

中华人民共和国国家标准

GB/T 151—2026

代替 GB/T 151—2014

热 交 换 器

Heat exchangers

2026-01-28 发布

2026-08-01 实施

国家市场监督管理总局 发布
国家标准化管理委员会

目 次

前言 VII

引言 XII

1 范围 1

2 规范性引用文件 1

3 术语和定义 3

4 失效模式 5

5 通用要求 5

5.1 通则 5

5.2 资格与职责 6

5.3 工艺计算 7

5.4 设计一般规定 8

5.5 许用应力 9

5.6 焊接接头分类与焊接接头系数 10

5.7 耐压试验 11

5.8 泄漏试验 11

5.9 焊接接头结构设计 11

5.10 超压泄放装置 11

6 材料 11

6.1 通则 11

6.2 圆筒及封头 12

6.3 管板、管箱平盖、法兰 12

6.4 换热管 12

6.5 螺柱(含螺栓)和螺母用钢棒 13

7 结构设计 13

7.1 管壳式换热器的主要零部件及名称 13

7.2 管壳式换热器型号 17

7.3 管程 19

7.4 换热管 23

7.5 管板 26

7.6 换热管与管板的连接 30

7.7 管板与管箱、壳体的焊接连接 35

7.8 壳程 35

7.9 钩圈式浮头 51

7.10	壳体	53
7.11	填料函	53
7.12	膨胀节	56
7.13	接管及其他开口	56
7.14	设备及接管法兰	56
7.15	密封及垫片	56
7.16	支座	56
7.17	附件	59
8	设计计算	61
8.1	筒体、封头与隔板	61
8.2	浮头盖与钩圈	64
8.3	换热管	68
8.4	管板计算	69
9	制造、检验与验收	119
9.1	通则	119
9.2	圆筒	119
9.3	换热管	120
9.4	管板、管箱平盖	120
9.5	折流板、支持板	123
9.6	其他零部件	123
9.7	管束的组装	123
9.8	换热管与管板的连接	124
9.9	焊接	124
9.10	无损检测	124
9.11	热处理	125
9.12	组装	126
9.13	尺寸偏差	127
9.14	耐压试验和泄漏试验	129
9.15	出厂资料	130
9.16	铭牌	130
9.17	涂敷与运输包装	130
10	安装、操作和维护	130
10.1	现场安装	130
10.2	试车和操作	131
10.3	维护	132
附录 A (规范性)	标准的符合性声明及修订	133
附录 B (资料性)	管壳式热交换器传热计算	134

B.1	概述	134
B.2	计算流程	134
B.3	设计条件	135
B.4	设计结果	136
B.5	数据表	137
B.6	基本传热方程	139
B.7	总传热系数	140
B.8	有效平均温差	140
B.9	流体定性温度	141
B.10	壁温计算	141
B.11	污垢热阻	142
B.12	管壳式热交换器能效测试与评价方法	142
附录 C (资料性)	流体诱发振动	160
C.1	流体诱发振动的计算	160
C.2	换热管的固有频率	164
C.3	对数衰减率	167
C.4	振幅	169
C.5	振动的判据	170
C.6	防振措施	171
C.7	示例	172
附录 D (资料性)	常见流体的物理性质数据	195
D.1	流体密度	195
D.2	比热	195
D.3	焓	196
D.4	导热系数	196
D.5	粘度	196
D.6	临界温度与临界压力	196
D.7	气体和蒸气混合物的性质	197
附录 E (资料性)	污垢热阻	237
E.1	一般规定	237
E.2	水的污垢热阻	237
E.3	工业流体的污垢热阻($10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$)	237
E.4	化工过程流体的污垢热阻($10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$)	238
E.5	天然气-汽油加工流体的污垢热阻($10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$)	239
E.6	石油炼制过程液体的污垢热阻($10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$)	239
附录 F (资料性)	金属导热系数	241
F.1	铁基金属导热系数	241

F.2 其他金属导热系数	241
附录 G (资料性) 换热管特性表	243
附录 H (规范性) 换热管与管板胀接工艺评定	245
H.1 通则	245
H.2 胀接常用工艺及胀接结构	245
H.3 胀接工艺评定变素	245
H.4 评定试件和规则	247
H.5 检验要求及结果评价	249
H.6 胀接工艺评定检测的减免	251
H.7 胀接工艺评定报告	251
附录 I (规范性) 换热管与管板连接接头拉脱试验	255
I.1 通则	255
I.2 试件	255
I.3 试验步骤	255
I.4 结果评价	256
附录 J (规范性) 换热管与管板焊接工艺评定补充要求	258
J.1 通则	258
J.2 焊接工艺评定因素及评定规则补充要求	258
J.3 评定试件及其评定方法	258
J.4 检验要求和结果评定	259
J.5 焊接工艺评定报告	262
附录 K (资料性) 换热管与管板焊接接头的焊缝形式	266
附录 L (资料性) 管板与管箱、壳体的焊接连接	267
L.1 一般规定	267
L.2 延长部分兼作法兰的管板	267
L.3 不兼作法兰的管板	267
L.4 双管板与筒体的连接	269
附录 M (资料性) 壳体和管束的进口或出口面积计算	270
M.1 一般规定	270
M.2 壳体进口或出口面积 A_s	270
M.3 管束的进口或出口面积 A_t	271
附录 N (资料性) 重叠式热交换器抗震设计计算	274
N.1 一般规定	274
N.2 地震作用和抗震验算	274
附录 O (资料性) 波纹换热管的管板设计	282
O.1 一般规定	282
O.2 结构设计	282

O.3	符号	282
O.4	波纹管轴向刚度	283
O.5	波纹管的许用压力	284
O.6	波纹管稳定许用压应力	284
O.7	管板计算	285
附录 P (资料性)	拉撑管板	286
P.1	一般规定	286
P.2	结构设计	286
P.3	设计计算	287
P.4	制造	291
附录 Q (资料性)	挠性管板	292
Q.1	一般规定	292
Q.2	结构设计	292
Q.3	设计计算	296
Q.4	制造	301
附录 R (规范性)	NEN 型固定管板式换热器管板设计	303
R.1	一般规定	303
R.2	符号	303
R.3	计算工况	306
R.4	计算步骤	306
R.5	NEN 型热交换器的力学模型与内力分析	308
R.6	管板应力计算	311
R.7	换热管应力及其与管板连接拉脱力	311
R.8	壳体轴向应力	311
R.9	质量力作用下管板及相关元件的力学模型与应力计算	312
附录 S (资料性)	采用特殊结构的管板设计	317
S.1	一般规定	317
S.2	符号	317
S.3	计算工况	318
S.4	计算步骤	319
参考文献	参考文献	322

前 言

本文件按照 GB/T 1.1—2020《标准化工作导则 第1部分：标准化文件的结构和起草规则》的规定起草。

本文件代替 GB/T 151—2014《热交换器》，与 GB/T 151—2014 相比，除结构调整和编辑性改动外，主要技术变化如下：

- a) 更改了适用公称直径，增加了不同类型热交换器公称直径上限（见第1章，2014年版的第1章）。
- b) 第3章
 - 1) 更改了公称直径的定义（见3.1，2014年版的3.1）；
 - 2) 增加了TⅡ级管束的术语和定义（见3.6）；
 - 3) 更改了Ⅰ级管束的定义（见3.7，2014年版的3.5）；
 - 4) 更改了Ⅱ级管束的定义（见3.8，2014年版的3.6）；
 - 5) 更改了强度焊的名词术语（见3.11，2014年版的3.9）；
 - 6) 更改了密封焊的名词术语（见3.12，2014年版的3.10）。
- c) 增加了热交换器常见的失效模式（见第4章）。
- d) 第5章
 - 1) 增加了其他结构型式热交换器的规定（见5.1.2，2014年版的4.1.2）；
 - 2) 删除了设计压力低于0.1 MPa及真空度低于0.02 MPa的热交换器或受压元件的设计规定（见2014年版的4.1.7）；
 - 3) 增加了特殊结构型式热交换器的研制单位制定企业的要求（见5.1.7）；
 - 4) 增加了采用高效传热元件或高效传热结构的性能测试要求（见5.1.8）；
 - 5) 增加了设计条件中包含热交换器服役过程中的超压可能性及原因的要求[见5.2.2.1 a)]；
 - 6) 增加了热交换器的用户或设计委托方遵循的规定[见5.2.2.1 b)]；
 - 7) 更改了设计单位的职责（见5.2.2.2，2014年版的4.2.2.2）；
 - 8) 增加了监督检验机构的职责（见5.2.2.4）；
 - 9) 增加了工艺设计条件中包含不凝气组分与分率的要求（见5.3.1.1）；
 - 10) 增加了热交换器能效要求（见5.3.3）；
 - 11) 增加了确定最低设计温度时的要求[见5.4.3 e)]；
 - 12) 增加了换热管与管板连接接头的类别（见5.6.1）；
 - 13) 更改了无法进行无损检测的固定管板式热交换器壳程圆筒的环向焊接接头的焊接方法（见5.6.4，2014年版的4.6.4）；
 - 14) 更改了内孔焊接头的无损检测和焊接接头系数的要求（见5.6.5，2014年版的4.6.5）；
 - 15) 更改了管程耐压试验压力高于壳程耐压试验压力时换热管与管板连接接头试验方法的要求（见5.7.4，2014年版的4.7.4）；
 - 16) 增加了焊接接头结构设计的要求（见5.9）；
 - 17) 增加了超压泄放装置的要求（见5.10）。
- e) 第6章
 - 1) 增加了换热管材料常用标准及准入条件的要求（见6.1.3～6.1.6）；
 - 2) 增加了带凸肩管板采用整体锻件时锻件级别的要求（见6.3.1.2）；

- 3) 更改了轧制板材抗层状撕裂性能的要求(见 6.3.2.1,2014 年版的 5.3.2.1);
 - 4) 更改了复合管板采用堆焊、轧制或爆炸焊接复合板的要求(见 6.3.2.2,2014 年版的 5.3.2.2);
 - 5) 更改了衬层复合结构使用的要求(见 6.3.3.2,2014 年版的 5.3.3.2);
 - 6) 更改了换热管采用强化传热管的要求(见 6.4.2,2014 年版的 5.4.2);
 - 7) 删除了高合金钢焊接钢管用作换热管的要求(见 2014 年版的 5.4.3);
 - 8) 删除了换热管准入评审的要求(见 2014 年版的 5.4.5);
 - 9) 增加了应力腐蚀倾向场合螺柱硬度的要求(见 6.5.3)。
- f) 第 7 章
- 1) 更改了管壳式热交换器型号的要求(见 7.2.2,2014 年版的 6.2.2);
 - 2) 删除了转角正方形排列时分程隔板槽两侧中心距的要求[见 2014 年版的 6.3.1.2 c)];
 - 3) 更改了管程防冲结构设置判断条件的规定(见 7.3.5,2014 年版的 6.3.5);
 - 4) 更改了隔板厚度增加或改变结构判断条件的规定(见 7.3.6.1,2014 年版的 6.3.6.1);
 - 5) 更改了分程隔板与管箱内壁连接的规定(见 7.3.6.3,2014 年版的 6.3.6.3);
 - 6) 更改了钢制管束换热管外径允许偏差的要求(见 7.4.2.1,2014 年版的 6.4.2.1);
 - 7) 更改了有色金属制管束换热管外径允许偏差的要求(见 7.4.2.2~7.4.2.5,2014 年版的 6.4.2.2);
 - 8) 更改了弯管段的弯曲半径最小取值的要求(见 7.4.3.1,2014 年版的 6.4.3.1);
 - 9) 更改了强化传热管端部光管长度的要求(见 7.4.4.1,2014 年版的 6.4.4.1);
 - 10) 更改了钢制管束管板管孔直径及允许偏差的要求(见 7.5.1.1,2014 年版的 6.5.1.1);
 - 11) 更改了铜和铜合金制管束管板管孔直径及允许偏差的要求(见 7.5.1.3,2014 年版的 6.5.1.3);
 - 12) 更改了钛和钛合金制管束管板管孔直径及允许偏差的要求(见 7.5.1.4,2014 年版的 6.5.1.4);
 - 13) 更改了镍和镍合金制管束管板管孔直径及允许偏差的要求(见 7.5.1.5,2014 年版的 6.5.1.5);
 - 14) 删除了高合金钢和有色金属换热管与管板采用强度胀接时减小管板管孔公称直径的要求(见 2014 年版的 6.5.1.8);
 - 15) 增加了采用 T I 级管束的条件(见 7.5.1.8);
 - 16) 更改了拉杆螺纹孔螺纹精度的要求(见 7.5.2.2,2014 年版的 6.5.2.2);
 - 17) 增加了隔板槽密封面粗糙度的要求[见 7.5.3.2 d)];
 - 18) 更改了强度胀适用范围的要求(见 7.6.1.2,2014 年版的 6.6.1.1);
 - 19) 更改了胀接工艺评定和拉脱试验的要求(见 7.6.1.3,2014 年版的 6.6.1.2);
 - 20) 更改了换热管与管板硬度差的要求(见 7.6.1.4,2014 年版的 6.6.1.3);
 - 21) 更改了强度胀胀度控制值的要求(见表 7-26,2014 年版的表 6-18);
 - 22) 更改了贴胀胀度的要求(见 7.6.1.6,2014 年版的 6.6.3.2);
 - 23) 更改了胀接长度确定的要求(见 7.6.1.7,2014 年版的 6.6.1.5);
 - 24) 更改了机械胀接开槽结构和数量、柔性胀接开槽的要求(见 7.6.1.8、7.6.1.9,2014 年版的 6.6.1.5);
 - 25) 更改了机械胀接开槽深度的要求(见表 7-27,2014 年版的表 6-19);
 - 26) 更改了机械胀接的管孔结构(见图 7-18,2014 年版的图 6-18);
 - 27) 更改了强度焊推荐场合的要求(见 7.6.2.2,2014 年版的 6.6.2.1);
 - 28) 增加了焊接工艺评定和拉脱试验的要求(见 7.6.2.3、7.6.2.4);

- 29) 更改了强度焊的焊缝形式(见图 7-19,2014 年版的图 6-19);
- 30) 增加了立式热交换器上管板管头的要求(见 7.6.2.9);
- 31) 增加了胀焊并用的规定(见 7.6.3.2);
- 32) 增加了先焊后胀工艺和先胀后焊工艺管头的要求(见 7.6.3.3、7.6.3.4);
- 33) 增加了内孔焊推荐场合的要求(见 7.6.4.1);
- 34) 增加了内孔焊无损检测的要求(见 7.6.4.3);
- 35) 增加了内孔焊管板尺寸精度的要求(见 7.6.4.4);
- 36) 更改了扩径管设置判定条件的要求(见 7.8.1.2.2,2014 年版的 6.8.1.2.2);
- 37) 更改了防冲板最小尺寸的要求(见 7.8.1.3.1,2014 年版的 6.8.1.3.1);
- 38) 更改了防冲板固定方式的要求(见 7.8.1.3.3,2014 年版的 6.8.1.3.3);
- 39) 更改了防冲杆布置的要求(见 7.8.1.3.4,2014 年版的 6.8.1.3.4);
- 40) 更改了折流板和支持板外径及允许偏差的要求(见 7.8.2.2.1,2014 年版的 6.8.2.2.1);
- 41) 增加了 T I 级管束公称直径与折流板差值的要求(见 7.8.2.2.2);
- 42) 更改了折流板或支持板的最小厚度的要求(见 7.8.2.2.3,2014 年版的 6.8.2.2.3);
- 43) 增加了公称直径 4 000 mm 以上的热交换器折流板或支持板最小名义厚度的要求(见 7.8.2.2.4);
- 44) 增加了钢制 T I 级管束折流板和支持板管孔直径及允许偏差的要求(见表 7-30);
- 45) 更改了铜换热管的折流板和支持板管孔直径及允许偏差的要求(见表 7-35,2014 年版的表 6-26);
- 46) 更改了铜合金换热管的折流板和支持板管孔直径及允许偏差的要求(见表 7-36,2014 年版的表 6-27);
- 47) 更改了锆和锆合金换热管的折流板和支持板管孔直径及允许偏差的要求(见表 7-39,2014 年版的表 6-30);
- 48) 更改了折流板间距布置原则的要求(见 7.8.2.3.1,2014 年版的 6.8.2.3.1);
- 49) 更改了 U 形管的尾部支撑结构的要求(见 7.8.2.3.4、图 7-25,2014 年版的 6.8.2.3.4、图 6-25);
- 50) 增加了支持板设置时保证压降的要求(见 7.8.2.5.3);
- 51) 更改了防短路结构设置处的短路宽度的要求(见 7.8.3.1,2014 年版的 6.8.3.1);
- 52) 更改了旁路挡板的最小厚度的要求(见 7.8.3.2.3,2014 年版的 6.8.3.2.3);
- 53) 增加了挡管最小壁厚的要求(见 7.8.3.3.5);
- 54) 更改了中间挡板伸出长度的要求(见 7.8.3.4.3,2014 年版的 6.8.3.4.3);
- 55) 增加了中间挡板最小壁厚的要求(见 7.8.3.4.4);
- 56) 增加了管板和折流板同时相连的挡板、挡管或滑道兼作拉杆的要求(见 7.8.5.1.4);
- 57) 更改了拉杆数量的要求(见表 7-42,2014 年版的表 6-33);
- 58) 增加了板式滑道的截面推荐尺寸的要求(见 7.8.6.3、表 7-44);
- 59) 更改了滚轮高出折流板或支持板外缘的要求(见 7.8.6.4,2014 年版的 6.8.6.3);
- 60) 更改了安装及拧紧螺母所需空间尺寸的要求(见 7.9.1,2014 年版的 6.9.1);
- 61) 增加了外头盖内径与壳体公称直径推荐差值的要求(见表 7-45);
- 62) 更改了卷制圆筒公称直径基数的要求(见 7.10.1,2014 年版的 6.10.1);
- 63) 删除了必要时支座和壳体进行强度和稳定性校核的要求[见 2014 年版的 6.16.1.1 d)];
- 64) 增加了重叠热交换器鞍座局部应力校核和抗震计算的要求[见 7.16.1.3 e)];
- 65) 增加了刚性环支座选用的要求(见 7.16.2.3);
- 66) 增加了釜式重沸器尾部压紧装置的要求(见 7.17.4、图 7-46)。

f) 第8章

- 1) 更改了圆筒的最小名义厚度的要求(见表 8-1,2014 年版的表 7-1);
- 2) 增加了圆筒最小名义厚度调整和改善刚度的要求(见 8.1.3.3~8.1.3.6);
- 3) 更改了隔板两侧压力差值的要求(见 8.1.4.1,2014 年版的 7.1.4.1);
- 4) 更改了管箱分程隔板的最小名义厚度的要求(见表 8-3,2014 年版的表 7-3);
- 5) 删除了真空条件球冠形封头压力组合的要求[见 2014 年版的 7.2.2.2 c)];
- 6) 更改了 B 型钩圈安装间隙的要求(见 8.2.4.2,2014 年版的 7.2.4.2);
- 7) 增加了 NEN 型热交换器管板应力分析的要求(见 8.4.1.7);
- 8) 增加了特殊结构的管板设计计算的要求(见 8.4.1.8);
- 9) 更改了复合管板覆层最小厚度的要求(见 8.4.2.3,2014 年版的 7.4.2.3);
- 10) 增加了浮头式热交换器管板有效厚度条件下的应力计算方法(见 8.4.5.4);
- 11) 增加了与管板连接筒体长度的要求 [见 8.4.6.1 f)];
- 12) 增加了固定管板釜式热交换器管板的计算方法(见 8.4.6.7);
- 13) 更改了换热管与管板连接的许用拉脱力的要求(见 8.4.7,2014 年版的 7.4.7)。

g) 第9章

- 1) 更改了圆筒圆度的要求(见 9.2.2,2014 年版的 8.2.2);
- 2) 更改了换热管管端外表面清理的要求(见 9.3.2,2014 年版的 8.3.2);
- 3) 更改了 U 形管弯制后耐压试验压力的要求(见 9.3.3,2014 年版的 8.3.3.3);
- 4) 更改拼接换热管对接接头无损检测的要求[见 9.3.4 f),2014 年版的 8.3.4 f)];
- 5) 更改拼接换热管耐压试验压力的要求[见 9.3.4 g),2014 年版的 8.3.4 g)];
- 6) 更改了管板管孔直径抽查的要求(见 9.4.4,2014 年版的 8.4.4);
- 7) 更改了管板孔桥宽度分级与允许偏差的要求(见 9.4.5,2014 年版的 8.4.5);
- 8) 更改了管板管孔表面粗糙度的要求(见 9.4.6,2014 年版的 8.4.6);
- 9) 更改了折流板、支持板抽查的要求(见 9.5.1,2014 年版的 8.5.1);
- 10) 增加了折流板或支持板平面度的要求(见 9.5.2);
- 11) 更改了折流板、支持板管孔倒角的要求(见 9.5.4,2014 年版的 8.5.3);
- 12) 增加了焊后热处理的胀焊并用管头胀接时机的要求(见 9.8.1.5);
- 13) 增加了有耐应力腐蚀要求时管头连接方法的要求(见 9.8.2.3);
- 14) 增加了热交换器无损检测的要求(见 9.10);
- 15) 更改了管箱、浮头盖热处理的要求(见 9.11.1,2014 年版的 8.10.1);
- 16) 更改了换热管与管板焊接接头热处理的要求(见 9.11.2,2014 年版的 8.10.2);
- 17) 增加了管板与管箱、壳体焊接接头热处理的要求(见 9.11.3);
- 18) 增加了筒体合拢焊接接头热处理的要求(见 9.11.4);
- 19) 更改了 U 形管热处理的要求(见 9.11.5,2014 年版的 8.10.3);
- 20) 更改了管程试验压力高于壳程试验压力时泄漏试验的要求(见 9.14.6,2014 年版的 8.13.6);
- 21) 更改了热交换器堵管的要求(见 9.14.10,2014 年版的 8.13.9)。

h) 第10章

- 1) 增加了安装阶段采用定力矩工具上紧的要求(见 10.1.3.5);
- 2) 更改了试车和操作阶段热紧或冷紧的要求(见 10.2.10,2014 年版的 9.2.10)。

i) 增加了换热管与管板胀接工艺评定(见附录 H);

j) 增加了换热管与管板连接接头拉脱试验(见附录 I);

k) 增加了换热管与管板焊接工艺评定补充要求(见附录 J);

1) 增加了 NEN 型固定管板式热交换器管板设计(见附录 R)。

请注意本文件的某些内容可能涉及专利。本文件的发布机构不承担识别专利的责任。

本文件由全国锅炉压力容器标准化技术委员会(SAC/TC 262)提出并归口。

本文件起草单位:甘肃蓝科石化高新装备股份有限公司、中国特种设备检测研究院、上海蓝滨石化设备有限责任公司、国家市场监督管理总局特种设备安全监察局、中国石化工程建设有限公司、中国昆仑工程有限公司、中石化广州工程有限公司、西安交通大学、合肥通用机械研究院有限公司、天津大学、清华大学、抚顺化工机械设备制造有限公司、兰州兰石重型装备股份有限公司、天华化工机械及自动化研究设计院有限公司、中国天辰工程有限公司、中国石油天然气股份有限公司炼油化工和新材料分公司、中国石油化工股份有限公司上海高桥分公司、中石化上海工程有限公司、机械工业兰州石油化工设备检测所有限公司、兰州石油机械研究所有限公司、中石油华东设计院有限公司、上海蓝海科创检测有限公司、中国特种设备安全与节能促进会、中国石油化工股份有限公司、中国石油大学(华东)、江苏常宝普莱森钢管有限公司、浙江华田特种材料有限公司、浙江中达新材料股份有限公司、兰州冠宇传热与节能工程技术研究有限公司。

本文件主要起草人:张尚文、马一鸣、杜顺学、寿比南、张迎恺、李世玉、顾月章、白博峰、薛明德、万网胜、朱国栋、谭蔚、元少昀、陈昊、陈志伟、高莉萍、吴坚、张国信、高磊、陈强、许超洋、乔小丽、沈文朋、田志伟、解德甲、李宇光、沈红杰、周文学、黄正林、苏厚德、赵明明、任相军、陈战杨、蒋琛、王晓雷、马骏、朱国瑞、蒋文春、钟超、程建池、徐姚松。

本文件及其所代替文件的历次版本发布情况为:

- 1989 年首次发布为 GB 151—1989《钢制管壳式换热器》;
- 1999 年第一次修订为 GB 151—1999《管壳式换热器》;
- 2014 年第二次修订为 GB 151—2014《热交换器》;
- 本次为第三次修订。

引 言

热交换器是特定结构型式的压力容器之一,是石油化工、能源装备、生物医药等领域的重要设备。为了提高热交换器的经济性和安全性,我国在 1983 年发布了《钢制管壳式换热器设计规定》,1989 年发布了 GB 151《钢制管壳式换热器》,1999 年对 GB 151 进行了第一次修订,其作为压力容器法规的协调标准,规范了管壳式换热器的建造要求,2014 年对 GB 151 进行了第二次修订,更名为《热交换器》,采用通用要求加引用标准的方式,规范了金属制管壳式热交换器的建造要求。GB/T 151 自 2014 年发布实施已十余年,在此期间《固定式压力容器安全技术监察规程》于 2016 年进行了修改,GB/T 150(所有部分)于 2024 年进行了修订,其引用的材料、零部件和无损检测标准也进行了修订。鉴于此,确有必要修订完善 GB/T 151,以不断适应经济发展对该标准的新需求,更好地促进热交换器产品的高质量发展。

本文件是热交换器建造方法的通用产品标准之一,用以规范在中国境内建造或使用的热交换器设计、制造、检验和验收的相关技术要求。

本文件的技术条款包括了金属制热交换器的通用要求及管壳式热交换器建造过程(即指设计、制造、检验和验收工作)中需遵循的技术要求。本文件没有必要,也不囊括适用范围内热交换器建造中的所有技术细节。

本文件不限制实际工程设计和建造中采用先进的技术方法,但工程技术人员采用先进的技术方法时需做出可靠的判断,确保其满足本文件规定,特别是关于强度或稳定性设计公式等设计规定。本文件既不要求也不限制设计人员使用计算机程序实现热交换器的分析或设计。

对于未经全国锅炉压力容器标准化技术委员会书面授权或认可的其他机构对本文件的宣贯或解释所产生的理解歧义和由此产生的任何后果,全国锅炉压力容器标准化技术委员会不承担任何责任。



热 交 换 器

1 范围

1.1 本文件规定了金属制热交换器的通用要求,并规定了管壳式热交换器材料、设计、制造、检验、验收及其安装、使用的要求。

1.2 本文件的通用要求适用于管壳式热交换器及其他结构型式热交换器,本文件的所有内容适用于管壳式热交换器。

1.3 本文件适用的设计压力为:

- a) 管壳式热交换器的设计压力不大于 35 MPa;
- b) 其他结构型式热交换器的设计压力按相应引用产品标准确定。

1.4 本文件适用的设计温度为:

- a) 钢制热交换器设计温度范围按 GB/T 150.2—2024 中列入材料的允许使用温度范围;
- b) 有色金属制热交换器设计温度按相应引用标准中列入的材料允许使用温度确定。

1.5 本文件适用于设计压力(MPa)与公称直径(mm)的乘积不大于 4.05×10^4 的管壳式热交换器,其中不可抽管束管壳式热交换器公称直径不大于 6 000 mm,可抽管束管壳式热交换器公称直径不大于 2 600 mm。

1.6 超出 1.5 范围的管壳式热交换器,参照本文件进行建造。

1.7 本文件不适用于下列热交换器:

- a) 直接火焰加热的热交换器;
- b) 烟道式余(废)热锅炉;
- c) 核能装置中存在中子辐射损伤失效风险的热交换器;
- d) 非金属制热交换器;
- e) 制冷空调行业中另有国家标准或行业标准的热交换器。

1.8 热交换器界定范围如下。

- a) 热交换器与外部管道连接:
 - 1) 焊接连接的第一道环向接头坡口端面;
 - 2) 螺纹连接的第一个螺纹接头端面;
 - 3) 法兰连接的第一个法兰密封面;
 - 4) 专用连接件或管件连接的第一个密封面。
- b) 接管、人孔、手孔等的承压封头、平盖及其紧固件。
- c) 非受压元件与受压元件的连接焊缝。
- d) 直接连接在热交换器上的非受压元件如支座、垫板等。
- e) 安装在热交换器上的超压泄放装置。

2 规范性引用文件

下列文件中的内容通过文中的规范性引用而构成本文件必不可少的条款。其中,注日期的引用文件,仅该日期对应的版本适用于本文件;不注日期的引用文件,其最新版本(包括所有的修改单)适用于本文件。

GB/T 150.1—2024 压力容器 第1部分:通用要求
GB/T 150.2—2024 压力容器 第2部分:材料
GB/T 150.3—2024 压力容器 第3部分:设计
GB/T 150.4—2024 压力容器 第4部分:制造、检验和验收
GB/T 713.2 承压设备用钢板和钢带 第2部分:规定温度性能的非合金钢和合金钢
GB/T 713.4 承压设备用钢板和钢带 第4部分:规定低温性能的镍合金钢
GB/T 713.7 承压设备用钢板和钢带 第7部分:不锈钢和耐热钢
GB/T 1527 铜及铜合金拉制管
GB/T 1804 一般公差 未注公差的线性和角度尺寸的公差
GB/T 2040 铜及铜合金板材
GB/T 2654 焊接接头硬度试验方法
GB/T 2882 镍及镍合金管
GB/T 3621 钛及钛合金板材
GB/T 3625 换热器及冷凝器用钛及钛合金管
GB/T 3880(所有部分) 一般工业用铝及铝合金板、带材
GB/T 4340.1 金属材料 维氏硬度试验 第1部分:试验方法
GB/T 4732(所有部分) 压力容器分析设计
GB/T 5310 高压锅炉用无缝钢管
GB/T 5313 厚度方向性能钢板
GB/T 6893 铝及铝合金拉(轧)制管材
GB/T 8890 热交换器用铜合金无缝管
GB/T 9948 石油和化工装置用无缝钢管
GB/T 13296 锅炉、热交换器用不锈钢无缝钢管
GB/T 16598 钛及钛合金饼和环
GB/T 16749 压力容器波形膨胀节
GB/T 21183 锆及锆合金板、带、箔材
GB/T 21832.1 奥氏体-铁素体型双相不锈钢焊接钢管 第1部分:热交换器用管
GB/T 21833.1 奥氏体-铁素体型双相不锈钢无缝钢管 第1部分:热交换器用管
GB/T 24590 高效换热器用特型管
GB/T 24593 锅炉和热交换器用奥氏体不锈钢焊接钢管
GB/T 26283 锆及锆合金无缝管材
GB/T 26929 压力容器术语
GB/T 27698(所有部分) 热交换器及传热元件性能测试方法
GB/T 28713 热交换器用强化传热管
GB/T 29463 管壳式热交换器用垫片
GB/T 29465 浮头式热交换器用法兰
GB/T 30583 承压设备焊后热处理规程
HG/T 20592 钢制管法兰(PN系列)
HG/T 20615 钢制管法兰(Class系列)
HG/T 20623 大直径钢制管法兰(Class系列)
JB/T 4734 铝制焊接容器
JB/T 4755 铜制压力容器
JB/T 4756 镍及镍合金制压力容器



NB/T 10558 压力容器涂敷与运输包装
 NB/T 10938 绕管式热交换器
 NB/T 11026 板壳式热交换器
 NB/T 11270 钛制压力容器
 NB/T 47002(所有部分) 压力容器用复合板
 NB/T 47004.1 板式热交换器 第1部分:可拆卸板式热交换器
 NB/T 47004.2 板式热交换器 第2部分:焊接板式热交换器
 NB/T 47006 铝制板翅式热交换器
 NB/T 47007 空冷式热交换器
 NB/T 47008 承压设备用碳素钢和合金钢锻件
 NB/T 47009 低温承压设备用合金钢锻件
 NB/T 47010 承压设备用不锈钢和耐热钢锻件
 NB/T 47011 锆制压力容器
 NB/T 47013(所有部分) 承压设备无损检测
 NB/T 47014—2023 承压设备焊接工艺评定
 NB/T 47019(所有部分) 锅炉、热交换器用管订货技术条件
 NB/T 47020 压力容器法兰分类与技术条件
 NB/T 47021 甲型平焊法兰
 NB/T 47022 乙型平焊法兰
 NB/T 47023 长颈对焊法兰
 NB/T 47024 非金属软垫片
 NB/T 47025 缠绕垫片
 NB/T 47026 金属包垫片
 NB/T 47027 压力容器法兰用紧固件
 NB/T 47028 压力容器用镍及镍合金锻件
 NB/T 47029 压力容器用铝及铝合金锻件
 NB/T 47041 塔式容器
 NB/T 47047 承压设备用镍及镍合金无缝管
 NB/T 47048 螺旋板式热交换器
 NB/T 47065.1 容器支座 第1部分:鞍式支座
 NB/T 47065.3 容器支座 第3部分:耳式支座
 NB/T 47065.5 容器支座 第5部分:刚性环支座
 SH/T 3430 石油化工管壳式换热器用柔性石墨波齿复合垫片
 TSG 21 固定式压力容器安全技术监察规程



3 术语和定义

GB/T 26929 和 GB/T 150.1—2024 界定的以及下列术语和定义适用于本文件。

3.1

公称直径 **nominal diameter**

DN

设定的管壳式热交换器圆筒直径。

注:公称卷制、锻制圆筒公称直径(DN)指圆筒的内径;管材制圆筒公称直径(DN)指圆筒的外径;釜式重沸器公称直

径(DN)指管箱内径或外径;公称直径单位为毫米(mm)。

3.2 换热面积

3.2.1

计算换热面积 **calculated heat transfer area**

以换热管外径为基准,扣除不参与换热的换热管长度后,计算得到的外表面积。

注:公称换热面积的单位为平方米(m^2)。

3.2.2

公称换热面积 **nominal heat transfer area**

计算换热面积圆整为整数后的面积。

注:公称换热面积的单位为平方米(m^2)。

3.3

公称长度 **nominal length**

LN

管壳式换热器的换热管长度。

注:换热管为直管时,公称长度为直管长度;换热管为U形管时,公称长度为U形管直管段长度;公称长度的单位为米(m)。

3.4 管程和壳程

3.4.1 管程 **tubeside**

介质流经换热管内的通道及与其相贯通部分。

3.4.2 壳程 **shellside**

介质流经换热管外的通道及与其相贯通部分。

3.5 管程数和壳程数

3.5.1 管程数 **number of tube passes**

N_t

介质沿换热管长度方向往、返的次数。

3.5.2 壳程数 **number of shell passes**

N_s

介质在壳程内沿换热管长度方向往、返的次数。

3.6

TI级管束 **grade TI bundle**

换热管为NB/T47019(所有部分)中的TI级精度,管板、折流板和支持板管孔直径及允许偏差采用TI级配合精度的钢制管束;换热管为NB/T47019(所有部分)中的TI级精度,管板管孔直径及允许偏差采用TI级配合精度的有色金属制管束。

3.7

I级管束 **grade I bundle**



换热管为NB/T47019(所有部分)中的I级精度,管板、折流板和支持板管孔直径及允许偏差采用I级配合精度的钢制管束为I级管束;换热管为NB/T47019(所有部分)中的I级精度,管板管孔直径

及允许偏差采用Ⅰ级配合精度的有色金属制管束；换热管采用 GB/T 8890 的铜合金、采用 GB/T 6893 的铝及铝合金、采用 GB/T 26283 的锆及锆合金的有色金属管束。

3.8

Ⅱ级管束 grade Ⅱ bundle

换热管为 NB/T47019(所有部分)中的Ⅱ级精度,管板、折流板和支持板管孔直径及允许偏差采用Ⅱ级配合精度的钢制管束;换热管为 NB/T47019(所有部分)中的Ⅱ级精度,管板管孔直径及允许偏差采用Ⅱ级配合精度的有色金属制管束。

3.9

强度胀 strength expansion

换热管与管板的胀接连接强度满足换热管轴向(拉或压)机械和温差载荷设计要求并保证密封性能的胀接。

3.10

贴胀 light expansion

为消除换热管与管板管孔之间缝隙的轻度胀接。

3.11

强度焊 strength weld

换热管与管板的焊接连接强度满足换热管轴向(拉或压)机械和温差载荷设计要求并保证密封性能的焊接。

3.12

密封焊 seal weld

仅保证换热管与管板连接不泄漏的焊接。

3.13

内孔焊 tubes welded to backside of tubesheet

换热管与管板之间在壳程侧以对接焊缝形成对接接头或锁底接头的焊接。

4 失效模式

通常热交换器建造中需考虑的主要失效模式如下:

- a) 短期失效模式:脆性断裂、韧性断裂(如塑性垮塌、局部过度应变)、过量变形、屈曲;
注:过量变形会导致法兰等连接处介质泄漏或丧失其他功能。
- b) 长期失效模式:蠕变破裂、蠕变过量变形、蠕变失稳、腐蚀和磨蚀、环境助长断裂;
- c) 循环失效模式:棘轮或称渐增塑性变形、交替塑性、疲劳、腐蚀疲劳。

5 通用要求

5.1 通则

5.1.1 热交换器应符合本条款的规定,并应遵守国家颁布的有关法律、法规和安全技术规范。按本文件要求建造的管壳式热交换器可满足 TSG 21 的基本安全要求,标准的符合性声明按附录 A 执行。

5.1.2 管壳式热交换器应符合本文件的规定,其他结构型式热交换器应符合 NB/T 10938、NB/T 11026、NB/T 47004.1、NB/T 47004.2、NB/T 47006、NB/T 47007 和 NB/T 47048 的相应要求。

5.1.3 采用铝、铜、镍、钛和锆等有色金属制管壳式热交换器或受压元件除应符合本文件要求外,还应符合 JB/T 4734、JB/T 4755、JB/T 4756、NB/T 11270 和 NB/T 47011 的相应要求。

5.1.4 热交换器的设计、制造单位应建立健全的质量管理体系并有效运行。

5.1.5 TSG 21 管辖范围内的热交换器,其材料、设计、制造、安装、改造与维修和使用应接受特种设备安全监督管理部门的的管理。

5.1.6 对无法按照 GB/T 150.3—2024、本文件及相应引用标准进行设计计算的热交换器或受压元件,可按 GB/T 150.1—2024 中 5.1.6 规定的方法进行设计。

5.1.7 超出 5.1.2 结构型式的热交换器,且未制定国家标准、行业标准时,研制单位应制定企业标准并且按照相关规定向社会公示。

5.1.8 热交换器采用高效传热元件或高效传热结构时,可按照 GB/T 27698(所有部分)的规定由具有试验能力的测试机构进行性能测试。

5.2 资格与职责

5.2.1 资格

TSG 21 管辖范围内的热交换器,其设计、制造单位应持有相应的特种设备生产许可证。

5.2.2 职责

5.2.2.1 用户或设计委托方的职责

用户或设计委托方应履行以下职责。

- a) 热交换器的用户或设计委托方应以正式书面形式向设计单位提出设计条件(UDS),且至少应包含以下内容:
 - 1) 设计所依据的主要标准和规范;
 - 2) 操作参数(包括工作压力、工作温度范围、循环载荷条件、液位高度、接管载荷以及循环载荷等);
 - 3) 使用地及其自然条件(包括环境温度、抗震设防烈度、风载荷和雪载荷等);
 - 4) 介质组分与特性;
 - 5) 预期使用年限;
 - 6) 几何参数和管口方位;
 - 7) 热交换器服役过程中的超压可能性及原因;
 - 8) 管束等级;
 - 9) 设计需要的其他必要条件。
- b) 热交换器的用户或设计委托方遵循如下规定:
 - 1) 考虑热交换器可能的超压风险;
 - 2) 当压力源来自压力容器外部,并且得到可靠控制时,超压泄放装置可不直接安装在热交换器上;当工艺或环保等因素无法装设超压泄放装置时,采用可靠性不低于超压泄放装置的系统安全设计方法防止压力容器超压;
 - 3) 用户应在热交换器首次操作前确认超压泄放装置已正确安装到指定位置上。

5.2.2.2 设计单位的职责

热交换器的设计单位至少包含以下职责:

- a) 对设计文件的正确性和完整性负责;
- b) 向设计委托方提供 GB/T 150.1—2024 中 5.3.7 规定的设计文件;
- c) TSG 21 管辖范围内热交换器的设计总图应盖有特种设备设计专用印章(复印章无效);
- d) 设计单位向热交换器用户出具的风险评估报告符合 GB/T 150.1—2024 中附录 F 的要求;
- e) 应在设计使用年限内保存管壳式热交换器的全部设计文件,其他结构型式热交换器设计文件

的保存要求按相应标准执行。

5.2.2.3 制造单位的职责

热交换器的制造单位至少包含以下职责。

- a) 制造单位应按照设计文件要求进行制造,如需要对原设计进行修改,应取得原设计单位同意修改的书面文件,并且对改动部位作出详细记载。
- b) 制造单位在热交换器制造前应制定完善的质量计划,其内容至少应包括热交换器或元件的制造工艺控制点、检验项目和合格指标。
- c) 制造单位的检查部门在热交换器制造过程中和完工后,应按本文件、设计文件和质量计划的规定对热交换器进行各项检验和试验,出具相应报告,并对报告的正确性和完整性负责。
- d) 制造单位在检验合格后,应出具产品质量合格证。
- e) 制造单位对其制造的每台管壳式热交换器产品应在设计使用年限内至少保存下列技术文件备查:
 - 1) 质量计划;
 - 2) 制造工艺图或制造工艺卡;
 - 3) 产品质量证明文件;
 - 4) 焊接工艺和热处理工艺文件;
 - 5) 标准中允许制造单位选择的检验、试验项目记录;
 - 6) 制造过程中及完工后的检查、检验、试验记录;
 - 7) 原设计图和竣工图。
- f) 其他结构型式的热交换器制造技术文件的保存要求应按相应标准执行。

5.2.2.4 监督检验机构的职责

监督检验机构的职责按 TSG 21 的规定。

5.3 工艺计算

5.3.1 设计条件

5.3.1.1 热交换器的用户或设计委托方应以正式书面形式向设计单位提出工艺设计条件,且至少应包含以下内容:

- a) 操作数据,包括流量、气相分率、不凝气组分与分率、温度、压力、热负荷等;
- b) 物性数据,包括介质组成与介质密度、比热、粘度、导热系数等特性;
- c) 允许阻力降;
- d) 其他,包括操作弹性、工况、安装要求(几何参数、管口方位)等。

5.3.1.2 管壳式热交换器的数据表见附录 B 的表 B-1。

5.3.2 选型与计算

5.3.2.1 热交换器的选型需考虑下列因素:

- a) 应合理选择热交换器及传热元件型式并确定基本参数,满足安全可靠性及传热要求;
- b) 宜考虑经济性,合理选材;
- c) 应满足热交换器安装、操作、维修等要求。

5.3.2.2 管壳式热交换器无相变传热计算见附录 B。需要时,管壳式热交换器还宜考虑流体诱发振动,流体诱发振动计算见附录 C。常见流体的物理性质数据见附录 D,污垢热阻见附录 E,金属导热系

数见附录 F。

5.3.3 能效要求

5.3.3.1 热交换器工艺计算时应进行优化,提高换热效率,满足工艺设计条件和能效要求。

5.3.3.2 当传热推动力小、短路流动比率较大、占地受限或设备大型化时,宜采用高效传热元件或高效传热结构、合理选择管束等级、设置防短路结构等措施。

5.3.3.3 管壳式热交换器能效测试与评价方法见 B.12。

5.4 设计一般规定

5.4.1 载荷

5.4.1.1 设计时应评估以下载荷:

- a) 内压、外压或最大压差;
- b) 热膨胀量不同引起的作用力;
- c) 液柱静压力,当液柱静压力小于设计压力的 5% 时,忽略不计。

5.4.1.2 需要时,还应评估下列载荷:

- a) 热交换器自重及正常工作条件下或耐压试验状态下内装介质的重力载荷;
- b) 附属设备及隔热材料、衬里、管道、扶梯、平台等的重力载荷;
- c) 风载荷、地震载荷、雪载荷;
- d) 支座及其他型式支承件的反作用力;
- e) 连接管道和其他部件的作用力;
- f) 温度梯度引起的作用力;
- g) 冲击载荷,包括压力急剧波动引起的冲击载荷、流体冲击引起的反力等;
- h) 运输或吊装时的作用力。

5.4.2 设计压力或计算压力

设计压力或计算压力的确定应符合以下规定:

- a) 热交换器上装有超压泄放装置时,按 GB/T 150.1—2024 中附录 B 的规定确定设计压力;
- b) 热交换器各程(压力室)的设计压力按各自最苛刻的工作工况分别确定;
- c) 热交换器存在负压操作时,确定元件计算压力时需计及在正常工作情况下可能出现的最大压力差;
- d) 真空侧的设计压力按承受外压考虑;当装有安全控制装置(如真空泄放阀)时,设计压力取 1.25 倍的最大内外压力差或 0.1 MPa 两者中的较小值;当无安全控制装置时,取 0.1 MPa;
- e) 对于同时受各程(压力室)压力作用的元件,且在全寿命期内均能保证不超过设定压差时,才可按压差设计,否则分别按各程(压力室)设计压力确定计算压力,并计及可能存在的最苛刻的压力组合;按压差设计时,压差的取值还应计及在压力试验过程中可能出现的最大压差值,并在设计文件中明确设计压差,同时提出在压力试验过程中保证压差的要求。

5.4.3 设计温度

设计温度的确定符合以下规定。

- a) 热交换器的各程(压力室)设计温度应按各自最苛刻的工作工况分别确定;各部分在工作状态下的金属温度不同时,可分别设定每部分的设计温度。
- b) 最高设计温度不应低于元件金属在工作状态可能达到的最高温度;最低设计温度不应高于元件金属可能达到的最低温度;在任何情况下,元件金属的表面温度不得超过材料的允许使用温度。

- c) 对于同时受两程温度作用的元件可按金属温度确定设计温度,也可取较高侧设计温度。
- d) 元件的金属温度通过以下方法确定:
 - 1) 传热计算求得;
 - 2) 在已使用的同类热交换器上测定;
 - 3) 根据内部介质温度并结合外部条件确定。
- e) 在确定最低设计温度时,考虑在运行过程中,大气环境低温条件对容器壳体金属温度的影响。大气环境低温条件系指历年来月平均最低气温(指当月各天的最低气温值之和除以当月天数)的最低值。

5.4.4 工况

对有不同工况的热交换器,应按最苛刻的工况设计;必要时还要考虑不同工况的组合,并在设计文件或相应技术文件中注明各工况操作条件和设计条件下的压力和温度值。

5.4.5 厚度附加量



5.4.5.1 厚度附加量按公式(5-1)确定:

$$C = C_1 + C_2 \quad \dots\dots\dots (5-1)$$

式中:

- C ——厚度附加量,单位为毫米(mm);
- C_1 ——材料厚度负偏差,按 5.4.5.2,单位为毫米(mm);
- C_2 ——腐蚀裕量,按 5.4.5.3~5.4.5.5,单位为毫米(mm)。

5.4.5.2 板材或管材的厚度负偏差按材料标准的规定。

5.4.5.3 为防止热交换器元件由于腐蚀、机械磨损而导致厚度削弱减薄,应增加腐蚀裕量要求,具体规定如下:

- a) 对有均匀腐蚀或磨损的元件,应根据预期的热交换器设计使用年限和介质对金属材料的腐蚀速率(及磨蚀速率)确定腐蚀裕量;
- b) 各元件受到的腐蚀程度不同时,可采用不同的腐蚀裕量;
- c) 介质为压缩空气、水蒸气或水的非合金钢或低合金钢制热交换器,腐蚀裕量不小于 1.0 mm。

5.4.5.4 管壳式热交换器元件腐蚀裕量要求:

- a) 管板、浮头法兰和球冠形封头的两面均应计入腐蚀裕量;
- b) 管箱平盖、凸形封头、管箱和壳体内表面应计入腐蚀裕量;
- c) 管板和管箱平盖上开槽时,可将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,还应加上两者的差值;
- d) 设备法兰和管法兰的内径面应计入腐蚀裕量;
- e) 换热管、钩圈、浮头螺栓一般不考虑腐蚀裕量;
- f) 分程隔板的两面均应计入腐蚀裕量;
- g) 拉杆、定距管、纵向隔板、折流板和支持板等非受压元件,一般不考虑腐蚀裕量。

5.4.5.5 其他结构型式的热交换器以及铝、钛、铜、镍和锆等有色金属制热交换器的腐蚀裕量按相应规定确定。

5.5 许用应力

5.5.1 材料应按 GB/T 150.1—2024 的规定确定许用应力。

5.5.2 受压元件用钢材的许用应力值应按 GB/T 150.2—2024 选取,铝、钛、铜、镍和锆等有色金属的许用应力值应按相应引用标准选取。

- 5.5.3 复合钢板的许用应力应按 GB/T 150.1—2024 中 5.4.3 确定。
- 5.5.4 圆筒许用轴向压缩应力应按 GB/T 150.1—2024 中 5.4.5 和相关标准的规定确定。
- 5.5.5 换热管许用轴向压缩应力应按 8.3.2 的规定确定。
- 5.5.6 需要考虑地震载荷或风载荷与 5.4.1 中其他载荷相组合时，元件的设计应力应符合 GB/T 150.1—2024 中 5.4.4 和相关标准的规定。

5.6 焊接接头分类与焊接接头系数

5.6.1 管壳式热交换器受压元件之间的焊接接头分为 A、B、C、D 四类，非受压元件与受压元件的焊接接头为 E 类，换热管与管板连接接头为 F 类，见图 5-1。其他结构型式热交换器的焊接接头按相应标准规定。

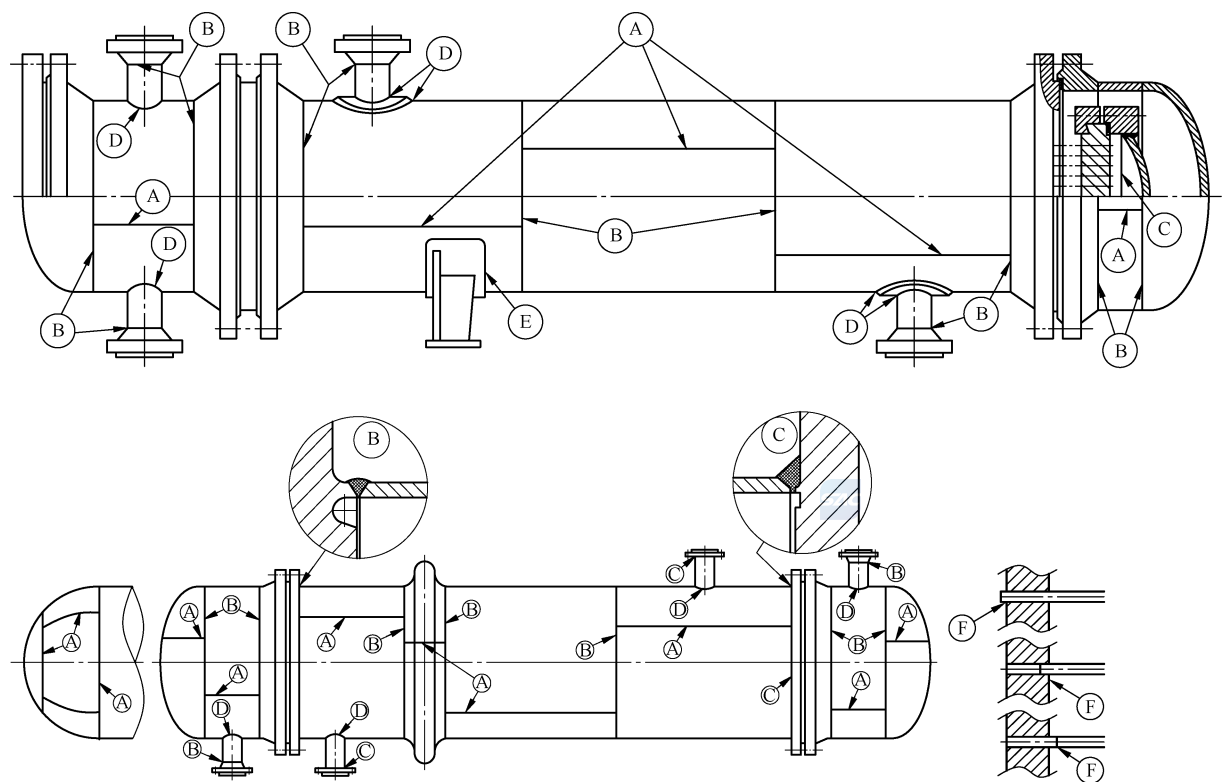


图 5-1 焊接接头分类

- 5.6.2 焊接接头系数 ϕ 应根据对接接头的焊缝形式及无损检测的长度比例确定。
- 5.6.3 钢制管壳式热交换器焊接接头系数按表 5-1 选取。

表 5-1 焊接接头系数 ϕ

焊接接头形式	全部无损检测	局部无损检测
双面焊对接接头和相当于双面焊的全焊透对接接头	1.0	0.85
单面焊对接接头(沿焊缝根部全长有紧贴基本金属的垫板)	0.90	0.80

- 5.6.4 对于无法进行无损检测的固定管板式热交换器壳程圆筒的环向焊接接头，应采用能保证单面焊双面成形的焊接方法或沿焊缝根部全长有紧贴基本金属的垫板，其焊接接头系数 $\phi=0.6$ 。
- 5.6.5 对于换热管与管板连接的内孔焊接头，按其数量进行 100%射线检测时焊接接头系数 $\phi=1.0$ ，按

其数量进行抽检射线检测时焊接接头系数 $\phi=0.85$, 无法进行射线检测时焊接接头系数 $\phi=0.7$ 。

5.6.6 铝、钛、铜、镍和锆等有色金属的焊接接头系数按相应引用标准的规定。

5.7 耐压试验

5.7.1 管壳式热交换器耐压试验的要求和试验压力应符合 GB/T 150.1—2024 中 5.6 的要求, 其他结构型式热交换器耐压试验的要求和试验压力应符合相关标准的要求。

5.7.2 耐压试验的种类和要求应在设计文件中注明。

5.7.3 按压差设计的热交换器, 应在设计文件中提出压力试验时升、降压的具体要求。

5.7.4 对于管程耐压试验压力高于壳程耐压试验压力的管壳式热交换器, 应在设计文件中提出换热管与管板连接接头(以下简称“管头”)的试验方法和压力。可采用下列方法之一进行试验:

- a) 提高壳程试验压力;
- b) 制造过程中进行中间过程管头泄漏试验。

5.8 泄漏试验

5.8.1 泄漏试验应符合 GB/T 150.1—2024 中 5.7 的要求。

5.8.2 泄漏试验的种类和要求应在设计文件中注明。

5.9 焊接接头结构设计

5.9.1 对于钢制管壳式热交换器, 焊接接头的结构设计见 GB/T 150.3—2024 和本文件的相关规定。

5.9.2 对于有色金属制管壳式热交换器, 焊接接头的结构设计按照相应引用标准的规定。

5.10 超压泄放装置

超压泄放装置是防止管壳式热交换器超压的安全保护装置, 应通过合理设定超压泄放装置的类型、动作压力以及泄放面积, 确保热交换器的最大允许积聚压力满足 GB/T 150.1—2024 中 B.3.3 或设计文件的要求。

6 材料



6.1 通则

6.1.1 管壳式热交换器钢制受压元件的牌号及其标准、钢材的附加技术要求、钢材的使用范围(压力和温度等)、钢材的许用应力及焊接材料的基本要求应符合 GB/T 150.2—2024 中附录 A、附录 C 和附录 D 的规定, 高温性能应符合 GB/T 150.2—2024 中附录 E 的规定。

6.1.2 管壳式热交换器受压元件用铝、钛、铜、镍和锆等有色金属材料, 其技术要求、限定范围(牌号、压力和温度等)及许用应力, 应符合 TSG 21 及其协调标准和引用标准的规定。

6.1.3 热交换器用换热管材料已列入 NB/T 47019 (所有部分) 和 6.4.1 中换热管常用标准, 但未列入 GB/T 150.2—2024 的, 可用于制造热交换器。

6.1.4 热交换器用换热管材料未列入 NB/T 47019 (所有部分) 和 6.4.1 中换热管常用标准, 但已列入其他管材国家和行业标准的, 材料研制或制造单位应提供必要的材料数据(包括化学成分、力学性能以及其他满足该材料使用范围要求的相应性能参数), 材料经试验验证, 证明其各项性能指标满足本文件要求的, 可用于制造热交换器。

6.1.5 热交换器用换热管材料采用境外牌号材料时, 应符合 TSG 21 的规定。

6.1.6 换热管材料纳入本文件应满足 GB/T 150.2—2024 中附录 B 的要求。

6.2 圆筒及封头

用于制造管壳式热交换器圆筒或封头的材料应符合 5.1.3 和 GB/T 150.2—2024 的有关规定。

6.3 管板、管箱平盖、法兰

6.3.1 锻件

6.3.1.1 用于制造管板、管箱平盖、法兰的钢锻件应符合 GB/T 150.2—2024 中第 7 章的规定,锻件级别不应低于Ⅱ级。

6.3.1.2 与筒体对接连接的带凸肩管板采用整体锻件时,锻件级别不应低于Ⅲ级。

6.3.2 板材

6.3.2.1 用于制造管板、管箱平盖、设备法兰的板材应符合 GB/T 150.1—2024 和 GB/T 150.2—2024 的规定。带凸肩的管板、内孔焊管板和管箱平盖(GB/T 150.3—2024 的表 7-10 中序号 1~4 的平盖)采用轧制板材直接加工制造时,非合金钢、低合金钢应在设计文件中提出以下抗层状撕裂性能的附加要求:

- a) 化学成分和厚度方向性能级别不应低于 GB/T 5313 中的 Z35 级;
- b) 除材料标准要求试样外,还应附加至少一组方向平行于颈部轴线并尽可能的靠近颈部的试样,试验应满足材料标准抗拉强度和屈服强度要求;
- c) 在零件加工前,颈部区域应按 NB/T 47013.5 进行 100% 超声检测(直入射),质量等级不低于 I 级合格。

6.3.2.2 复合管板可采用堆焊、轧制或爆炸焊接复合板。当采用轧制或爆炸焊接复合板时,应符合 NB/T 47002(所有部分)中 1 级的要求。

6.3.3 衬层

6.3.3.1 管箱平盖、法兰可采用(松式)衬层(衬板、衬环)复合结构。

6.3.3.2 衬层复合结构不宜使用于下列场合,因材料或结构等原因确需使用时,设计文件应提出保证衬层与基材连接可靠的附加要求:

- a) 设计温度高于 300 °C;
- b) 工作过程中,存在真空工况;
- c) 介质毒性危害程度为极度或高度危害。

6.4 换热管

6.4.1 钢制换热管应符合 GB/T 150.2—2024、NB/T 47019 (所有部分)和 5.1.2 和 5.1.3 的规定。常用换热管特性见附录 G,常用换热管牌号及要求应符合下列管材标准:

- a) GB/T 1527 铜及铜合金拉制管;
- b) GB/T 2882 镍及镍合金管;
- c) GB/T 3625 换热器及冷凝器用钛及钛合金管;
- d) GB/T 5310 高压锅炉用无缝钢管;
- e) GB/T 6893 铝及铝合金拉(轧)制管材;
- f) GB/T 8890 热交换器用铜合金无缝管;
- g) GB/T 9948 石油和化工装置用无缝钢管;
- h) GB/T 13296 锅炉、热交换器用不锈钢无缝钢管;

- i) GB/T 21832.1 奥氏体-铁素体型双相不锈钢焊接钢管 第1部分:热交换器用管;
- j) GB/T 21833.1 奥氏体-铁素体型双相不锈钢无缝钢管 第1部分:热交换器用管;
- k) GB/T 24593 锅炉和热交换器用奥氏体不锈钢焊接钢管;
- l) GB/T 26283 锆及锆合金无缝管材;
- m) NB/T 47047 承压设备用镍及镍合金无缝管。

6.4.2 换热管允许采用强化传热管,其使用范围和基管材料应符合 GB/T 150.2—2024、NB/T 47019 (所有部分)及 6.4.1 的规定,常用的强化传热管标准如下:

- a) GB/T 24590 高效换热器用特型管;
- b) GB/T 28713 热交换器用强化传热管。

6.4.3 锆及锆合金无缝管用作换热管时,应符合 GB/T 26283 中一般工业热交换器用管材的规定。

6.5 螺柱(含螺栓)和螺母用钢棒

6.5.1 螺柱(含螺栓)和螺母用钢棒的标准、钢号、使用状态、许用应力及力学性能试验等,均应符合 GB/T 150.2—2024 中第 8 章的规定。

6.5.2 管壳式热交换器设备法兰的紧固件可按 NB/T 47027 选用。

6.5.3 湿硫化氢等应力腐蚀倾向场合,与介质直接接触的低合金钢螺柱硬度不大于 237 HBW,非合金钢螺柱硬度不大于 200 HBW。

7 结构设计

7.1 管壳式热交换器的主要零部件及名称

管壳式热交换器的主要零部件及名称见表 7-1 和图 7-1~图 7-6。

表 7-1 管壳式热交换器零部件及名称

序号	名称	序号	名称	序号	名称
1	管箱平盖	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	耳式支座(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	球冠形封头	46	U 形换热管
7	防冲板	27	浮动管板	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	壳程圆筒	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	偏心锥段
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	液位计接口
18	外头盖垫片	38	滑道	58	套环
19	外头盖侧法兰	39	管箱垫片	59	壳体(部件)
20	外头盖法兰	40	管箱圆筒	60	管箱侧垫片

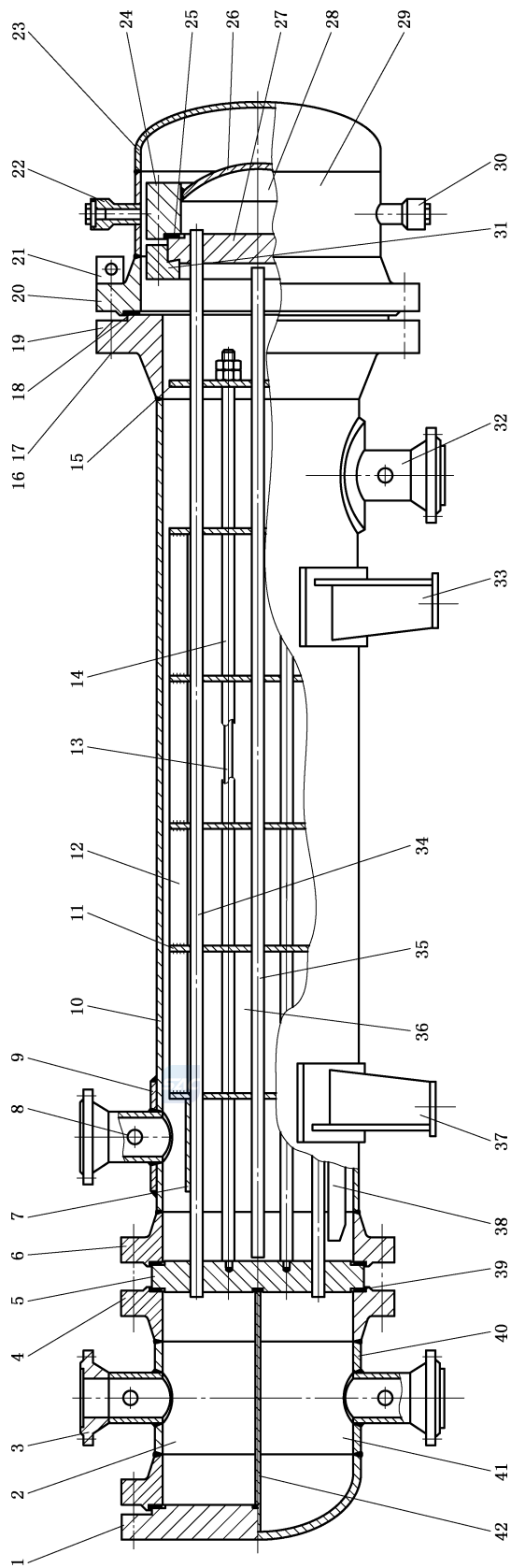


图 7-1 AES、BES 浮头式热交换器

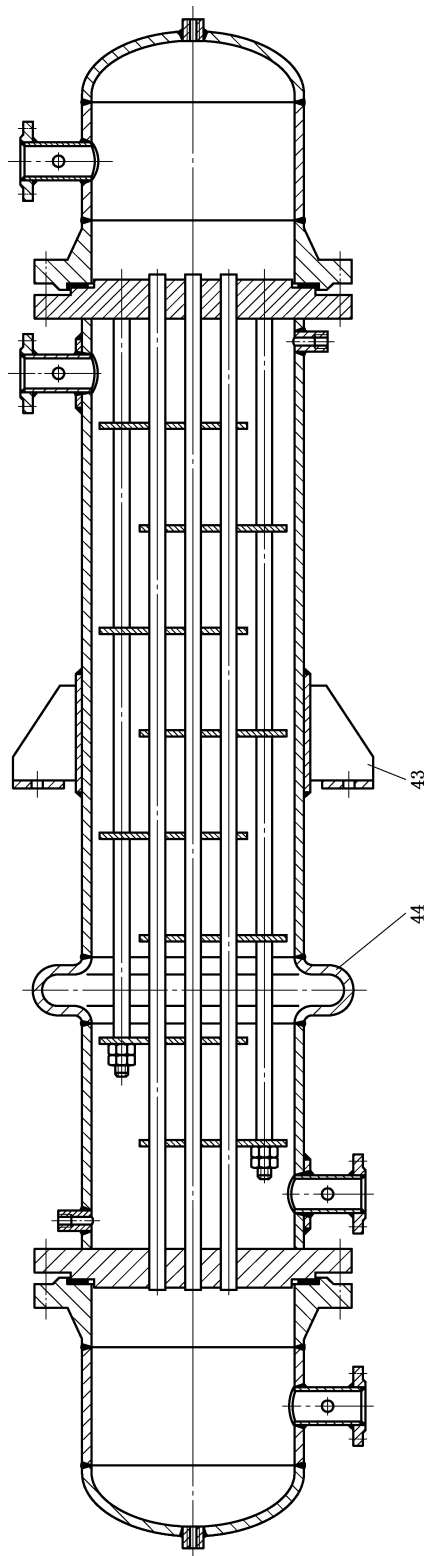


图 7-2 BEM 立式固定管板式热交换器

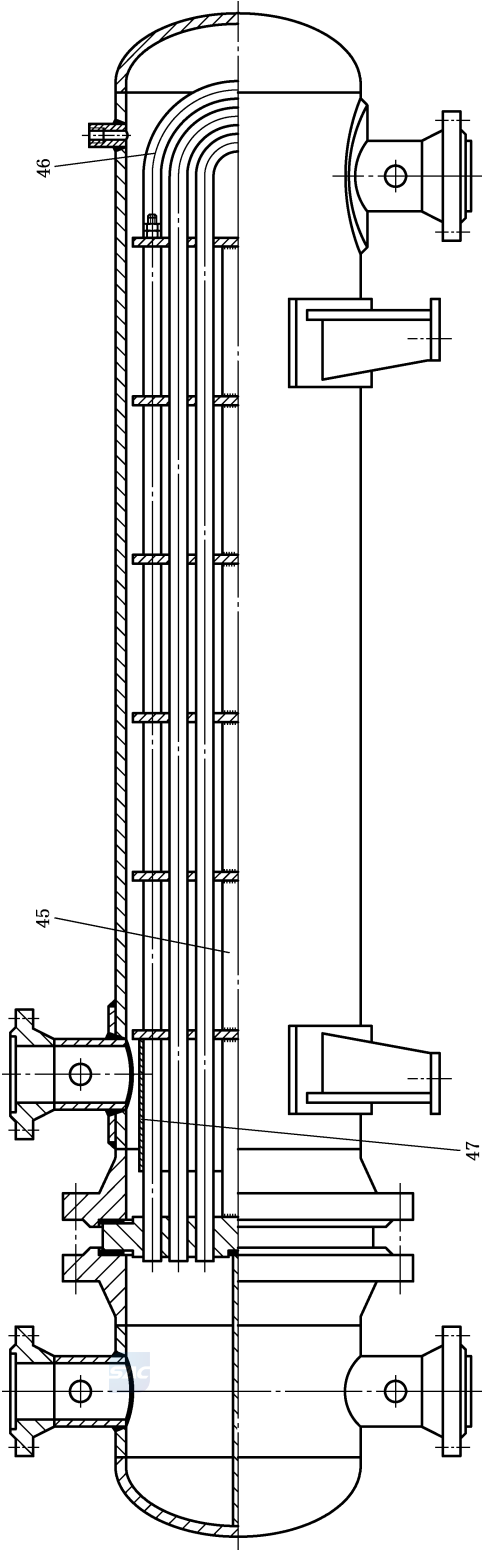


图 7-3 BEU U 形管式热交换器

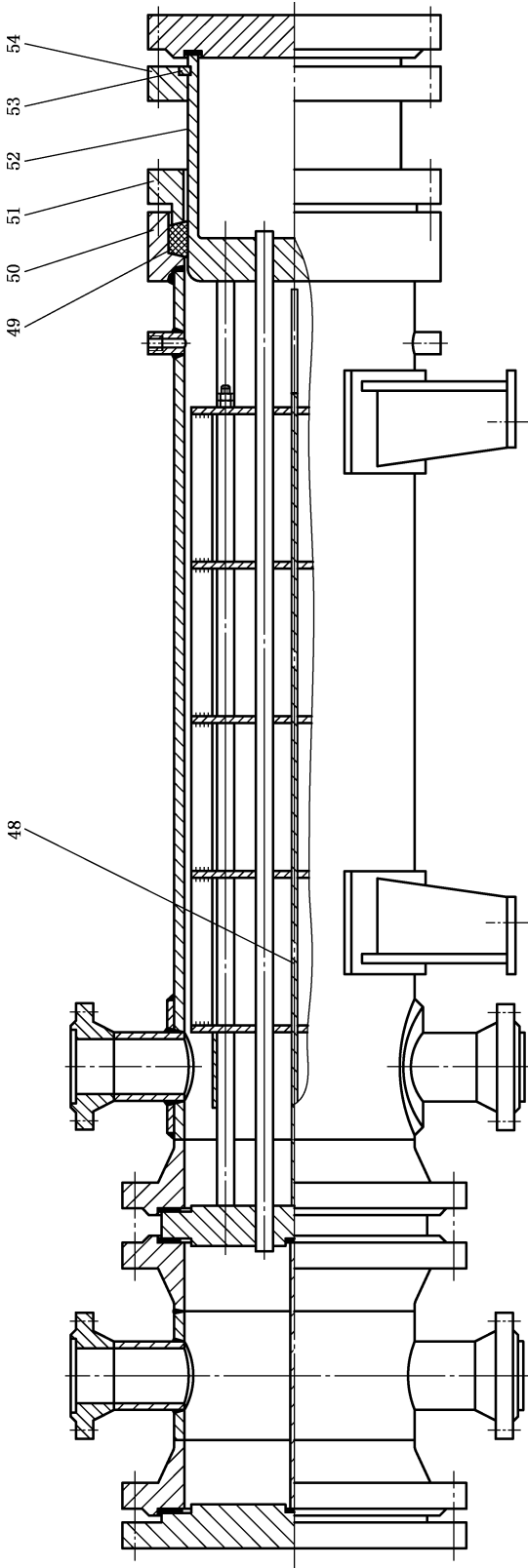


图 7-4 AFP 双壳程填料函式热交换器

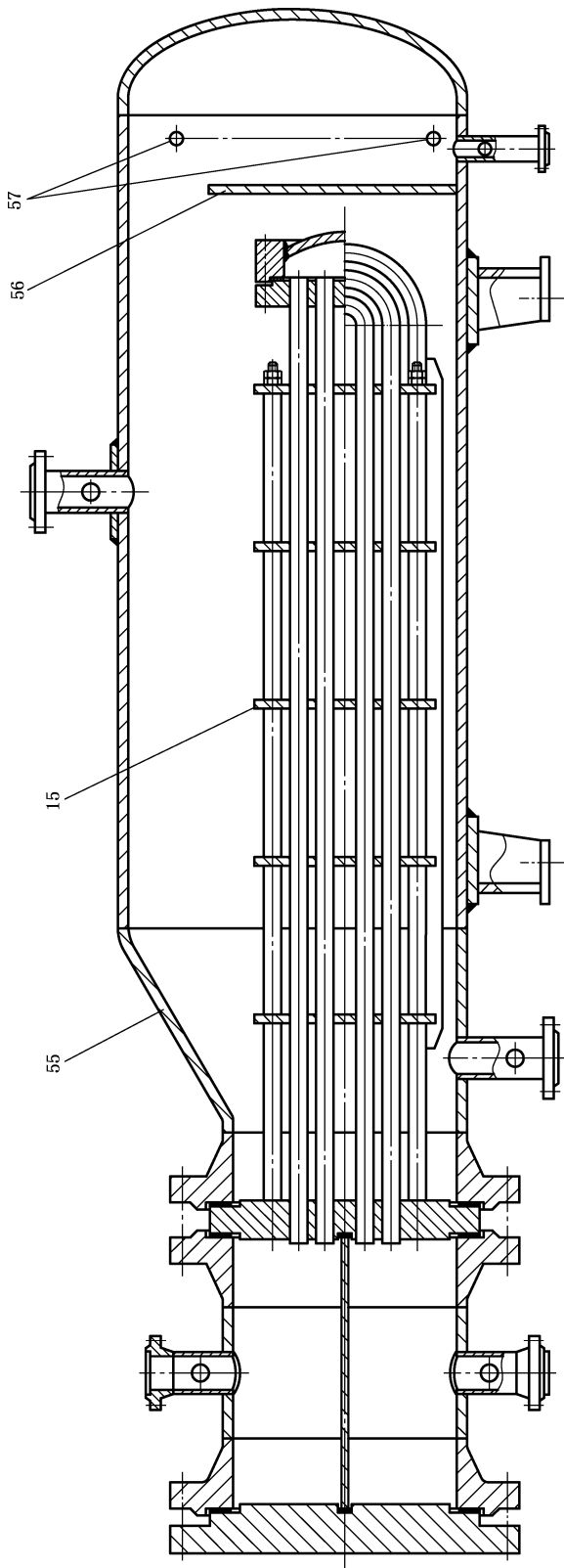


图 7-5 AKT/AKU 釜式重沸器

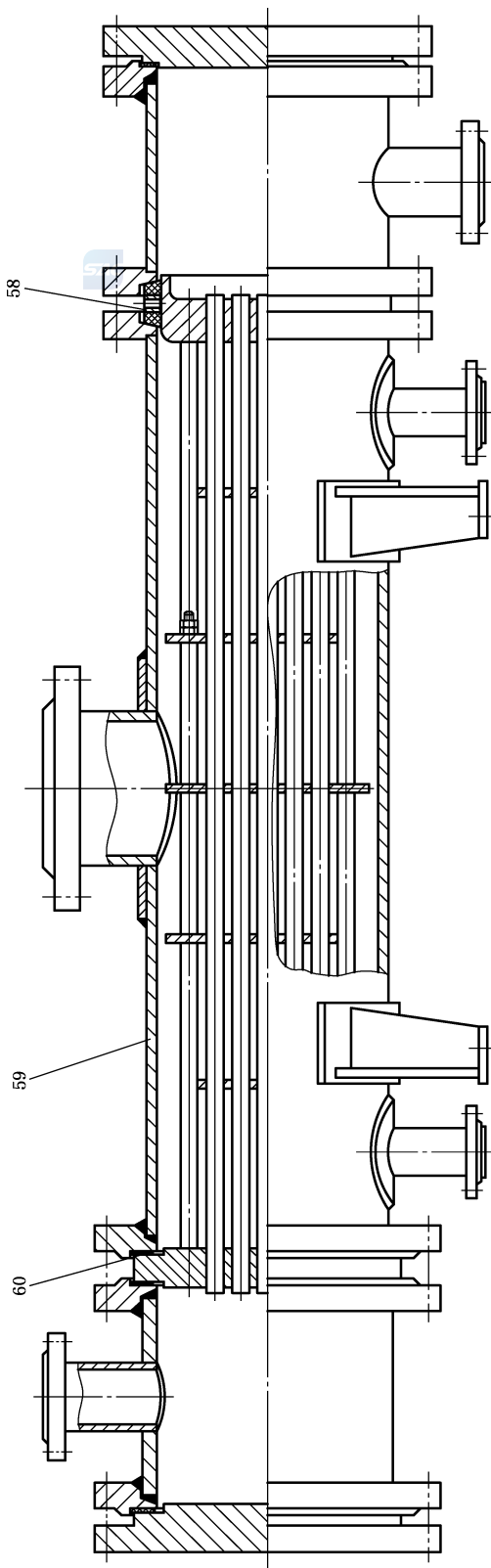


图 7-6 AJW 分流壳体填料函式热交换器

7.2 管壳式热交换器型号

7.2.1 结构型式用 3 个拉丁字母依次表示前端结构、壳体和后端结构(包括管束)3 部分。详细结构型式及代号见图 7-7。

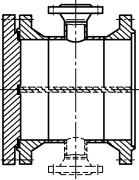
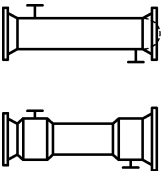
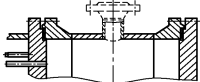
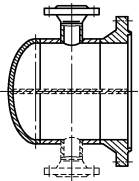
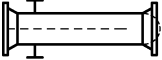
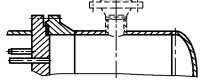
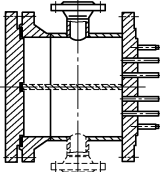
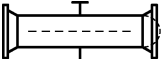
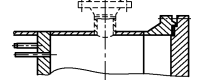
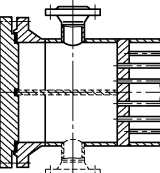
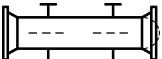
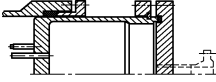
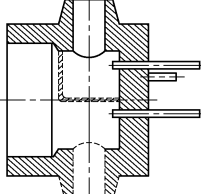
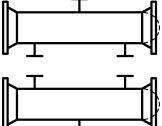
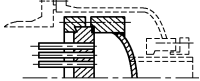
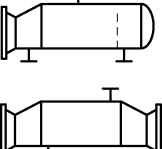
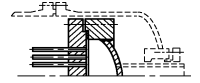
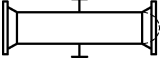
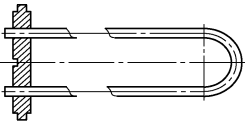
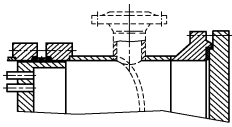
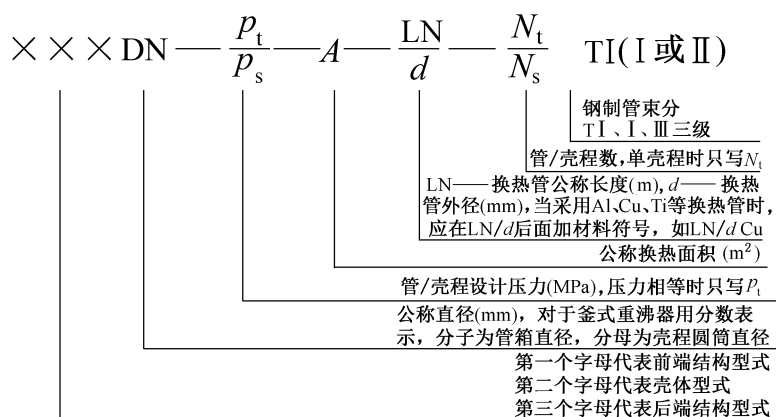
前端结构型式		壳体型式		后端结构型式	
A		E		L	
	平盖管箱		单程壳体		固定管板 与 A 相似的结构
B		F		M	
	封头管箱		带纵向隔板的双程壳体		固定管板 与 B 相似的结构
C		G		N	
	可拆管束与管板制成一体的管箱		分流壳体		固定管板 与 N 相似的结构
N		H		P	
	与固定管板制成一体的管箱		双分流壳体		外填料函式浮头
D		J		S	
	特殊高压管箱		无隔板分流壳体		钩圈式浮头
		K		T	
			釜式重沸器壳体		可抽式浮头
		X		U	
			穿流壳体		U 形管束
				W	
					带套环填料函式浮头

图 7-7 结构型式及代号

7.2.2 型号由结构型式、公称直径、设计压力、公称换热面积、公称长度、换热管外径、管/壳程数、管束

等级等字母代号组合表示。



示例 1:

浮头式热交换器

可拆平盖管箱, 公称直径 500 mm, 管程和壳程设计压力均为 1.6 MPa, 公称换热面积 54 m^2 , 公称长度 6 m, 换热管外径 25 mm, 4 管程(4b), 单壳程的钩圈式浮头热交换器, 管束等级为 TI 级管束, 非合金钢换热管符合 NB/T 47019 中 TI 级的规定, 其型号为:

$$\text{AES500} - 1.6 - 54 - \frac{6}{25} - 4\text{bTI}$$

示例 2:

固定管板式热交换器

可拆封头管箱, 公称直径 700 mm, 管程设计压力 2.5 MPa, 壳程设计压力 1.6 MPa, 公称换热面积 200 m^2 , 公称长度 9 m, 换热管外径 25 mm, 4 管程(4a), 单壳程的固定管板式热交换器, 管束等级为 I 级管束, 非合金钢换热管符合 NB/T 47019 中 I 级的规定, 其型号为:

$$\text{BEM700} - \frac{2.5}{1.6} - 200 - \frac{9}{25} - 4\text{aI}$$

示例 3:

