，查图时，取$K=1$。

www.newMaker.com

表F1　等跨直管的频率常数λ_{1n}

跨数	两端固定		两端简支		一端固定，一端简支	
	一阶	二阶	一阶	二阶	一阶	二阶
1	22.396	61.737	9.870	39.520	15.434	50.017
2	15.418	22.373	9.870	15.418	11.514	19.921
3	12.648	18.469	9.870	12.648	10.631	15.418
4	11.514	15.418	9.870	11.514	10.305	13.289
5	10.950	13.693	9.870	10.950	10.150	12.169
6	10.631	12.648	9.870	10.631	10.065	11.514
7	10.434	11.973	9.870	10.434	10.014	11.101
8	10.305	11.514	9.870	10.305	9.980	10.825
9	10.215	11.188	9.870	10.215	9.957	10.631
10	10.150	10.950	9.870	10.150	9.940	10.491
20	9.941	10.150	9.870	10.005	9.887	10.028

F3.3　非等跨直管的固有频率

F3.3.1　各跨间距不相等时，直管固有频率f_n按式(F－6)计算

$$f_n = 35.2k^2\sqrt{\frac{E(d_0^4 - d_i^4)}{m}} \quad \text{Hz} \qquad \cdots\cdots (F-6)$$

式中：k ——弯曲常数，rad/m；

各跨距均为同一数值，对于两端固定，中间简支的直管可通过求解下列频率方程得出。

$$\alpha_n\beta_0 + \beta_n\delta_0 = 0 \qquad \cdots\cdots (F-7)$$

α_n、β_n、β_0、δ_0均为三角函数与双曲线函数的组合，可按式(F－8)、(F－9)计算：

$$\left.\begin{aligned} \alpha_n &= S_n - \frac{T_n U_n}{V_n} \\ \beta_n &= T_n - \frac{U_n^2}{T_n} \\ \gamma_n &= V_n - \frac{T_n^2}{V_n} \end{aligned}\right\} \qquad \cdots\cdots (F-8)$$

式中：

$$S_n = \frac{1}{2}(chkl_n + coskl_n)$$

$$T_n = \frac{1}{2}(shkl_n + sinkl_n)$$

www.newMaker.com

$$U_n = \frac{1}{2}(chkl_n - coskl_n)$$

$$V_n = \frac{1}{2}(shkl_n - sinkl_n)$$

$$\begin{bmatrix} \alpha_0 & \beta_0 \\ \gamma_0 & \delta_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{n-1} & \beta_{n-1} \\ \gamma_{n-1} & \alpha_{n-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_{n-2} & \beta_{n-2} \\ \gamma_{n-2} & \alpha_{n-2} \end{bmatrix} \cdots\cdots \begin{bmatrix} \alpha_2 & \beta_2 \\ \gamma_2 & \alpha_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_1 & \beta_1 \\ \gamma_1 & \alpha_1 \end{bmatrix} \quad \cdots\cdots (F-9)$$

式中：n ——总跨数；

l_n——第n跨的间距，m。

F3.3.2 中间各跨间距为l，端跨间距为l_1时(见图F5)，直管固有频率f_n按式(F－10)计算

$$f_n = 35.2\lambda_n\sqrt{\frac{E(d_0^4 - d_i^4)}{r_1 l^4}} \quad Hz \cdots\cdots (F-10)$$

式中：λ_n——频率常数，由图F 9 ～F16查得，图中的跨距比$K = l_1/l$。

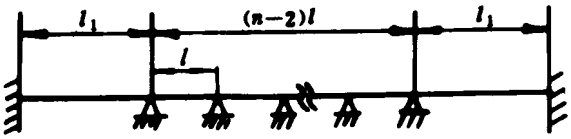


图 F5

F3.3.3 中间各跨间距为l，两端间距分别为l_1和l_2时，管子的固有频率f_n按式(F－6)计算。

当跨数$n > 4$，跨距比$K_1 = l_1/l$和$K_2 = l_2/l$均小于2.5时，对于两端固定或两端简支的管子，可利用公式(F－10)来估算其第一振型的固有频率，此时式中的λ_n值应按K_1、K_2中较大值查图。

F3.4 轴向力对固有频率的影响

在轴向力作用下管子的固有频率f_{na}按式(F－11)计算：

$$f_{na} = f_n\sqrt{1 + \frac{64Ql^2}{\pi^3 E(d_0^4 - d_i^4)} \times 10^{-6}} \quad Hz \cdots\cdots (F-11)$$

式中：f_n——未受轴向力时管子的固有频率，Hz；

Q——轴向力，拉伸时取正值，压缩时取负值，N。

F3.5 U形管的固有频率

U形管固有频率的计算按下述两条进行并取其中的较低值。

F3.5.1 直管段固有频率按F3.3.1条非等跨直管的计算方法确定，其边界条件为一端固定，另一端为简支，中间为多个简支支承。

F3.5.2 弯管段只计算平面外振动时的一阶固有频率，假定端部为简支时，按式(F－12)计算：

$$f_{nu} = 8.91\lambda_U\sqrt{\frac{E(d_0^4 - d_i^4)}{mR^4}} \quad Hz \cdots\cdots (F-12)$$

式中：R——弯管半径，m；

λ_U——U形弯管的频率常数，由图F16查得。

对非简支条件应进行修正。如两端固定时，算出的f_{nu}值应乘以2.269；如一端固定，一端简支时，算出的f_{nu}值应乘以1.564。

F3.6 螺纹管的固有频率

低翅片螺纹管的固有频率按F3.2或F3.3条的方法计算出近似值。公式中管子单位长度的质量m_t，应取翅片管的实际质量；取附加质量系数$M = 1$。其它参数为：

d_0——取翅片管当量直径d_e，m；

d_e值按附录E表E 1选取，或按式(F－13)计算：

www.newMaker.com

$$d_e = d_0 + 1.08(d_r - d_i) \quad \text{m} \qquad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (F-13)$$

式中：d_i——光滑管壁的内径，m；

d_0——光滑管壁的外径，m；

d_r——翅片根部直径，m。

F4 振动的判据

F4.1 壳程流体为气体或液体时，当符合下列条件之一时，可能发生管束振动。

a. 卡曼旋涡频率f_v与管子最低固有频率f_n之比大于0.5时；

b. 横流速度v大于临界横流速度v_c时。

F4.2 壳程流体是气体或蒸汽时，卡曼旋涡频率f_v与声频f_a之比在0.8～1.2范围内时，可能发生声振动。

对于蒸汽发生器，还应按式(F－14)计算φ值：

$$\varphi = \frac{R_e}{S_t}\left(\frac{L-d_0}{L}\right)^2 \frac{d_0}{T} \qquad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (F-14)$$

式中：L——纵向的管中心距，见图F6，m；

T——横向的管中心距，见图F6，m；

S_t——斯特罗哈数，由S/d_0查图F 1。

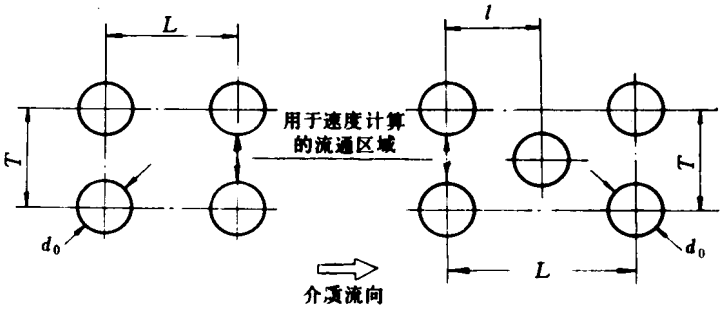


图 F6

R_e——雷诺数，

$$R_e = \frac{\rho_0 d_0 v}{\mu} \times 10^{-6}$$

d_0——管子外径，m；

ρ_0——壳程流体密度，kg/m³；

v——横流速度，根据管间最小的自由截面计算，m/s；

μ——壳程流体的粘度，MPa·S。

当：$\varphi < 2000$时，　　无声振动；

$2000 < \varphi < 4000$时，可能有声振动或者有弱的声振动；

$\varphi > 4000$时，　　可能有声振动或者有强烈的声振动。

F5 防振措施

F5.1 改变卡曼旋涡频率

通过减少壳程流量或降低横流速度来改变卡曼旋涡频率，可能消除振动，但却降低了换热器的传热效率。

F5.2 改变管子的固有频率

a. 减小管子的跨距；

www.newMaker.com

b. 折流板缺口区不布管；

c. 在二阶振型的节点位置上设置支承件。

F5.3 在壳程插入平行于横流方向的纵向隔板，减小(F－3)式中的特性长度D，提高声频率，消除振动。纵向隔板的位置，应离开驻波的节点靠近波腹。

F5.4 采用杆状或条状支承，代替传统的折流板，不仅可防振，而且可以强化传热、减低流体阻力及减少污垢。

F5.5 如果可能，在管子的外表面沿周向缠绕金属丝或沿轴向安装金属条，可以抑制周期性旋涡的形成。

F6. 例题：

一台型号为$BEM1000-\frac{0.54}{0.88}-343-\frac{6}{25}-2\,I$的钢制固定管板式换热器。

已知：换热管外径$d_0=0.025$m，壁厚0.0025m；管长6m；

两管板内侧距离为：5.89m；

折流板：布置见图F7；

管中心距$S=0.032$m；

孔桥宽度$B=0.007$m；

各排管子中最边缘的一根离圆筒内壁间的距离依次为：

$a_1=0.0327$m

$a_2=0.0329$m

$a_3=0.0309$m

$a_4=0.0266$m

$a_5=0.0202$m

$a_6=0.0117$m

$a_7=0.0329$m

$a_8=0.0208$m

$a_9=0.0390$m

操作条件见表F2

表 F2

	管　程	壳　程
介质	水	乙烯
工作压力（绝压） MPa	0.5396	0.8829
平均温度 ℃	37	46
密　度 kg/m³	1000	9.64
流　量 Q kg/h		30000

预测管束振动情况：

1. 计算横流速度

计算各排管子之间的总间隙量b_i，其中第六排管子的总间隙量b_6最小（见图F8）

$b_6=b_{min}=2a_6+29B=2\times0.0117+29\times0.007=0.2264$m

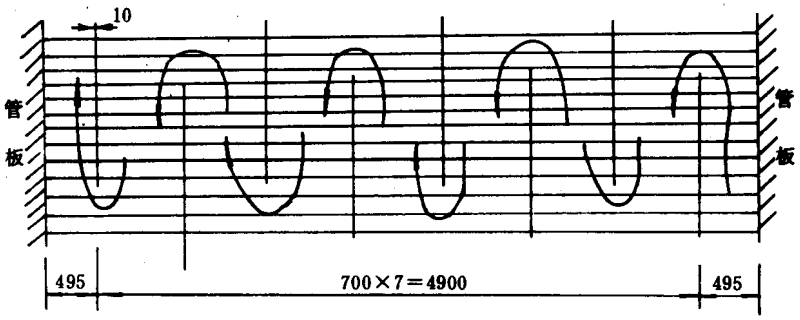
进、出口处的横流速度v_1

www.newMaker.com

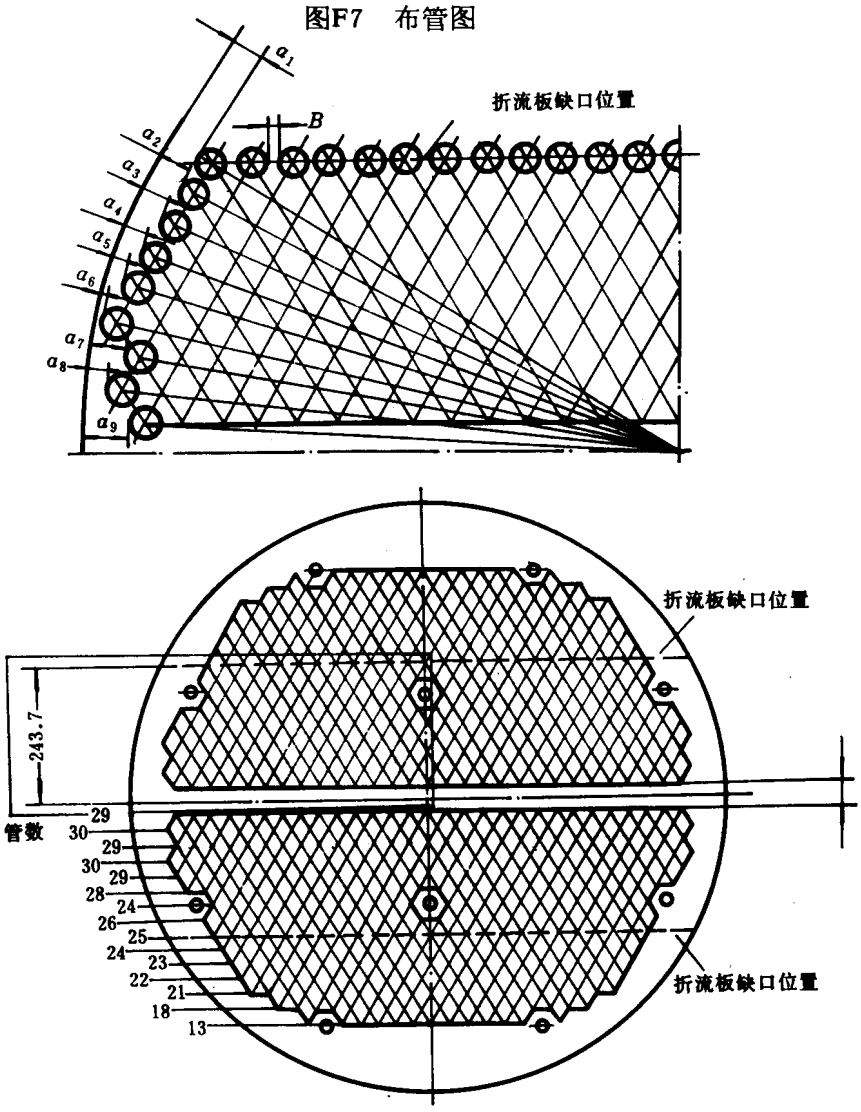
$$v_1=\frac{Q_0}{3600b_{min}l_1\rho_0}=\frac{30000}{3600\times0.2264\times0.495\times9.64}=7.79\text{m/s}$$

折流板间的横流速度v_2

$$v_2=\frac{Q_0}{3600b_{min}l\rho_0}=\frac{30000}{3600\times0.2264\times0.69\times9.64}=5.53\text{m/s}$$



图F7　布管图



图F8　折流板布置图

www.newMaker.com

2. 计算卡曼旋涡频率

节径比$\frac{S}{d_0}=\frac{0.032}{0.025}=1.28$；

由图F1，查排列角为30°的管束，$S_t=0.19$；

进、出口处卡曼旋涡频率f_{v1}

$$f_{v1}=S_t\frac{v_1}{d_0}=0.19\times\frac{7.79}{0.025}=59.2\quad \mathrm{Hz}$$

折流板间的卡曼旋涡频率f_{v2}

$$f_{v2}=S_t\frac{v_2}{d_0}=0.19\times\frac{5.53}{0.025}=42.0\quad \mathrm{Hz}$$

3. 计算声频率

乙烯的定压比热与定容比热的比值$\gamma=1.25$

取乙烯的压缩系数$z=1$

$$\text{声速}c=1000\sqrt{z\gamma\frac{p_s}{\rho_0}}=1000\sqrt{1\times1.25\frac{0.8829}{9.64}}=338.4\mathrm{m/s}$$

$$\text{声频}f_a=\frac{nc}{2D}=\frac{1\times338.4}{2\times1}=169.2\mathrm{Hz}$$

4. 管子的固有频率

由图F 7 知管子刚性较差的部位在折流板的缺口处。

跨数：$n=5$

折流板缺口区跨距：$l=1.4\mathrm{m}$

两端跨距：$l_1=0.49\mathrm{m}$；$l_2=1.195\mathrm{m}$；

弹性模量：$E=2.03\times10^5\mathrm{MPa}$；

由附录H查得换热管空管质量 $m_t=1.39\mathrm{kg/m}$；

管内流体质量：$m_i=\pi d_i^2\rho_i/4=3.14\times0.02^2\times1000/4=0.314\mathrm{kg/m}$；

质量附加系数M，根据$S/d_0=1.28$，查图F4得$M=2.7$；

虚拟质量m_0，$m_0=\pi d_0^2\rho_0M/4=3.14\times0.025^2\times9.64\times2.7/4=0.013\mathrm{kg/m}$；

单位管长质量m，$m=m_t+m_i+m_0=1.72\mathrm{kg/m}$；

利用式(F－6)至式(F－9)给出的关系式编成计算机程序进行电算，可以求得管子的固有频率为：

$f_1=34.3\mathrm{Hz}$（一阶固有频率）

$f_2=45.9\mathrm{Hz}$（二阶固有频率）

5. 临界横流速度

节径比$S/d_0=1.28$，排列角为30°的管束，由图F 3 查得$K_c=2.7$，假设管子对数衰减率$\delta=0.03$，

则 $$v_{c1}=K_c\cdot f_1d_0\sqrt{\frac{m\delta}{\rho_0d_0^2}}=2.7\times34.3\times0.025\sqrt{\frac{1.72\times0.03}{9.64\times0.025^2}}=6.77\mathrm{m/s}$$

$$v_{c2}=K_c\cdot f_2d_0\sqrt{\frac{m\delta}{\rho_0d_0^2}}=2.7\times45.9\times0.025\sqrt{\frac{1.72\times0.03}{9.64\times0.025^2}}=9.07\mathrm{m/s}$$