U 形管式热交换器

可拆封头管箱, 公称直径 500 mm, 管程设计压力 4.0 MPa, 壳程设计压力 1.6 MPa, 公称换热面积 75 m^2 , 公称长度 6m, 换热管外径 19 mm, 2 管程, 单壳程的 U 形管式热交换器, 管束等级为 I 级管束, 不锈钢换热管符合 NB/T 47019 中 I 级的规定, 其型号为:

$$\text{BEU500} - \frac{4.0}{1.6} - 75 - \frac{6}{19} - 2\text{I}$$

示例 4:

釜式重沸器

可拆平盖管箱, 管箱内径 600 mm, 壳程圆筒内径 1 200 mm, 管程设计压力 2.5 MPa, 壳程设计压力 1.0 MPa, 公称换热面积 90 m^2 , 公称长度 6 m, 换热管外径 25 mm, 2 管程, 单壳程的可抽式浮头釜式重沸器, 管束等级为 II 级管束, 非合金钢换热管符合 NB/T 47019 中 II 级的规定, 其型号为:

$$\text{AKT} \frac{600}{1\ 200} - \frac{2.5}{1.0} - 90 - \frac{6}{25} - 2\text{II}$$

示例 5:

浮头式冷凝器

可拆封头管箱, 公称直径 1 200 mm, 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 , 公称长度 9 m, 换热管外径 25 mm, 4 管程(4c), 无隔板分流壳体的钩圈式浮头冷凝器, 管束等级为 II 级管束, 不锈钢换热管符合 NB/T 47019 中 II 级的规定, 其型号为:

$$\text{BJS1}\ 200 - \frac{2.5}{1.0} - 610 - \frac{9}{25} - 4\text{cI}$$

示例 6:

填料函式热交换器

可拆平盖管箱,公称直径 600 mm,管程和壳程设计压力均为 1.0 MPa,公称换热面积 90 m²,公称长度 6 m,换热管外径 25 mm,2 管程,2 壳程(带纵向隔板的双程壳体)的外填料函式浮头热交换器,管束等级为 I 级管束,低合金钢换热管符合 NB/T 47019 中 I 级的规定,其型号为:

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

示例 7:

固定管板式铜管热交换器

可拆封头管箱,公称直径 800 mm,管程和壳程设计压力均为 0.6 MPa,公称换热面积 150 m²,公称长度 6 m,换热管外径 22 mm,2 管程,单壳程固定管板式热交换器,T2 纯铜换热管符合 NB/T 47019 中 I 级规定,其型号为:

$$\text{BEM800—0.6—150—}\frac{6}{22}\text{Cu—2 I}$$

示例 8:

固定管板式锆管热交换器

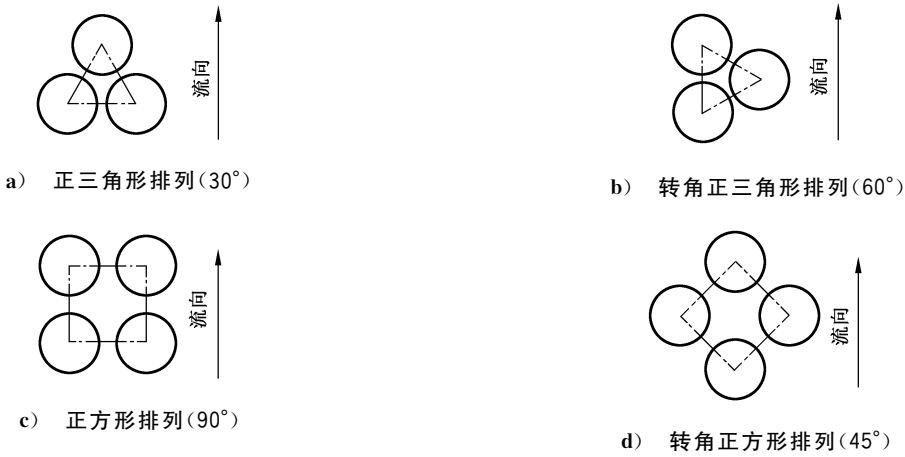
可拆平盖管箱,公称直径 900 mm,管程和壳程设计压力均为 1.0 MPa,公称换热面积 160 m²,公称长度 6 m,换热管外径 19 mm,单管程,单壳程固定管板式热交换器,锆换热管符合 GB/T 26283 的规定,其型号为:

$$\text{AEM900—1.0—160—}\frac{6}{19}\text{Zr}$$

7.3 管程

7.3.1 布管

7.3.1.1 换热管常用排列形式见图 7-8。



注: 流向垂直于折流板缺口。

图 7-8 换热管排列形式

7.3.1.2 换热管中心距按如下要求确定:

- a) 换热管中心距不宜小于 1.25 倍的换热管外径,常用的换热管中心距见表 7-2;
- b) 当管间需要机械清洗时,应采用正方形或转角正方形排列,且管间通道应连续直通,相邻两管间的净空距离($S-d$)不宜小于 6 mm;对于外径为 10 mm、12 mm 和 14 mm 的换热管的中心距分别不应小于 17 mm、19 mm 和 21 mm。

表 7-2 换热管中心距

单位为毫米

换热管外径(d)	10	12	14	16	19	20	22	25	30	32	35	38	45	50	55	57
换热管中心距(S)	13~14	16	19	22	25	26	28	32	38	40	44	48	57	64	70	72
分程隔板槽两侧相邻管中心距(S_n)(见图 7-9)	28	30	32	35	38	40	42	44	50	52	56	60	68	76	78	80

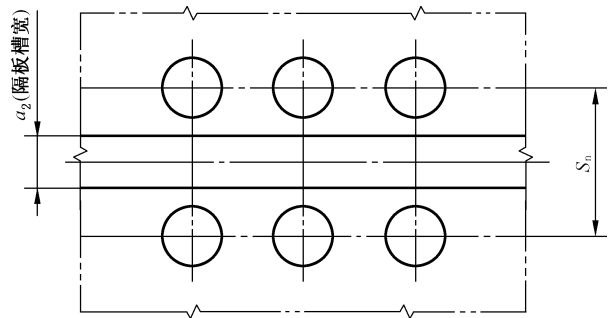


图 7-9 隔板槽两侧相邻管中心距

7.3.1.3 布管限定圆直径按表 7-3 确定。

下列符号适用于本条款：

- b —— 浮动管板管束周边换热管外表面至浮动管板凸台的最小距离, 见图 7-10, 其值按表 7-4 选取, mm;
- b_1 —— 浮动管板外径至壳体内壁的距离, 见图 7-10, 其值按表 7-5 选取, mm;
- b_2 —— 浮动管板凸台至浮动管板外径的距离, 见图 7-10, $b_2 = b_n + 1.5$, mm;
- b_3 —— 固定管板式或 U 形管式热交换器管束周边换热管外表面至壳体内壁的最小距离, 见图 7-11, $b_3 \geq 0.25d$, 并考虑管板在管、壳程侧的开槽宽度或倒圆半径影响, 且不宜小于 8 mm;
- b_n —— 垫片宽度, 其值按表 7-5 选取, mm;
- D_L —— 布管限定圆直径, mm;
- D_i —— 壳程圆筒内径, mm;
- d —— 换热管外径, mm。

表 7-3 布管限定圆直径

单位为毫米

管壳式热交换器型式	固定管板式、U 形管式	浮头式
布管限定圆直径(D_L)	$D_i - 2b_3$	$D_i - 2(b_1 + b_2 + b)$

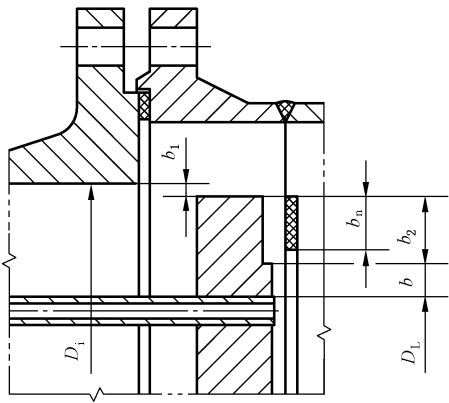


图 7-10 b 、 b_1 、 b_2 确定

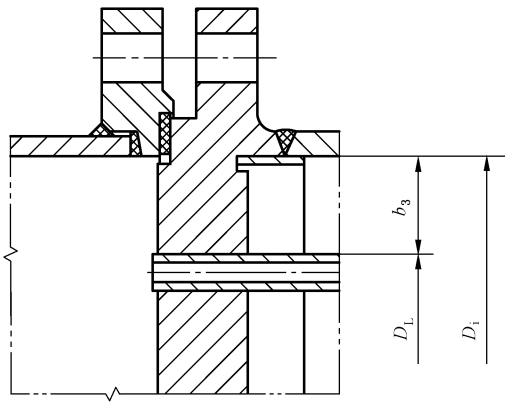


图 7-11 b_3 确定

表 7-4 b 的取值

单位为毫米

D_i	b
$<1\ 000$	>3
$1\ 000\sim2\ 600$	>4

表 7-5 b_n 、 b_1 的取值

单位为毫米

D_i	b_n	b_1
≤ 700	≥ 10	≥ 3
$>700\sim1\ 200$	≥ 13	≥ 5
$>1\ 200\sim2\ 000$	≥ 16	≥ 6
$>2\ 000\sim2\ 600$	≥ 20	≥ 7

7.3.2 管程分程

7.3.2.1 管程数一般有 1、2、4、6、8、10、12 等 7 种，常用的分程布置形式见图 7-12。

7.3.2.2 对于多管程结构，尽可能使各管程的换热管数相近、分程隔板槽形状简单、密封面长度较短。

程数	流动方向	前端管箱隔板 (介质进口侧)	后端隔板结构 (介质返回侧)	程数	流动方向	前端管箱隔板 (介质进口侧)	后端隔板结构 (介质返回侧)
1				8			
2							
4							
				10			
6							
				12			

图 7-12 分程布置形式

7.3.3 管箱平盖

7.3.3.1 多管程管箱平盖上的分程隔板槽结构尺寸应与管板的分程隔板槽一致,见 7.5.3.2。

7.3.3.2 管箱平盖与管箱的连接紧固件宜采用双头螺柱。

7.3.4 管箱结构尺寸

7.3.4.1 采用轴向入口接管的管箱,接管中心线处的最小深度不应小于接管内径的 $1/3$ 。

7.3.4.2 对于多程管箱,其内侧深度应使相邻管程之间的最小流通面积不小于每程换热管流通面积的 1.3 倍;当阻力降允许时最小流通面积可适当减小,但不应小于每程换热管的流通面积。

7.3.5 管程防冲结构

当液体 $\rho v^2 > 9\,000 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2)$ (ρ ——密度, kg/m^3 ; v ——流速, m/s) 或介质为两相混合物时,采用轴向入口接管的管箱宜设置防冲结构。

7.3.6 分程隔板

7.3.6.1 分程隔板厚度应按 8.1.4.1 中公式(8-7)进行计算,且应符合 8.1.4.2 的规定;隔板两侧压差或温差较大、或存在流体脉动场合,隔板的厚度宜适当增加,或采用隔板加强结构。常见的分程隔板加强结构见图 7-13。

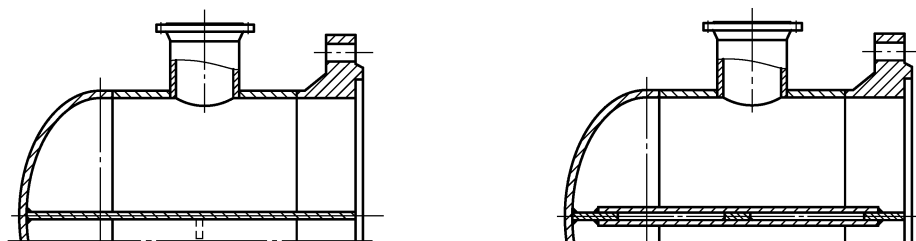


图 7-13 分程隔板加强结构

7.3.6.2 分程隔板端部的厚度至少比对应的隔板槽宽度小 2 mm ,隔板端部可按图 7-14 削薄;必要时,分程隔板上可开设排净孔,排净孔的直径宜为 $\phi 4 \text{ mm} \sim \phi 8 \text{ mm}$ 。

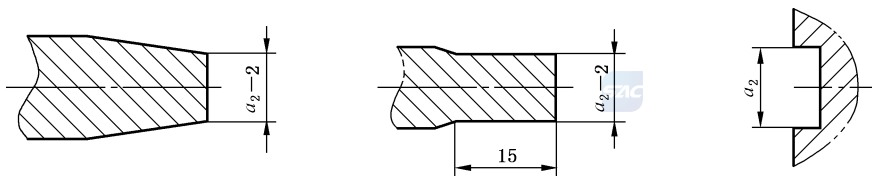


图 7-14 隔板端部

7.3.6.3 分程隔板与管箱内壁应焊接牢固,采用双面连续焊缝或开坡口的全焊透连续焊缝。如采用双面连续焊缝,最小焊脚尺寸为 $3/4$ 倍的隔板计算厚度,且从密封面开始不小于 50 mm 应为全焊透结构。允许采用与焊接连接等强度的其他连接方式。必要时,设计文件中应提出对焊缝的无损检测要求。

7.4 换热管

7.4.1 换热管长度

7.4.1.1 换热管直管段长度推荐采用: 1.0 m , 1.5 m , 2.0 m , 2.5 m , 3.0 m , 4.5 m , 6.0 m , 7.5 m ,

9.0 m,12.0 m,15.0 m,18.0 m。

7.4.1.2 换热管可采用定尺或倍尺交货,长度允许偏差应符合下述规定:

- a) $L\leqslant 6.0\text{m}$,偏差为 0 mm~4 mm;
- b) $6.0\text{ m}<L\leqslant 9.0\text{ m}$,偏差为 0 mm~6 mm;
- c) $9.0\text{ m}<L\leqslant 12.0\text{ m}$,偏差为 0 mm~9 mm;
- d) $12.0\text{ m}<L\leqslant 15.0\text{ m}$,偏差为 0 mm~12 mm;
- e) $L>15.0\text{ m}$,偏差为 0 mm~13 mm。

7.4.2 换热管外径的允许偏差

7.4.2.1 钢制、镍和镍合金制换热管外径的允许偏差应符合 NB/T 47019.1~NB/T 47019.6 和 NB/T 47019.9 的规定,具体数据见表 7-6。

表 7-6 钢制、镍和镍合金制换热管外径的允许偏差

单位为毫米

换热管外径	$\leqslant 25$	$>25\sim 38$	$>38\sim 50$	$>50\sim 65$
T I 级偏差	± 0.05	± 0.10	± 0.15	± 0.20
I 级偏差	± 0.08	± 0.13	± 0.15	± 0.20
II 级偏差	± 0.10	± 0.15	± 0.20	± 0.25

7.4.2.2 钛和钛合金换热管外径的允许偏差应符合 NB/T 47019.8 的规定,具体数据见表 7-7。

表 7-7 钛和钛合金换热管外径的允许偏差

单位为毫米

换热管外径	10~25	$>25\sim 38$	$>38\sim 50$	$>50\sim 57$
T I 级偏差	± 0.05	± 0.10	± 0.12	± 0.14
I 级偏差	± 0.08	± 0.12	± 0.14	± 0.16
II 级偏差	± 0.10	± 0.13	± 0.15	± 0.18

7.4.2.3 铝、锆及其合金换热管外径的允许偏差见表 7-8。

表 7-8 铝、锆及其合金换热管外径的允许偏差

单位为毫米

换热管材料	标 准	精度级别	外 径	允许偏差
铝 铝合金	GB/T 6893	高精级	$>12\sim 18$	± 0.05
			$>18\sim 30$	± 0.06
			$>30\sim 50$	± 0.07
锆 锆合金	GB/T 26283	一般工业换热器用	6~10	± 0.06
			$>10\sim 25$	± 0.10
			$>25\sim 32$	± 0.12

7.4.2.4 铜及其合金换热管外径的允许偏差应符合 NB/T 47019.7 的规定,具体数据见表 7-9。

表 7-9 铜及其合金换热管外径允许偏差

单位为毫米

换热管外径	8~15	>15~25	>25~50	>50~57
T I 级偏差	±0.05	±0.05	±0.08	±0.10
I 级偏差	±0.06	±0.08	±0.12	±0.15

7.4.2.5 当设计文件规定采用 GB/T 8890 中的高精级铜合金换热管时,外径的允许偏差见表 7-10。

表 7-10 铜合金换热管外径的允许偏差

单位为毫米

换热管材料	标准	精度级别	外径	允许偏差
铜合金	GB/T 8890	高精级	>10~15	-0.10
			>15~25	-0.16
			>25~32	-0.20

7.4.3 U 形换热管

7.4.3.1 弯管段的弯曲半径 R (见图 7-15)不宜小于 2 倍的换热管外径,常用 U 形换热管的最小弯曲半径 R_{\min} 可按表 7-11 选取。当设计文件中有特殊规定时, R 最小可取 1.5 倍的换热管外径。

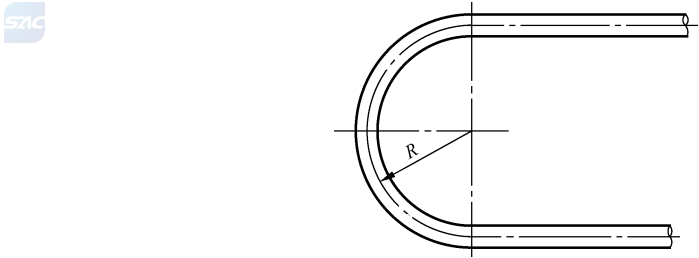


图 7-15 U 形换热管弯曲半径 R

表 7-11 常用 U 形换热管的最小弯曲半径 R_{\min}

单位为毫米

换热管外径	10	12	14	16	19	20	22	25	30	32	35	38	45	50	55	57
R_{\min}	20	24	30	32	40	40	45	50	60	65	70	76	90	100	110	115

7.4.3.2 弯管段弯制前的最小壁厚按公式(8-11)计算。

7.4.4 强化传热管

7.4.4.1 与管板连接的强化传热管端部光管长度不应小于管板厚度加 30 mm。

7.4.4.2 强化传热管端部光管外径及允许偏差应符合 7.4.2 的规定。

7.5 管板

7.5.1 管板管孔

7.5.1.1 钢制 T I 级管束的管板管孔直径及允许偏差应符合表 7-12 的规定;钢制 I 级管束的管板管孔直径及允许偏差应符合表 7-13 的规定;钢制 II 级管束的管板管孔直径及允许偏差应符合表 7-14 的规定。

表 7-12 钢制 T I 级管束管板管孔直径及允许偏差

单位为毫米

换热管外径	14	16	19	25	30	32	35	38	45	50	55	57
管孔直径	14.20	16.20	19.20	25.20	30.30	32.30	35.35	38.40	45.45	50.50	55.60	57.60
允许偏差	+0.05 -0.10		+0.10 -0.10		+0.10 -0.15			+0.10 -0.20			+0.15 -0.25	

表 7-13 钢制 I 级管束管板管孔直径及允许偏差

单位为毫米

换热管外径	14	16	19	25	30	32	35	38	45	50	55	57
管孔直径	14.25	16.25	19.25	25.25	30.35	32.35	35.40	38.45	45.50	50.55	55.65	57.65
允许偏差	+0.05 -0.10		+0.10 -0.10		+0.10 -0.15			+0.10 -0.20			+0.15 -0.25	

表 7-14 钢制 II 级管束管板管孔直径及允许偏差

单位为毫米

换热管外径	14	16	19	25	30	32	35	38	45	50	55	57
管孔直径	14.30	16.30	19.30	25.30	30.40	32.45	35.45	38.50	45.55	50.60	55.70	57.70
允许偏差	+0.05 -0.10		+0.10 -0.10		+0.10 -0.15			+0.10 -0.20			+0.15 -0.25	

7.5.1.2 铝和铝合金换热管的管板管孔直径及允许偏差应符合表 7-15。

表 7-15 铝和铝合金换热管的管板管孔直径及允许偏差

单位为毫米

换热管外径	14	16	18	22	25	30	32
管孔直径	14.20	16.20	18.25	22.25	25.25	30.30	32.35
铝合金管管孔 允许偏差	+0.15 0						
当采用铝换热管时,表中的允许上偏差应减小 0.07 mm							

7.5.1.3 铜和铜合金制 T I 级管束的管板管孔直径及允许偏差应符合表 7-16 的规定;铜和铜合金制 I 级管束的管板管孔直径及允许偏差应符合表 7-17 的规定;当铜合金换热管外径的允许偏差符合

GB/T 8890 中表 3 规定的高精级时,铜和铜合金换热管的管板管孔直径及允许偏差应符合表 7-18 的规定。

表 7-16 铜和铜合金 T I 级管束的管板管孔直径及允许偏差

单位为毫米

换热管外径	10	12	14	16	19	22	25	30	32
管孔直径	10.15	12.15	14.15	16.15	19.20	22.20	25.20	30.25	32.30
允许偏差	+0.10 −0.02		+0.10 −0.05		+0.12 −0.05			+0.12 −0.08	

表 7-17 铜和铜合金 I 级管束的管板管孔直径及允许偏差

单位为毫米

换热管外径	10	12	14	16	19	22	25	30	32
管孔直径	10.20	12.20	14.25	16.25	19.25	22.25	25.25	30.30	32.35
允许偏差	+0.10 −0.02		+0.10 −0.05		+0.12 −0.05			+0.12 −0.08	

表 7-18 铜合金换热管的管板管孔直径及允许偏差

单位为毫米

换热管外径	10	12	14	16	19	22	25	30	32
管孔直径	10.20	12.20	14.20	16.20	19.20	22.20	25.20	30.25	32.30
允许偏差	+0.10 0							+0.12 0	

7.5.1.4 钛和钛合金 T I 级管束的管板管孔直径及允许偏差应符合表 7-19 的规定;钛和钛合金 I 级管束的管板管孔直径及允许偏差应符合表 7-20 的规定;钛和钛合金 II 级管束的管板管孔直径及允许偏差应符合表 7-21 的规定。

表 7-19 钛和钛合金 T I 级管束的管板管孔直径及允许偏差

单位为毫米

换热管外径	10	12	14	16	19	25	30	32
管孔直径	10.15	12.15	14.15	16.15	19.20	25.20	30.25	32.30
允许偏差	+0.10 0						+0.15 0	

表 7-20 钛和钛合金 I 级管束的管板管孔直径及允许偏差

单位为毫米

换热管外径	10	12	14	16	19	25	30	32
管孔直径	10.18	12.18	14.20	16.20	19.25	25.25	30.30	32.35
允许偏差	+0.10 0						+0.15 0	

表 7-21 钛和钛合金Ⅱ级管束的管板管孔直径及允许偏差

单位为毫米

换热管外径	10	12	14	16	19	25	30	32
管孔直径	10.18	12.18	14.25	16.25	19.25	25.25	30.35	32.40
允许偏差	+0.10 0						+0.15 0	

7.5.1.5 镍和镍合金 T I 级管束的管板管孔直径及允许偏差应符合表 7-22 的规定；镍和镍合金 I 级管束的管板管孔直径及允许偏差应符合表 7-23 的规定；镍和镍合金Ⅱ级管束的管板管孔直径及允许偏差应符合表 7-24 的规定。

表 7-22 镍和镍合金 T I 级管束的管板管孔直径及允许偏差

单位为毫米

换热管外径	10	12	14	16	19	25	30	32
管孔直径	10.15	12.15	14.15	16.15	19.20	25.20	30.25	32.30
允许偏差	+0.10 0						+0.15 0	

表 7-23 镍和镍合金 I 级管束的管板管孔直径及允许偏差

单位为毫米

换热管外径	10	12	14	16	19	25	30	32
管孔直径	10.18	12.18	14.20	16.20	19.25	25.25	30.30	32.35
允许偏差	+0.10 0						+0.15 0	

表 7-24 镍和镍合金Ⅱ级管束的管板管孔直径及允许偏差

单位为毫米

换热管外径	10	12	14	16	19	25	30	32
管孔直径	10.18	12.18	14.25	16.25	19.25	25.25	30.35	32.40
允许偏差	+0.10 0						+0.15 0	

7.5.1.6 锆和锆合金管板管孔直径及允许偏差应符合表 7-25 的规定。

表 7-25 锆和锆合金换热管的管板管孔直径及允许偏差

单位为毫米

换热管外径	10	12	14	16	19	25	30	32
管孔直径	10.15	12.15	14.15	16.20	19.20	25.20	30.30	32.30
允许偏差	+0.08 0	+0.10 0					+0.15 0	



7.5.1.7 当钢制管束换热管与管板采用强度焊或强度焊加贴胀接头时,管板管孔直径偏差可适当放宽,但管板管孔与换热管外径的最大间隙不应大于钢制Ⅱ级管束的要求。

7.5.1.8 符合下列条件之一时,宜采用 T I 级管束的管孔公称直径及允许偏差:

- a) 奥氏体型不锈钢、奥氏体-铁素体型双相不锈钢、铜和铜合金、钛和钛合金、镍和镍合金管头采用强度胀;
- b) 管头采用不开槽强度胀且有氦检漏要求。

7.5.2 拉杆孔

7.5.2.1 焊接连接的拉杆孔结构见图 7-16 a); 拉杆孔深度(L_1)宜大于拉杆直径(d_0)。拉杆孔直径按公式(7-1)确定。

$$d_1 = d_0 + 1.0 \quad \dots\dots\dots (7-1)$$

式中:

d_0 ——拉杆直径,单位为毫米(mm);

d_1 ——拉杆孔直径,单位为毫米(mm)。

7.5.2.2 螺纹连接的拉杆螺纹孔结构见图 7-16 b); 螺纹深度(L_2)应大于拉杆螺纹长度(L_a)。螺纹精度(6H), 螺纹表面粗糙度(R_a)为不大于 $3.2 \mu\text{m}$ 。

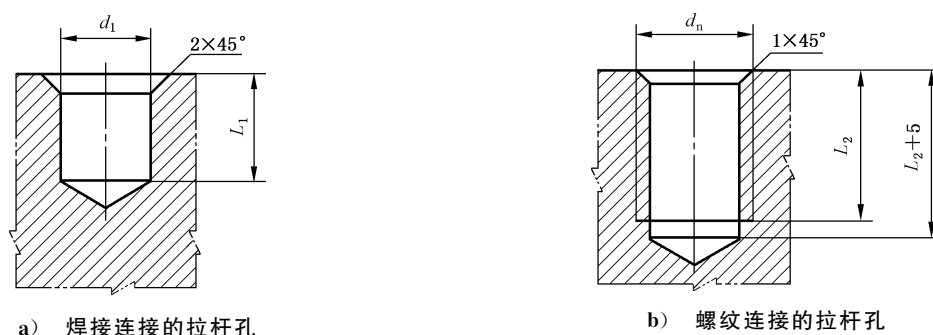


图 7-16 拉杆孔

7.5.3 管板密封面

7.5.3.1 固定管板与标准设备法兰配合时,管板密封面结构尺寸、加工精度和粗糙度应按 NB/T 47020、NB/T 47021、NB/T 47022、NB/T 47023 的相应规定确定。

7.5.3.2 分程隔板槽的尺寸按如下要求确定:

- a) 槽深应大于垫片厚度,且不宜小于 4 mm,隔板槽密封面应与环形密封面平齐;
- b) 槽宽 a_2 宜为 8 mm~14 mm;
- c) 多管程的隔板槽倒角不应妨碍垫片的安装;位于中心线的隔板槽拐角处的倒角宜为 45° (见图 7-17), 倒角尺寸 b 宜大于分程垫片的圆角半径 R_g ;
- d) 隔板槽密封面粗糙度应与管板密封面相近。

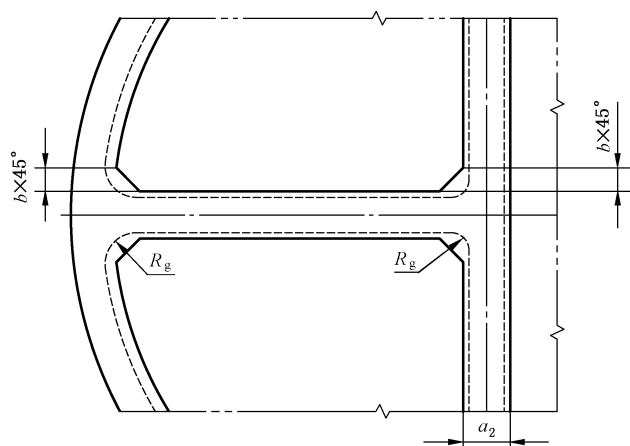


图 7-17 管板中心线处分程隔板槽倒角

7.6 换热管与管板的连接

7.6.1 胀接

7.6.1.1 换热管与管板的胀接方式可分为强度胀和贴胀,强度胀根据管板管孔结构可分为开槽强度胀和不开槽强度胀。

7.6.1.2 强度胀的适用范围如下:

- a) 设计压力不大于 5.0 MPa;
- b) 设计温度不大于 300 °C;
- c) 操作中无振动,无过大的温度波动及无明显的应力腐蚀倾向。

7.6.1.3 胀接工艺及其评定应符合附录 H 的规定。强度胀接头应按照附录 I 进行拉脱试验。

7.6.1.4 换热管材料的硬度宜低于管板的硬度。有应力腐蚀倾向时,不应采用管端局部热处理方式降低换热管硬度。

7.6.1.5 胀度可按公式(7-2)计算。强度胀胀度可按表 7-26 选用;当采用其他胀接方法或材料超出表 7-26 时,可通过胀接工艺试验确定合适的胀度。

$$k = \frac{d_2 - d_i - b}{2\delta_t} \times 100\% \quad \dots\dots\dots (7-2)$$

式中:

- k ——以管壁减薄率计算的胀度;
- d_2 ——换热管胀后实测内径,单位为毫米(mm);
- d_i ——换热管胀前实测内径,单位为毫米(mm);
- b ——换热管与管板管孔的径向间隙(管孔直径减换热管的外径),单位为毫米(mm);
- δ_t ——换热管壁厚,单位为毫米(mm)。

表 7-26 强度胀胀度

换热管材料	胀度 ^{a、b} (<i>k</i>)	
	%	
	机械胀 ^a	柔性胀
非合金钢、低合金钢	5~8	1~4 ^{c、d}
铁素体、奥氏体型不锈钢	5~8	
奥氏体-铁素体型双相不锈钢	2~4 ^{c、d}	
铬钼合金钢	5~8	
Rp0.2 不大于 45 MPa 的铝和铝合金 TP2 铜和 BFe10-1-1 铜合金	3~10	
钛和钛合金	5~8	
镍和镍合金	4~6	
锆和锆合金	2~5	
注：柔性胀接包括液压胀、液袋胀、橡胶胀。		
<div><div>^a 胀度可根据拉脱试验结果进行调整。</div><div>^b 超出表列金属牌号或屈服强度范围时,可根据拉脱试验结果进行调整。</div><div>^c 柔性胀胀度不适用双相不锈钢换热管与非双相不锈钢管板之间的胀接。</div><div>^d 湿硫化氢应力腐蚀环境下推荐胀度 $k\leq 2\%$。</div></div>		

- 7.6.1.6 贴胀胀度宜控制在 1%~3%。
- 7.6.1.7 胀接长度尺寸按如下要求确定：
- a) 强度胀的最小胀接长度 *l* 应取管板名义厚度减去 3 mm(柔性胀 5 mm)的差值与 50 mm 两者的小值;超出最小胀接长度 *l* 的范围可采用贴胀;采用机械胀时,胀接区边缘距离管板壳程侧表面 3 mm 不胀,采用柔性胀时,胀接区边缘距离管板壳程侧表面 5 mm 不胀;
 - b) 仅采用强度胀的管程复合或管壳程双侧复合(堆焊)管板,管子与覆层材料的最小胀接长度不应少于 6 mm,见图 7-18 d);
 - c) 超出胀接机具所能达到的胀接长度时可分段胀接;
 - d) 设计要求管板全厚度胀接时,可采用全长强度胀或强度胀加贴胀的方式;采用分段胀接时,胀接重叠长度不应小于 5 mm;
 - e) 非开槽强度胀的胀接长度 *l* 应满足 8.4.7 中换热管与管板连接拉脱力的要求。
- 7.6.1.8 采用机械胀接的强度胀结构形式及尺寸可按图 7-18 a)~c)和表 7-27 确定。采用开槽胀接的管板厚度大于 38 mm 且换热管外径大于 14 mm 时,应至少开两道槽;管板厚度小于或等于 38 mm 时,可开一道槽。采用开槽胀接的复合管板时,宜在基层金属上开槽,开槽要求可按图 7-18 d)和表 7-27 确定。有成熟经验时可适当修改结构尺寸。



表 7-27 机械胀接连接尺寸

单位为毫米

换热管外径(<i>d</i>)	≤14	16~25	30~38	45~57
伸出长度(<i>l</i> ₁)	3 ⁺¹		4 ⁺¹	5 ⁺¹
槽深(<i>K</i>)	可不开槽	0.5		

7.6.1.9 采用柔性胀接的强度胀宜开槽,开槽宽度 H 可按公式(7-3)进行计算,且不应大于 13 mm,槽深 0.5 mm。

$$H = 1.1 \sqrt{d \delta_t} \dots\dots\dots (7-3)$$

式中:

H ——开槽宽度,单位为毫米(mm);

d ——换热管外径,单位为毫米(mm);

δ_t ——换热管壁厚,单位为毫米(mm)。

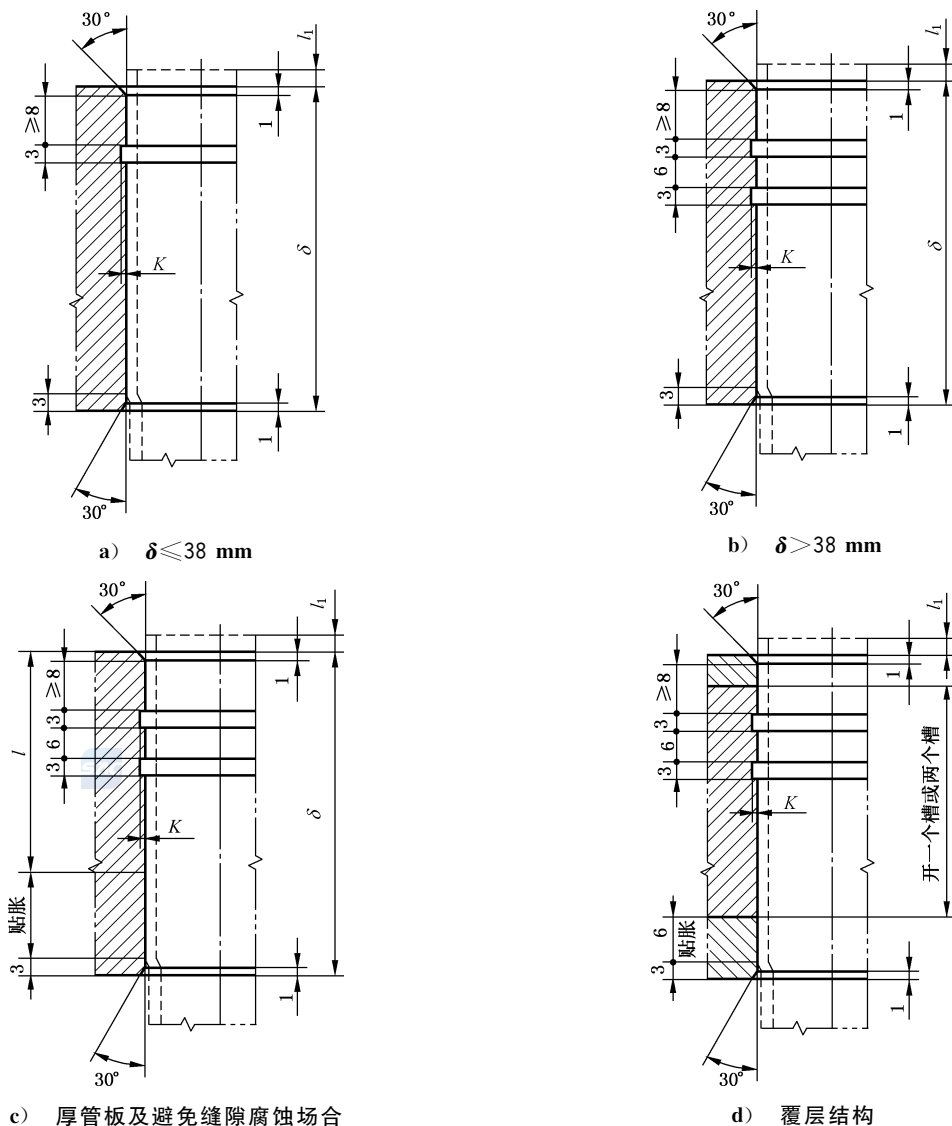


图 7-18 机械胀接管孔结构

7.6.2 焊接

7.6.2.1 换热管与管板的焊接连接分为强度焊和密封焊两种。

7.6.2.2 强度焊可用于本文件规定的设计压力,强度焊的推荐场合如下:

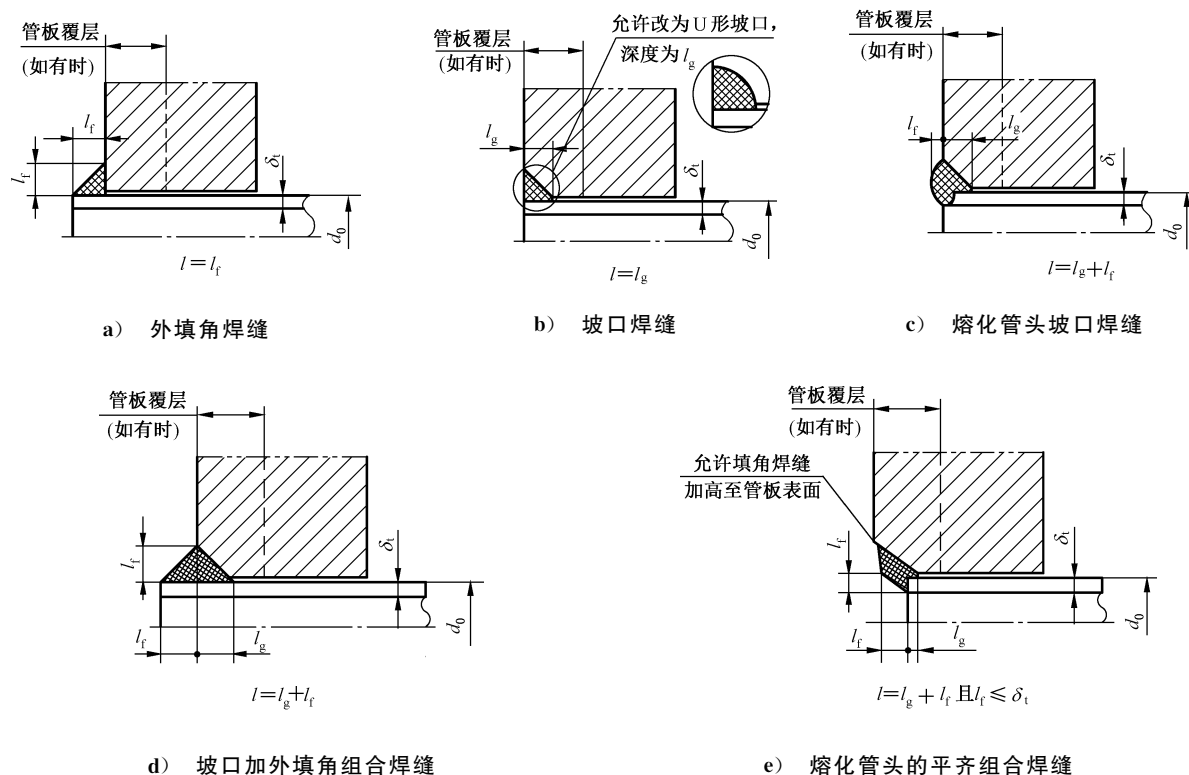
- 采用钛或钛合金换热管时;
- 采用奥氏体型不锈钢换热管和非合金钢或低合金钢管板连接,且金属温度高于 200 °C 时;
- 无缝隙腐蚀倾向;

- d) 无振动、无循环载荷；
- e) 飞温工况。

7.6.2.3 换热管与管板焊接工艺评定应符合附录 J 的规定。

7.6.2.4 设计文件有规定时，强度焊接头应按照附录 I 进行拉脱试验。

7.6.2.5 强度焊的焊缝形式及焊脚高度 l 见图 7-19。



注：图 a)、d) 中的 l 尺寸不包括管端伸出焊缝的尺寸；若要保持完整的管端，根据换热管外径、壁厚及焊接工艺适当增加外伸长度。

图 7-19 强度焊的焊缝形式

7.6.2.6 强度焊的焊脚高度 l 应满足 8.4.7 中换热管与管板连接拉脱力的要求，焊缝 l 不应小于 δ_1 。

7.6.2.7 密封焊接头一般为填角结构，焊脚高度 l 由设计文件规定。

7.6.2.8 其他可选用的换热管与管板焊接接头的焊缝形式见附录 K，且应按照附录 J 进行焊接工艺评定。

7.6.2.9 除设计文件另有规定外，换热管管头露出管板端面不宜超过 5 mm。立式热交换器上管板未设置排凝口且用户有排净要求时，每个独立管程至少有 1 个~3 个换热管的管头与上管板表面齐平。

7.6.3 胀焊并用

7.6.3.1 胀焊并用的推荐场合如下：

- a) 振动或循环载荷时；
- b) 存在缝隙腐蚀倾向时；
- c) 采用复合管板时。

7.6.3.2 胀焊并用应符合下列规定：

- a) 采用强度焊加贴胀时，强度焊接头应符合 7.6.2 的规定；
- b) 采用强度胀加密封焊时，强度胀应符合 7.6.1 的规定；

c) 设计文件有规定时,强度焊与强度胀可组合使用。

7.6.3.3 采用先焊后胀工艺时,除挠性、拉撑管板外,换热管与管板胀接区边缘距焊缝根部至少 8 mm。

7.6.3.4 采用先胀后焊工艺时,胀接区边缘应延伸至管板管程表面坡口根部。

7.6.3.5 采用先焊后胀工艺的机械强度胀加密封焊的管头结构形式及尺寸见图 7-20。

单位为毫米

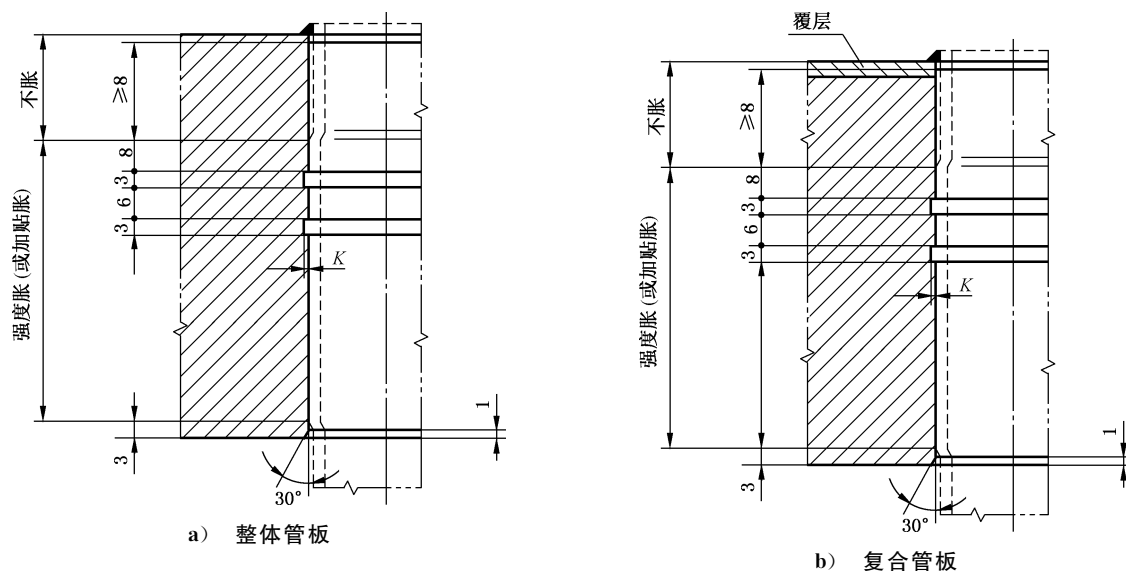


图 7-20 机械强度胀加密封焊管孔结构

7.6.3.6 采用先焊后胀工艺的强度焊加贴胀的管孔结构形式及尺寸见图 7-21。

单位为毫米

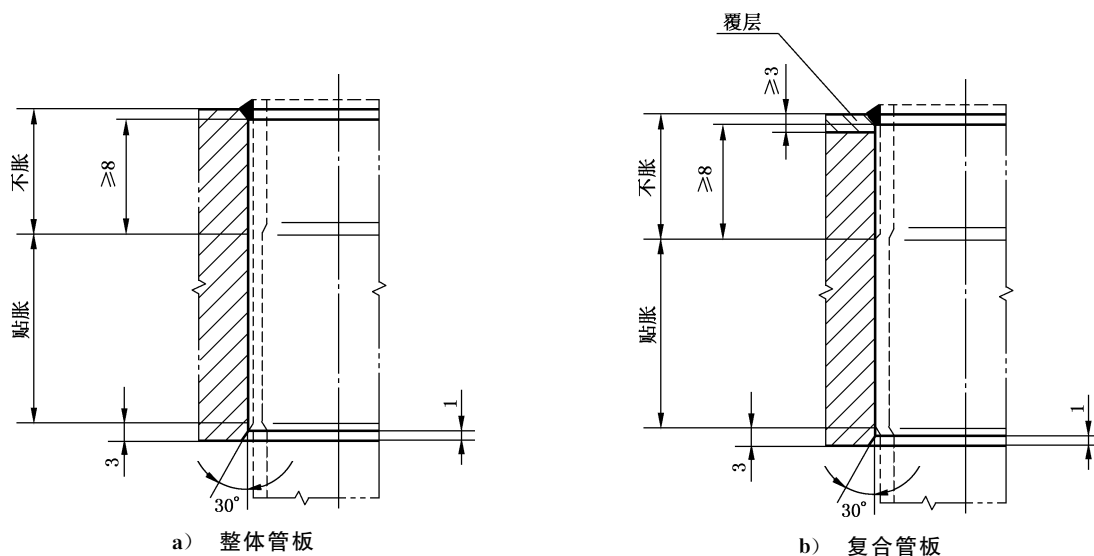


图 7-21 强度焊加贴胀管孔结构

7.6.3.7 当采用有加工硬化倾向的换热管,且设计文件注明有应力腐蚀时,宜采用焊接连接。采用胀焊并用时,管头胀接宜采用贴胀,并符合 7.6.1.6 的规定。

7.6.4 内孔焊

7.6.4.1 内孔焊的推荐场合如下:

- a) 对管头承压能力、连接强度、可靠性要求较高时；
- b) 要求管头具有抗疲劳要求时；
- c) 管头存在应力腐蚀可能，为降低残余应力时；
- d) 换热管与管板孔隙可能诱发间隙腐蚀时；
- e) 防止管头冲刷腐蚀场合；
- f) 管程操作温度等条件苛刻时。

7.6.4.2 内孔焊接头形式见图 7-22，焊接接头应按照 NB/T 47014—2023 管子对接焊缝进行焊接工艺评定。

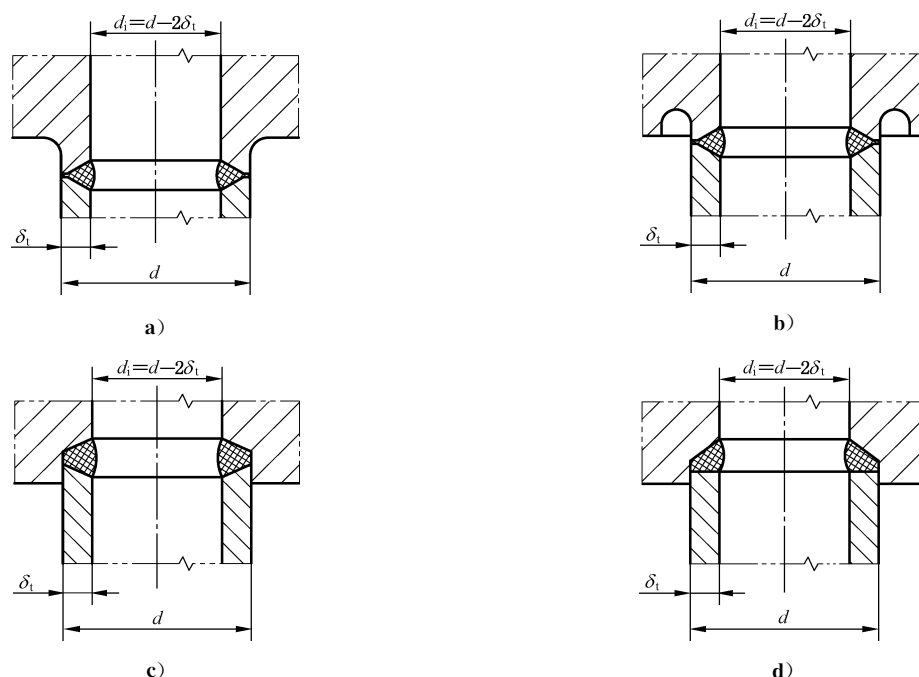


图 7-22 内孔焊接头形式

7.6.4.3 设计文件有规定时，内孔焊对接接头应进行射线检测，检测比例和质量等级按设计文件规定。

7.6.4.4 壳程侧管板凸缘直径及偏差应与换热管尺寸精度相匹配。

7.7 管板与管箱、壳体的焊接连接

7.7.1 管板与管箱、壳体的焊接连接可根据设计条件、设备结构等因素选用附录 L 所示结构；也可采用其他可靠的连接结构。

7.7.2 非合金钢、低合金钢制低温管壳式热交换器管板与管箱、壳体的焊接连接见 L.1 b)、L.1d)、L.1f)、L.1g) 和 L.2 b)~L.2 e)、L.2 h) 所示结构。

7.8 壳程

7.8.1 导流与防冲

7.8.1.1 设置防冲结构或导流筒的场合

符合下列场合之一时，应在壳程进口处设置防冲结构或导流筒：

- a) 非磨蚀的单相流体， $\rho v^2 > 2\,230 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2)$ ；
- b) 有磨蚀的液体，包括沸点下的液体， $\rho v^2 > 740 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2)$ ；

c) 有磨蚀的气体、蒸气(汽)及气液混合物。

注: ρ ——壳程进口管的流体密度, kg/m^3 ; v ——壳程进口管的流体速度, m/s 。

7.8.1.2 流通面积

7.8.1.2.1 壳体进口或出口区域面积 A_s 和管束进口或出口区域面积 A_i 应使 ρv^2 不超过 $5\,950\text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2)$ 。面积 A_s 和 A_i 计算见附录 M。

注: ρ ——进口或出口区域的流体密度, kg/m^3 ; v ——按 A_s 或 A_i 计算的流体速度, m/s 。

7.8.1.2.2 ρv^2 无法满足要求且进口或出口区域面积难以调整时,壳程进口可采用扩径管,扩径管中可设置导流结构。

7.8.1.3 防冲结构

7.8.1.3.1 防冲板的直径或边长,应取接管内径加 50 mm 和接管内径 1.2 倍两者中的较大值。

7.8.1.3.2 防冲板的最小厚度确定如下:

- a) 非合金钢和低合金钢为 4.5 mm ;
- b) 不锈钢为 3 mm 。

7.8.1.3.3 防冲板采用下列方式固定:

- a) 两侧焊在定距管或拉杆上,也可同时焊在相邻的管板、折流板或支持板上;
- b) 焊接在筒体上,但不应阻碍管束的拆装。

7.8.1.3.4 采用防冲杆结构时,相关要求如下:

- a) 防冲杆的直径和中心距宜与换热管相同;
- b) 当换热管正方形排列时防冲杆应最少布置 1 排,其他排列时防冲杆应最少布置 2 排;
- c) 防冲杆布置的长度和宽度,应取接管内径加 50 mm 和接管内径 1.2 倍两者中的较大值;
- d) 防冲杆宜采用实心结构;
- e) 防冲杆与折流板应焊接牢固,防冲杆与管板宜采用螺纹连接结构。

7.8.1.4 导流筒

7.8.1.4.1 进、出口接管距管板较远或为降低壳程入口处速度时,可设置导流筒。

7.8.1.4.2 导流筒设置符合下列要求。

- a) 内导流筒外表面到壳程圆筒内壁的距离不宜小于接管内径 $1/3$ 。确定导流筒端部至管板的距离时,应使该处的流通面积不小于导流筒的外侧流通面积。
- b) 外导流筒的内衬筒外壁面到外导流筒体的内壁面间距为:
 - 1) 接管内径 $d_i \leq 200\text{ mm}$ 时,间距不宜小于 50 mm ;
 - 2) 接管内径 $d_i > 200\text{ mm}$ 时,间距不宜小于 75 mm 和接管内径 $1/3$ 两者较大值。
- c) 当外导流筒内不能通过接管排气或排净时,应在最高或最低点设置排气或排净口。



7.8.2 折流板与支持板

7.8.2.1 折流板的形式与缺口

7.8.2.1.1 折流板的常用形式见图 7-23,也可采用其他形式。

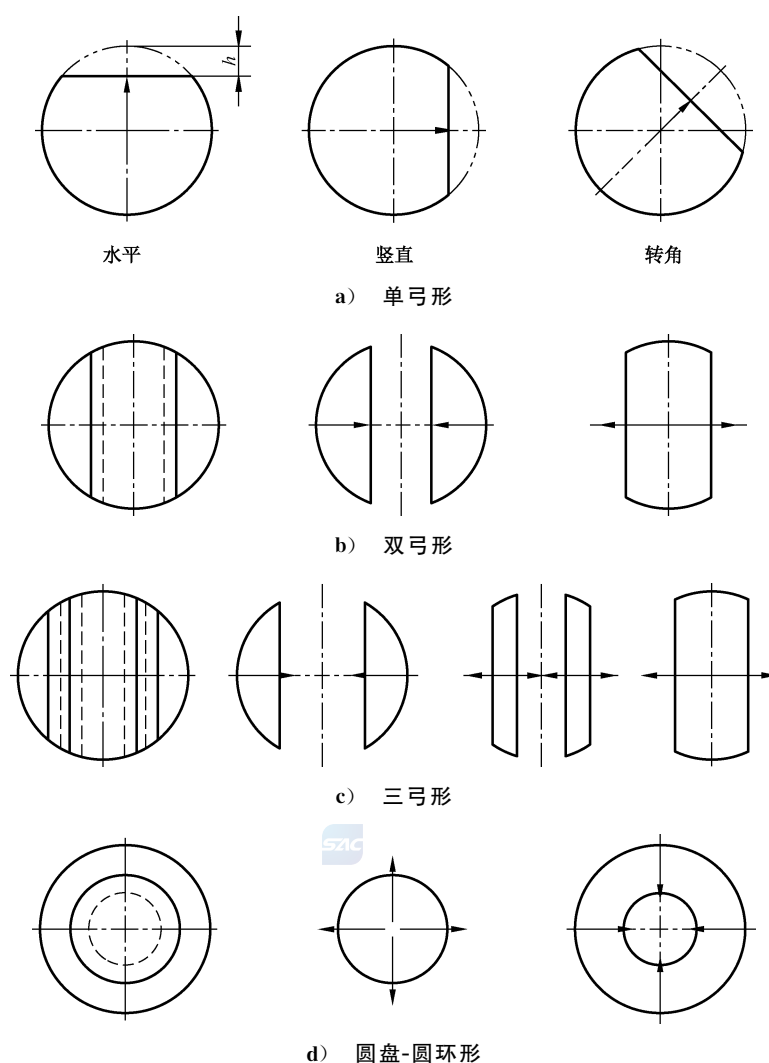


图 7-23 折流板形式

7.8.2.1.2 弓形折流板缺口大小应使流体通过缺口与横过管束的流速相近。缺口大小用其弦高占壳程圆筒内径的百分比来表示。单弓形折流板缺口见图 7-23 a); 缺口弦高 h 宜取 0.20 倍~0.45 倍的壳程圆筒内径。

7.8.2.1.3 弓形折流板的缺口处宜使剩余管孔弓形高小于或等于 $d/2$, 见图 7-24, 或切于两排管孔的孔桥之间。

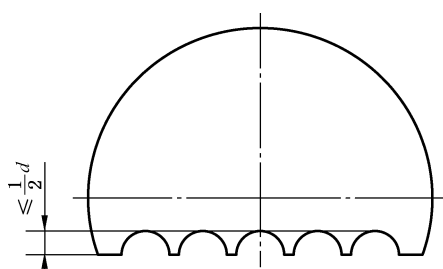


图 7-24 折流板缺口切割位置

7.8.2.2 折流板和支持板的尺寸

7.8.2.2.1 折流板和支持板外径及允许偏差应符合表 7-28 的规定。

表 7-28 折流板和支持板外径及允许偏差

单位为毫米

DN	<400	400~<500	500~<900	900~<1 300	1 300~<1 700	1 700~<2 100	2 100~<2 300	2 300~≤2 600	>2 600~<3 200	>3 200~<4 000	>4 000~<5 000	>5 000~<6 000
名义 外径	DN— 2.5	DN— 3.5	DN— 4.5	DN— 6	DN— 7	DN— 8.5	DN— 12	DN— 14	DN— 16	DN— 18	DN— 20	DN— 22
允许 偏差	0 —0.5	0 —0.5	0 —0.8	0 —1.0	0 —1.0	0 —1.4	0 —1.6	0 —1.8	0 —2.0	0 —2.5	0 —3.0	0 —3.0
当设计文件规定时,折流板的名义外径的允许偏差可比表中值大 1 倍。采用内导流结构时,折流板的名义外径可适当放大 注 1: DN≤400 mm 管材作圆筒时,折流板的名义外径为管材实测最小内径减 2 mm。 注 2: 对于浮头式热交换器,折流板和支持板的名义外径不小于浮动管板外径加 2 mm。												

7.8.2.2.2 设计文件有规定时,公称直径 2600 mm 及以上的 T I 级管束,其公称直径与折流板名义外径的差值宜减少 50%,圆筒同一断面上的最大内径与最小内径之差应相应调整。

7.8.2.2.3 折流板或支持板的最小名义厚度应符合表 7-29 的规定。

表 7-29 折流板或支持板的最小厚度

单位为毫米

公称直径 DN	折流板或支持板间的换热管无支撑跨距(L),不包含管板与折流板(支持板)的距离					
	≤300	>300~600	>600~900	>900~1 200	>1 200~1 500	>1 500
	折流板或支持板最小名义厚度					
<400	3	4	5	8	10	10
400~700	4	5	6	10	10	12
>700~900	5	6	8	10	12	16
>900~1 500	6	8	10	12	16	16
>1 500~2 000	—	10	12	16	20	20
>2 000~2 600	—	12	14	18	22	24
>2 600~3 200	—	14	18	22	24	24
>3 200~4 000	—	—	20	24	24	24
>4 000~5 000	—	—	22	24	26	26
>5 000~6 000	—	—	22	24	26	28

7.8.2.2.4 有成熟使用经验时,公称直径 4 000 mm 以上的热交换器折流板或支持板最小名义厚度允许减小,但最小厚度不应小于 20 mm。

7.8.2.2.5 光管管束的折流板和支持板管孔直径及允许偏差按表 7-30~表 7-39 选用,流体脉动场合,管孔直径宜小于标准值。强化传热管与折流板和支持板管孔的配合间隙可参照执行。

表 7-30 钢制 T I 级管束折流板和支持板管孔直径及允许偏差

单位为毫米

换热管外径(d) 最大无支撑跨距(L_{\max})	无限制
管孔直径	$d+0.40$
允许偏差	$+0.25$ 0

表 7-31 钢制 I 级管束折流板和支持板管孔直径及允许偏差

单位为毫米

换热管外径(d) 最大无支撑跨距(L_{\max})	$d \leq 32$ 且 $L_{\max} > 900$	$d > 32$ 或 $L_{\max} \leq 900$
管孔直径	$d+0.40$	$d+0.70$
允许偏差	$+0.30$ 0	

表 7-32 钢制 II 级管束折流板和支持板管孔直径及允许偏差

单位为毫米

换热管外径(d) 最大无支撑跨距(L_{\max})	$d \leq 32$ 且 $L_{\max} > 900$	$d > 32$ 或 $L_{\max} \leq 900$
管孔直径	$d+0.50$	$d+0.70$
允许偏差	$+0.40$ 0	

表 7-33 铝换热管的折流板和支持管孔直径及允许偏差

单位为毫米

换热管外径	14	16	18	22	25	30	32
管孔直径	14.40	16.40	18.45	22.45	25.45	30.50	32.55
允许偏差	$+0.10$ 0						



表 7-34 铝合金换热管的折流板和支持管孔直径及允许偏差

单位为毫米

换热管外径	14	16	18	22	25	30	32
管孔直径	14.40	16.40	18.45	22.45	25.45	30.50	32.55
允许偏差	$+0.20$ 0						

表 7-35 铜换热管的折流板和支持板管孔直径及允许偏差

单位为毫米

换热管外径	10	12	14	16	19	22	25	30	32
管孔直径	10.30	12.30	14.40	16.40	19.40	22.45	25.45	30.50	32.55
允许偏差	+0.10 0								

表 7-36 铜合金换热管的折流板和支持板管孔直径及允许偏差

单位为毫米

换热管外径	10	12	14	16	19	22	25	30	32
管孔直径	10.30	12.30	14.40	16.40	19.40	22.45	25.45	30.50	32.55
允许偏差	+0.20 0								
当铜合金换热管外径的允许偏差符合 GB/T 8890 中规定的高精级铜合金换热管时,表中管孔直径应减小0.1 mm									

表 7-37 钛和钛合金换热管的折流板和支持板管孔直径及允许偏差

单位为毫米

换热管外径	10	12	14	16	19	25	30	32
管孔直径	10.30	12.30	14.40	16.45	19.50	25.55	30.55	32.60
允许偏差	+0.20 0							

表 7-38 镍和镍合金换热管的折流板和支持板管孔直径及允许偏差

单位为毫米

换热管外径	10	12	14	16	19	25	30	32
管孔直径	10.30	12.30	14.40	16.45	19.50	25.55	30.55	32.60
允许偏差	+0.20 0							

表 7-39 锆和锆合金换热管的折流板和支持板管孔直径及允许偏差

单位为毫米

换热管外径	10	12	14	16	19	25	30	32
管孔直径	10.30	12.30	14.40	16.45	19.50	25.55	30.55	32.60
允许偏差	+0.20 0							

7.8.2.3 折流板间距

7.8.2.3.1 确定折流板间距时,宜综合考虑设计条件、工艺设计、强度计算、流致振动等影响。管束两端的折流板尽可能靠近壳程进、出口接管,其余折流板宜按等间距布置。

7.8.2.3.2 折流板最小间距不宜小于圆筒内径的 1/5 且不小于 50 mm,特殊情况下也可取较小的间距。

7.8.2.3.3 换热管直管的无支撑跨距不应大于表 7-40 的规定。流体脉动场合,无支撑跨距尽可能减小,或改变流动方式防止管束振动。

表 7-40 换热管直管最大无支撑跨距

换热管外径 ^b /mm	换热管材料及金属温度上限 ^a	
	非合金钢和高合金钢 400 ℃	在标准允许的温度范围内: 铝和铝合金 铜和铜合金 钛和钛合金 锆和锆合金
	低合金钢 450 ℃	
	镍-铜合金 300 ℃	
镍 450 ℃		
	镍铬铁合金 540 ℃	
	换热管直管最大无支撑跨距/mm	
10	900	750
12	1 000	850
14	1 100	950
16	1 300	1 100
19	1 500	1 300
25	1 850	1 600
30	2 100	1 800
32	2 200	1 900
35	2 350	2 050
38	2 500	2 200
45	2 750	2 400
50	3 150	2 750
55		
57		
不同的换热管外径的最大无支撑跨距值,可用内插法求得		
注: 本表列出的最大无支撑跨距未考虑流体诱发振动,存在振动风险时参照附录 C 的准则。		
^a 超出上述金属温度上限时,最大无支撑跨距应按该温度下的弹性模量与表中的上限温度下弹性模量之比的四次方根成正比例地缩小。		
^b 环向翅片管可用翅片根径作为换热管外径,在表中查取最大无支撑跨距,然后再乘以假定去掉翅片的管子与有翅片的管子单位长度重量比的四次方根(即成正比地缩小)。		

7.8.2.3.4 U 形管的尾部靠近弯管段起支撑作用的折流板见图 7-25 a),其结构尺寸 A+B+C 之和不

大于表 7-40 中最大无支撑跨距；否则应在弯管部分加支撑。U 形管尾部支撑见图 7-25 b)，可为板条式、弯杆式，并至少应在外侧连接为一体；也可采用其他符合要求的尾部支撑结构。

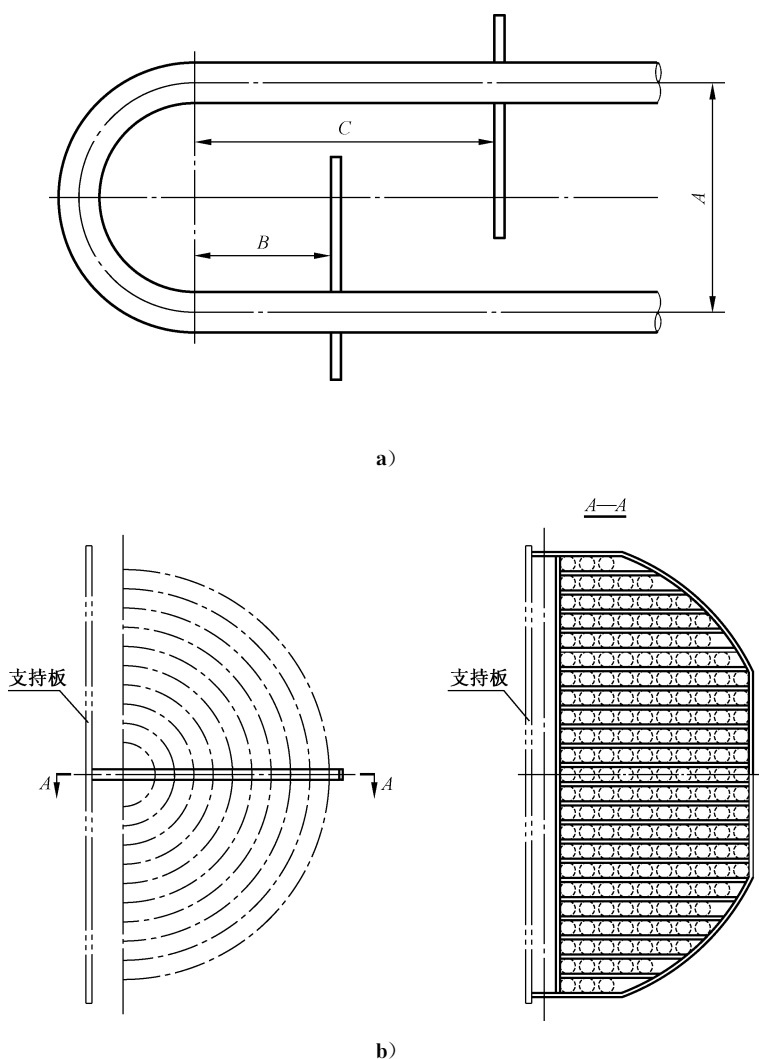


图 7-25 U 形管尾部支撑

7.8.2.4 折流板缺口布置

7.8.2.4.1 卧式热交换器的壳程为单相清洁流体时，折流板缺口宜水平上下布置；气体中含有少量液体时，应在缺口朝上的折流板最低处开通液口，见图 7-26 a)；液体中含有少量气体时，应在缺口朝下的折流板最高处开通气口，见图 7-26 b)。

7.8.2.4.2 卧式热交换器、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颗粒时，折流板缺口应竖直布置；气、液相共存时，应在折流板最低处和最高处开通液口和通气口，见图 7-26 c)；液体中含有固体颗粒时，应在折流板最低处开通液口，见图 7-26 d)。

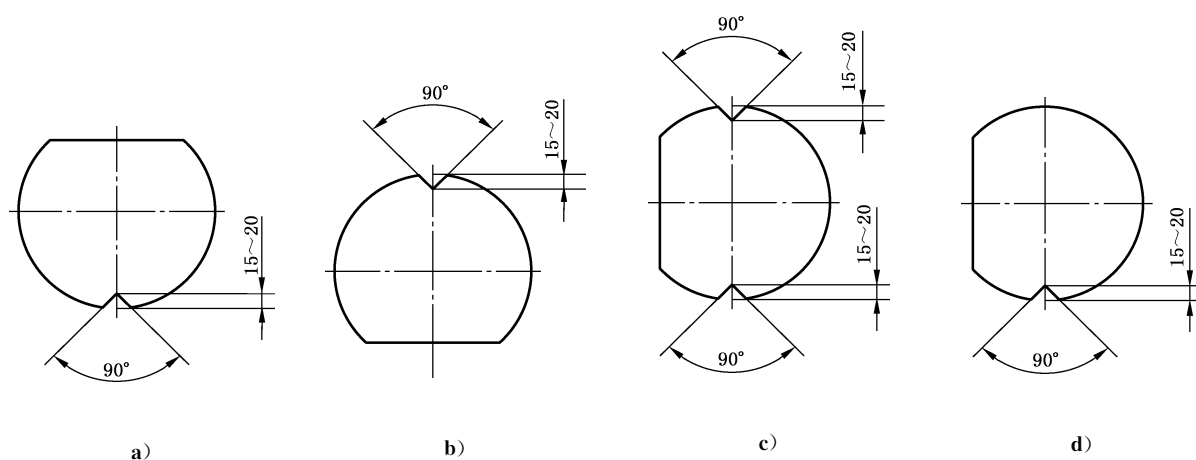


图 7-26 折流板缺口、通液(气)口布置

7.8.2.5 支持板

7.8.2.5.1 当热交换器不需设置折流板,但换热管无支撑跨距超过表 7-40 中的换热管直管最大无支撑跨距时,应设置支持板。

7.8.2.5.2 U 形管式热交换器弯管端、浮头式热交换器浮头端宜设置加厚环形、整圆或中间开其他形状通道的支持板。

7.8.2.5.3 支持板设置时应保证压降不超过允许范围。

7.8.2.6 其他折流支撑结构

允许采用螺旋折流板、折流杆等其他折流支撑结构形式。

7.8.3 防短路结构

7.8.3.1 通则

需要防短路的场合,当短路宽度超过 16 mm 时,应设置防短路结构,防短路结构宜设置在折流板重叠区。防短路结构设置处的短路宽度不应超过 6 mm 与换热管管间通道两者的较大值。

7.8.3.2 旁路挡板

7.8.3.2.1 两折流板缺口间距小于 6 个管心距时,管束外围中心位置设置一对旁路挡板;超过 6 个管心距时,每增加 5 个~7 个管心距,在两折流板缺口之间增设一对旁路挡板,最外侧旁路挡板距离折流板切口端面距离不应大于 75 mm。见图 7-27。

7.8.3.2.2 旁路挡板应与折流板焊接牢固。

7.8.3.2.3 旁路挡板的最小厚度可取 6 mm 与折流板名义厚度的较小值。

单位为毫米

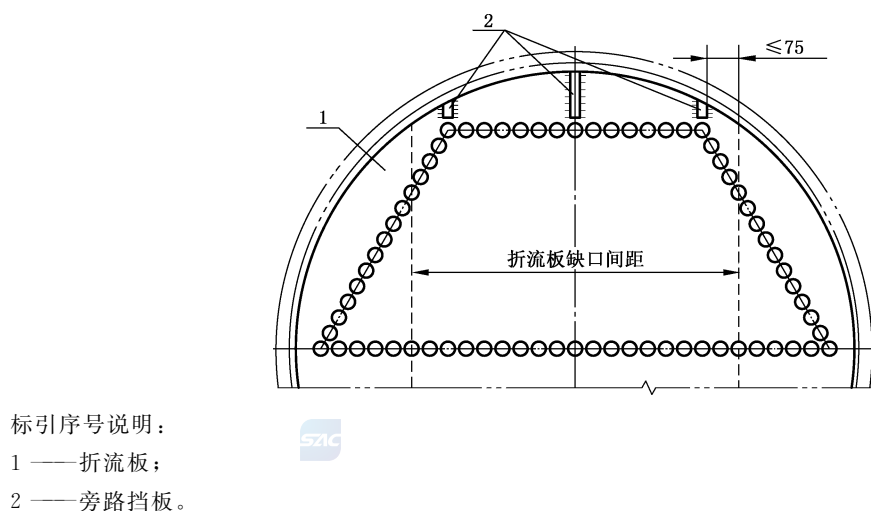


图 7-27 旁路挡板布置

7.8.3.3 挡管

7.8.3.3.1 分程隔板槽背面的管束中间可设置挡管，挡管为两端或一端堵死的盲管，也可用带定距管的拉杆兼做挡管。

7.8.3.3.2 两折流板缺口间每隔 4 个~6 个管心距设置 1 根挡管，见图 7-28。

7.8.3.3.3 挡管伸出第一块及最后一块折流板或支持板的长度不宜大于 50 mm。

7.8.3.3.4 挡管应与至少一块折流板或支持板焊接固定。

7.8.3.3.5 挡管最小壁厚取 1.6 mm 和换热管名义厚度两者的较小值。

单位为毫米

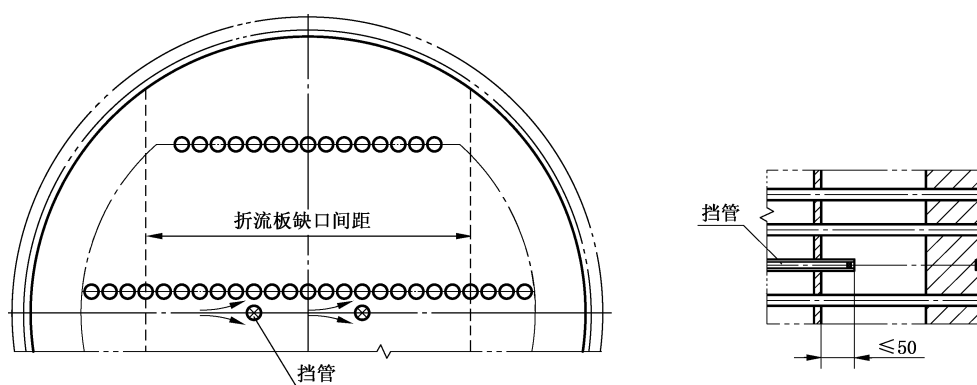


图 7-28 挡管布置

7.8.3.4 中间挡板

7.8.3.4.1 U 形管式热交换器分程隔板槽背面的管束中间短路宽度较大时应设置中间挡板，见图 7-29 a)；也可按图 7-29 b)将最里面一排的 U 形弯管倾斜布置，必要时还应设置挡板(或挡管)。

7.8.3.4.2 中间挡板应每隔 4 个~6 个管心距设置一个，但不应设置在折流板缺口区。

7.8.3.4.3 中间挡板应与折流板焊接固定，挡板伸出第一块及最后一块折流板或支持板的长度不宜大于 50 mm。

7.8.3.4.4 中间挡板最小壁厚取 6 mm 和折流板名义厚度两者的较小值。

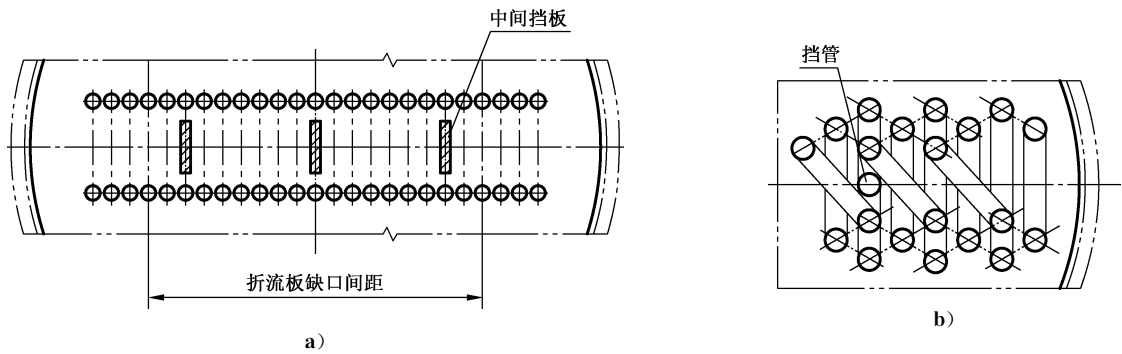


图 7-29 中间挡板、挡管布置

7.8.4 双壳程结构

7.8.4.1 双壳程结构见图 7-30。纵向隔板尾部流体折返通道面积应大于折流板缺口的通流面积。

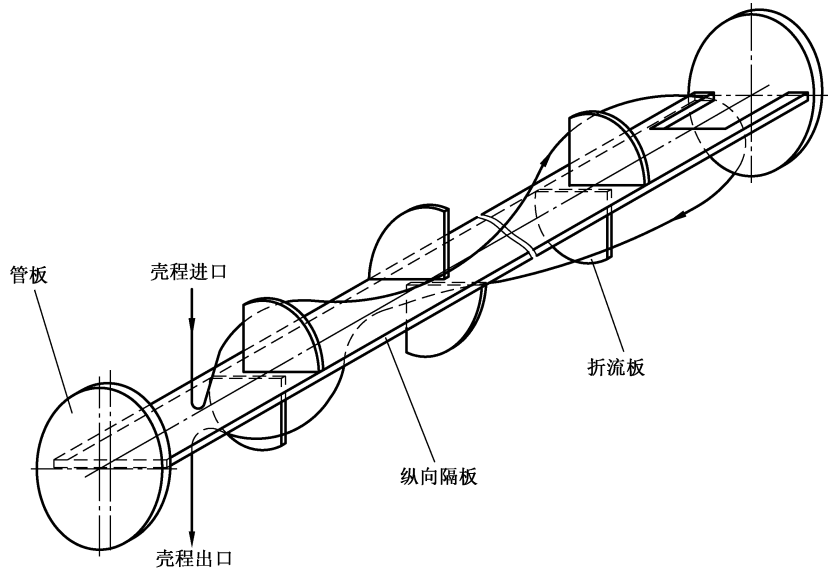


图 7-30 双壳程结构

7.8.4.2 纵向隔板的厚度按 8.1.4.3 的有关规定。

7.8.4.3 纵向隔板与管板的连接可采用可拆连接(见图 7-31)或焊接连接。

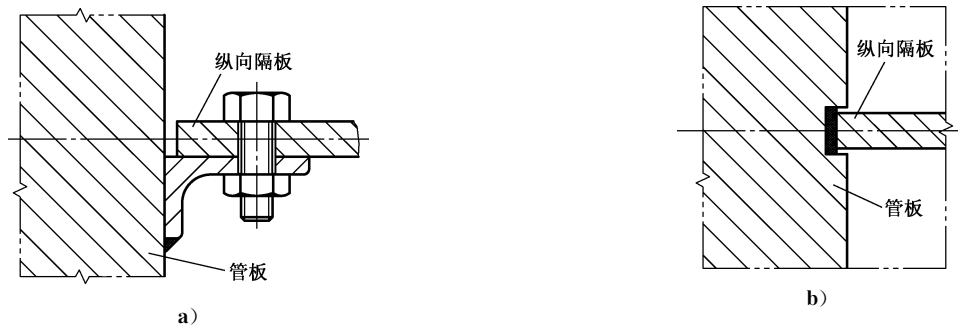
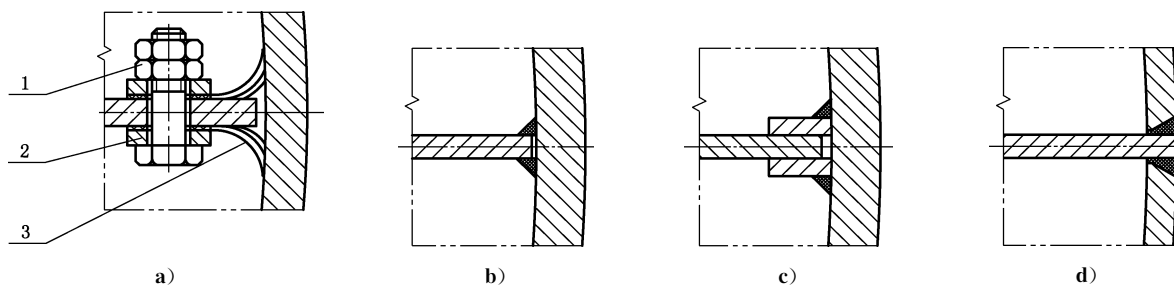


图 7-31 纵向隔板与管板的可拆连接

7.8.4.4 纵向隔板与壳体之间可按下列结构密封：

- a) 对可拆卸管束,纵向隔板的高压侧或两侧与壳体的间隙处应设置防短路的密封结构,见图 7-32 a);
- b) 对固定管板式热交换器,纵向隔板可直接与壳程圆筒焊接或插入密封槽中,见图 7-32 b)~图 7-32 d)。



标引序号说明:

- 1——螺柱、螺母;
2——压条;
3——弹性密封片。

图 7-32 纵向隔板与壳体密封结构

7.8.5 拉杆、定距管

7.8.5.1 拉杆的结构形式

7.8.5.1.1 螺纹连接结构一般适用于换热管外径大于或等于 19 mm 的管束,见图 7-33 a),与管板连接端的拉杆螺纹长度(L_a)按公式(7-4)计算。

$$L_a = (1.3 \sim 1.5)d_n \quad \dots\dots\dots (7-4)$$

式中:

L_a ——拉杆螺纹长度,单位为毫米(mm);

d_n ——拉杆螺纹公称直径,单位为毫米(mm)。

7.8.5.1.2 焊接连接结构一般适用于换热管外径小于或等于 14 mm 的管束,见图 7-33 b)。焊接连接的拉杆直径可等于换热管外径。

7.8.5.1.3 当管板较薄时,也可采用其他的连接结构。

7.8.5.1.4 与管板和折流板同时相连的挡板、挡管或滑道可兼作拉杆使用。

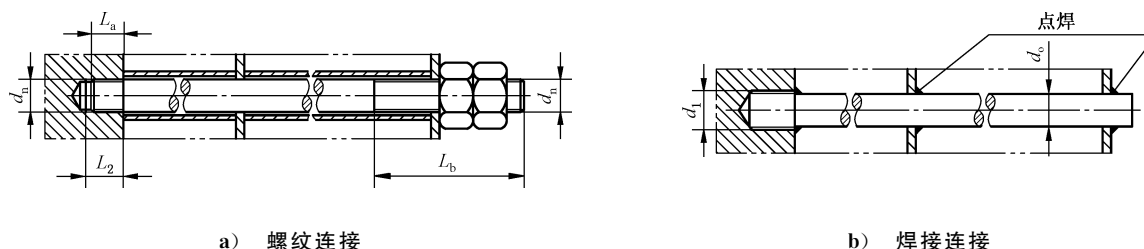


图 7-33 拉杆连接结构

7.8.5.2 拉杆的直径和数量

拉杆的直径和数量可按表 7-41 和表 7-42 选用。在大于或等于表 7-42 所给定的拉杆总截面积的前提下,拉杆的直径和数量可变动,但其直径不宜小于 10 mm,数量不少于 4 根。需要时,对立式热交换器还应校核拉杆的强度。

表 7-41 拉杆直径

单位为毫米

换热管外径(d)	$10\leq d\leq 14$	$14< d< 25$	$25\leq d\leq 57$
拉杆直径(d_o)	10	12	16

表 7-42 拉杆数量

单位为个

拉杆直径(d_o) mm	热交换器公称直径(DN)/mm									
	<400	400~<700	700~<900	900~<1 300	1 300~<1 500	1 500~<1 800	1 800~<2 000	2 000~<2 300	2 300~<2 600	2 600~<2 800
10	4	6	10	12	16	18	24	32	40	48
12	4	4	8	10	12	14	18	24	28	32
16	4	4	6	6	8	10	12	14	16	20

拉杆直径(d_o) mm	热交换器公称直径(DN)/mm							
	2 800~<3 000	3 000~<3 200	3 200~<3 400	3 400~<3 600	3 600~<3 800	3 800~≤4 000	4 000~≤5 000	5 000~≤6 000
10	56	64	72	80	88	98	136	178
12	40	44	52	56	64	68	96	124
16	24	26	28	32	36	40	56	74

7.8.5.3 螺纹拉杆的尺寸

拉杆的长度(L_c)按需要确定。拉杆的结构尺寸可按图 7-34 和表 7-43 确定。

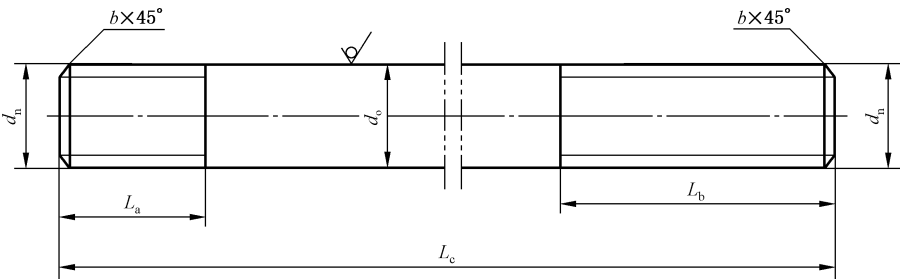


图 7-34 螺纹拉杆

表 7-43 螺纹拉杆尺寸

单位为毫米

拉杆直径(d_o)	拉杆螺纹公称直径(d_n)	L_a	L_b	b
10	10	13	≥ 40	1.5
12	12	16	≥ 50	2.0
16	16	22	≥ 60	2.0

7.8.5.4 拉杆的布置

拉杆应均匀布置在管束的外边缘。对于大直径的热交换器,在布管区内或靠近折流板缺口处应布置适当数量的拉杆。任何折流板不应少于3个拉杆支承点。

7.8.5.5 定距管

定距管的外径宜与换热管外径相同,其长度的上偏差为零,下偏差为 -1.0 mm 。

7.8.6 滑道

7.8.6.1 管束宜设滑道,滑道可为板式、滚轮式和圆钢等形式。

7.8.6.2 板式滑道的连接与布置见图 7-35,并符合下列规定:

- 板式滑道宜采用整体结构,并与折流板或支持板焊接牢靠;
- 板式滑道底面应高出折流板或支持板外缘 $0.5\text{ mm}\sim 1.0\text{ mm}$;
- 板式滑道底面边缘应倒角或倒圆;
- 入口或出口接管附近的板式滑道不应阻碍介质流动。

7.8.6.3 板式滑道的截面尺寸可根据热交换器直径和管束质量确定。板式滑道的截面推荐尺寸见表 7-44。

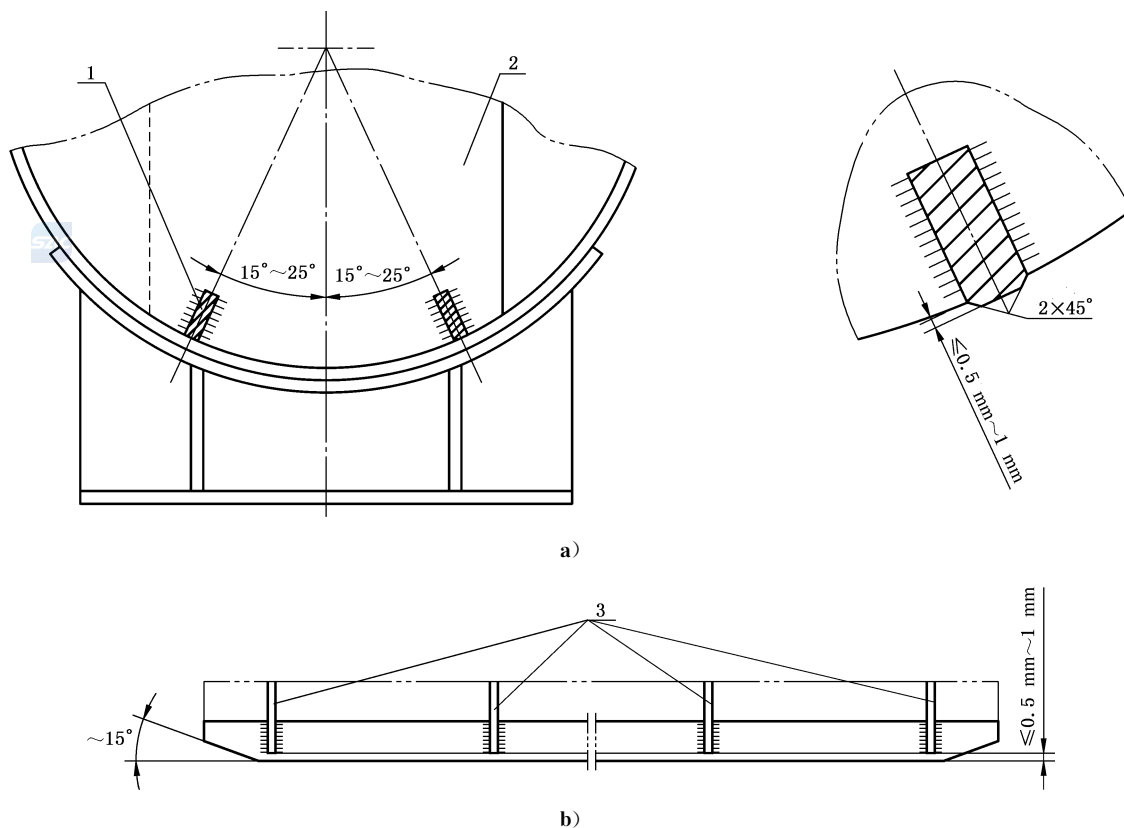
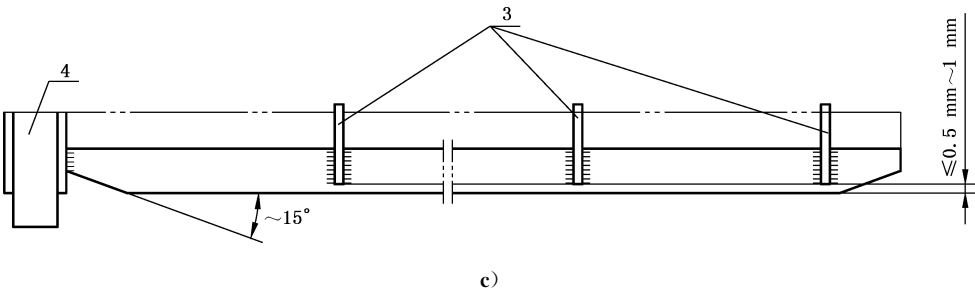


图 7-35 板式滑道



标引序号说明：

- 1——滑道；
- 2——折流板；
- 3——折流板或支持板；
- 4——管板。

图 7-35 板式滑道（续）

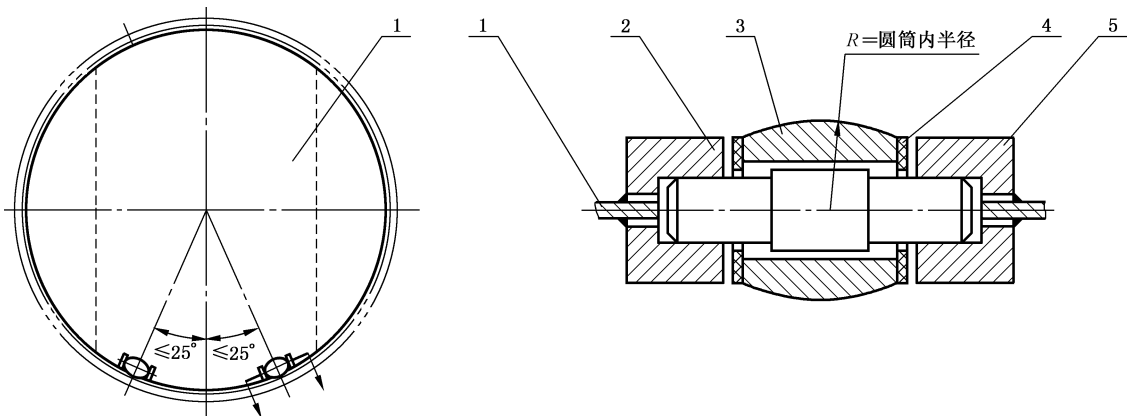
表 7-44 板式滑道的截面推荐尺寸

热交换器公称直径 mm	管束质量 kg	最小厚度 mm		高度 mm
		非合金钢、低合金钢	高合金钢	
325	500	6	4	30
400	1 000	6	4	30
500	1 500	8	5	30
600	2 500	8	5	30
700	3 500	10	7	30
800	4 000	10	7	40
900	5 600	12	9	40
1 000	8 000	12	9	40
1 100	10 000	14	11	40
1 200	12 000	14	11	40
1 300	15 500	16	13	50
1 400	21 000	16	13	50
1 500	22 500	18	15	50
1 600	23 000	18	15	75
1 700	25 500	20	17	75
1 800	28 000	20	17	75
1 900	32 500	22	19	75
2 000	36 500	22	19	80
2 100	39 000	24	21	80
2 200	41 500 ^a	24	21	80

表 7-44 板式滑道的截面推荐尺寸（续）

热交换器公称直径 mm	管束质量 kg	最小厚度 mm		高度 mm
		非合金钢、低合金钢	高合金钢	
2 300	43 500 ^a	26	23	80
2 400	51 000 ^a	26	23	80
2 500	53 500 ^a	28	25	100
2 600	57 500 ^a	28	25	100
滑道最小厚度和最小高度可根据结构设计进行调整				
^a 管束质量大于 40 000 kg 时,宜采用滚轮式滑道。				

7.8.6.4 典型的滚轮式滑道结构与布置见图 7-36。滚轮数量和尺寸应根据管束的质量和滚轮中心角的大小来确定,管束至少应有两对滚轮,滚轮应高出折流板或支持板外缘 0.5 mm~1.0 mm。



标引序号说明:

- 1——折流板或支持板;
- 2——轴(不锈钢);
- 3——滚子;
- 4——挡板;
- 5——支座。

图 7-36 滚轮式滑道

7.8.6.5 釜式重沸器管束滑道结构见图 7-37。除在折流板或支持板上装有滑道外,还应在壳体底部设置支撑导轨。



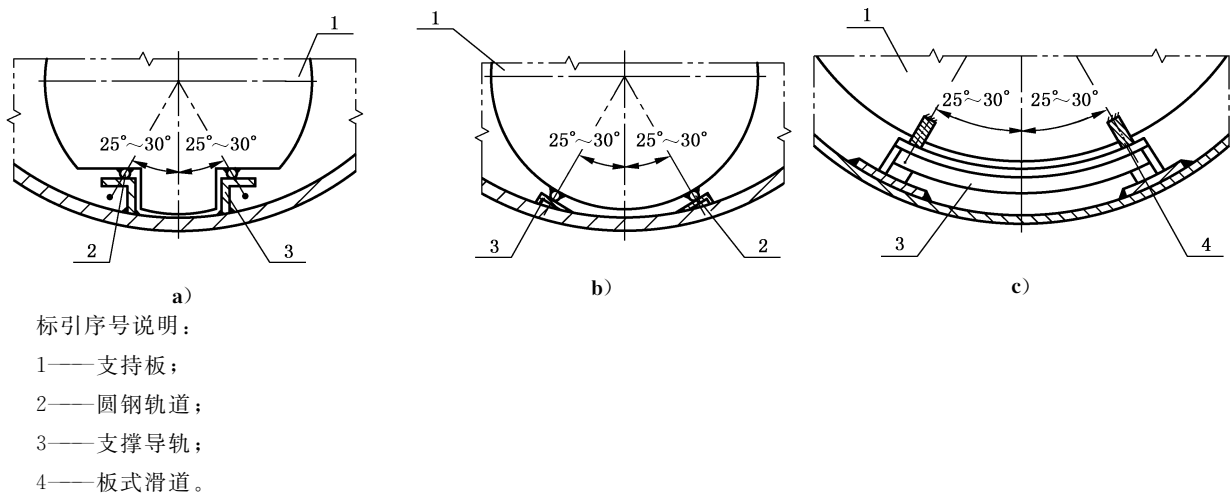


图 7-37 釜式重沸器管束滑道

7.9 钩圈式浮头

7.9.1 钩圈式浮头的结构见图 7-38,浮头盖推荐采用球冠形封头。对于单管程的浮头接管和填料函[图 7-38 a)中的假想线部分]应符合 7.13 及 7.11 的规定。

钩圈式浮头的结构尺寸如下：

a ——浮头法兰端面到外头盖圆筒端部的轴向尺寸,根据管束和壳体的伸缩量确定；

$b、b_1、b_2、b_n$ ——按 7.3.1.3 的规定；

c ——安装及拧紧螺母所需空间尺寸,需计及在各种情况下的热膨胀量,不宜小于 60 mm 或 2.2 倍螺母厚度两者的较大值；

D_e ——浮动管板外径, $D_e = D_i - 2b_1, \text{mm}$ ；

D_{fi} ——浮头法兰和钩圈的内径, $D_{fi} = D_i - 2(b_1 + b_2) + 3, \text{mm}$ ；

D_{fo} ——浮头法兰和钩圈的外径, $D_{fo} = D_w - 20, \text{mm}$ ；

D_i ——热交换器壳体圆筒内径,mm；

D_L ——布管限定圆直径,按 7.3.1.3 确定,mm；

D_w ——外头盖内径, $D_w \geq D_i + C_0, \text{mm}$ ；

C_0 ——外头盖内径与壳体圆筒直径的差值,除非另有指定,一般按 GB/T 29465 选取,推荐尺寸见表 7-45。

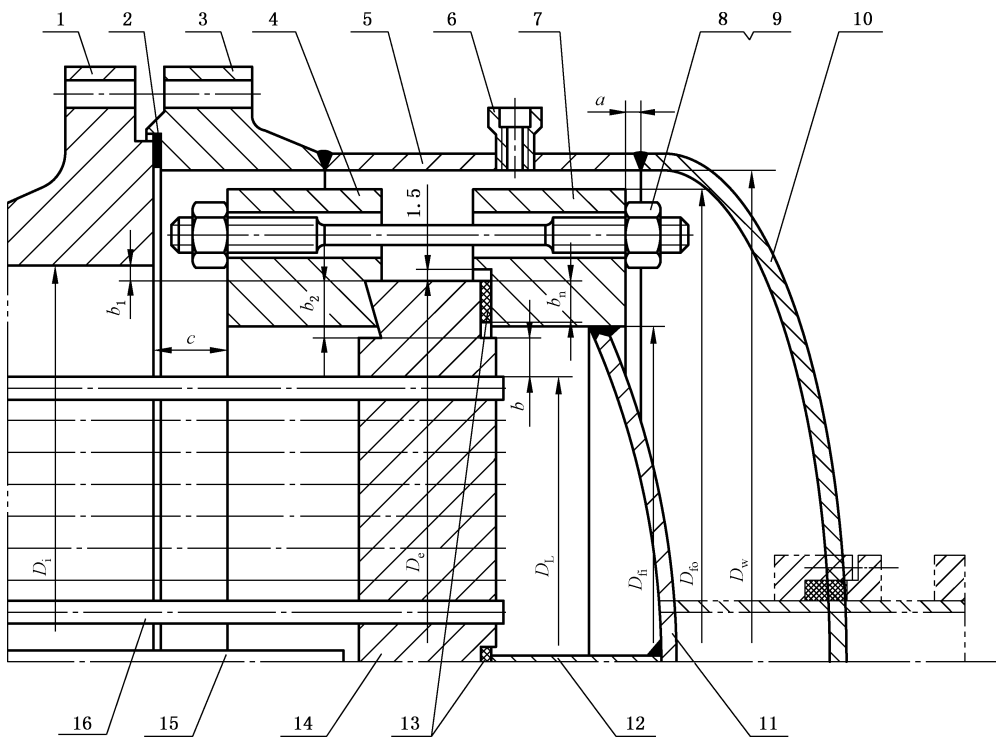
表 7-45 外头盖内径与壳体公称直径推荐差值 C_0

壳体公称直径/mm	管程公称压力/MPa					
	0.6	1.0	1.6	2.5	4.0	6.4
DN<800	100	100	100	100	100	100
800≤DN<1 200	100	100	100	100	100	150
1 200	100	100	100	100	150	150
1 300	100	100	100	100	150	—
1 400	100	100	100	100	150	—
1 500	100	100	100	100	150	—

表 7-45 外头盖内径与壳体公称直径推荐差值 C_0 (续)

壳体公称直径/mm	管程公称压力/MPa					
	0.6	1.0	1.6	2.5	4.0	6.4
1 600	100	100	100	100	150	—
1 700	100	100	100	100	150	—
1 800	100	100	100	150	200	—
1 900	100	100	100	150	200	—
2 000	100	100	100	150	200	—
2 200	100	100	150	200	—	—
2 400	100	100	150	200	—	—
2 600	150	150	200	250	—	—

单位为毫米



a) A 型



图 7-38 钩圈式浮头



1——外头盖侧法兰；	9 —— 螺母；
2——外头盖垫片；	10——外头盖封头；
3——外头盖法兰；	11——球冠形封头；
4——钩圈；	12——分程隔板；
5——外头盖圆筒；	13——浮头垫片；
6——放气口或排液口；	14——浮动管板；
7——浮头法兰；	15——挡管；
8——双头螺栓；	16——换热管。

图 7-38 钩圈式浮头 (续)

7.9.3 分程隔板厚度应符合 7.3.6 的规定。

7.10 壳体

7.10.2 壳程圆筒最小厚度应符合 8.1.3.2 的规定。

7.10.3 外头盖圆筒的长度应满足管束膨胀的要求,且不宜小于 100 mm。

7.11 填料函

7.11.1 通用要求

7.11.1.1 填料函式热交换器不适用于易挥发、易燃、易爆、有毒及贵重介质场合;填料的材料选择应根

据管、壳程介质、操作温度、操作压力等确定。

7.11.1.2 填料函底部宜设置一个金属环,见图 7-39。金属环与管板裙之间的间隙应小于管板裙和填料函之间的最小间隙。

7.11.1.3 浮动管板裙宜向外延伸,见图 7-40 a)和图 7-41。当管板裙向内延伸时,应采取适当的方法防止靠近管板的壳程内形成较大的流体滞流区。

7.11.1.4 凡与填料接触的管板、管板裙和填料函的表面均应机械加工,表面粗糙度 $Ra \leq 12.5 \mu\text{m}$ 。

7.11.2 结构型式及具体要求

7.11.2.1 外填料函式热交换器壳程设计压力不宜高于 2.5 MPa,其结构及尺寸见图 7-39 和表 7-46。

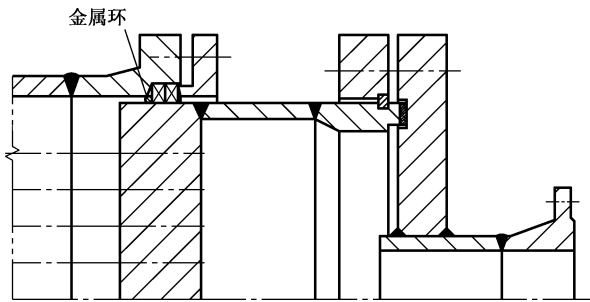


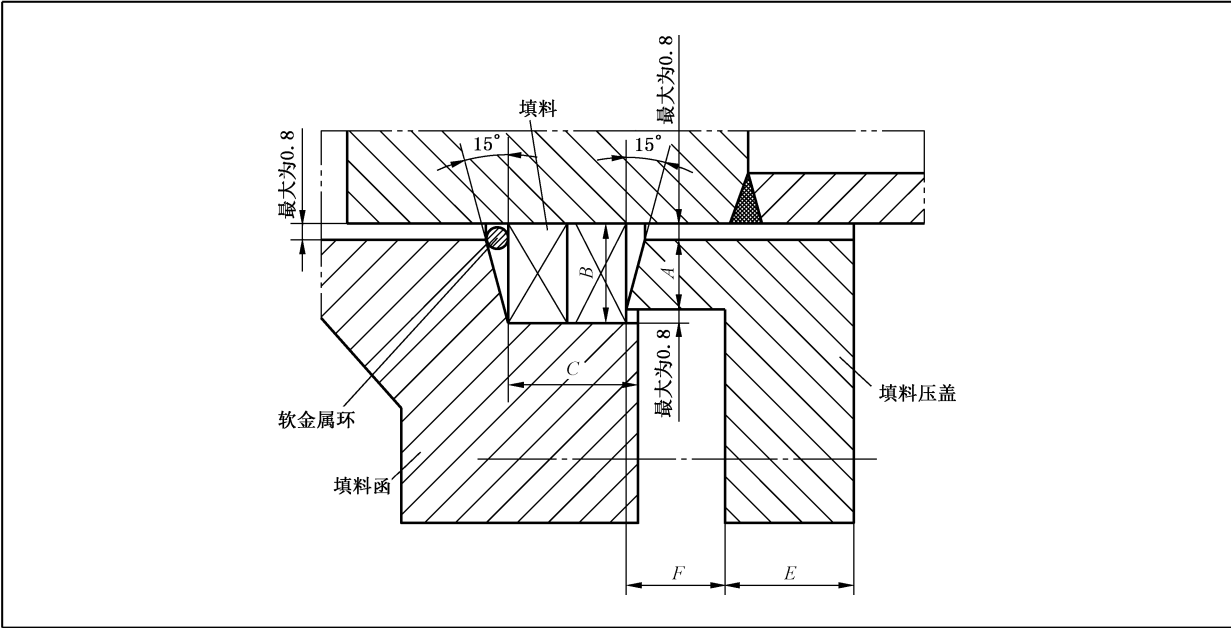
图 7-39 外填料函式结构

表 7-46 填料函的连接尺寸

DN mm	A mm	B mm	C/mm		E mm	F mm	螺栓或螺柱	
			≤1.0 MPa	≤2.5 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	
≤850~1 100							24	
≤1 100~1 300	16	17.5	54	70	32	40	28	
≤1 300~1 500							32	



表 7-46 填料函的连接尺寸 (续)



7.11.2.2 单填料函浮动管板结构及尺寸见图 7-40 和表 7-46。图 7-40 a) 的结构不适用于管、壳程介质不准许发生混合的情况;图 7-40 b) 的结构可从套环中间孔检查介质泄漏的情况。

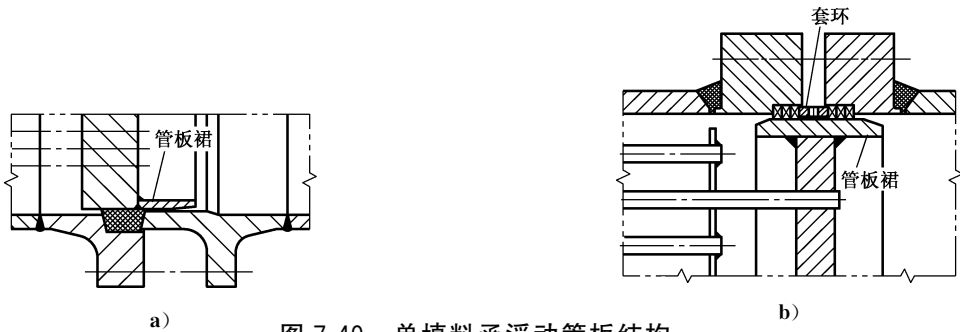
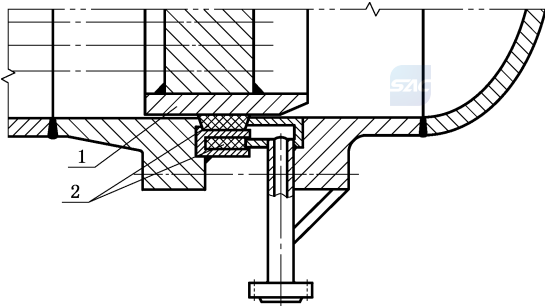


图 7-40 单填料函浮动管板结构

7.11.2.3 双填料函浮动管板结构见图 7-41;此结构可用于密封要求较高的场合。



标引序号说明:
1——管板裙;
2——填料。

图 7-41 双填料函浮动管板结构

7.12 膨胀节

7.12.1 波形膨胀节应按 GB/T 16749 进行设计、制造、检验与验收。

7.12.2 热交换器所用膨胀节两端部还应符合 9.2 和 GB/T 150.4—2024 中 6.5 的规定。

7.13 接管及其他开口

7.13.1 接管与壳体的连接应符合下列要求：

- a) 结构设计符合 GB/T 150.3—2024 中 D.3 的相关形式；
- b) 壳程接管宜与壳体内表面平齐，有内伸的接管不应妨碍管束的拆装；
- c) 应保证接管法兰面的水平或垂直；有特殊要求时应符合设计文件规定；
- d) 当无法利用接管(或接口)进行放气或排液时，应在管程和壳程的最高点设置放气口，在最低点设置排液口；必要时，立式热交换器放气口和排液口可设置于管板外缘处。

7.13.2 当设计条件提出接管外载荷时，设计宜予以考虑。

7.13.3 必要时设置温度计、压力表及液位计等接口，仪表接口可设置在接管上。

7.14 设备及接管法兰

7.14.1 设备法兰的设计应符合 GB/T 150.3—2024 的规定。

7.14.2 设备法兰优先采用 NB/T 47021~NB/T 47023、GB/T 29465 中的法兰。

7.14.3 接管法兰优先采用 HG/T 20592、HG/T 20615、HG/T 20623 中的法兰。

7.14.4 非标设计时应优先采用相关标准中的法兰连接尺寸。

7.15 密封及垫片

7.15.1 密封结构及垫片应根据设计条件(介质、温度、压力)按有关标准进行设计或选用。

7.15.2 管法兰垫片可按有关标准选用。

7.15.3 当可选用标准垫片时，管箱垫片、管箱侧垫片、浮头垫片、外头盖垫片和头盖垫片可按下列标准选用：

- a) GB/T 29463 管壳式热交换器用垫片
- b) NB/T 47024 非金属软垫片；
- c) NB/T 47025 缠绕垫片；
- d) NB/T 47026 金属包垫片；
- e) SH/T 3430 石油化工管壳式换热器用柔性石墨波齿复合垫片。

7.15.4 金属平垫片、椭圆垫、八角垫、透镜垫等可按有关标准进行设计、选用。

7.15.5 当有成熟使用经验时，也可采用其他密封结构。



7.16 支座

7.16.1 卧式热交换器鞍式支座

7.16.1.1 卧式热交换器鞍式支座的布置按下列原则确定，见图 7-42。

- a) 热交换器换热管长度不大于 3m 时，鞍座间距(L_B)应取 0.4 倍~0.6 倍换热管长度；
- b) 热交换器换热管长度大于 3m 时，鞍座间距(L_B)应取 0.5 倍~0.7 倍换热管长度；
- c) 宜使 L_C 和 L'_C 相近；

d) 确定鞍座与相邻接管(法兰盘)的距离时,宜考虑鞍座基础宽度和接管绝热层厚度的影响。

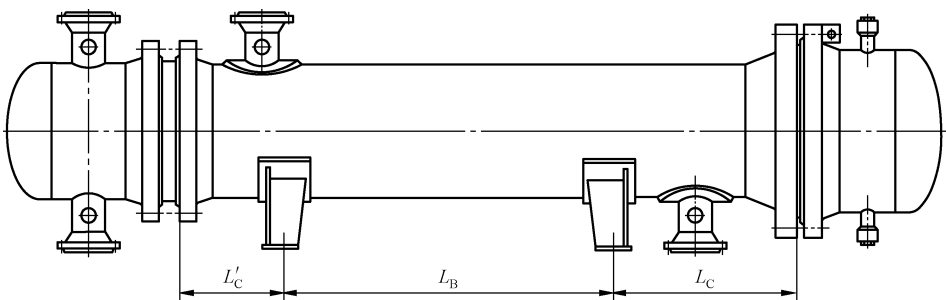
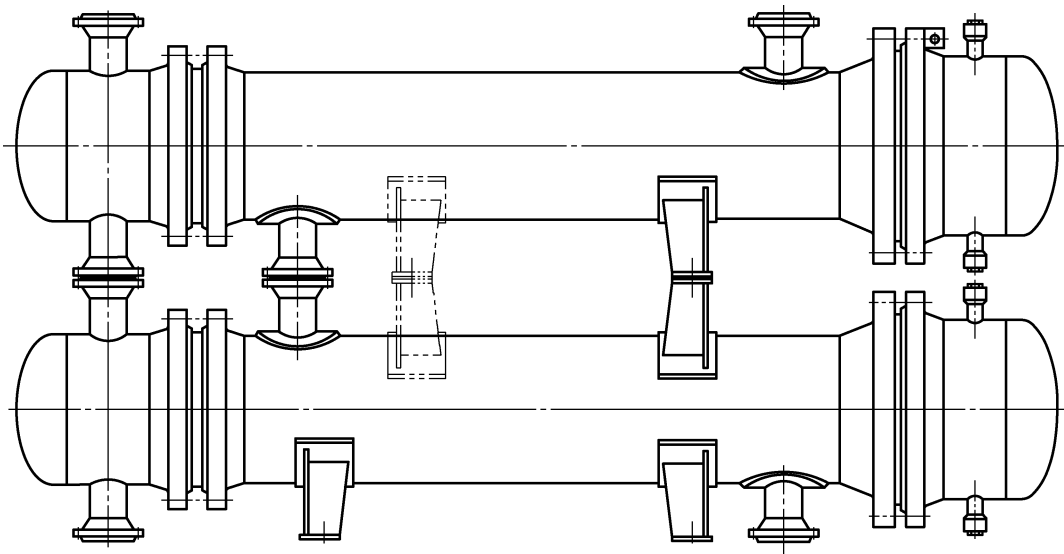


图 7-42 鞍式支座布置

7.16.1.2 鞍式支座可按 NB/T 47065.1 选用。

7.16.1.3 重叠热交换器鞍座的安装形式、要求如下,见图 7-43。

- a) 重叠热交换器之间的鞍座应设置调整高度用的垫板。
- b) 鞍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 5 mm。
- c) 当重叠热交换器质量较大时,可增设一组重叠鞍座。
- d) 在不移动热交换器的情况下,重叠热交换器的中心距应满足拆装接管法兰螺栓的要求。
- e) 重叠热交换器鞍座局部应力校核和抗震计算见附录 N。当管口充当鞍座时,需进行管口局部应力校核。



a)

图 7-43 重叠热交换器支座布置

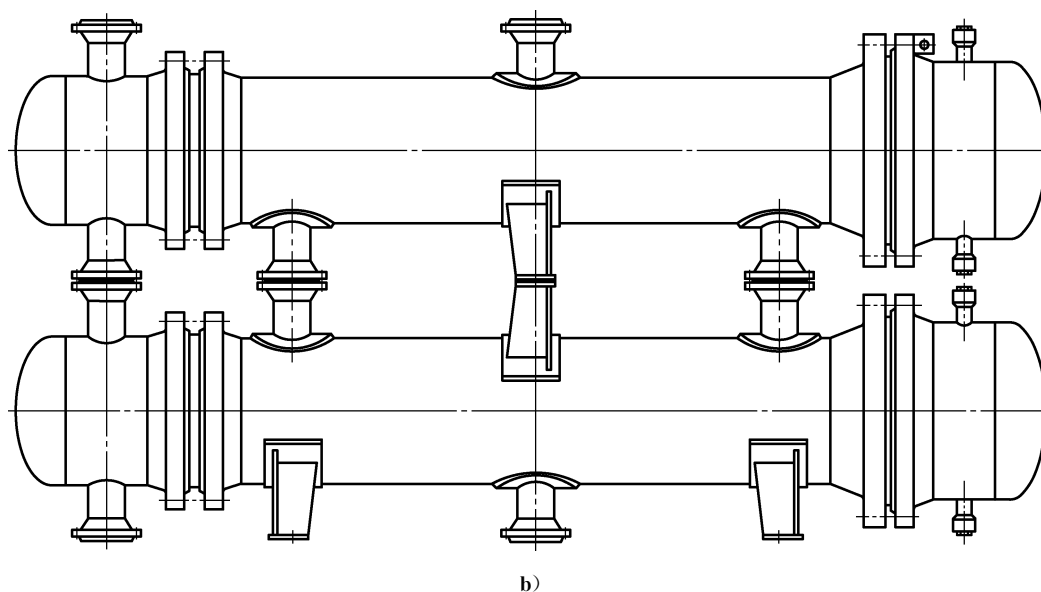


图 7-43 重叠热交换器支座布置 (续)

7.16.2 立式热交换器支座

7.16.2.1 立式热交换器耳式支座的布置按下列原则确定, 见图 7-44:

- a) 公称直径 $DN \leq 800$ mm 时, 至少应设置 2 个支座, 且应对称布置;
- b) 公称直径 $DN > 800$ mm 时, 至少应设置 4 个支座, 且应均匀布置。

7.16.2.2 耳式支座可按 NB/T 47065.3 选用。

7.16.2.3 刚性环支座可按 NB/T 47065.5 选用。

7.16.2.4 裙式支座可按 NB/T 47041 进行设计。

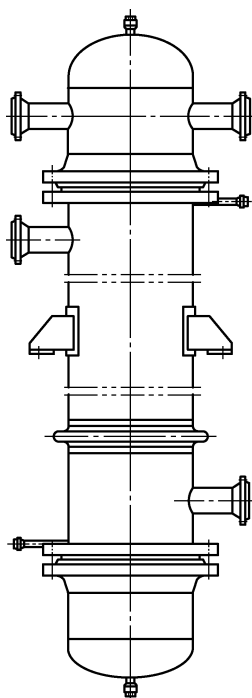


图 7-44 立式热交换器耳式支座布置

7.17 附件

7.17.1 起吊附件

质量大于 30 kg 的管箱、管箱平盖、外头盖及浮头盖宜设置吊耳。

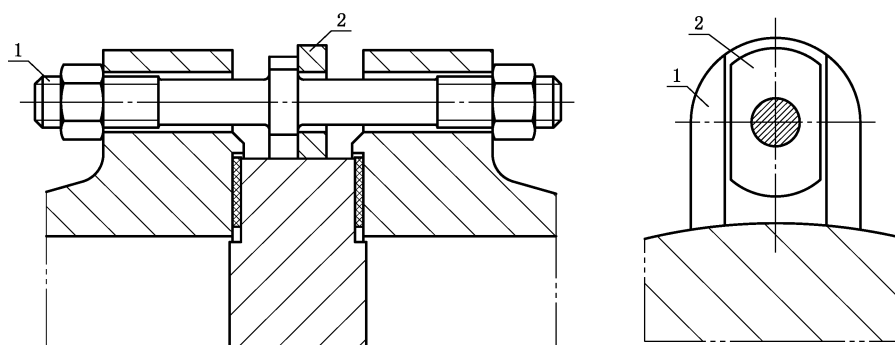
7.17.2 吊环螺钉

可抽管束的固定管板上宜设置吊环螺钉孔,当采用抽芯机抽装管束时,可不设置吊环螺钉;在正常操作时,应采用丝堵和垫圈保护螺孔;维修时换装吊环螺钉抽装管束。

7.17.3 防松支耳与带肩螺柱

可抽管束的固定管板外缘上宜设置防松支耳,防松支耳与带肩双头螺柱配套使用(见图 7-45),防松支耳应对称均布,推荐数量如下:

- a) 公称直径小于或等于 800 mm 时,至少设置 2 个;
- b) 公称直径 900 mm~2 000 mm 时,至少设置 4 个;
- c) 当公称直径大于 2 000 mm 时,可适当增加数量。



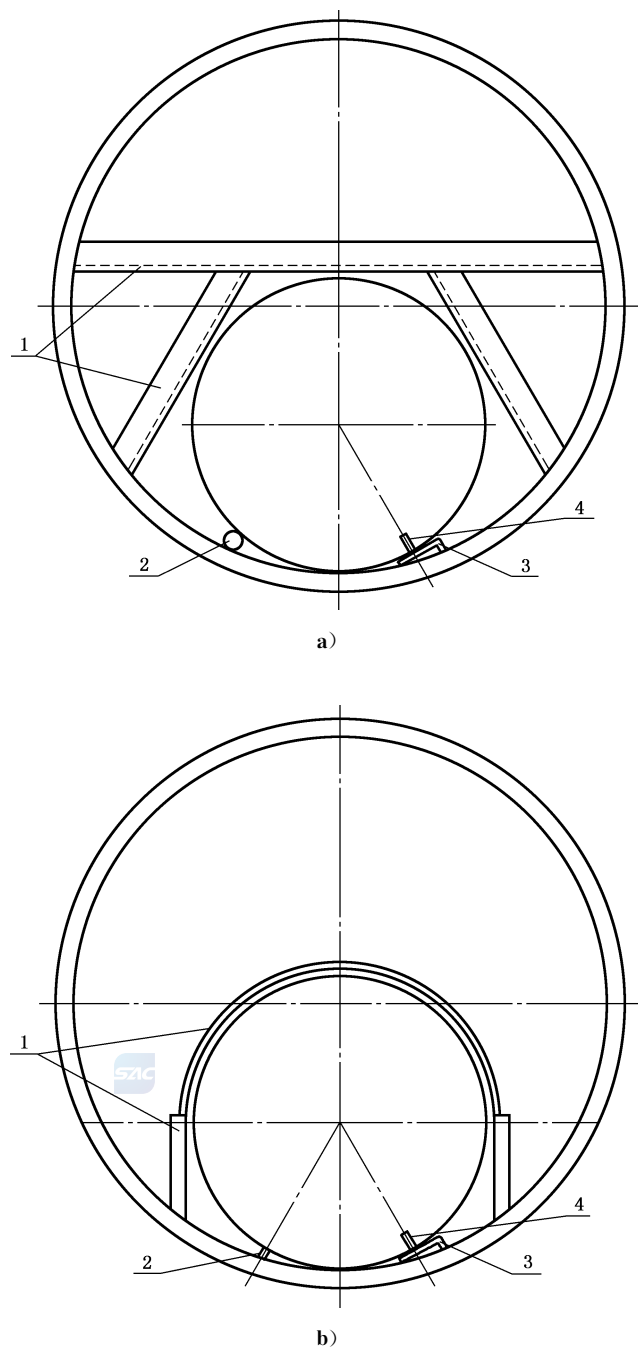
标引序号说明:

- 1——带肩双头螺柱;
- 2——防松支耳。

图 7-45 防松支耳与带肩螺柱

7.17.4 釜式重沸器管束压紧结构

釜式重沸器可抽管束的弯管端或浮头端宜设置压紧装置,压紧装置的结构与布置见图 7-46,也可采用其他符合要求的压紧结构。



- 标引序号说明：
- 1——压紧装置；
 - 2——限位杆；
 - 3——滑轨；
 - 4——滑道。

图 7-46 釜式重沸器管束压紧结构

8 设计计算

8.1 筒体、封头与隔板

8.1.1 管箱平盖

8.1.1.1 一般规定

本条款适用于螺柱连接、垫片密封的圆形管箱平盖的设计计算,焊接式平盖应按 GB/T 150.3—2024 设计计算。

8.1.1.2 符号

下列符号适用于本条款:

A_b ——实际使用的螺柱总截面积,以螺纹小径或以无螺纹部分的最小直径计算,取较小者, mm^2 ;

D_b ——螺柱中心圆直径, mm ;

DN ——热交换器公称直径, mm ;

D_G ——垫片压紧力作用中心圆直径(按 GB/T 150.3—2024 中图 9-1 选取), mm ;

d_n ——螺柱公称直径, mm ;

E^t ——管箱平盖材料在设计温度下的弹性模量, MPa ;

K ——结构特征系数;

L_G ——垫片压紧力的力臂,为螺柱中心圆直径 D_b 与垫片压紧力作用中心圆直径 D_G 之差的一半, mm ;

p_c ——管箱平盖计算压力, MPa ;

W ——预紧状态或操作状态时的螺柱设计载荷,按 GB/T 150.3—2024 中第 9 章进行计算;当管箱带有分程隔板时,还应计入分程隔板垫片产生的反力, N ;

$[Y]$ ——管箱平盖的许用挠度, mm ;

y ——管箱平盖中心处的挠度, mm ;

δ_{ep} ——管箱平盖有效厚度,无分程隔板槽时为管箱平盖名义厚度减去管箱平盖的厚度附加量;有分程隔板槽时为管箱平盖名义厚度减去管箱平盖的厚度附加量或分程隔板槽深(取较大者), mm ;

δ_p ——管箱平盖计算厚度, mm ;

$[\sigma]$ ——室温下管箱平盖材料的许用应力, MPa ;

$[\sigma]^t$ ——设计温度下管箱平盖材料的许用应力, MPa ;

$[\sigma]_b^t$ ——设计温度下螺柱材料的许用应力, MPa ;

ϕ ——焊接接头系数。

8.1.1.3 管箱平盖厚度计算

8.1.1.3.1 管箱内无分程隔板时,管箱平盖的计算厚度应按公式(8-1)~公式(8-4)进行计算,取较大值。操作时:

$$\delta_p = D_G \sqrt{\frac{K p_c}{[\sigma]^t \phi}} \quad \dots\dots\dots (8-1)$$

式中：

$$K = 0.3 + \frac{1.78WL_G}{p_c D_G^3} \dots\dots\dots (8-2)$$

预紧时：

$$\delta_p = D_G \sqrt{\frac{K p_c}{[\sigma] \cdot \phi}} \dots\dots\dots (8-3)$$

式中：

$$K = \frac{1.78WL_G}{p_c D_G^3} \dots\dots\dots (8-4)$$

8.1.1.3.2 管箱内有分程隔板时,管箱平盖的计算厚度除满足 8.1.1.3.1 外,还应按公式(8-5)计算,取较大者。

$$\delta_p = D_G \left[\frac{D_G}{E^t [Y]} \left(0.043 \, 5 p_c + \frac{0.5 [\sigma]_b^t A_b L_G}{D_G^3} \right) \right]^{1/3} \dots\dots\dots (8-5)$$

8.1.1.3.3 管箱内有分程隔板时,管箱平盖的许用挠度[Y]宜选取如下：

- a) $DN \leq 600 \text{ mm}$, $[Y] = 0.8 \text{ mm}$;
- b) $DN > 600 \text{ mm}$, $[Y] = \frac{DN}{800} \text{ mm}$,且不大于 2.0 mm。

8.1.1.4 管箱平盖挠度校核

8.1.1.4.1 管箱平盖中心处的挠度按公式(8-6)计算。

$$y = \frac{D_G}{E^t \delta_{ep}^3} [0.043 \, 5 D_G^3 p_c + 0.25 [\sigma]_b^t A_b (D_b - D_G)] \dots\dots\dots (8-6)$$

8.1.1.4.2 管箱内有分程隔板时,挠度校核要求 $y \leq [Y]$ 。

8.1.2 管箱

8.1.2.1 管箱圆筒和凸形封头的厚度计算应符合 GB/T 150.3—2024 的有关规定。

8.1.2.2 管箱上的开孔补强计算应符合 GB/T 150.3—2024 的有关规定。

8.1.2.3 重叠热交换器管箱圆筒的最小名义厚度应符合表 8-1 的规定。

8.1.3 壳程承压部件

8.1.3.1 壳程圆筒、外导流筒、凸形封头及接管等受压元件厚度计算及开孔补强计算应符合 GB/T 150.3—2024 的有关规定。

8.1.3.2 圆筒的最小名义厚度应符合表 8-1 的规定。

表 8-1 圆筒的最小名义厚度

单位为毫米

DN		非合金钢、低合金钢和复合板		高合金钢
		可抽管束	不可抽管束	
管制	<100	5	5	3
	$\geq 100 \sim 200$	6	6	3
	$>200 \sim 400$	7.5	6	4
板制	$\geq 300 \sim 700$	8	6	5
	$>700 \sim 1\,000$	10	8	7

表 8-1 圆筒的最小名义厚度（续）

DN		非合金钢、低合金钢和复合板		高合金钢
		可抽管束	不可抽管束	
板制	>1 000~1 500	12	10	8
	>1 500~2 000	14	12	10
	>2 000~2 600	16	14	12
	>2 600~3 200	—	16	14
	>3 200~4 000	—	18	16
	>4 000~5 000	—	22	20
	>5 000~6 000	—	26	24
注 1：非合金钢、低合金钢制圆筒的最小名义厚度包含 1.5 mm 腐蚀裕量。				
注 2：复合结构的最小名义厚度指复合板或内壁有堆焊层的总厚度。				

8.1.3.3 有成熟使用经验时，公称直径 4 000 mm 以上的热交换器圆筒最小名义厚度允许在表 8-1 的基础上适当减小，但不应小于 18 mm(非合金钢或低合金钢)或 16 mm(高合金钢)。

8.1.3.4 必要时，确定圆筒厚度还宜考虑圆筒多个开孔或排孔对筒体刚度的不利影响。

8.1.3.5 对卧式热交换器鞍式支座支撑的圆筒，还宜考虑支座反力的作用，必要时可通过增大支座包角、在支座平面上或靠近支座平面处设置外加强圈、在两支座中间截面处设置外加强圈等方式改善筒体的刚度。

8.1.3.6 对立式热交换器由耳式支座或裙式支座支撑的筒体，还需考虑支座与筒体连接处筒体局部应力的作用，并按相关标准进行校核。

8.1.4 分程隔板

8.1.4.1 管箱分程隔板的计算厚度应按公式(8-7)进行计算。

$$\delta=b\sqrt{\frac{\Delta p B}{1.5[\sigma]^t}}$$

.....(8-7)

式中：

a, b ——隔板结构尺寸，见表 8-2，单位为毫米(mm)；

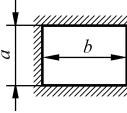
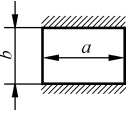
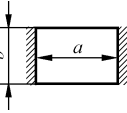
B ——尺寸系数，按表 8-2 查取(中间值用内插法查)；

Δp ——隔板两侧压力差值，除非另有规定，可取隔板两侧的计算压降 2 倍，必要时，还宜考虑管程入口介质冲击作用影响，单位为兆帕(MPa)；

δ ——分程隔板计算厚度，单位为毫米(mm)；

$[\sigma]^t$ ——隔板材料设计温度下的许用应力，单位为兆帕(MPa)。

表 8-2 分程隔板尺寸系数 B

					
三边固定, 一边简支		长边固定, 短边简支		短边固定, 长边简支	
a/b	B	a/b	B	a/b	B
0.25	0.020	1.0	0.418 2	1.0	0.418 2
0.50	0.081	1.2	0.462 6	1.2	0.520 8
0.75	0.173	1.4	0.486 0	1.4	0.598 8
1.0	0.307	1.6	0.496 8	1.6	0.654 0
1.5	0.539	1.8	0.497 1	1.8	0.691 2
2.0	0.657	2.0	0.497 3	2.0	0.714 6
3.0	0.718	>2.0	0.500 0	>2.0	0.750 0

8.1.4.2 管箱分程隔板的最小名义厚度不应小于表 8-3 的规定。

表 8-3 管箱分程隔板的最小名义厚度

单位为毫米

DN	非合金钢和低合金钢	高合金钢
≤ 600	10	6
$> 600 \sim 1\,200$	12	10
$> 1\,200 \sim 1\,800$	14	11
$> 1\,800 \sim 2\,600$	16	12
$> 2\,600 \sim 3\,200$	18	14
$> 3\,200 \sim 4\,000$	20	16
$> 4\,000 \sim 5\,000^a$	—	—
$> 5\,000 \sim 6\,000^a$	—	—

^a 公称直径 $>4\,000$ 的隔板宜采用隔板加强结构。

8.1.4.3 壳程圆筒纵向隔板的厚度满足下列要求：

- a) 与壳体之间采用密封板(垫)密封时,纵向隔板的厚度不应小于 6 mm；
- b) 与壳体之间采用焊接密封时,纵向隔板的厚度不应小于 8 mm,必要时可按公式(8-7)进行校核计算。

8.2 浮头盖与钩圈

8.2.1 符号

下列符号适用于本条款：

D_G —— 垫片压紧力作用中心圆直径,mm；

- D_b ——螺柱中心圆直径,mm;
 D_{fi} ——浮头法兰和钩圈的内径,mm;
 D_{fo} ——浮头法兰和钩圈的外径,mm;
 D_e ——浮动管板的外径,mm;
 F_D ——作用在浮头法兰环内侧封头压力载荷引起的轴向分力,N; $F_D=0.785D_{fi}^2 \cdot p_c$;
 F_r ——作用在浮头法兰环内侧封头压力载荷引起的径向分力,N; $F_r=F_D \cdot \cot\beta_1$;
 L_D ——螺栓中心至法兰环内侧的径向距离,mm;
 L_r —— F_r 对法兰环截面形心的力臂,mm;
 l ——浮头法兰内壁与球冠形封头外壁的交点至浮头法兰边缘的距离(不考虑壳程侧的腐蚀),不宜小于球冠形封头的名义厚度,mm;
 p_c ——计算压力,MPa;分别取管程侧计算压力 p_i (内压)和壳程侧计算压力 p_s (外压),单侧有真空工况时,还宜考虑最苛刻的压力组合;
 R_i ——球冠形封头内半径,mm;
 β_1 ——球冠形封头边缘处球壳中面切线与法兰环径向的夹角,见表 8-5 中的图,(°);
 δ ——球冠形封头计算厚度,mm;
 δ_f ——浮头法兰有效厚度,mm;
 δ_g ——钩圈计算厚度,mm;
 δ_e ——球冠形封头有效厚度,mm;
 $[\sigma]^t$ ——设计温度下球冠形封头材料的许用应力,MPa;
 $[\sigma]_g^t$ ——设计温度下钩圈材料的许用应力,MPa;
 ϕ ——球冠形封头的焊接接头系数。

8.2.2 球冠形封头

8.2.2.1 球冠形封头内半径 R_i 可按表 8-4 选取。

表 8-4 球冠形封头内半径

单位为毫米

DN	300	400	500	600	700	800	900	1 000	1 100	1 200	1 300	1 400
R_i	300		400	500	600		700	800	900	1 000		1 100
DN	1 500	1 600	1 700	1 800	1 900	2 000	2 100	2 200	2 300	2 400	2 500	2 600
R_i	1 200	1 300		1 400	1 500		1 600		1 800		2 000	

8.2.2.2 球冠形封头计算厚度应取下列计算的较大值:

a) 管程侧计算压力 p_i 作用下(内压)球冠形封头,按公式(8-8)计算:

$$\delta = \frac{5p_i R_i}{6[\sigma]^t \phi} \dots\dots\dots (8-8)$$

b) 壳程侧计算压力 p_s 作用下(外压)球冠形封头,按 GB/T 150.3—2024 进行外压计算。

8.2.3 浮头法兰

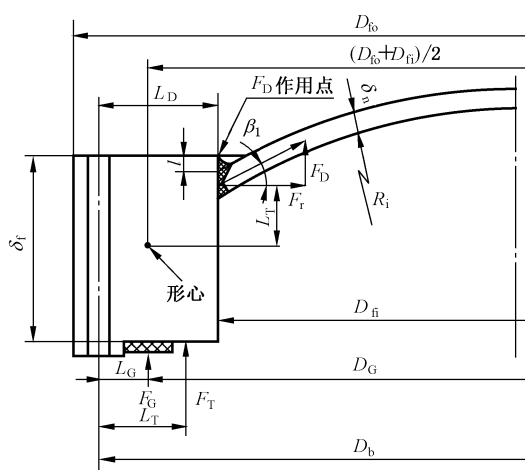
8.2.3.1 管程侧计算压力 p_i 作用下(内压)浮头法兰的计算

浮头法兰按表 8-5 进行计算,计算压力 $p_c=p_i$ 。凡 8.2.1 未列入的符号均按 GB/T 150.3—2024 中第 9 章的规定计算。

8.2.3.2 壳程侧计算压力 p_s 作用下(外压)浮头法兰的计算

浮头法兰按表 8-5 进行计算,计算压力 $p_c = p_s$, $M_p = F_D(L_D - L_G) + F_T(L_T - L_G) - F_r L_r$ (或 $+ F_r L_r$, 当 $F_r L_r$ 与前两项力矩方向相同时,取“+”)。

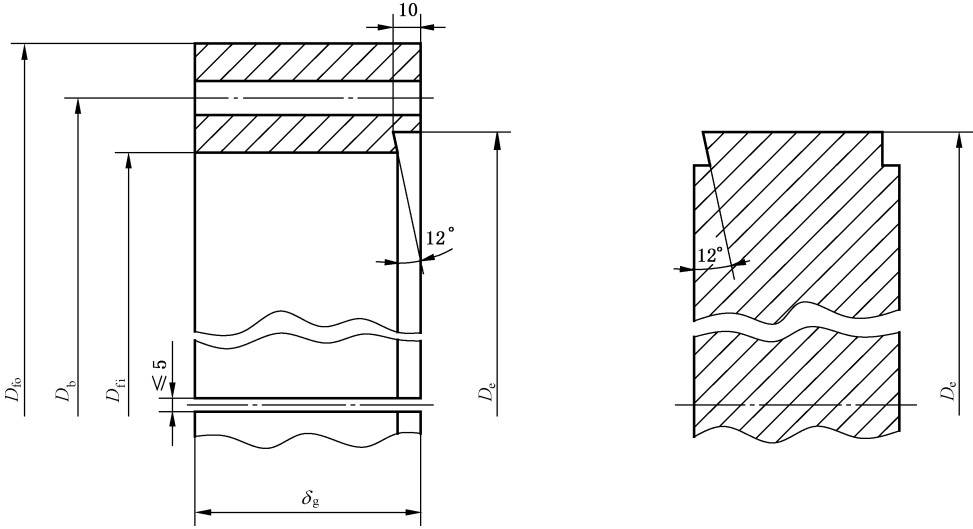
表 8-5 浮头法兰计算

设计条件			垫片及螺柱计算			
计算压力 $p_c =$ MPa			垫	材料	$N =$ mm	$y =$ MPa
设计温度 $t =$ °C			片	外径×内径×厚度	$b =$ mm	$m =$
公称直径 DN = mm						
法兰	材料		假设法兰有效厚度 $\delta_f =$ mm		球冠形封头有效厚度 $\delta_e =$ mm	
	许用应力	$[\sigma]_f =$ MPa	$F = 0.785 D_G^2 p_c =$ N		$F_p = 6.28 D_G b m p_c =$ N	
		$[\sigma]_f' =$ MPa	$W_a = F_a = 3.14 D_G y b =$ N		$W_p = F + F_p =$ N	
螺柱	材料		螺柱公称直径 $d_b =$ mm		螺柱数量 $n =$ 个	
	许用应力	$[\sigma]_b =$ MPa	$A_p = W_p / [\sigma]_b' =$ mm ²		$A_a = \frac{W_a}{[\sigma]_b} =$ mm ²	
		$[\sigma]_b' =$ MPa	$A_m = \max\{A_p, A_a\}$ mm ²		$A_b =$ mm ²	
$\beta_1 = \arcsin \frac{0.5 D_{fi}}{R_i + 0.5 \delta_e}$ (°)			$W = 0.5 (A_m + A_b) \cdot [\sigma]_b =$ N		假设 $l =$ mm (l 见表 8-5 所列示意图)	
操作情况下法兰的受力			力 臂		力 矩	
$F_D = 0.785 D_{fi}^2 p_c =$ N			$L_D = \frac{1}{2} (D_b - D_{fi}) =$ mm		$M_D = F_D L_D =$ N·mm	
$F_G = F_p =$ N			$L_G = \frac{1}{2} (D_b - D_G) =$ mm		$M_G = F_G L_G =$ N·mm	
$F_T = F - F_D =$ N			$L_T = \frac{1}{2} (L_D + L_G) =$ mm		$M_T = F_T L_T =$ N·mm	
$F_r = F_D \cdot \cot \beta_1$ N			$L_r = \frac{\delta_f}{2} - \frac{\delta_e}{2 \cos \beta_1} - l$ mm		$M_r = F_r L_r$ N·mm	
操作情况下法兰总力矩 $M_p = M_D + M_G + M_T - M_r$			N·mm			
预紧螺柱时法兰的受力			力 臂		力 矩	
$F_G = W =$ N			$L_G = \frac{1}{2} (D_b - D_G) =$ mm		$M_a = F_G L_G =$ N·mm	
			$L = \frac{p_c D_{fi} \sqrt{4 R_i^2 - D_{fi}^2}}{8 [\sigma]_f' (D_{fo} - D_{fi})}$ mm			
			操作状态 $J_p = \frac{M_p}{[\sigma]_f' D_{fi}} \left[\frac{D_{fo} + D_{fi}}{D_{fo} - D_{fi}} \right] =$ mm ²			
			预紧状态 $J_a = \frac{M_a}{[\sigma]_f D_{fi}} \left[\frac{D_{fo} + D_{fi}}{D_{fo} - D_{fi}} \right] =$ mm ²			
			法兰厚度	操作状态 $\delta_{fp} = L + \sqrt{J_p + L^2} =$ mm		
预紧状态 $\delta_{fa} = \sqrt{J_a} =$ mm						
法兰有效厚度 δ_f 取 δ_{fp} 与 δ_{fa} 之较大者,且不小于球冠形封头有效厚度 δ_e 的 2 倍						

8.2.4 钩圈

8.2.4.1 A 型钩圈的结构尺寸按 7.9.1 确定,其计算厚度 δ_g 按表 8-6 计算。

表 8-6 A 型钩圈的厚度计算

材料	
设计温度下钩圈材料的许用应力 $[\sigma]_g^t=$	MPa
直径比 $K=D_{fo}/D_{fi}=$	
系数 Y-根据直径比 K 值,按 GB/T 150.3—2024 查得系数 Y=	
$L_G=0.5[D_b-0.5(D_e+D_{fi})]$	mm
$M=W_pL_G$	N·mm(W_p 取自表 8-5)
$\delta_g=\sqrt{\frac{2YM}{D_{fi}[\sigma]_g^t}}$	mm
A 型钩圈尺寸: 	

8.2.4.2 B 型钩圈(见图 8-1)的结构尺寸按 7.9.1 确定,其计算厚度 δ_g 按公式(8-9);热交换器壳体公称直径不小于 2 000 mm 时,可调整钩圈厚度,保证钩圈端面与浮头法兰端面的安装间隙不小于 7 mm,且最大不超过 9.5 mm,并还应按公式(8-10)校核剪切强度 τ 。

$$\delta_g = \delta_1 + 16$$

.....(8-9)



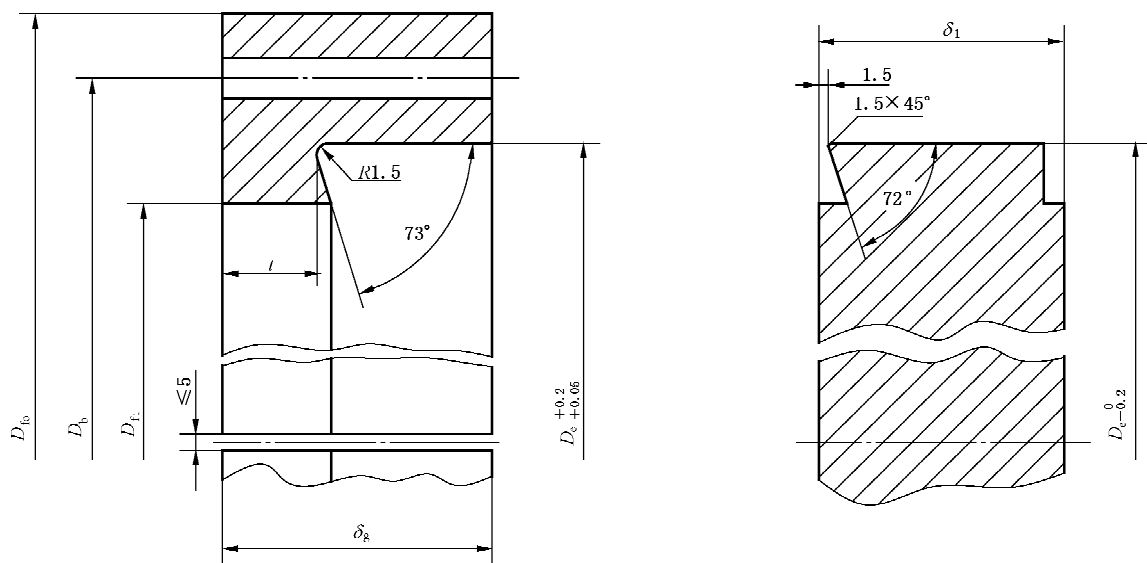


图 8-1 B 型钩圈

$$\tau = \frac{F_Z}{\pi t D_e} \quad \dots\dots\dots (8-10)$$

式中:

F_Z ——螺栓设计载荷,单位为牛顿(N);操作状态 F_Z 取表 8-5 浮头法兰计算中的 W_p ;预紧状态 F_Z 取表 8-5 浮头法兰计算中的 W_a ;

t ——钩圈颈部厚度,不应小于 30,单位为毫米(mm);计算结果应满足:操作状态 $\tau \leq 0.8 [\sigma]_g^t$;预紧状态 $\tau \leq 0.8 [\sigma]_g$;

$[\sigma]_g$ ——常温下钩圈材料的许用应力,单位为兆帕(MPa);

$[\sigma]_g^t$ ——设计温度下钩圈材料的许用应力,单位为兆帕(MPa)。

8.3 换热管

8.3.1 强度计算

8.3.1.1 换热管的厚度应按 GB/T 150.3—2024 中内压圆筒的外径公式进行计算,必要时还应进行外压校核。

8.3.1.2 U 形管弯制前的最小厚度应按公式(8-11)计算:

$$\delta_0 = \delta_1 \times \left(1 + \frac{d}{4R}\right) \quad \dots\dots\dots (8-11)$$

式中:

δ_0 ——弯曲前换热管的最小厚度,单位为毫米(mm);

δ_1 ——直管段按 GB/T 150.3—2024 强度计算所需厚度,单位为毫米(mm);

d ——换热管外径,单位为毫米(mm);

R ——弯管段的弯曲半径(见图 7-15),单位为毫米(mm)。

8.3.2 轴向应力

8.3.2.1 换热管的轴向应力应按 8.4 计算,轴向应力应满足校核条件。

8.3.2.2 光管换热管在设计温度下的稳定许用压应力 $[\sigma]_{cr}^t$ 应按公式(8-12)~公式(8-15)计算,且 $[\sigma]_{cr}^t$

值不应大于换热管在设计温度下的许用应力 $[\sigma]_t^t$ 。

系数计算：

$$C_r = \pi \sqrt{\frac{2E^t}{R_{eL}^t}} \quad \dots\dots\dots (8-12)$$

$$i = 0.25 \sqrt{d^2 + (d - 2\delta_t)^2} \quad \dots\dots\dots (8-13)$$

当 $C_r \leq l_{cr}/i$ 时，

$$[\sigma]_{cr}^t = \frac{R_{eL}^t C_r^2}{3(l_{cr}/i)^2} = \frac{\pi^2 E^t}{1.5(l_{cr}/i)^2} \quad \dots\dots\dots (8-14)$$

当 $C_r > l_{cr}/i$ 时，

$$[\sigma]_{cr}^t = \frac{R_{eL}^t}{1.5} \cdot \left[1 - \frac{l_{cr}/i}{2C_r} \right] \quad \dots\dots\dots (8-15)$$

式中：

d —— 换热管外径，单位为毫米(mm)；

E^t —— 设计温度下换热管材料的弹性模量，单位为兆帕(MPa)；

i —— 换热管的回转半径，单位为毫米(mm)；

l_{cr} —— 换热管受压失稳当量长度，按图 8-2 确定，单位为毫米(mm)；

R_{eL}^t —— 设计温度下换热管材料的屈服强度，单位为兆帕(MPa)；

δ_t —— 换热管壁厚，单位为毫米(mm)。

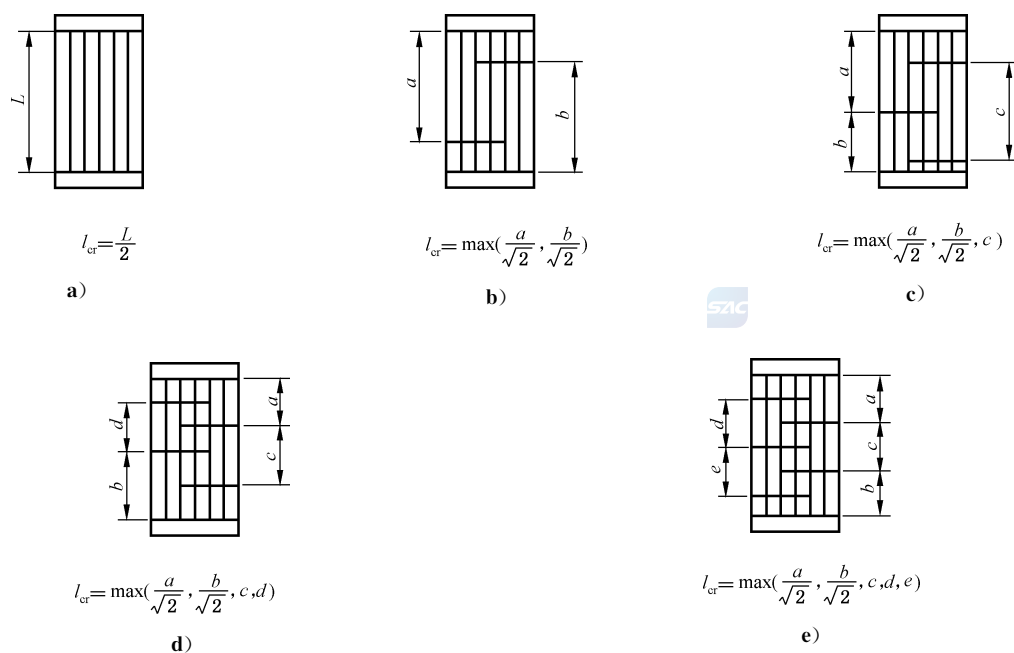
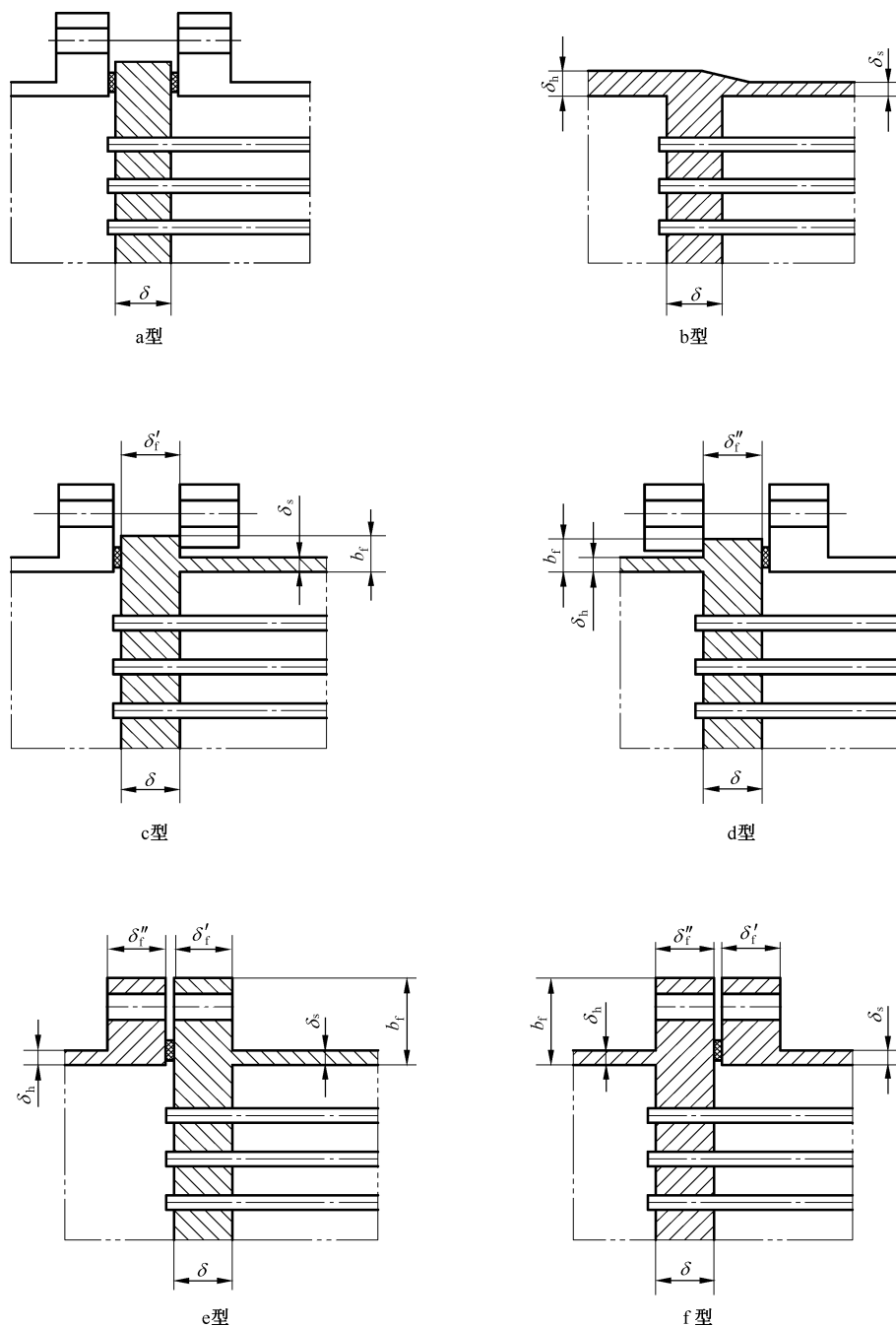


图 8-2 换热管受压失稳当量长度 l_{cr}

8.4 管板计算

8.4.1 通则

8.4.1.1 本计算方法适用于 U 形管式、浮头式、填料函式和固定管板式热交换器的管板及其相关元件(如换热管、壳体等)的强度校核和设计计算。管板与壳程圆筒、管箱圆筒之间可有不同的连接方式，见图 8-3。



注：图中无剖面线的圆筒和法兰元件表示该元件不参与管板应力计算：

- a 型：管板通过螺柱、垫片与壳体法兰和管箱法兰连接；
- b 型：管板直接与壳程圆筒和管箱圆筒形成整体结构；
- c 型：管板与壳程圆筒连为整体，其延长部分形成凸缘被夹持在活套环与管箱法兰之间；
- d 型：管板与管箱圆筒连为整体，其延长部分形成凸缘被夹持在活套环与壳体法兰之间；
- e 型：管板与壳程圆筒连为整体，其延长部分兼作法兰，用螺柱、垫片与管箱连接；
- f 型：管板与管箱圆筒连为整体，其延长部分兼作法兰，用螺柱、垫片与壳体法兰连接。

图 8-3 管板与壳体、管箱的连接

8.4.1.2 本条款管板计算方法适用于：在管板计算直径 $2R$ 范围内应是具有均匀厚度的圆形平板（对于管板周边延伸作为法兰的部分可具有不同于管板的厚度），在其布管区范围内，除分程处局部外，应具有

均布的密集开孔。在计算中认为压力载荷是均匀的,未考虑质量载荷、压降载荷及管板厚度方向和径向温差应力的影响。

8.4.1.3 除非另有规定,本计算方法的力学模型是将管板近似地视为轴对称结构,并假设热交换器两端的管板具有同样的材料和相同的厚度,对于固定管板式热交换器两块管板还应具有相同的边界支承条件。

8.4.1.4 本计算方法不适用于结构特殊(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特殊的管板(如具有不同管径的换热管、部分布管或其他不能视为轴对称结构的管板)。

8.4.1.5 采用波纹换热管的管板设计计算见附录 O。

8.4.1.6 满足特定要求的管板设计计算见附录 P 或附录 Q。

8.4.1.7 8.4.6 给出的热交换器管板计算方法仅适用于直径、压力较小的固定管板式热交换器管板设计。对于公称直径大于 3 000 mm 的 NEN 型热交换器,应按照附录 R 进行详细的管板及其相关元件应力分析计算。必要时,还应进行包含温度场的有限元应力分析。

8.4.1.8 采用特殊结构的管板设计计算见附录 S。

8.4.2 管板最小厚度

8.4.2.1 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)按如下规定确定:

- a) 易爆及毒性程度为极度或高度危害的介质场合,管板最小厚度不应小于换热管的外径 d ;
- b) 其他场合的管板最小厚度,应符合如下要求:
 - 1) $d \leq 25$ 时, $\delta_{\min} \geq 0.75d$;
 - 2) $25 < d < 50$ 时, $\delta_{\min} \geq 0.70d$;
 - 3) $d \geq 50$ 时, $\delta_{\min} \geq 0.65d$ 。

8.4.2.2 管板与换热管采用焊接连接时,管板的最小厚度应满足结构设计和制造要求,且不小于 12 mm。

8.4.2.3 复合管板覆层最小厚度及相应要求如下:

- a) 与换热管焊接连接或胀焊并用的复合管板,其覆层的厚度不应小于 3 mm;对有耐腐蚀要求的覆层,还应保证距覆层表面深度不小于 2 mm 的覆层化学成分符合覆层材料标准的要求;
- b) 与换热管仅强度胀连接的复合管板,其覆层最小厚度不宜小于 10 mm;对有耐腐蚀要求的覆层,还应保证距覆层表面深度不小于 8 mm 的覆层化学成分和金相组织符合覆层材料标准的要求。

8.4.2.4 满足特定要求的管板最小厚度见附录 P 或附录 Q。

8.4.3 管板名义厚度及有效厚度

8.4.3.1 管板名义厚度

管板名义厚度不应小于下列三者之和:

- a) 管板的计算厚度或 8.4.2 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。

8.4.3.2 整体管板的有效厚度

管板有效厚度系指管程分程隔板槽底部的管板厚度减去下列两者厚度之和:

- a) 管程腐蚀裕量超出管程隔板槽深度的部分;
- b) 壳程腐蚀裕量与管板在壳程侧的结构开槽深度两者中的较大者。

8.4.3.3 复合管板的有效厚度

当覆层与基层的结合要求符合 6.3.2.2 的规定时,覆层厚度可计入复合管板的有效厚度中;当覆层材料的强度低于基层材料时,宜以覆层当量厚度计入复合管板的有效厚度中,覆层当量厚度按公式(8-16) 计算。

$$\delta_c = \frac{[\sigma]_2^t}{[\sigma]_1^t} \delta_2 \quad \dots\dots\dots (8-16)$$

式中:

- δ_c ——覆层当量厚度,单位为毫米(mm);
- $[\sigma]_2^t$ ——设计温度下覆层材料的许用应力,单位为兆帕(MPa);
- $[\sigma]_1^t$ ——设计温度下基层材料的许用应力,单位为兆帕(MPa);
- δ_2 ——覆层最薄处的厚度,单位为毫米(mm)。

8.4.4 U 形管式热交换器管板

8.4.4.1 一般规定

本条款计算适用于图 8-3 中所示各种连接方式的 U 形管式热交换器管板的计算。

在本条款计算中,除另有指明外或设计另有要求外,各元件的弹性模量系指该元件材料在设计温度下的取值,各元件的厚度系指该元件的名义厚度。

8.4.4.2 符号

下列符号适用于本条款。

- A_d ——在布管区范围内,因设置分程隔板和拉杆结构的需要,而未能被换热管支承的面积,按 8.4.8.1 计算,mm²。
- A_t ——管板布管区面积,按 8.4.8.2 计算,mm²。
- a ——一根换热管管壁金属的横截面积,mm²。
- b_f ——管板延长部分形成的凸缘(c 型、d 型)或法兰(e 型、f 型)的宽度,见图 8-3,mm。
- C_c ——系数,按 \tilde{K}_t 和 ρ_t 查图 8-7。
- C_e ——系数,按 \tilde{K}_t 和 ρ_t 查图 8-8。
- C_M ——系数,按 \tilde{K}_t 和 ρ_t 查图 8-9。
- D ——管板开孔前的抗弯刚度,N·mm。
- D_G ——垫片压紧力作用中心圆直径,按 GB/T 150.3—2024 中第 9 章,mm。
- D_i ——壳程圆筒和管箱圆筒内径,mm。
- D_t ——管板布管区当量直径,按 8.4.8.3 计算,mm。
- d ——换热管外径,mm。
- E'_t ——下述元件材料的弹性模量,MPa;对于 c 型、e 型连接方式,指管板材料;对于 f 型连接方式,指壳体法兰材料。
- E''_t ——下述元件材料的弹性模量,MPa;对于 d 型、f 型连接方式,指管板材料;对于 e 型连接方式,指管箱法兰材料。
- E_h ——下述元件材料的弹性模量,MPa。
- 对于 b 型、d 型、f 型连接方式,指管箱圆筒材料;
 - 对于 e 型连接方式,当管箱法兰采用长颈;
 - 对焊法兰时,指该法兰材料;当采用乙型平焊法兰时,指法兰短节材料;否则,即指管

箱圆筒材料。

E_p ——管板材料的弹性模量,MPa。

E_s ——下述元件材料的弹性模量,MPa;

a) 对于 b 型、c 型、e 型连接方式,指壳程圆筒材料;

b) 对于 f 型连接方式,当壳体法兰采用长颈;

c) 对焊法兰时,指该法兰材料;当采用乙型平焊法兰时,指法兰短节材料;否则,即指壳程圆筒材料。

K_f ——管板边缘旋转刚度参数,MPa。

K'_f ——壳程圆筒与法兰(或凸缘)的旋转刚度参数,MPa。

K''_f ——管箱圆筒与法兰(或凸缘)的旋转刚度参数,MPa。

\tilde{K}_f ——旋转刚度无量纲参数。

\tilde{K}_f° ——无量纲参数。

k_h ——管箱圆筒壳常数,1/mm。

k_s ——壳程圆筒壳常数,1/mm。

l ——换热管与管板非开槽胀接长度或焊脚高度,按 7.6.1 或 7.6.2 规定,mm。

M_{fo} ——法兰预紧力矩, $N \cdot mm/mm$ 。

M_m ——基本法兰力矩, $N \cdot mm$ 。

M_p ——操作工况法兰力矩, $N \cdot mm$ 。

M_{ws} ——法兰设计力矩, $N \cdot mm/mm$ 。

n ——U 形管根数,管板开孔数为 $2n$ 。

p_d ——管板计算压力,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 8.4.7 规定,MPa。

R ——管板计算半径,见 8.4.8.3,mm。

S ——换热管中心距,mm。

S_n ——隔板槽两侧相邻管中心距,mm。

Y ——法兰计算系数,同 GB/T 150.3—2024 中第 9 章的规定。

δ ——管板计算厚度,mm。

δ_f ——管板延长部分的法兰(或凸缘)厚度,mm。

δ'_f ——壳体法兰(或凸缘)厚度,mm。

δ''_f ——管箱法兰(或凸缘)厚度,mm。

δ_h ——管箱圆筒厚度,mm;对于 e 型连接方式,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。

δ_n ——管板名义厚度,mm。

δ_s ——壳程圆筒厚度,mm;对于 f 型连接方式,当壳体法兰采用长颈对焊法兰时,取颈部大小端厚度平均值;当壳体法兰采用乙型平焊法兰时,取法兰短节厚度。

δ_t ——换热管壁厚,mm。

μ ——管板强度削弱系数,除非另有指定,一般取 $\mu=0.4$ 。

ν ——管板材料泊松比,取 $\nu=0.3$ 。

ξ_R ——管板边缘法兰力矩折减系数,按 \tilde{K}_f° 和 $\rho_t=1$ 查图 8-10。

- ξ_T ——布管区法兰力矩折减系数,按 \tilde{K}_f° 和 ρ_t 查图 8-10。
- ρ_t ——布管区当量直径 D_t 与计算直径 $2R$ 之比。
- σ_f ——管板延长部分(法兰或凸缘)应力,MPa。
- $(\sigma_r)_{r=0,R_t,R}$ ——压力作用下,分别为管板中心处,布管区周边处,管板边缘处的径向应力,MPa。
- $(\sigma_r^\circ)_{r=0,R_t,R}$ ——法兰力矩作用下,分别为管板中心处,布管区周边处,管板边缘处的径向应力,MPa。
- σ_t ——换热管轴向应力,MPa。
- $[\sigma]_f^t$ ——设计温度下管板的延伸法兰材料许用应力,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。
- ω' ——系数。
- ω'' ——系数。

8.4.4.3 a 型连接方式管板的计算步骤

按以下步骤进行 a 型连接方式管板计算。

- 根据布管尺寸按 8.4.8 计算 A_d 、 A_t 、 D_t 、 ρ_t 。
- 以 ρ_t 查表 8-7 得到 C_c 。
- 确定管板计算压力。

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,管板计算压力见公式(8-17):

$$p_d = |p_s - p_t| \quad \dots\dots\dots (8-17)$$

否则取公式(8-18)两者中的较大者:

$$p_d = |p_s| \text{ 或 } p_d = |p_t| \quad \dots\dots\dots (8-18)$$

- 管板计算厚度见公式(8-19)。

$$\delta = 0.82 D_G \sqrt{\frac{C_c p_d}{\mu [\sigma]_r^t}} \quad \dots\dots\dots (8-19)$$

- 换热管轴向应力见公式(8-20)。

$$\sigma_t = -(p_s - p_t) \frac{\pi d^2}{4a} - p_t \quad \dots\dots\dots (8-20)$$

式中 a 按公式(8-21)计算:

$$a = \pi \delta_t (d - \delta_t) \quad \dots\dots\dots (8-21)$$

一般情况下,应按下列 3 种计算工况分别计算换热管的轴向应力:

- 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 $|\sigma_t| \leq [\sigma]_t^t$ 。

- 换热管与管板焊接连接或非开槽胀接连接的拉脱力见式(8-22):

$$q = \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \quad \dots\dots\dots (8-22)$$

计算结果应满足 $|q| \leq [q]$ 。

对于开槽胀接连接的强度胀结构,换热管轴向应力应满足 $|\sigma_t| \leq [q]$ 。

对于内孔焊结构,换热管轴向应力应相应满足 $|\sigma_t| \leq \phi \cdot \min([\sigma]_t^t, [\sigma]_r^t)$,同时不再校核拉脱力。

表 8-7 系数 C_c

ρ_t	0.50	0.55	0.6	0.65	0.7	0.75	0.80	0.85	0.9	0.95	1.00
C_c	0.230 6	0.236 3	0.242 6	0.249 4	0.256 6	0.264 4	0.272 6	0.281 2	0.290 3	0.299 7	0.309 4

8.4.4.4 b 型、c 型、d 型连接方式管板的计算步骤

按以下步骤进行 b 型、c 型、d 型连接方式管板计算。

- 确定管板布管方式及壳程圆筒、管箱圆筒、换热管等元件结构尺寸 D_i 、 δ_s 、 δ_h 、 n 、 d 、 δ_t 。
- 根据管板结构尺寸按 8.4.8 计算 A_d 、 A_t 、 D_t 、 R 和 ρ_t 。
- 假设管板计算厚度 δ 。对于 c 型、d 型连接方式按结构要求确定其延长部分被夹持的凸缘宽度 b_f 和厚度 δ'_f 或 δ''_f 。
- 按公式(8-23)~公式(8-31)计算管板抗弯刚度 D 和各项旋转刚度参数 K'_f 、 K''_f 、 K_f 、 \tilde{K}_f ；

$$D = \frac{E_p \delta^3}{12(1 - \nu^2)} \quad \dots\dots\dots (8-23)$$

$$k_s = \frac{1.82}{\sqrt{D_i \delta_s}} \quad \dots\dots\dots (8-24)$$

$$k_h = \frac{1.82}{\sqrt{D_i \delta_h}} \quad \dots\dots\dots (8-25)$$

$$\omega' = 4.4 k_s D_i [1 + (1 + k_s \delta'_f)^2] \left(\frac{\delta_s}{D_i}\right)^3 \quad \dots\dots\dots (8-26)$$

$$\omega'' = 4.4 k_h D_i [1 + (1 + k_h \delta''_f)^2] \left(\frac{\delta_h}{D_i}\right)^3 \quad \dots\dots\dots (8-27)$$

$$K'_f = \frac{1}{12} \left[\frac{2E'_f b_f}{D_i + b_f} \left(\frac{2\delta'_f}{D_i}\right)^3 + \omega' E_s \right] = \frac{E_s}{12} \left[\frac{E'_f}{E_s} \frac{2b_f}{D_i + b_f} \left(\frac{2\delta'_f}{D_i}\right)^3 + \omega' \right] \quad \dots\dots\dots (8-28)$$

$$K''_f = \frac{1}{12} \left[\frac{2E''_f b_f}{D_i + b_f} \left(\frac{2\delta''_f}{D_i}\right)^3 + \omega'' E_h \right] = \frac{E_h}{12} \left[\frac{E''_f}{E_h} \frac{2b_f}{D_i + b_f} \left(\frac{2\delta''_f}{D_i}\right)^3 + \omega'' \right] \quad \dots\dots\dots (8-29)$$

$$K_f = K'_f + K''_f \quad \dots\dots\dots (8-30)$$

$$\tilde{K}_f = \frac{D_i^2 D_t}{8D} K_f \quad \dots\dots\dots (8-31)$$

对于 b 型连接方式： $\delta'_f=0$ ， $\delta''_f=0$ ， $b_f=0$ ；以 δ_s 、 δ_h 计算 K'_f 和 K''_f ；

对于 c 型连接方式： $K''_f=0$ ；以 δ'_f 、 b_f 、 δ_s 计算 K'_f ；

对于 d 型连接方式： $K'_f=0$ ；以 δ''_f 、 b_f 、 δ_h 计算 K''_f 。

- 由图 8-7、图 8-8 和图 8-9 按 \tilde{K}_f 和 ρ_t 分别查取 C_c 、 C_e 、 C_M 。

- 确定管板计算压力：

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 $p_d = |p_s - p_t|$ ，否则取下列两值中较大者： $p_d = |p_s|$ 或 $p_d = |p_t|$ 。

- 管板中心处 ($r=0$)，布管区周边处 ($r=R_t$)，管板边缘处 $r=R$ 的径向应力分别按公式(8-32)~公式(8-34)计算：

$$(\sigma_r)_{r=0} = \pm \frac{C_c}{\mu} p_d \left(\frac{D_i}{\delta}\right)^2 \quad \dots\dots\dots (8-32)$$

$$(\sigma_r)_{r=R_t} = \pm \frac{C_e}{\mu} p_d \left(\frac{D_i}{\delta}\right)^2 \quad \dots\dots\dots (8-33)$$

$$(\sigma_r)_{r=R} = \mp C_M p_d \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \quad \dots\dots\dots (8-34)$$

计算结果应满足 $|\sigma_r| \leq 1.5[\sigma]_r^t$ 。

h) 换热管轴向应力见公式(8-35)。

$$\sigma_t = -(p_s - p_t) \frac{\pi d^2}{4a} - p_t \quad \dots\dots\dots (8-35)$$

一般情况下,应按下列3种计算工况分别计算换热管的轴向应力:

- 1) 只有壳程设计压力 p_s , 管程设计压力 $p_t = 0$;
- 2) 只有管程设计压力 p_t , 壳程设计压力 $p_s = 0$;
- 3) 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 $|\sigma_t| \leq [\sigma]_t^t$ 。

i) 换热管与管板焊接连接或非开槽胀接连接的拉脱力见公式(8-36)。

$$q = \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \quad \dots\dots\dots (8-36)$$

计算结果应满足 $|q| \leq [q]$ 。

对于开槽胀接连接的强度胀结构, 换热管轴向应力应满足 $|\sigma_t| \leq [q]$ 。

对于内孔焊结构, 换热管轴向应力应相应满足 $|\sigma_t| \leq \phi \cdot \min([\sigma]_t^t, [\sigma]_r^t)$, 同时不再校核拉脱力。

8.4.4.5 e型、f型连接方式管板的计算步骤

按以下步骤进行e型、f型连接方式管板的计算。

- a) 确定布管方式及壳程圆筒、管箱圆筒、管箱法兰(对于e型连接方式)、壳体法兰(对于f型连接方式)、换热管等元件结构尺寸: D_i 、 δ_s 、 δ_h 、 n 、 d 、 δ_t 等。
- b) 根据管板结构尺寸按8.4.8计算 A_d 、 A_t 、 D_t 、 R 和 ρ_t 。
- c) 假设管板计算厚度 δ , 按结构要求确定其延长部分作为法兰的结构尺寸: 宽度 b_f , 厚度 δ'_f 或 δ''_f 。
- d) 按公式(8-23)~公式(8-31)计算管板抗弯刚度 D 和各项旋转刚度参数: K'_f 、 K''_f 、 K_f 、 \tilde{K}_f , 按公式(8-37)、公式(8-38)计算 \tilde{K}_f° 。

对于e型连接方式:

$$\tilde{K}_f^\circ = \tilde{K}_f \cdot K'_f / K_f \quad \dots\dots\dots (8-37)$$

对于f型连接方式:

$$\tilde{K}_f^\circ = \tilde{K}_f \cdot K''_f / K_f \quad \dots\dots\dots (8-38)$$

- e) 由图8-7、图8-8和图8-9, 按 \tilde{K}_f 和 ρ_t 分别查取 C_c 、 C_e 、 C_M 。
- f) 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, 则不准许以壳程压力和管程压力的压力差进行管板设计。

分别以表8-11中的工况①壳程设计压力 p_s (令 $p_t = 0$) 和以表8-11中的工况②管程设计压力 p_t (令 $p_s = 0$) 作用工况进行计算, 管板中心处 ($r = 0$), 布管区周边处 ($r = R_t$) 和边缘处 ($r = R$) 的径向应力分别按公式(8-39)~公式(8-41)计算。如果 p_s 和 p_t 之一为负压时, 则应按压差的危险组合计算。

$$(\sigma_r)_{r=0} = \pm \frac{C_c}{\mu} (p_s - p_t) \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \quad \dots\dots\dots (8-39)$$

$$(\sigma_r)_{r=R_t} = \pm \frac{C_e}{\mu} (p_s - p_t) \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \quad \dots\dots\dots (8-40)$$

$$(\sigma_r)_{r=R} = \pm C_M (p_s - p_t) \left(\frac{D_i}{\delta}\right)^2 \dots\dots\dots (8-41)$$

式中±号(或干号)分别代表管板管程表面和壳程表面的应力。

- g) 由图 8-10 按 \tilde{K}_f° 和 ρ_t 分别查取 $\xi_R(\tilde{K}_f^\circ, \rho_t=1)$ 和 $\xi_T(\tilde{K}_f^\circ, \rho_t)$ 。
- h) 按公式(8-42)计算法兰计算系数 Y 。

$$Y = \frac{1}{X-1} \left(0.668\,45 + 5.716\,90 \frac{X^2 \log X}{X^2 - 1} \right) \dots\dots\dots (8-42)$$

其中公式(8-42)中 $X = (D_i + 2b_f)/D_i$ 。

- i) 按公式(8-43)计算基本法兰力矩 M_m ,按 GB/T 150.3—2024 中第 9 章确定操作工况下法兰力矩 M_p 。

$$M_m = A_m \cdot L_G [\sigma]_b \dots\dots\dots (8-43)$$

在计算 A_m, M_p 时,法兰计算压力 p_c 的确定:对于 e 型连接方式,取 $p_c = p_t$;对于 f 型连接方式,取 $p_c = p_s$ 。

式中 $A_m, L_G, [\sigma]_b$ 按 GB/T 150.3—2024 中第 9 章的规定。

- j) 按表 8-8 计算法兰预紧力矩 M_{f0} 。

表 8-8 预紧力矩计算表

压力组合	预紧力矩(M_{f0})/(N·mm/mm)	
	e 型	f 型
p_s 作用	$\frac{M_m}{\pi D_i}$	$-\frac{M_p}{\pi D_i} - \frac{K'_f}{K_f} \left(\frac{C_M}{1.5}\right) R^2 p_s$
p_t 作用	$\frac{M_p}{\pi D_i} + \frac{K''_f}{K_f} \left(\frac{C_M}{1.5}\right) R^2 p_t$	$-\frac{M_m}{\pi D_i}$
$(p_s - p_t)$ 作用	$\frac{M_p}{\pi D_i} - \frac{K''_f}{K_f} \left(\frac{C_M}{1.5}\right) R^2 (p_s - p_t)$	$-\frac{M_p}{\pi D_i} - \frac{K'_f}{K_f} \left(\frac{C_M}{1.5}\right) R^2 (p_s - p_t)$

- k) 分别以不同工况[同 f)所述工况]计算由法兰预紧力矩 M_{f0} 所引起的在管板中心处($r=0$),布管区周边处($r=R_t$)和边缘处($r=R$)的径向应力,分别按公式(8-44)、公式(8-45)计算。

$$(\sigma_r^\circ)_{r=0} = (\sigma_r^\circ)_{r=R_t} = \pm \xi_T \frac{6M_{f0}}{\mu \delta^2} \dots\dots\dots (8-44)$$

$$(\sigma_r^\circ)_{r=R} = \pm \xi_R \frac{6M_{f0}}{\delta^2} \dots\dots\dots (8-45)$$

- l) 分别以不同工况(同前)计算法兰设计力矩 M_{ws} 和管板延长部分的法兰应力[见公式(8-46)]:

$$\sigma_f = \frac{\pi Y M_{ws}}{\delta_f^2} \dots\dots\dots (8-46)$$

δ_f 和 M_{ws} 见表 8-9。

表 8-9 设计力矩计算表

	设计力矩(M_{ws})/(N·mm/mm)	δ_f /mm
e 型	$(1 - \xi_R) M_{f0} - \frac{K'_f}{K_f} \left(\frac{C_M}{1.5}\right) R^2 (p_s - p_t)$	δ'_f
f 型	$-(1 - \xi_R) M_{f0} + \frac{K''_f}{K_f} \left(\frac{C_M}{1.5}\right) R^2 (p_s - p_t)$	δ''_f



m) 应力校核,前述计算结果应满足表 8-10 中所列校核条件,否则应调整厚度,重新计算。

表 8-10 应力校核条件表

	应力 MPa	校核条件
管板应力	$ (\sigma_r)_{r=0} - (\sigma_r^0)_{r=0} $	$\leq 1.5[\sigma]_r^t$
	$ (\sigma_r)_{r=R_t} - (\sigma_r^0)_{r=R_t} $	
	$ (\sigma_r)_{r=R} + (\sigma_r^0)_{r=R} $	
法兰应力	$ \sigma_f $	$\leq 1.5[\sigma]_f^t$

n) 换热管轴向应力按公式(8-47)计算。

$$\sigma_t = -(p_s - p_t) \frac{\pi d^2}{4a} - p_t \quad \dots\dots\dots (8-47)$$

一般情况下,应按下列 3 种工况分别计算换热管的轴向应力:

- 1) 只有壳程设计压力 p_s ,管程设计压力 $p_t=0$;
- 2) 只有管程设计压力 p_t ,壳程设计压力 $p_s=0$;
- 3) 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 $|\sigma_t| \leq [\sigma]_t^t$ 。

o) 换热管与管板焊接连接或非开槽胀接连接的拉脱力按式(8-48)计算。

$$q = \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \quad \dots\dots\dots (8-48)$$

计算结果应满足 $|q| \leq [q]$ 。

对于开槽胀接连接的强度胀结构,换热管轴向应力应满足 $|\sigma_t| \leq [q]$ 。

对于内孔焊结构,换热管轴向应力应相应满足 $|\sigma_t| \leq \phi \cdot \min([\sigma]_t^t, [\sigma]_r^t)$,同时不再校核拉脱力。

8.4.4.6 应力计算公式及管板计算表

见表 8-14、表 8-15。

8.4.5 浮头式与填料函式热交换器管板

8.4.5.1 一般规定

本计算方法适用于不兼做法兰的管板,即图 8-3 中所示 a 型连接方式的管板。对于固定端为 b 型、c 型、d 型连接方式的管板可按 GB/T 4732.3 进行设计。

对于图 7-7 所示 W 型后端结构型式填料函式热交换器管板,仅要求满足 8.4.2 和相关结构设计和刚度的要求,无需进行管板元件的设计应力校核。

8.4.5.2 符号

下列符号适用于本条款:

A_d ——在布管区范围内,因设置分程隔板和拉杆结构的需要,而未能被换热管支承的面积,按 8.4.8.1 计算, mm^2 ;

A_1 ——管板布管区内开孔后的面积, mm^2 ;

A_t ——管板布管区面积,按 8.4.8.2 计算, mm^2 ;

- 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 8-11;
 D_G ——固定端管板垫片压紧力作用中心圆直径,按 GB/T 150.3—2024 中第 9 章, mm ;
 D_t ——管板布管区当量直径,按 8.4.8.3 计算, mm ;
 d ——换热管外径, mm ;
 E_p ——设计温度下管板材料的弹性模量, MPa ;
 E_t ——设计温度下换热管材料的弹性模量, MPa ;
 G_1 ——管板最大径向应力系数;
 G_{we} ——系数,按 $\tilde{K}_t^{1/3}/\tilde{P}_a^{1/2}$ 和 $1/\rho_t$ 查图 8-11;
 $G_{we}^{(e)}$ ——连接有效厚度管板的换热管轴向伸长系数;
 K_t ——管束模数, MPa ;
 \tilde{K}_t ——管束无量纲刚度;
 L ——换热管有效长度(两管板内侧间距), mm ;
 l ——换热管与管板非开槽胀接长度或焊脚高度,按 7.6.1 或 7.6.2 规定, mm ;
 m ——管板周边总弯矩系数;
 m_t ——参数,见图 8-12;
 n ——换热管根数;
 \tilde{P}_a ——无量纲压力;
 $\tilde{p}_a^{(e)}$ ——有效厚度管板可承受的无量纲压力;
 P_c ——当量组合压力, MPa ;
 p_d ——管板计算压力, 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 ;
 $q^{(e)}$ ——换热管与有效厚度管板的连接拉脱力, MPa ;
 $[q]$ ——许用拉脱力,按 8.4.7 选取, MPa ;
 S ——换热管中心距, mm ;
 β ——系数;
 δ ——管板计算厚度, mm ;
 δ_e ——管板有效厚度, mm ;
 δ_n ——管板名义厚度, mm ;
 δ_t ——换热管管壁厚度, mm ;
 η ——管板刚度削弱系数,除非另有指定,一般可取 μ ;
 μ ——管板强度削弱系数,除非另有指定,一般可取 $\mu=0.4$;
 ρ_t ——布管区当量直径 D_t 与固定端管板垫片 D_G 之比;
 σ_r ——有效厚度管板最大径向应力, MPa ;
 σ_t ——换热管轴向应力, MPa ;
 $\sigma_t^{(e)}$ ——与有效厚度管板连接的换热管轴向应力, MPa ;
 $[\sigma]_{cr}^t$ ——换热管稳定许用压应力, 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 。

8.4.5.3 计算步骤

按以下步骤进行管板计算。

- a) 计算 D_G , 根据布管区尺寸按 8.4.8 计算 A_d, A_t, D_t 和 ρ_t 。
b) 按公式(8-21)求 a , 按公式(8-49)~公式(8-52)计算 $A_1, \beta, K_t, \tilde{K}_t$ 。

$$A_1 = A_t - n \cdot \frac{\pi d^2}{4} \quad \dots\dots\dots (8-49)$$

$$\beta = \frac{na}{A_1} \quad \dots\dots\dots (8-50)$$

$$K_t = \frac{E_t na}{LD_t} \quad \dots\dots\dots (8-51)$$

$$\tilde{K}_t = \frac{K_t}{\eta E_p} \quad \dots\dots\dots (8-52)$$

- c) 按 8.3.2 确定 $[\sigma]_{cr}$ 。

- d) 确定管板计算压力。

对于浮头式热交换器(S 型后端结构):

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, 则按公式(8-53):

$$p_d = |p_s - p_t| \quad \dots\dots\dots (8-53)$$

否则取下列两值中的较大者, 见公式(8-54):

$$p_d = |p_s| \quad \text{或} \quad p_d = |p_t| \quad \dots\dots\dots (8-54)$$

对于填料函式热交换器(P 型后端结构), 见公式(8-55):

$$p_d = |p_t| \quad \dots\dots\dots (8-55)$$

- e) 按公式(8-56)计算 \tilde{P}_a , 并按 $\tilde{K}_t^{1/3}/\tilde{P}_a^{1/2}$ 和 $1/\rho_t$, 查图 8-11 得到 C , 查图 8-13 得到 G_{we} , 当横坐标参数超过范围时, 可外延近似取值。

$$\tilde{P}_a = \frac{p_d}{1.5\mu[\sigma]_r^t} \quad \dots\dots\dots (8-56)$$

- f) 管板计算厚度见公式(8-57):

$$\delta = CD_t \sqrt{\tilde{P}_a} \quad \dots\dots\dots (8-57)$$

- g) 换热管的轴向应力。

浮头式热交换器(S 型后端结构)见公式(8-58):

$$\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - (p_s - p_t) \frac{A_t}{A_1} G_{we} \right] \quad \dots\dots\dots (8-58)$$

填料函式热交换器:

P 型后端结构, 按公式(8-59)计算;

W 型后端结构, 令 $G_{we}=0$, 代入公式(8-59)计算。

$$\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c + p_t \frac{A_t}{A_1} G_{we} \right] \quad \dots\dots\dots (8-59)$$

式中:

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

计算结果应满足:

当 $\sigma_t > 0$ 时, $\sigma_t \leq [\sigma]_t^t$;

当 $\sigma_t < 0$ 时, $|\sigma_t| \leq [\sigma]_{cr}^t$ 。

一般情况下, 应按下列 3 种计算工况分别计算换热管轴向应力:

- 1) 只有壳程设计压力 p_s , 管程设计压力 $p_t=0$;
 - 2) 只有管程设计压力 p_t , 壳程设计压力 $p_s=0$;
 - 3) 壳程设计压力 p_s 和管程设计压力 p_t 同时作用。
- h) 换热管与管板焊接连接或非开槽胀接连接的拉脱力的计算见公式(8-60)。

$$q = \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \dots\dots\dots (8-60)$$

计算结果应满足 $|q| \leq [q]$ 。

对于开槽胀接连接的强度胀结构, 换热管轴向应力应满足 $|\sigma_t| \leq [q]$ 。

对于内孔焊结构, 换热管轴向应力应相应满足 $|\sigma_t| \leq \phi \cdot \min([\sigma]_t^t, [\sigma]_r^t)$, 同时不再校核拉脱力。

8.4.5.4 管板有效厚度条件下的计算应力

按以下步骤确定管板有效厚度条件下的计算应力。

- a) 计算 D_G , 根据布管区尺寸按 8.4.8 计算 A_t 、 D_t 和 ρ_t 。
- b) 设定管板有效厚度 δ_e , 计算换热管加强系数 K , 按式(8-74)计算。计算时, 应用 D_t 代替 D_i 、 δ_e 代替 δ 计算 K 。
- c) 由图 8-12, 按 K 和 ρ_t , 查取 m_t 。
- d) 计算 $m = 2Km_t$ 。
- e) 确定 $f_r(m, K) = f_{ri}(m, K)$, $f_{ri}(m, K)$ 按 8.4.6.5 a) 确定, 即:
 - 1) 当 $1 \leq K \leq 6$ 时: 由图 8-18, 查取 $f_{ri}(m, K)$;
 - 2) 当 $K < 1$ 时: 见公式(8-120);
 - 3) 当 $K > 6$ 时: 见公式(8-121)。
- f) 计算系数 $G_1 = 3f_r/K$ 。
- g) 管板最大径向应力按公式(8-61)计算。

$$\sigma_r = \frac{p_d}{4\mu} \left(\frac{D_t}{\delta_e} \right)^2 G_1 \dots\dots\dots (8-61)$$

计算结果应满足:

$$|\sigma_r| \leq 1.5 [\sigma]_r^t$$

- h) 按公式(8-62)计算 $\widetilde{P}_a^{(e)}$ 。

$$\widetilde{P}_a^{(e)} = \frac{p_d}{\mu \sigma_r} \dots\dots\dots (8-62)$$

- i) 由图 8-13, 按 $1/\rho_t$ 和 $\widetilde{K}_t^{1/3}/\sqrt{\widetilde{P}_a^{(e)}}$, 查取 $G_{we}^{(e)}$ 。
- j) 按 8.4.5.3 g), 将 $G_{we}^{(e)}$ 替换公式(8-58)或公式(8-59)中的 G_{we} , 计算换热管中的轴向应力 $\sigma_t^{(e)}$, 并校核;
- k) 按 8.4.5.3 h), 校核管板有效厚度下的拉脱力 $q^{(e)}$ 。

8.4.5.5 应力计算公式及管板计算表

见表 8-14 和表 8-16。

8.4.6 固定管板式热交换器管板

8.4.6.1 一般规定

固定管板式热交换器管板计算应符合以下规定。

- a) 本计算方法适用的管板:图 8-3 中所示 b 型、c 型连接方式的不带法兰的管板;或 e 型连接方式的延长部分兼作法兰的管板。
- b) 本计算方法适用于管板周边不布管区较窄的管板,参数范围如下:
 - 1) $K < 2.0$ 时, $k \leq 1.0$ 且 $\rho_i \geq 0.7$;
 - 2) $K \geq 2.0$ 时, $k \leq 1.0$ 且 $\rho_i \geq 0.8$ 。
- c) 对壳程圆筒进行分段设计的固定管板式热交换器计算,按 8.4.6.6 要求进行计算,对釜式热交换器管板计算,按 8.4.6.7 进行计算。
- d) 对于结构特殊,如管板周边不布管区较宽超出[8.4.6.1 b)]的管板,或与法兰搭焊连接的固定式管板,可按 GB/T 4732.3 进行设计。
- e) 在本计算方法中,除另有指明或设计另有要求外,各元件的弹性模量系指该元件材料在设计温度下的取值,各元件的厚度系指该元件的名义厚度。
- f) 对于图 8-3 所示 b 型、c 型、e 型连接结构,直接与管板连接形成整体结构的一段壳程圆筒或管程圆筒应具有同一厚度,其长度不宜小于 $2.5\sqrt{R\delta_s}$ 或 $2.5\sqrt{R\delta_h}$ 。

8.4.6.2 符号

下列符号适用于本条款:

- A —— 壳程圆筒内径横截面积, mm^2 ;
- A_d —— 在布管区范围内,因设置分程隔板和拉杆结构的需要,而未能被换热管支承的面积,按 8.4.8.1 计算, mm^2 ;
- A_1 —— 管板开孔后的面积, mm^2 ;
- A_s —— 圆筒壳壁金属横截面积,筒体分段时,取与管板相接段的圆筒壳壁金属横截面积, mm^2 ;
- A_t —— 管板布管区面积,按 8.4.8.2 计算, mm^2 ;
- a —— 1 根换热管管壁金属的横截面积, mm^2 ;
- b_f —— 壳体法兰或管箱法兰的宽度,对于 c 型连接方式则为管板延长部分形成的凸缘宽度, mm ;
- C' —— 系数;
- C'' —— 系数;
- D_{ex} —— 膨胀节波峰处内径, mm ;
- D_f —— 壳体法兰或管箱法兰外径,对于 c 型连接方式则为管板延长部分形成的凸缘外径, mm ;
- D_i —— 壳程圆筒和管箱圆筒内径, mm ;
- D_t —— 管板布管区的当量直径,按 8.4.8.3 计算, mm ;
- 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 —— 管板材料的弹性模量, MPa ;
- E_s —— 壳程圆筒材料的弹性模量,壳程圆筒分段时,取与管板相接圆筒材料的弹性模量(见图 8-4 所示), MPa ;
- E_t —— 换热管材料的弹性模量, MPa ;
- E_{tm} —— 换热管材料在平均金属温度 t_t 下的弹性模量, MPa ;
- f_r —— 管板径向弯矩系数;
- f_{rb} —— 管板布管区周边的径向弯矩系数;

- f_{ri} ——管板布管区内部的最大径向弯矩系数,由参数 K 与参数 m 查图 8-18 确定;
 G_1 ——管板最大径向应力系数;
 G_2 ——系数,按 K 和 \tilde{K}_f 查图 8-15;
 G_3 ——系数,按 K 和 Q_{ex} 查图 8-17;
 K ——换热管加强系数;
 K_{ex} ——膨胀节轴向刚度, N/mm; 波形膨胀节按 GB/T 16749 计算, 其他膨胀节轴向刚度可通过拉伸试验确定;
 K'_f ——壳体法兰(或凸缘)与壳程圆筒的旋转刚度参数, MPa;
 K''_f ——管箱圆筒与管箱法兰的旋转刚度参数, MPa;
 K_f ——旋转刚度参数, MPa;
 \tilde{K}_f ——旋转刚度无量纲参数;
 K_t ——管束模数, MPa;
 k ——管板周边不布管区无量纲宽度;
 k_h ——管箱圆筒壳常数, 1/mm;
 k_s ——壳程圆筒壳常数, 1/mm;
 L ——换热管有效长度(两管板内侧间距), mm;
 l ——换热管与管板非开槽胀接长度或焊脚高度, 按 7.6.1 或 7.6.2 规定, mm;
 \tilde{M} ——管板边缘力矩系数;
 M_1 ——系数;
 \tilde{M}_b ——边界效应压力组合系数;
 M_m ——基本法兰力矩, N·mm;
 \tilde{M}_m ——基本法兰力矩系数;
 M_p ——管程压力操作工况下的法兰力矩, 按 GB/T 150.3—2024 中第 9 章确定, 取计算压力等于 p_t , N·mm;
 \tilde{M}_p ——管程压力操作工况下的法兰力矩系数;
 $\Delta\tilde{M}$ ——管板边缘力矩变化系数;
 $\Delta\tilde{M}_f$ ——法兰力矩变化系数;
 \tilde{M}_{ws} ——壳体法兰力矩系数;
 m ——管板周边总弯矩系数;
 m_1 ——管板第一弯矩系数, 按 K 和 \tilde{K}_f 查图 8-14;
 m_2 ——管板第二弯矩系数, 按 K 和 Q_{ex} 查图 8-16 a) 或 b);
 n ——换热管根数;
 P_a ——有效组合压力, MPa;
 P_b ——边界效应组合压力, MPa;
 P_c ——当量组合压力, MPa;
 p_s ——壳程设计压力, MPa;
 p_t ——管程设计压力, MPa;
 Q ——壳体不带膨胀节时, 换热管束与壳体刚度比;
 Q_{ex} ——壳体带膨胀节时, 换热管束与壳体刚度比; 不带膨胀节时, $Q_{ex}=Q$;
 q ——换热管与管板连接的拉脱力, MPa;
 $[q]$ ——许用拉脱力, 按 8.4.7 选取, MPa;

- S —— 换热管中心距, mm;
 t_0 —— 制造环境温度, °C;
 t_s —— 沿长度平均的壳程圆筒金属温度, °C;
 t_t —— 沿长度平均的换热管金属温度, °C;
 ν —— 管板边缘剪切系数;
 Y —— 法兰计算系数, 同 GB/T 150.3—2024 中第 9 章的规定;
 α_s —— 在金属温度 $t_0 \sim t_s$ 范围内, 壳程圆筒材料平均线膨胀系数, 壳程圆筒分段时, 按 8.4.6.6 规定, mm/(mm · °C);
 α_t —— 在金属温度 $t_0 \sim t_t$ 范围内, 换热管材料平均线膨胀系数, mm/(mm · °C);
 β —— 系数;
 γ —— 换热管与壳程圆筒的热膨胀变形差;
 δ —— 管板计算厚度, mm;
 δ'_f —— 壳体法兰厚度, 对于 c 型连接方式, 则为管板延长部分形成的凸缘厚度, mm;
 δ''_f —— 管箱法兰厚度, mm;
 δ_h —— 管箱圆筒厚度, mm, 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;
 δ_n —— 管板名义厚度, mm;
 δ_s —— 壳程圆筒厚度, mm;
 δ_{s2} —— 壳程筒体分段时, 中间段圆筒厚度, mm;
 δ_t —— 换热管壁厚, mm;
 η —— 管板刚度削弱系数, 除非另有指定, 一般可取 μ ;
 λ —— 系数;
 λ_{ex} —— 系数;
 μ —— 管板强度削弱系数, 除非另有指定, 一般可取 $\mu = 0.4$;
 ξ —— 法兰力矩折减系数;
 ξ_b —— 管板边缘弯矩折减系数, 见 8.4.6.5;
 ρ_t —— 管板布管区的当量直径与壳程圆筒内径之比;
 Σ_s —— 系数;
 Σ_t —— 系数;
 σ_c —— 壳程圆筒轴向应力或釜式热交换器锥壳经向应力, MPa;
 σ'_f —— 壳体法兰应力, MPa;
 σ_r —— 管板最大径向应力, MPa;
 $\tilde{\sigma}_r$ —— 管板径向应力系数;
 σ_t —— 换热管轴向应力 (位于管束周边处换热管轴向应力), MPa;
 $[\sigma]_c^t$ —— 在设计温度下壳程圆筒或锥壳材料的许用应力, MPa;
 $[\sigma]_{cr}^t$ —— 换热管稳定许用压应力, 按 8.3.2 确定, MPa;
 $[\sigma]_f^t$ —— 壳体法兰许用应力, MPa;
 $[\sigma]_r^t$ —— 在设计温度下管板材料的许用应力, MPa;
 $[\sigma]_t^t$ —— 在设计温度下换热管材料的许用应力, MPa;
 ψ —— 系数;
 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;

- ϕ ——壳程圆筒的装配环向焊接接头系数,对于压缩应力,取 $\phi=1$;
 ω' ——系数;
 ω'' ——系数。

8.4.6.3 设计条件的危险组合

管板设计应根据设计条件按表 8-11 中的 6 种计算工况进行各元件的应力校核。对于不带法兰的固定式热交换器,一般情况下只需进行计算工况①~④的校核计算。当壳程压力与管程压力异号,或者壳程圆筒带膨胀节时,还需增加⑤、⑥两种计算工况的校核。

表 8-11 计算工况组合

计算工况		①	②	③	④	⑤	⑥
壳程压力(p_s)作用		p_s	p_s	0	0	p_s	p_s
管程压力(p_t)作用		0	0	p_t	p_t	p_t	p_t
膨胀变形差 γ		0	γ	0	γ	0	γ
边缘力矩系数 \tilde{M}	不带法兰	\tilde{M}_b		\tilde{M}_b		\tilde{M}_b	
	延长部分兼做法兰	$\tilde{M}_m + (\Delta\tilde{M})M_1$		\tilde{M}_p		$\begin{cases} \tilde{M}_m + (\Delta\tilde{M})M_1 \\ \tilde{M}_p \end{cases}$ 计算取值见 8.4.6.4 计算步骤 h)	

8.4.6.4 计算步骤

按以下步骤进行管板计算。

a) 确定管板布管方式及各元件结构尺寸:

- 圆筒内径: D_i ;
——壳程圆筒: δ_s ;
——管箱圆筒: δ_h ;
——管箱法兰: D_f, δ_f'' ;
——换热管: $d, \delta_t, n, S, L, l_{cr}$ 。

当壳程圆筒带有膨胀节时,确定膨胀节的结构尺寸 D_{ex} 和刚度 K_{ex} 。

b) 按公式(8-21)计算 a ,按公式(8-63)~公式(8-73)计算 $A, A_1, A_s, K_t, \lambda, \lambda_{ex}, Q, Q_{ex}, \beta, \Sigma_s, \Sigma_t$,按 8.3.2 确定 $[\sigma]_{cr}^t$,按 8.4.8 计算 A_t, D_t, ρ_t ;

$$A = \frac{\pi D_i^2}{4} \dots\dots\dots (8-63)$$

$$A_1 = A - n \frac{\pi d^2}{4} \dots\dots\dots (8-64)$$

$$A_s = \pi \delta_s (D_i + \delta_s) \dots\dots\dots (8-65)$$

$$K_t = \frac{E_t n a}{L D_i} \dots\dots\dots (8-66)$$

$$\lambda = \frac{A_1}{A} \dots\dots\dots (8-67)$$

$$\lambda_{ex} = \left(\frac{D_{ex}}{D_i}\right)^2 - 1 \dots\dots\dots (8-68)$$

$$Q = \frac{E_t na}{E_s A_s} \dots\dots\dots (8-69)$$

$$Q_{ex} = \begin{cases} Q + \frac{E_t na}{K_{ex} L} = E_t na \frac{E_s A_s + K_{ex} L}{E_s A_s K_{ex} L} & \text{壳体带膨胀节} \dots\dots\dots (8-70) \\ Q & \text{壳体不带膨胀节} \end{cases}$$

$$\beta = \frac{na}{A_1} \dots\dots\dots (8-71)$$

$$\sum_s = 0.4 + \frac{0.6}{\lambda} (1 + Q) - \frac{\lambda_{ex}}{2\lambda} (Q_{ex} - Q) \dots\dots\dots (8-72)$$

$$\sum_t = 0.4 (1 + \beta) + \frac{1}{\lambda} (0.6 + Q_{ex}) \dots\dots\dots (8-73)$$

- c) 对于其延长部分兼作法兰的管板,按公式(8-74)计算 M_m 。按 GB/T 150.3—2024 中第 9 章确定 M_p ,取 p_t 为法兰计算压力。

$$M_m = A_m \cdot L_G [\sigma]_b \dots\dots\dots (8-74)$$

式中 $A_m, L_G, [\sigma]_b$ 按 GB/T 150.3—2024 中第 9 章的规定。

- 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(或凸缘)厚度 δ'_f ,按公式(8-75)~公式(8-87)计算 $b_f, K, k, k_s, k_h, C', C'', \omega', \omega'', K'_f, K''_f, K_f$ 和 \tilde{K}_f ;

$$b_f = \frac{1}{2} (D_f - D_i) \dots\dots\dots (8-75)$$

$$K = \left[1.32 \frac{D_i}{\delta} \sqrt{\frac{E_t na}{E_p \eta L \delta}} \right]^{1/2} \dots\dots\dots (8-76)$$

$$k = K (1 - \rho_t) \dots\dots\dots (8-77)$$

$$k_s = \frac{1.82}{\sqrt{D_i \delta_s}} \dots\dots\dots (8-78)$$

$$k_h = \frac{1.82}{\sqrt{D_i \delta_h}} \dots\dots\dots (8-79)$$

$$C' = \frac{2(1 + k_s \delta'_f)}{(k_s D_i)^2} \dots\dots\dots (8-80)$$

$$C'' = \frac{2(1 + k_h \delta''_f)}{(k_h D_i)^2} \dots\dots\dots (8-81)$$

$$\omega' = 4.4 k_s D_i [1 + (1 + k_s \delta'_f)^2] \left(\frac{\delta_s}{D_i} \right)^3 \dots\dots\dots (8-82)$$

$$\omega'' = 4.4 k_h D_i [1 + (1 + k_h \delta''_f)^2] \left(\frac{\delta_h}{D_i} \right)^3 \dots\dots\dots (8-83)$$

$$K'_f = \frac{1}{12} \left[\frac{2E'_f b_f}{D_i + b_f} \left(\frac{2\delta'_f}{D_i} \right)^3 + \omega' E_s \right] = \frac{E_s}{12} \left[\frac{E'_f}{E_s} \frac{2b_f}{D_i + b_f} \left(\frac{2\delta'_f}{D_i} \right)^3 + \omega' \right] \dots\dots\dots (8-84)$$

$$K''_f = \frac{1}{12} \left[\frac{2E''_f b_f}{D_i + b_f} \left(\frac{2\delta''_f}{D_i} \right)^3 + \omega'' E_h \right] = \frac{E_h}{12} \left[\frac{E''_f}{E_h} \frac{2b_f}{D_i + b_f} \left(\frac{2\delta''_f}{D_i} \right)^3 + \omega'' \right] \dots\dots\dots (8-85)$$

对于 b 型连接方式的管板,公式(8-84)、公式(8-85)中 $b_f = 0, \delta'_f = \delta''_f = 0$ 。

$$K_f = \begin{cases} K'_f & (\text{c, e 型}) \\ K'_f + K''_f & (\text{b 型}) \end{cases} \dots\dots\dots (8-86)$$

$$\tilde{K}_f = \frac{\pi K_f}{4K_t} \dots\dots\dots (8-87)$$

- e) 由图 8-14,按 K 和 \tilde{K}_f 查 m_1 ,按公式(8-88)计算 ψ ;由图 8-12 按 K 和 \tilde{K}_f 查 G_2 ;

$$\psi = \frac{m_1}{K\tilde{K}_f} \quad \dots\dots\dots (8-88)$$

f) 由图 8-16 a) 按 K 和 Q_{ex} 查 m_2 ; 或由图 8-16 b) 按 K 和 Q_{ex} 查 m_2/Q_{ex} , 按公式(8-89)计算 m_2 ;

$$m_2 = \left(\frac{m_2}{Q_{ex}}\right) \cdot Q_{ex} \quad \dots\dots\dots (8-89)$$

g) 对于其延长部分兼作法兰的管板, 按公式(8-90)计算 M_1 , 由图 8-17 按 K 和 Q_{ex} 查 G_3 , 按公式(8-91)~公式(8-93)计算 ξ 、 $\Delta\tilde{M}$ 、 $\Delta\tilde{M}_f$;

$$M_1 = \frac{m_1}{2K(Q_{ex} + G_2)} \quad \dots\dots\dots (8-90)$$

$$\xi = \frac{\tilde{K}_f}{\tilde{K}_f + G_3} \quad \dots\dots\dots (8-91)$$

$$\Delta\tilde{M} = \frac{1}{\xi + \frac{K'_f}{K''_f}} \quad \dots\dots\dots (8-92)$$

$$\Delta\tilde{M}_f = \frac{K'_f}{K''_f} \Delta\tilde{M} \quad \dots\dots\dots (8-93)$$

h) 按表 8-11 所示的 6 种计算工况, 分别对其进行 h)~l) 各步骤的计算与校核。

按公式(8-94)计算 γ , 按公式(8-95)、公式(8-96)计算 P_c 、 P_a 。

对于不带法兰的管板, 按公式(8-97)、公式(8-98)计算 P_b 、 \tilde{M}_b 。对于 6 种计算工况组合情况, 均取 $\tilde{M} = \tilde{M}_b$;

对于其延长部分兼作法兰的管板, 按公式(8-99)~公式(8-102)计算 \tilde{M}_m 、 \tilde{M}_p 、 \tilde{M} ; 对于计算工况⑤⑥则应按下列 2 条路径完成公式(8-98)~公式(8-108)的计算过程:

路径 1): 按公式(8-101)计算 \tilde{M} ;

路径 2): 按公式(8-102)计算 \tilde{M} 。

将上述 2 个计算路径的 f_r 结果进行比较 [f_r 的计算方法见第 i), j)], 取 f_r 绝对值较大者作为该计算工况 f_r 的最终计算结果。

$$\gamma = \alpha_t(t_t - t_0) - \alpha_s(t_s - t_0) \quad \dots\dots\dots (8-94)$$

$$P_c = p_s - p_t(1 + \beta) \quad \dots\dots\dots (8-95)$$

$$P_a = \sum_s p_s - \sum_t p_t + \beta\gamma E_{tm} \quad \dots\dots\dots (8-96)$$

$$P_b = C'(p_s - 0.15p_t) - 0.85C''p_t \quad \dots\dots\dots (8-97)$$

$$\tilde{M}_b = \frac{P_b}{\lambda P_a} \quad \dots\dots\dots (8-98)$$

$$\tilde{M}_m = \frac{4M_m}{\lambda\pi D_i^3 P_a} \quad \dots\dots\dots (8-99)$$

$$\tilde{M}_p = \frac{4M_p}{\lambda\pi D_i^3 P_a} \quad \dots\dots\dots (8-100)$$

$$\tilde{M} = \begin{cases} \tilde{M}_m + (\Delta\tilde{M})M_1 & \text{壳程压力作用} \\ \tilde{M}_p & \text{管程压力作用} \end{cases} \quad \dots\dots\dots (8-101)$$

$$\dots\dots\dots (8-102)$$

i) 按公式(8-103)、公式(8-104)计算 v 、 m ;

$$v = \psi \cdot \tilde{M} \quad \dots\dots\dots (8-103)$$

$$m = \frac{m_1 + vm_2}{1 + v} \quad \dots\dots\dots (8-104)$$

j) 确定 f_r :1) $m \geq 0.9$ [指图 8-18 a) 中曲线以上范围], 按 8.4.6.5 计算 f_{rb} ,

$$f_r = f_{rb} \quad \dots\dots\dots (8-105)$$

2) $0.3 \leq m < 0.9$ [指图 8-18 a) 中粗曲线范围以上, 即 $K < 1.5$ 时, $m > 0.2$, $K \geq 1.5$ 时 $m > 0.3$], 按 8.4.6.5 确定 f_{ri} 、 f_{rb} ,

$$f_r = \begin{cases} f_{ri} & (|f_{ri}| \geq |f_{rb}|) \\ f_{rb} & (|f_{ri}| < |f_{rb}|) \end{cases} \quad \dots\dots\dots (8-106)$$

3) $-3 \leq m < 0.3$, 按 8.4.6.5 确定 f_{ri} ,

$$f_r = f_{ri} \quad \dots\dots\dots (8-107)$$

4) $m < -3$,

$$f_r = m - \frac{0.7}{K} \quad \dots\dots\dots (8-108)$$

k) 按公式(8-109)计算 G_1 :

$$G_1 = \frac{3f_r}{K} \quad \dots\dots\dots (8-109)$$

l) 按公式(8-110)~公式(8-116)计算应力 $\tilde{\sigma}_r$ 、 σ_r 、 τ_p 、 σ_c 、 σ_t 、换热管与管板焊接连接或非开槽胀接连接的拉脱力 q ;

$$\tilde{\sigma}_r = \frac{(1+\nu)G_1}{4(Q_{ex} + G_2)} \quad \dots\dots\dots (8-110)$$

$$\sigma_r = \tilde{\sigma}_r P_a \frac{\lambda}{\mu} \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \quad \dots\dots\dots (8-111)$$

$$\tilde{\tau}_p = \frac{1}{4} \cdot \frac{1+\nu}{Q_{ex} + G_2} \quad \dots\dots\dots (8-112)$$

$$\tau_p = \tilde{\tau}_p \frac{\lambda P_a}{\mu} \left(\frac{D_t}{\delta} \right) \quad \dots\dots\dots (8-113)$$

$$\sigma_c = \frac{A}{A_s} \left[p_t + \frac{\lambda(1+\nu)}{Q_{ex} + G_2} P_a \right] \quad \dots\dots\dots (8-114)$$

$$\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - \frac{G_2 - \nu Q_{ex}}{Q_{ex} + G_2} P_a \right] \quad \dots\dots\dots (8-115)$$

$$q = \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \quad \dots\dots\dots (8-116)$$

上式计算应区别不计膨胀变形差($\gamma=0$)和计入膨胀变形差($\gamma \neq 0$)两种情况, 应同时满足:

不计膨胀变形差:

$$|\sigma_r| \leq 1.5[\sigma]_r^t$$

$$|\tau_p| \leq 0.5[\sigma]_r^t$$

$$|\sigma_c| \leq \phi[\sigma]_c^t$$

$$|\sigma_t| \leq [\sigma]_t^t$$

$$|\sigma_t| \leq [\sigma]_{cr}^t, \text{ 当 } \sigma_t < 0 \text{ 时}$$

$$|q| \leq [q]$$

计入膨胀变形差:

$$|\sigma_r| \leq 3[\sigma]_r^t$$

$$|\tau_p| \leq 1.5[\sigma]_r^t$$

$$|\sigma_c| \leq 3\phi[\sigma]_c^t$$

$$|\sigma_t| \leq 3[\sigma]_t^t$$

$$|\sigma_t| \leq 1.2[\sigma]_{cr}^t, \text{ 当 } \sigma_t < 0 \text{ 时}$$

$$|q| \leq [q], \text{ 胀接时或 } |q| \leq 3[q], \text{ 焊接时}$$

对于开槽胀接连接的强度胀结构, 换热管轴向应力应满足 $|\sigma_t| \leq [q]$ 。对于内孔焊结构, 换热管轴向应力应相应满足 $|\sigma_t| \leq \phi \cdot \min([\sigma]_t^t, [\sigma]_r^t)$, 同时不再校核拉脱力。对于兼做法兰的管板延长部分, 还应按公式(8-117)、公式(8-118)计算 \tilde{M}_{ws} , 再由 \tilde{M}_{ws} 按公式(8-119)计算法兰应力 σ'_f 。

$$\begin{aligned}\tilde{M}_{ws} &= \begin{cases} \xi \cdot \tilde{M}_m - (\Delta \tilde{M}_f) M_1 & \text{壳程压力作用} \dots\dots\dots (8-117) \\ \xi \cdot \tilde{M}_p - M_1 & \text{管程压力作用} \dots\dots\dots (8-118) \end{cases} \\ \sigma'_f &= \frac{\pi}{4} Y \tilde{M}_{ws} \lambda P_a \left(\frac{D_i}{\delta'_f} \right)^2 \dots\dots\dots (8-119)\end{aligned}$$

并满足:

$$|\sigma'_f| \leq 1.5[\sigma]_f^t, \text{不计膨胀变形差};$$

$$|\sigma'_f| \leq 3[\sigma]_f^t, \text{计入膨胀变形差}。$$

其中, Y 按公式(8-42)计算。

对于计算工况⑤⑥应分别按公式(8-117)、公式(8-118)计算 \tilde{M}_{ws} , 取其中绝对值较大者之 \tilde{M}_{ws} 校核法兰应力。管板与壳体法兰的厚度差应满足结构要求。

- m) 若上述 l) 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。

- n) 由计算厚度按 8.4.1 确定管板厚度。

8.4.6.5 f_{ri} 、 f_{rb} 的确定

f_{ri} 、 f_{rb} 按以下步骤进行计算。

- a) 管板布管区内部的最大径向弯矩系数 f_{ri} 的确定

当 $1 \leq K \leq 6$ 时, 查图 8-18 a)、图 8-18 b), 得到 f_{ri} 。

当 K 值超出图 8-18 a)、图 8-18 b) 所给曲线范围时, f_{ri} 取值见公式(8-120)、公式(8-121):

当 $K < 1$ 时,

$$f_{ri} = m - 0.412 \, 5K \dots\dots\dots (8-120)$$

当 $K > 6$ 时,

$$f_{ri}(m, K) = f_{ri}(m, 6) \dots\dots\dots (8-121)$$

- b) 边缘弯矩折减系数 ξ_b 及管板布管区周边的径向弯矩系数 f_{rb} 的计算

按公式(8-122)计算边缘弯矩折减系数 ξ_b 。符合 8.4.6 规定的管板, 如 $\rho_t < 0.8$, 则以 $\rho_t = 0.8$ 计算 k , ξ_b 。

$$\xi_b = 1 + c_1 k + c_2 k^2 + c_3 k^3 + \frac{1}{m} (c_4 k + c_5 k^2 + c_6 k^3) \dots\dots\dots (8-122)$$

当计算得到的 $|\xi_b| < \mu$ 时, 令 $\xi_b = \mu$ 。

管板布管区周边的径向弯矩系数按公式(8-123)计算。

$$f_{rb} = \xi_b m = m (1 + c_1 k + c_2 k^2 + c_3 k^3) + (c_4 k + c_5 k^2 + c_6 k^3) \dots\dots\dots (8-123)$$

式中:

$$\begin{aligned}c_1 &= \begin{cases} \frac{0.7}{K} - \frac{0.7}{K^2} \left(1 + \frac{2}{1.35 + 0.4 \sqrt{K}} \right) & K > 2.0 \\ 0 & K \leq 2.0 \end{cases} \\ c_2 &= \begin{cases} K^2 \left(\frac{0.019 + 0.005 \, 2(0.25K)^4}{0.275 + 0.081/(0.25K)^4 + 0.059(0.25K)^4} - 0.088 \, 5 \right) & K \leq 4 \\ -0.5 & K > 4 \end{cases}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
c_3 &= \begin{cases} K \left[0.084 \, 93 - \frac{0.073 \, 2 + 0.137 \, 2 (0.25K)^4}{1.65 + 0.487 \, 5 / (0.25K)^4 + 3.292 \, 8 (0.25K)^4} \right] & K \leq 4 \\ 0.235 \, 7 - \frac{0.2}{K} & K > 4 \end{cases} \\
c_4 &= \begin{cases} 0.91 \left[0.194 - \frac{0.182}{1 + (3/K)^4} \right] - 1 & K \leq 10 \\ -1 & K > 10 \end{cases} \\
c_5 &= \begin{cases} \frac{1}{K} \left[0.412 \, 5 + \frac{1 + 0.430 \, 5 (0.25K)^4 + 0.023 \, 6 (0.25K)^8}{0.5 + 0.148 / (0.25K)^4 + 0.107 (0.25K)^4 + 0.011 \, 66 (0.25K)^8} \right] & K \leq 4 \\ 0.707 \, 1 - \frac{0.5}{K} & K > 4 \end{cases} \\
c_6 &= \begin{cases} -\frac{1}{K^2} \left[\frac{1 + 0.74 (0.25K)^4 + 0.125 (0.25K)^8}{0.69 + 0.204 / (0.25K)^4 + 0.147 \, 48 (0.25K)^4} \right] & K \leq 4 \\ \frac{1}{12\sqrt{K-1.9}} - \frac{1}{6} & K > 4 \end{cases}
\end{aligned}$$

8.4.6.6 壳程圆筒分段时的管板计算

壳程圆筒分段设计时(见图 8-4),应满足本条款结构要求并按照本条款对相关参数进行调整后再进行固定管板相关计算。当中部壳程圆筒材料与端部壳程圆筒材料不同时,如果工程设计可忽略两者弹性模量引起的偏差,可用本计算方法。图 8-4 给出各段的长度 L'_1 、 L''_1 ,厚度 δ_s 、 δ_{s2} 和材料热膨胀系数

α_{s1} 、 α_{s2} 。

a) 结构要求

$$L'_1 \geq 1.8 \sqrt{D_i \delta_s} \text{ 且 } L''_1 \geq 1.8 \sqrt{D_i \delta_s}$$

b) 计算

壳程圆筒分段设计时,参数 Q 、 α_s 应按本条款进行调整后,再按 8.4.6.4 步骤进行固定管板式换热器的计算。

Q 按公式(8-124)计算:

$$Q = \frac{E_t n a}{E_s A_s} \left[\frac{L'_1 + L''_1}{L} + \frac{(L - L'_1 - L''_1) \delta_s}{L \delta_{s2}} \right] \dots\dots\dots (8-124)$$

α_s 按公式(8-125)计算:

$$\alpha_s = \alpha_{s1} \cdot \frac{L'_1 + L''_1}{L} + \alpha_{s2} \cdot \frac{(L - L'_1 - L''_1)}{L} \dots\dots\dots (8-125)$$

式中:

α_{s1} ——在金属温度 $t_0 \sim t_s$ 范围内,与管板相接段壳程圆筒材料平均线膨胀系数,单位为每摄氏度($^{\circ}\text{C}$);

α_{s2} ——在金属温度 $t_0 \sim t_s$ 范围内,中间段壳程圆筒材料平均线膨胀系数,单位为每摄氏度($^{\circ}\text{C}$)。

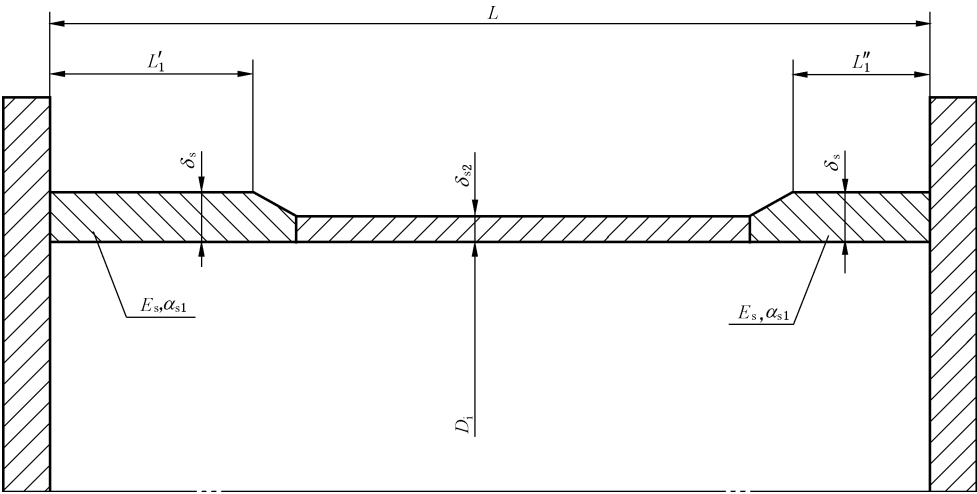
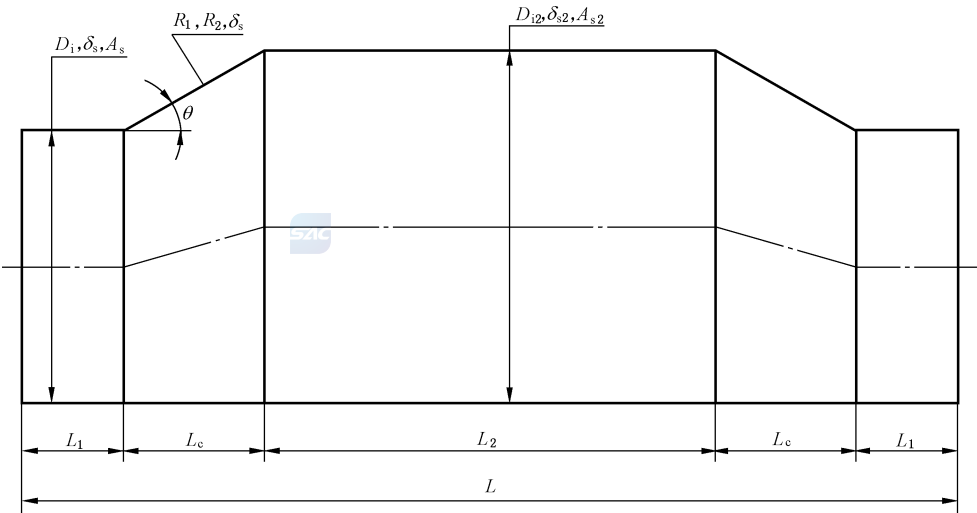


图 8-4 壳程圆筒分段

8.4.6.7 釜式热交换器管板计算

釜式固定管板热交换器壳体结构见图 8-5。



标引符号说明：

- A_s, A_{s2} —— 各段圆筒横截面积, mm^2 ;
- D_i, D_{i2} —— 锥壳两端圆筒内直径, mm ;
- L —— 壳程壳体总长度, mm ;
- L_1, L_2 —— 各段圆筒长度, mm ;
- L_c —— 偏心斜锥壳轴向长度, mm ;
- R_1, R_2 —— 锥壳小端、大端半径, mm ;
- R_c —— 锥壳小端、大端平均半径, mm ;
- α —— 等效正锥壳半顶角,
- δ_c —— 偏心斜锥壳厚度, mm ;
- δ_s, δ_{s2} —— 各段圆筒厚度, mm 。

图 8-5 釜式固定管板热交换器壳体

在满足 a) 条件下,按 b)~f) 调整相关参数后再进行固定管板的相关计算。

a) 适用结构条件:

——釜式壳体无膨胀节,对于管长中面左、右结构对称;

——偏心锥壳半顶角 $\theta \leq 30^\circ$;

——小、大圆筒,偏心锥壳材料相同,即: $E_s = E_{s2} = E_c$; $\nu_s = \nu_{s2} = \nu_c$;

——用半顶角为 α 的正锥壳近似代替与圆筒轴线夹角为 θ 的偏心斜锥壳,同时保持斜锥壳轴向长度 L_c 不变。

b) 正锥壳半顶角为 α :

按公式(8-126)计算。

$$\alpha = \arctan(0.5 \tan \theta) \quad \dots\dots\dots (8-126)$$

c) 计算刚度比, Q :

按公式(8-127)计算管束与釜式壳体轴向刚度比 Q :

$$Q = \frac{E_t n a}{E_s A_s L} \left[2L_1 + \frac{A_s}{\pi \delta_c \sin \alpha \cos^2 \alpha} \ln \frac{R_2}{R_1} + L_2 \frac{A_s}{A_{s2}} \right] \quad \dots\dots\dots (8-127)$$

在 8.4.6.4 b) 计算中,以公式(8-127)替代公式(8-69) Q 表达式。

d) 计算等效泊松比 ν'_s :

按公式(8-128)计算壳体材料等效泊松比 ν'_s 。

$$\nu'_s = \nu_s \left[\frac{2L_1}{L} + \frac{2}{\cos \alpha} \frac{\delta_s}{\delta_c} \frac{R_c}{R_1} \frac{L_c}{L} + \frac{\delta_s}{\delta_{s2}} \frac{R_2}{R_1} \frac{L_2}{L} \right] \quad \dots\dots\dots (8-128)$$

式中: $R_c = 0.5(R_1 + R_2)$ 。

e) 计算系数 Σ_s :

按公式(8-129)计算系数 Σ_s 。

$$\Sigma_s = 1 - 2\nu_t + \frac{2}{\lambda} (\nu_t + \nu'_s \cdot Q) \quad \dots\dots\dots (8-129)$$

在 8.4.6.4 b) 计算中,以公式(8-129)替代公式(8-72) Σ_s 表达式。

f) 壳程圆筒轴向薄膜应力:

在 8.4.6.4 1) 计算中,壳程圆筒轴向应力公式(8-114)后面应再补充计算:

1) 大直径圆筒 L_2 段轴向薄膜应力 σ_{c2} ,以 A_{s2} 代替公式(8-114)中的 A_s 。

2) 锥壳大端经向薄膜应力 σ_{cc} ,以 $A_{s2} \cos \theta$ 代替公式(8-114)中的 A_s 。

8.4.6.8 应力计算公式及管板计算表

见表 8-14、表 8-17 和表 8-18。

8.4.7 换热管与管板连接的许用拉脱力

管头采用强度胀时,许用拉脱力 $[q]$ 按表 8-12 选取。

表 8-12 强度胀许用拉脱力

单位为兆帕

换热管与管板连接结构形式		机械胀、柔性胀
钢制换热管	单槽胀接或管端卷边 ^a	$0.5 \min\{[\sigma]_r^t, [\sigma]_t^t\}$
	双槽、多槽胀接 ^a	$0.6 \min\{[\sigma]_r^t, [\sigma]_t^t\}$
有色金属制换热管	开槽胀接 ^a	$0.5 \min\{[\sigma]_r^t, [\sigma]_t^t\}$
换热管	不开槽胀接	2
注 1：数据不包括双相钢管与非双相钢管板的许用拉脱力。		
注 2： $[\sigma]_r^t$ 、 $[\sigma]_t^t$ 分别为管板或管板覆层(如果有)材料、换热管材料设计温度下的许用应力。		
^a 采用胀焊并用时，开槽胀加密封焊按胀接接头形式确定许用拉脱力。		

管头采用强度焊时，许用拉脱力 $[q]$ 按表 8-13 选取。

表 8-13 强度焊许用拉脱力

单位为兆帕

换热管与管板连接结构形式	拉脱试验未验证	拉脱试验验证
强度焊 ^a	$0.6 \min\{[\sigma]_r^t, [\sigma]_t^t\}$	$0.7 \min\{[\sigma]_r^t, [\sigma]_t^t\}$
注： $[\sigma]_r^t$ 、 $[\sigma]_t^t$ 分别为管板或管板覆层(如果有)材料、换热管材料设计温度下的许用应力。		
^a 采用胀焊并用时，强度焊加贴胀按焊接接头形式确定许用拉脱力。		

8.4.8 管板布管区计算参数

8.4.8.1 管板分程处面积 A_d

管板分程处面积 A_d (即图 8-6 所示阴影面积)，系指在布管区范围内，因设置分程隔板和拉杆结构的需要，而未能被换热管支承的面积。

换热管孔排列一般分为正三角形(30°)、转角正三角形(60°)、正方形(90°)、转角正方形(45°)四种。下面仅以一排隔板槽为例，分别给出 4 种排列的分程处面积计算方法。

其中， n' ——沿隔板一侧管根数，见图 8-6。

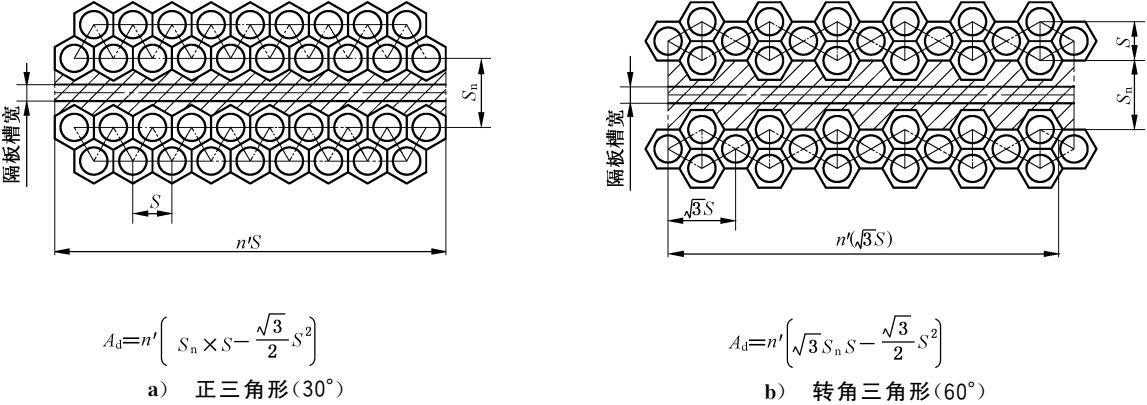


图 8-6 管板分程处面积

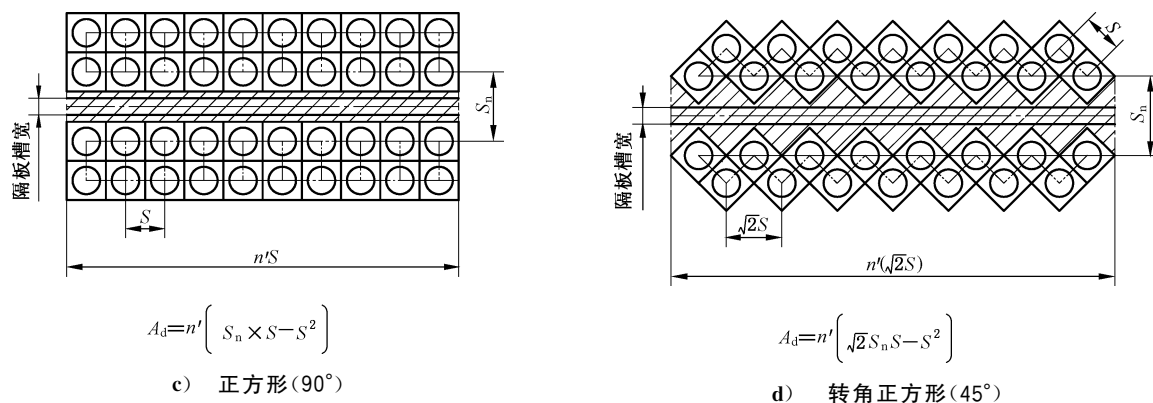


图 8-6 管板分程处面积 (续)

8.4.8.2 管板布管区面积 A_t

对于 U 形管式热交换器管板, 见公式(8-130)、公式(8-131):

$$\text{三角形排列} \quad A_t = 1.732nS^2 + A_d \quad \dots\dots\dots (8-130)$$

$$\text{正方形排列} \quad A_t = 2nS^2 + A_d \quad \dots\dots\dots (8-131)$$

对于浮头式、填料函式与固定式热交换器管板, 见公式(8-132)、公式(8-133)

$$\text{三角形排列} \quad A_t = 0.866nS^2 + A_d \quad \dots\dots\dots (8-132)$$

$$\text{正方形排列} \quad A_t = nS^2 + A_d \quad \dots\dots\dots (8-133)$$

8.4.8.3 管板布管区其他参数

管板布管区其他参数确定如下。

a) 管板布管区当量直径 D_t , 见公式(8-134):

$$D_t = \sqrt{4A_t/\pi} \quad \dots\dots\dots (8-134)$$

b) 管板计算半径 R

对于 a 型连接方式的管板, 根据法兰连接密封面的型式和垫片尺寸按 GB/T 150.4—2024 中第 9 章计算 D_G , 见公式(8-135):

$$R = D_G/2 \quad \dots\dots\dots (8-135)$$

对于其他连接方式的管板, 见公式(8-136):

$$R = D_i/2 \quad \dots\dots\dots (8-136)$$

c) 布管区当量直径 D_t 与计算直径 $2R$ 之比 ρ_t , 见公式(8-137):

$$\rho_t = \frac{D_t}{2R} \quad \dots\dots\dots (8-137)$$

8.4.9 计算表

管板应力计算公式见表 8-14~表 8-18。

表 8-14 应力计算公式汇总表

热交换器型式	应力类别	应力计算公式	说 明
固定式	σ_r	$\sigma_r = \tilde{\sigma}_r P_a \frac{\lambda}{\mu} \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2$ 其中: $\tilde{\sigma}_r = \frac{(1+\nu)G_1}{4(Q_{ex} + G_2)}$	
	τ_p	$\tau_p = \tilde{\tau}_p \frac{\lambda P_a}{\mu} \left(\frac{D_i}{\delta} \right)$ 其中: $\tilde{\tau}_p = \frac{1}{4} \cdot \frac{1+\nu}{Q_{ex} + G_2}$	
	σ_t	$\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - \frac{G_2 - \nu Q_{ex}}{Q_{ex} + G_2} P_a \right]$	
	σ_c	$\sigma_c = \frac{A}{A_s} \left[P_t + \frac{\lambda(1+\nu)}{Q_{ex} + G_2} P_a \right]$	
	σ'_f	$\sigma'_f = \frac{\pi}{4} Y \tilde{M}_{ws} \lambda P_a \left(\frac{D_i}{\delta'_f} \right)^2$	仅对管板延长部分兼作法兰的热交换器计算
	q	$q = \frac{\sigma_t a}{\pi d l}$	
浮头式	σ_t	$\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - (p_s - p_t) \frac{A_t}{A_1} G_{we} \right]$	G_{we} 按 $\frac{\tilde{K}_t^{1/3}}{\tilde{p}_a^{1/2}}, \frac{1}{\rho_t}$ 查图 8-13
	q	$q = \frac{\sigma_t a}{\pi d l}$	
填料函式	σ_t	$\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left(P_c + \frac{A_t}{A_1} G_{we} p_t \right)$	
	q	$q = \frac{\sigma_t a}{\pi d l}$	
U 形管式	σ_r	$\left \sigma_r \right _{r=0} = \left \frac{C_c}{\mu} (p_s - p_t) \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 - \xi_T \frac{6M_{fo}}{\mu \delta^2} \right $ $\left \sigma_r \right _{r=R_t} = \left \frac{C_e}{\mu} (p_s - p_t) \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 - \xi_T \frac{6M_{fo}}{\mu \delta^2} \right $ $\left \sigma_r \right _{r=R} = \left C_M (p_s - p_t) \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 + \xi_R \frac{6M_{fo}}{\delta^2} \right $	对于 a, b, c, d 型 $M_{fo} = 0$
	σ'_f	$\sigma'_f = \frac{\pi Y M_{ws}}{\delta_f^2}$	仅对 e, f 型
	σ_t	$\sigma_t = -(p_s - p_t) \frac{\pi d^2}{4a} - p_t$	
	q	$q = \frac{\sigma_t a}{\pi d l}$	

表 8-15 U 形管式热交换器管板计算表(b 型、c 型、d 型、e 型、f 型连接方式)

初始数据			
壳程	内径 D_i	mm	管板 延 长 部 分 (凸 缘 或 法 兰)
	厚度 δ_s	mm	
管箱	圆筒厚度 δ_h	mm	
U 形管	外径 d	mm	
	壁厚 δ_t	mm	
	根数 n		
	管心距 S	mm	
	一根管壁横截面积 a	mm ²	
	A_d (见 8.4.8.1)	mm ²	
布管区	布管区面积 A_t	mm ²	
	\triangle 排列: $A_t=1.732nS^2+A_d$		
	\square 排列: $A_t=2nS^2+A_d$		
	布管区当量直径 $D_t=1.128 \sqrt{A_t}$ mm		
$\rho_t=\frac{D_t}{D_i}$			
管板	假设计算厚度 δ	mm	
	开孔前抗弯刚度 $D=\frac{E_p \delta^3}{12(1-\nu^2)}$		
管板 延 长 部 分 (凸 缘 或 法 兰)			
宽度 b_f mm			
确定管箱法兰(凸缘)厚度 δ_f'' mm			
$\omega''=4.4k_hD_i[1+(1+k_h\delta_f'')^2]\left(\frac{\delta_h}{D_i}\right)^3$			
旋转刚度参数 MPa			
$K_f''=\frac{E_h}{12}\left[\frac{E_f''}{E_h}\frac{2b_f}{D_i+b_f}\left(\frac{2\delta_f''}{D_i}\right)^3+\omega''\right]$			
确定壳体法兰(凸缘)厚度 δ_f' mm			
$\omega'=4.4k_sD_i[1+(1+k_s\delta_f')^2]\left(\frac{\delta_s}{D_i}\right)^3$			
其中:			
$k_s=\frac{1.82}{\sqrt{D_i\delta_s}} \quad k_h=\frac{1.82}{\sqrt{D_i\delta_h}}$			
旋转刚度参数 MPa			
$K_f'=\frac{E_s}{12}\left[\frac{E_f'}{E_s}\frac{2b_f}{D_i+b_f}\left(\frac{2\delta_f'}{D_i}\right)^3+\omega'\right]$			
$K_f=K_f'+K_f''$ MPa			
旋转刚度无量纲参数 $\tilde{K}_f=\frac{D_i^2D_t}{8D}K_f$			
按 \tilde{K}_f,ρ_t ,查图 8-7, $C_c=$			
查图 8-8, $C_e=$			
查图 8-9, $C_M=$			
本框计算仅用于 e 型,f 型连接方式			
对于 e 型连接方式,以管程设计压力 p_t 进行 M_m,M_p 计算;无量纲参数 $\tilde{K}_f^{\circ}=\tilde{K}_fK_f'/K_f=$			
对于 f 型连接方式,以壳程设计压力 p_s 进行 M_m,M_p 计算;无量纲参数 $\tilde{K}_f^{\circ}=\tilde{K}_fK_f''/K_f=$			
基本法兰力矩 $M_m= \quad \text{N} \cdot \text{mm}$ 按 $\tilde{K}_f^{\circ},\rho_t$ 查图 8-10, $\xi_T=$			
操作法兰力矩 $M_p= \quad \text{N} \cdot \text{mm}$ 按 $\tilde{K}_f^{\circ},\rho_t$ 查图 8-10, $\xi_R=$			
法兰应力参数 $Y=\frac{1}{X-1}\left(0.668\ 45+5.716\ 90\ \frac{X^2\lg X}{X^2-1}\right)$,其中 $X=(D_i+2b_f)/D_i$			

表 8-15 U 形管式热交换器管板计算表(b 型、c 型、d 型、e 型、f 型连接方式) (续)

U 形管式热交换器管板计算表(b 型、c 型、d 型、e 型、f 型连接方式)								
以下应力计算中,表内虚线右侧的计算内容仅用于 e 型、f 型连接方式,校核计算均应取应力的绝对值								
设 计 工 况			壳程压力作用工况 $p_i=0$			管程压力作用工况 $p_s=0$		
			压力作用	法兰力矩作用	校 核	压力作用	法兰力矩作用	校 核
计算压力 p_d MPa			$p_d=p_s=$			$p_d=-p_i=$		
法兰预紧力矩 M_{f_0} N • mm/mm			—	见表 8-8		—	见表 8-8	
法兰设计力矩 M_{ws} N • mm/mm			—	见表 8-9		—	见表 8-9	
中间计算参数 MPa			$A=p_d\left(\frac{D_i}{\delta}\right)^2=$	$B=\frac{6M_{f_0}}{\delta^2}=$		$A=p_d\left(\frac{D_i}{\delta}\right)^2=$	$B=\frac{6M_{f_0}}{\delta^2}=$	
管板 应力 MPa	$(\sigma_r)_{r=0}$	$(\sigma_r^\circ)_{r=0}$	$\pm \frac{C_c}{\mu}A=$	$\mp \frac{\xi_r}{\mu}B=$	$\leq 1.5[\sigma]_t$	$\pm \frac{C_c}{\mu}A=$	$\mp \frac{\xi_r}{\mu}B=$	$\leq 1.5[\sigma]_t$
	$(\sigma_r)_{r=R_t}$	$(\sigma_r^\circ)_{r=R_t}$	$\pm \frac{C_e}{\mu}A=$	$\mp \frac{\xi_r}{\mu}B=$	$\leq 1.5[\sigma]_t$	$\pm \frac{C_e}{\mu}A=$	$\mp \frac{\xi_r}{\mu}B=$	$\leq 1.5[\sigma]_t$
	$(\sigma_r)_{r=R}$	$(\sigma_r^\circ)_{r=R}$	$\mp C_M A=$	$\mp \xi_R B=$	$\leq 1.5[\sigma]_t$	$\mp C_M A=$	$\mp \xi_R B=$	$\leq 1.5[\sigma]_t$
管板法兰应力 ^a $\sigma_f=\frac{\pi Y M_{ws}}{\delta_f^2}$		MPa				$\leq 1.5[\sigma]_f$		
换热管轴向应力 ^b $\sigma_t=-\left(p_s-p_i\right) \frac{\pi d^2}{4 a}-p_i$ MPa					$\leq[\sigma]_t$			$\leq[\sigma]_t$
拉脱力 ^c $q=\frac{\sigma_t a}{\pi d l}$ MPa					$\leq[q]$			$\leq[q]$
^a 对于 e 型、f 型连接方式,在计算管板法兰时,应校核 $p_d=p_s-p_i$ 的压力作用工况。								
^b 在计算换热管轴向应力和拉脱力时,应校核 $p_d=p_s-p_i$ 的压力作用工况。								
^c 对于开槽胀接连接的强度胀结构和内孔焊结构,校核条件分别见 8.4.4.3 f)、8.4.4.4 i)和 8.4.4.5 o)。								

表 8-16 浮头式、填料函式热交换器管板计算表^a

初始数据			管板设计温度下的弹性模量 E_p	MPa
壳程设计压力 p_s		MPa	管板刚度削弱系数 η	
管程设计压力 p_t		MPa	管板强度削弱系数 μ	
垫片压紧力作用中心圆直径 D_G		mm	换热管与管板非开槽胀接长度或焊脚高度 l	mm
管板计算压力 p_d		MPa	管板设计温度下许用应力 $[\sigma]_t^1$	MPa
换 热 管	换热管外径 d	mm	许用拉脱力 $[q]$	MPa
	换热管壁厚 δ_t	mm	系 数 计 算	
	换热管根数 n		管板布管区面积 A_t (按 8.4.8)	mm ²
	管心距 S	mm	三角形排列 $A_t=0.866nS^2+A_d$	
	面积 A_d (见 8.4.8.1)	mm ²	正方形排列 $A_t=nS^2+A_d$	
	换热管金属总截面积 $na=n\pi\delta_t(d-\delta_t)$	mm ²	布管区内开孔后面积 $A_1=A_t-n\pi d^2/4$	mm ²
	开孔面积 $n\pi d^2/4$	mm ²	管板布管区当量直径 $D_t=\sqrt{4A_t/\pi}$	mm
	换热管有效长度 L	mm	管束模数 $K_t=\frac{E_t na}{LD_t}$	
	换热管设计温度下弹性模量 E^t	MPa	管束无量纲刚度 $\tilde{K}_t=\frac{K_t}{\eta E_p}$	
	换热管设计温度下许用应力 $[\sigma]_t^1$	MPa	系数 $\beta=na/A_1$	
	换热管设计温度下屈服点 R_{el}^t	MPa	$\rho_t=\frac{D_t}{D_G}$	
	换热管回转半径 $i=0.25\sqrt{d^2+(d-2\delta_t)^2}$	mm	无量纲压力 $\tilde{P}_a=\frac{p_d}{1.5\mu[\sigma]_t^1}$	
	换热管受压失稳当量长度 l_{cr} (见图 8-2)	mm	计算 $\tilde{K}_t^{1/3}/\tilde{P}_a^{1/2}=$	
	系数 $C_r=\pi\sqrt{2E^t/R_{el}^t}$		计算 $1/\rho_t=$	
	换热管稳定许用压力 $[\sigma]_{cr}^t$		查图 8-11 $C=$	
	当 $C_r\leq l_{cr}/i$ 时, $[\sigma]_{cr}^t=\frac{E^t}{1.5}\cdot\frac{\pi^2}{(l_{cr}/i)^2}$	MPa	查图 8-13 $G_{we}=$	
	当 $C_r>l_{cr}/i$ 时, $[\sigma]_{cr}^t=\frac{R_{el}^t}{1.5}\cdot\left[1-\frac{l_{cr}/i}{2C_r}\right]$	MPa		
管板计算厚度 $\delta=CD_t\sqrt{\tilde{P}_a}$			mm	
当量组合压力 $P_c=p_s-p_t(1+\beta)$			MPa	
换热管应力 ^b				
浮头式	$\sigma_t=\frac{1}{\beta}\left[P_c-(p_s-p_t)\frac{A_t}{A_1}G_{we}\right]$	MPa	当 $\sigma_t>0$ 时 $\sigma_t\leq[\sigma]_t^1$ 当 $\sigma_t<0$ 时 $ \sigma_t \leq[\sigma]_{cr}^t$	
填函式	$\sigma_t=\frac{1}{\beta}\left[P_c+p_t\frac{A_t}{A_1}G_{we}\right]$	MPa		
拉脱力 ^c $q=\frac{\sigma_t a}{\pi dl}$		MPa	$ q \leq[q]$	
^a 本表不适用于后端结构为 W 型式的填函式热交换器。				
^b 一般情况下,应按 3 种不同组合工况分别进行计算与校核,见 8.4.5.3。				
^c 对于开槽胀接连接的强度胀结构和内孔焊结构,校核条件见 8.4.5.3 h)。				