6. 结论

（1）由于：$f_{v1}/f_a=59.2/169.2=0.34<0.8$

$f_{v2}/f_a=42.0/169.2=0.24<0.8$

故不会发生声振动。

（2）由于：

www.newMaker.com

a. 壳程进、出口处，$v_1=7.79m/s$，$v_{c1}=6.77m/s$。

因$v_1>v_{c1}$，故在壳程进出口处，将会因流体弹性不稳定性使管子产生振动。

b. 折流板之间，$v_2=5.53m/s$，$v_{c2}=9.07m/s$。

因$v_2<v_{c2}$，故在折流板间的管束不会产生振动。

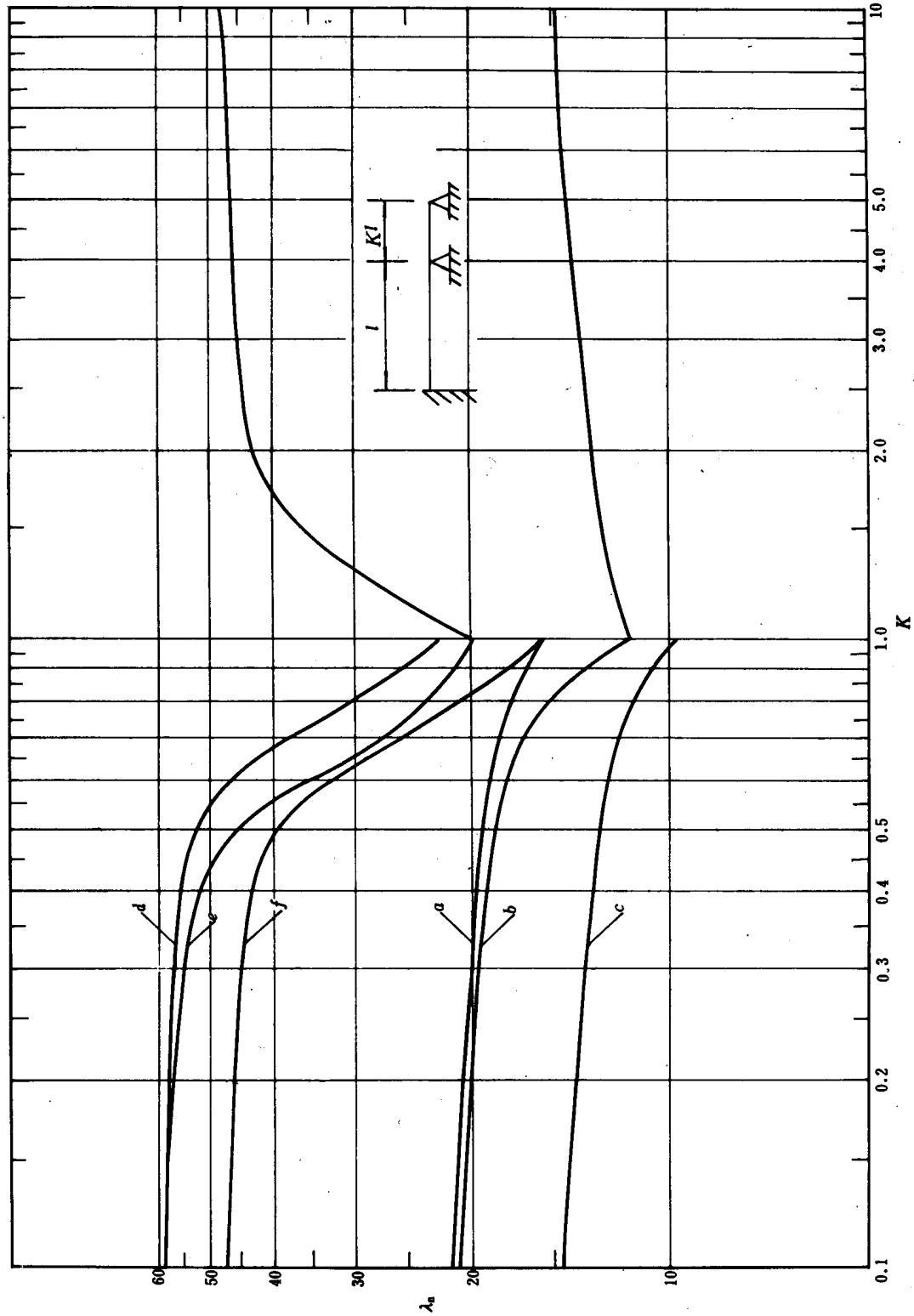
（3）由于：

$f_{v1}/f_1=59.2/34.3=1.73>0.5$

$f_{v2}/f_1=42.0/34.3=1.22>0.5$

故在壳程流体进、出口处及折流板缺口区可能发生管子的振动。

www.newMaker.com

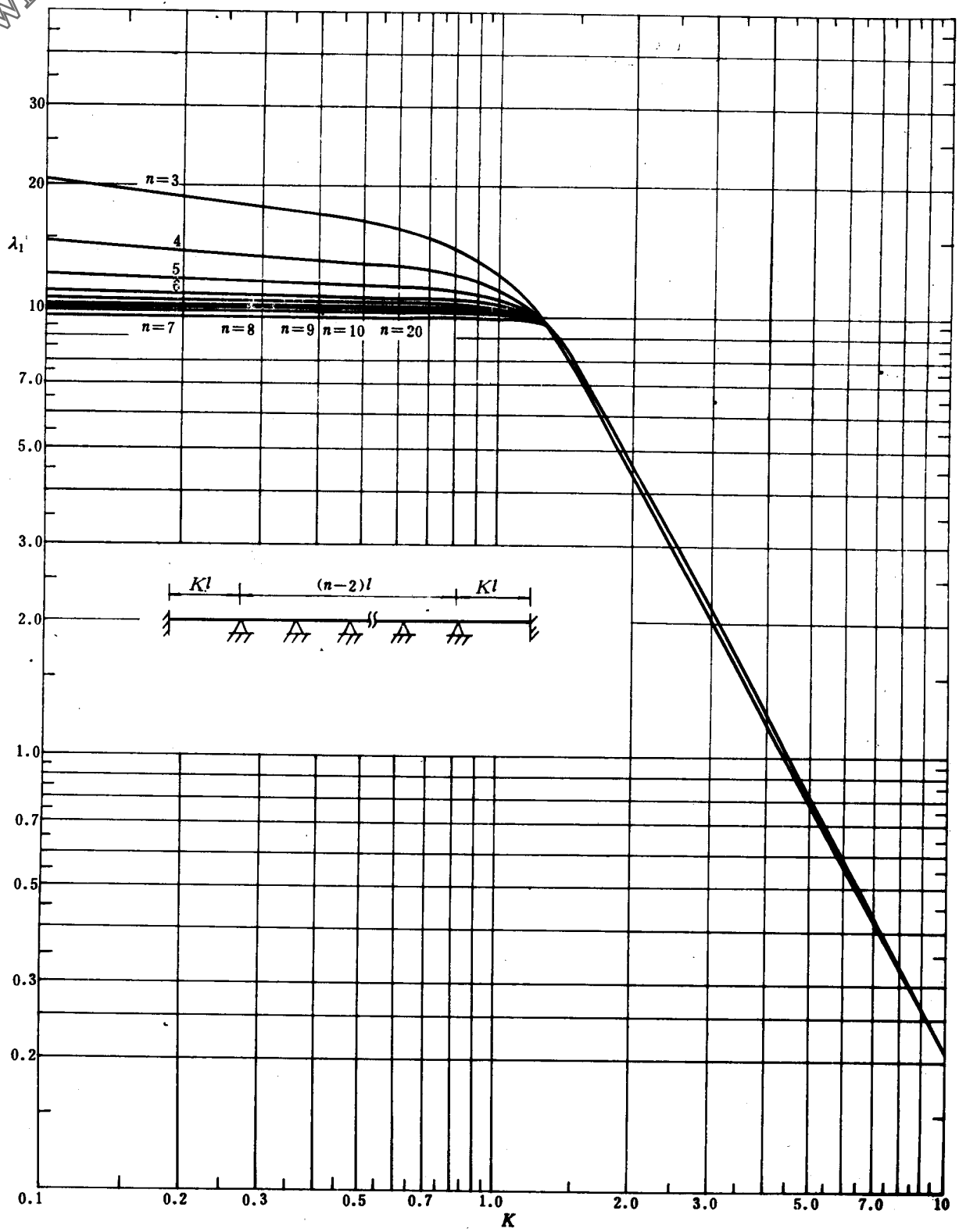


图F9　二跨管频率常数图

a、d—两端固定时的一、二阶曲线；b、e—一端固定、一端简支时的一、二阶曲线；

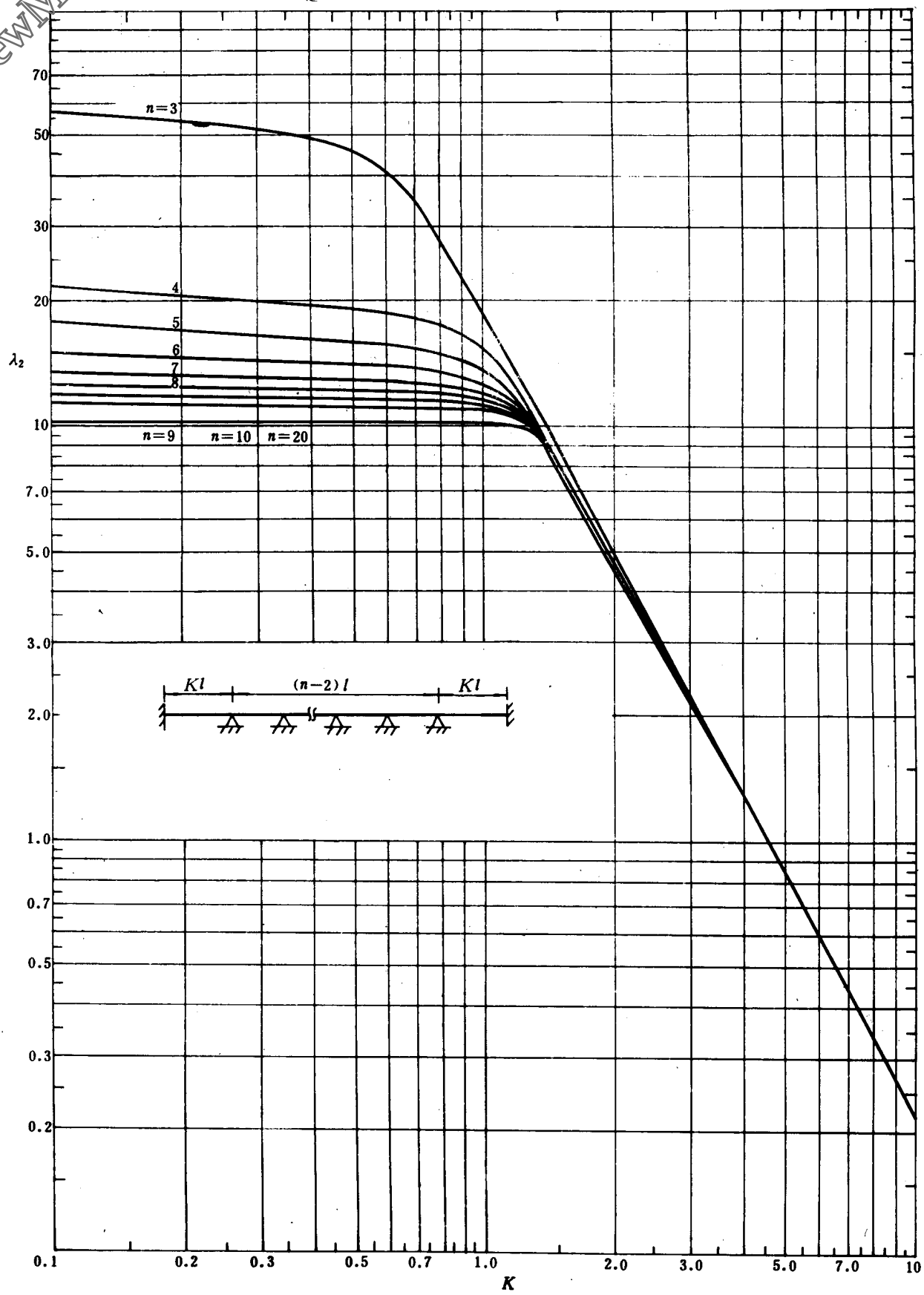
c、f—两端简支时的一、二阶曲线

www.newMaker.com



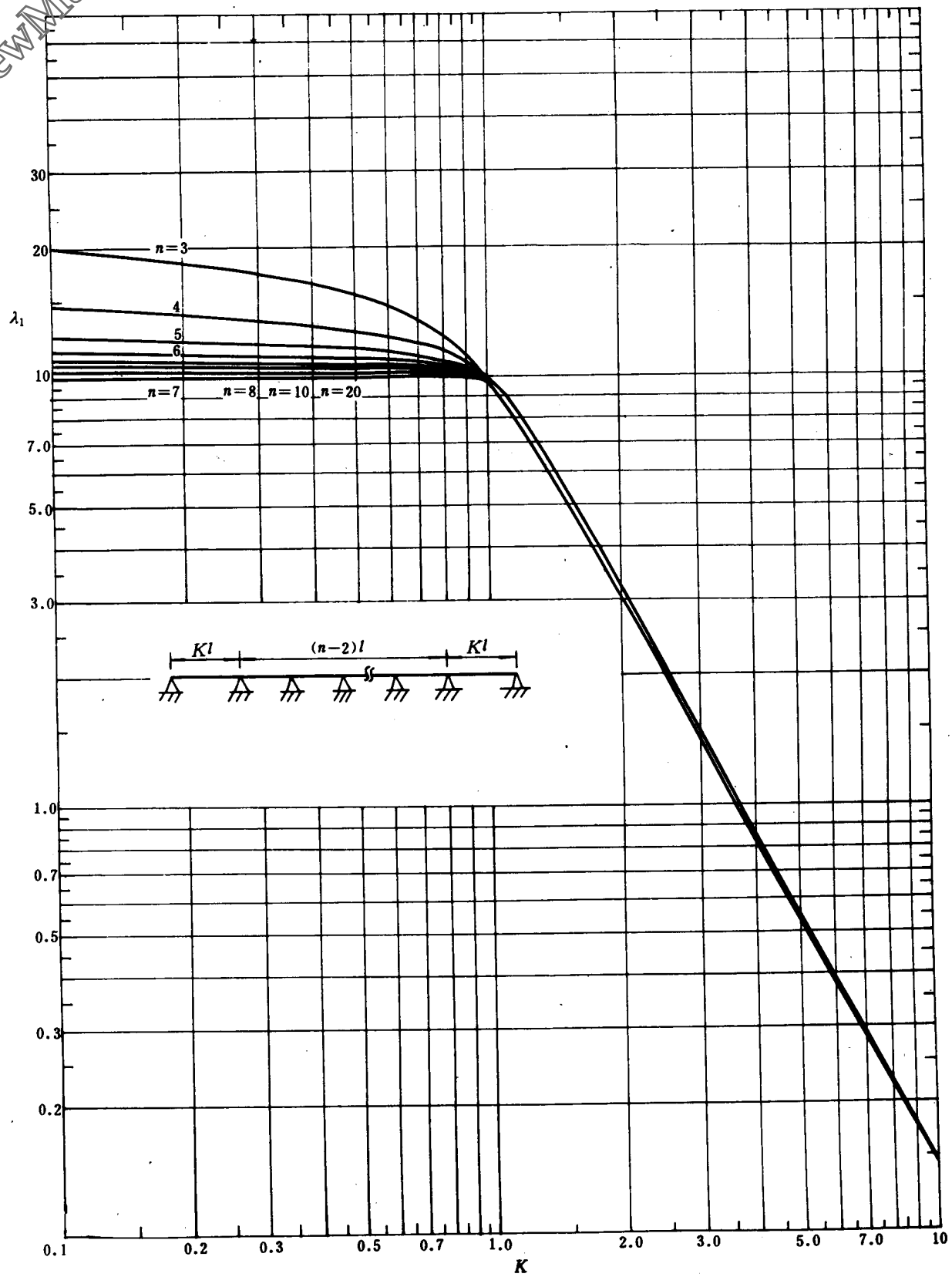
图F10　多跨管频率常数图（两端固定、一阶）

www.newMaker.com



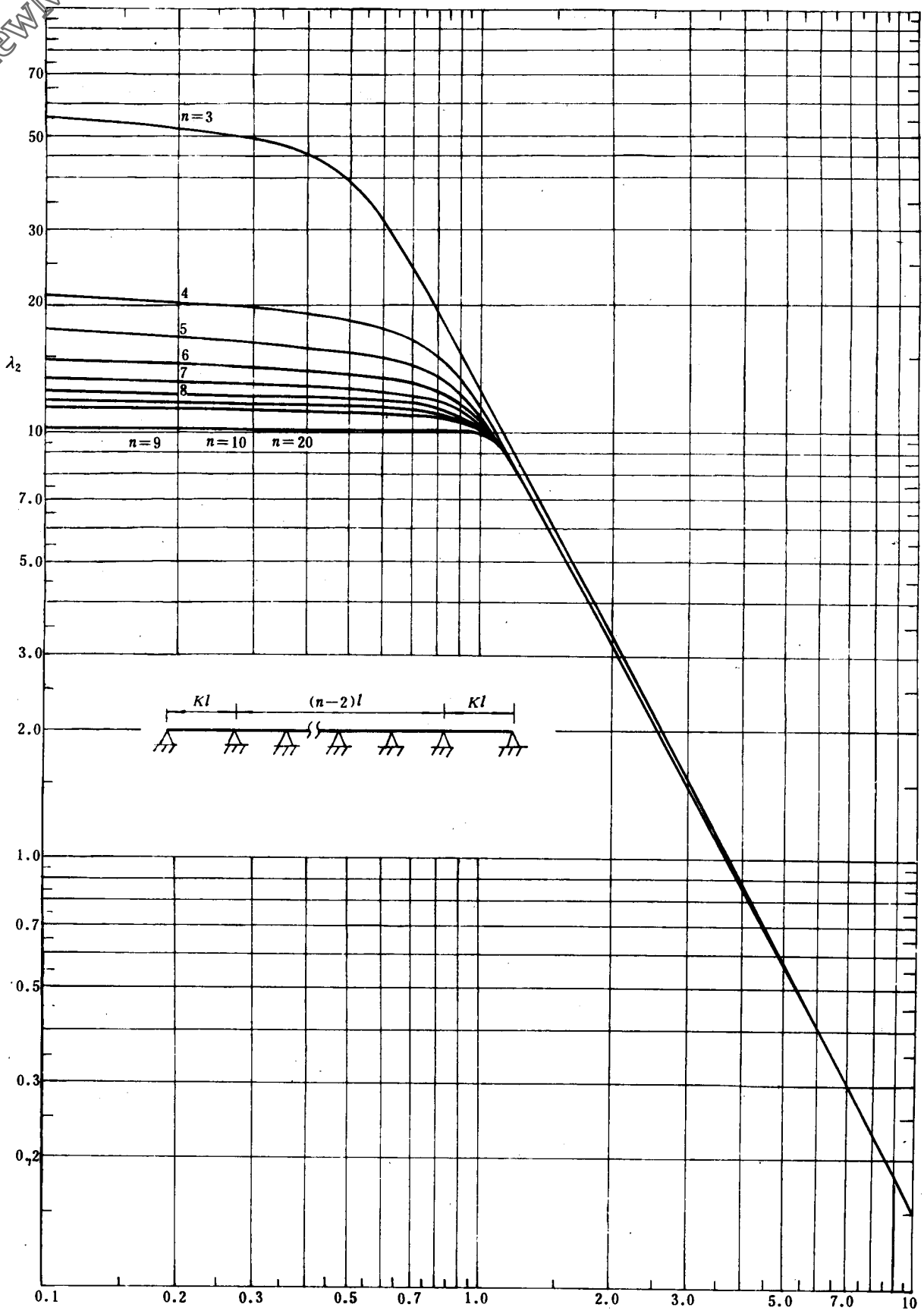
图F11　多跨管频率常数图（两端固定、二阶）

www.newMaker.com



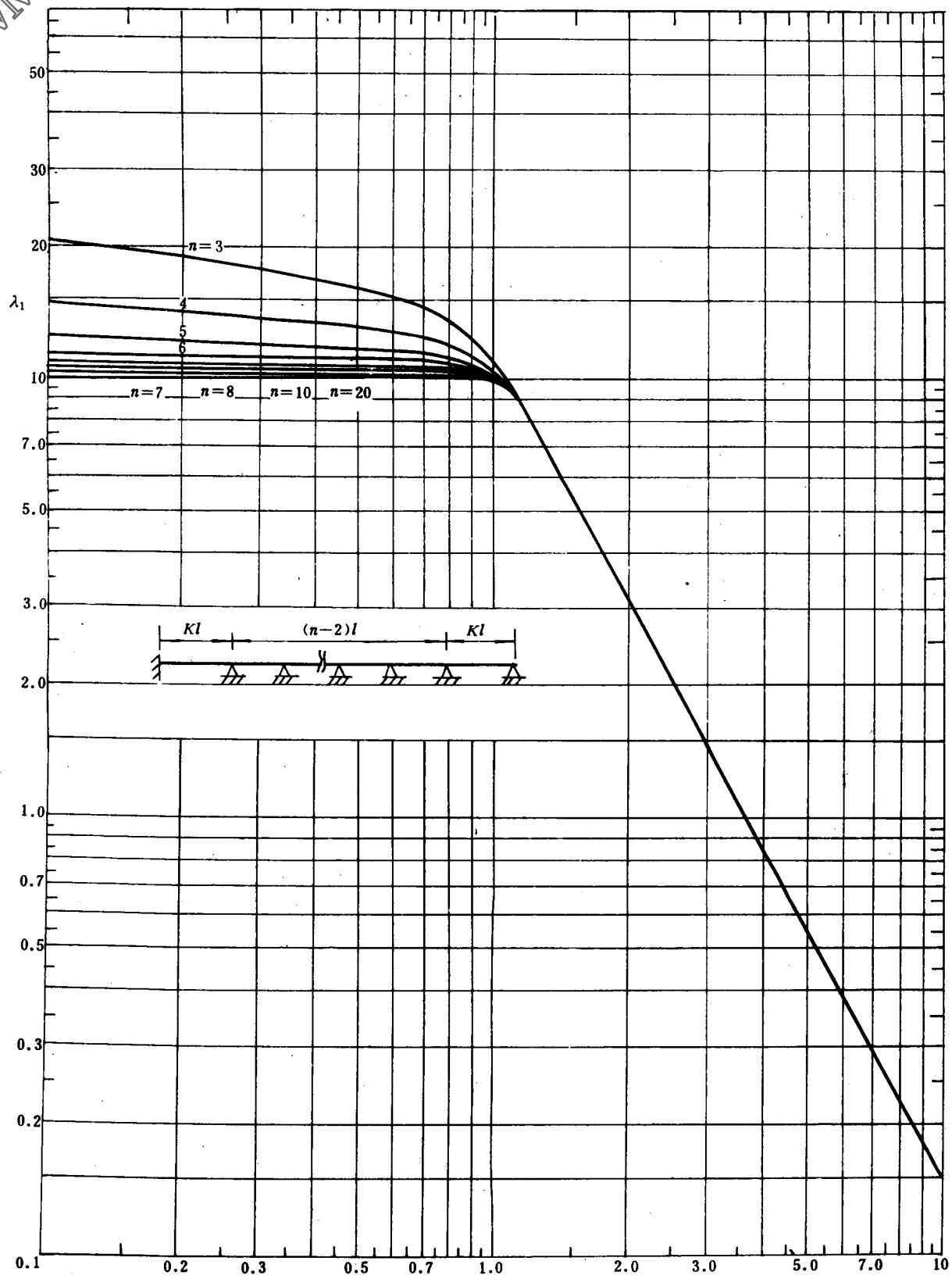
图F12　多跨管频率常数图（两端简支、一阶）

www.newMaker.com



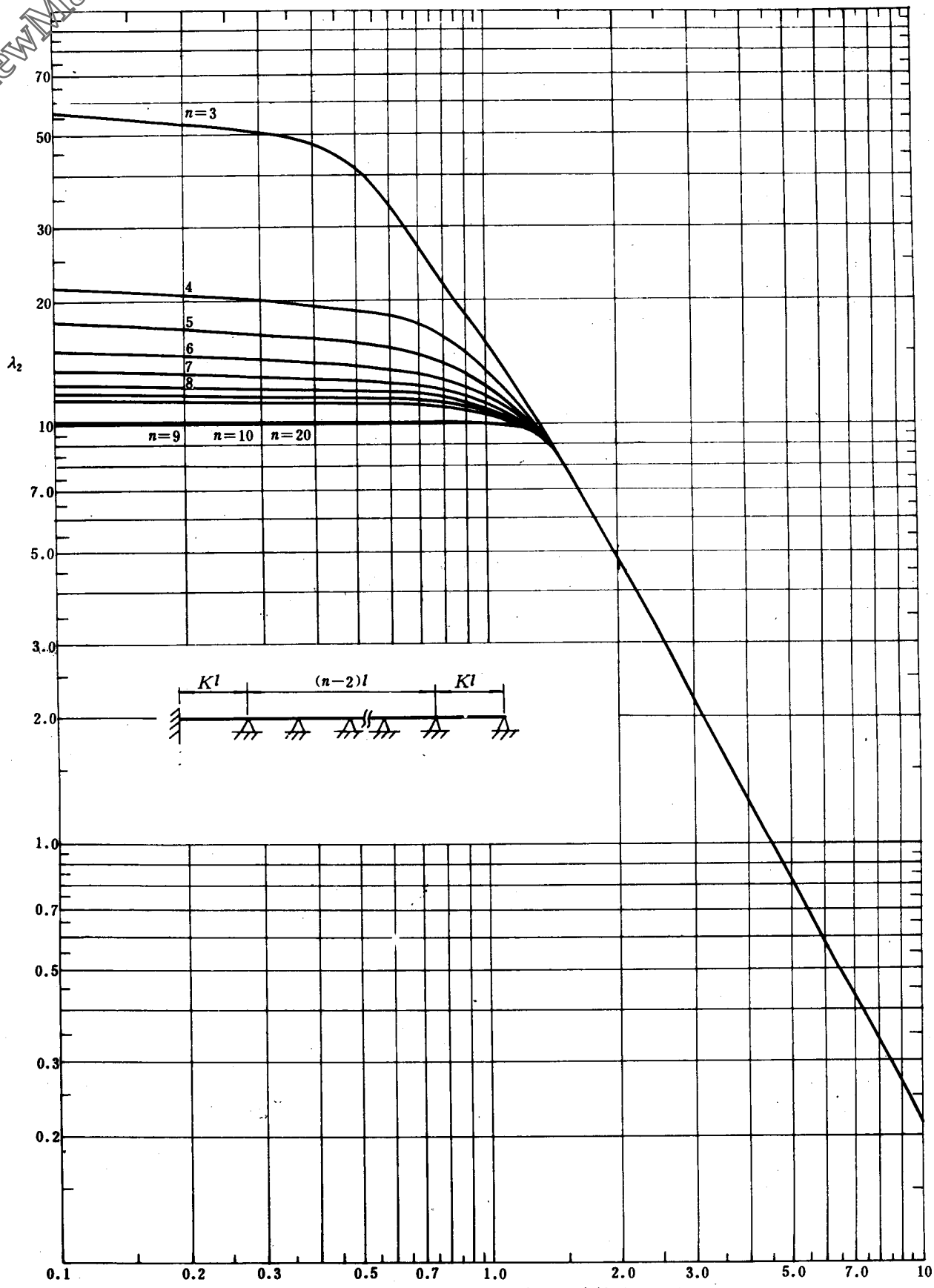
图F13　多跨管频率常数图（两端简支、二阶）

www.newMaker.com



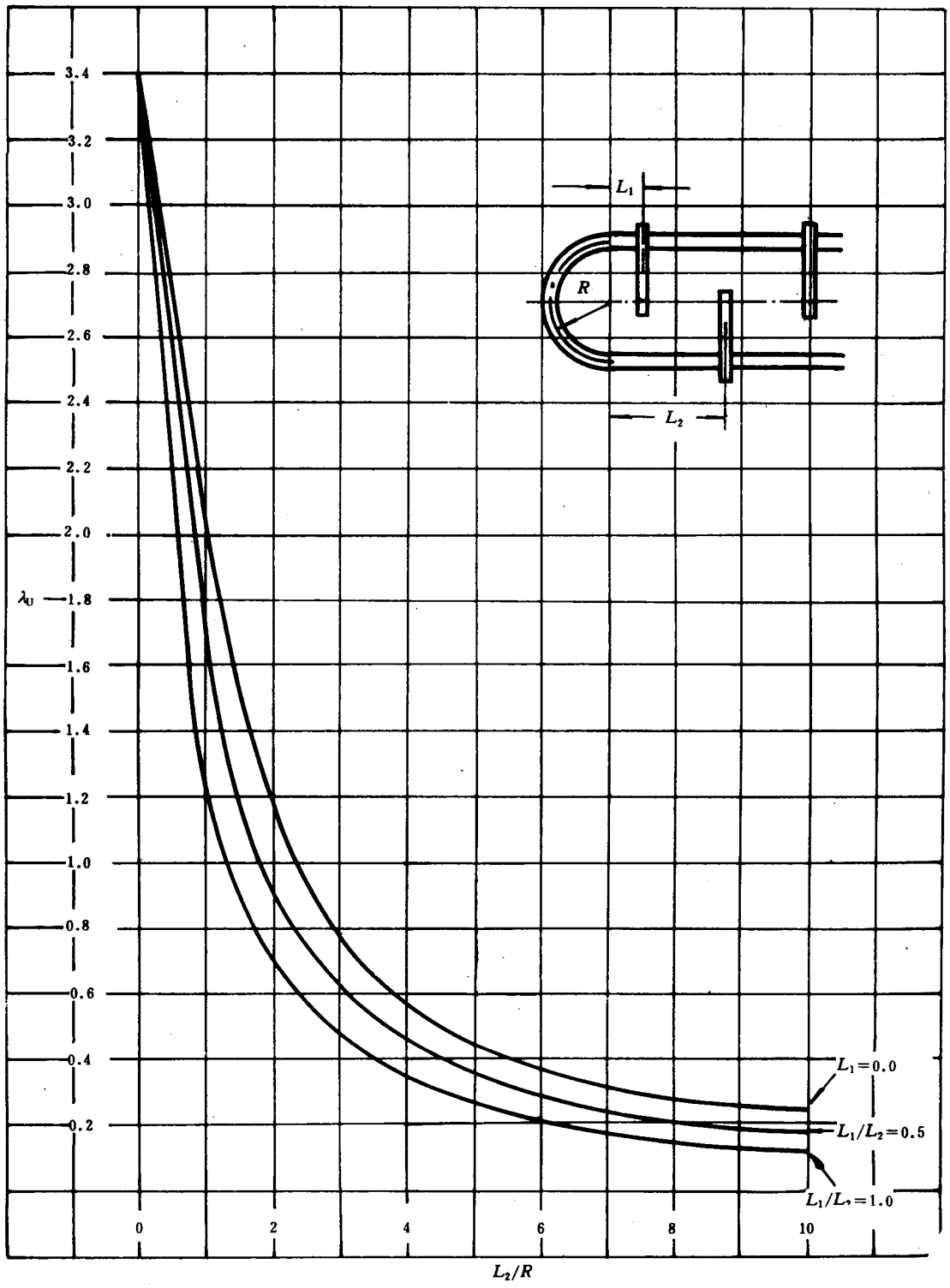
图F14　多跨管频率常数图（一端固定、一端简支、一阶）

www.newMaker.com



图F15　多跨管频率常数图(一端固定、一端简支、二阶)

www.newMaker.com



图F16　U 形弯管段的频率常数

www.newMaker.com

附 录 G

壁 温 计 算

（参考件）

G1 符号说明

K——以换热管外表面积为基准计算的总传热系数，$W/m^2\ ℃$；

q——热强度，W/m^2；

r_d——污垢热阻，$m^2 \cdot ℃/W$；

T_m、t_m——分别为热、冷流体的平均温度，℃；

T_i、T_0——分别为热流体的进、出口温度，℃；

t_i、t_0——分别为冷流体的进、出口温度，℃；

t_t——管壁温度，℃；

t_s——壳壁温度，℃；

Δt_M——流体的有效平均温差，℃；

下标：h——热流体侧的；

c——冷流体侧的。

a——以换热管外表面积为基准计算的给热系数，$W/m^2 \cdot ℃$。

G2 壁温计算

G2.1 管子壁温t_t的计算

热流体侧的壁温按式(G－1)计算：

$$t_{th} = T_m - K\left(\frac{1}{a_h} + r_{dh}\right)\Delta t_M = T_m - q\left(\frac{1}{a_h} + r_{dh}\right) \quad \cdots\cdots (G-1)$$

冷流体侧的壁温按式(G－2)计算：

$$t_{tc} = t_m + K\left(\frac{1}{a_c} + r_{dc}\right)\Delta t_M = t_m + q\left(\frac{1}{a_c} + r_{dc}\right) \quad \cdots\cdots (G-2)$$

一般情况下取：

$$t_t = \frac{1}{2}(t_{th} + t_{tc}) \quad \cdots\cdots (G-3)$$

当管壁热阻很小（此时$t_{th} = t_{tc}$）且管壁很薄（此时$q_h = q_c$）时，可按式(G－4)计算：

$$t_t = t_{th} = t_{tc} = \frac{T_m\left(\frac{1}{a_c} + r_{dc}\right) + t_m\left(\frac{1}{a_h} + r_{dh}\right)}{\frac{1}{a_c} + r_{dc} + \frac{1}{a_h} + r_{dh}} \quad \cdots\cdots (G-4)$$