表 8-17 延长部分兼作法兰的固定管板式热交换器管板计算表(e 型连接方式)

初始数据			
壳程圆筒	内径 D_i mm 厚度 δ_s mm 内径面积 $A = \pi D_i^2 / 4$ mm ² 金属横截面积 $A_s = \pi \delta_s (D_i + \delta_s)$ mm ² 膨胀节波峰处内径 D_{ex} mm 膨胀节刚度 K_{ex} N/mm		
管箱	圆筒厚度 δ_h mm	管板	假定管板厚度 mm 换热管加强系数 $K = \left[1.32 \frac{D_i}{\delta} \sqrt{\frac{E_t na}{E_p \eta L \delta}} \right]^{1/2} =$ $k = K (1 - \rho_t) =$
换热管	换热管外径 d mm 换热管壁厚 δ_t mm 换热管根数 n 管心距 S mm 面积 A_d mm ² 换热管金属总截面积 $na = n\pi\delta_t (d - \delta_t)$ mm ² 开孔面积 $n\pi d^2 / 4$ mm ² 换热管有效长度 L mm 管束模数 $K_t = \frac{E_t na}{LD_i}$ MPa 换热管回转半径 $i = 0.25 \sqrt{d^2 + (d - 2\delta_t)^2}$ mm 换热管受压失稳当量长度 l_{cr} (见图 8-2) mm 系数 $C_r = \pi \sqrt{2E_t / R_{el}^t}$ 换热管稳定许用压应力 $[\sigma]_{cr}^t$ 当 $C_r \leq l_{cr}/i$ 时, $[\sigma]_{cr}^t = \frac{E_t}{1.5} \cdot \frac{\pi^2}{(l_{cr}/i)^2}$ MPa 当 $C_r > l_{cr}/i$ 时, $[\sigma]_{cr}^t = \frac{R_{el}^t}{1.5} \cdot \left[1 - \frac{l_{cr}/i}{2C_r} \right]$ MPa	法兰	法兰外径 D_f mm 法兰宽度 $b_f = (D_f - D_i) / 2$ mm 壳体法兰厚度 δ'_f mm 管箱法兰厚度 δ''_f mm 计算系数: $k_s = \frac{1.82}{\sqrt{D_i \delta_s}} \quad k_h = \frac{1.82}{\sqrt{D_i \delta_h}}$ $\omega' = 4.4 k_s D_i [1 + (1 + k_s \delta'_f)^2] (\delta_s / D_i)^3$ $\omega'' = 4.4 k_h D_i [1 + (1 + k_h \delta''_f)^2] (\delta_h / D_i)^3$ 旋转刚度 $K''_f = \frac{E_h}{12} \left[\frac{E'_f}{E_h} \frac{2b_f}{D_i + b_f} \left(\frac{2\delta''_f}{D_i} \right)^3 + \omega'' \right]$ MPa 旋转刚度 $K'_f = \frac{E_s}{12} \left[\frac{E'_f}{E_s} \frac{2b_f}{D_i + b_f} \left(\frac{2\delta'_f}{D_i} \right)^3 + \omega' \right]$ MPa 旋转刚度参数 $K_f = K'_f$ 旋转刚度无量纲参数 $\tilde{K}_f = \pi K_f / (4K_t)$ 壳体法兰应力参数 $Y = \frac{1}{X-1} (0.668 \ 45 + 5.716 \ 90 \frac{X^2 \lg X}{X^2 - 1})$ 其中, $X = (D_i + 2b_f) / D_i$
系数计算	开孔后面积 $A_1 = A - n\pi d^2 / 4$ mm ² 管板布管区面积 A_t (按 8.4.8) mm ² 管板布管区当量直径 $D_t = \sqrt{4A_t / \pi}$ mm 系数 $\lambda = \frac{A_1}{A}, Q = \frac{E_t na}{E_s A_s}, \beta = \frac{na}{A_1}$ $Q_{ex} = \begin{cases} Q + \frac{E_t na}{K_{ex} L} & (\text{壳体带膨胀节}) \\ Q & (\text{壳体不带膨胀节}) \end{cases}$ $\rho_t = \frac{D_t}{D_i}, \lambda_{ex} = \left(\frac{D_{ex}}{D_i} \right)^2 - 1$ $\Sigma_s = 0.4 + \frac{0.6}{\lambda} (1 + Q) - \frac{\lambda_{ex}}{2\lambda} (Q_{ex} - Q)$ $\Sigma_t = 0.4 (1 + \beta) + \frac{1}{\lambda} (0.6 + Q_{ex})$	—	按 K, \tilde{K}_f 查图 8-14 $m_1 =$ $\phi = \frac{m_1}{K \tilde{K}_f}$ 按 K, \tilde{K}_f 查图 8-15 $G_2 =$ $M_1 = \frac{m_1}{2K (Q_{ex} + G_2)}$ 按 K, Q_{ex} 查图 8-16 $m_2 =$ 按 K, Q_{ex} 查图 8-17 $G_3 =$ $\xi = \frac{\tilde{K}_f}{\tilde{K}_f + G_3} = K'_f / K''_f =$ $\Delta \tilde{M} = \frac{1}{\xi + (K'_f / K''_f)} =$ $\Delta \tilde{M}_f = \frac{K'_f}{K''_f} \Delta \tilde{M}$

表 8-17 延长部分兼作法兰的固定管板式热交换器管板计算表(e 型连接方式)(续)

法兰 力矩	基本法兰力矩 M_m 管程压力作用时法兰力矩 M_p	$N \cdot mm$ $N \cdot mm$							
组合工况	仅壳程压力作用		仅管程压力作用		壳程、管程压力共同作用				
壳程设计压力 p_s	MPa		0						
管程设计压力 p_t	MPa	0							
当量组合压力 $P_c = p_s - p_t(1 + \beta)$	MPa								
	不计膨胀差	计入膨胀差	不计膨胀差	计入膨胀差	不计膨胀差	计入膨胀差			
$\gamma = \alpha_t(t_t - t_0) - \alpha_s(t_s - t_0)$	0		0		0				
$\beta \gamma E_{tm}$	MPa	0	0		0				
$P_a = \sum_s p_s - \sum_t p_t + \beta \gamma E_{tm}$	MPa								
$\tilde{M}_m = \frac{4M_m}{\lambda \pi D_i^3 P_a}$			—	—					
$\tilde{M}_p = \frac{4M_p}{\lambda \pi D_i^3 P_a}$	—	—							
$\tilde{M} =$	$\tilde{M}_m + (\Delta \tilde{M}) M_1$		—	—		—		—	
	\tilde{M}_p	—	—			—		—	
$\nu = \phi \tilde{M}$									
$m = (m_1 + \nu m_2) / (1 + \nu)$									
f_{ri}									
f_{rb}									
f_r (见 8.4.6.4)									
						见注 1		见注 1	
$G_1 = \frac{3f_r}{K}$									
$\tilde{M}_{ws} =$	$\xi \tilde{M}_m - (\Delta \tilde{M}_f) M_1$		—	—		—		—	
	$\xi \tilde{M}_p - M_1$	—	—			—		—	
	取值					见注 2		见注 2	
$\tilde{\sigma}_r = \frac{(1 + \nu) G_1}{4(Q_{ex} + G_2)}$									
$\tilde{\tau}_p = \frac{1}{4} \cdot \frac{1 + \nu}{Q_{ex} + G_2}$									

表 8-17 延长部分兼作法兰的固定管板式热交换器管板计算表(e 型连接方式)(续)

	以下校核计算除管子压缩应力外,均取应力的绝对值					
	仅壳程压力作用		仅管程压力作用		壳程、管程压力共同作用	
管板应力 MPa	不计膨胀差	计入膨胀差	不计膨胀差	计入膨胀差	不计膨胀差	计入膨胀差
$\sigma_r = \tilde{\sigma}_r P_a \frac{\lambda}{\mu} \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2$	$\leq 1.5 [\sigma]_r^t$	$\leq 3 [\sigma]_r^t$	$\leq 1.5 [\sigma]_r^t$	$\leq 3 [\sigma]_r^t$	$\leq 1.5 [\sigma]_r^t$	$\leq 3 [\sigma]_r^t$
$\tau_p = \tilde{\tau}_p \frac{\lambda P_a}{\mu} \left(\frac{D_i}{\delta} \right)$	$\leq 0.5 [\sigma]_r^t$	$\leq 1.5 [\sigma]_r^t$	$\leq 0.5 [\sigma]_r^t$	$\leq 1.5 [\sigma]_r^t$	$\leq 0.5 [\sigma]_r^t$	$\leq 1.5 [\sigma]_r^t$
壳体法兰应力 MPa $\sigma_f' = \frac{\pi}{4} Y \tilde{M}_{ws} \lambda P_a \left(\frac{D_i}{\delta_f'} \right)^2$	$\leq 1.5 [\sigma]_f^t$	$\leq 3 [\sigma]_f^t$	$\leq 1.5 [\sigma]_f^t$	$\leq 3 [\sigma]_f^t$	$\leq 1.5 [\sigma]_f^t$	$\leq 3 [\sigma]_f^t$
换热管应力 MPa $\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - \frac{G_2 - \nu Q_{ex}}{Q_{ex} + G_2} P_a \right]$	$\leq 1.0 [\sigma]_t^t$ 若 $\sigma_t < 0$ $ \sigma_t \leq [\sigma]_{cr}^t$	$\leq 3.0 [\sigma]_t^t$ 若 $\sigma_t < 0$ $ \sigma_t \leq 1.2 [\sigma]_{cr}^t$	$\leq 1.0 [\sigma]_t^t$ 若 $\sigma_t < 0$ $ \sigma_t \leq [\sigma]_{cr}^t$	$\leq 3.0 [\sigma]_t^t$ 若 $\sigma_t < 0$ $ \sigma_t \leq 1.2 [\sigma]_{cr}^t$	$\leq 1.0 [\sigma]_t^t$ 若 $\sigma_t < 0$ $ \sigma_t \leq [\sigma]_{cr}^t$	$\leq 3.0 [\sigma]_t^t$ 若 $\sigma_t < 0$ $ \sigma_t \leq 1.2 [\sigma]_{cr}^t$
壳程圆筒轴向应力 MPa $\sigma_c = \frac{A}{A_s} \left[p_t + \frac{\lambda(1+\nu)}{Q_{ex} + G_2} P_a \right]$	$\leq \phi [\sigma]_c^t$	$\leq 3 \phi [\sigma]_c^t$	$\leq \phi [\sigma]_c^t$	$\leq 3 \phi [\sigma]_c^t$	$\leq \phi [\sigma]_c^t$	$\leq 3 \phi [\sigma]_c^t$
拉脱力 ^a MPa $q = \frac{\sigma_t a}{\pi d l}$	$\leq [q]$	胀接 $\leq [q]$ 焊接 $\leq 3 [q]$	$\leq [q]$	胀接 $\leq [q]$ 焊接 $\leq 3 [q]$	$\leq [q]$	胀接 $\leq [q]$ 焊接 $\leq 3 [q]$
注 1: \tilde{M} 的计算过程 8.4.6.4 h)~k) 规定,最后取该工况内两条路径计算得到的 f_r 绝对值较大者作为最终 f_r 。同时,以该路径中的 ν 值作为后续计算参数。						
注 2: \tilde{M}_{ws} 的计算过程按 8.4.6.4 l) 规定,最后取该工况内 2 条路径计算得到的 \tilde{M}_{ws} 绝对值较大者作为最终 \tilde{M}_{ws} 。						
^a 对于开槽胀接连接的强度胀结构和内孔焊结构,校核条件见 8.4.6.4 l)。						

表 8-18 不带法兰的固定管板式热交换器管板计算表(b 型、c 型连接方式)

初始数据		管板	
壳程圆筒	内径 D_i mm 厚度 δ_s mm 内径面积 $A = \pi D_i^2 / 4$ mm ² 金属横截面积 $A_s = \pi \delta_s (D_i + \delta_s)$ mm ² 膨胀节波峰处内径 D_{ex} mm 膨胀节刚度 K_{ex} N/mm		
管箱	厚度 δ_h mm	法兰或凸缘	假定管板厚度 δ mm 管子加强系数 $K = \left[1.32 \frac{D_i}{\delta} \sqrt{\frac{E_i n a}{E_p \eta L \delta}} \right]^{1/2} =$ $k = K (1 - \rho_t) =$
换热管	换热管外径 d mm 换热管壁厚 δ_i mm 换热管根数 n 管心距 S mm 面积 A_d , 见 8.4.8.1 mm ² 换热管金属总截面积 $na = n \pi \delta_i (d - \delta_i)$ mm ² 开孔面积 $n \pi d^2 / 4$ mm ² 换热管有效长度 L mm 管束模数 $K_i = \frac{E_i n a}{L D_i}$ MPa 换热管回转半径 $i = 0.25 \sqrt{d^2 + (d - 2\delta_i)^2}$ mm 换热管受压失稳当量长度 l_{cr} (见图 8-2) mm 系数 $C_r = \pi \sqrt{2E_i / R_{el}^i}$ 换热管稳定许用压力 $[\sigma]_{cr}^i$ 当 $C_r \leq l_{cr} / i$ 时, $[\sigma]_{cr}^i = \frac{E_i'}{1.5} \cdot \frac{\pi^2}{(l_{cr} / i)^2}$ MPa 当 $C_r > l_{cr} / i$ 时, $[\sigma]_{cr}^i = \frac{R_{el}^i}{1.5} \cdot \left[1 - \frac{l_{cr} / i}{2C_r} \right]$ MPa		管箱(对于 c 型连接方式, $\omega'' = 0, C'' = 0$) $\omega'' = 4.4 k_h D_i [1 + (1 + k_h \delta_i'')^2] (\delta_h / D_i)^3$ $C'' = \frac{2(1 + k_h \delta_i'')}{(k_h D_i)^2}$ 壳程圆筒(对于 b 型连接方式, $\delta_i' = 0$) $\omega' = 4.4 k_s D_i [1 + (1 + k_s \delta_i')^2] (\delta_s / D_i)^3$ $C' = \frac{2(1 + k_s \delta_i')}{(k_s D_i)^2}$ 其中: $k_s = \frac{1.82}{\sqrt{D_i \delta_s}} \quad k_h = \frac{1.82}{\sqrt{D_i \delta_h}}$ 旋转刚度 MPa $K_i' = \frac{E_s}{12} \left[\frac{E_i'}{E_s D_i + b_i} \left(\frac{2\delta_i'}{D_i} \right)^3 + \omega' \right]$ MPa $K_i'' = \frac{E_h}{12} \omega''$ MPa (对于 c 型连接方式, $K_i'' = 0$) 旋转刚度无量纲参数 $\tilde{K} = \frac{\pi}{4} \frac{K_i' + K_i''}{K_t}$ 按 K, \tilde{K}_i 查图 8-14 $m_1 =$ $\phi = \frac{m_1}{K \tilde{K}_i}$ 按 K, \tilde{K}_i 查图 8-15 $G_2 =$ 按 K, Q_{ex} 查图 8-16 $m_2 =$
系数计算	开孔后面积 $A_1 = A - n \pi d^2 / 4$ mm ² 管板布管区面积 A_t (按 8.4.8) mm ² 管板布管区当量直径 $D_t = \sqrt{4A_t / \pi}$ mm 系数 $\lambda = \frac{A_1}{A}, Q = \frac{E_i n a}{E_s A_s}, \beta = \frac{n a}{A_1}$ $Q_{ex} = \begin{cases} Q + \frac{E_i n a}{K_{ex} L} & (\text{壳体带膨胀节}) \\ Q & (\text{壳体不带膨胀节}) \end{cases}$ $\rho_t = \frac{D_t}{D_i}, \lambda_{ex} = \left(\frac{D_{ex}}{D_i} \right)^2 - 1$ $\Sigma_s = 0.4 + \frac{0.6}{\lambda} (1 + Q) - \frac{\lambda_{ex}}{2\lambda} (Q_{ex} - Q)$ $\Sigma_t = 0.4 (1 + \beta) + \frac{1}{\lambda} (0.6 + Q_{ex})$		

表 8-18 不带法兰的固定管板式热交换器管板计算表(b 型、c 型连接方式)(续)

组合工况	仅壳程压力作用		仅管程压力作用		壳程、管程压力共同作用	
壳程设计压力 p_s MPa			0			
管程设计压力 p_t MPa	0					
当量组合压力 $P_c = p_s - p_t(1 + \beta)$ MPa						
	不计膨胀差	计入膨胀差	不计膨胀差	计入膨胀差	不计膨胀差	计入膨胀差
$\gamma = \alpha_t(t_t - t_0) - \alpha_s(t_s - t_0)$	0		0		0	
$\beta\gamma E_{tm}$ MPa	0		0		0	
$P_a = \sum_s p_s - \sum_t p_t + \beta\gamma E_{tm}$ MPa						
$P_b = C'(p_s - 0.15p_t) - 0.85C''p_t$						
$\tilde{M} = \tilde{M}_b = P_b / (\lambda P_a)$						
$\nu = \psi \tilde{M}$						
$m = (m_1 + \nu m_2) / (1 + \nu)$						
f_{ri}						
f_{rb}						
f_r (见 8.4.6.4)						
$G_1 = 3f_r / K$						
$\tilde{\sigma}_r = 0.25(1 + \nu)G_1 / (Q_{ex} + G_2)$						
$\tilde{\tau}_p = 0.25(1 + \nu) / (Q_{ex} + G_2)$						
管板应力 MPa	不计膨胀差	计入膨胀差	不计膨胀差	计入膨胀差	不计膨胀差	计入膨胀差
	以下校核计算除管子压缩应力外,均取应力的绝对值					
$\sigma_r = \tilde{\sigma}_r P_a \frac{\lambda}{\mu} \left[\frac{D_i}{\delta} \right]^2$	$\leq 1.5[\sigma]_r^t$	$\leq 3[\sigma]_r^t$	$\leq 1.5[\sigma]_r^t$	$\leq 3[\sigma]_r^t$	$\leq 1.5[\sigma]_r^t$	$\leq 3[\sigma]_r^t$
$\tau_v = \tilde{\tau}_p \frac{\lambda P_a}{\mu} \left(\frac{D_t}{\delta} \right)$	$\leq 0.5[\sigma]_r^t$	$\leq 1.5[\sigma]_r^t$	$\leq 0.5[\sigma]_r^t$	$\leq 1.5[\sigma]_r^t$	$\leq 0.5[\sigma]_r^t$	$\leq 1.5[\sigma]_r^t$
换热管应力 MPa $\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - \frac{G_2 - \nu Q_{ex}}{Q_{ex} + G_2} P_a \right]$	$\leq 1.0[\sigma]_t^t$ 若 $\sigma_t < 0$ $ \sigma_t \leq [\sigma]_{cr}^t$	$\leq 3.0[\sigma]_t^t$ 若 $\sigma_t < 0$ $ \sigma_t \leq 1.2[\sigma]_{cr}^t$	$\leq 1.0[\sigma]_t^t$ 若 $\sigma_t < 0$ $ \sigma_t \leq [\sigma]_{cr}^t$	$\leq 3.0[\sigma]_t^t$ 若 $\sigma_t < 0$ $ \sigma_t \leq 1.2[\sigma]_{cr}^t$	$\leq 1.0[\sigma]_t^t$ 若 $\sigma_t < 0$ $ \sigma_t \leq [\sigma]_{cr}^t$	$\leq 3.0[\sigma]_t^t$ 若 $\sigma_t < 0$ $ \sigma_t \leq 1.2[\sigma]_{cr}^t$
壳程圆筒轴向应力 MPa $\sigma_c = \frac{A}{A_s} \left[p_t + \frac{\lambda(1 + \nu)}{Q_{ex} + G_2} P_a \right]$	$\leq \phi[\sigma]_c^t$	$\leq 3\phi[\sigma]_c^t$	$\leq \phi[\sigma]_c^t$	$\leq 3\phi[\sigma]_c^t$	$\leq \phi[\sigma]_c^t$	$\leq 3\phi[\sigma]_c^t$
拉脱力 ^a MPa $q = \frac{\sigma_t a}{\pi dl}$	$\leq [q]$	胀接 $\leq [q]$ 焊接 $\leq 3[q]$	$\leq [q]$	胀接 $\leq [q]$ 焊接 $\leq 3[q]$	$\leq [q]$	胀接 $\leq [q]$ 焊接 $\leq 3[q]$
^a 对于内孔焊结构,校核条件见 8.4.6.4 l)。						

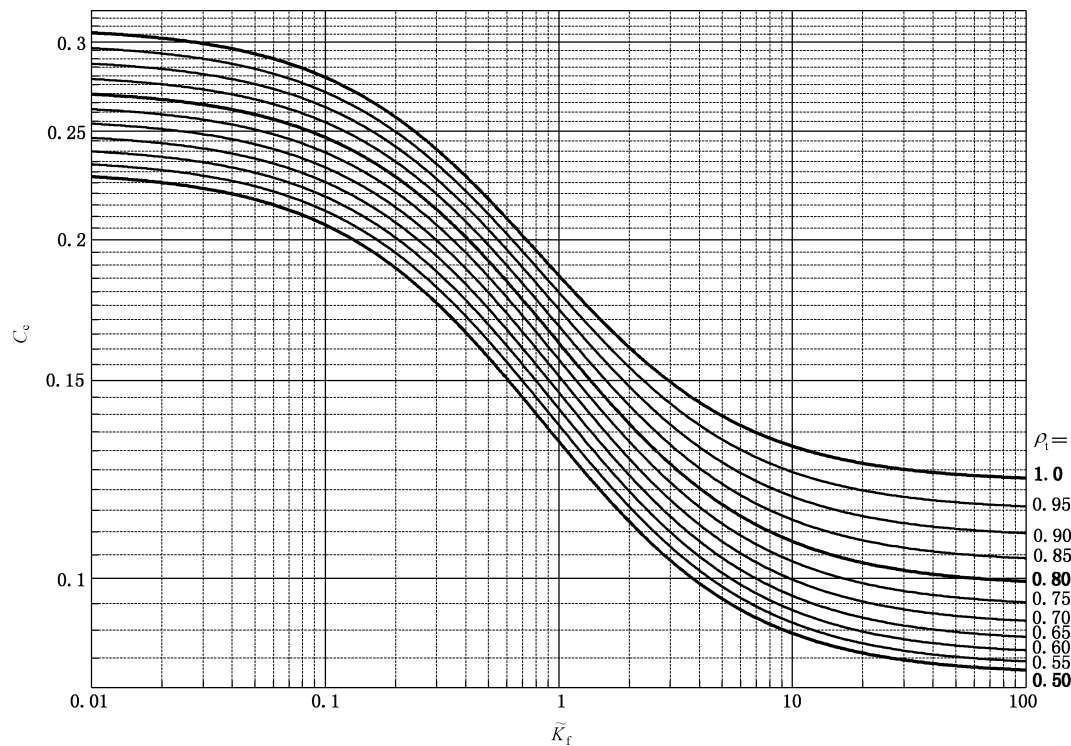


图 8-7 U 形管式热交换器管板厚度计算系数 C_e

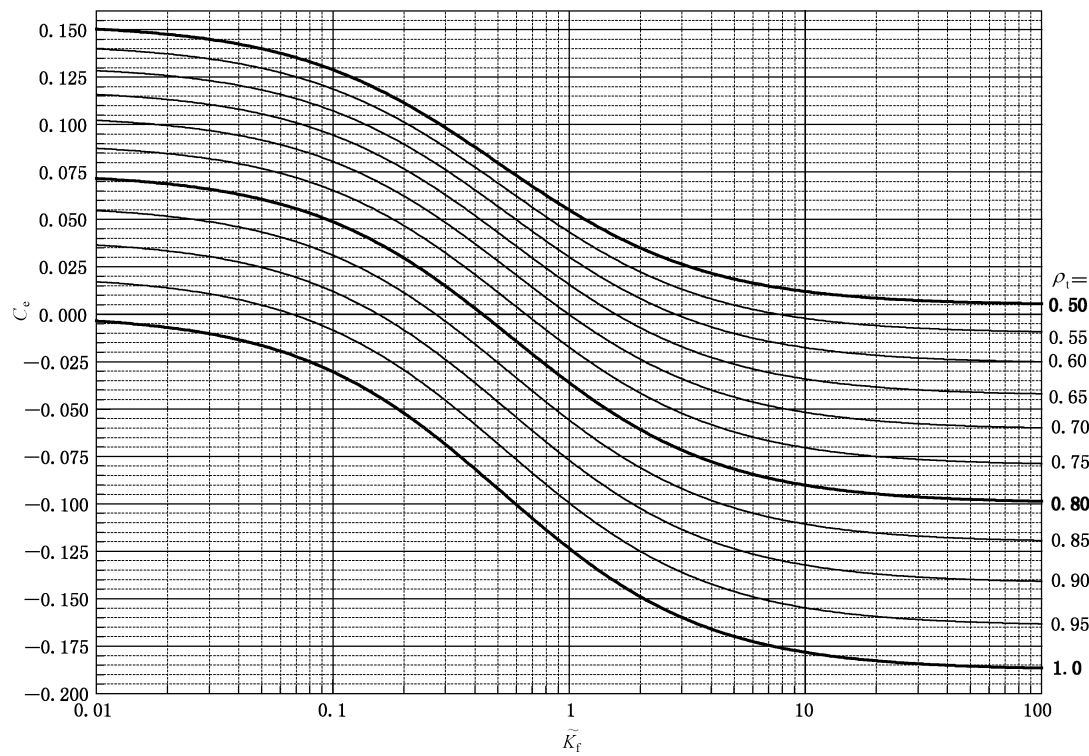


图 8-8 U 形管式热交换器管板厚度计算系数 C_e

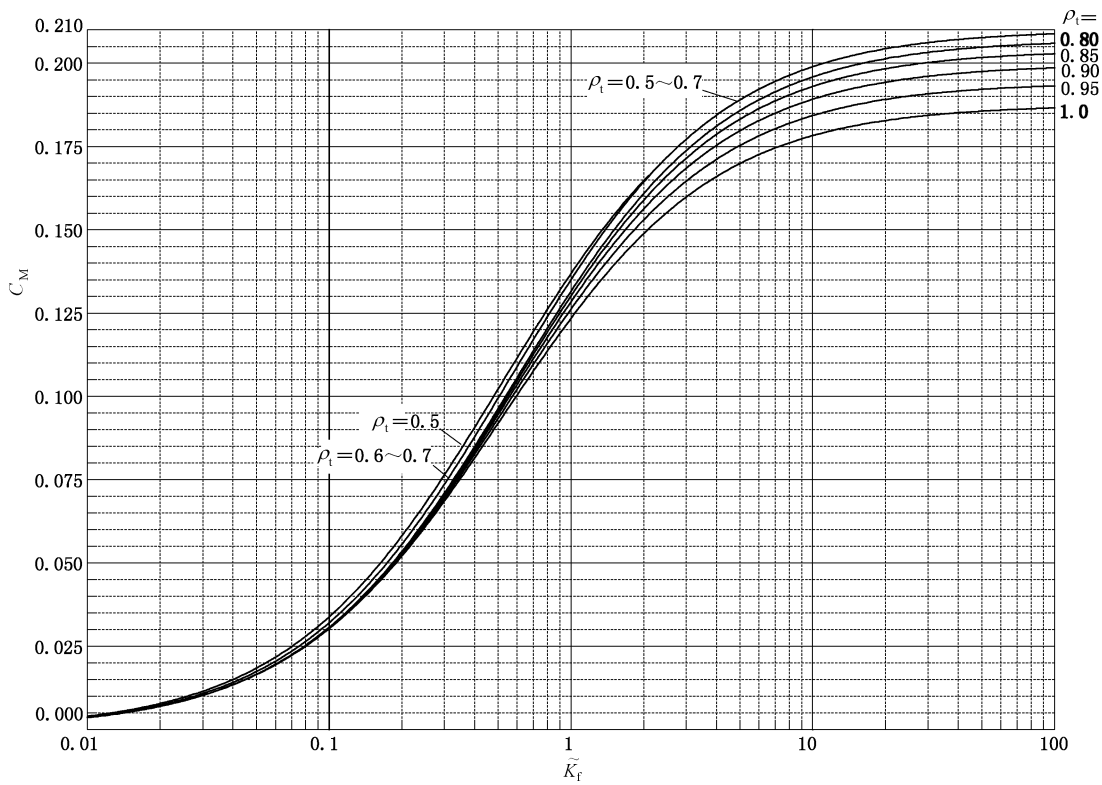


图 8-9 U 形管式热交换器管板厚度计算系数 C_M

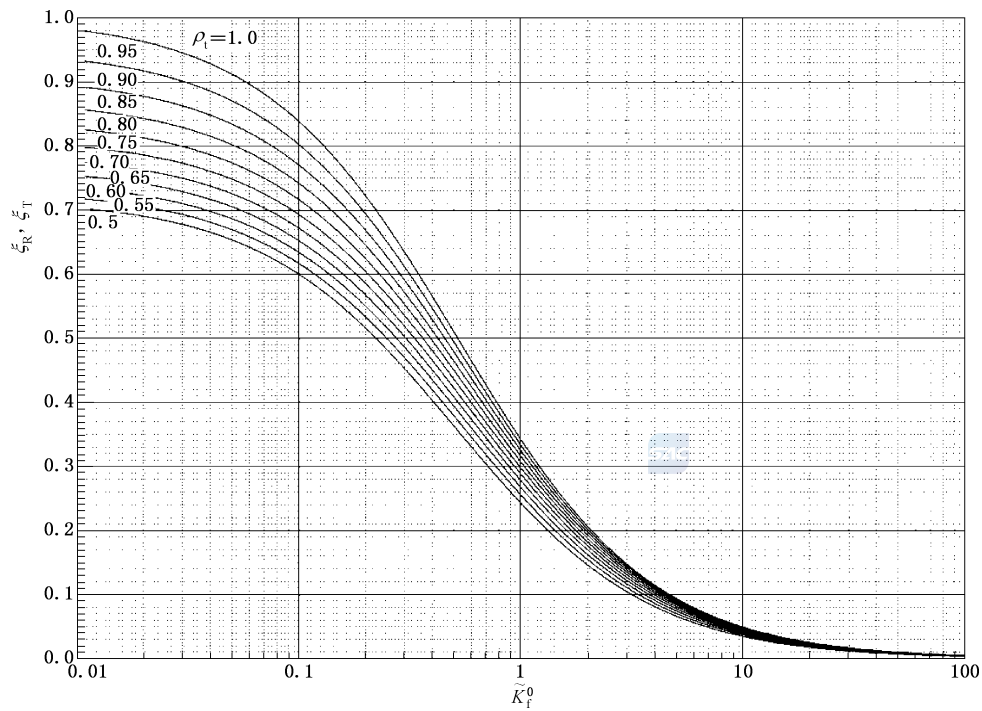


图 8-10 U 形管式热交换器设计曲线

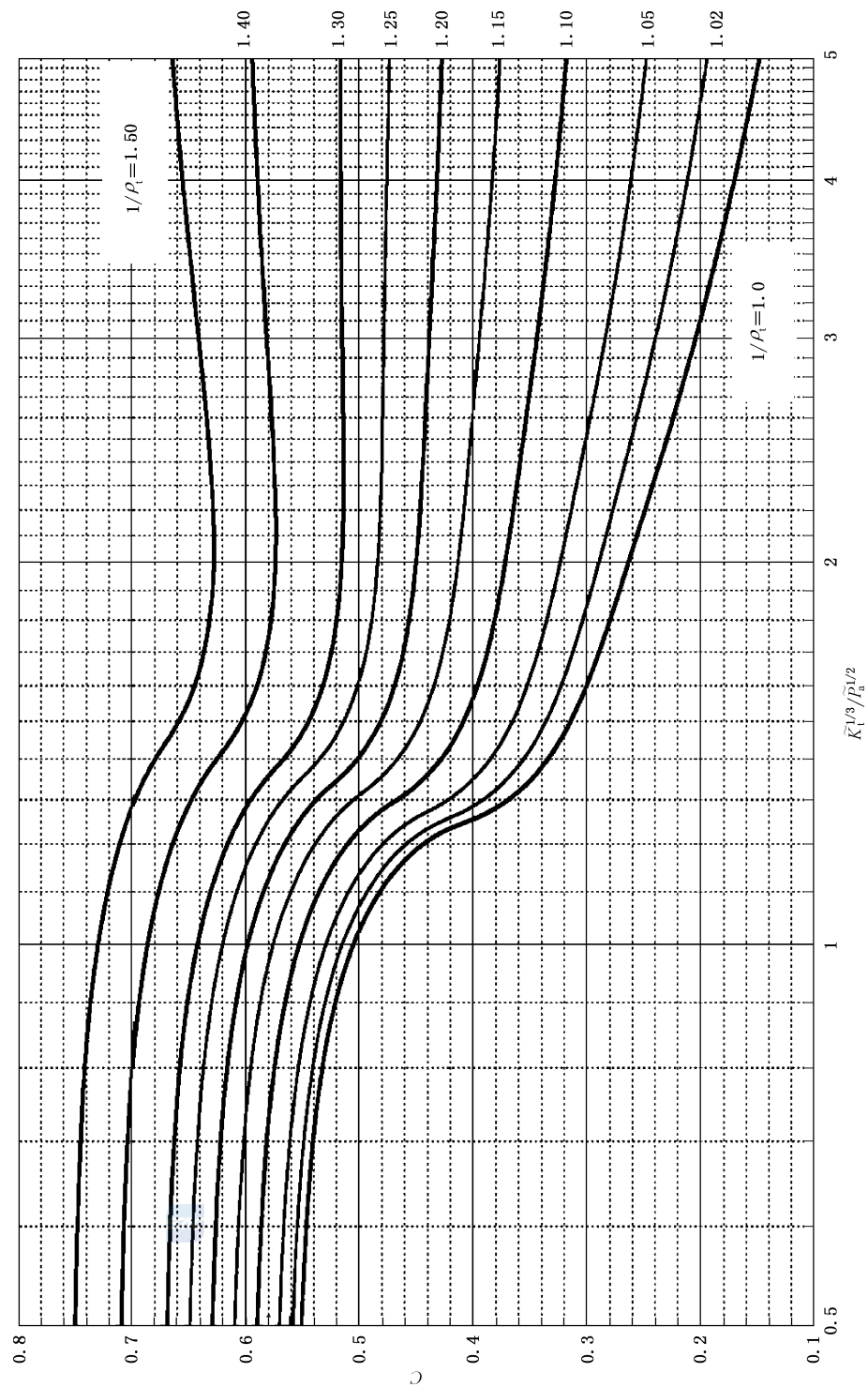


图 8-11 浮头式与填料函式热交换器管板厚度的设计曲线

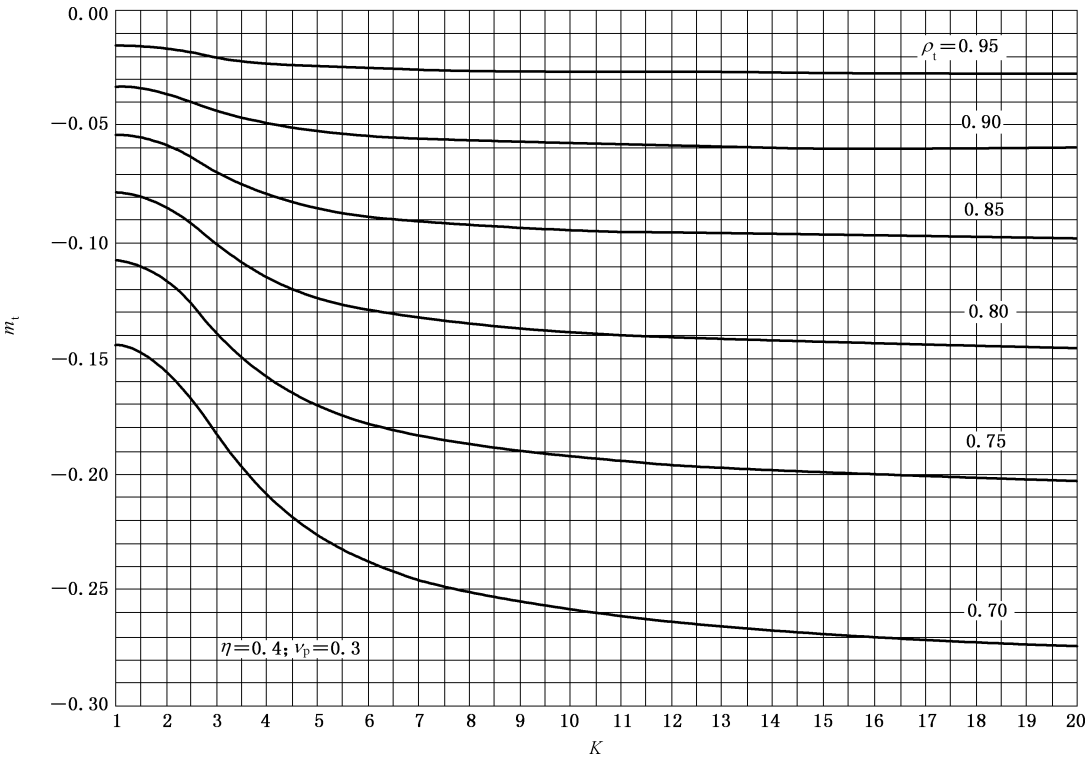
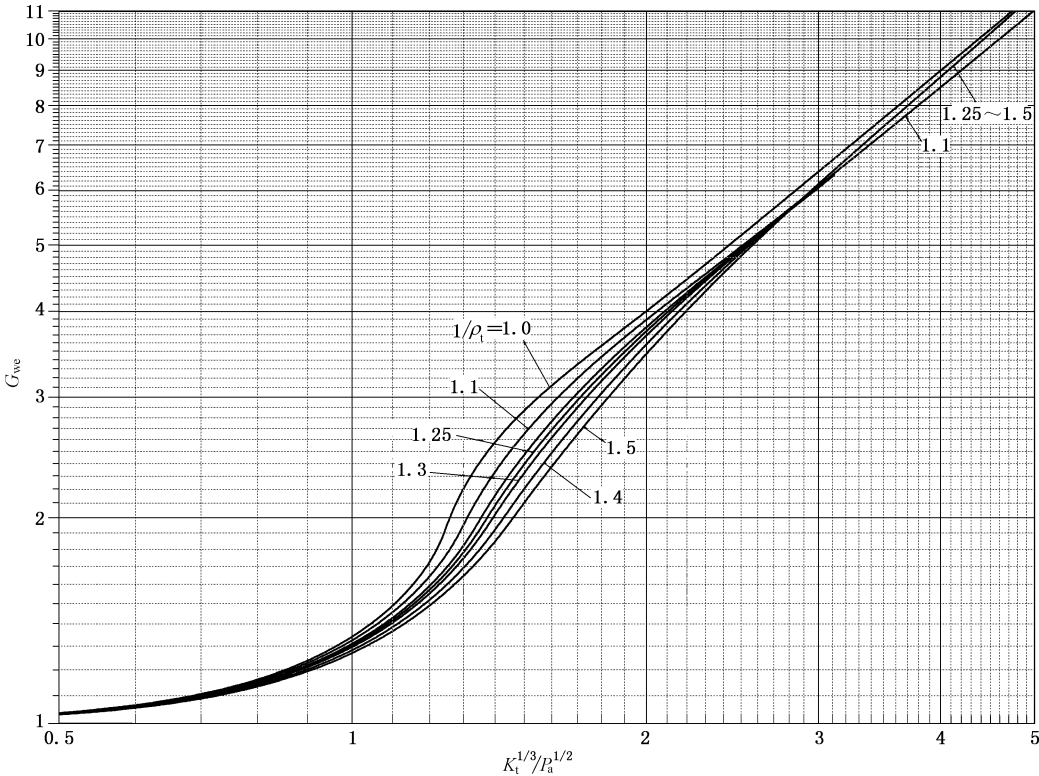
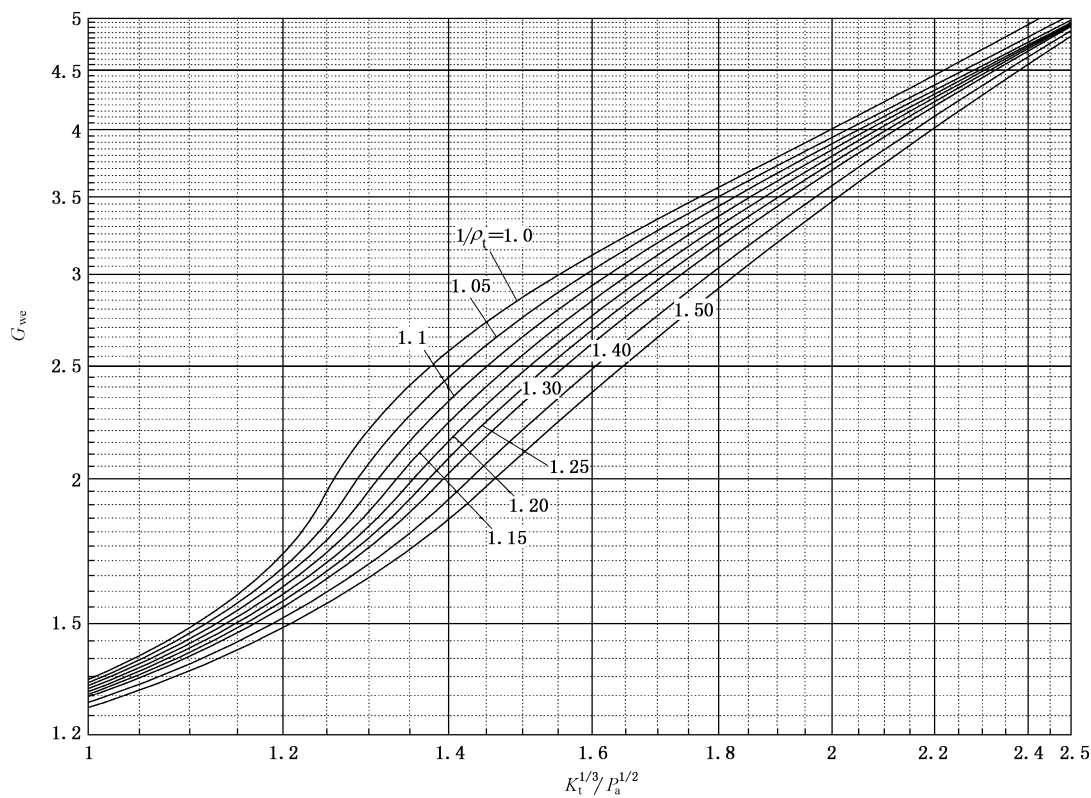


图 8-12 $m_t(K, \rho_t)$ 函数曲线



a) 浮头式与填料函式热交换器设计系数 G_{we} 曲线

图 8-13 浮头式与填料函式热交换器设计系数 G_{we} 曲线及局部放大图



b) 浮头式与填料函式热交换器设计系数 G_{we} 曲线局部放大图

图 8-13 浮头式与填料函式热交换器设计系数 G_{we} 曲线及局部放大图（续）

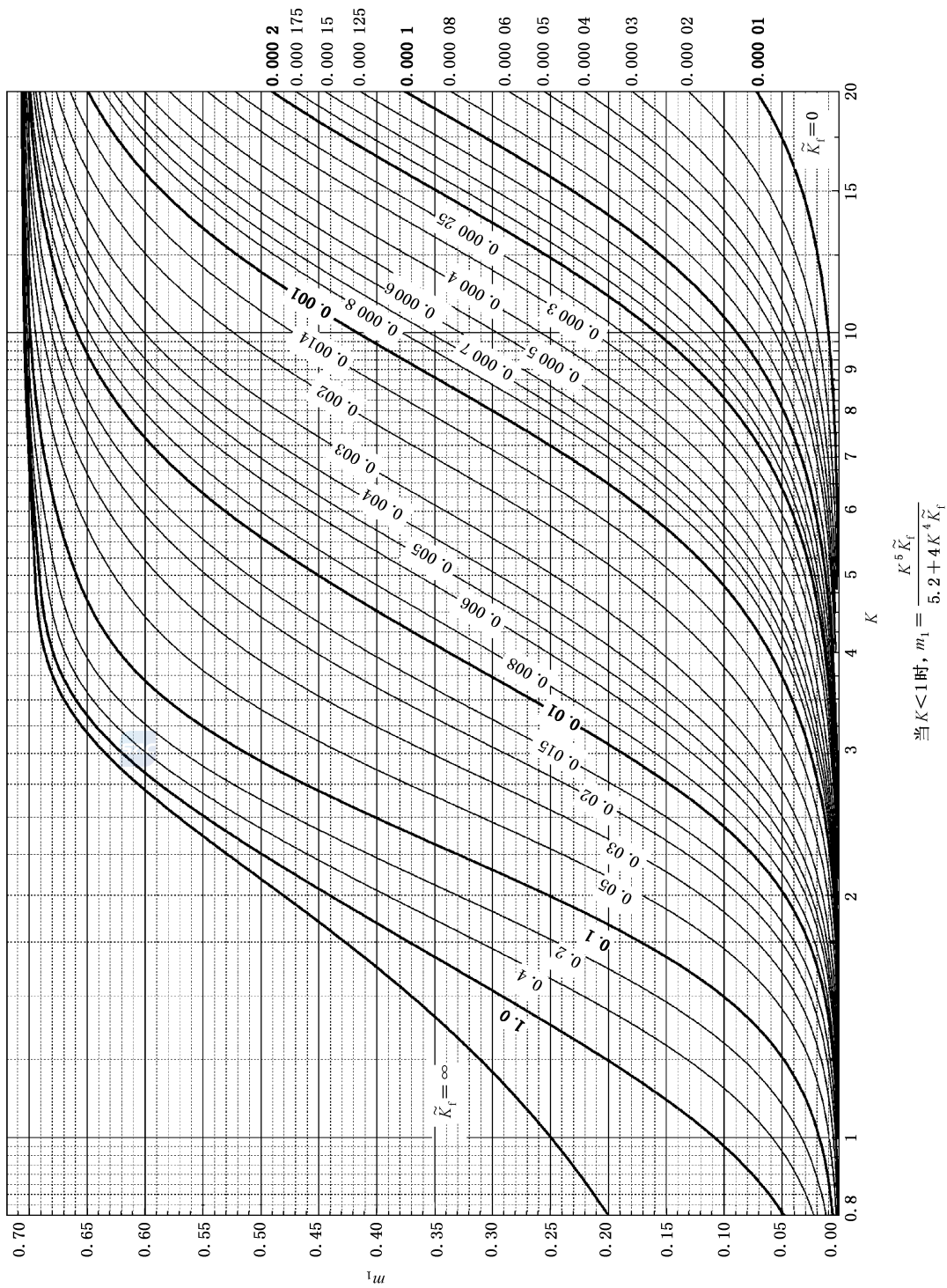


图 8-14 固定管板换热器管板第一弯矩系数 m_1

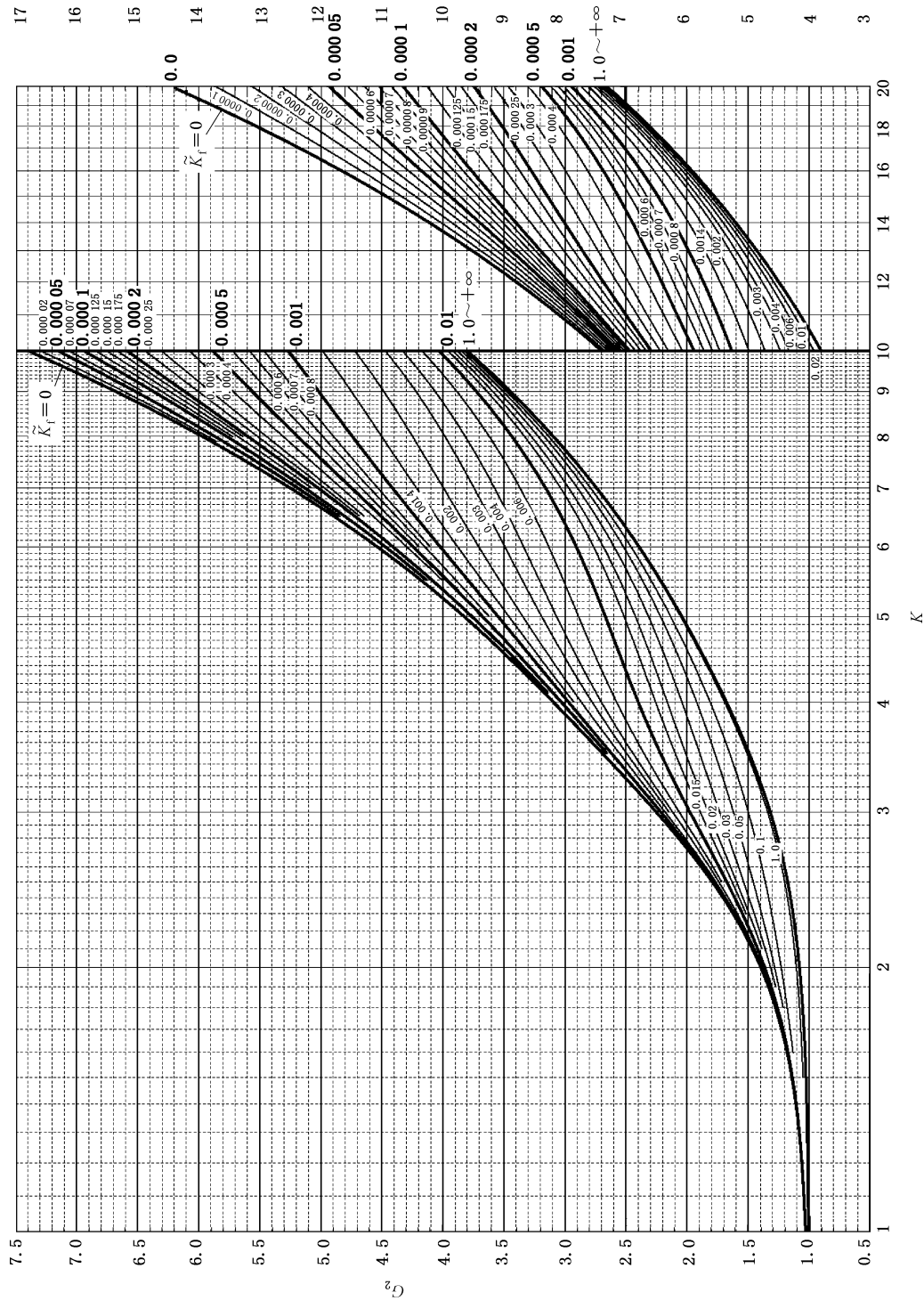
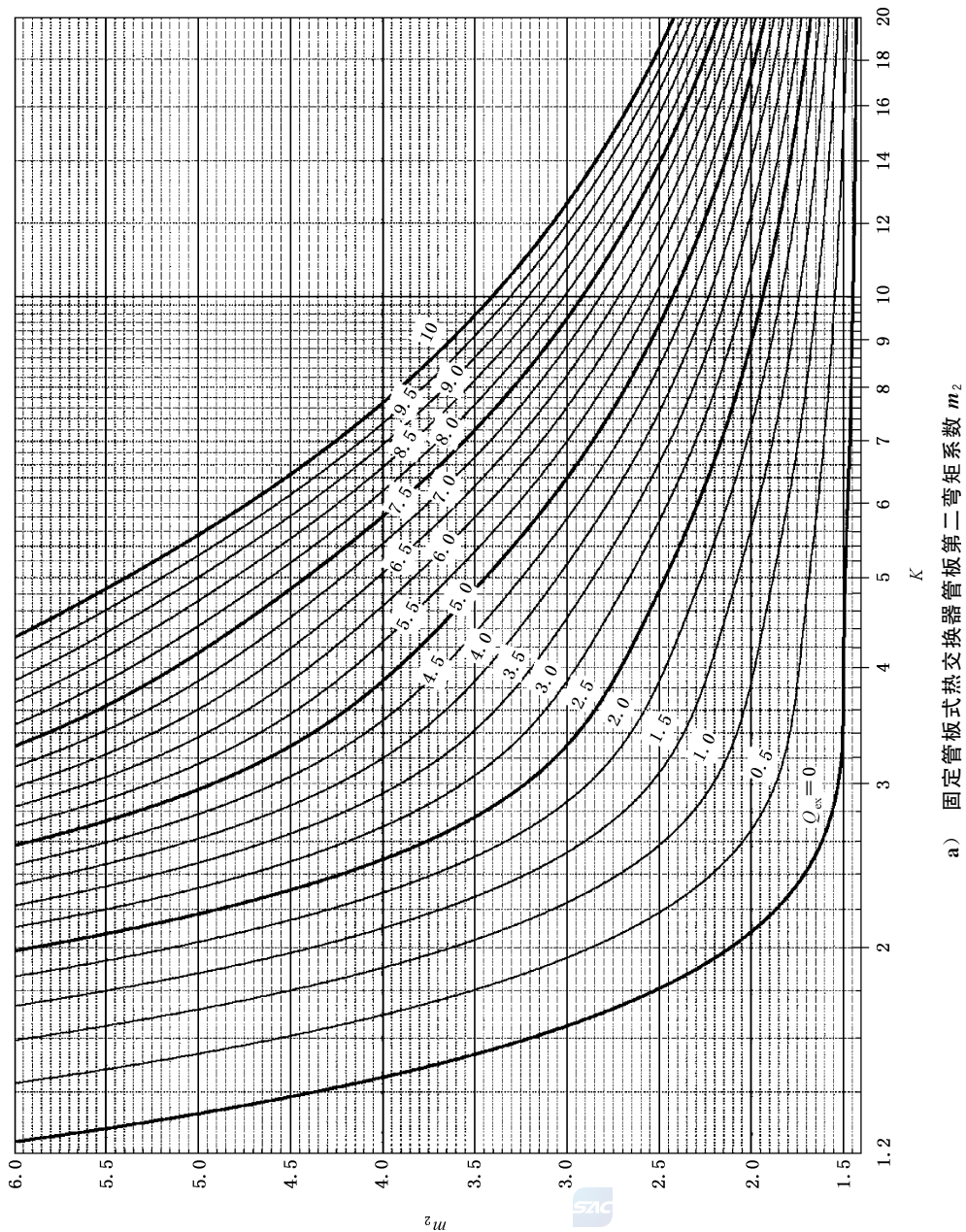
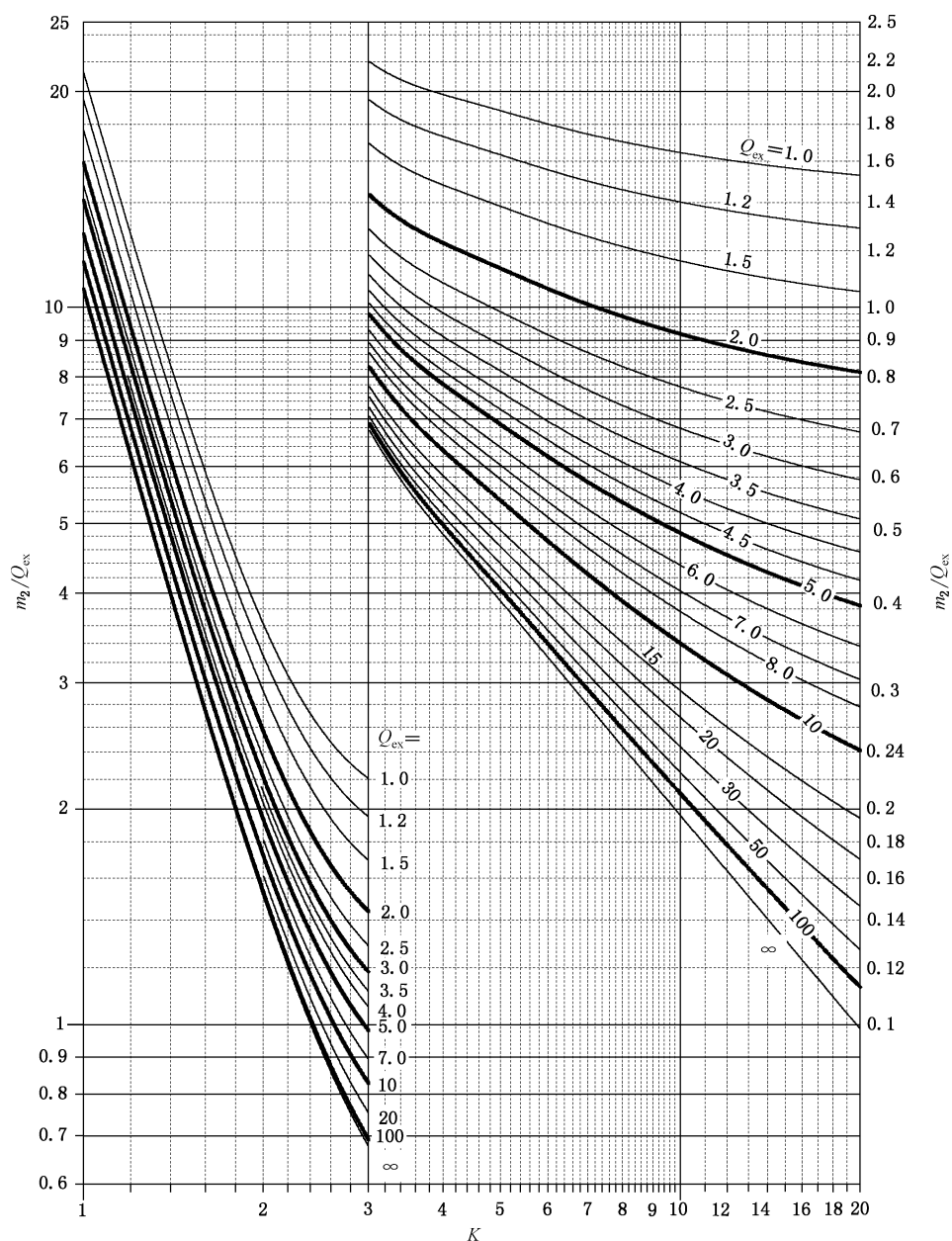


图 8-15 固定管板式热交换器管板计算系数 G_2



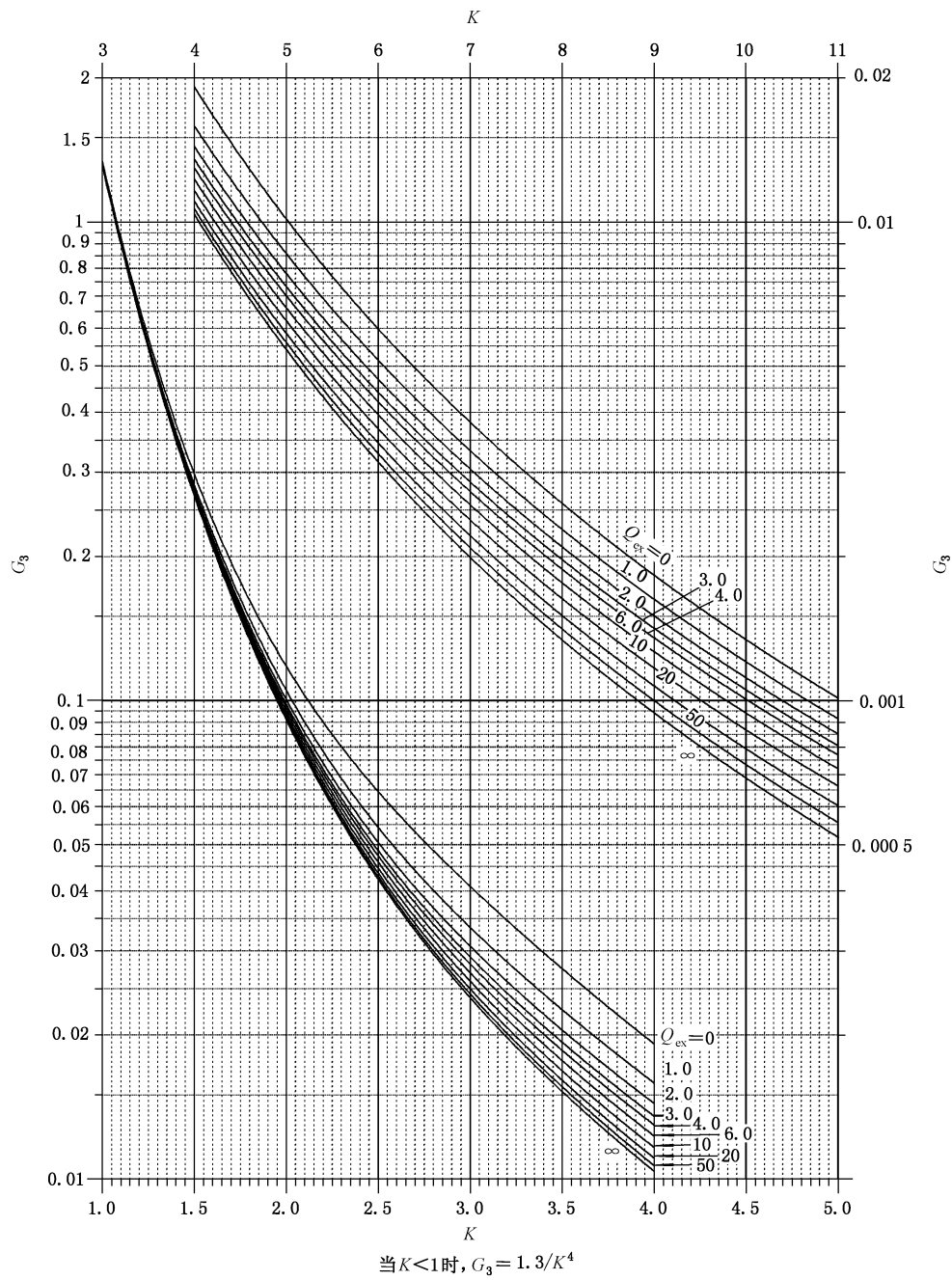
a) 固定管板式热交换器管板第二弯矩系数 m_2

图 8-16 固定管板式热交换器管板第二弯矩系数 m_2 及设计系数



b) 固定管板式热交换器管板设计系数

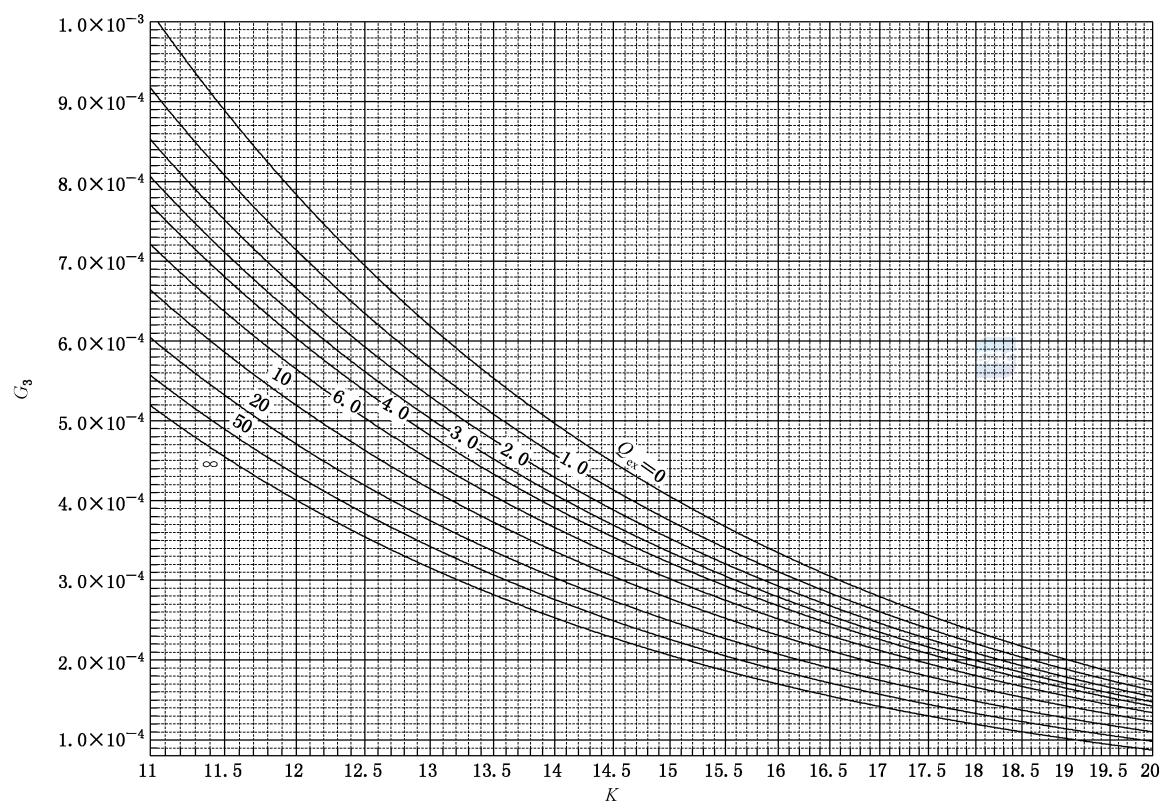
图 8-16 固定管板式热交换器管板第二弯矩系数 m_2 及设计系数 (续)



a) 固定管板式热交换器设计系数 G_3 ($K \leq 11$)

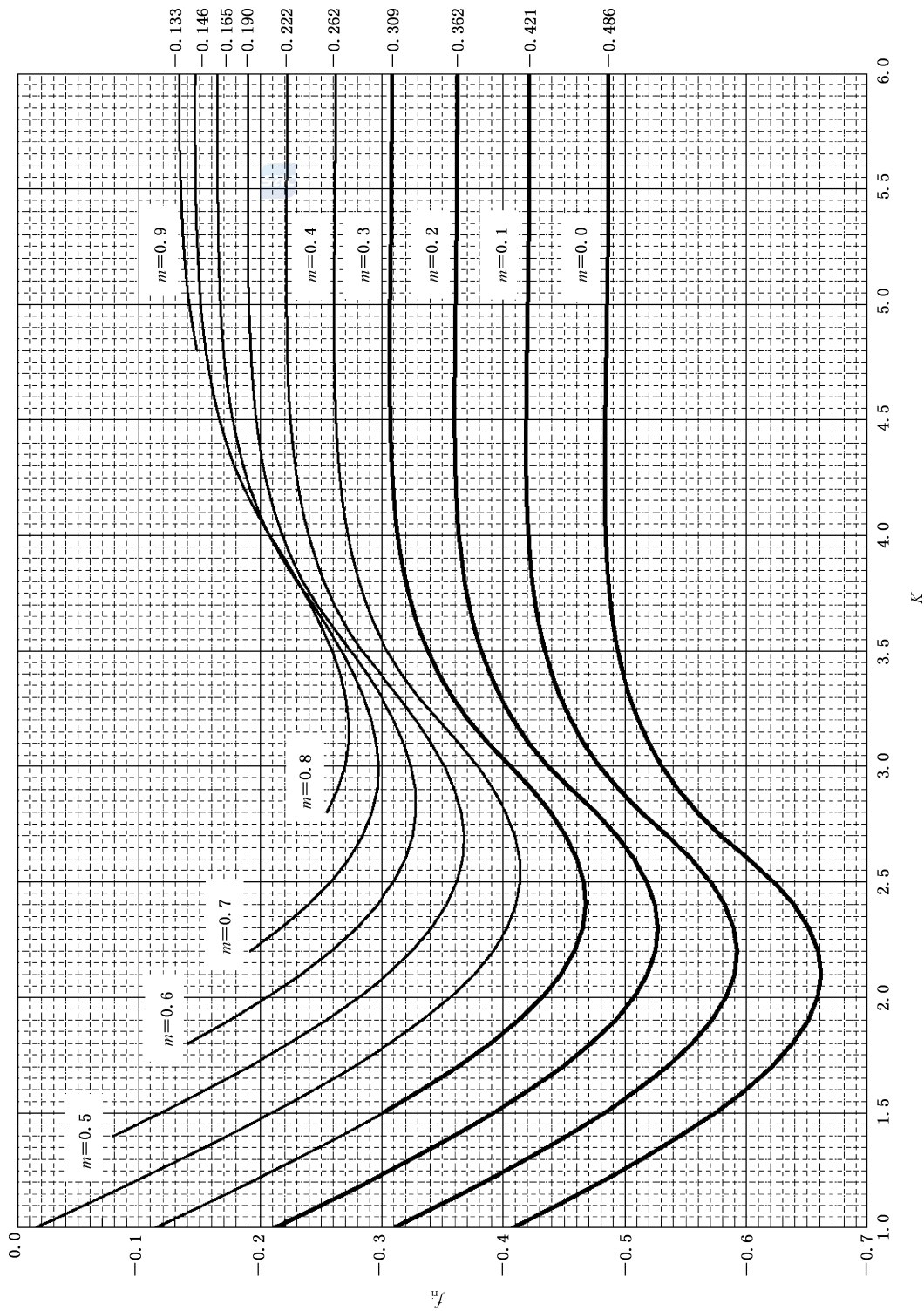
图 8-17 固定管板式热交换器设计系数 G_3





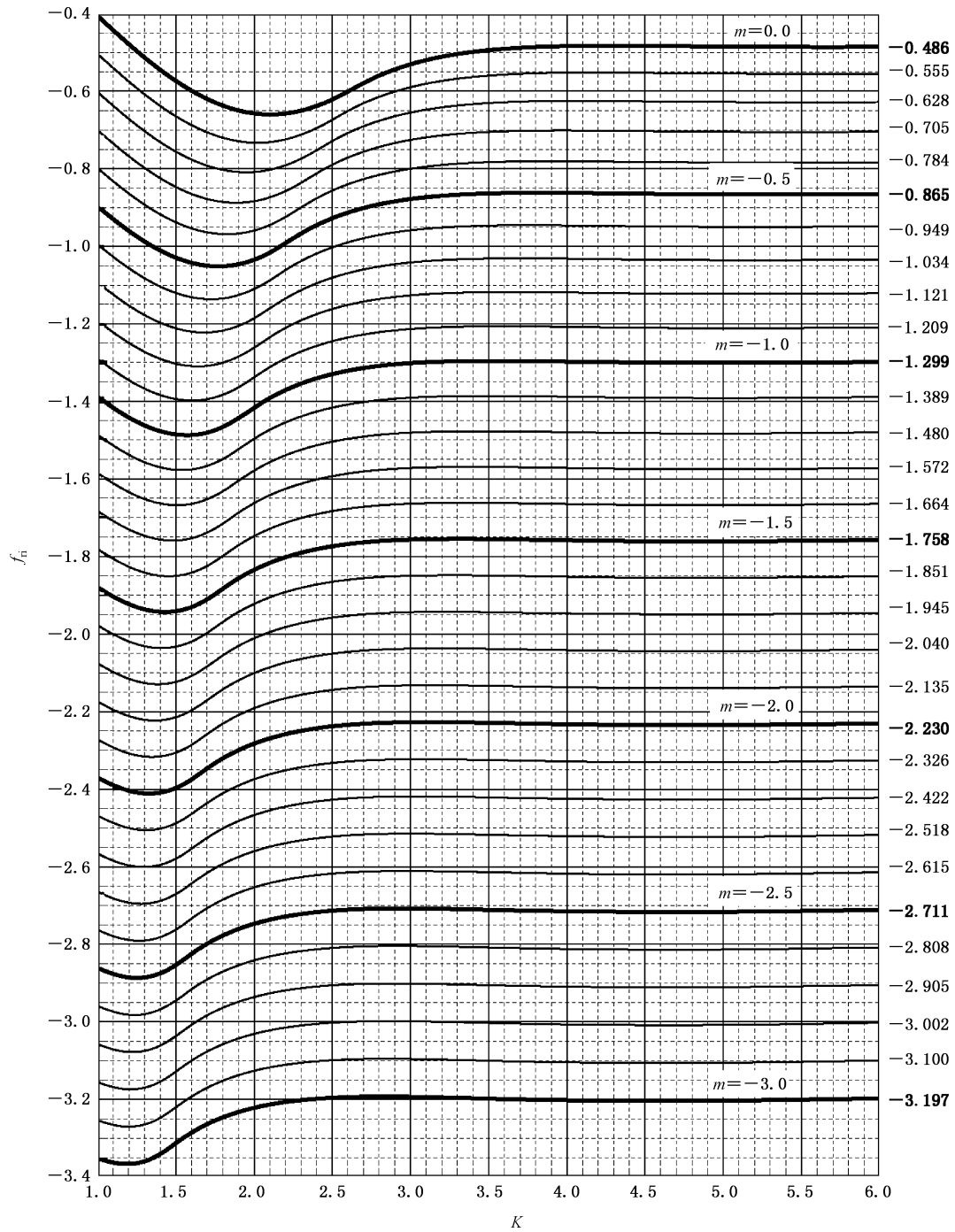
b) 固定管板式热交换器设计系数 $G_3 (K \geq 11)$

图 8-17 固定管板式热交换器设计系数 G_3 (续)



注：图中粗线部分对应的 (K, m) 值范围内之管板，其对应的 $f_r = f_n$ ，无需再计算 f_{th} 。
a) $f_n(m, K)$ 函数曲线 $(0 \leq m \leq 0.9)$

图 8-18 $f_n(m, K)$ 函数曲线



注：本图对应的 (m, K) 值范围内之管板，其对应的 $f_r = f_n$ ，无需再计算 f_{rb} 。

b) $f_n(m, K)$ 函数曲线 $(-3.0 \leq m \leq 0.0)$

图 8-18 $f_n(m, K)$ 函数曲线 (续)

8.4.10 双管板设计计算

8.4.10.1 通则

8.4.10.1.1 本计算方法适用于 U 形管式和固定管板式热交换器的双管板及其相关元件(如换热管、壳体等)的强度校核和设计计算。管板与壳程圆筒、管箱圆筒之间的连接方式见图 8-3。

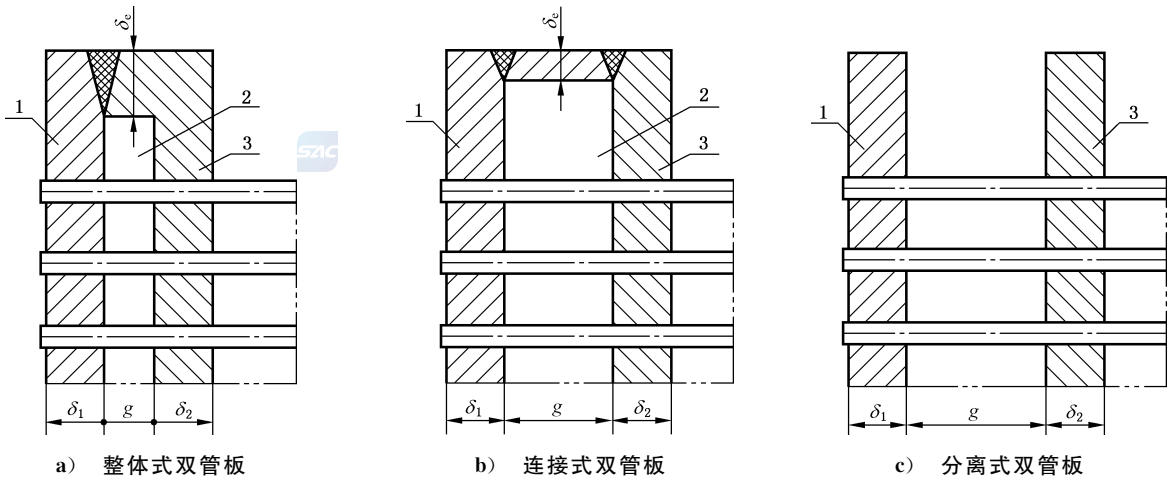
8.4.10.1.2 对于特殊结构或特别苛刻设计条件的双管板连接方式,如有必要,应采用应力分析的方法进行校核计算。

8.4.10.2 双管板连接结构

8.4.10.2.1 根据双管板连接结构的整体性程度,分为:整体式双管板、连接式双管板、分离式双管板 3 种形式,见图 8-19。

8.4.10.2.2 整体式双管板是指在结构上内、外两管板与连接元件应通过全截面焊透或整体锻造而形成整体连接结构。连接式双管板的连接元件可以是长度为 g 的圆筒,也可以是其他柔性元件。

8.4.10.2.3 当壳程侧管板(内管板)和管程侧管板(外管板)之间带有连接元件时,连接元件与双管板连接在一起形成隔离腔。隔离腔应设置放空和排净口。



- 标引序号说明:
- 1 —— 外管板;
 - 2 —— 隔离腔;
 - 3 —— 内管板。

图 8-19 双管板的连接结构

8.4.10.3 符号

下列符号适用于本条款:

- D_t —— 管板布管区当量直径,按 8.4.8.3 计算,mm;
- d —— 换热管的外径,mm;
- E_t —— 换热管在其平均金属温度下的弹性模量,MPa;
- E_1 —— 外管板在其平均金属温度下的弹性模量,MPa;

- E_2 ——内管板在其平均金属温度下的弹性模量,MPa;
 F_e ——内、外管板之间径向热膨胀差在连接元件中产生的剪力,N/mm;
 g ——管板间距,mm;
 R_{el}^t ——换热管在其平均金属温度下的屈服强度,MPa;
 Δr ——内、外管板之间径向热膨胀差,mm;
 ΔT_1 ——外管板平均金属温度与制造环境温度差,℃;
 ΔT_2 ——内管板平均金属温度与制造环境温度差,℃;
 α_1 ——外管板在其平均金属温度下的线膨胀系数,mm/(mm·℃);
 α_2 ——内管板在其平均金属温度下的线膨胀系数,mm/(mm·℃);
 δ_e ——连接元件计算厚度,mm;
 δ_0 ——双管板总厚度,mm;
 δ_1 ——外管板计算厚度,mm;
 δ_2 ——内管板计算厚度,mm;
 $[\sigma]_e^t$ ——连接元件在其设计温度下的许用应力,MPa;
 τ ——连接元件的剪切应力,MPa。

8.4.10.4 管板

管板的设计计算按以下规定进行,对于分离式双管板仅应满足 b) 的要求。

- a) 将内、外两块管板视作一块整体管板,根据整体管板与管程侧、壳程侧圆筒的连接方式(见图 8-3)和设计条件,按单管板计算得到要求的双管板总厚度 δ_0 ;计算还应包括换热管、壳体等相关元件的设计校核。
- b) 对内、外管板分别进行计算确定各自的计算厚度,且不小于 8.4.2 规定的最小厚度。内、外管板可具有不同的厚度:
 - 1) 内管板:根据该管板与其两侧圆筒的连接方式(见图 8-3)和设计条件计算得到内管板厚度 δ_2 ,其管板隔离腔的设计压力即作为内管板的管程设计压力;
 - 2) 外管板:根据该管板与其两侧圆筒的连接方式(见图 8-3)和设计条件计算得到外管板厚度 δ_1 ,其管板隔离腔的设计压力即作为外管板的壳程设计压力。
 计算还应包括换热管、壳体等相关元件的设计校核。隔离腔的设计压力按隔离腔内的工作压力(常压或腔内介质压力)确定。
- c) 两块管板的厚度之和应满足: $\delta_1 + \delta_2 \geq \delta_0$ 。

8.4.10.5 连接元件

8.4.10.5.1 通则

连接元件的计算遵从如下原则:

- a) 设计条件应提供可靠、准确的操作条件下两块管板的平均金属温度,该平均金属温度应通过传热计算得到,也可根据可靠的测量数据,或根据实践经验得到的设计数据;
- b) 工程实践中已有相似结构的成熟使用经验,可免除计算。

8.4.10.5.2 整体式双管板

整体式双管板的连接元件应具有足够的刚度用于传递内、外管板之间由于金属温度不同而产生的径向载荷。整体式双管板的间距 g 宜取 10 mm~40 mm,连接元件的厚度还应满足公式(8-140)剪切应力的校核条件:

a) 剪切应力 τ

由于两块管板具有不同的平均金属温度,导致在连接元件上产生的剪力按公式(8-138)计算,剪切应力 τ 按公式(8-139)计算。

$$F_e = \left| \frac{(\alpha_1 \Delta T_1 - \alpha_2 \Delta T_2) (\delta_1 E_1) (\delta_2 E_2)}{(\delta_1 E_1) + (\delta_2 E_2)} \right| \dots\dots\dots (8-138)$$

$$\tau = \frac{F_e}{\delta_e} \dots\dots\dots (8-139)$$

b) 应力评定

$$\tau \leq 0.8 [\sigma]_e \dots\dots\dots (8-140)$$

8.4.10.5.3 连接式双管板

连接式双管板的圆筒连接元件符合下列规定:

a) 连接式双管板的内、外管板间距 g 应满足公式(8-141)的要求,且不宜小于 150 mm:

$$g \geq \sqrt{\frac{d \Delta r E_t}{0.27 R_{eL}}} \dots\dots\dots (8-141)$$

其中 Δr 按公式(8-142)计算:

$$\Delta r = \left| \left(\frac{D_t}{2} \right) (\alpha_2 \Delta T_2 - \alpha_1 \Delta T_1) \right| \dots\dots\dots (8-142)$$

b) 连接式双管板的圆筒连接元件厚度可根据结构需要取不小于表 8-1 规定的圆筒最小厚度。

8.4.10.5.4 分离式双管板

分离式双管板的内、外管板间距 g 应满足公式(8-141)的要求,且不宜小于 150 mm。

9 制造、检验与验收

9.1 通则

管壳式换热器的制造、检验与验收,除遵守本条款规定外,还应符合 GB/T 150.1—2024 和 GB/T 150.4—2024 的有关规定。

9.2 圆筒

9.2.1 用板材卷制的圆筒,外圆周长的允许上偏差为 10 mm;下偏差为零。用管材作圆筒时,其尺寸允许偏差应符合第 2 章的相关规定。

9.2.2 圆筒同一断面上的最大内径与最小内径之差,不应大于该断面公称直径 DN 的 0.5%,且应符合下列规定。当折流板外径符合 7.8.2.2.2 的规定时,最大内径与最小内径之差应相应调整:

- a) DN ≤ 1 200 mm 时,不大于 5 mm;
- b) DN > 1 200 mm ~ 2 000 mm 时,不大于 7 mm;
- c) DN > 2 000 mm ~ 2 600 mm 时,不大于 12 mm;
- d) DN > 2 600 mm ~ 3 200 mm 时,不大于 14 mm;
- e) DN > 3 200 mm ~ 4 000 mm 时,不大于 16 mm;
- f) DN > 4 000 mm ~ 5 000 mm 时,不大于 18 mm;
- g) DN > 5 000 mm ~ 6 000 mm 时,不大于 20 mm。

9.2.3 圆筒直线度允许偏差不应大于圆筒长度 L 的 1‰,且当 $L \leq 6 000$ mm 时,不大于 4.5 mm; $L > 6 000$ mm 时,不大于 8 mm。检查直线度时应通过中心线的水平和垂直面,即沿圆周 0°、90°、180°、

270°4 个部位测量。

9.2.4 凡有碍管束拆装的壳体内壁焊缝余高均应磨至与母材表面齐平。

9.3 换热管

9.3.1 换热管的尺寸偏差应符合本文件和设计文件的要求。

9.3.2 非合金钢、低合金钢换热管管端外表面应除锈至呈现金属光泽，高合金钢、铝、铜、钛、镍、锆及其合金换热管管端应清除表面附着物及氧化层。管端清理长度为：

- a) 对焊接接头，管端清理长度不应小于 1.5 倍换热管外径，且不小于 30 mm；
- b) 对胀接接头，管端附着物清理长度不应小于强度胀长度，且不应影响胀接质量；
- c) 双管板外管板处清理范围同 a) 和 b)，内管板处的清理长度应长于内管板孔覆盖区域。

9.3.3 U 形管弯制应符合以下规定。

- a) U 形管弯管段的圆度偏差应符合下列要求：
 - 1) 弯曲半径大于或等于 2.5 倍换热管名义外径时，圆度偏差不应大于换热管名义外径 10%；
 - 2) 弯曲半径小于 2.5 倍换热管名义外径时，圆度偏差不应大于换热管名义外径 15%。
- b) U 形管不宜热弯，U 形管弯制后的热处理按 9.11.5 执行。
- c) U 形管弯制后应逐根进行耐压试验，试验压力不应小于热交换器管、壳程耐压试验压力的较大值。对于按压差设计的热交换器，耐压试验压力不应小于耐压试验允许压差的 1.25 倍。

9.3.4 换热管直管或直管段长度大于 6 000 mm 时允许拼接；且符合以下要求：

- a) 对接焊缝应进行焊接工艺评定，评定时试件的数量、尺寸、试验方法应符合 NB/T 47014—2023 的规定；
- b) 直管换热管的对接焊缝不应超过 1 条；U 形管的对接焊缝不应超过 2 条，包括至少 50 mm 直管段的 U 形弯管段范围内不应有拼接接头；最短直管长不应小于 300 mm，且应大于管板厚度 50 mm 以上；
- c) 对接接头的管端坡口应采用机械方法加工，焊前应清理干净；
- d) 对口错边量不应超过换热管壁厚的 15%，且不大于 0.5 mm，并不应影响穿管；
- e) 拼接后应进行通球检查，以钢球通过为合格，钢球直径应按表 9-1 选取。

表 9-1 钢球直径

单位为毫米

换热管外径(d)	$d \leq 25$	$25 < d \leq 40$	$d > 40$
钢球直径	$0.75d_i$	$0.8d_i$	$0.85d_i$
注： d_i ——换热管内径。			

- f) 对接接头应按 NB/T 47013.2 进行 100% 射线检测，检测技术等级不低于 AB 级，质量等级不低于 II 级；
- g) 拼接后应逐根进行耐压试验，试验压力不应小于热交换器管、壳程耐压试验压力的较大值。对于按压差设计的热交换器，耐压试验压力不应小于耐压试验允许压差的 1.25 倍。

9.4 管板、管箱平盖

9.4.1 DN≤2 600 mm 的热交换器管板不宜拼接。

9.4.2 管板、管箱平盖拼接时，除应满足下列要求外，还应符合 GB/T 150.4—2024 的相关要求：

- a) 对接接头应采用全焊透结构，并按 NB/T 47013.2 进行 100% 射线检测或按 NB/T 47013.3 进行 100% 超声检测；射线检测质量等级不低于 II 级，技术等级不低于 AB 级；超声检测质量等级

为Ⅰ级,技术等级不低于B级;采用衍射时差法超声检测时,质量等级应符合NB/T 47013.10规定的Ⅱ级;

- b) 非合金钢和低合金钢管板、管箱平盖应进行焊后热处理;除设计文件另有规定外,奥氏体型不锈钢和奥氏体-铁素体型不锈钢管板、管箱平盖可不进行焊后热处理。

9.4.3 管板、管箱平盖的堆焊符合下列要求:

- a) 堆焊前应按NB/T 47014—2023进行堆焊工艺评定;
- b) 基层材料的待堆焊面和覆层材料加工后(管板钻孔前)的表面,应按NB/T 47013(所有部分)进行表面检测,质量等级为Ⅰ级;
- c) 不应采用换热管与管板焊接后对管间空隙进行补焊的方法代替管板堆焊。

9.4.4 管板管孔直径偏差符合下列要求:

- a) 管板终钻后应按表7-12~表7-25中的相应值抽查管孔总数5%的管板管孔直径,且不小于20个;实测管孔合格率小于96%时,应再抽检10%,且不少于40个,如合格率仍小于96%时,应进行100%检查;
- b) 允许有4%的管孔上偏差超出表7-12~表7-25中的相应值,但不超出允许上偏差的50%,未达到要求时应100%检查。

9.4.5 管板孔桥宽度的加工、检验符合以下要求。

- a) TⅠ级、Ⅰ级管束管板终钻面,其相邻两管孔之间名义孔桥宽度允许偏差应符合表9-2的规定。

表 9-2 TⅠ级、Ⅰ级管束孔桥宽度允许偏差

单位为毫米

管束级别	名义孔桥宽度		
	≤5	>5~15	>15~30
TⅠ级	±0.3	±0.4	±0.5
Ⅰ级 ^a	±0.45	±0.6	±0.75
^a 钛及钛合金、镍及镍合金的Ⅱ级管束应按表中的Ⅰ级管束允许偏差。			

- b) TⅠ级、Ⅰ级管束管板终钻后应抽查管孔总数5%的孔桥宽度,且不小于20个;实测孔桥宽度合格率小于96%时,应再抽检10%,且不少于40个,如合格率仍小于96%时,应进行100%检查。允许4%的TⅠ级管束孔桥宽度按对应的Ⅰ级管束孔桥宽度取值,允许4%的Ⅰ级管束孔桥宽度按Ⅱ级管束管板厚度为20 mm的允许孔桥宽度取值。
- c) 当钢制换热管与管板采用强度焊或强度焊加贴胀接头形式时,Ⅰ级管束的管板孔桥宽度可参照Ⅱ级管束适当放宽,有色金属换热管束的管板孔桥宽度可通过试验适当放宽。
- d) 钢制Ⅱ级管束管板终钻面,其相邻两管孔之间的允许孔桥宽度B和最小孔桥宽度 B_{\min} 应分别按公式(9-1)和公式(9-2)进行计算;常用钢制Ⅱ级管束管板孔桥宽度见表9-3;当管板厚度超过160 mm时,按160 mm档选取B,不再按公式(9-1)进行计算:

$$B = (S - d_h) - \Delta_1 \quad \cdots \cdots \cdots (9-1)$$

$$B_{\min} = 0.6(S - d_h) \quad \cdots \cdots \cdots (9-2)$$

式中:

B —— 允许孔桥宽度,单位为毫米(mm);

B_{\min} —— 最小孔桥宽度,单位为毫米(mm);

d —— 换热管外径,单位为毫米(mm);

d_h —— 管孔直径,单位为毫米(mm);



- S —— 换热管中心距,单位为毫米(mm);
- Δ_1 —— 孔桥偏差,单位为毫米(mm);
- 当 $d < 16\text{ mm}$ 时, $\Delta_1 = 2\Delta_2 + 0.51$;
- 当 $d \geq 16\text{ mm}$ 时, $\Delta_1 = 2\Delta_2 + 0.76$ 。
- Δ_2 —— 钻头偏移量, $\Delta_2 = 0.041 \times \frac{\delta}{d}$, 单位为毫米(mm);
- δ —— 管板厚度,单位为毫米(mm)。

表 9-3 钢制Ⅱ级管束孔桥宽度

单位为毫米

换热管 外径 (d)	换热管 中心距 (S)	管孔直 径(d_h)	名义孔 桥宽度 ($S-d_h$)	允许孔桥宽度 (B)								最小孔桥宽度 (B_{\min})
				管板厚度(δ)								
				20	40	60	80	100	120	140	≥ 160	
14	19	14.30	4.70	4.07	3.96	3.84	3.72	3.60	3.49	3.37	3.25	2.82
16	22	16.30	5.70	4.84	4.74	4.63	4.53	4.43	4.33	4.22	4.12	3.42
19	25	19.30	5.70	4.85	4.77	4.68	4.59	4.51	4.42	4.34	4.25	3.42
25	32	25.30	6.70	5.87	5.81	5.74	5.68	5.61	5.55	5.48	5.42	4.02
30	38	30.40	7.60	6.79	6.73	6.68	6.62	6.57	6.51	6.46	6.40	4.56
32	40	32.45	7.55	6.74	6.69	6.64	6.59	6.53	6.48	6.43	6.38	4.53
35	44	35.45	8.55	7.74	7.70	7.65	7.60	7.56	7.51	7.46	7.42	5.13
38	48	38.50	9.50	8.70	8.65	8.61	8.57	8.52	8.48	8.44	8.39	5.70
45	57	45.55	11.45	10.65	10.62	10.58	10.54	10.51	10.47	10.43	10.40	6.87
50	64	50.60	13.40	12.61	12.57	12.54	12.51	12.48	12.44	12.41	12.38	8.04
55	70	55.70	14.30	13.51	13.48	13.45	13.42	13.39	13.36	13.33	13.30	8.58
57	72	57.70	14.30	13.51	13.48	13.45	13.42	13.40	13.37	13.34	13.31	8.58

- e) 钢制Ⅱ级管束管板终钻后应抽查管孔总数 5% 的孔桥宽度,且不小于 20 个;允许孔桥宽度 B 的合格率小于 96% 时,应再抽检 10%,且不少于 40 个,如合格率仍小于 96% 时,应进行 100% 检查;实测孔桥宽度不应小于最小孔桥宽度 B_{\min} 。

9.4.6 管板管孔表面粗糙度应符合下列要求。

- a) 焊接连接时,粗糙度 Ra 不大于 $25\text{ }\mu\text{m}$ 。
- b) 胀接连接时,粗糙度 Ra 不大于 $12.5\text{ }\mu\text{m}$ 。
- c) 符合下列情况之一时,粗糙度 Ra 不大于 $6.3\text{ }\mu\text{m}$;
- 1) 双管板热交换器内管板孔;
- 2) 奥氏体型不锈钢、奥氏体-铁素体型双相不锈钢、铜和铜合金、钛和钛合金、镍和镍合金管头采用强度胀;有成熟使用经验时,粗糙度可适当放宽;
- 3) 管头采用不开槽胀接且有氦检漏要求。

9.4.7 管板管孔表面应清理干净,不应有影响胀接或焊接连接质量的毛刺、铁屑、锈斑、油污等;胀接管孔表面不应有影响胀接质量的纵向或螺旋状刻痕等缺陷。

9.4.8 隔板槽密封面应与管板或管箱平盖环形密封面平齐或略低,但不低于 0.2 mm,且连接区应修磨平滑。

9.5 折流板、支持板

9.5.1 终钻后应按表 7-30~表 7-39 中的相应值抽查一块折流板或支持板管孔总数 5%的管孔直径,且不小于 20 个;实测管孔合格率小于 96%时,应再抽检 10%,且不少于 40 个,如合格率仍小于 96%时,应进行 100%检查。允许有 4%的管孔上偏差超出表 7-30~表 7-39 中的相应值,但超过值不大于 0.1 mm,未达到要求时应 100%检查。

9.5.2 折流板或支持板的平面度公差应符合以下规定:

- a) $DN \leq 2\,600$ mm 时,不大于 3 mm;
- b) $DN > 2\,600$ mm~4 000 mm 时,不大于 5 mm;
- c) $DN > 4\,000$ mm 时,不大于 7 mm。

9.5.3 折流板或支持板的外径尺寸及偏差应符合表 7-28 的规定。机械加工表面的粗糙度 Ra 不应大于 $25\ \mu\text{m}$,外圆面的尖角应倒钝,应去除折流板或支持板上的毛刺。

9.5.4 换热管为铝、铜、钛、镍和锆等有色金属管时,折流板或支持板上的管孔应两端倒角或圆角。钢制 T I 级管束折流板的管孔两端应倒 45° 或圆角,钢制 I 级管束折流板的管孔两端宜倒 45° 。钢制 II 级管束折流板的管孔两端应去掉毛刺。

9.6 其他零部件

9.6.1 筒体、封头的冷热加工成形与组装应符合 GB/T 150.4—2024 中第 6 章的规定。

9.6.2 管箱法兰、壳体法兰密封面机加工精度和粗糙度要求应符合相应法兰标准的规定,管箱隔板密封面应与管箱法兰的环形密封面平齐或略低,但不低于 0.3 mm,且连接区应修磨平滑。

9.6.3 定距管两端应去除毛刺,长度、外径允许偏差应符合 7.8.5.5 的规定。

9.6.4 防冲板(杆)、导流筒及旁路挡板的尺寸应符合设计文件的要求。

9.6.5 滑道结构的尺寸及安装方位应符合设计文件的要求。

9.6.6 釜式重沸器的零部件符合下列要求:

- a) 支撑导轨上有碍滑道通过的焊接接头应修磨齐平;
- b) 支撑导轨应与设备纵向中心线平行,其平行度偏差不应大于 2‰,且不大于 5 mm;
- c) 堰板的上端面应水平,其倾斜不应大于 3 mm。

9.7 管束的组装

9.7.1 管束组装前应对需组装的零件进行检查,合格后方能组装。

9.7.2 螺纹拉杆与管板连接端应连接牢靠,自由端螺母应旋紧;焊接拉杆应焊接牢靠且不应影响穿管。

9.7.3 折流板应固定牢靠,折流板间距及缺口方位应符合设计文件的要求。

9.7.4 穿管时不应强行组装,换热管表面不应出现凹瘪或划伤。

9.7.5 除管板外,其他任何零件均不应与换热管相焊。

9.7.6 防冲板(杆)、导流筒、旁路挡板及滑道应固定牢靠。

9.7.7 穿管束前应将热交换器壳体内部清理干净。

9.8 换热管与管板的连接

9.8.1 胀接连接

9.8.1.1 胀接不应超出管板背面(壳程侧),换热管的胀接与非胀接部位应圆滑过渡,不应有急剧的棱角。

9.8.1.2 强度胀接头应采用经评定合格的胀接工艺。管头胀接工艺评定应符合附录 H 的规定。

9.8.1.3 采用先胀后焊工艺时,不应采用影响焊接质量的润滑剂。

9.8.1.4 冷作硬化倾向严重的换热管,宜采用贴胀。

9.8.1.5 需进行焊后热处理的胀焊并用管头,应在热处理后再胀接。

9.8.2 焊接连接

9.8.2.1 焊接接头的焊脚尺寸应符合设计文件的规定。有胀接要求时,焊缝表面的焊渣及凸出于换热管内壁的焊瘤均应清除。有缺陷的焊缝,应清除缺陷后焊补。

9.8.2.2 强度焊、密封焊及内孔焊的焊缝,焊接前应按附录 J 和 NB/T 47014—2023 中附录 E 的要求进行焊接工艺评定。

9.8.2.3 有耐应力腐蚀要求时,管头宜采用焊接连接。确需胀接时,宜采用贴胀。

9.9 焊接

9.9.1 焊接应符合 GB/T 150.4—2024 中第 7 章的规定。

9.9.2 焊接应采用经评定合格的焊接工艺,焊接工艺评定应按 NB/T 47014—2023 进行。

9.9.3 产品焊接试件应按 TSG 21 和 GB/T 150.4—2024 的有关规定并符合设计文件的要求。

9.9.4 产品正式施焊前,奥氏体-铁素体型双相不锈钢的焊工或焊机操作工宜单独进行相应的技能培训。

9.10 无损检测

9.10.1 管箱、壳体上的承压焊缝的无损检测方法、检测比例、检测技术等级和质量等级应符合设计文件规定。

9.10.2 设计文件有规定时,非合金钢、低合金钢制固定管板式热交换器壳体与管板的合拢焊接接头应按 NB/T 47013.3 或 NB/T 47013.15 进行超声检测,检测比例、检测技术等级和质量等级符合设计文件规定。

9.10.3 设计文件有规定时,热交换器壳体与管板的奥氏体型不锈钢、双相不锈钢、镍基合金、异种钢合拢焊接接头应按 NB/T 47013.15 进行超声检测,检测比例、检测技术等级和质量等级符合设计文件规定。

9.10.4 管头应按 NB/T 47013.5 进行 100% 渗透检测,质量等级不低于 I 级。

9.10.5 设计文件有规定时,换热管与管板焊接接头应按 NB/T 47013.2 中管子-管板角焊缝射线照相技术要求进行射线检测,检测比例、检测技术等级和质量等级符合设计文件规定。

9.10.6 设计文件有规定时,换热管与管板连接的内孔焊对接接头应按 NB/T 47013.2 进行射线检测,检测比例、检测技术等级和质量等级符合设计文件规定。

9.10.7 设计文件有规定时,高合金钢、有色金属制换热管可在穿管后进行内涡流检测。

9.11 热处理

9.11.1 管箱、浮头盖

9.11.1.1 非合金钢、低合金钢制的浮头盖应进行焊后热处理。

9.11.1.2 带有设备法兰的非合金钢、低合金钢制的管箱符合下列情况之一时,应进行焊后热处理:

- a) 焊有管程数大于或等于 4 的分程隔板时;
- b) 侧向开孔接管内径超过 $1/3$ 圆筒内径。

9.11.1.3 除设计文件另有规定外,奥氏体型不锈钢、奥氏体-铁素体型双相不锈钢制管箱、浮头盖可不进行热处理。

9.11.1.4 设备法兰、分程隔板的密封面应在热处理后加工。

9.11.2 换热管与管板焊接接头

9.11.2.1 按 GB/T 150.4—2024 中 8.4.3 的规定应进行焊后热处理时,可采用局部热处理方法,但应保证整个管板面加热均匀,管板加热区及四周均应采用满足厚度要求的保温棉包裹、扎紧,至少在 4 个象限各布置 1 个热电偶,达到保温温度后开始计算保温时间,并符合下列要求:

- a) 当采用履带式加热器时,每一个回路覆盖区域至少安装 1 个热电偶;
- b) 当采用中频加热时,各加热线圈应优化布置,每组线圈加热区域应至少安装 1 个热电偶;
- c) 当整体进炉对管束(或和壳体整体)进行焊后热处理时,还应符合 GB/T 30583 的规定;
- d) 达到保温温度后,保温层外侧温度不应高于 $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

9.11.2.2 换热管与管板之间的焊接接头,焊后热处理厚度应取换热管厚度。

9.11.2.3 换热管与管板焊接接头进行焊后消应力热处理时,当焊件升温至 $400\text{ }^{\circ}\text{C}$ 后,升温速度不应超过 $140\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{h}$;降温时,当焊件高于 $400\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,降温速度不应超过 $140\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{h}$ 。

9.11.2.4 需进行焊后热处理的胀焊并用管头,焊后热处理应在胀接前进行。

9.11.3 管板与管箱、壳体焊接接头

9.11.3.1 固定管板式热交换器采用整体焊后热处理时,应评估热应力对设备造成的有害影响。

9.11.3.2 管板与管箱、壳体的焊接接头进行局部焊后热处理时,应采用满足预期服役工况的热处理工艺,其加热和保温方式应确保温度均匀。换热管有耐晶间腐蚀要求时,还应评估热处理温度对换热管及其管头耐蚀性能的影响。

9.11.3.3 对于异种钢的焊接接头进行热处理时,应采用满足预期服役工况的热处理工艺。

9.11.3.4 设计文件有要求时,按照设计文件进行局部热处理。

9.11.4 筒体合拢焊接接头

9.11.4.1 因结构限制采用局部焊后热处理时,加热带应环绕包括均温带在内的筒体全圆周。均温带所示体积范围内任意一点温度均应符合焊后热处理工艺的规定。加热带和隔热带应保证均温带所示体积范围不能产生有害的温度梯度,加热带和隔热带宽度可参照 GB/T 30583 执行。

9.11.4.2 局部焊后热处理测温点数量及布置应符合 GB/T 30583 的规定。

9.11.5 U 形管

9.11.5.1 不含稳定化元素(如钛或铌)的奥氏体型不锈钢制 U 形管变形率超过 10% 时,应进行恢复性能热处理。

9.11.5.2 设计文件注明有耐应力腐蚀要求时,非合金钢、低合金钢及奥氏体型不锈钢 U 形换热管弯管段及 150 mm 的直管段应进行热处理。

9.11.5.3 铁素体型、奥氏体-铁素体型不锈钢、有色金属 U 形管的热处理由供需双方协商。

9.11.5.4 弯管变形率计算按公式(9-3),见图 9-1:

$$\text{变形率}(\%) = 100r/R \quad \dots\dots\dots (9-3)$$

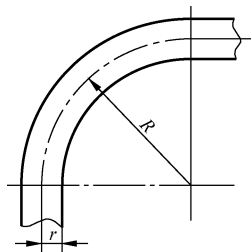


图 9-1 弯管成形

9.11.5.5 成形 U 形管恢复性能热处理方法符合下列要求:

- a) 非合金钢、低合金钢冷成形 U 形管可根据成形工艺,选择按焊后热处理工艺参数或按材料供货热处理工艺参数进行恢复性能热处理;
- b) 奥氏体型不锈钢冷成形 U 形管的恢复性能热处理采用固溶处理;
- c) 采用电阻或感应加热时,U 形弯管段及至少 150 mm 直管段应进行热处理;采用热处理炉加热时,U 形弯管段及至少 600 mm 直管段应进行热处理。

9.11.5.6 当对成形温度、恢复材料性能热处理等有特殊要求时,应遵循相关标准、规范或设计文件的规定。

9.12 组装

9.12.1 热交换器零、部件在组装前应进行检查和清理,不应留有焊疤、焊接飞溅物、浮锈及其他杂物等。

9.12.2 公称直径大于 4 000 mm 或管束重量大于 20 000 kg 的大型管束组装宜采用专用支撑、滚动和牵引设施。

9.12.3 吊装管束时,应防止管束变形和损伤换热管。

9.12.4 垫片应安装到位。

9.12.5 螺柱的紧固应至少分 3 遍进行,每遍的起点应相互错开 120°,紧固顺序可参照图 9-2 进行。

9.12.6 公称直径不小于 1 800 mm 的热交换器用设备法兰、紧固件规格为 M36 及以上的浮头法兰宜采用定力矩上紧工具,紧固件宜成对同步上紧,单次不少于 2 件。

9.12.7 重叠热交换器应在制造单位进行重叠预组装;重叠支座间的调整板应在试验合格后点焊于下台热交换器的重叠支座上,并在重叠支座和调整板的外侧标有永久性标记,以备现场组装对正。

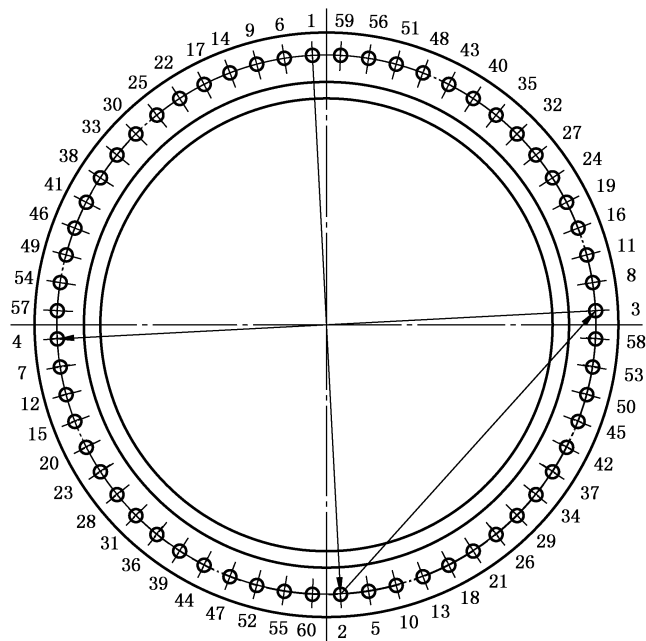


图 9-2 螺柱紧固顺序

9.13 尺寸偏差

9.13.1 热交换器安装尺寸的允许偏差见图 9-3。

单位为毫米

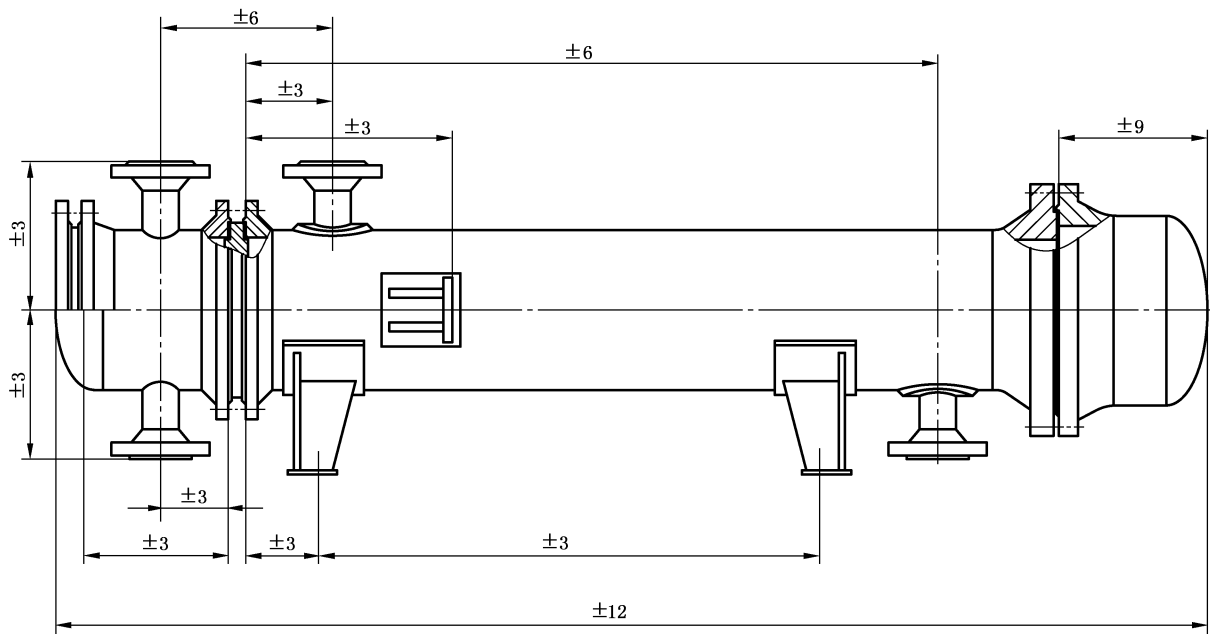


图 9-3 安装尺寸允许偏差

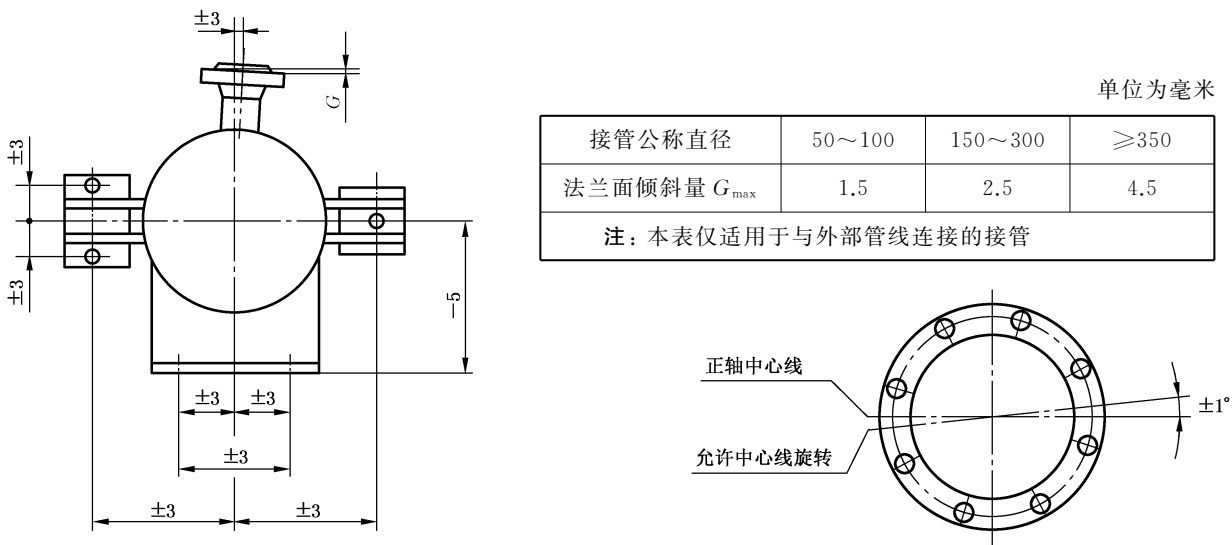


图 9-3 安装尺寸允许偏差（续）

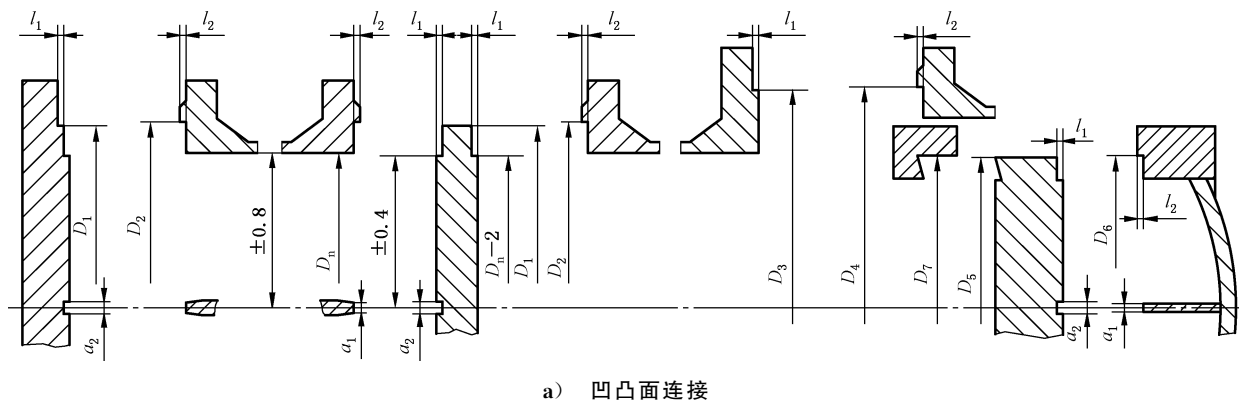
9.13.2 管箱平盖、法兰、分程隔板、管板等装配尺寸的允许偏差见图 9-4。图中 $D_1 \sim D_7$ 的允许偏差按 GB/T 1804 规定的 m 级,但极限偏差不应超过 $\pm 1.2\text{ mm}$;图中 D_5 、 D_7 的允许偏差只适用于 A 型钩圈,B 型钩圈 D_5 、 D_7 的允许偏差见图 8-1。

9.13.3 填料函装配尺寸的公差等级见图 9-5。

9.13.4 双壳程热交换器纵向隔板的宽度及允许偏差与折流板外径及允许偏差相同(见表 7-28),纵向隔板两对角线之差不应大于 2.5 mm 。

9.13.5 除设计文件另有规定外,零件机械加工表面和非机械加工表面的线性尺寸的极限偏差,分别按 GB/T 1804 中的 m 级和 c 级的规定。

单位为毫米



a) 凹凸面连接

图 9-4 装配尺寸的允许偏差

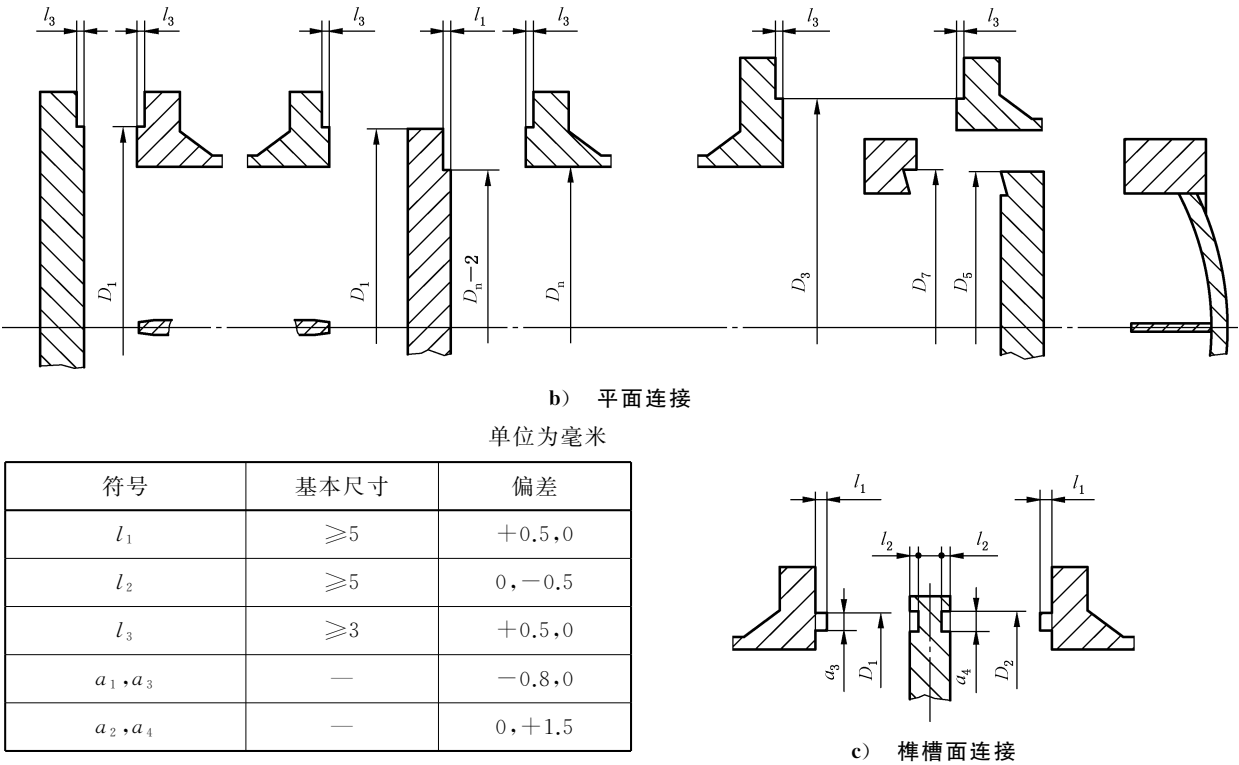


图 9-4 装配尺寸的允许偏差（续）

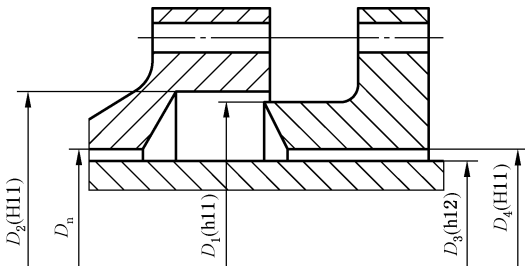


图 9-5 填料函装配尺寸的允许偏差

9.14 耐压试验和泄漏试验

9.14.1 热交换器耐压试验的顺序应符合本文件规定，耐压试验的方法及要求应符合 GB/T 150.4—2024 的规定。

9.14.2 固定管板式热交换器耐压试验顺序：

- a) 壳程试压，同时检查管头；
- b) 管程试压。

9.14.3 U 形管式热交换器、釜式重沸器（U 形管束）及填料函式热交换器耐压试验顺序：

- a) 用试验压环进行壳程试验，同时检查管头；
- b) 管程试压；
- c) 必要时，壳程试压。

9.14.4 浮头式热交换器、釜式重沸器（浮头式管束）耐压试验顺序：

- 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。

9.14.5 按压差设计的热交换器耐压试验顺序:

- a) 管头试压(按设计文件规定的最大试验压力差值);
- b) 管程和壳程步进试压(按设计文件规定的试验压力和步进程序);
- c) 要有相应控制压差的措施,保证整个试压期间(包括升压和降压)不超过压差。

9.14.6 当管程试验压力高于壳程试验压力时,管头试压应按设计文件规定或按供需双方商定的方法进行;除设计文件另有规定外,当采用中间过程检验项目的泄漏试验时,泄漏试验的时机宜在管头试压前进行;采用胀焊并用管头时,泄漏试验的时机宜在管头焊接完成后、胀接前。

9.14.7 对于特殊热交换器耐压试验顺序由设计文件规定。

9.14.8 泄漏试验相关要求如下:

- a) 泄漏试验应符合 GB/T 150.4—2024 中 11.5 的规定;
- b) 对于投用后无法维护修理管头的管壳式热交换器应进行泄漏试验。

9.14.9 重叠热交换器的管头耐压试验和泄漏试验允许单台进行。当各台热交换器管壳程间分别连通时,管程及壳程试压还应在重叠组装后进行。

9.14.10 因结构原因无法更换有缺陷换热管的管壳式热交换器,允许堵管。堵管根数不宜超过 1%且总数不超过 2 根;堵管应遵守下列规定:

- a) 超出上述数量时,换热管堵管数量和方法应得到采购方的认可;
- b) 保证管束堵管后不影响设备的安全性和工艺性能;
- c) 出厂资料应标记出堵管位置,并提供给采购方。

9.14.11 热交换器耐压试验合格后,内部积水应排净、吹干。

9.15 出厂资料

9.15.1 制造单位应向热交换器采购方提供出厂资料,有特殊要求时还应提供使用说明书。

9.15.2 热交换器出厂资料应满足 GB/T 150.4—2024 的要求。

9.16 铭牌

9.16.1 热交换器应装有 TSG 21 规定内容的铭牌。

9.16.2 铭牌应固定于明显的位置,不宜安装在可拆部件上;铭牌托架的高度应大于绝热层厚度。

9.16.3 重叠热交换器的每台热交换器上,应各有一块铭牌。

9.16.4 铭牌的材料应耐大气腐蚀。

9.17 涂敷与运输包装

热交换器的涂敷与运输包装应符合 NB/T 10558 的规定。

10 安装、操作和维护

10.1 现场安装

10.1.1 拆装空间

10.1.1.1 对于浮头式、填料函式热交换器,前端应留有抽出管束的空间;后端应留有拆除外头盖和浮头盖的空间。

10.1.1.2 对于 U 形管式热交换器,前端应留有抽出管束的空间;或另一端应留有拆除壳体的空间。

10.1.1.3 对于固定管板式热交换器,一端应留有更换换热管的空间;另一端应留有拆装管箱或头盖的空间。

10.1.2 基础和地脚螺栓

10.1.2.1 基础不应限制热交换器的热膨胀。活动支座的基础面上应预埋滑板;地脚螺栓不应妨碍热交换器的热膨胀。

10.1.2.2 每个地脚螺栓的两侧应各设一组垫铁。热交换器采用平垫铁与斜垫铁组进行找平时,平垫铁应放在成对斜垫铁的下面。斜垫铁可与热交换器支座底板焊牢,但不应与下面的平垫铁或滑板焊死。

10.1.2.3 活动支座的地脚螺栓应装有 2 个锁紧的螺母,螺母与支座底板间应留有 1 mm~3 mm 的间隙。

10.1.3 安装

10.1.3.1 不应采用改变地脚螺栓紧固程度的方法调整热交换器的水平度(或垂直度)。

10.1.3.2 热交换器重叠安装时,应按制造厂的竣工图进行组装。重叠支座间的调整垫板,应在试压合格后焊在下层换热设备的支座上。

10.1.3.3 热交换器应按设计文件或规范要求调整、检查水平度和垂直度。

10.1.3.4 必要时,安装前可再次进行耐压试验。

10.1.3.5 公称直径不小于 1 800 mm 的热交换器用设备法兰、设计温度不小于 300 °C 或低于 -40 °C 的热交换器用设备法兰、紧固件规格为 M36 及以上的浮头法兰宜采用定力矩上紧工具,紧固件宜成对同步上紧,单次不少于 2 件。

10.1.4 管路配置

10.1.4.1 推荐设置旁路和旁路阀。

10.1.4.2 设计文件未作规定时,由用户就近在管道上安装温度计和压力表接口。

10.1.4.3 热交换器应配置排气阀和排液阀,对于易燃、有毒等有害介质不应直接排放。

10.1.4.4 管道配置宜避免流体冲击或将机械振动传递到热交换器上。

10.1.4.5 与热交换器连接的外部管道宜避免强力装配。

10.1.5 其他要求

10.1.5.1 安装前不应拆除工艺接口的堵头和盲板;安装过程中,应防止异物落入热交换器内。

10.1.5.2 紧固螺柱的顺序见图 9-3;必要时,螺纹表面应涂抹适当的防咬合剂。

10.1.5.3 设计文件中未规定涂敷防腐涂层的钢制热交换器管束,如需涂敷防腐涂层须经传热核算。钢制热交换器管束防腐涂层的施工与验收按相关标准规范执行。

10.1.5.4 有绝热或防烫伤要求的热交换器,应进行绝热或防烫伤防护。

10.2 试车和操作

10.2.1 试车前应查阅设计文件、竣工资料中有无特殊要求和说明,铭牌有无特殊标志,管板是否按压差设计,对试压、试车程序有无特殊要求等。根据设计文件、竣工资料等编制操作规程,不应违背规程操作。

10.2.2 热交换器不应在超过设计文件规定的条件下运行。在开车、正常使用、停用等过程中,应防止热交换器超温、超压,对按压差设计的热交换器,不应超过设计压差。

10.2.3 试车前应清洗整个系统,必要时在入口管线上设置过滤网或采取其他措施,防止各种杂物进入热交换器内。

10.2.4 热交换器如无旁路,试车时宜增设临时旁路。

10.2.5 液体介质进料前应开启排气阀或采取其他措施,使液体充满热交换器。

10.2.6 当介质为蒸汽时,开车前应排净积液并对热交换器进行预热。

10.2.7 开车、停车或切换操作过程中应缓慢升温或降温,严格控制升温速度,避免造成热冲击。不应冷态时快速导入热介质、或热态时快速导入冷介质。

10.2.8 对涂敷防腐涂层的热交换器,在操作运行或吹扫时,应控制温度,防止防腐涂层损坏失效。

10.2.9 热交换器开停车注意事项:

- a) 对固定管板式热交换器,开、停车及吹扫等过程中,尽可能减小壳体与管束之间的温差应力;
- b) 对其他热交换器,开车时先开旁路,然后再缓慢将热交换器投入运行;先投冷流,后投热流;先开后路阀,后开前路阀。停车时按先开热流旁路,后关热流进出口阀;再开冷流旁路,关冷流进出口阀。

10.2.10 对介质工作温度高于 350 °C 或低于 -100 °C 的热交换器,升温或降温时需及时做好法兰的热紧或冷紧工作。

10.2.11 热交换器停车、停用时,需排净内部残存工艺介质;对于有腐蚀防护要求的热交换器,还应充氮保护。

10.3 维护

10.3.1 热交换器应在工艺设计文件规定的负荷下运行;运行期间应监测、记录热交换器的运行参数,评定热交换器的工艺性能和结垢程度。

10.3.2 当传热与阻力降偏离设计值过大,或不能满足工艺系统要求时,应根据介质特性和热交换器的结构,选择有效的方法进行清洗,恢复热交换器的工艺性能。

10.3.3 应监视热交换器的热膨胀,防止异常的热应力作用到热交换器上。

10.3.4 应监视热交换器的振动和噪声,防止流体诱发振动引起的失效。

10.3.5 加强现场巡检,密切关注压力温度变化及设备泄漏情况,如有异常及时处理。

附录 A
(规范性)
标准的符合性声明及修订

A.1 本文件的制定遵循了国家颁布的压力容器安全法规所规定的基本安全要求,其设计准则、材料要求、制造检验技术要求和验收标准均符合 TSG 21 的相应规定。本文件为协调标准,即按本文件要求建造的管壳式热交换器可满足 TSG 21 的基本安全要求。

A.2 标准的修订采用提案审查制度。任何单位和个人均有权对本文件的修订提出建议,修订建议应采用“表 A.1 标准提案/问询表”的方式提交全国锅炉压力容器标准化技术委员会(以下简称“委员会”)。委员会对收到的标准修订提案进行审查,根据审查结果,将采纳的技术内容纳入下一版标准。

表 A.1 标准提案/问询表

总第 号

<input type="checkbox"/> 标准提案		<input type="checkbox"/> 标准问询	标准名称	
单 位			姓 名	
电话/地址			邮政编码	
标准条款			电子邮箱	
提案/问询内容(可另附页)				
技术依据与相关资料(可另附页)				
附加说明:				
单位图章或提案(问询)人签字			提交日期: 年 月 日	

全国锅炉压力容器标准化技术委员会
地址:北京市朝阳区北三环东路三层 邮政编码:100029

附 录 B
(资料性)
管壳式热交换器传热计算

B.1 概述

本附录适用于管壳式热交换器的无相变换热计算,所述能效评价方法仅适用于管壳式换热器的管程和壳程,均为无相变换热工况。

B.2 计算流程

管壳式热交换器传热计算流程如下:

- a) 计算热负荷;
- b) 计算对数平均温差;
- c) 根据经验选取总传热系数,估算传热面积;
- d) 初选热交换器型式参数;
- e) 确定流体流径(管程、壳程),计算对流传热系数与阻力降;
- f) 结合介质的污垢热阻与换热管金属热阻,计算总传热系数;
- g) 计算阻力降与允许阻力降比较,若大于允许阻力降,重复 d)~f) 步骤;计算总传热系数小于选取值时,修正初始总传热系数,重复 c)~f) 步骤;
- h) 计算所需传热面积,与初选传热面积比较,若不满足设计要求时,修正初始总传热系数,重复 c)~h) 步骤。

计算流程见图 B-1。

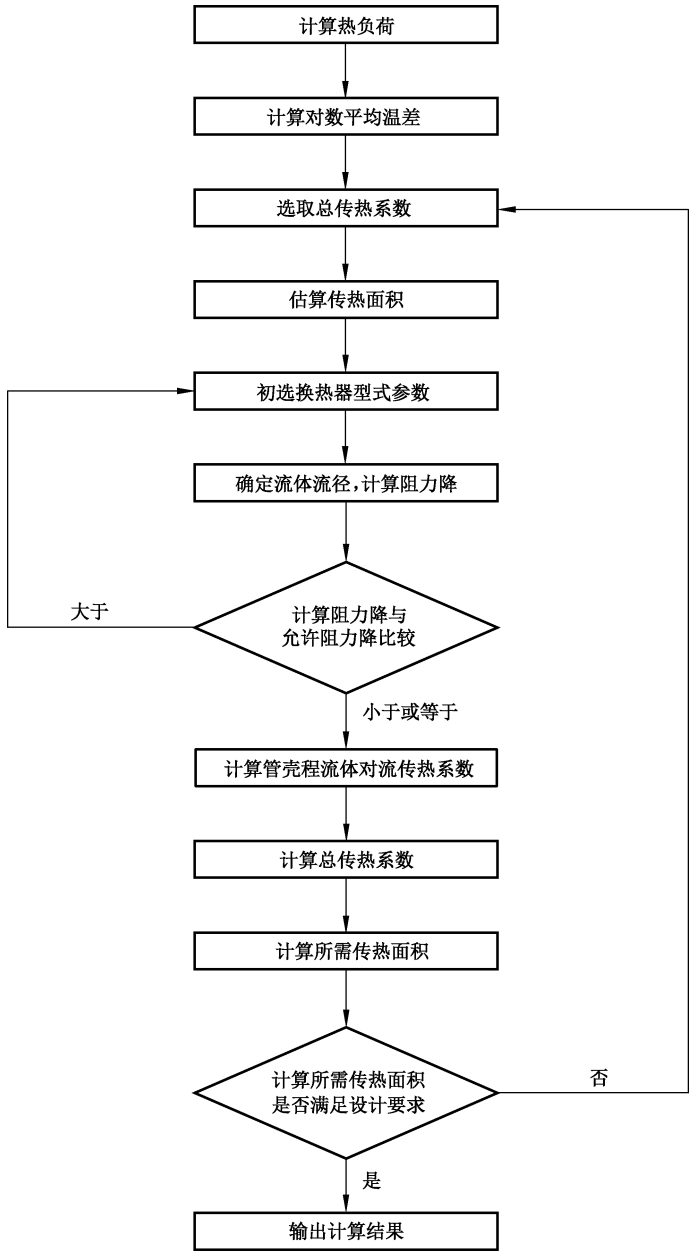


图 B-1 管壳式热交换器传热计算流程

B.3 设计条件

B.3.1 输入数据

B.3.1.1 操作参数

操作参数包含以下内容：

- a) 冷、热流体质量流量,包括气相质量流量、液相质量流量和总的质量流量；
- b) 冷、热流体进口压力；
- c) 冷、热流体进、出口温度；
- d) 冷、热流体流经热交换器的允许阻力降；

- e) 热负荷。

B.3.1.2 流体物性参数

冷、热流体的物性参数包含以下内容：

- a) 单相流体至少给出一个压力点下进、出口 2 个温度点下的密度，等压比热，粘度和导热系数，液相表面张力；
- b) 两相流体，宜分别给出气、液相流体的物性参数，给出进、出口 2 个压力点下至少 3 个温度点下的密度、等压比热、粘度、导热系数和液相表面张力，且温度点需要包含进、出口温度。此外，还宜给出该流体各温度点下的气相质量分率和总焓值；
- c) 无论是单相还是两相流体，均宜给出冷、热流体的污垢热阻。

B.3.2 标准规范

热换热器结构设计所遵循的主要标准和规范。

B.3.3 主要承压元件材料

包括换热管、管板、浮头法兰、管箱圆筒、管箱封头（或平盖）、壳程圆筒、壳程封头、接管法兰与紧固件材料。

B.3.4 结构参数

结构参数包含以下内容：

- a) 管、壳程设计温度；
- b) 管、壳程设计压力；
- c) 腐蚀裕量等；
- d) 热换热器结构型式（U 形管式、浮头式、固定管板式、填料函式或釜式重沸器）；
- e) 布置方式（立置、卧置、倾斜放置）；
- f) 程数；
- g) 换热管类型（光管、烧结型表面多孔管、螺纹管、T 型管、螺旋扁管、纵槽管、波纹管、波节管、锯齿形翅片管、管内插入物强化管等）；
- h) 换热管外径、壁厚、排列方式和换热管中心距；
- i) 换热管与管板的连接；
- j) 换热管采用的支撑或折流元件形式；
- k) 折流板形式、切口方向和折流板缺口区是否布管；
- l) 若选用多台热换热器操作，宜给出多台热换热器的串、并联方式要求。

B.4 设计结果

B.4.1 结构参数

结构参数包括以下内容：

- a) 壳体直径；
- b) 管程数量；
- c) 换热管数量；
- d) 换热管长度；
- e) 折流板间距、数量与切口大小；

- f) 第一块折流板与管板间距离;
- g) 旁路挡板数量;
- h) 管程进、出口接管公称直径;
- i) 壳程进、出口接管公称直径;
- j) 串联热交换器的管程中间连接口公称直径;
- k) 串联热交换器的壳程中间连接口公称直径;
- l) 壳程进口是否需要防冲保护;
- m) 是否需要膨胀节及所需膨胀节型式。

B.4.2 流体热力学参数

流体热力学参数包括以下内容:

- 热负荷；
- 有效平均温差；
- 污垢和清洁状态下总传热系数；
- 换热管壁温；
- 壳程圆筒壁温。

B.4.3 流体动力学参数

流体动力学参数包括以下内容:

- 冷、热流体阻力降；
- 冷、热流体在热交换器进、出口接管内的流速；
- 壳程入口及管束进、出口处 ρv^2 值。

B.4.4 重量参数

重量参数包括以下内容：

- 管束重；
- 设备净重；
- 充水后重。

B.4.5 外形简图,包含冷、热流体流向和管、壳程进出口规格和数量。

B.5 数据表

管壳式热交换器数据表见表 B-1。

表 B-1 管壳式热交换器数据表

1	制造单位：		工号：	
2	用户：		文件号：	
3	地址：		请购单号：	
4	安装地：		日期： 版次：	
5	装置：	设备名称：	位号：	
6	型号： ；卧式 <input type="checkbox"/> ，立式 <input type="checkbox"/> ;连接方式： 并联 <input type="checkbox"/> ,串联 <input type="checkbox"/>			
7	单台有效换热面积/总面积： /m ² ;		总台数：	

表 B-1 管壳式热交换器数据表 (续)

8	工艺数据						
9				壳程		管程	
10	流体名称						
11	总质量流量 kg/h						
12				进口	出口	进口	出口
13	气相质量流量 kg/h						
14	液相质量流量 kg/h						
15	蒸汽质量流量 kg/h						
16	液相水质量流量 kg/h						
17	不凝气质量流量 kg/h						
18	温度 °C						
19	密度 kg/m³			/	/	/	/
20	粘度 mPa·s			/	/	/	/
21	比热 kJ/(kg·°C)			/	/	/	/
22	导热系数 W/(m·°C)			/	/	/	/
23	表面张力 N/m						
24	流速 m/s						
25	进口压力 MPa(表压)						
26	阻力降,允许/计算 kPa			/		/	
27	污垢热阻 m²·°C/W						
28	热负荷: kW:			有效平均温差:		°C	
29	总传热系数, 污垢状态:			采用值:		清洁状态: W/(m²·°C)	
30	结构数据						
31	单台热交换器					外形简图	
32			壳程		管程		
33	设计/试验压力 MPa(表压)		/		/		
34	设计温度 °C						
35	程数						
36	腐蚀裕量 mm						
37	接管公称 直径与 压力	入口 mm/MPa					
38		出口 mm/MPa					
39		中间连接口 mm/MPa					
40	换热管数量: ;外径: mm;壁厚: mm;长度: mm;中心距: mm;排列方式:						
41	换热管壁温: °C; 壳程圆筒壁温: °C; 管板温度: °C						
42	换热管类型:						

表 B-1 管壳式热交换器数据表（续）

43	壳程筒体材质：	内径：	mm	壳体封头材质：
44	管箱筒体材质：			管箱封头/盖板材质：
45	固定管板材质：			浮动管板材质：
46	浮头法兰材质：			是否需要防冲保护：管程： 壳程：
47	折流板数量：	型式	%切口(按直径) 间距：	第一块与管板间距：mm
48	纵向隔板数量：			
49	换热管支撑：		U 形弯管处：	形式：
50	旁路挡板数量：			换热管与管板连接：
51	是否需要膨胀节：			膨胀节型式：
52	ρv^2 —壳程入口：	管束进口：	管束出口：	kg/(m·s ²)
53	设备法兰垫片型式—壳程：	管程：		浮头盖：
54	设计遵循的主要标准和法规：			
55	重量——管束重：	设备净重：	充水后重：	kg

B.6 基本传热方程

B.6.1 热交换器中发生的热量传递和变化符合热力学第一定律时,按公式(B-1)和公式(B-2)计算。

$$Q = K \cdot A \cdot \Delta t_{\text{eff}} = K \cdot A \cdot F \cdot \Delta t_{\text{m}} \dots\dots\dots (B-1)$$

$$\Delta t_{\text{m}} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} \dots\dots\dots (B-2)$$

- 式中：
- Q ——热负荷,单位为瓦(W)；
 - K ——以换热管外表面积为基准计算的总传热系数,单位为瓦每平方米摄氏度[W/(m²·℃)]；
 - A ——所需传热的换热管有效外表面积,单位为平方米(m²)；
 - Δt_{eff} ——有效平均温差,单位为摄氏度(℃)；
 - Δt_{m} ——对数平均温差,单位为摄氏度(℃)；
 - T_1 ——热流体入口温度,单位为摄氏度(℃)；
 - T_2 ——热流体出口温度,单位为摄氏度(℃)；
 - F ——温度校正系数,无因次；
 - t_1 ——冷流体入口温度,单位为摄氏度(℃)；
 - t_2 ——冷流体出口温度,单位为摄氏度(℃)。

B.6.2 多管程管壳式热交换器中,冷、热流体呈错流流动换热。对于 1 管程的带有折流板换热器,可近似看做逆流或顺流流动;套管式换热器可实现纯逆流或顺流流动。其端温差见图 B-2。

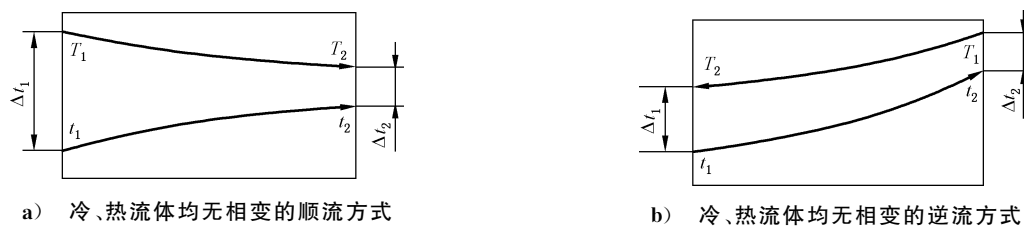


图 B-2 顺流和逆流的端温差

B.7 总传热系数

以换热管外表面积为基准的总传热系数 K 按公式(B-3)计算:

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_o} + r_o\right) \frac{1}{\eta} + r_w + r_i \left(\frac{A_o}{A_i}\right) + \frac{1}{\alpha_i} \left(\frac{A_o}{A_i}\right)} \quad \text{..... (B-3)}$$

式中:

α_o ——管外对流传热系数,单位为瓦每平方米摄氏度 [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$];

α_i ——管内对流传热系数,单位为瓦每平方米摄氏度 [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$];

r_o ——管外污垢热阻,单位为平方米摄氏度每瓦 [$(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{W}$];

r_i ——管内污垢热阻,单位为平方米摄氏度每瓦 [$(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{W}$];

η ——翅化比,光管为 1.0;

$\frac{A_o}{A_i}$ ——换热管外表面积与内表面积之比;

r_w ——用管外表面表示的管壁热阻, $(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{W}$ 。对于光管,管壁热阻按公式(B-4)计算:

$$r_w = \frac{d}{2\lambda_w} \ln\left(\frac{d}{d - 2\delta_w}\right) \quad \text{..... (B-4)}$$

式中:

d ——光管外径,单位为米(m);

δ_w ——光管壁厚,单位为米(m);

λ_w ——换热管导热系数,单位为瓦每平方米摄氏度 [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$].

B.8 有效平均温差

B.8.1 顺流和逆流方式

有效平均温差可用对数平均温差表示,按公式(B-5)计算:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad \text{..... (B-5)}$$

B.8.2 其他流动方式

有效平均温差按公式(B-6)进行修正:

$$\Delta t_{\text{eff}} = F \cdot \Delta t_m \quad \text{..... (B-6)}$$

温差校正系数 F 用无量纲参数 P 和 R 由曲线图 B-6~图 B-18 查得,无量纲参数 P 按公式(B-7)计算; R 按公式(B-8)计算:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{\text{冷流体温升}}{\text{两流体的最初温差}} \quad \text{..... (B-7)}$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{\text{热流体温降}}{\text{冷流体温升}} \quad \dots\dots\dots (\text{B-8})$$

当 R 超过图中所示的范围或 F 的读数不易确定时,可用 $1/R$ 代替 R , $P \cdot R$ 代替 P ,由图 B-6~图 B-18中相应图线查得 F 。

B.9 流体定性温度

液体的平均温度(过渡流及湍流)按公式(B-9)、公式(B-10)计算:

$$T_m = 0.4T_1 + 0.6T_2 \quad \dots\dots\dots (\text{B-9})$$

$$t_m = 0.4t_1 + 0.6t_2 \quad \dots\dots\dots (\text{B-10})$$

液体(层流)和气体的平均温度按公式(B-11)、公式(B-12)计算:

$$T_m = \frac{1}{2}(T_1 + T_2) \quad \dots\dots\dots (\text{B-11})$$

$$t_m = \frac{1}{2}(t_1 + t_2) \quad \dots\dots\dots (\text{B-12})$$

注: $Re \leq 2\,000$ 为层流, $2\,000 < Re < 4\,000$ 为过渡流, $Re \geq 4\,000$ 为湍流, Re 为雷诺准数。

B.10 壁温计算

B.10.1 换热管壁温

换热管计算壁温计算如下:

a) 热流体侧的壁温按公式(B-13)计算:

$$t_h = T_m - K \left(\frac{1}{\alpha_h} + r_h \right) \Delta t_m = T_m - \frac{Q}{A} \left(\frac{1}{\alpha_h} + r_h \right) \quad \dots\dots\dots (\text{B-13})$$

式中:

t_h ——热流体侧的壁温,单位为摄氏度($^{\circ}\text{C}$);

α_h ——热流体侧的对流传热系数,单位为瓦每平方米摄氏度 [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$];

r_h ——热流体侧的污垢热阻,单位为平方米摄氏度每瓦 [$(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})/\text{W}$].

b) 冷流体侧的壁温按公式(B-14)计算:

$$t_c = t_m + K \left(\frac{1}{\alpha_c} + r_c \right) \Delta t_m = t_m + \frac{Q}{A} \left(\frac{1}{\alpha_c} + r_c \right) \quad \dots\dots\dots (\text{B-14})$$

式中:

t_c ——冷流体侧的壁温,单位为摄氏度($^{\circ}\text{C}$);

α_c ——冷流体侧的对流传热系数,单位为瓦每平方米摄氏度 [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$];

r_c ——冷流体侧的污垢热阻,单位为平方米摄氏度每瓦 [$(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})/\text{W}$].

c) 一般情况下,换热管壁平均温度按公式(B-15)计算:

$$t_t = \frac{1}{2}(t_h + t_c) \quad \dots\dots\dots (\text{B-15})$$

式中:

t_t ——换热管壁平均温度,单位为摄氏度($^{\circ}\text{C}$)。

B.10.2 壳程圆筒壁温

壳程圆筒壁温计算方法与换热管壁温计算方法相同。

当不考虑外界条件影响时,壳程圆筒壁温取壳程流体的平均温度。

B.11 污垢热阻

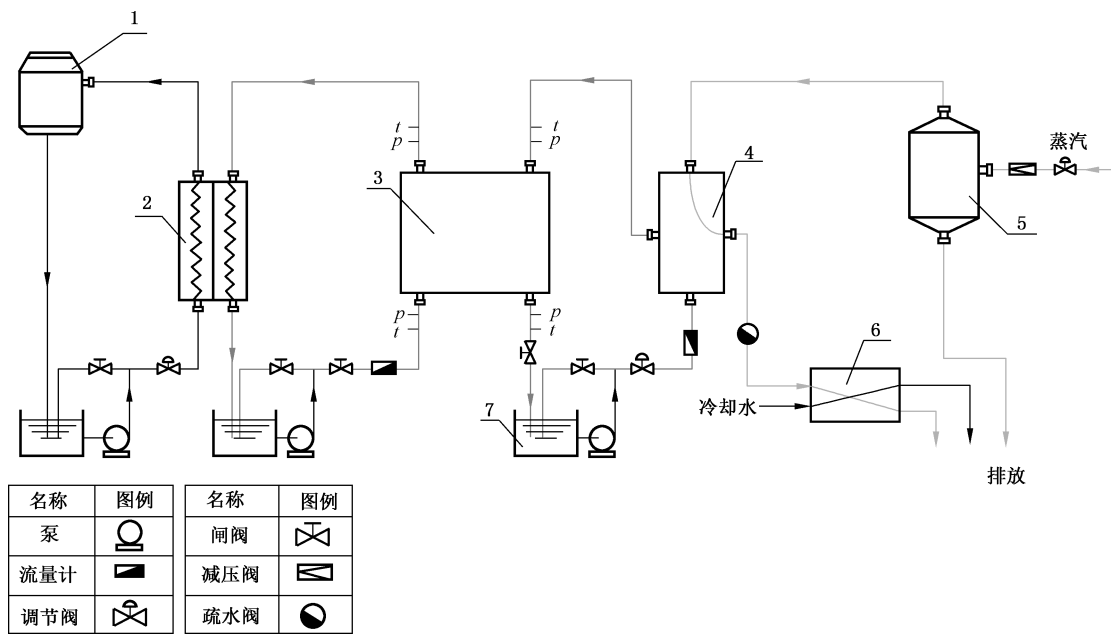
在正常操作条件下和 2 次清洗之间的正常操作周期内,为了保证热交换器的传热性能,在设计中宜考虑污垢热阻。

污垢热阻可参照附录 E。

B.12 管壳式热交换器能效测试与评价方法

B.12.1 测试装置

测试装置采用 GB/T 27698.1 的液-液无相变性能测试系统,测量仪表及准确度等级参照 GB/T 27698.1 的规定。能效测试系统示意图见图 B-3。



标引说明:

- 1 —— 冷却塔;
- 2 —— 冷却器;
- 3 —— 热交换器试件;
- 4 —— 加热器;
- 5 —— 分离器;
- 6 —— 过冷器;
- 7 —— 液体储槽;
- t —— 温度测点;
- p —— 压力测点。

图 B-3 管壳式热交换器能效测试装置

B.12.2 测量方法

B.12.2.1 测试条件及测试项目

- B.12.2.1.1 流量、温度、压力(差)测试方法参照 GB/T 27698.1。
- B.12.2.1.2 测试工况参照 GB/T 47007—2026,壳程为热流体,管程为冷流体。
- B.12.2.1.3 每个测试工况宜稳定 5 min 以上,每个工况至少重复测量 3 次,测量结果取平均值。

B.12.2.1.4 热平衡条件及误差计算参照 GB/T 47007—2026 中 A.3.4。

B.12.2.1.5 液-液无相变性能测试的测量参数与原始数据宜包括以下内容：

- a) 冷、热流体的流量；
- b) 冷、热流体的进、出口温度；
- c) 冷、热流体的进口、出口压力，或进口压力与进出口压力降。

B.12.2.2 测试程序

B.12.2.2.1 进入壳程的流体流量宜调节到规定的测试工况，壳程错流区流体的流速在 0.1 m/s～1.0 m/s 范围内调节，变化间隔为 0.1 m/s。

B.12.2.2.2 进入管程的流体流量宜调节到规定的测试工况，管内流体流速在 0.6 m/s～3.0 m/s 内调节，变化间隔为 0.3 m/s。

B.12.2.2.3 固定一侧（壳程或管程）流体的流速不变，壳程固定点为 0.5 m/s，管程固定点为 1.5 m/s。

B.12.2.3 测试结果

B.12.2.3.1 测试结果数据名称及单位如表 B-2 所示。

B.12.2.3.2 参照 GB/T 47007—2026 建立管程、壳程 Nu 和 Re 的准则关系式。

B.12.2.3.3 参照 GB/T 47007—2026 建立管程、壳程 Eu 和 Re 的准则关系式。

表 B-2 测试结果数据名称及单位样表

符号	名称	单位	说明
A	传热面积	m^2	
S	壳程错流区流通截面积	m^2	
c_p	定压比热容	$\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$	
q_m	质量流量	kg/s	
q_v	体积流量	m^3/s	
α	对流传热系数	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	
K	总传热系数	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	
p	压 力	kPa	
Φ	热 流 量	W	
T	温 度	$^\circ\text{C}$	
L	长 度	m	
ρ	密 度	kg/m^3	
Δt_m	有效对数平均温差	$^\circ\text{C}$	
r_w	管壁热阻	$(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$	
R_h	热阻比	无因次	管程、管壁热阻之和与壳程热阻的比值
ω	压力梯度权重系数	无因次	
N_o	壳程数	无因次	
N_i	管程数	无因次	
d_o	管外径	m	

B.12.3 能效指标与分级

B.12.3.1 能效评价流程

管壳式热交换器能效指标测试流程分为 3 个步骤,测试流程图如图 B-4 所示。

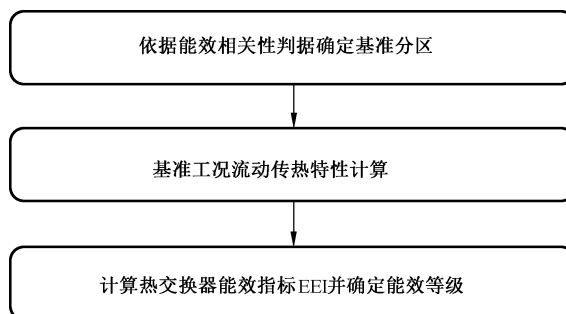


图 B-4 管壳式热交换器能效指标测试流程图

B.12.3.2 基准分区确定

B.12.3.2.1 热阻比计算

热阻比定义为管程、管壁、污垢热阻之和与壳程热阻的比值,按照公式(B-16)计算,

$$R_h = \frac{\alpha_o A_o}{\alpha_i A_i} + \alpha_o A_o r_w \quad \dots\dots\dots (B-16)$$

式中:

- R_h —— 热阻比,无因次;
- α —— 对流换热系数,单位为瓦每平方米摄氏度 $[W/(m^2 \cdot ^\circ C)]$;
- A —— 换热面积,单位为平方米 (m^2) ;
- r_w —— 用管外表面表示的管壁热阻、污垢热阻之和,单位为平方米摄氏度每瓦 $[(m^2 \cdot ^\circ C)/W]$;
- 下标 o、i —— 分别表示壳程、管程。

B.12.3.2.2 壳程压力梯度权重系数计算

按照公式(B-17)计算壳程压力梯度权重系数,

$$\omega_o = \frac{q_{v,o} N_o L_t}{q_{v,o} N_o L_t + q_{v,i} N_i L_t} \quad \dots\dots\dots (B-17)$$

式中:

- ω_o —— 壳程压力梯度权重系数,无因次;
- q_v —— 体积流量,单位立方米每小时 (m^3/h) ;
- L_t —— 换热管管长,单位为米 (m) ;
- N_o —— 壳体程数;
- N_i —— 管程数。

B.12.3.2.3 基准区域确定

能效相关性判据是量化工况间能效排序一致性的指标。根据设计工况计算的热阻比 R_h 和壳程压力梯度权重系数,从图 B-5 中判断所属区域;若设计工况位于 3 个分区外,则选择 A 区。

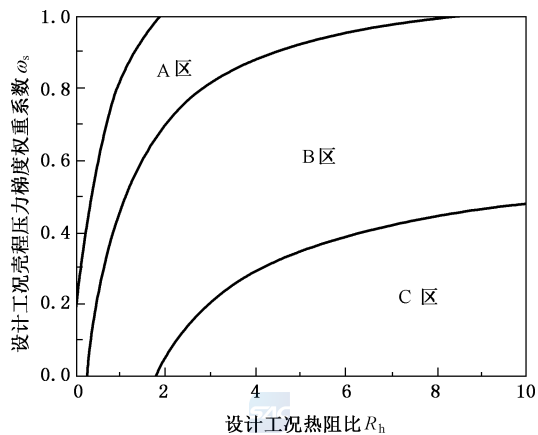


图 B-5 工况分区判定图

B.12.3.3 基准工况工艺条件

基准工况工艺条件如表 B-3 所示。

表 B-3 基准工况工艺条件

	基准工况 A	基准工况 B	基准工况 C
基准分区	A 分区	B 分区	C 分区
壳程流体粘度/(mP · s)	4.22	0.371	0.851
壳程流体导热系数/[W/(m · °C)]	0.190	0.666	0.079
壳程流体比热/[kJ/(kg · °C)]	1.62	4.20	2.49
壳程流体密度/(kg/m³)	1218	971	849
壳程流速/(m/s)	0.75	0.75	0.24
管程流体粘度/(mP · s)	0.662	0.610	121.22
管程流体导热系数/[W/(m · °C)]	0.630	0.637	0.101
管程流体比热/[kJ/(kg · °C)]	4.18	4.18	2.30
管程流体密度/(kg/m³)	991	988	964
管程流速/(m/s)	1.5	1.5	0.93

B.12.3.4 基准工况性能确定

B.12.3.4.1 根据确定的基准分区,基于表 B-3,通过模拟计算被测热交换器在基准工况的流动传热特性。

B.12.3.4.2 根据确定的基准分区,基于表 B-3,采用 B.12 所述方法测试热交换器在基准工况的流动传热特性。

B.12.3.5 能效指标

B.12.3.5.1 按照公式(B-3)计算总传热系数 K 。

B.12.3.5.2 壳程压力梯度权重系数 ω_o 和管程压力梯度权重系数 ω_i 分别按照公式(B-17)和公式(B-18)

计算,按照公式(B-19)计算热交换器的压力梯度 ∇p 。

$$\omega_i = \frac{q_{v,i} N_i L_t}{q_{v,o} N_o L_t + q_{v,i} N_i L_t} \quad \dots\dots\dots (B-18)$$

$$\nabla p = \omega_o \Delta p_o / (N_o L_t) + \omega_i \Delta p_i / (N_i L_t) \quad \dots\dots\dots (B-19)$$

式中:

Δp_o 、 Δp_i ——壳程、管程压力降,单位为帕斯卡(Pa);

∇p ——压力梯度,单位为帕斯卡每米(Pa/m)。

B.12.3.5.3 能效指标按照公式(B-20)计算。

$$EEI = K / \nabla p^{0.33} \quad \dots\dots\dots (B-20)$$

B.12.3.6 能效等级评价

B.12.3.6.1 管壳式热交换器根据其基准分区与 EEI 确定能效等级。

B.12.3.6.2 无相变工况时,管壳式热交换器能效等级分为 4 级,其中 1 级为最高。分级指标如表 B-4 所示。

表 B-4 管壳式热交换器能效分级表

基准分区	能效指标范围			百分比
	A 区	B 区	C 区	
一级	$EEI \geq 70.5$	$EEI \geq 233$	$EEI \geq 5.71$	5%
二级	$70.5 > EEI \geq 65.9$	$233 > EEI \geq 216$	$5.71 > EEI \geq 5.28$	15%
三级	$65.9 > EEI \geq 56.2$	$216 > EEI \geq 180$	$5.28 > EEI \geq 4.40$	60%
四级	$56.2 > EEI$	$180 > EEI$	$4.40 > EEI$	20%

B.12.4 热交换器能效优化指导

B.12.4.1 间隙优化的措施如下:

- 减少换热管与折流板、折流板与壳体、管束与壳体的间隙,降低旁通及漏流;
- 采用密封条、旁路挡板等减少壳程流体绕流损失。

B.12.4.2 强化传热的措施如下:

- 采用强化壳程传热的折流结构,减少流动死区;
- 采用强化传热的换热管,提高热阻控制侧的传热系数。

B.12.4.3 降低压降的措施如下:

- 结合工艺介质特点,选择热交换器型式与换热管结构;
- 根据设备操作条件,选择低压降的高效换热管。

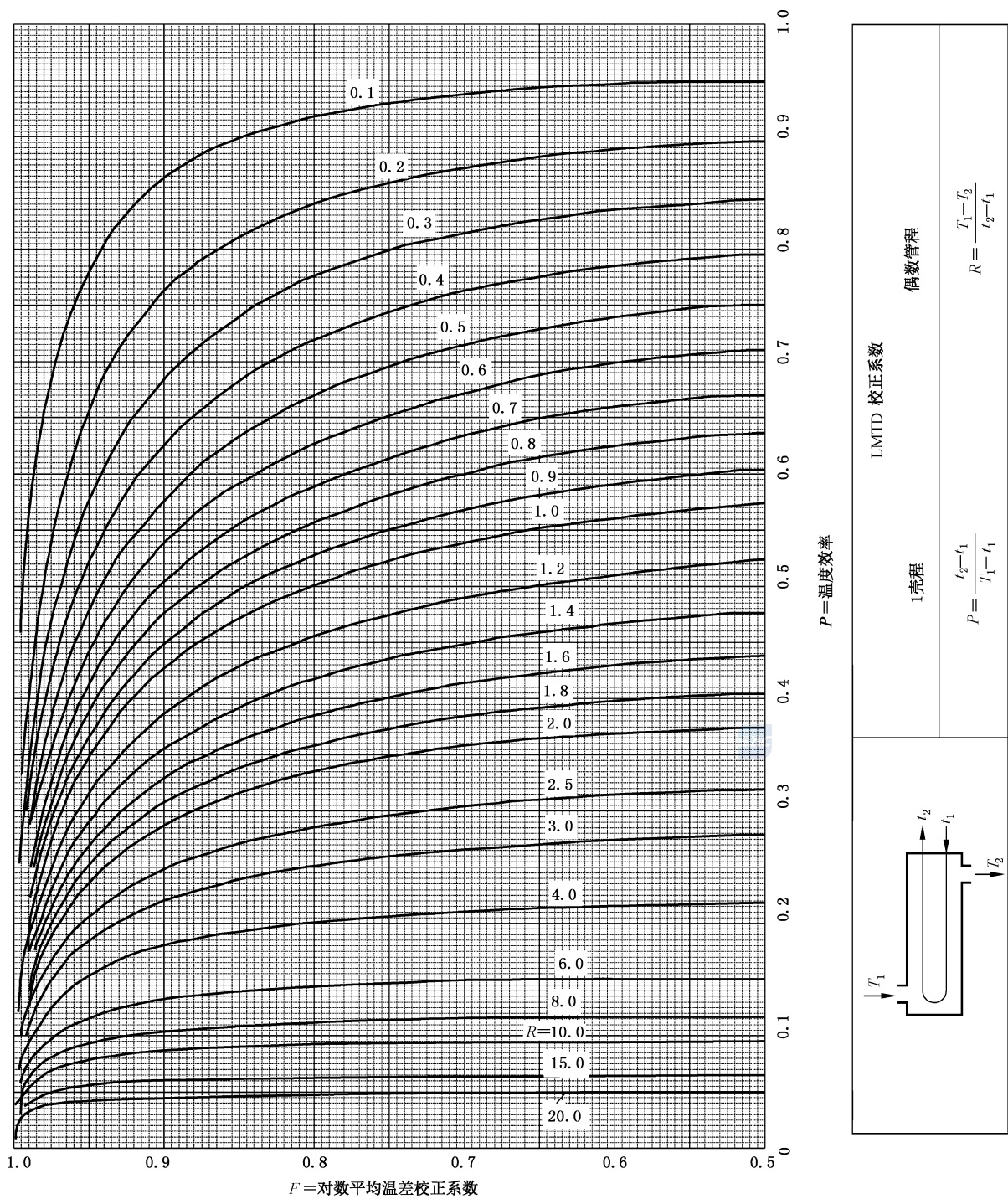


图 B-6 对数平均温差校正系数(一壳程)

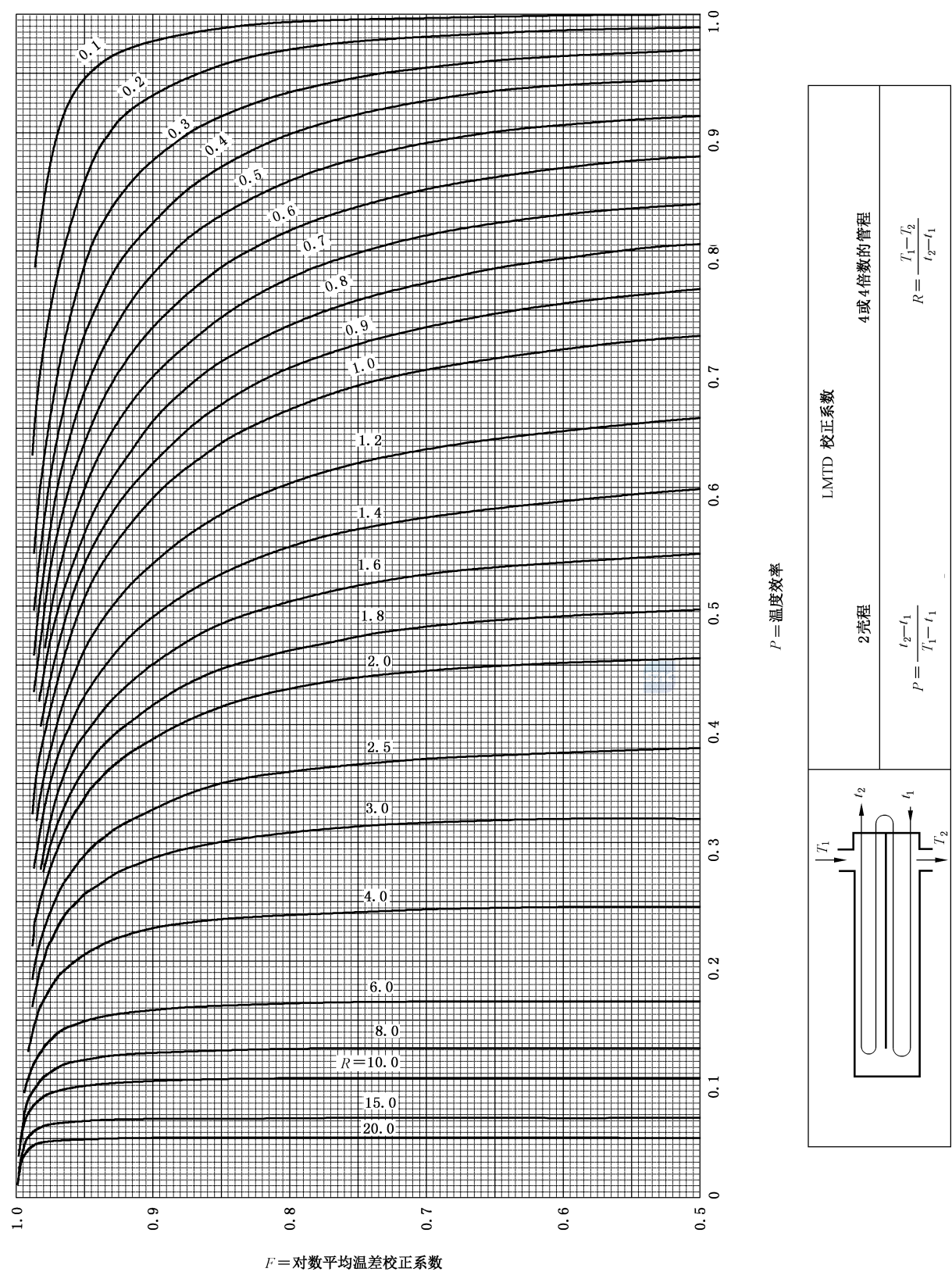


图 B-7 对数平均温差校正系数(二壳程)