作为估算，可取

$$t_t = \frac{T_m a_h + t_m a_c}{a_h + a_c} \quad \cdots\cdots (G-5)$$

G2.2 圆筒壁温t_s的计算

圆筒壁温的计算方法与G2.1条管壁温度计算方法相同。

当圆筒外部有良好的保温，或壳程流体温度接近环境温度，或传热条件使得圆筒壁温接近介质温度时，则壳体壁温，取壳程流体的平均温度。

G3 流体的平均温度T_m应按式(G－6)或式(G－8)计算；t_m按式(G－7)或式(G－9)计算：

液体的平均温度（过渡流及湍流阶段）：

$$T_m = 0.4T_i + 0.6T_0 \quad \cdots\cdots (G-6)$$

www.newMaker.com

$$t_m = 0.4t_0 + 0.6t_i \quad \cdots\cdots (G-7)$$

液体（层流阶段）和气体的平均温度：

$$T_m = \frac{1}{2}(T_i + T_0) \quad \cdots\cdots (G-8)$$

$$t_m = \frac{1}{2}(t_i + t_0) \quad \cdots\cdots (G-9)$$

G4 有效平均温度Δt_M的计算

本条适用于传热系数K值固定不变时Δt_M的计算。

G4.1 并流和逆流换热器

在纯并流和纯逆流换热器中，或一侧为等温时，流体温度变化情况如图G1所示

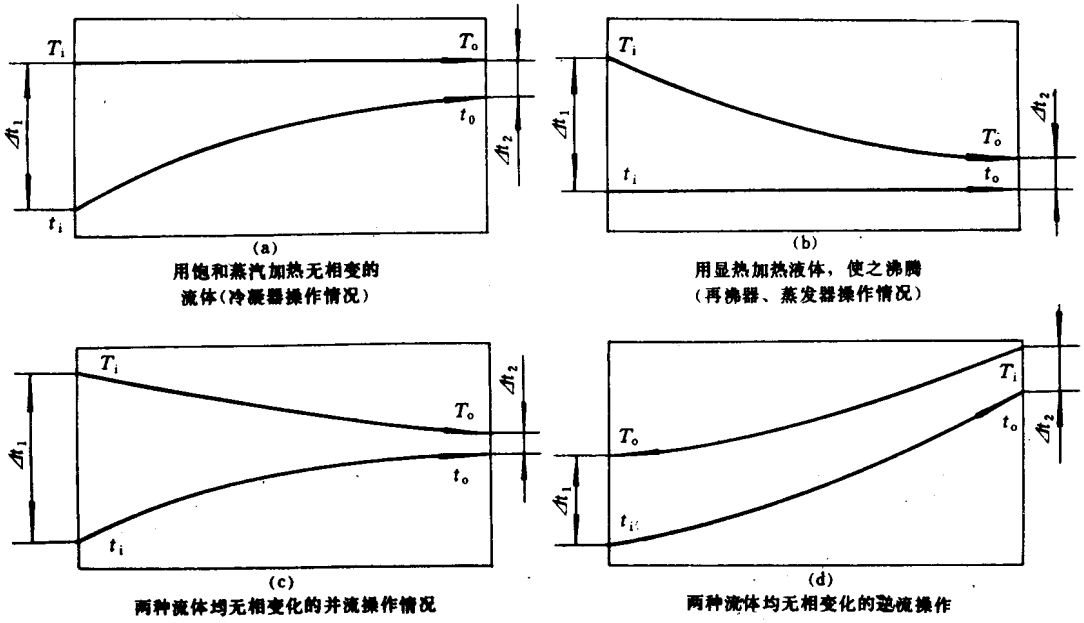


图 G1

有效平均温差可用对数平均温差Δt_{log}表示：

$$\Delta t_M = \Delta t_{log} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad \cdots\cdots (G-10)$$

式中：Δt_1——换热器大温差端的流体温差，℃；

Δt_2——换热器小温差端的流体温差，℃。

G4.2 多程换热器

在两种流体均无相变化时，有效平均温差用下式计算：

$$\Delta t_M = \varphi \Delta t_{log} \quad \cdots\cdots (G-11)$$

式中：φ——温度校正系数。根据ρ和R两个参数由图G2查得：

$$R = \frac{\text{热流体温降}}{\text{冷流体温升}} = \frac{T_i - T_0}{t_0 - t_i} \quad \cdots\cdots (G-12)$$

$$\rho = \frac{\text{冷流体温升}}{\text{两流体的最初温差}} = \frac{t_0 - t_i}{T_i - t_i} \quad \cdots\cdots (G-13)$$

当φ值小于0.8时，换热器的经济效益是不合理的，此时应当增加管程数或壳程数，或者用几台换热器串联，必要时亦可调整温度条件。

www.newMaker.com

当参数R值超过图中所示的范围或φ的读数不易确定时，可用$\frac{1}{R}$代替R，以ρR代替ρ，从图G2中相应图线查得φ值。

G5 热强度q的计算

G5.1 传热系数K值固定不变时

$$q = K\Delta t_M \qquad \cdots\cdots (G-14)$$

G5.2 传热系数K变化时，

本条计算方法适用于传热系数在整个换热器内与温度成线性变化，但不适用于冷却－冷凝器（过热蒸汽的冷凝，多组分蒸汽的冷凝以及含有大量不凝气的蒸汽冷却过程）的计算。

a. 对于逆流换热器

$$q = [K\Delta t_M]_m = \frac{K_2\Delta t_1 - K_1\Delta t_2}{\ln\frac{K_2\Delta t_1}{K_1\Delta t_2}} \qquad \cdots\cdots (G-15)$$

b. 对于其它流向的换热器

$$q = [K\Delta t_M]_m = \varphi\cdot\frac{K_2\Delta t_1 - K_1\Delta t_2}{\ln\frac{K_2\Delta t_1}{K_1\Delta t_2}} \qquad \cdots\cdots (G-16)$$

式（G－15）和式（G－16）误差在±10%范围以内。

式中：$[K\Delta t_M]_m$——整个换热器各段$K\Delta t_M$的平均值；

φ——系数，由图G2查得；

K_1——温差为Δt_1端的传热系数；

K_2——温差为Δt_2端的传热系数；

本条的情况也可近似地按G5.1条的方法计算。

G6 总传热系数K和给热系数a

流体的总传热系数K值和给热系数a，应在换热器的工艺计算时确定。

包括污垢在内的，以管子外表面积为基准的总传热系数K按式（G－17）计算：

$$\frac{1}{K} = \left(\frac{1}{a_0} + r_{do}\right)\frac{1}{\eta} + r_w + \frac{1}{a_i}\left(\frac{A_0}{A_i}\right) + r_{di}\left(\frac{A_0}{A_i}\right) \qquad \cdots\cdots (G-17)$$

式中：K——总传热系数，w/m²（外表面积）·℃；

a_0——管外流体给热系数，w/m²（外表面积）·℃；

a_i——管内流体给热系数，w/m²（内表面积）·℃；

r_{do}——管外污垢热阻，m²（外表面积）·℃/w；

r_{di}——管内污垢热阻，m²（内表面积）·℃/w；

r_w——用管外表面表示的管壁热阻，如有延伸表面，也包括在内，m²（外表面积）·℃/w。

光管热阻：

$$r_w = \frac{d}{2\lambda_w}\ln\left(\frac{d}{d-2\delta_w}\right)$$

翅片管（螺纹管）热阻：

$$r_w = \frac{\delta_w}{\lambda_w}\cdot\frac{[d + 2N_f H_f(d + H_f)]}{(d - \delta_w)}$$

式中：d——光管外径或螺纹管根部直径，m；

H_f——齿高，m；

www.newMaker.com

δ_w——光管壁厚或螺纹管齿根壁厚，m；

λ_w——管子材料导热系数，w/m·℃；

N_f——螺纹管每米齿数，m^{-1}；

r_w——管壁热阻，m^2(外表面积)·℃/w；

$\frac{A_0}{A_i}$——管子外表面积与内表面积之比；

η——翅化比（螺纹管外表面积/光管外表面积），采用光管时$\eta=1$。

www.newMaker.com

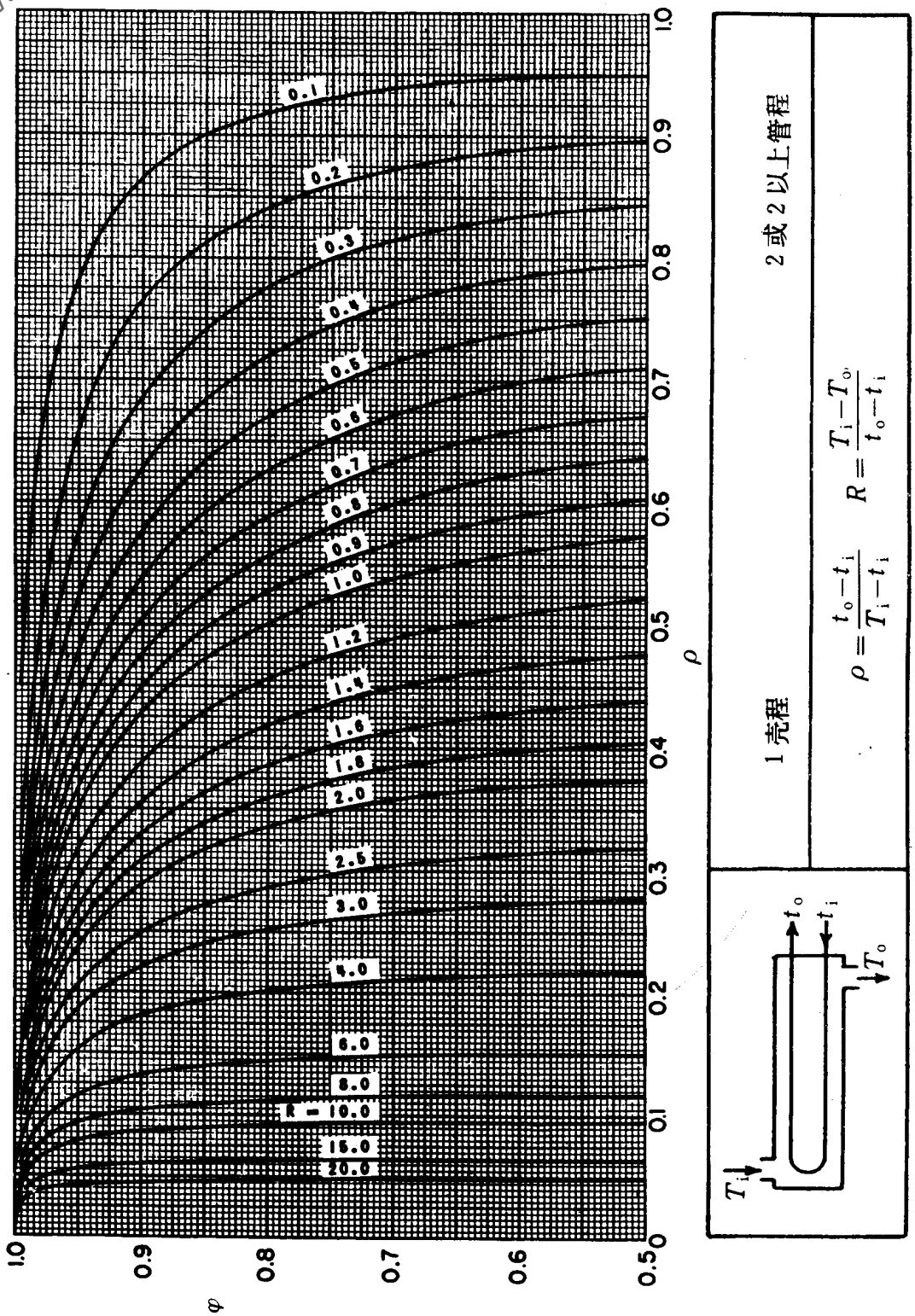


图 G2(a)