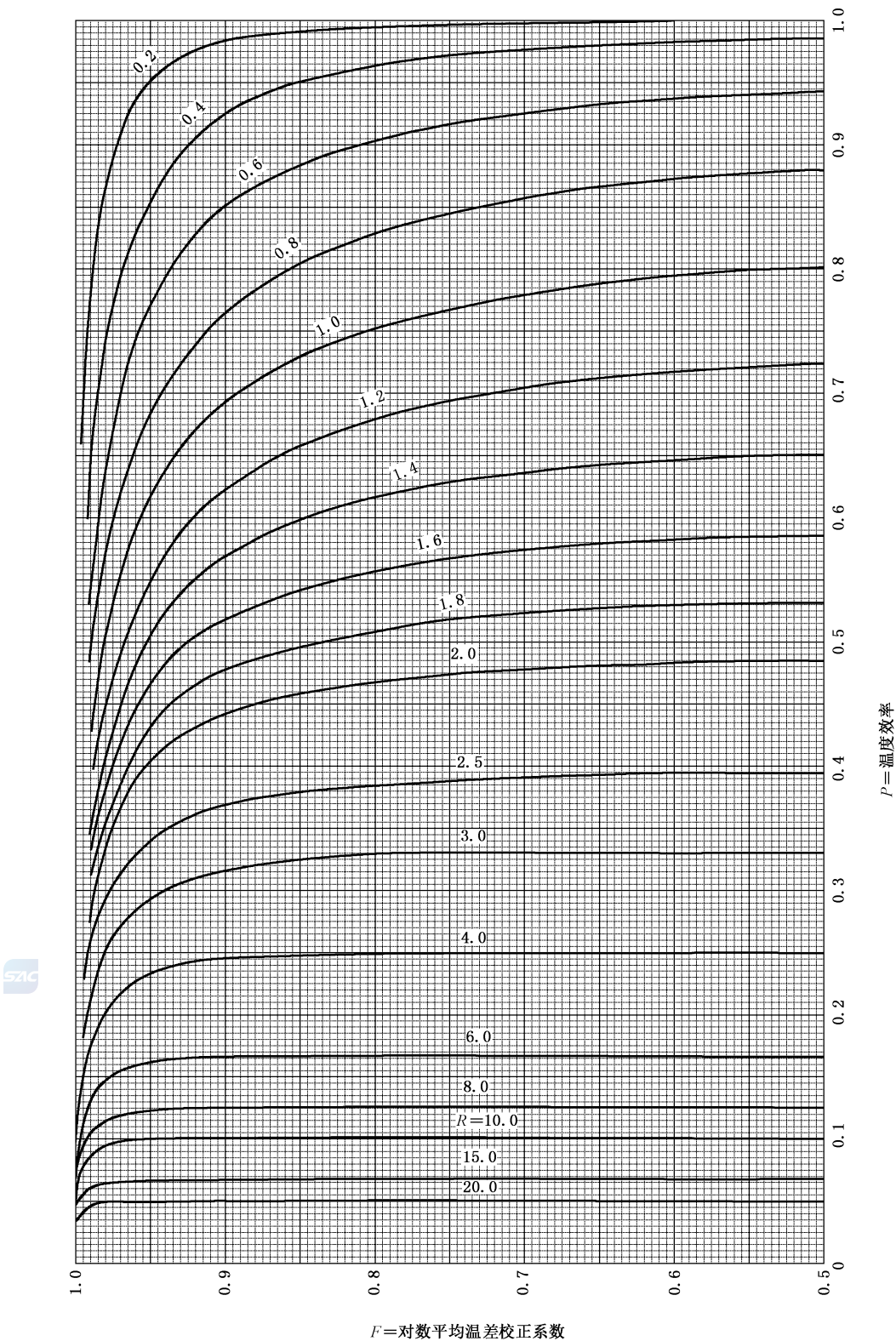
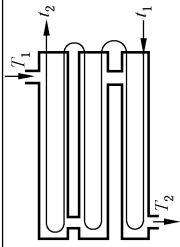


图 B-8 对数平均温差校正系数(三壳程)

	LMTD校正系数
	<div>3壳程 $P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$</div> <div>6或大于6的偶数管程 $R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$</div>

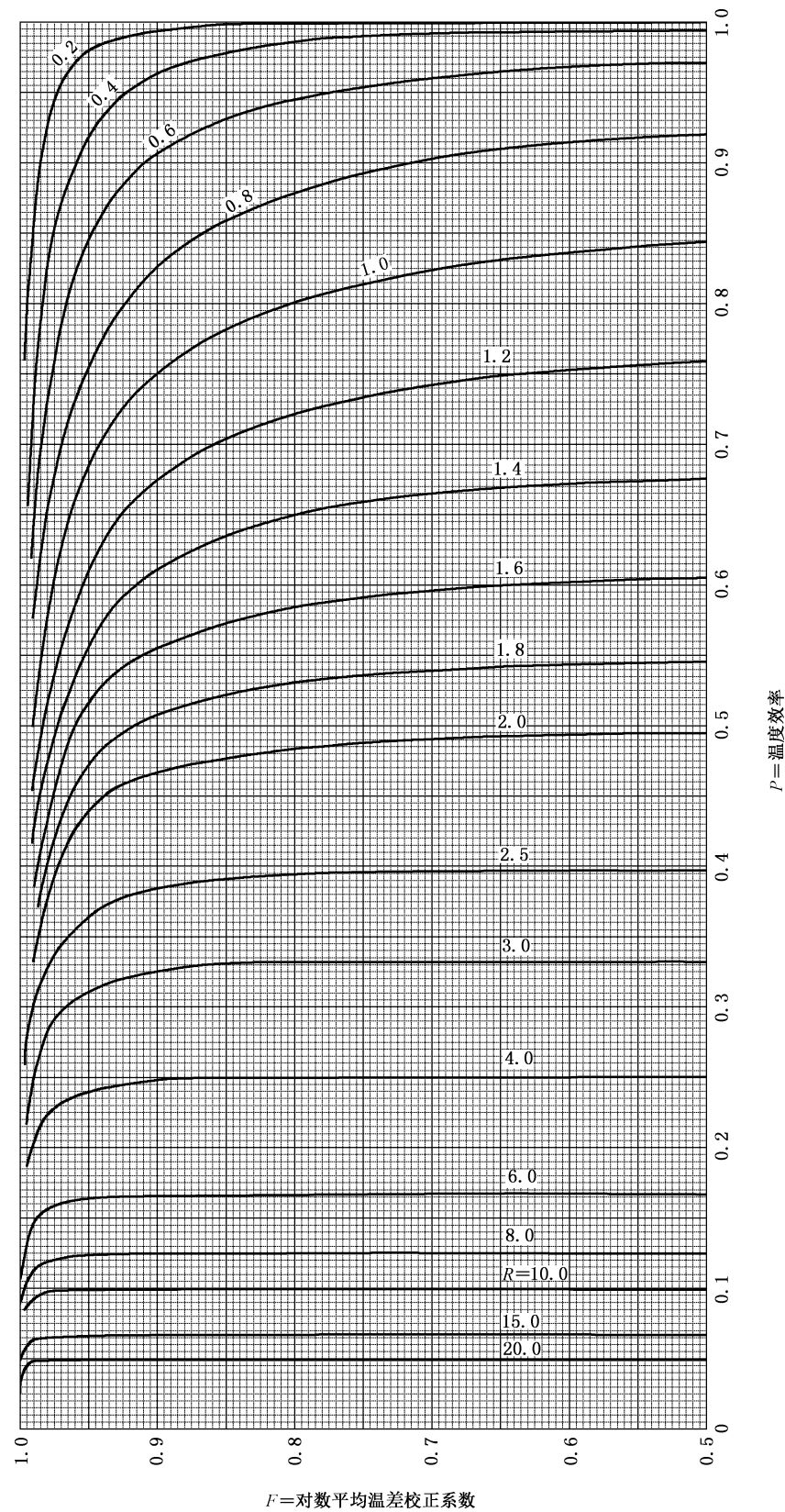
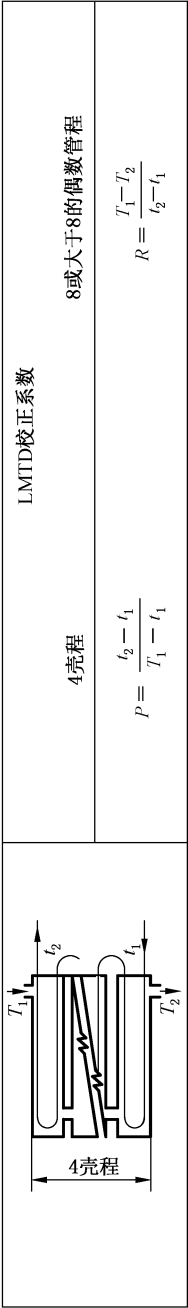


图 B-9 对数平均温差校正系数(四壳程)



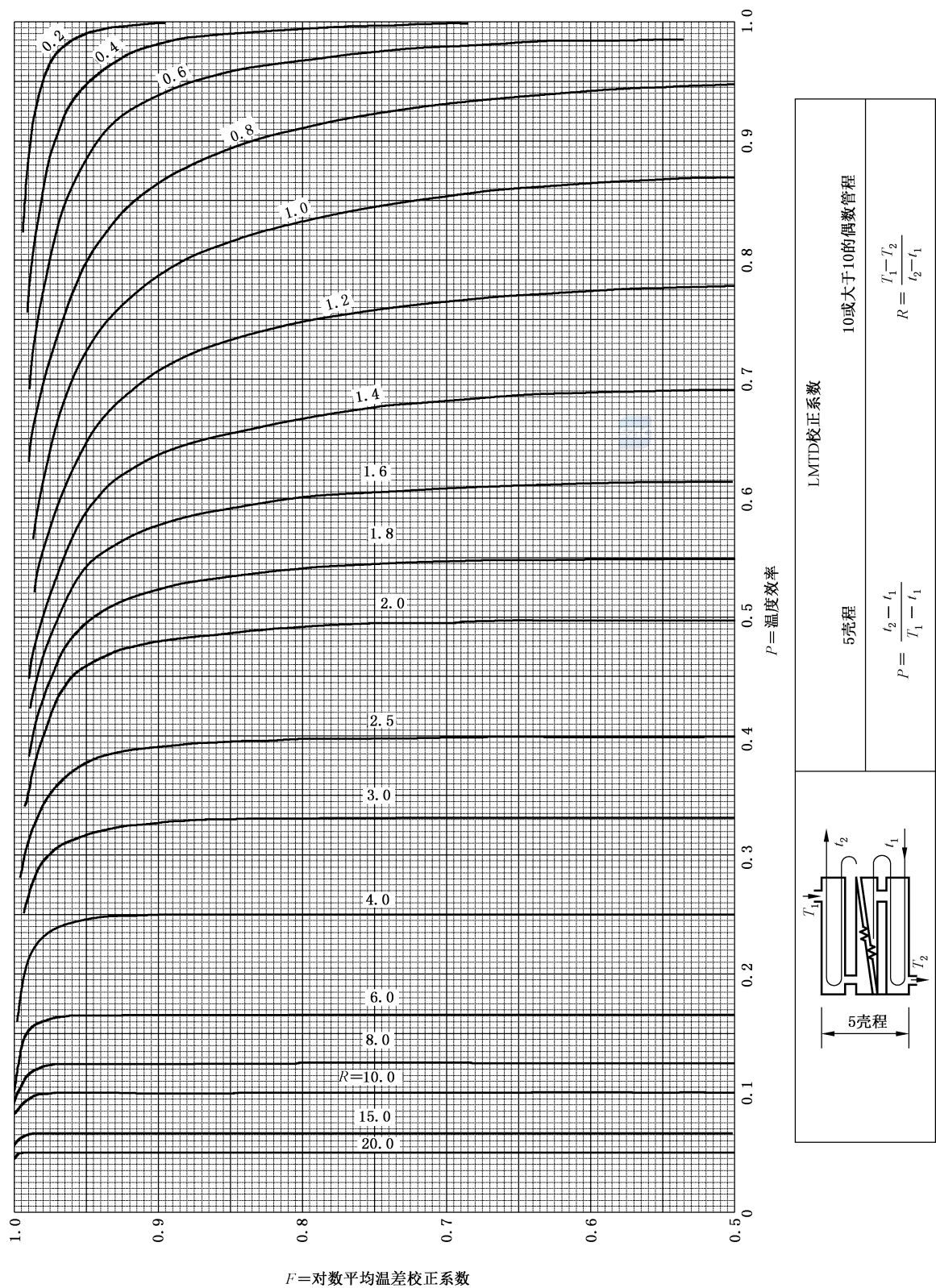


图 B-10 对数平均温差校正系数(五壳程)

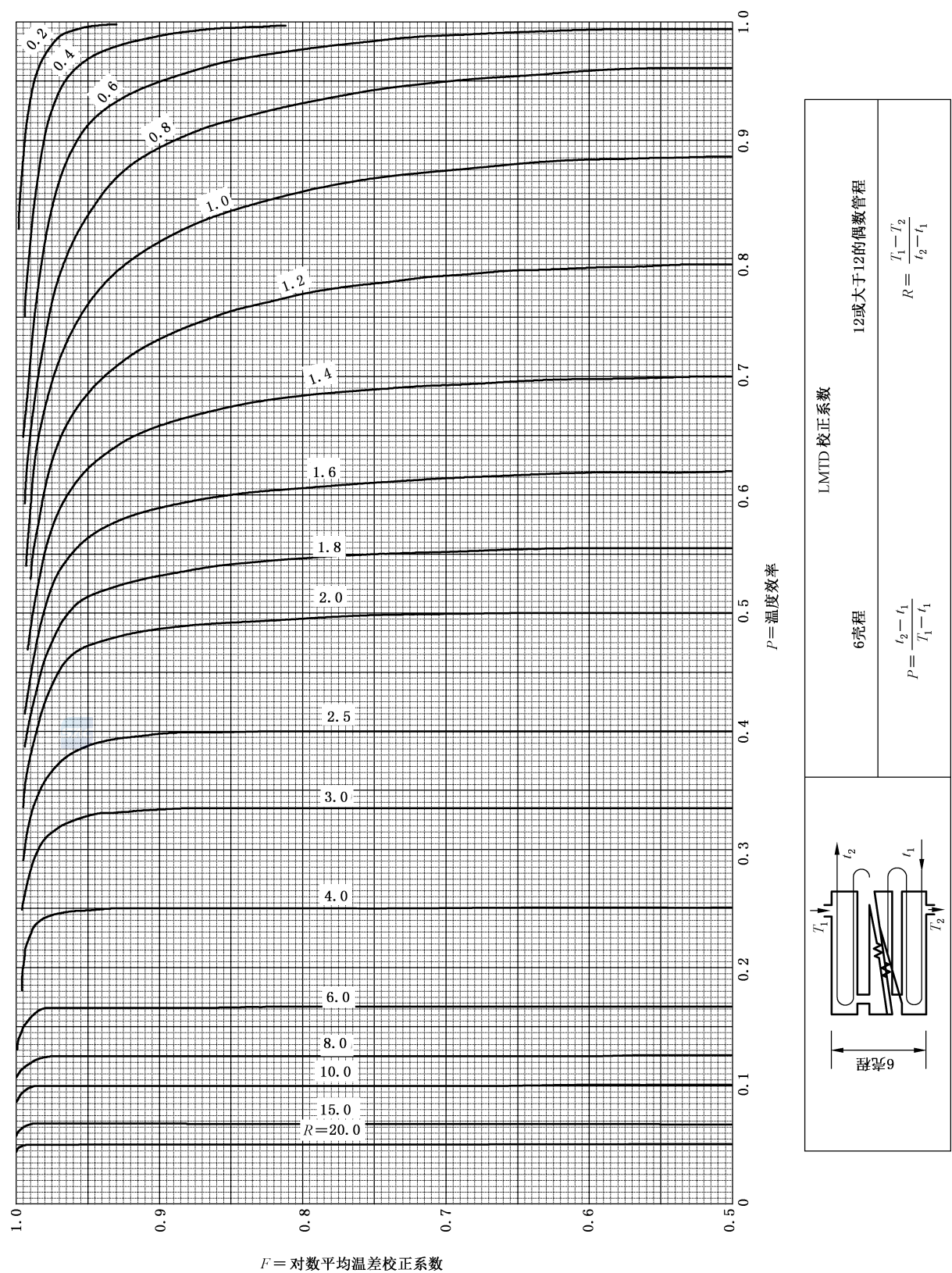
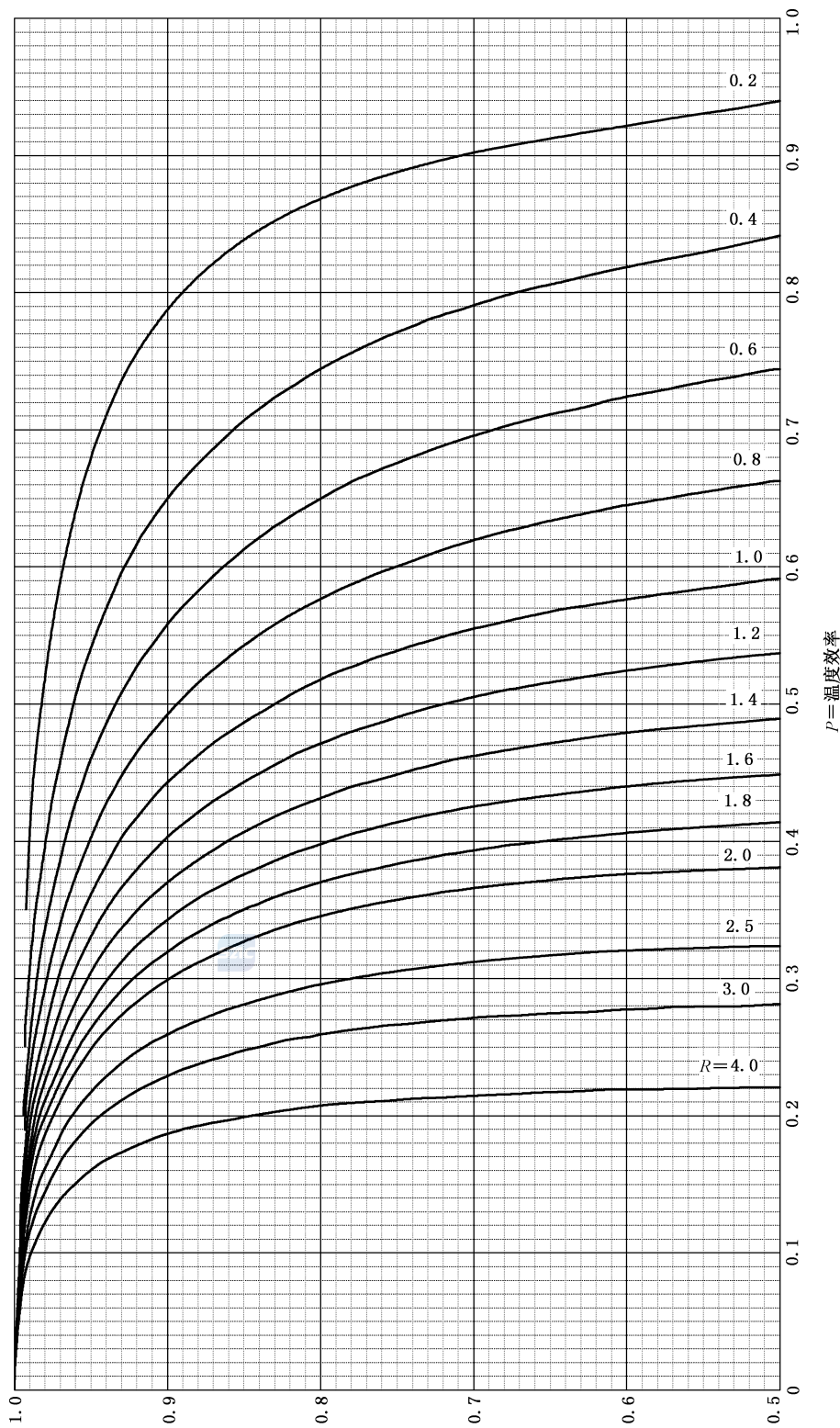


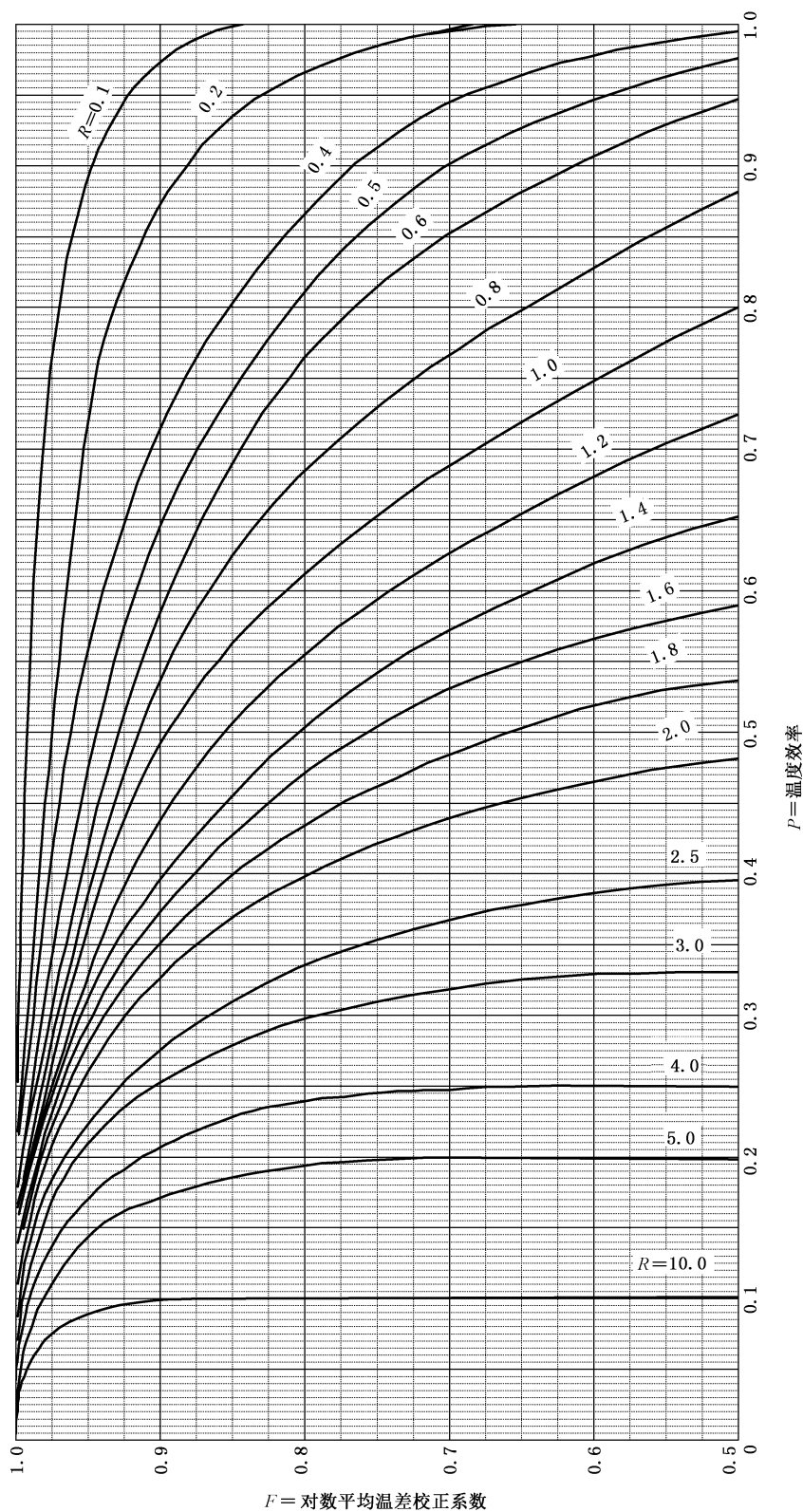
图 B-11 对数平均温差校正系数(六壳程)



F = 对数平均温差校正系数

图 B-12 对数平均温差校正系数(一壳程,三管程)

LMTD 校正系数	
1壳程	$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_2}$
3管程 (2逆流且1并流)	$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$



F = 对数平均温差校正系数



图 B-13 对数平均温差校正系数(错流壳程)

LMTD 校正系数	
1 管程	$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$
错流壳程	$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_2}$

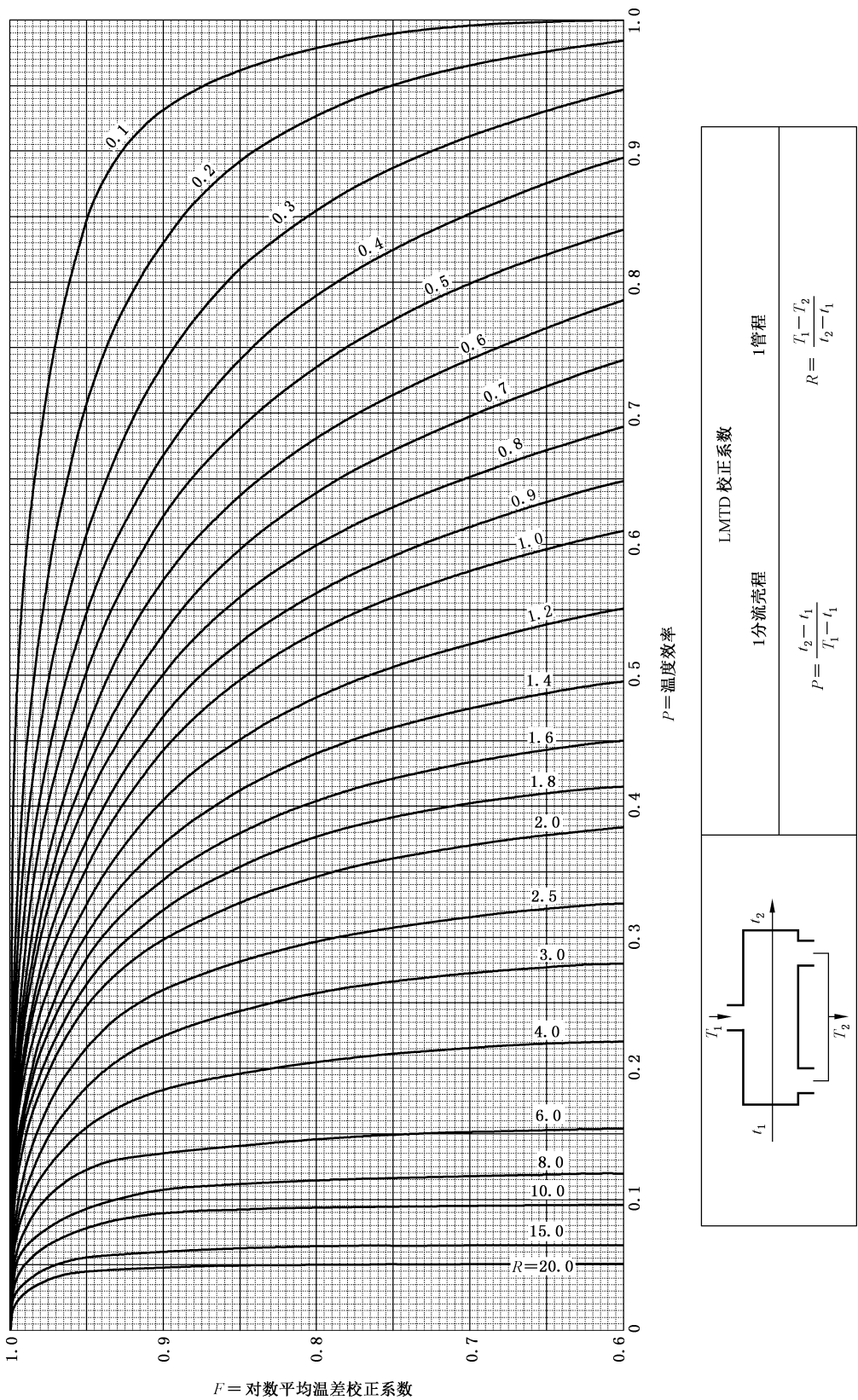


图 B-14 对数平均温差校正系数(1分流壳程,1管程)

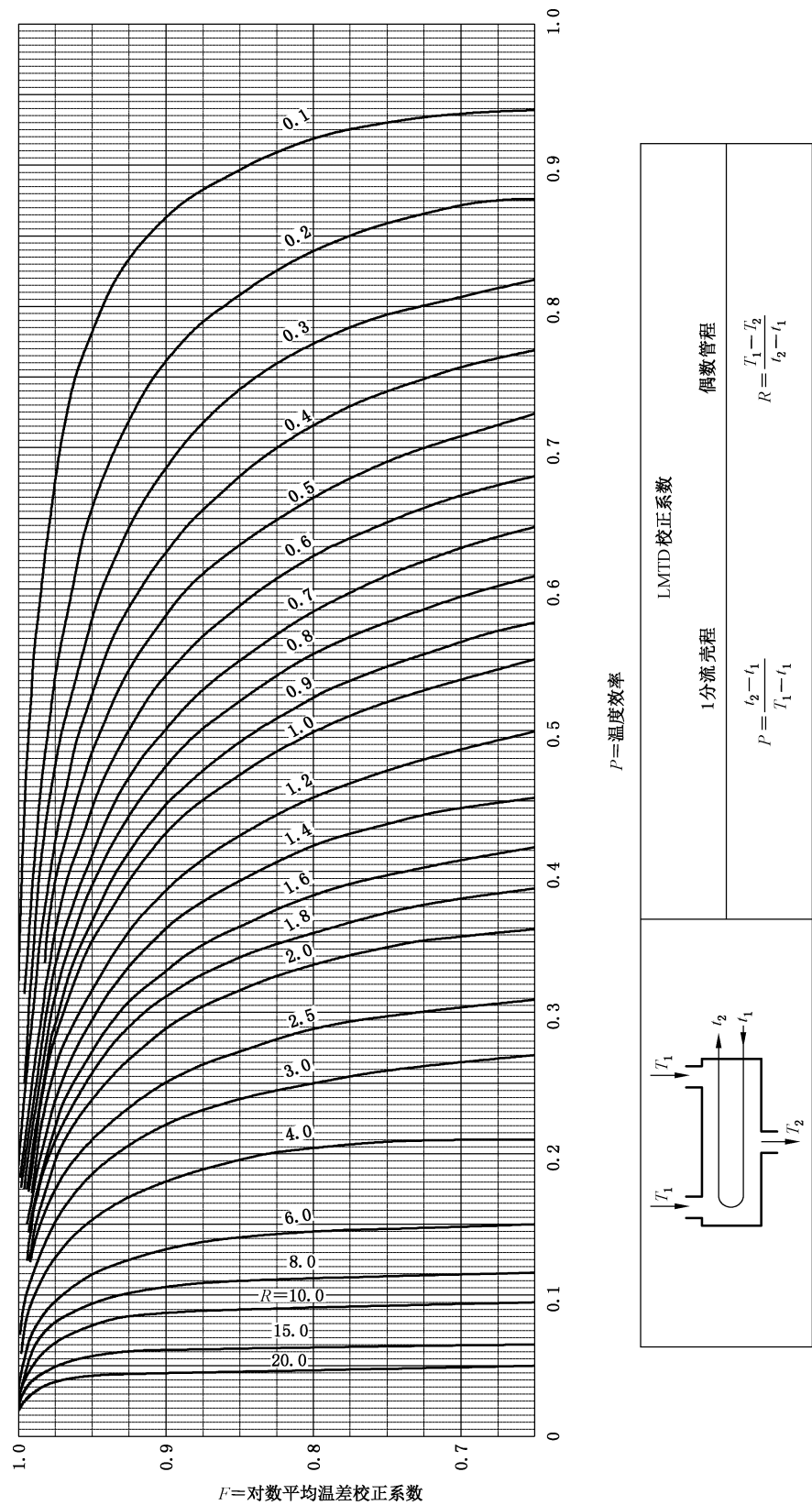


图 B-15 对数平均温差校正系数(1 分流程,偶数管程)

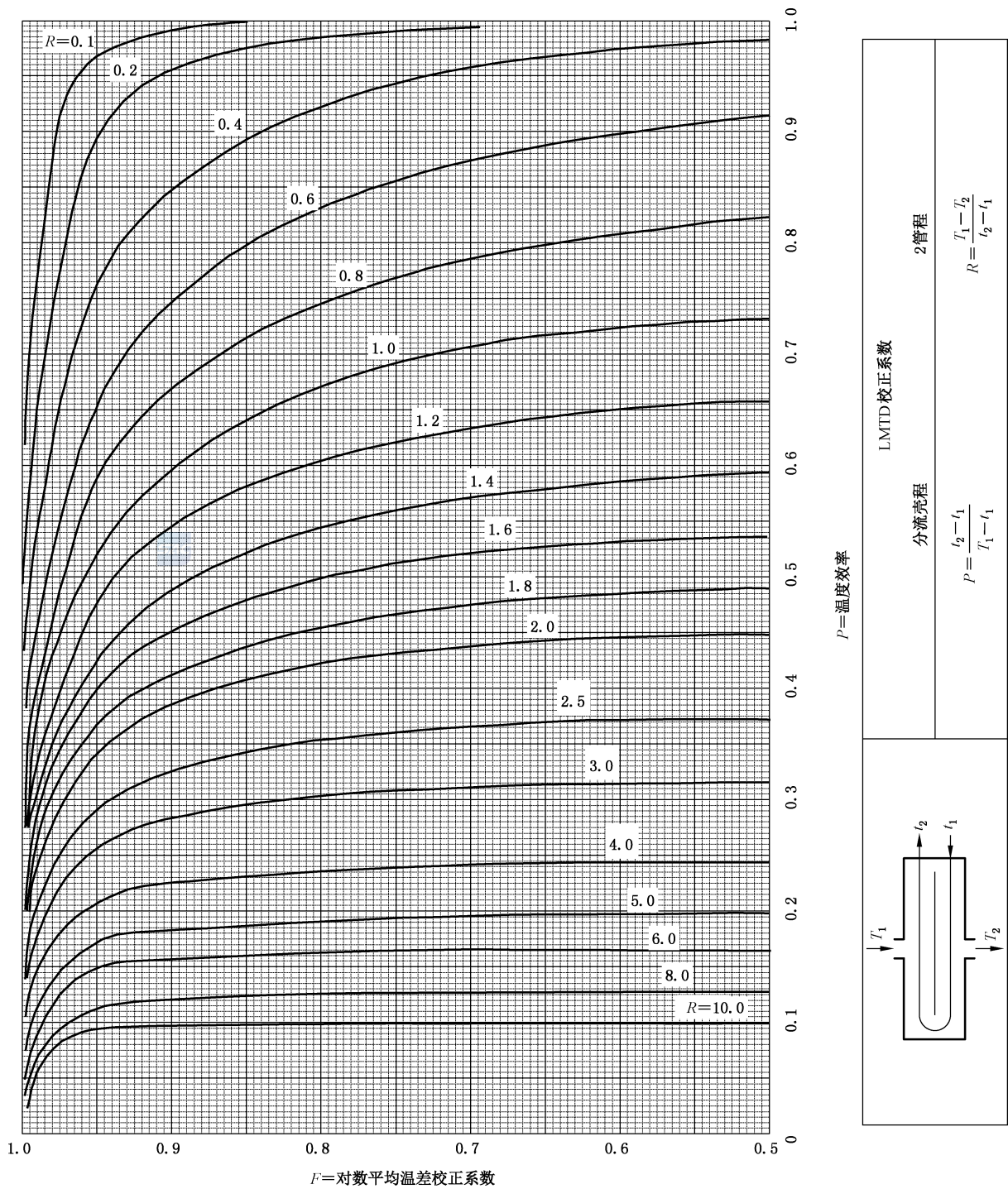


图 B-16 对数平均温差校正系数(有隔板分流壳程,2 管程)

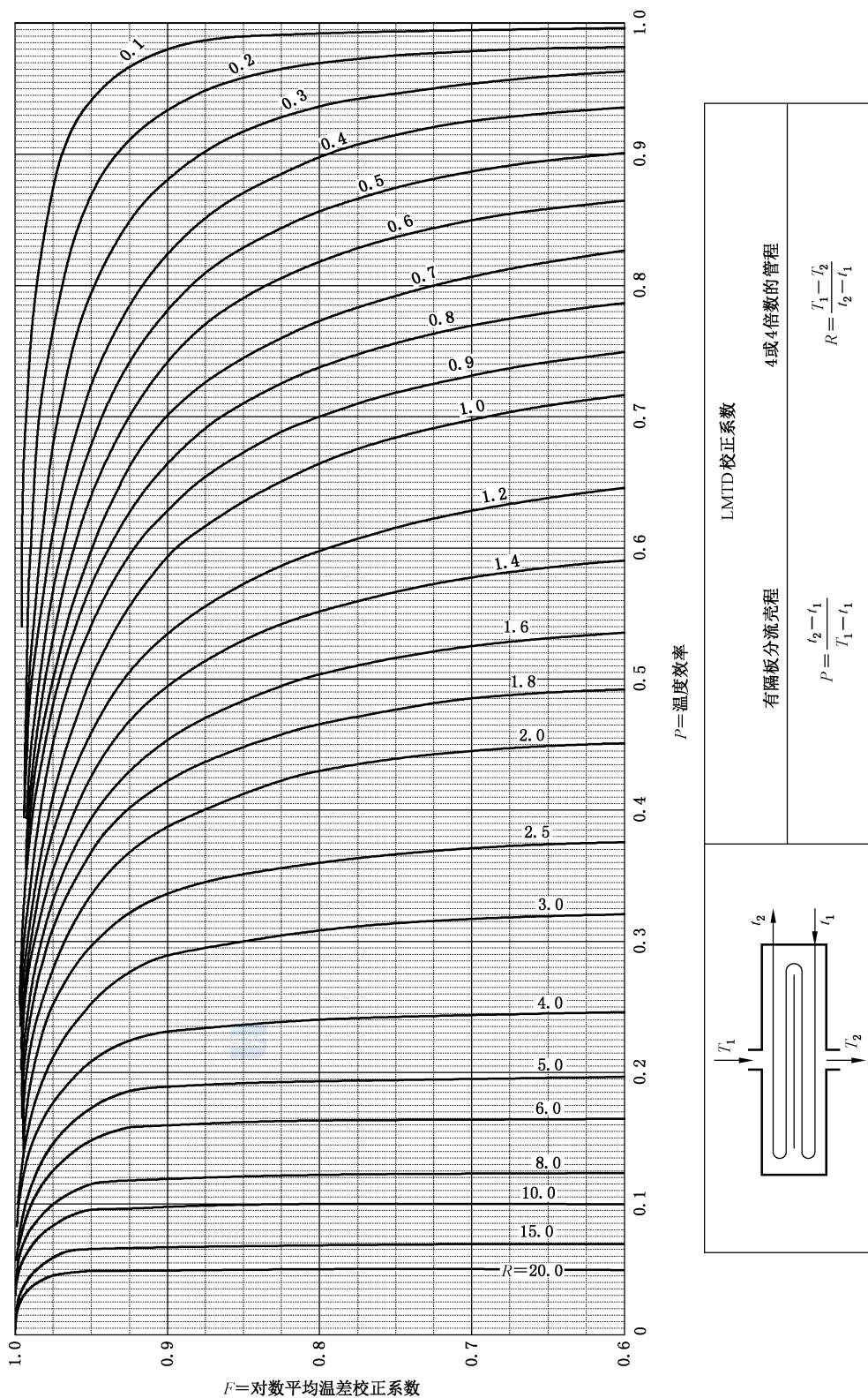


图 B-17 对数平均温差校正系数(有隔板分流壳程, 4 管程)

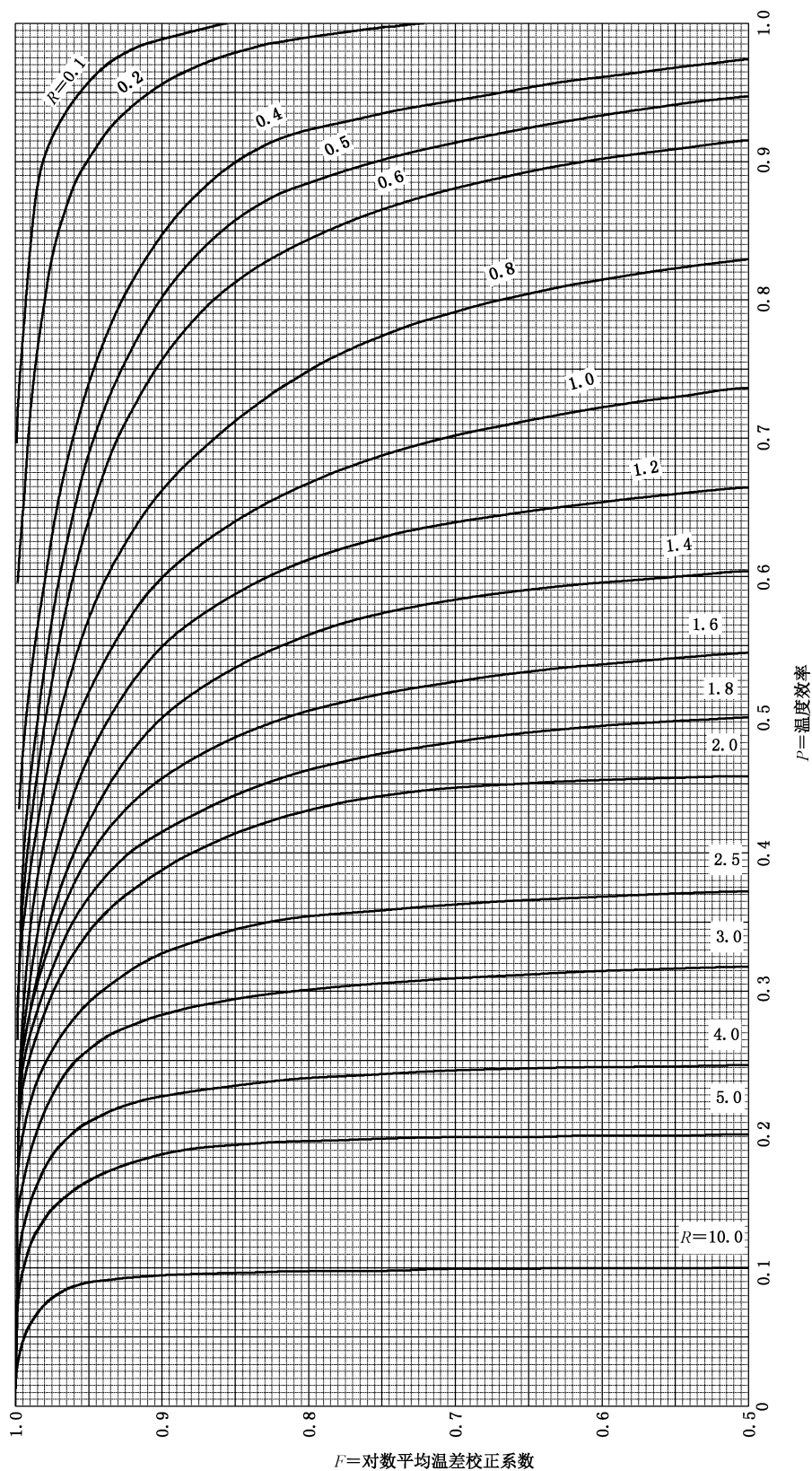
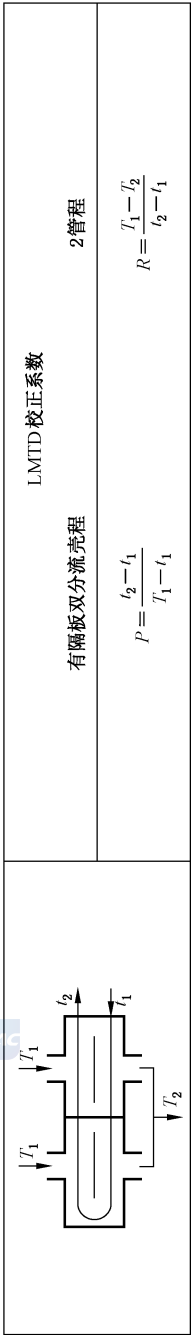


图 B-18 对数平均温差校正系数(有隔板双分流壳程,2 管程)



附 录 C
(资料性)
流体诱发振动

C.1 流体诱发振动的计算

C.1.1 流体诱发振动的成因

在管壳式热交换器的壳程中,流体横向流过管束时,流体诱发振动的主要成因:

- a) 卡门旋涡激振(有声振动或无声振动);
- b) 湍流抖振(有声振动或无声振动);
- c) 流体弹性不稳定。

C.1.2 卡门旋涡频率

卡门旋涡频率按公式(C-1)确定:

$$f_v = St \frac{V}{d_o} \dots\dots\dots (C-1)$$

式中:

d_o ——换热管外径,单位为米(m)。

f_v ——卡门旋涡频率,单位为赫兹(Hz)。

S ——换热管中心距,单位为米(m)。

St ——斯特罗哈数,无因次,对于按正三角形与正方形排列的管束,可根据节径比 S/d_o ,由图 C-1 查得。

V ——横流速度,根据管间的最小自由截面计算,单位为米每秒(m/s)。

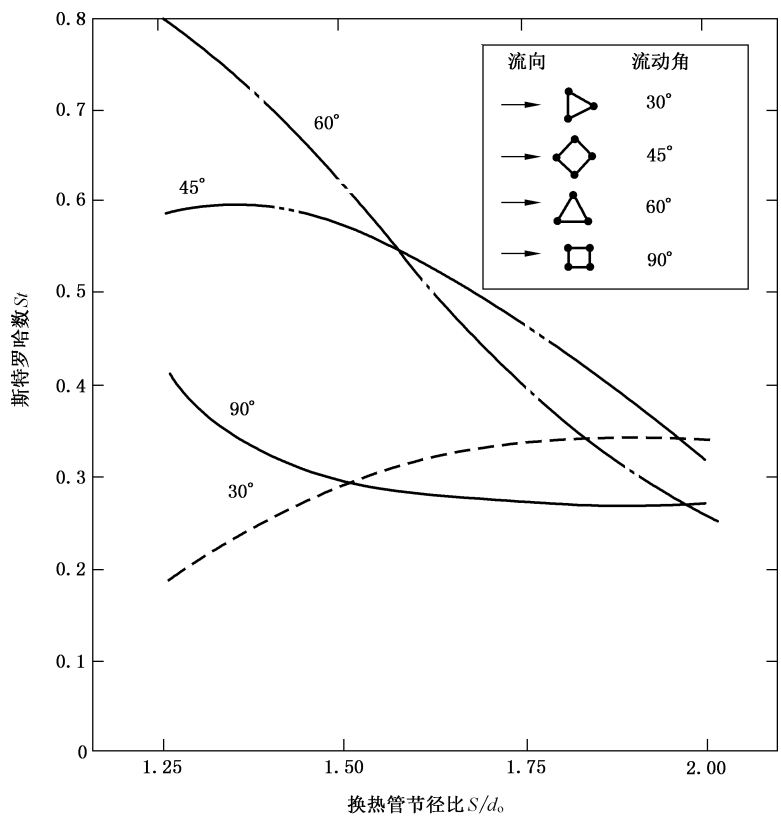


图 C-1 斯特罗哈数与节径比关系曲线

C.1.3 湍流抖振主频率

湍流抖振主频率 f_t 按公式(C-2)计算,且只在流体为气体时予以计算:

$$f_t = \frac{V d_o}{l T} \left[3.05 \left(1 - \frac{d_o}{T} \right)^2 + 0.28 \right] \dots\dots\dots (C-2)$$

式中:
 l ——纵向的换热管中心距,如图 C-2 b)所示,单位为米(m);对顺排管束,取 $l=L$;
 T ——横向的换热管中心距,如图 C-2 所示,单位为米(m)。

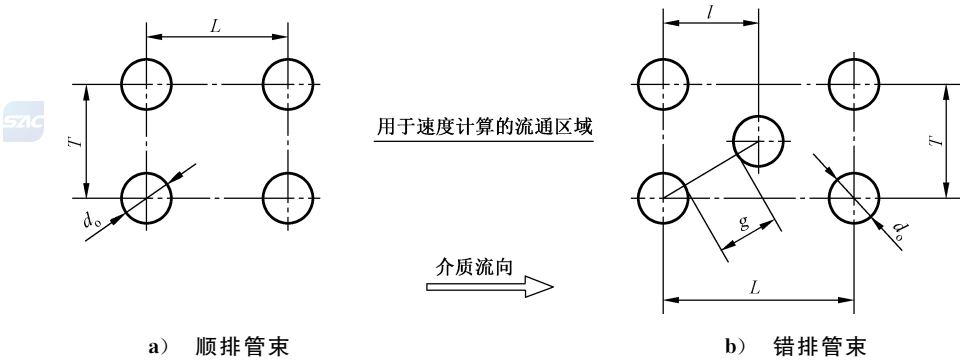


图 C-2 管束中的几何尺寸符号

C.1.4 声学驻波频率

C.1.4.1 成因

气体或蒸汽进入壳程后,将在与流动方向和换热管轴线都垂直的方向上形成声学驻波(见图 C-3)。当声学驻波频率与卡门旋涡频率或湍流抖振主频率一致时,便发生声共振。

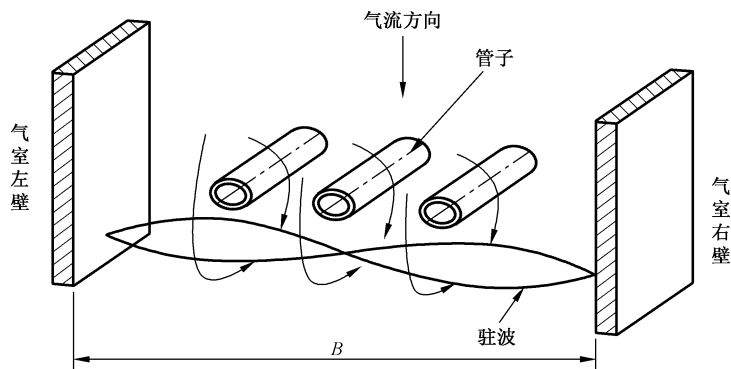


图 C-3 声学驻波

C.1.4.2 声速

在气体中声波的传播速度 c 按公式(C-3)计算:

$$c = 1\,000 \sqrt{\frac{p_s Z \gamma}{\rho_o \left(1 + k \frac{d_o^2}{S^2}\right)}} \quad \dots\dots\dots (C-3)$$

式中:

- c ——声速,单位为米每秒(m/s);
- k ——系数,对正方形、转角正方形排列的管束(流动角为 90° 与 45°),取 0.785;对正三角形、转角正三角形排列的管束(流动角为 30° 与 60°),取 0.907;
- p_s ——壳程设计压力(绝对压力),单位为兆帕(MPa);
- Z ——压缩系数,对理想气体取 $Z=1$;
- γ ——定压比热容与定容比热容的比值;
- ρ_o ——壳程流体密度,单位为千克每立方米(kg/m^3)。

C.1.4.3 声频

声频 f_a 按公式(C-4)计算:

$$f_a = \frac{nc}{2D} \quad \dots\dots\dots (C-4)$$

式中:

- c ——声速,单位为米每秒(m/s);
- D ——特性长度,单位为米(m)。对矩形气室(见图 C-3),取气室的宽度 B ;对圆柱形壳体则取内径;在正方形排列的管束中,有可能形成如图 C-4 a)所示的内接正方形的驻波,此时 D 取壳体内径的 0.707 倍;
- n ——振型数,指半波的整数倍,无因次,见图 C-4 b)。

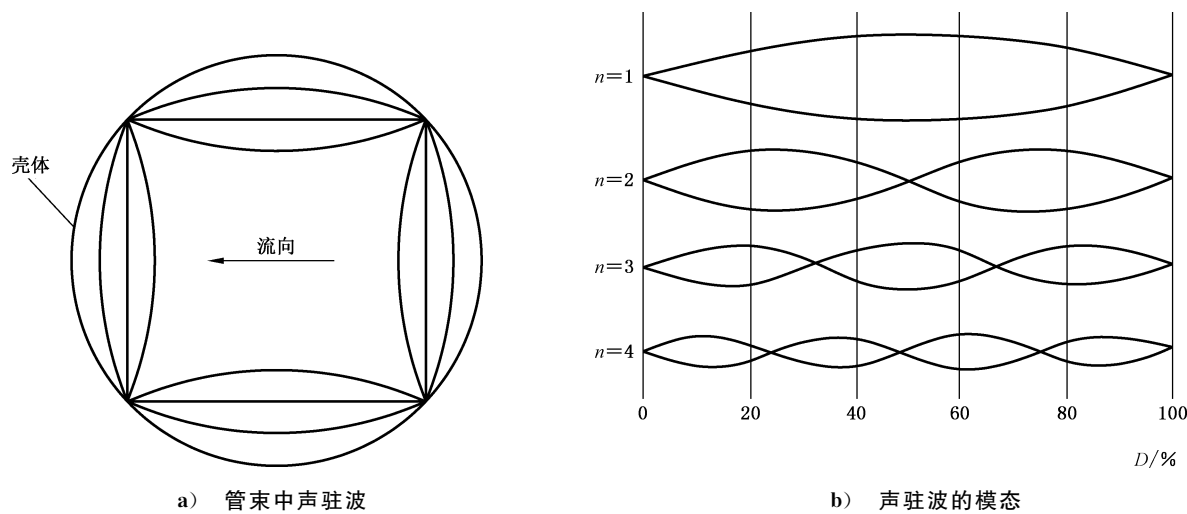


图 C-4 管束中声驻波和模式

C.1.5 临界横流速度

管束发生流体弹性不稳定时的临界横流速度 V_c 按公式(C-5)计算：

$$V_c = K_c f_n d_o \delta_s^b \dots\dots\dots (C-5)$$

式中：

δ_s ——质量阻尼参数,无因次。按公式(C-6)计算：

$$\delta_s = m \delta / (\rho_o d_o^2) \dots\dots\dots (C-6)$$

b ——指数,其值由表 C-1 给出；

d_o ——换热管的外径,单位为米(m)；

f_n ——换热管的固有频率,单位为赫兹(Hz),按公式(C-2)计算；

K_c ——比例系数,根据换热管的排列形式、节径比、质量阻尼参数等用表 C-1 所列的关系式确定。

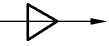

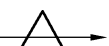

关系式中的符号 S 为换热管中心距,单位为米(m)；

m ——单位管长的质量,单位为千克每米(kg/m),按公式(C-2)计算；

δ ——换热管的对数衰减率,无因次,按公式(C-3)计算；

ρ_o ——壳程流体的密度,单位为千克每立方米(kg/m³)。

表 C-1 不同情况下的 K_c 与 b 值

换热管排列形式(流动角)	δ_s 的范围	K_c	b
正三角形(30°) 	0.1~2 >2~300	3.58($S/d_o-0.9$) 6.53($S/d_o-0.9$)	0.1 0.5
转角正方形(45°) 	0.1~300	3.54($S/d_o-0.5$)	0.5
转角三角形(60°) 	0.01~1 >1~300	2.8 2.8	0.17 0.5
正方形(90°) 	0.03~0.7 >0.7~300	2.1 2.35	0.15 0.5

C.2 换热管的固有频率

C.2.1 符号

下列符号适用于本附录：

C_M ——附加质量系数，根据节径比 S/d 由图 C-5 查得；

d_i ——换热管内径，m；

d_o ——换热管外径，m；

E ——材料的弹性模量，MPa；

l ——跨距，m；

m ——换热管单位长度的质量，kg/m；且 $m = m_i + m_o + m_t$ ；

m_i ——换热管内的流体质量， $m_i = \pi d_i^2 \rho_i / 4$ ，kg/m；

m_o ——被振动管排开的、虚拟的管外流体质量， $m_o = \pi d_o^2 \rho_o C_M / 4$ ，kg/m；

m_t ——空管质量，kg/m；

ρ_i ——管内的流体密度，kg/m³；

ρ_o ——管外的流体密度，kg/m³。

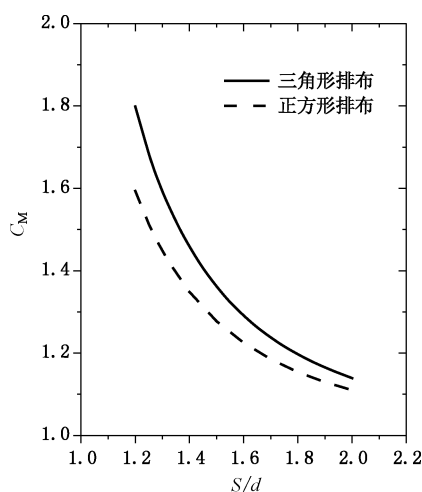


图 C-5 附加质量系数

C.2.2 支承条件

一般情况下换热管的支承条件：在管板端为固定支承，在折流板处为简支。

C.2.3 等跨直管的固有频率



等跨直管见图 C-6 的固有频率 f_n 按公式 (C-7) 计算：

$$f_n = 35.3 \lambda_n \sqrt{\frac{E(d_o^4 - d_i^4)}{m l^4}} \quad \dots\dots\dots (C-7)$$

式中：

λ_n ——频率常数，rad。下标 n 为振型的阶数。其值根据管端固定条件、跨数与振型确定，可利用表 C-2 或图 C-11～图 C-17 查得。查图时，取 $K=1$ 。

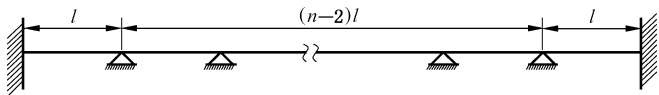


图 C-6 等跨直管示意图

表 C-2 等跨直管的频率常数 λ_n

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

C.2.4 非等跨直管的固有频率

C.2.4.1 各跨间距不相等时,直管的固有频率 f_n 按公式(C-8)计算:

$$f_n = 35.3k^2 \sqrt{\frac{E(d_o^4 - d_i^4)}{m}} \dots\dots\dots (C-8)$$

式中:
 k ——弯曲系数,rad^{1/2}/m。各跨管均为同一数值。对于两端固定条件各异,其他支承均为简支的直管可通过求解表 C-3 所列的频率方程得出。

表 C-3 两端固定条件不同时非等跨直管的频率方程

两端固定条件	两端固定	两端简支	一端固定,一端简支
频率方程	$\alpha_n \beta_0 + \beta_n \delta_0 = 0$	$\alpha_n \gamma_0 + \gamma_n \alpha_0 = 0$	$\alpha_n \delta_0 + \gamma_n \beta_0 = 0$

α_n 、 β_n 、 γ_n 、 α_0 、 β_0 、 γ_0 、 δ_0 分别按公式(C-9)~公式(C-11)计算:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_n &= S_n - \frac{T_n U_n}{V_n} \\ \beta_n &= T_n - \frac{U_n^2}{V_n} \\ \gamma_n &= V_n - \frac{T_n^2}{V_n} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (C-9)$$

$$\left. \begin{aligned} S_n &= \frac{1}{2} [ch(kl_n) + \cos(kl_n)] \\ T_n &= \frac{1}{2} [sh(kl_n) + \sin(kl_n)] \\ U_n &= \frac{1}{2} [ch(kl_n) - \cos(kl_n)] \\ V_n &= \frac{1}{2} [sh(kl_n) - \sin(kl_n)] \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (C-10)$$

$$\begin{bmatrix} \alpha_0 & \beta_0 \\ \gamma_0 & \delta_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{n-1} & \beta_{n-1} \\ \gamma_{n-1} & \alpha_{n-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_{n-2} & \beta_{n-2} \\ \gamma_{n-2} & \alpha_{n-2} \end{bmatrix} \dots\dots \begin{bmatrix} \alpha_2 & \beta_2 \\ \gamma_2 & \alpha_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_1 & \beta_1 \\ \gamma_1 & \alpha_1 \end{bmatrix} \dots\dots (C-11)$$

式中:

n —— 总跨数;

l_n —— 第 n 跨的间距,单位为米(m)。

C.2.4.2 端跨距为 l_1 ,其他跨距均为 l 时(见图 C-7),直管的固有频率按公式(C-12)计算:

$$f_n = 35.3\lambda_n \sqrt{\frac{E(d_o^4 - d_i^4)}{ml^4}} \dots\dots\dots (C-12)$$

式中的频率常数 λ_n 可根据不同的端部固定条件由图 C-11~图 C-17 查得,图中的跨距比 $K = l_1/l$ 。

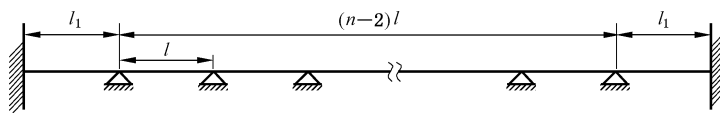


图 C-7 非等跨直管示意图

C.2.4.3 两端跨距分别为 l_1 与 l_2 ,其他跨距均为 l 时,直管的固有频率按公式(C-8)计算。但当跨数 $n \geq 4$,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,其他支承都是简支的直管,可利用公式(C-12)来估算其第一振型的固有频率。频率常数 λ_1 由图 C-12、C-14 查得,但跨距比宜根据 K_1 、 K_2 中的较大值。

C.2.5 有轴向力作用时直管的固有频率

两端固定的直管在轴向力作用下固有频率按公式(C-13)计算:

$$f_{na} = f_a \sqrt{1 + \frac{64Fl^2}{\pi E(d_o^4 - d_i^4)K_r} \times 10^{-6}} \dots\dots\dots (C-13)$$

式中:

F —— 轴向力,拉伸时取正值,压缩时取负值,单位为牛顿(N)。

K_r —— 与管端固定条件有关的系数:

- a) 两端固定时, $K_r = 2\pi$;
- b) 两端简支时, $K_r = \pi$;

c) 一端固定,一端简支时, $K_r=4.49$ 。

f_a ——未受轴向力时换热管的固有频率,单位为赫兹(Hz)。

f_{na} ——轴向力作用下换热管的固有频率,单位为赫兹(Hz)。

C.2.6 U形管的固有频率

C.2.6.1 直管段设置折流板时,U形管的最低固有频率 f_{nU} 按公式(C-14)计算:

$$f_{nU} = 35.3\lambda_U \sqrt{\frac{E(d_o^4 - d_i^4)}{ml^4}} \dots\dots\dots (C-14)$$

式中:

E ——U形管材料的弹性模量,单位为兆帕(MPa)。

f_{nU} ——U形管的最低固有频率,单位为赫兹(Hz)。

l ——折流板间距,单位为米(m)。

m ——单位长度换热管质量,单位为千克每米(kg/m)。

λ_U ——U形管的频率常数,rad,其值与振型、折流板布置方式、跨数 n 以及参数 l_1/l 、 l_2/l 、 R/l 有关,由图 C-18~图 C-22 确定。对非对称支撑跨数为 4 的 U 形管,只可利用图 C-21 中 $l_2 = l$ 的曲线。

R ——弯管中心线的半径,单位为米(m)。

l_1 ——半圆形弯管端部与相邻折流板间的距离,单位为米(m)。

l_2 ——管板与相邻折流板间的距离,单位为米(m)。

C.2.6.2 弯管段中部增设支撑板或支承条时,U形管的最低固有频率仍按公式(C-14)计算,频率常数由图 C-22~图 C-26 确定。对非对称支撑跨数为 4 的 U 形管,只可利用图 C-26 中 $l_2 = l$ 的曲线,超出 2 对的对称支撑布置采用图 C-27 的曲线。

C.3 对数衰减率

C.3.1 换热管作衰减运动时,任意两相邻周期的振幅,其比值的自然对数即为对数衰减率,以 δ 表示。以下所列的均为在理论分析与试验基础上获得的公式,可用来估算第一振型时的对数衰减率。

C.3.2 壳程介质为气体时, $\delta = \delta_v$ 且按公式(C-15)计算:

$$\delta_v = 0.314 \frac{n-1}{n} \left(\frac{t_b}{l_m} \right)^{0.5} \dots\dots\dots (C-15)$$

式中:

l_m ——换热管的跨距,单位为米(m)。取 3 个最长跨距的平均值;

n ——总跨数;

t_b ——折流板厚度,单位为米(m)。

C.3.3 壳程介质为液体时, $\delta = \delta_{l1} + \delta_{l2}$, 此处:

$$\delta_{l1} = 5.57 \left(\frac{d_o}{m} \right) \left(\frac{\rho_1^2 \nu_1}{f_1} \right)^{0.5} C_e \dots\dots\dots (C-16)$$

$$\delta_{l2} = 138.2 \left(\frac{n-1}{n} \right) \left(\frac{\rho_1 d_o^2}{f_1 m} \right) \left(\frac{t_b}{l_m} \right)^{0.6} \dots\dots\dots (C-17)$$

式中:

C_e ——界限函数,由表 C-4 确定。

f_1 ——换热管的基频,单位为赫兹(Hz)。

m ——换热管单位长度的质量,单位为千克每米(kg/m)。由 C.2.1 确定。

ν_1 ——液体的运动粘度,单位为二次方米每秒(m^2/s)。

ρ_1 ——液体的密度,单位为千克每立方米(kg/m^3)。

如果由公式(C-16)、公式(C-17)计算得出的 δ_{11} 、 δ_{12} 之和小于 0.037 7,建议取值为 0.037 7。

表 C-4 界限函数 C_e

S/d_o	C_e	
	三角形排列($30^\circ, 60^\circ$)	方形排列($45^\circ, 90^\circ$)
1.20	2.25	1.87
1.25	2.03	1.73
1.26	1.99	1.70
1.27	1.96	1.68
1.28	1.93	1.66
1.32	1.81	1.58
1.40	1.63	1.46
1.50	1.47	1.35
1.60	1.37	1.28
1.70	1.29	1.22
1.80	1.24	1.18
1.90	1.20	1.15
2.00	1.16	1.13

C.3.4 壳程介质为两相流体时, $\delta = \delta_{TP}$ 。先按公式(C-18)、公式(C-19)分别计算出 δ_{TP1} 、 δ_{TP2} :

$$\delta_{TP1} = 5.57 \left(\frac{d_o}{m} \right) \left(\frac{\rho_{TP}^2 \nu_{TP}}{f_1} \right)^{0.5} C_e \quad \dots\dots\dots (C-18)$$

$$\delta_{TP2} = 0.314 \left(\frac{\rho_1 d_o^2}{m} \right) [f(\epsilon_g)] C_e \left(\frac{\sigma_t}{\sigma_{20}} \right) \quad \dots\dots\dots (C-19)$$

总的对数衰减率按公式(C-20)计算:

$$\delta_{TP} = \delta_{TP1} + \delta_{TP2} + \delta_V \quad \dots\dots\dots (C-20)$$

式中:

$f(\epsilon_g)$ ——体积含气率函数;

ϵ_g ——体积含气率,按式(C-21)计算:

$$\epsilon_g = \frac{V_g}{V_g + V_l} \quad \dots\dots\dots (C-21)$$

当 $\epsilon_g < 0.4$ 时, $f(\epsilon_g) = \epsilon_g / 0.4$;

$0.4 \leq \epsilon_g \leq 0.7$ 时, $f(\epsilon_g) = 1$;

$\epsilon_g > 0.7$ 时, $f(\epsilon_g) = 1 - \left(\frac{\epsilon_g - 0.7}{0.3} \right)$ 。

V_g ——通过流道截面时气相流体的体积流量,单位为立方米每秒(m^3/s);

V_l ——通过流道截面时液相流体的体积流量,单位为立方米每秒(m^3/s);

ν_{TP} ——两相流体的运动粘度,单位为二次方米每秒(m^2/s);

σ_t 、 σ_{20} ——依次为液体在 t °C 和 20 °C 的表面张力,单位为牛顿每米(N/m);

ρ_{TP} ——两相流体的密度,单位为千克每立方米(kg/m^3)。

两相流体的运动粘度和密度分别按公式(C-22)和公式(C-23)计算:

$$\rho_{TP} = \rho_l(1 - \epsilon_g) + \rho_g \epsilon_g \quad \dots\dots\dots (C-22)$$

$$\nu_{TP} = \frac{1}{\frac{(1 - \epsilon_g)}{\nu_l} + \frac{\epsilon_g}{\nu_g}} \quad \dots\dots\dots (C-23)$$

式中:

ν_g, ν_l ——依次为气相和液相流体的运动粘度,单位为二次方米每秒(m^2/s);

ρ_g, ρ_l ——依次为气相和液相流体的密度,单位为千克每立方米(kg/m^3)。

C.4 振幅

C.4.1 一般规定

当卡门旋涡频率或湍流抖振主频率与换热管的固有频率一致,且 f_n 小于 $2f_v$ 或 $2f_t$ 时,宜根据公式(C-24)或公式(C-25)计算换热管的振幅。

C.4.2 卡门旋涡激振时换热管的振幅



卡门旋涡激振时换热管的振幅按公式(C-24)计算:

$$y_v = \frac{C_L \rho_o d_o V^2}{2\pi^2 \delta f_1^2 m} \quad \dots\dots\dots (C-24)$$

式中:

C_L ——升力系数,由表 C-5 确定;

y_v ——壳程流体为单相且在换热管第一振型时,中部管跨的最大振幅,单位为米(m);

f_1 ——换热管的基频,单位为赫兹(Hz);

m ——换热管单位长度的质量,单位为千克每米(kg/m)(见 C.2.1);

δ ——对数衰减率(见 C.3);

ρ_o ——壳程流体的密度,单位为千克每立方米(kg/m^3)。

符号 d_o, V 与 C.1.2 的说明相同。

C.4.3 湍流抖振时换热管的振幅

湍流抖振时换热管的振幅按公式(C-25)计算:

$$y_t = \frac{C_F \rho_o d_o V^2}{8\pi \delta^{1/2} f_1^{3/2} m} \quad \dots\dots\dots (C-25)$$

式中:

C_F ——流体力系数,由表 C-6 确定;

y_t ——壳程流体为单相,换热管的最大振幅,单位为米(m)。

C.4.4 推荐的最大振幅

推荐的最大振幅按公式(C-26)计算:

$$\left. \begin{aligned} y_v &\leq 0.02d_o \\ y_t &\leq 0.02d_o \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (C-26)$$

表 C-5 升力系数 C_L

S/d_o	流动角(见表 C-1)			
	30°	45°	60°	90°
1.20	0.090	0.070	0.090	0.070
1.25	0.091	0.070	0.091	0.070
1.33	0.065	0.010	0.017	0.070
1.50	0.025	0.049	0.047	0.068
1.75	0.164	0.164	0.164	0.164
2.00	0.258	0.258	0.258	0.258

表 C-6 流体力系数 C_F

位置	f_1	C_F
管束入口处换热管	≤ 40	0.022
	$>40, <88$	$-0.000\ 45f_1 + 0.04$
	≥ 88	0
离入口较远处换热管	≤ 40	0.012
	$>40, <88$	$-0.000\ 25f_1 + 0.022$
	≥ 88	0

C.5 振动的判据

C.5.1 壳程流体为气体或液体时,需要考虑以下条件来判断管束可能发生振动和破坏:

- 参考横流速度 V 大于临界横流速度 V_c ;
- 卡门旋涡频率 f_v 与换热管最低固有频率 f_1 之比大于 0.5;
- 湍流抖振主频率 f_t 与换热管最低固有频率 f_1 之比大于 0.5;
- 换热管的最大振幅 $y_{\max} > 0.02d_o$ 。

当符合 a) 条件,则认为管束可能发生振动和破坏;当符合 b) 或者 c) 条件,且符合要求 d) 条件,则认为管束可能发生振动和破坏。

C.5.2 壳程流体为气体或蒸汽时,当符合下列条件中的任何一条,有可能发生声振动。

- 前几阶振型,尤其是一、二阶振型按公式(C-27)计算的声频在下列范围内:

$$\left. \begin{array}{l} 0.8f_v < f_a < 1.2f_v \\ \text{或} \quad 0.8f_t < f_a < 1.2f_t \end{array} \right\} \dots\dots\dots (C-27)$$

- 对顺排管束按公式(C-28)计算的无因次声共振参数 ψ_1 在下列范围内:

$$8\ 200\left(\frac{d_o}{L}\right) - 3\ 000 < \psi_1 < 8\ 200\left(\frac{d_o}{L}\right) - 700 \dots\dots\dots (C-28)$$

其中, ψ_1 按公式(C-29)计算:

$$\psi_1 = \frac{Re^{1/2}}{2MSt\left(\frac{L}{d_o} - 1\right)\frac{T}{d_o}} \dots\dots\dots (C-29)$$

式中:

L ——纵向的换热管中心距[见图 C-2 a)],单位为米(m);

M ——马赫数,无因次,为横流速度与声速之比;

Re ——雷诺数,无因次,其值等于 Vd_o/ν ;

T ——横向的换热管中心距[见图 C-2 a)],单位为米(m);

V ——横流速度,单位为米每秒(m/s),根据管间最小的自由截面计算;

ν ——壳程气体的运动粘度,单位为二次方米每秒(m^2/s)。

c) 对错排管束,按公式(C-30)计算的无因次声共振参数 ψ_2 处于图 C-8 的共振区内:

$$\psi_2 = \sqrt{\frac{Vd_o}{\nu}} \left[\frac{\sqrt{L(T-d_o)}}{L-d_o} \right] \frac{\nu}{cd_o} \quad \dots\dots\dots (\text{C-30})$$

式中:

L ——纵向的换热管中心距[见图 C-2 b)],单位为米(m);

T ——横向的换热管中心距[见图 C-2 b)],单位为米(m);

c ——声速,单位为米每秒(m/s);

g ——管间隙[见图 C-2 b)],单位为米(m);

h ——管束中气体喷射的最小宽度,单位为米(m):

a) $g > (T-d_o)/2$ 时, $h = (T-d_o)/2$;

b) $g < (T-d_o)/2$ 时, $h = g$ 。

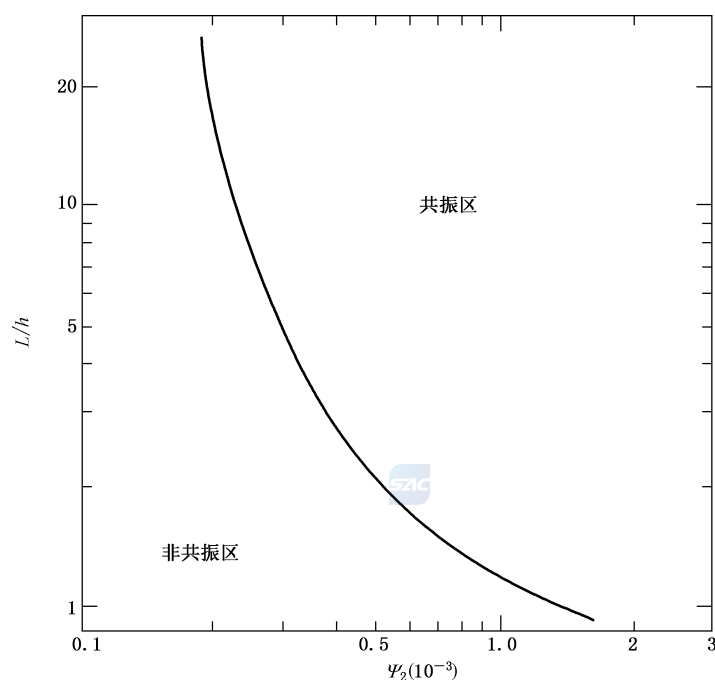


图 C-8 错列管束的声共振区

C.6 防振措施

C.6.1 改变流速

改变流速可采用以下措施:

a) 用分流壳程代替单壳程(见图 7-7);

b) 用双弓形折流板、三弓形折流板代替单弓形折流板。

C.6.2 改变换热管的固有频率

- 改变换热管的固有频率可采用以下措施：
- a) 改变折流板的形式与布置,减小换热管的无支撑跨距；
 - b) 在换热管二阶振型的节点处增设支承件；
 - c) U 形弯管段设置支承板或支承条。

C.6.3 改变特性长度

在壳程沿平行于气流的方向插入纵向隔板,以减小公式(C-4)中的特性长度 D ,可提高声频,防止声振动。纵向隔板位置宜错开驻波的节点而靠近波腹,如图 C-9 所示。

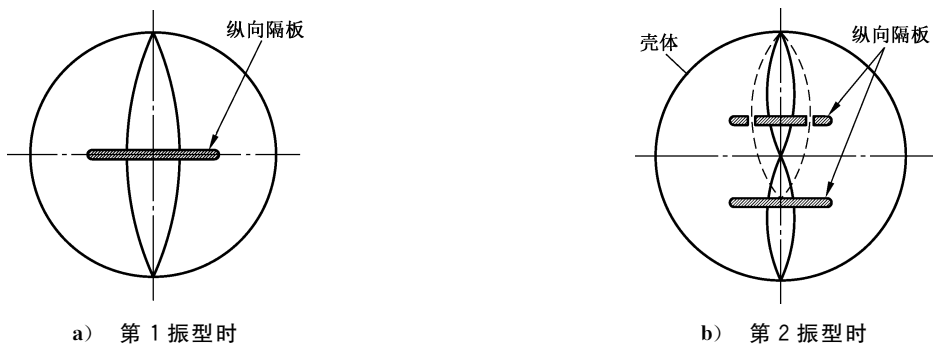


图 C-9 消除声振动的纵向隔板位置

C.6.4 改变结构形式

采用杆状或条状支承,代替折流板。

C.6.5 抑制周期性旋涡

在换热管外表面沿周向缠绕金属丝或沿轴向安装金属条,可抑制周期性旋涡的形成。

C.7 示例

C.7.1 计算参数

一台型号为 BEM1 000— $\frac{0.54}{0.88}$ —343— $\frac{6}{25}$ —2I 钢制固定管板式热交换器。

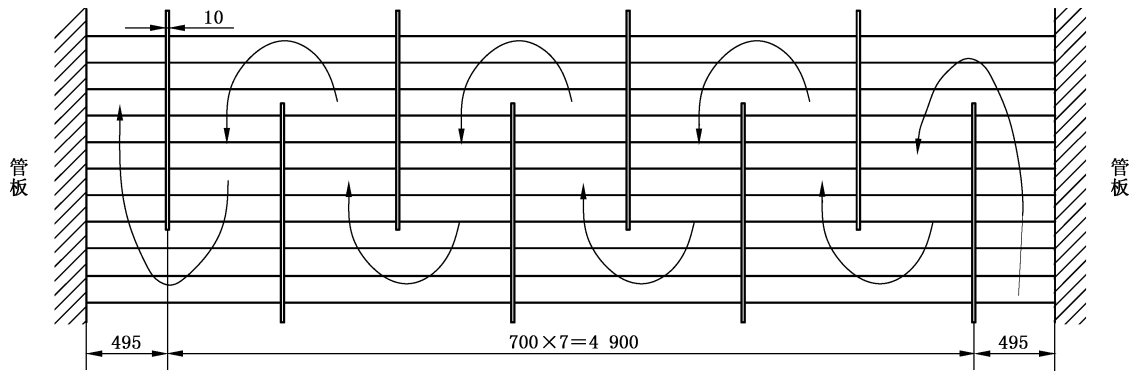
已知:热交换器壳体内径 $D=1$ m,换热管外径 $d_o=0.025$ m,壁厚 0.002 5 m,管孔中心距 $S=0.032$ m,正三角形排列,管长 6 m,两管板内侧间距为 5.89 m,折流板厚 $t_b=0.01$ m。折流板布置见图 C-10 a),布管图见图 C-10 b)。

操作条件见表 C-7,换热管的对数衰减率为 0.03。预测管束振动情况。

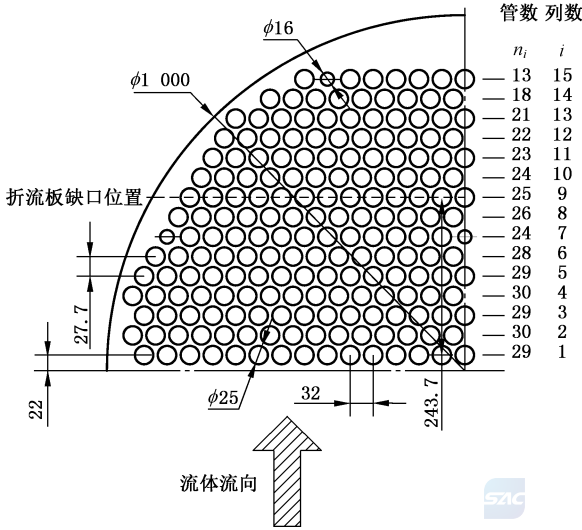
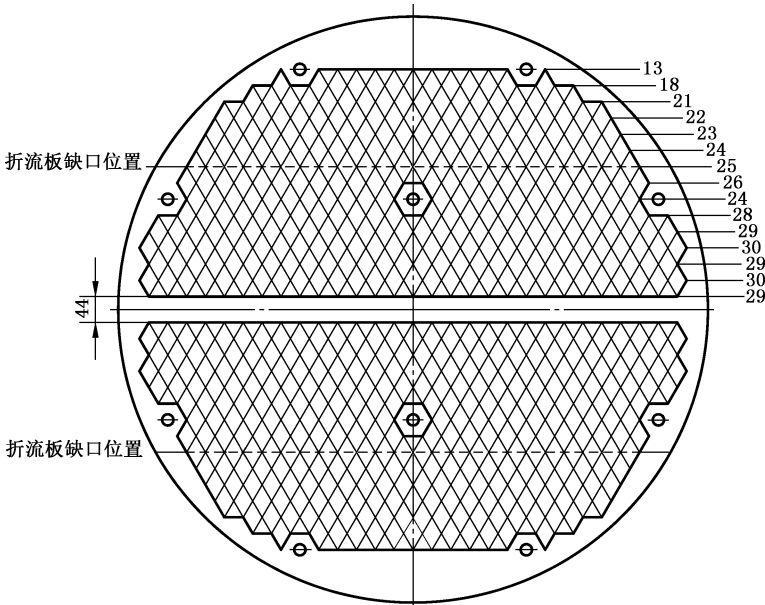
表 C-7 操作条件