www.newMaker.com

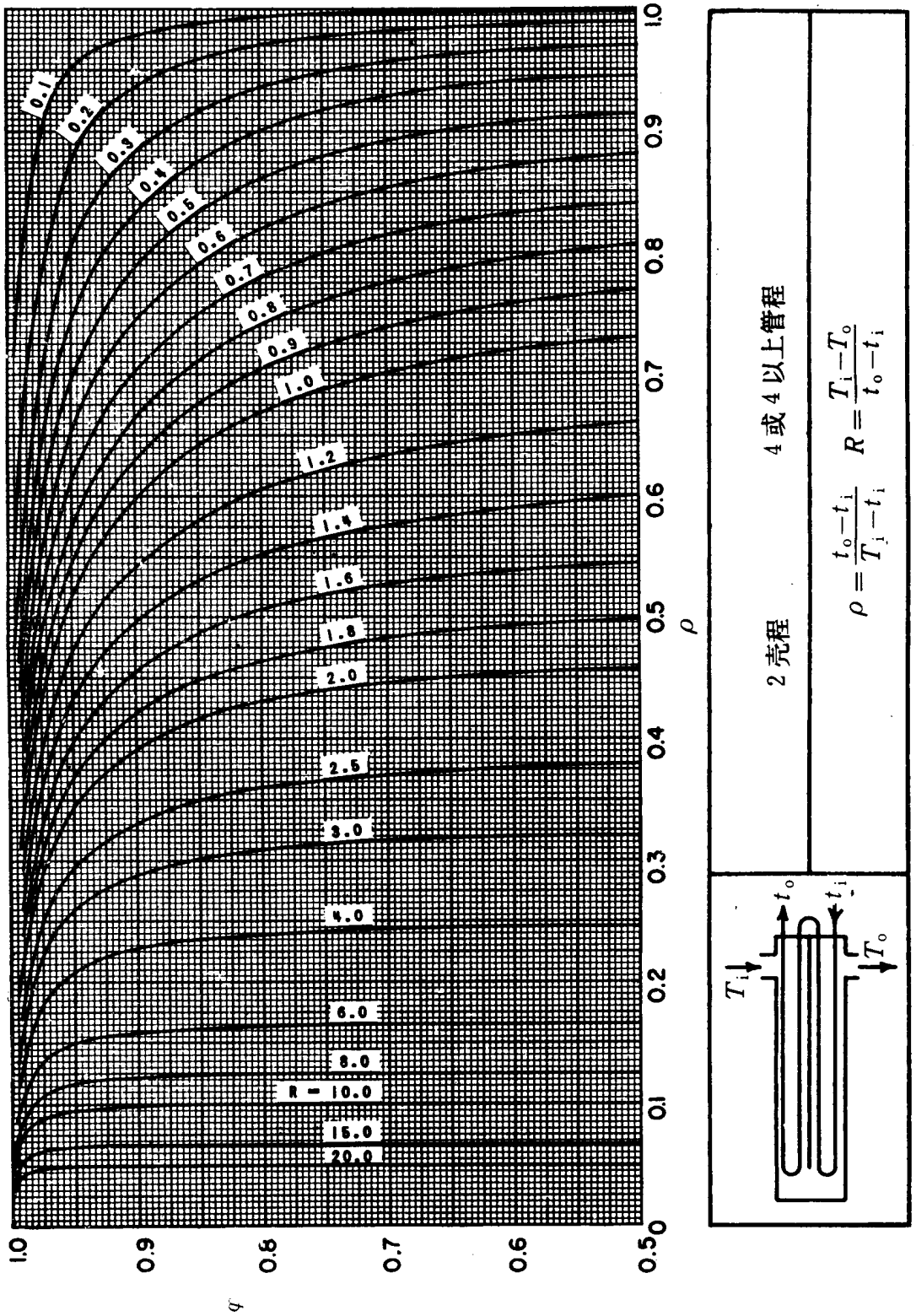


图 G2(b)

www.newMaker.com

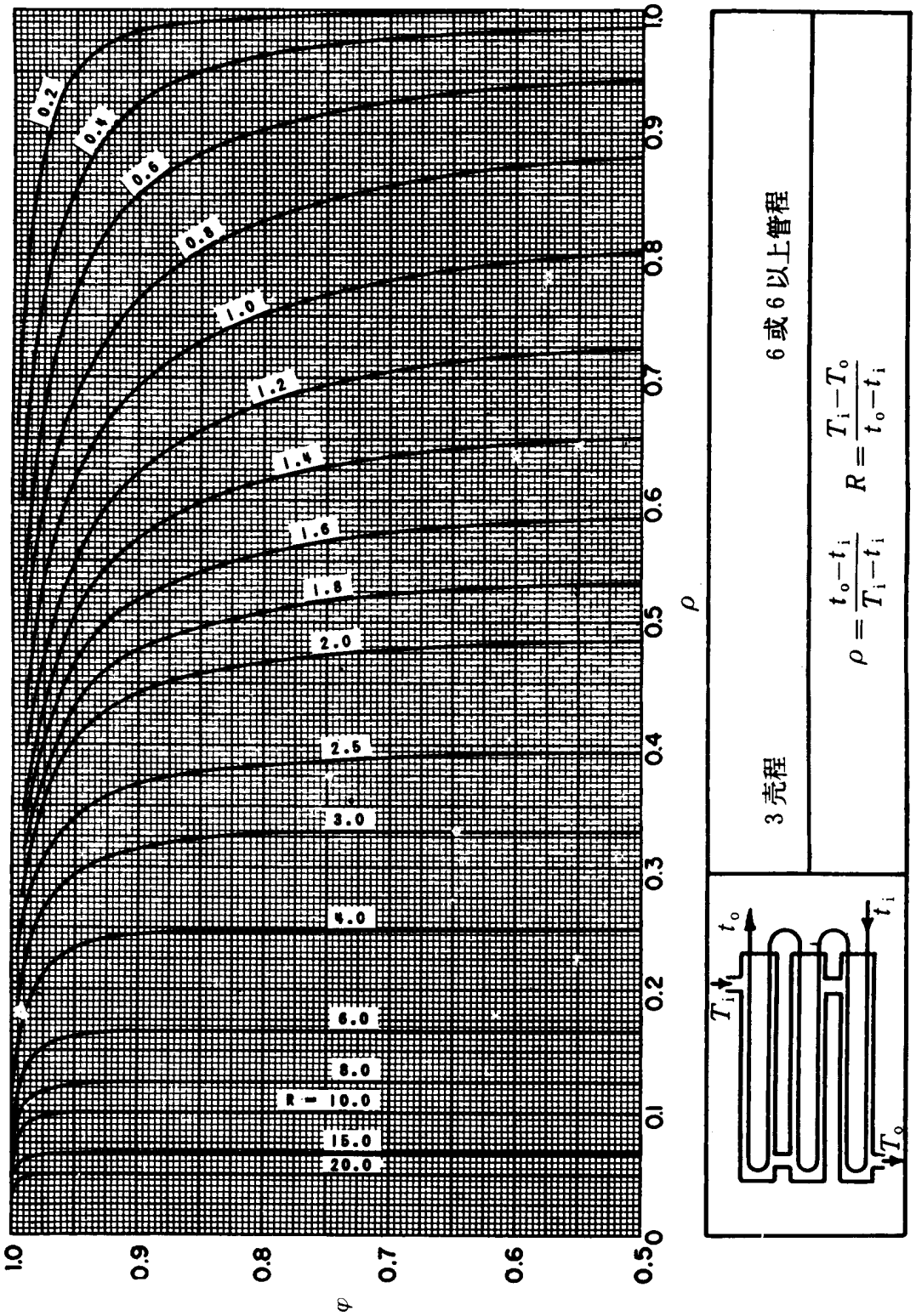


图 G2(c)

www.newMaker.com

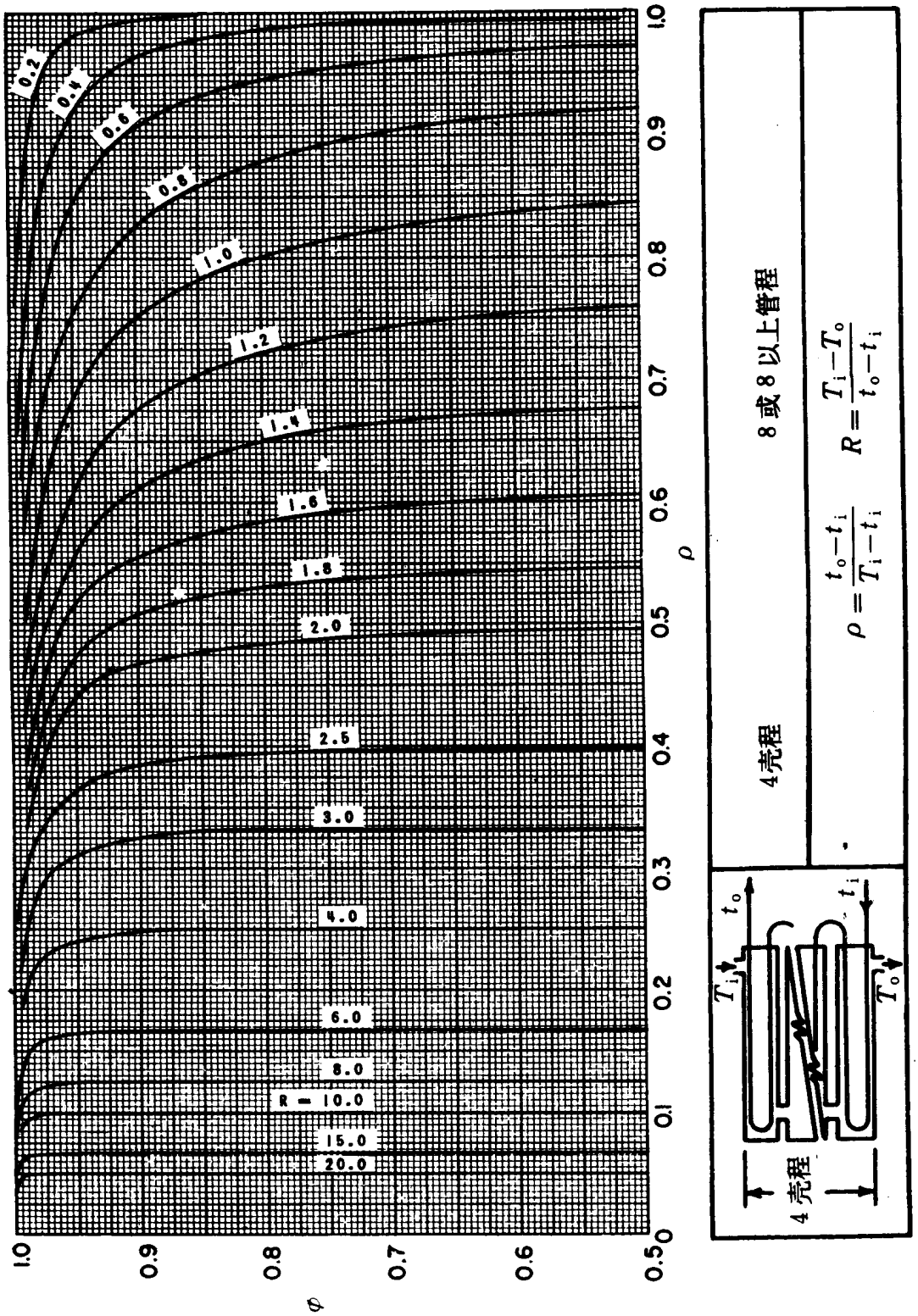


图 G2(d)

www.newMaker.com

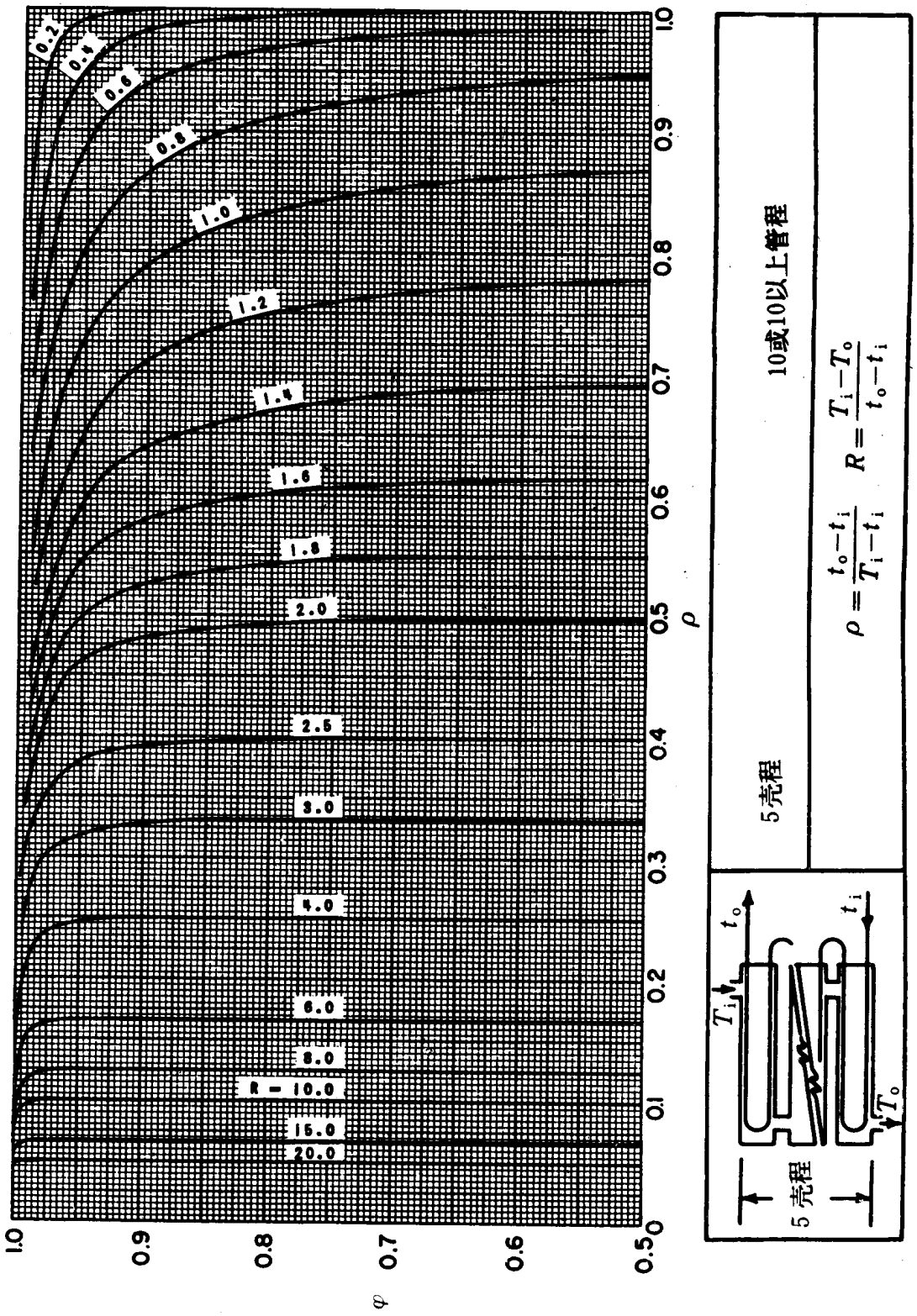


图 G2(e)

www.newMaker.com

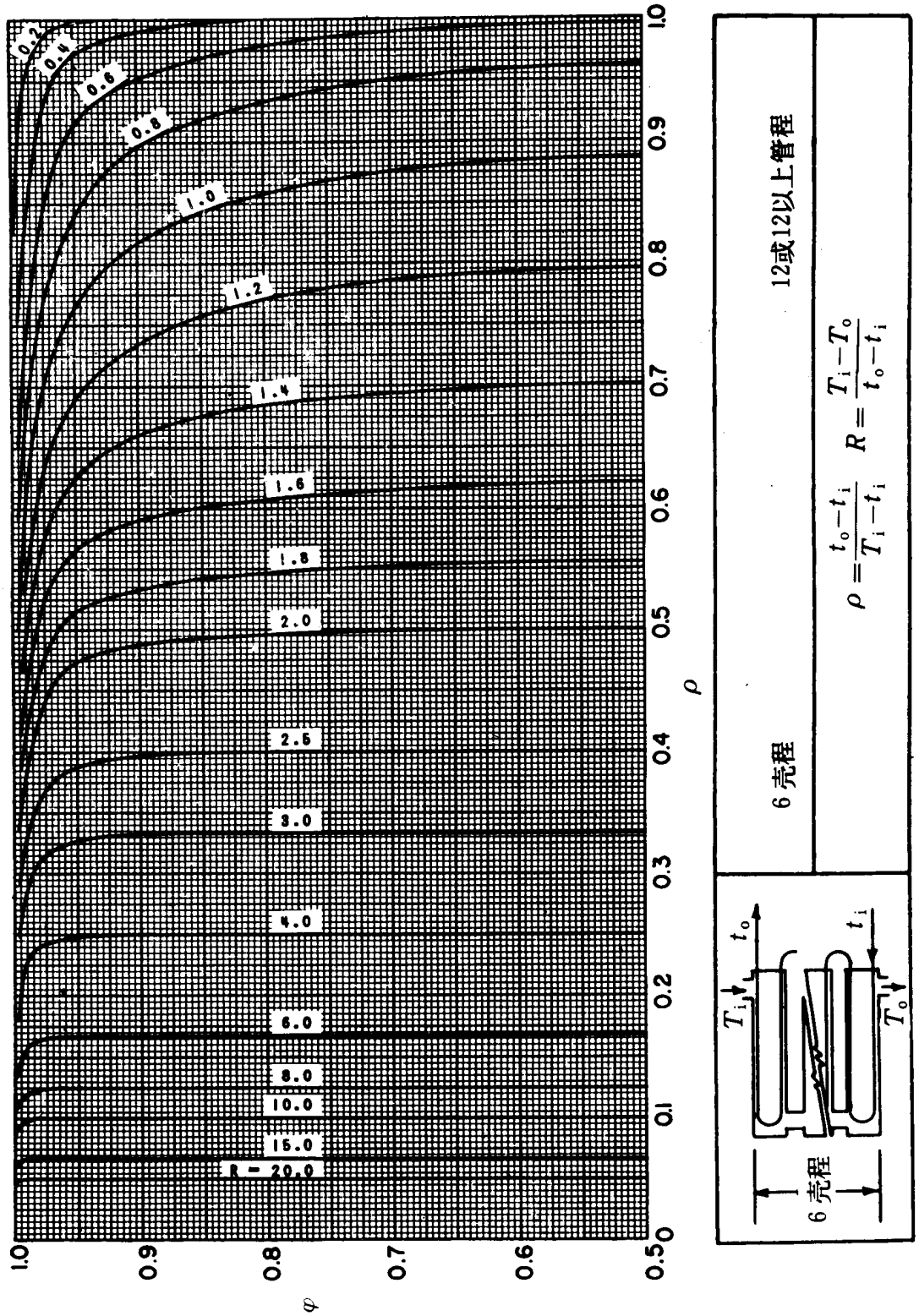


图 G2(f)

www.newMaker.com

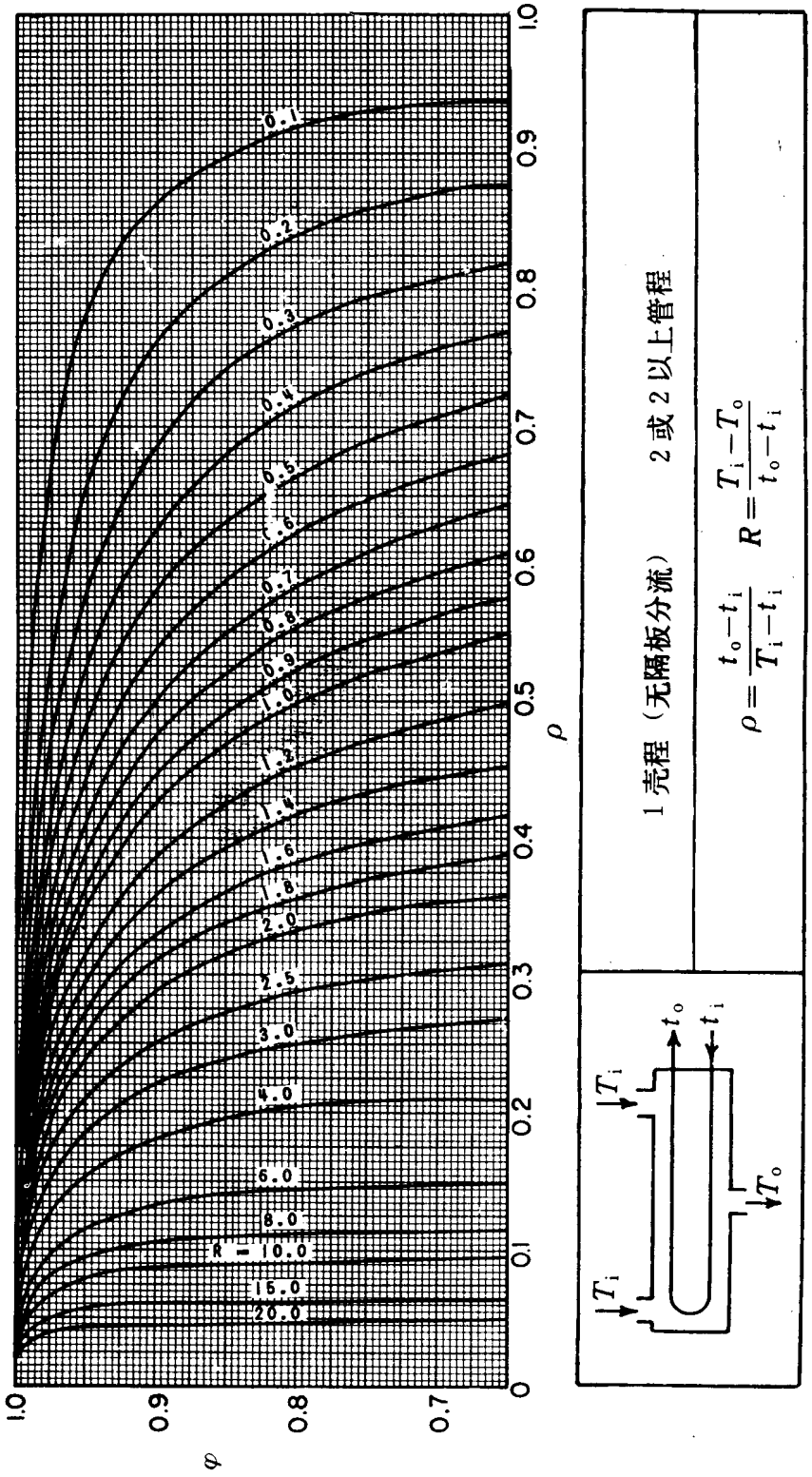


图 G2(g)

www.newMaker.com

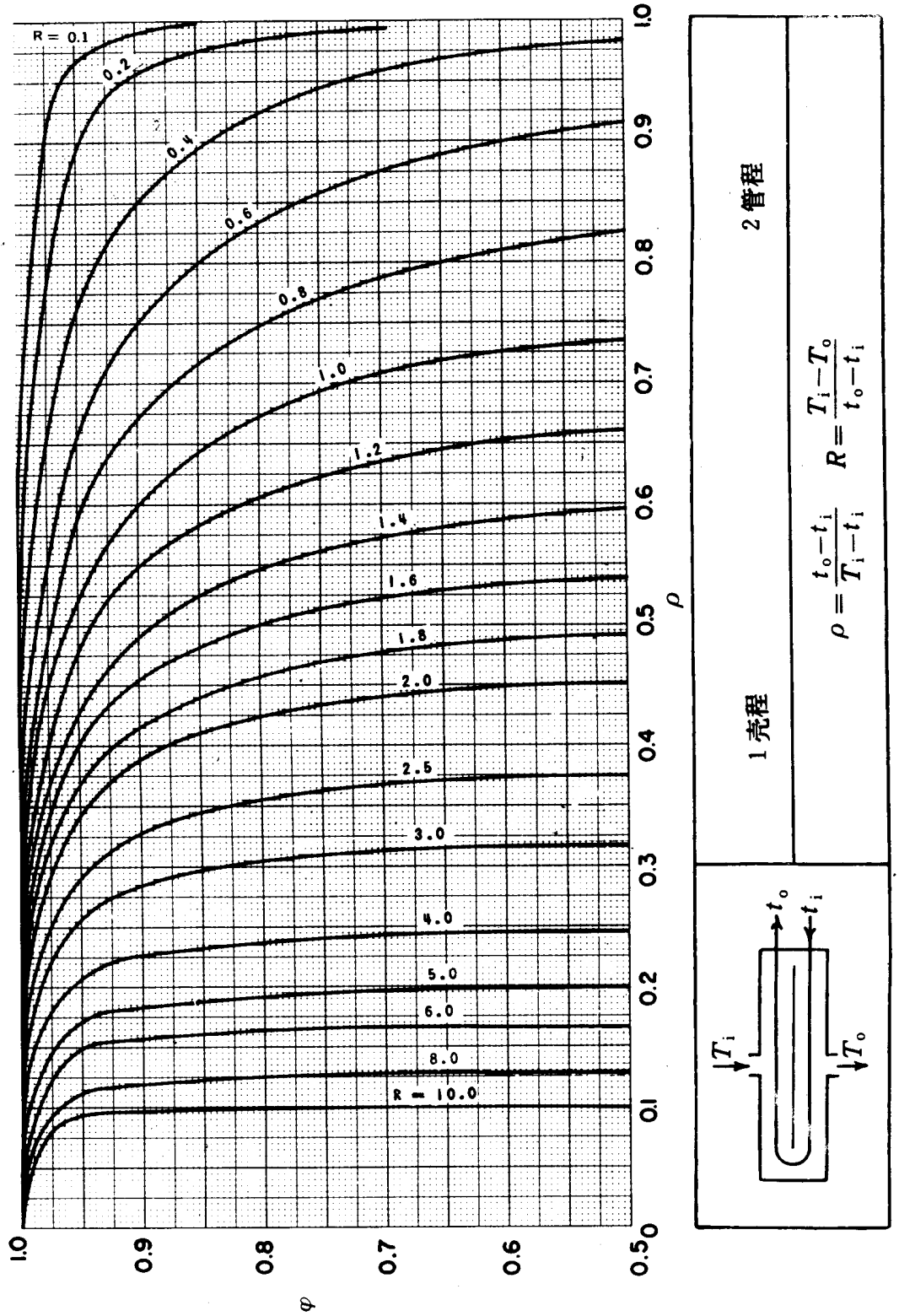


图 G2(h)

www.newMaker.com

G7 污垢热阻r_d

准确地确定污垢热阻实际上是很难做到的，在缺少具体数据时，可选用以下推荐数据。

G7.1 水的污垢热阻见表G1

表G1 水的污垢热阻 $10^{-5}m^2\cdot℃/w$

加热介质温度		<115℃		116℃～205℃	
水的温度		<52℃		>52℃	
水的种类		水 速 m/s		水 速 m/s	
		<1	>1	<1	>1
海水		8.8	8.8	17.6	17.6
微咸水		35.2	17.6	52.8	35.2
冷却塔和人工喷淋池	处理过的补给水	17.6	17.6	35.2	35.2
	未处理的补给水	52.8	52.8	88.0	70.4
自来水、地下水、湖水		17.6	17.6	35.2	35.2
河水	最小值	35.2	17.6	52.8	35.2
	平均值	52.8	35.2	70.4	52.8
泥水		52.8	35.2	70.4	52.8
硬水（>257 ppm）		52.8	52.8	88.0	88.0
发动机夹套水		17.6	17.6	17.6	17.6
蒸馏水		8.8	8.8	8.8	8.8
处理过的锅炉给水		17.6	8.8	17.6	17.6
锅炉排污水		35.2	35.2	35.2	35.2

注：加热介质温度超过205℃，且冷介质会结垢时，表中数值应作相应修改。

G7.2 工业流体的污垢热阻（$10^{-5}m^2\cdot℃/w$）

a. 油类：	燃料油	88.0
	淬火油	70.4
	变压器油	17.6
	发动机润滑油	17.6
b. 气体和蒸汽：	工厂废气(高炉燃烧气)	176.1
	发动机排气	176.1
	水蒸汽（不带油）	8.8
	废水蒸汽（带油）	17.6
	制冷剂蒸汽（带油）	35.2
	工业用有机载热体蒸汽	17.6
	压缩空气	35.2
	干燥气体（如H_2、N_2）	8.8
	潮湿空气	26.4
	常压空气	8.8～17.6
c. 液体	制冷剂液体	17.6
	液压流体	17.6
	工业用有机载热体液体	17.6
	传热用的熔融盐	8.8

www.newMaker.com

G7.3 化工过程流体的污垢热阻（$10^{-5}m^2\cdot℃/w$）

a.	气体和蒸汽	酸性气体	17.6
		溶剂蒸汽	17.6
		稳定塔顶馏出物蒸汽	17.6
		乙烯	35.2
		HCl气	52.8
		含饱和水蒸汽的氢	35.2
		氯化碳氢化合物蒸汽	17.6
		乙醇蒸汽	0
		带触媒的气体	52.8
		可聚合蒸汽（含有缓蚀剂）	52.8
b.	液体	一乙醇胺和二乙醇胺溶液	35.2
		二甘醇和三甘醇溶液	35.2
		稳定塔侧线塔底物料	17.6
		苛性碱溶液	35.2
		植物油	52.8
		盐酸	0
		乙醇	17.6
		轻有机化合物	17.6
		氯化碳氢化合物	17.6～35.2
		一般稀无机物溶液	88.0

G7.4 天然气－汽油加工流体的污垢热阻（$10^{-5}m^2\cdot℃/w$）

a.	气体和蒸汽	天然气	17.6
		塔顶蒸汽	17.6
b.	液体	贫油	35.2
		富油	17.6
		天然汽油和液化石油气	17.6

G7.5 石油炼制过程流体的污垢热阻（$10^{-5}m^2\cdot℃/w$）

a.	常、减压装置中的气体和蒸汽		
		常压精馏塔塔顶蒸汽	17.6
		轻质石脑油蒸汽	17.6
		减压精馏塔塔顶蒸汽	35.2
b.	常、减压装置中的液体		
		汽油	17.6
		石脑油和轻馏分	17.6
		重质柴油	52.8
		重质燃料油	88.0
		煤油	17.6
		轻质柴油	35.2
		沥青和残渣油	176.1
		原油	（见表G2）

www.newMaker.com

表 G2　　$10^{-5}m^2 \cdot ℃/w$

种类	温度 ℃	流速 m/s <0.6	0.6～1.2	>1.2
脱水原油	0～92	52.8	35.2	35.2
含盐原油		52.8	35.2	35.2
脱水原油	93～148	52.8	35.2	35.2
含盐原油		88.0	70.4	70.4
脱水原油	149～259	70.4	52.8	35.2
含盐原油		105.7	88.0	70.4
脱水原油	>260	88.0	70.4	52.8
含盐原油		123.3	105.7	88.0

c. 裂化和焦化装置中的流体

塔顶蒸汽	35.2
轻质循环油	35.2
重质循环油	52.8
轻质焦化瓦斯油	52.8
重质焦化瓦斯油	70.4
塔底油浆（最小流速1.4m/s）	52.8
轻质液态产品	35.2

d. 催化重整和加氢脱硫装置中的流体

重整炉进料	35.2
重整炉出料	17.6
加氢脱硫进料和出料	35.2
塔顶蒸汽	17.6
50°*API* 以上的液态产品	17.6
30～50*API* 的液态产品	35.2

e. 轻馏份加工物料

塔顶蒸汽及气体	17.6
液态产品	17.6
吸收油	35.2
微酸烷基化物料	35.2
再沸器物料	52.8

f. 润滑油加工物料

进料	35.2
混合溶剂进料	35.2
溶剂	17.6

www.newMaker.com

提取物	52.8
提余液	17.6
沥青	88.0
蜡膏	52.8
精制润滑油	17.6

G8 金属导热系数λ见表G3

表 G3

w/m·℃

温度 °F / 材料	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
温度 ℃	93	149	204	260	316	371	427	482	538	593	649	704	760	816
碳素钢	52.0	50.2	48.5	46.8	45.0	43.4	41.6	39.9	—	—	—	—	—	—
碳钼（$\frac{1}{2}$%）钢	50.2	48.5	46.8	45.0	43.4	43.4	41.6	39.9	—	—	—	—	—	—
铬钼钢														
1%Cr，$\frac{1}{2}$%Mo	46.8	46.8	45.0	43.4	41.6	41.6	39.9	36.4	36.4	—	—	—	—	—
2$\frac{1}{4}$%Cr，1%Mo	43.4	41.6	39.9	39.9	38.1	38.1	36.4	36.4	34.7	34.7	—	—	—	—
5%Cr，$\frac{1}{2}$%Mo	36.4	36.4	36.4	34.7	34.7	34.7	34.7	32.9	32.9	32.9	—	—	—	—
12%Cr	24.3	26.1	26.1	26.1	27.7	27.7	27.7	27.7	29.4	29.4	29.4	31.2	—	—
奥氏体不锈钢														
18%Cr，8%Ni	16.2	17.0	17.3	19.1	19.1	20.8	20.8	22.6	22.6	24.3	24.3	24.3	26.1	26.1
25%Cr，20%Ni	13.5	14.5	15.5	16.5	17.3	19.1	19.1	20.8	20.8	22.6	24.3	24.3	26.1	26.1

附 录 H

管子特性表

（参考件）

管子外径 d_0 mm	管子壁厚 δ mm	每米管长外表面积 m^2/m	每米管长内表面积 m^2/m	惯性矩 $I=\frac{\pi}{64}(d_0^4-d_i^4)$ cm^4	截面系数 $W=\frac{\pi(d_0^4-d_i^4)}{32d_0}$ cm^3	回转半径 $i=\frac{1}{4}\sqrt{d_0^2+d_i^2}$ cm	金属横截面积 $F=\frac{\pi}{4}(d_0^2-d_i^2)$ cm^2	管子内径横截面积 $f=\frac{\pi}{4}d_i^2$ cm^2	质量 kg/m
10	1.5	0.0315	0.0220	0.0373	0.0746	0.3052	0.4006	0.3848	0.3145
14	2	0.0440	0.0314	0.1395	0.1993	0.4301	0.7540	0.7854	0.592
19	2	0.0597	0.0471	0.3913	0.4119	0.6052	1.0681	1.7671	0.838
25	2	0.0785	0.0660	0.9631	0.7705	0.8162	1.4451	3.4636	1.13
	2.5		0.0628	1.1324	0.9059	0.6374	1.7671	3.1416	1.39
32	2	0.1005	0.0880	2.1305	1.3316	1.0630	1.8850	6.1575	1.48
	3		0.0817	2.9048	1.8155	1.0308	2.7332	5.3093	2.15
38	2.5	0.1194	0.1037	4.4152	2.3238	1.2582	2.7882	8.5530	2.19
	3		0.1005	5.0895	2.6787	1.2420	3.2987	8.0425	2.59
45	2.5	0.1414	0.1257	7.5645	3.3612	1.5052	3.3380	12.5664	2.62
	3		0.1225	8.7751	3.9000	1.4887	3.9584	11.9459	3.11
57	2.5	0.1791	0.1634	15.930	5.5894	1.9290	4.2804	21.2372	3.36
	3.5		0.1571	21.142	7.4184	1.8956	5.8826	19.6350	4.62

注：d_0—管子外径，cm；　d_i—管子内径，cm。

www.newMaker.com

附 录 I
垫 片
（参考件）

换热器垫片一般可按表I 1选用。

表 I1

介 质	法兰公称压力 MPa	介质温度℃	法兰密封面型式	垫 片 名 称	垫片材料或牌号
烃类化合物（烷烃、芳香烃、环烷烃、烯烃）、氢气和有机溶剂（甲醇、乙醇、苯、酚、糠醛、氨）	≤1.6	≤200	平 面 凹凸面 榫槽面	耐油橡胶石棉板垫片	耐油橡胶石棉板
		201～300		缠绕式垫片	金属带、石棉
	2.5	≤200		耐油橡胶石棉板垫片	耐油橡胶石棉板
	4.0、6.4	≤200		缠绕式垫片	金属带、石棉
	2.5、4.0、6.4	201～450		金属包橡胶石棉垫片	镀锌、镀锡薄铁皮、0Cr18Ni9、橡胶石棉板
	2.5、4.0、6.4	451～600		缠绕式垫片	1Cr18Ni9Ti金属带、柔性石墨
	≤35.0	≤200	平 面	平 垫	铝
		≤450	凹凸面	金属齿形垫片	10
		451～550			1Cr13、1Cr18Ni9
		≤450	梯形槽	椭圆形垫片或八角形垫片	10
		451～550			1Cr13、1Cr18Ni9
		≤200	锥 面	透镜垫	20
		≤475			10MoWVNb
水、盐、空气、煤气、蒸汽、液碱、惰性气体	1.5	≤200	平 面 凹凸面	橡胶石棉垫片	XB－200橡胶石棉板
	4.0	≤350			XB－350橡胶石棉板
	6.4	≤450			XB－450橡胶石棉板
	4.0、6.4	≤450	凹凸面	缠绕式垫片	金属带、石棉
				金属包橡胶石棉垫片	镀锌薄铁皮、0Cr18Ni9；橡胶石棉板
	10.0	≤450	梯形槽	椭圆形垫片或八角形垫片	10

注：① 苯对耐油橡胶石棉垫片中的丁腈橡胶有溶解作用，故PN<2.5MPa。

② 温度小于或等于200℃的苯介质也应选用缠绕式垫片。

③ 浮头等内部连接用的垫片，不宜用非金属软垫片。

④ 易燃；易爆、有毒、渗透性强的介质，宜选用缠绕式垫片或金属包橡胶石棉板。

www.newMaker.com

附加说明：

本标准由全国压力容器标准化技术委员会提出。

本标准由全国压力容器标准化技术委员会换热设备分委员会归口。

参加编制工作的人员及分工如下：

主编人：朱巨贤、桑培清、郑天孙

编校人：朱巨贤、黄秀戎、李世玉、顾振铭、马小珍、刘中孚

各部分主要编制人：

第1章　总论　郑天孙

第2章　材料　陶蒙玲

第3章　设计　桑培清、兰文清、李再先、张巨伟

　　管板计算　黄克智、薛明德、李世玉

第4章　制造、检验与验收　万庆树

第5章　安装、试车和维护　桑培清

附录A　膨胀节（补充件）　李建国、朱巨贤

附录B　低温管壳式换热器的补充规定（补充件）　陶蒙玲

附录C　换热管与管板接头的焊接工艺评定（补充件）　万庆树

附录D　管板与圆筒、管箱的连接（参考件）　徐荣皋、杨志慧

附录E　螺纹换热管（参考件）　马小珍

附录F　管束振动（参考件）　聂清德

附录G　壁温计算（参考件）　桑培清

附录H　管子特性表（参考件）　朱巨贤

附录I　垫片（参考件）　桑培清