	管 程	壳 程
介 质	水	乙 烯
工作压力(绝压)/MPa	0.539 6	0.882 9
工作温度/℃	37	46
密度/(kg/m ³)	1 000	9.64
流量/(kg/h)	—	30 000
运动粘度/(m ² /s)	—	1.1×10^{-6}

单位为毫米



a) 折流板布置图



b) 布管图

图 C-10 管束结构参数

C.7.2 计算横流速度

在图 C-10 b) 中已知流动角为 30° , $l=0.027\ 7\ \text{m}$, $T=0.032\ \text{m}$, 各列换热管之间的间隙总和 b_i 按公式(C-31)计算:

$$b_i = 2\sqrt{(D/2)^2 - [(i-1)l + 0.022]^2} - n_i d_o - n_r d_r \quad \dots\dots\dots (\text{C-31})$$

式中:

d_r ——拉杆直径,单位为米(m);

n_i ——第 i 列管排的管数;

n_r ——第 i 列管排的拉杆数。

计算结果列于表 C-8。

表 C-8 各列换热管之间的间隙总和 b_i

列数(i)	1	2	3	4	5	6	7	8
管数(n_i)	29	30	29	30	29	28	24	26
总间隙(b_i)/m	0.274	0.245	0.263	0.228	0.239	0.247	0.278	0.252
列数(i)	9	10	11	12	13	14	15	—
管数(n_i)	25	24	23	22	21	18	13	—
总间隙(b_i)/m	0.248	0.240	0.226	0.207	0.180	0.195	0.216	—

由表 C-8 看出,第 13 列总间隙 b_{\min} 最小,该处的横流速度最大。热交换器进、出口处的横流速度 V_1 按公式(C-32)计算:

$$V_1 = \frac{Q_o}{3\ 600 b_{\min} (l_1 - 0.5 t_b) \rho_o} = \frac{30\ 000}{3\ 600 \times 0.18 \times (0.495 - 0.005) \times 9.64} = 9.8\ \text{m/s} \dots\dots (\text{C-32})$$

折流板间的横流速度 V_2 按公式(C-33)计算:

$$V_2 = \frac{Q_o}{3\ 600 b_{\min} (l - t_b) \rho_o} = \frac{30\ 000}{3\ 600 \times 0.18 \times (0.7 - 0.01) \times 9.64} = 6.96\ \text{m/s} \dots\dots (\text{C-33})$$

C.7.3 计算卡门旋涡频率

节径比 $\frac{S}{d_o} = \frac{0.032}{0.025} = 1.28$; 排列角为 30° , 由图 C-1 查得 $St = 0.19$ 。

进、出口处的卡门旋涡频率按公式(C-34)计算:

$$f_{V_1} = St \frac{V_1}{d_o} = 0.19 \times \frac{9.8}{0.025} = 74.48\ \text{Hz} \quad \dots\dots\dots (\text{C-34})$$

折流板间的卡门旋涡频率按公式(C-35)计算:

$$f_{V_2} = St \frac{V_2}{d_o} = 0.19 \times \frac{6.96}{0.025} = 52.90\ \text{Hz} \quad \dots\dots\dots (\text{C-35})$$

C.7.4 计算湍流抖振主频率

$T = S = 0.032\ \text{m}$, $l = S \cdot \sin 60^\circ = 0.022\ 7\ \text{m}$, 由公式(C-2)知进、出口处的湍流抖振主频率按公式(C-36)计算:

$$f_{t1} = \frac{9.8 \times 0.025}{0.0277 \times 0.032} \left[3.05 \left(1 - \frac{0.025}{0.032} \right)^2 + 0.28 \right] = 117.73 \text{ Hz} \quad \dots\dots\dots (\text{C-36})$$

折流板间的湍流抖振主频率按公式(C-37)计算:

$$f_{t2} = \frac{6.96 \times 0.025}{0.0277 \times 0.032} \left[3.05 \left(1 - \frac{0.025}{0.032} \right)^2 + 0.28 \right] = 83.61 \text{ Hz} \quad \dots\dots\dots (\text{C-37})$$

C.7.5 计算声频

乙烯的定压比热容与定容比热容的比值 $\gamma=1.25$ 。

声频按公式(C-38)、公式(C-39)计算,取乙烯的压缩系数 $Z=1$ 。用公式(C-3)得到声速为:

$$c = 1000 \sqrt{\frac{0.8829 \times 1 \times 1.25}{9.64 \times \left(1 + 0.907 \frac{0.025^2}{0.032^2} \right)}} = 271.46 \text{ m/s} \quad \dots\dots\dots (\text{C-38})$$

声频为:

$$f_a = \frac{nc}{2D} = \frac{1 \times 271.46}{2 \times 1} = 135.73 \text{ Hz} \quad \dots\dots\dots (\text{C-39})$$

C.7.6 换热管的固有频率

由图 C-10 a)知换热管刚性较差的部位在折流板缺口区,故:

跨数: $n=5$

折流板缺口区跨距: $l=1.4 \text{ m}$

管板与相邻折流板间距: $l_1=0.495 \text{ m}, l_2=1.195 \text{ m}$

换热管材料的弹性模量: $E=2.03 \times 10^5 \text{ MPa}$

由附录 G 查得单位长度换热管质量: $m_t=1.39 \text{ kg/m}$

单位长度换热管内流体质量: $m_i = \pi d_i^2 \rho_i / 4 = 3.14 \times 0.02^2 \times 1000 / 4 = 0.314 \text{ kg/m}$

由图 C-5 查得附加质量系数: $C_M=1.57$

单位长度换热管外流体虚拟质量:

$$m_o = \pi d_o^2 \rho_o C_M / 4 = 3.14 \times 0.025^2 \times 9.64 \times 1.57 / 4 = 0.0074 \text{ kg/m}$$

单位管长质量: $m = m_t + m_i + m_o = 1.71 \text{ kg/m}$

对于两端固定的换热管,用公式(C-8)~公式(C-11)给出的关系式编制计算机程序进行计算可以确定换热管一、二阶固有频率。其值为:

$$f_1 = 34.36 \text{ Hz}$$

$$f_2 = 46.09 \text{ Hz}$$

也可用 C.2.4.3 的方法估算换热管一阶固有频率。

因 $K_2 = l_2 / l = 1.195 / 1.4 = 0.854 > K_1, n=5$,查图 C-12,知 $\lambda_1 = 11.4$

根据 C.2.4.3,按公式(C-40)计算固有频率:

$$f'_1 = 35.3 \times 11.4 \sqrt{\frac{2.03 \times 10^5 (0.025^4 - 0.02^4)}{1.71 \times 1.4^4}} = 34.0 \text{ Hz} \quad \dots\dots\dots (\text{C-40})$$

电算与估算法得出的结果相差仅为 1.05%。

C.7.7 临界横流速度

流动角为 30° ,节径比为 1.28 的管束,其 K_c 与 b 可根据表 C-1 确定,临界横流流速按声频按公式

(C-41)~公式(C-44)计算。已知换热管的对数衰减率 $\delta=0.03$,故:

$$\delta_s = m\delta/\rho_o d_o^2 = 1.71 \times 0.03/(9.64 \times 0.025^2) = 8.51 \quad \dots\dots\dots(\text{C-41})$$

$$\text{则: } K_c = 6.53 \left(\frac{S}{d_o} - 0.9 \right) = 6.53(1.28 - 0.9) = 2.48 \quad \dots\dots\dots(\text{C-42})$$

$$b = 0.5$$

$$V_{c1} = K_c f_1 d_o \delta_s^b = 2.48 \times 34.36 \times 0.025 \times 8.51^{0.5} = 6.21 \text{ m/s} \quad \dots\dots\dots(\text{C-43})$$

$$V_{c2} = K_c f_2 d_o \delta_s^b = 2.48 \times 46.09 \times 0.025 \times 8.51^{0.5} = 8.34 \text{ m/s} \quad \dots\dots\dots(\text{C-44})$$

C.7.8 计算振幅

C.7.8.1 计算 y_v

振幅按公式(C-45)~公式(C-48)计算。由表 C-5 知 $S/d_o=1.28$ 时, $C_L=0.081$, 由公式(C-24)得:

$$y_{v1} = \frac{0.081 \times 9.64 \times 0.025 \times 9.8^2}{2\pi^2 \times 0.03 \times 34.36^2 \times 1.71} = 15.68 \times 10^{-4} \text{ m} \quad \dots\dots\dots(\text{C-45})$$

$$y_{v2} = \frac{0.081 \times 9.64 \times 0.025 \times 6.96^2}{2\pi^2 \times 0.03 \times 34.36^2 \times 1.71} = 7.91 \times 10^{-4} \text{ m} \quad \dots\dots\dots(\text{C-46})$$

C.7.8.2 计算 y_t

由表 C-6 知 $f_1=34.36 \text{ Hz}$ 时, 壳程入口处, $C_F=0.022$, 离入口较远处的管束 $C_F=0.012$, 由公式(C-25)得:

$$y_{t1} = \frac{0.022 \times 9.64 \times 0.025 \times 9.8^2}{8\pi \times 0.03^{1/2} \times 34.36^{3/2} \times 1.71} = 3.40 \times 10^{-4} \text{ m} \quad \dots\dots\dots(\text{C-47})$$

$$y_{t2} = \frac{0.012 \times 9.64 \times 0.025 \times 6.96^2}{8\pi \times 0.03^{1/2} \times 34.36^{3/2} \times 1.71} = 0.94 \times 10^{-4} \text{ m} \quad \dots\dots\dots(\text{C-48})$$

C.7.9 结论

结论判定按公式(C-49)~公式(C-64)计算:

a) 由于

$$f_{v1}/f_1 = 74.48/34.36 = 2.17 > 0.5 \quad \dots\dots\dots(\text{C-49})$$

$$f_{v2}/f_1 = 52.90/34.36 = 1.54 > 0.5 \quad \dots\dots\dots(\text{C-50})$$

$$f_{t1}/f_1 = 117.73/34.36 = 3.43 > 0.5 \quad \dots\dots\dots(\text{C-51})$$

$$f_{t2}/f_1 = 83.61/34.36 = 2.43 > 0.5 \quad \dots\dots\dots(\text{C-52})$$

故在壳程流体进、出口处及折流板缺口区, 可能因卡门旋涡或极度湍流激发换热管的振动, 需进一步计算换热管振幅是否超过推荐值。

由于

$$0.02 d_o = 0.02 \times 0.025 = 5 \times 10^{-4} \text{ m} \quad \dots\dots\dots(\text{C-53})$$

$$y_{v1} = 15.68 \times 10^{-4} \text{ m} > 0.02 d_o \quad \dots\dots\dots(\text{C-54})$$

$$y_{v2} = 7.91 \times 10^{-4} \text{ m} > 0.02 d_o \quad \dots\dots\dots(\text{C-55})$$

$$y_{t1} = 3.40 \times 10^{-4} \text{ m} < 0.02 d_o \quad \dots\dots\dots(\text{C-56})$$

$$y_{t2} = 0.94 \times 10^{-4} \text{ m} < 0.02 d_o \quad \dots\dots\dots(\text{C-57})$$

故只有卡门旋涡激振时振幅超过推荐值。

b) 由于

$$V_1 = 9.8 \text{ m/s} > V_{cl} \dots\dots\dots (\text{C-58})$$

$$V_2 = 6.96 \text{ m/s} > V_{cl} \dots\dots\dots (\text{C-59})$$

故在壳程流体进、出口处及折流板缺口区将发生流体弹性振动。

c) 由于

$$f_{v1}/f_a = 74.48/135.73 = 0.549 < 0.8 \dots\dots\dots (\text{C-60})$$

$$f_{v2}/f_a = 52.90/135.73 = 0.390 < 0.8 \dots\dots\dots (\text{C-61})$$

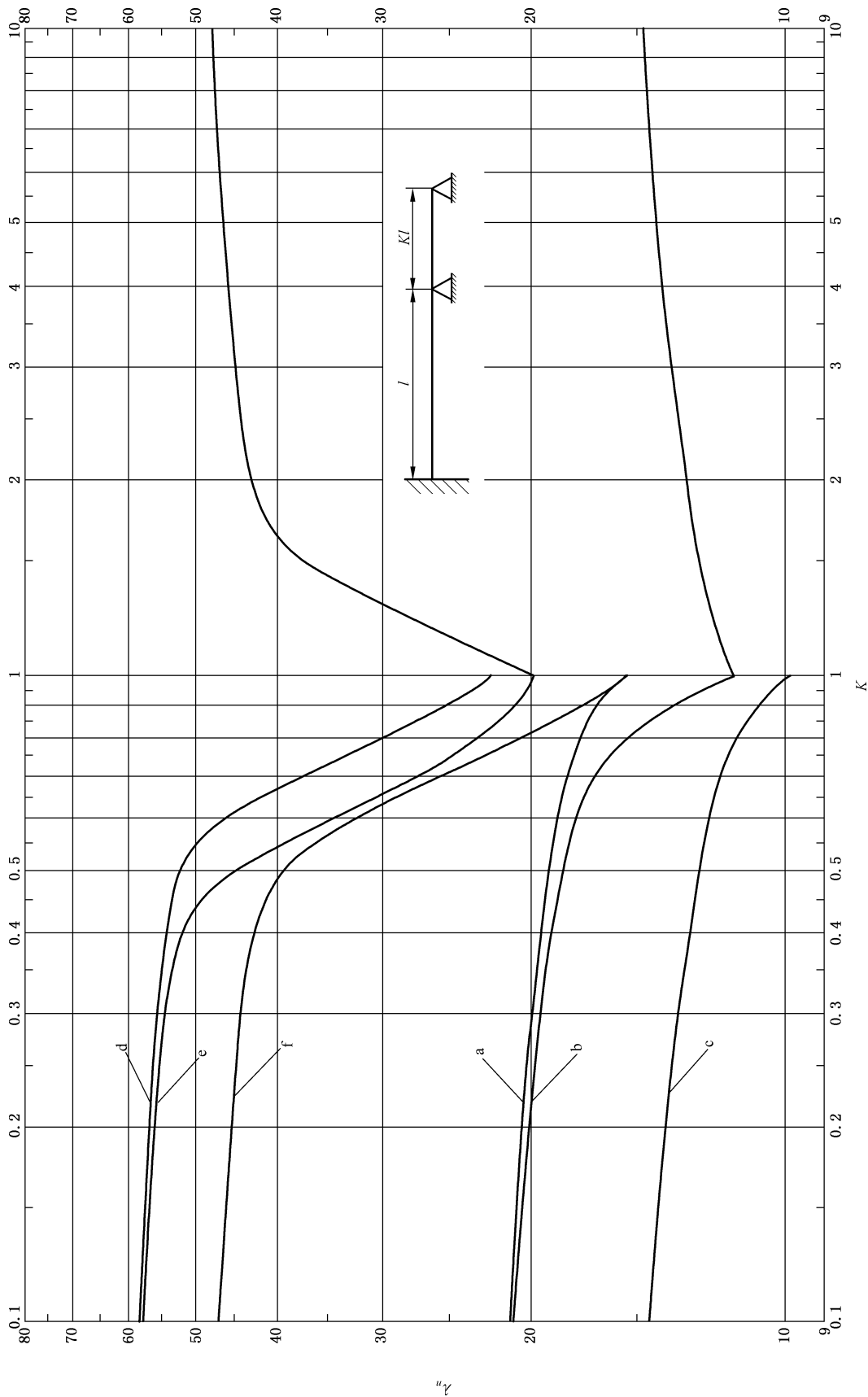
$$f_{t1}/f_a = 117.73/135.73 = 0.867 > 0.8 \dots\dots\dots (\text{C-62})$$

$$f_{t2}/f_a = 83.61/135.73 = 0.616 < 0.8 \dots\dots\dots (\text{C-63})$$

在进、出口处将因极度湍流诱发声振动。故需按公式(C-30)计算声共振参数 ϕ_2 :

$$\phi_2 = \sqrt{\frac{9.8 \times 0.025}{1.1 \times 10^{-6}}} \times \left[\frac{\sqrt{0.0554 \times (0.032 - 0.025)}}{0.0554 - 0.025} \right] \times \frac{1.1 \times 10^{-6}}{271.46 \times 0.025} = 0.05 \times 10^{-3} \dots\dots\dots (\text{C-64})$$

由图 C-8 可看出无论 L/h 为何值,坐标点 $(\phi_2, L/h)$ 均落在非共振区。故壳程不会发生声振动。



说明：

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。

图 C-11 二跨管频率常数图

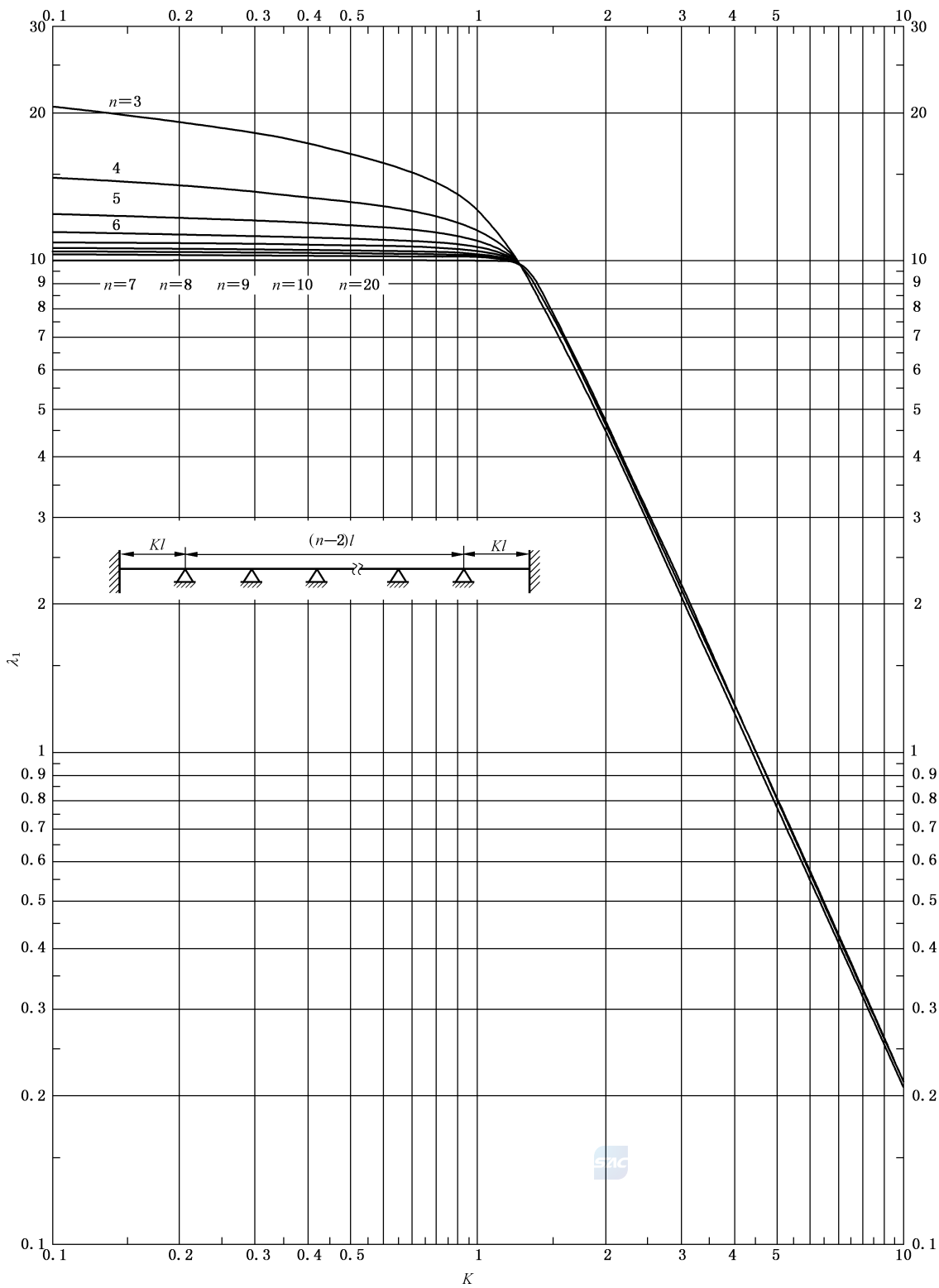


图 C-12 多跨管频率常数图(两端固定、一阶)

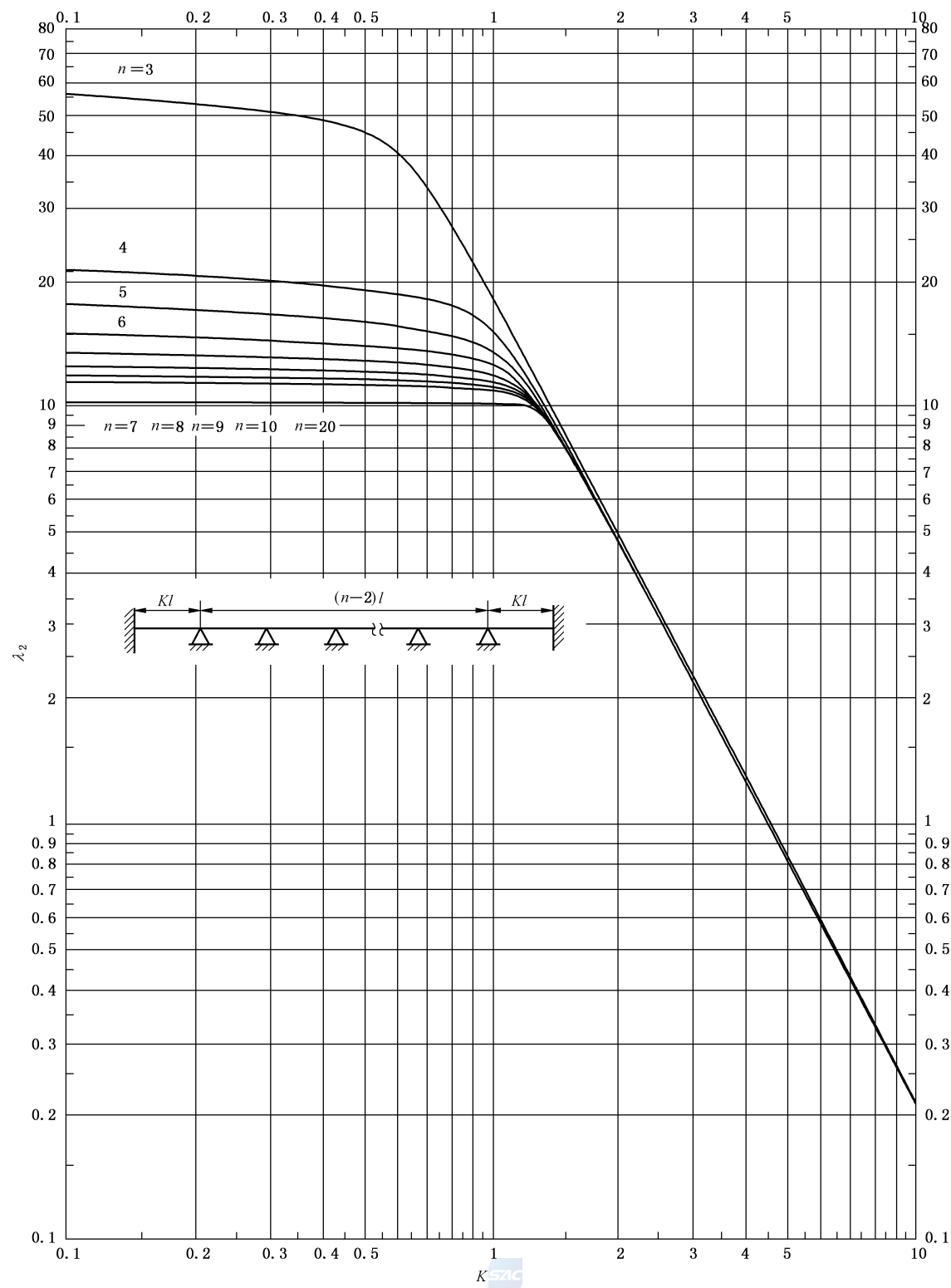


图 C-13 多跨管频率常数图(两端固定、二阶)

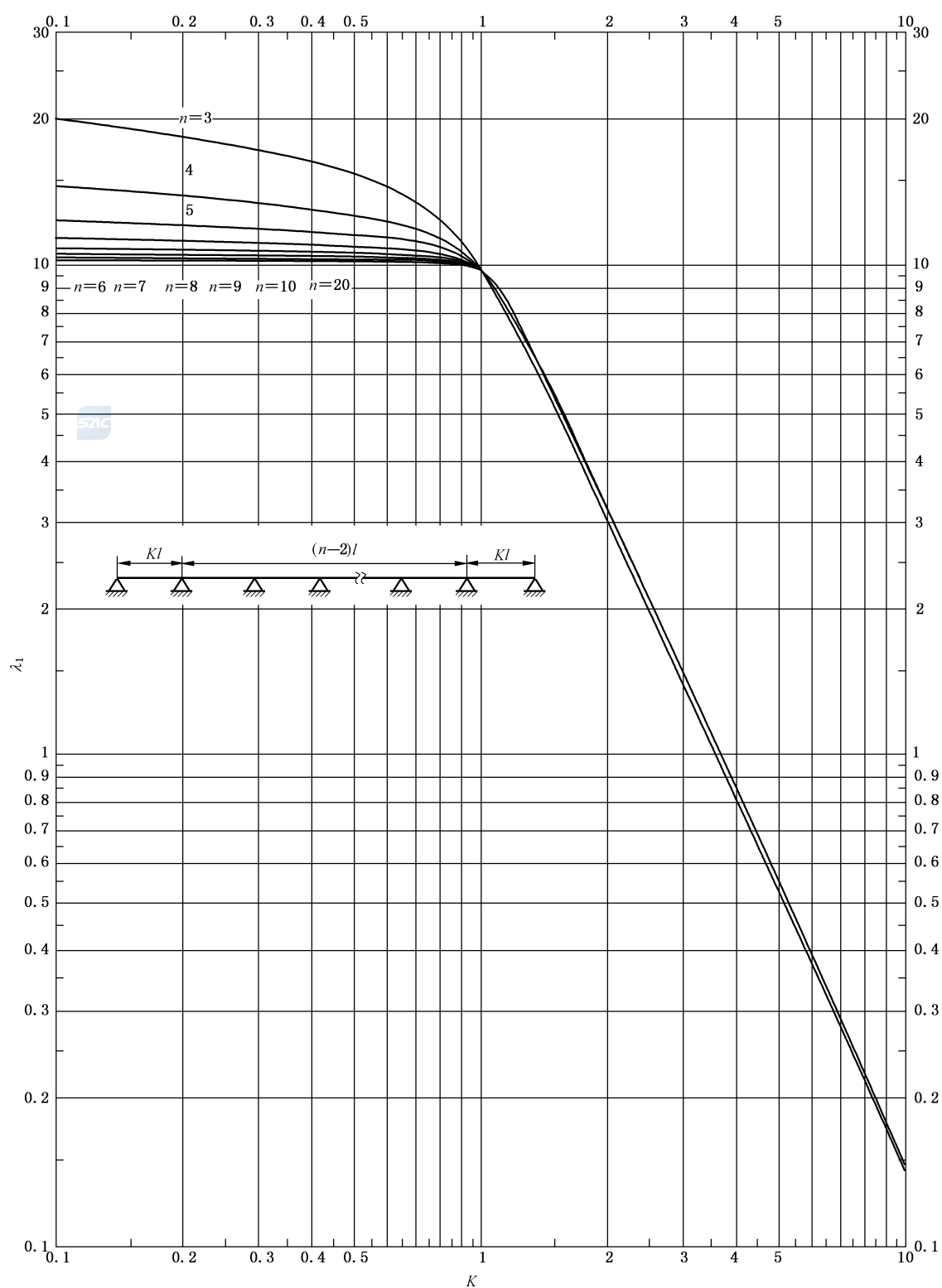


图 C-14 多跨管频率常数图(两端简支、一阶)

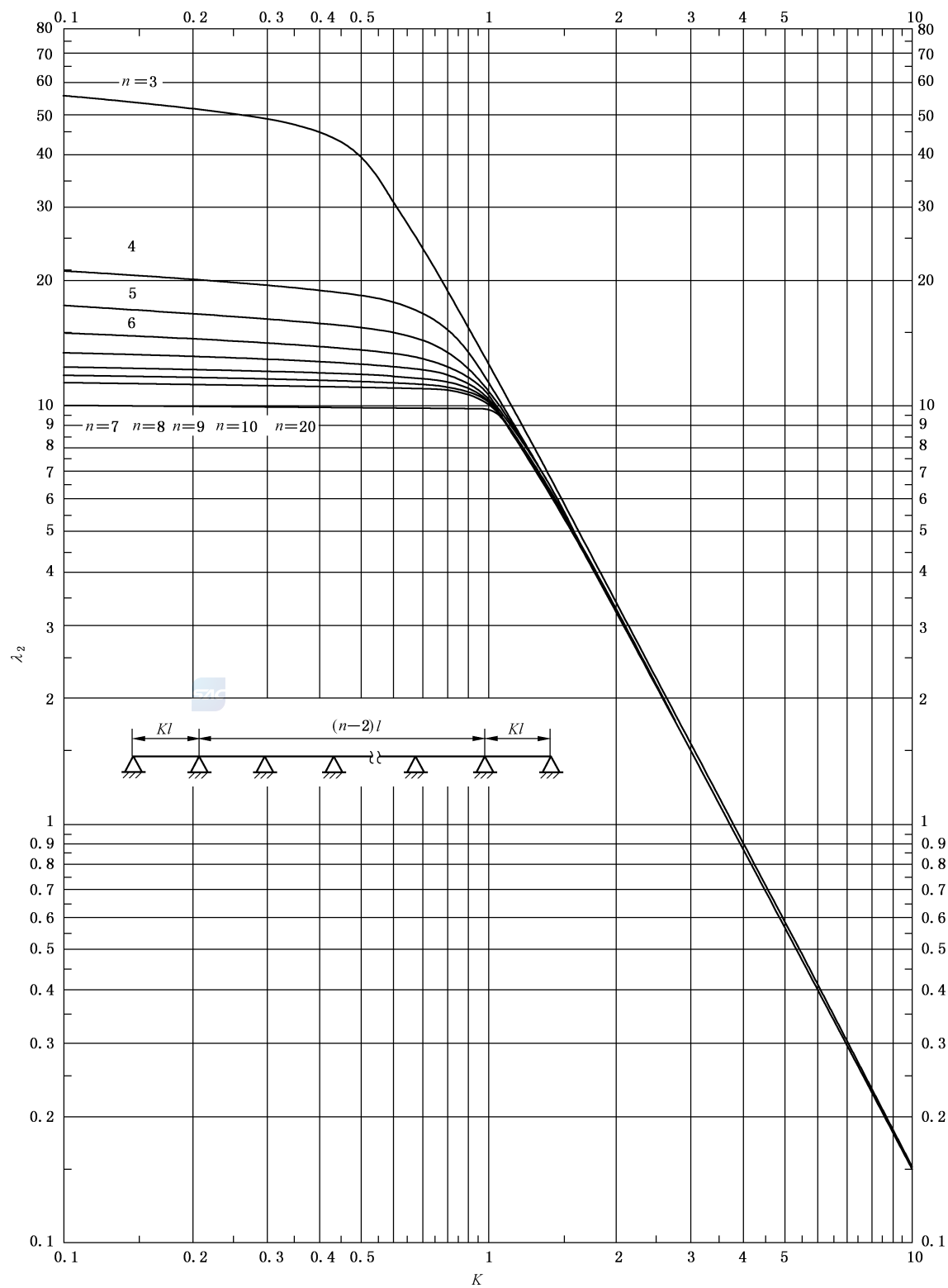


图 C-15 多跨管频率常数图(两端简支、二阶)

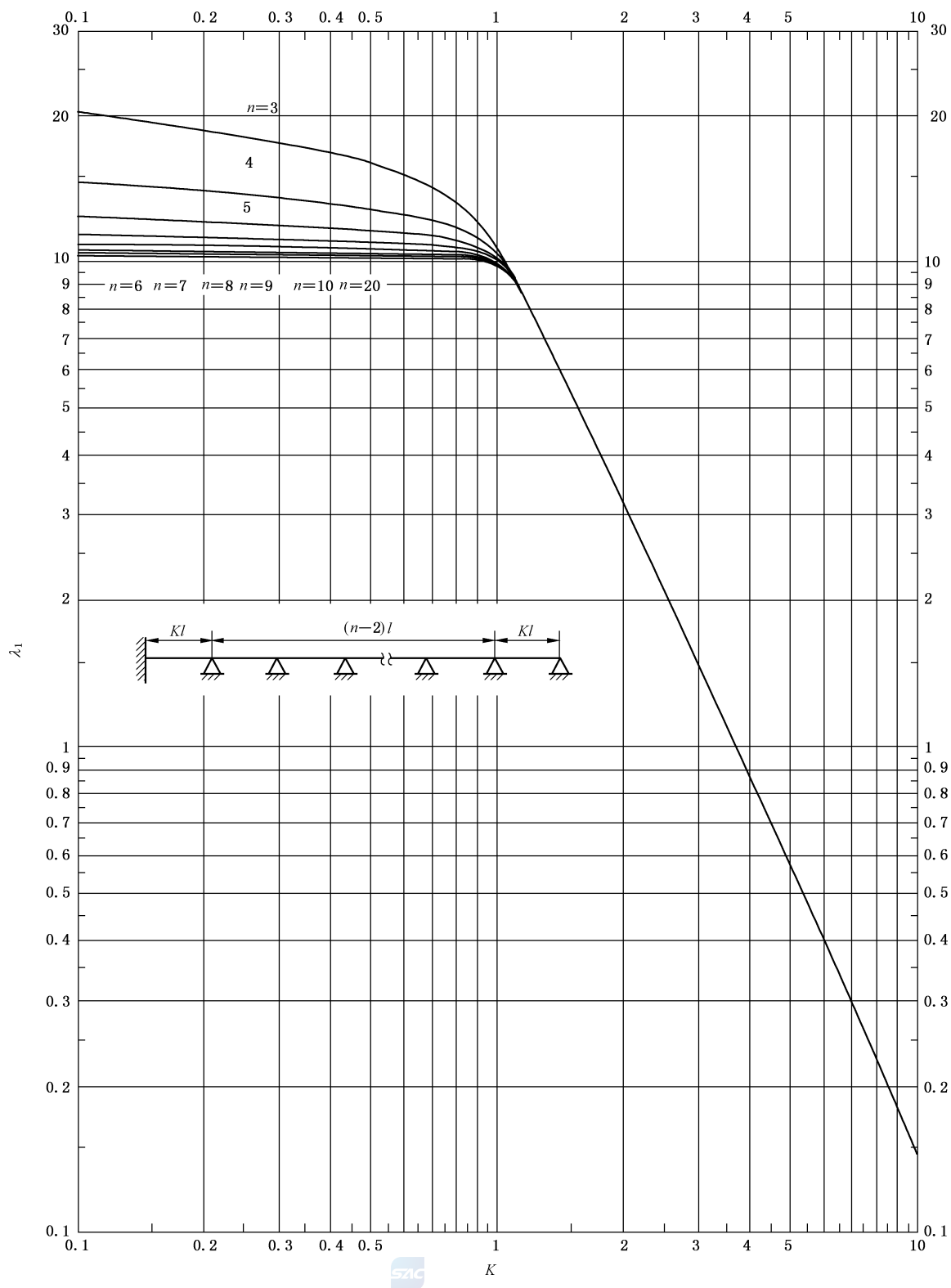


图 C-16 多跨管频率常数图(一端固定、一端简支、一阶)

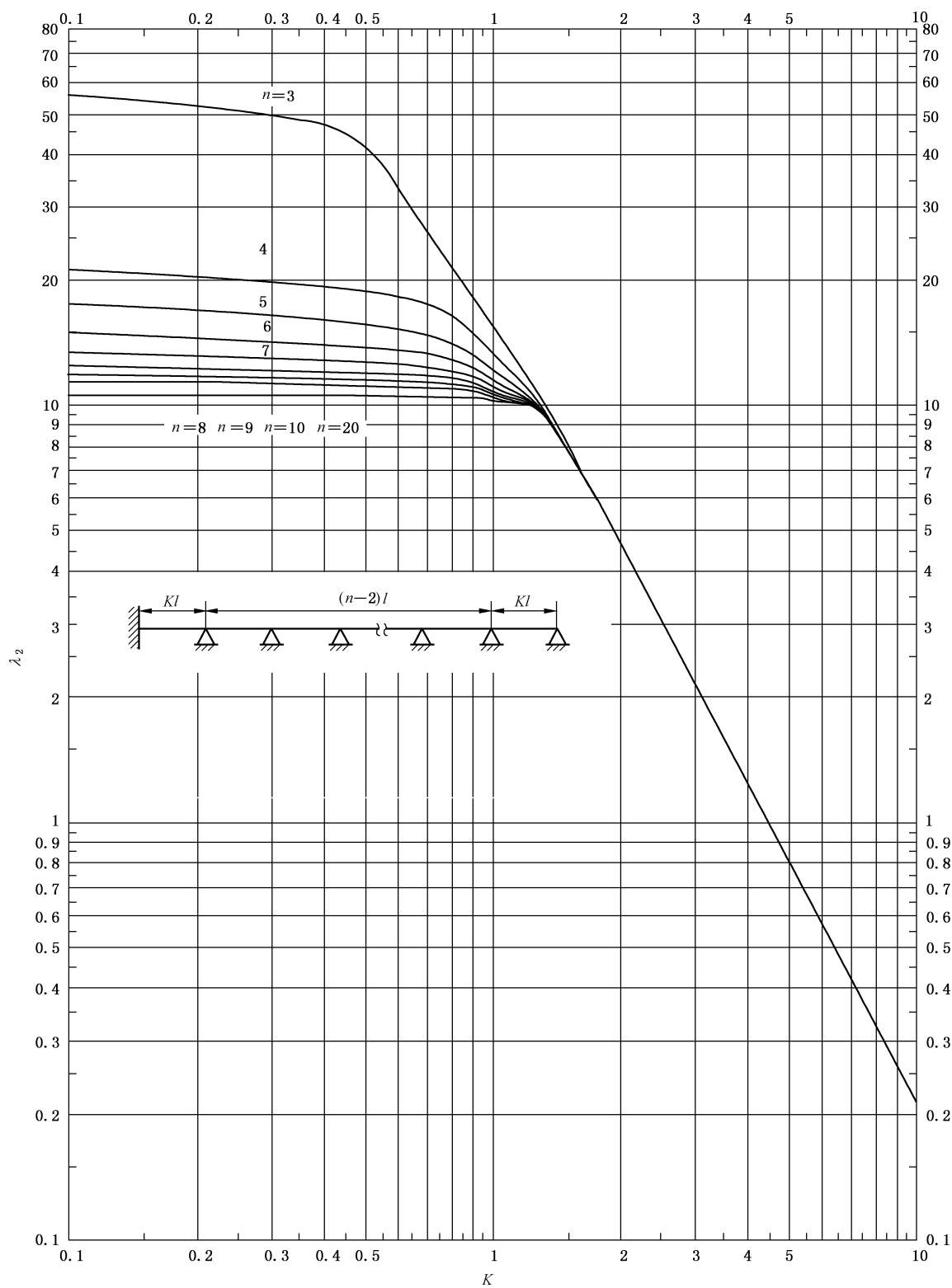


图 C-17 多跨管频率常数图(一端固定、一端简支、二阶)

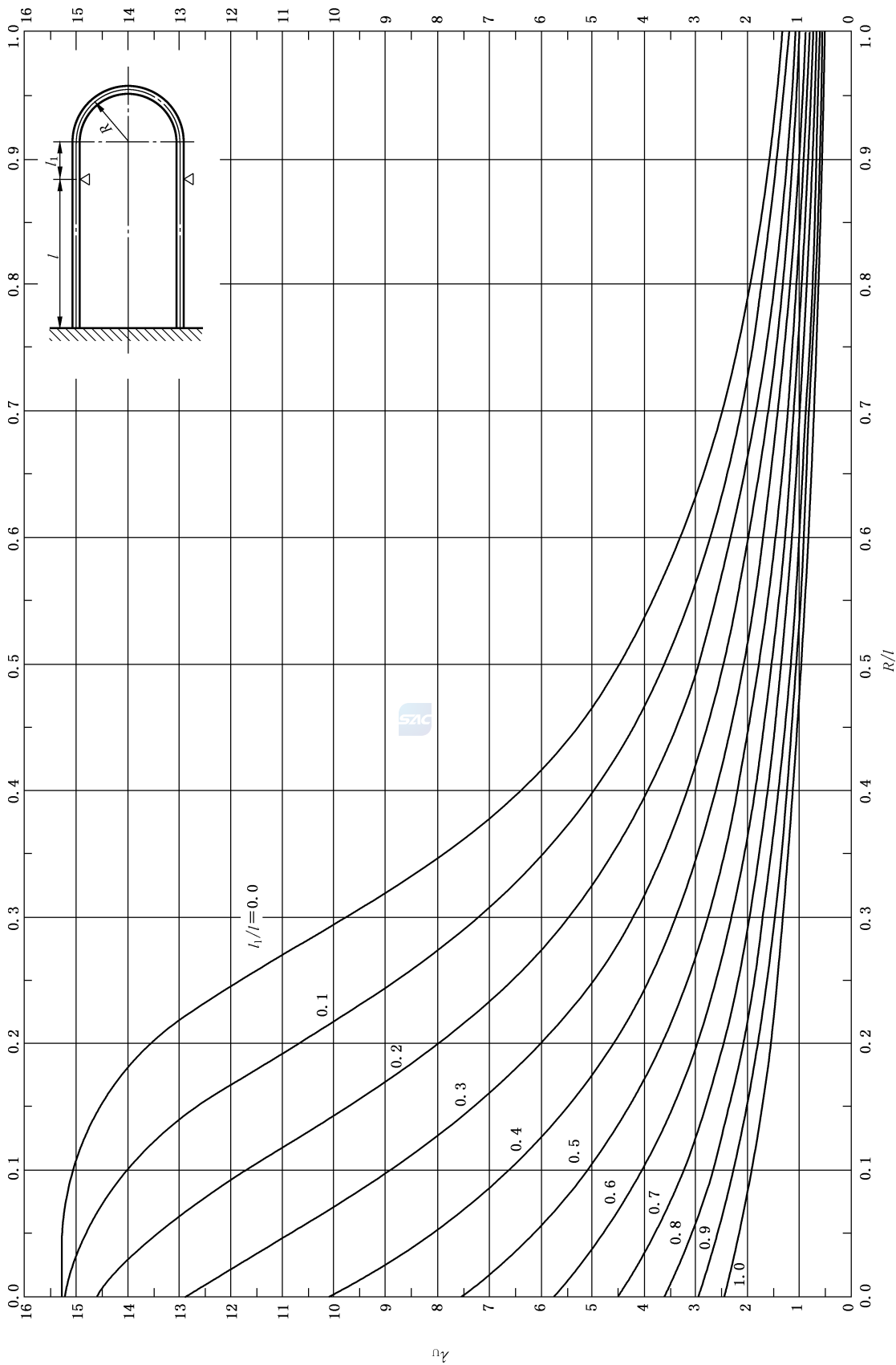


图 C-18 对称支承跨数 $n = 3$ 时 U 形管频率常数图

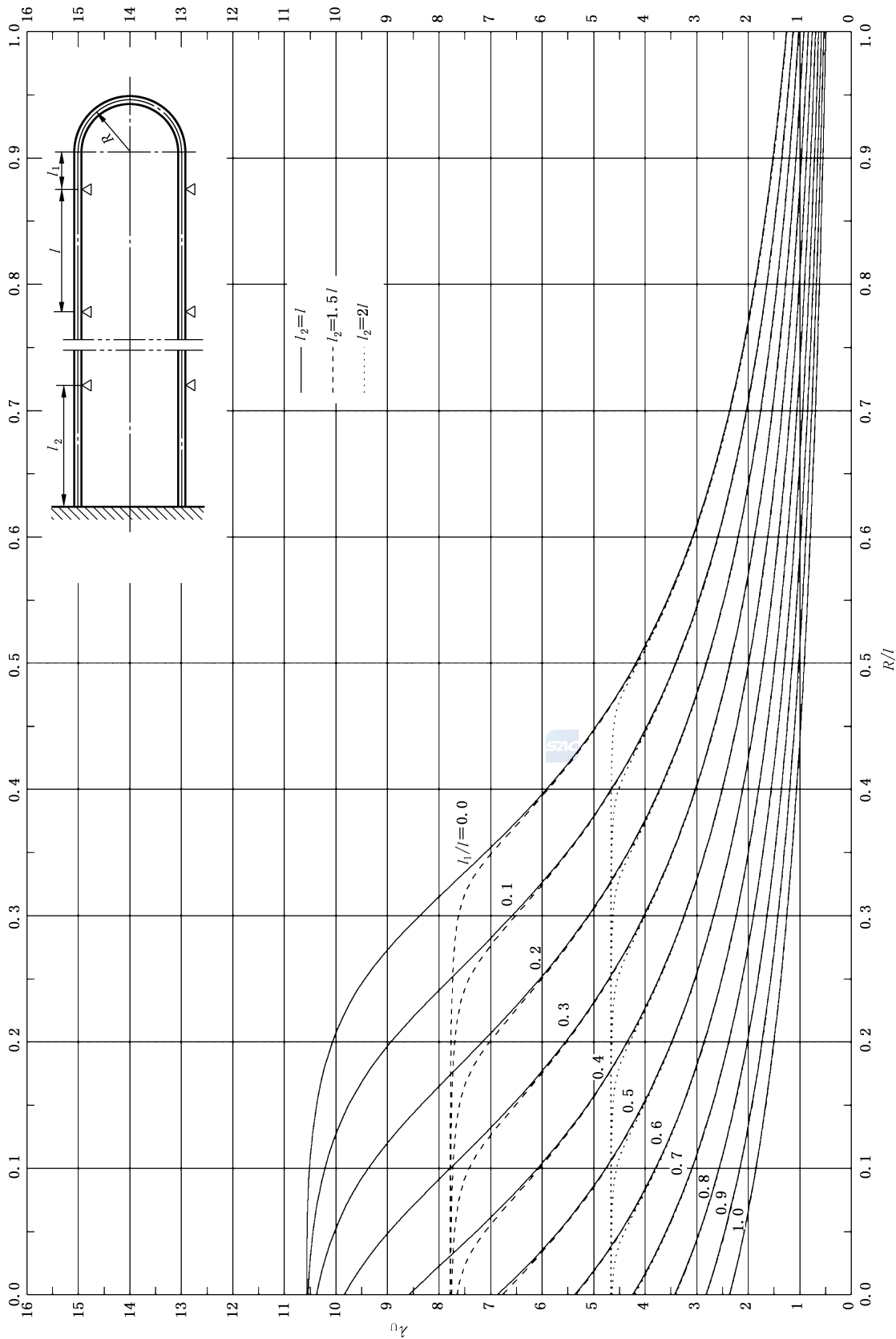


图 C-19 对称支承跨数 $n=5\sim 21$ 时 U 形管频率常数图

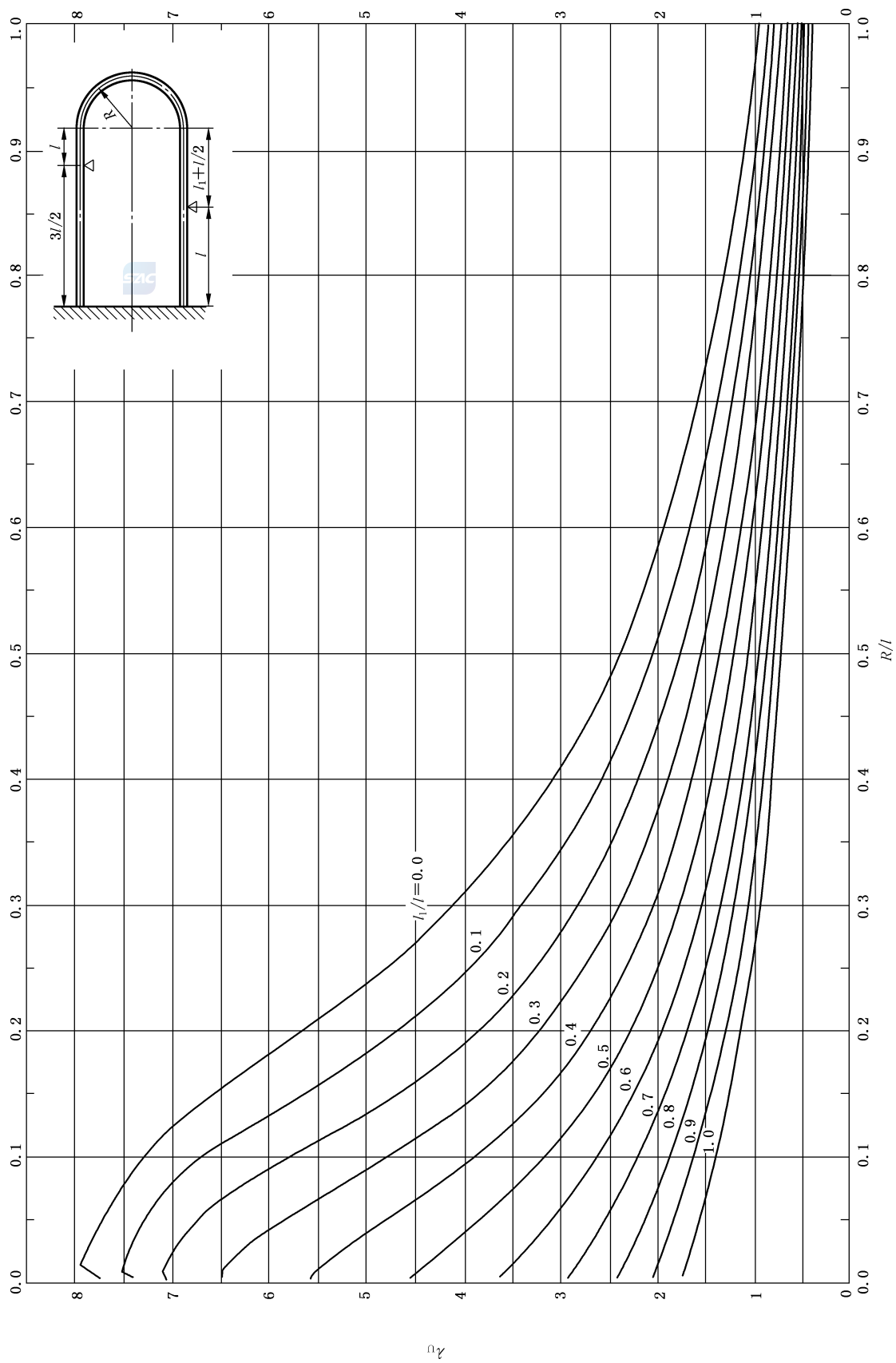


图 C-20 非对称支承跨数 $n = 3$ 时 U 形管频率常数图

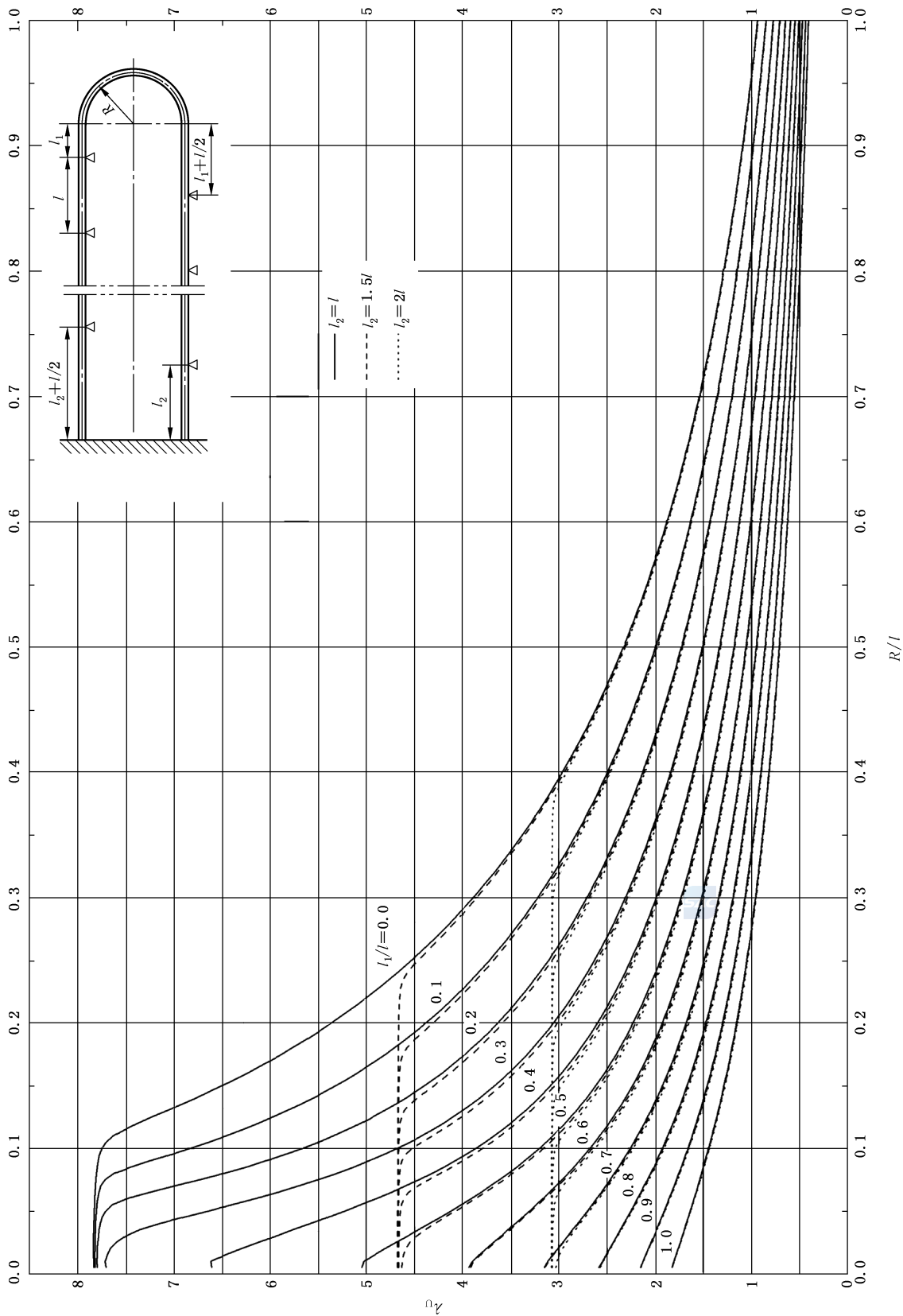


图 C-21 非对称支承跨数 $n=4\sim 12$ 时 U 形管频率常数图

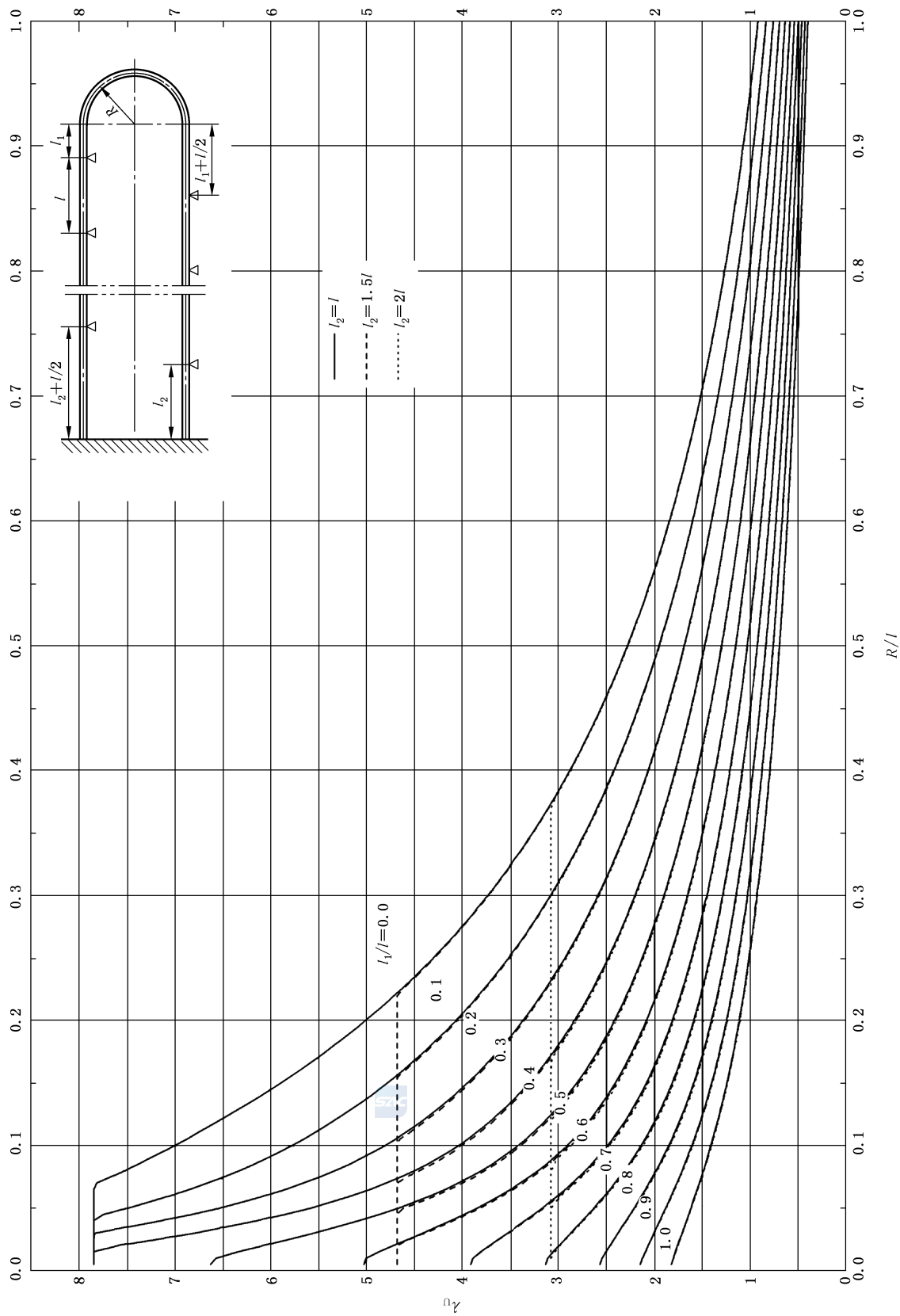


图 C-22 非对称支承跨数 $n = 13 \sim 21$ 时 U 形管频率常数图

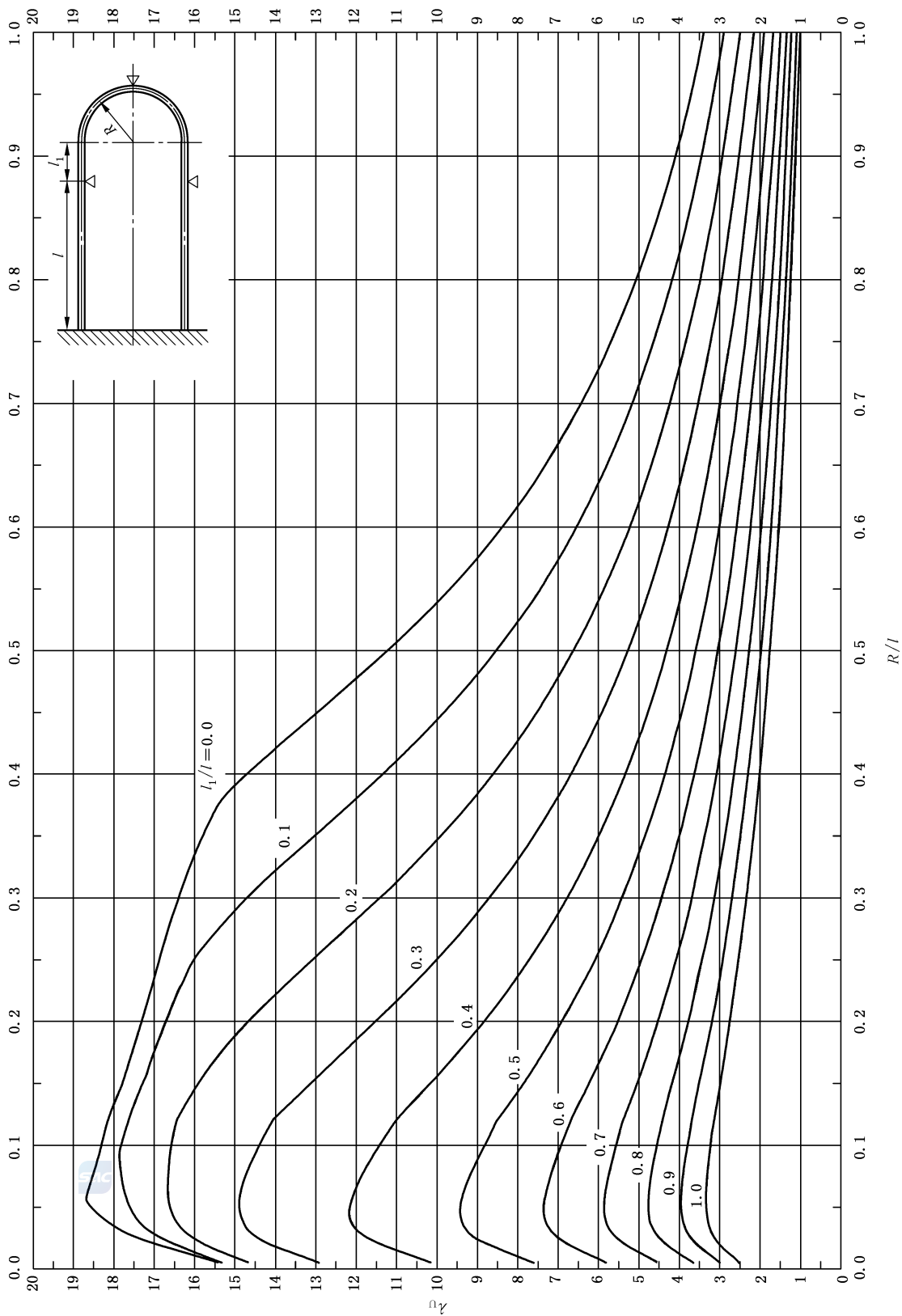


图 C-23 对称支承跨数 $n=3$ 时 U 形管频率常数图

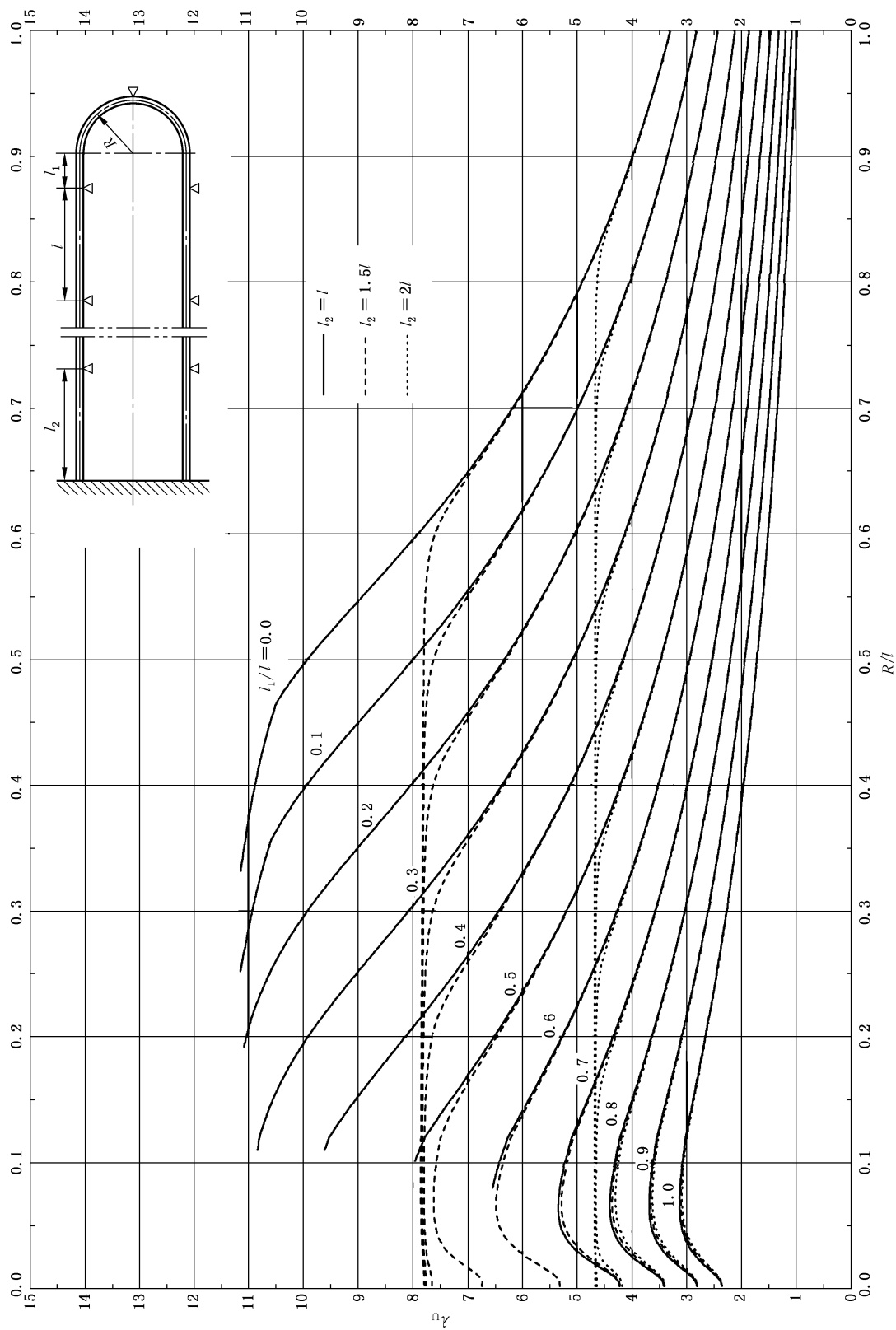


图 C-24 对称支承跨数 $n = 5 \sim 21$ 时 U 形管频率常数图

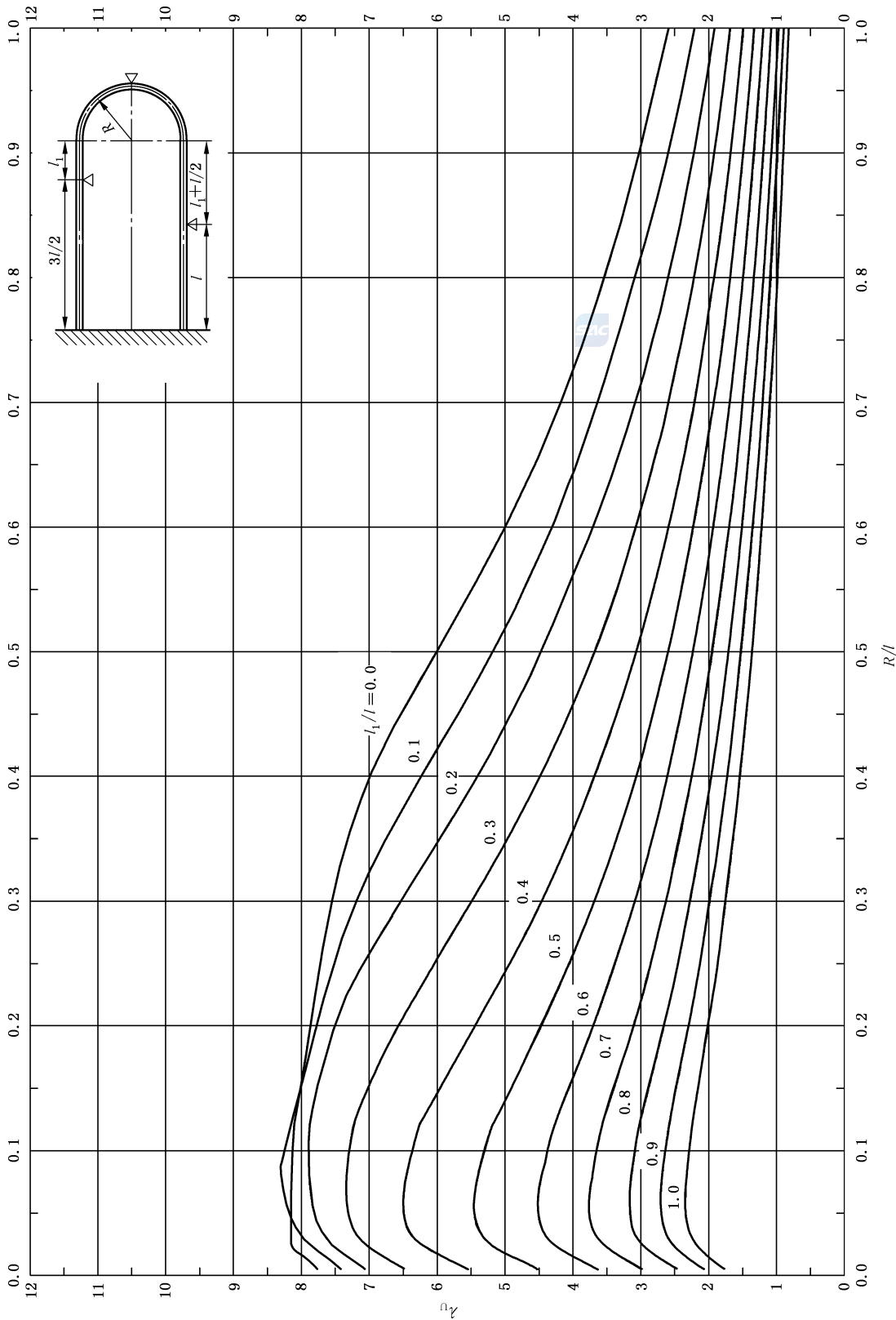


图 C-25 非对称支承跨数 $n = 3$ 时 U 形管频率常数图

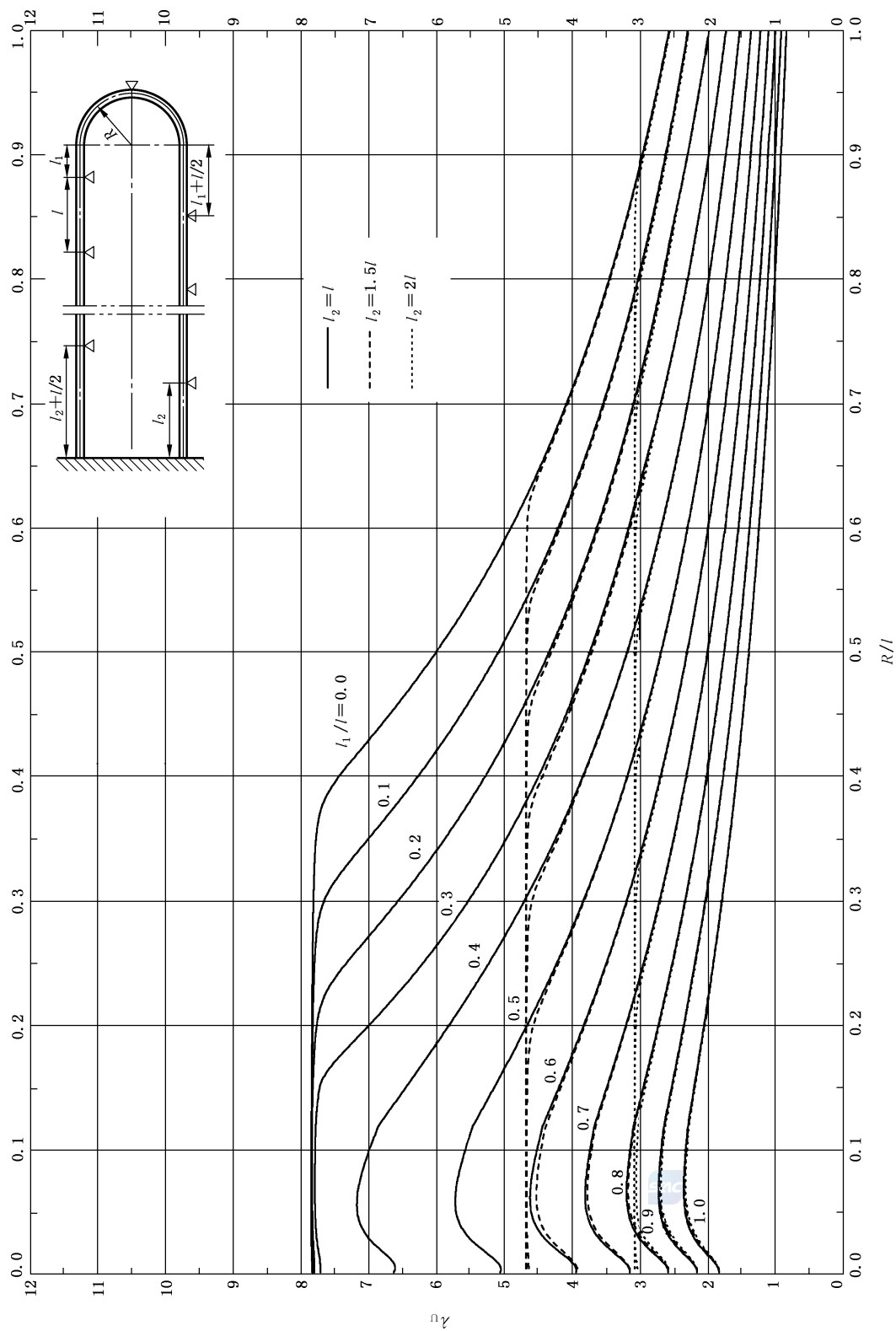


图 C-26 非对称支承跨数 $n = 4 \sim 21$ 时 U 形管频率常数图

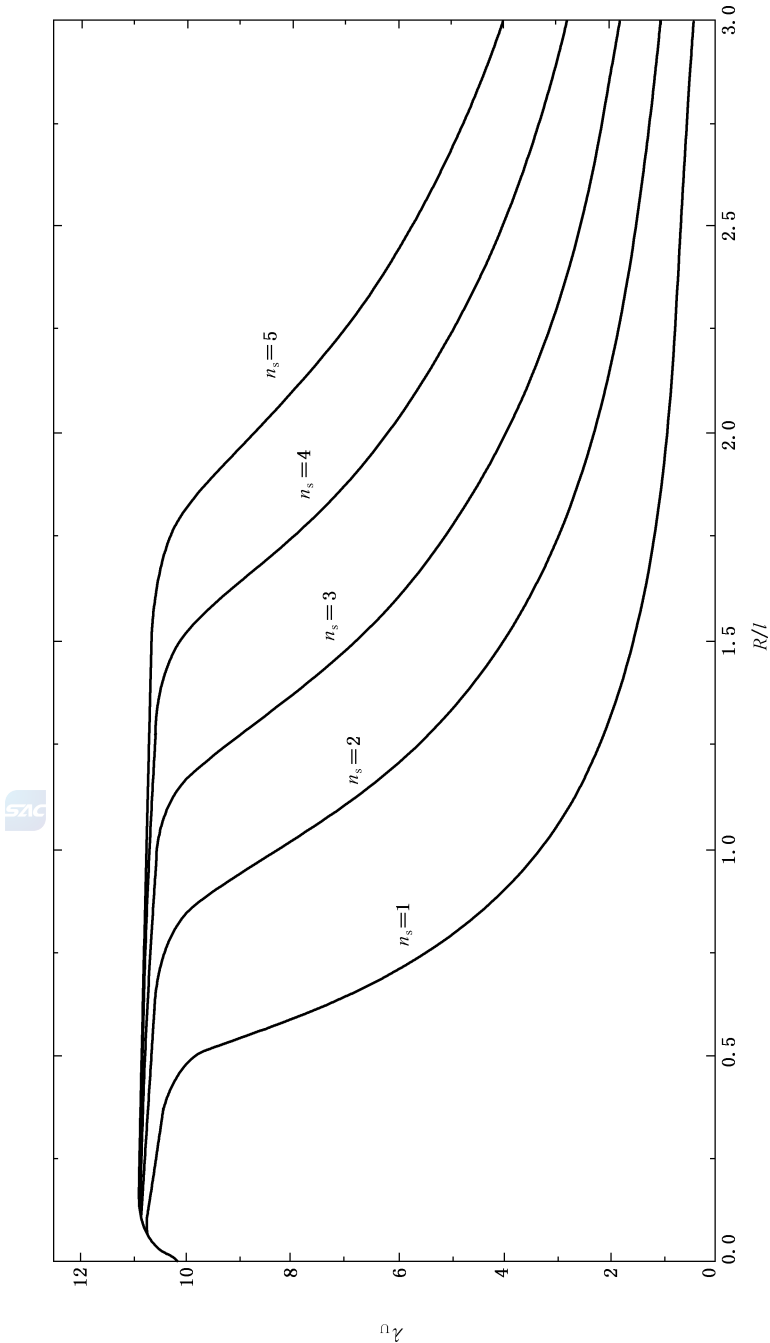


图 C-27 弯管段不同支撑数 U 形管频率常数图

附 录 D

(资料性)

常见流体的物理性质数据

D.1 流体密度

D.1.1 液态石油馏分的相对密度

液态石油馏分和饱和轻烃的相对密度见图 D-1。

D.1.2 有机液体的密度

已知两个不同温度下的密度,可用图 D-2 的通用密度共线图近似地求取在 $-100\text{ }^{\circ}\text{C}\sim 260\text{ }^{\circ}\text{C}$ 各温度下有机液体的密度。表 D-1 列出了 65 种化合物在共线图网格上参考点的坐标值。已知某一物质在两个不同温度下的密度,可通过温度与相应密度连线的交点,确定参考点。

D.1.3 气体和蒸气的压缩因子

气体和蒸气的 p - v - T 关系,可用公式(D-1)描述:

$$pv = ZR_g T \quad \dots\dots\dots (D-1)$$

式中:

p ——绝对压力,单位为帕斯卡(Pa);

R_g ——气体常数,单位为焦耳每千克开尔文[J/(kg·K)];

T ——绝对温度,单位为开尔文(K);

v ——比容,单位为立方米每千克(m^3/kg);

Z ——压缩因子,对于理想气体, $Z=1$ 。

图 D-3,图 D-4,图 D-5,是以对比压力 p_r 和对比温度 T_r 为函数的通用压缩因子图。虚线代表虚拟对比比体积 $v_r = v/(R_g T_c/p_c)$ 的各常数值, T_c 指临界温度, p_c 指临界压力,临界性质数据见 D.6。当温度(或压力)和比容已知时,这些曲线可用于计算压力(或温度)。

D.2 比热

D.2.1 液态石油馏分

不同 API 比重的液态石油馏分的比热,作为温度的函数,见图 D-6。

D.2.2 石油蒸气

不同特性因数的石油蒸气的比热,作为温度的函数,见图 D-7。

D.2.3 纯烃气体

低压纯烃类的比热,作为温度的函数,见图 D-8~图 D-10。

D.2.4 其他液体和气体

其他液体和其他低压气体在不同温度下的比热,查图 D-11 与表 D-2 和图 D-12 与表 D-3。

D.2.5 压力对气体和蒸气比热的影响

任何气体高压下比热对低压下的近似校正值,查图 D-13。图 D-13 范围之外,可用公式(D-2)和公

式(D-3)计算:

对于 $T_r > 1.2$ 和 $\Delta c_p < 2$:

$$\Delta c_p = 5.03 p_r / T_r^3 \quad \dots\dots\dots (D-2)$$

对于 $T_r < 1.2$ 和 $\Delta c_p < 2.5$:

$$\Delta c_p = 9 p_r / T_r^6 \quad \dots\dots\dots (D-3)$$

临界性质数据,见 D.6.1 和 D.6.2。

D.3 焓

石油馏分焓值,见图 D-14。

不同液体的汽化潜热,查图 D-15 与表 D-4。

不同气体的定压比热与定容比热的比值(c_p/c_v),见表 D-5。

D.4 导热系数

D.4.1 液态烃类

液态直链烷烃的导热系数,见图 D-16。

D.4.2 其他液体和气体

大气压下其他液体和气体的导热系数,查表 D-6 和表 D-7。

D.4.3 压力对气体和液体导热系数的影响

气体导热系数,由图 D-17 校正。

压力大于 3.4 MPa、对比温度(T/T_c)小于 0.95 的液体导热系数,由图 D-18 校正。

D.5 粘度

D.5.1 石油油品

不同粘度表示方法之间的换算见图 D-19。

特性因数为 10.0、11.0、11.8 和 12.5 的石油油品的粘度与温度关系曲线,见图 D-20~图 D-23。

D.5.2 液态石油馏分

典型石油馏分的粘度数据,见图 D-24 和图 D-25。

D.5.3 其他液体和气体

其他液体的粘度,见图 D-26 和表 D-8。

标准大气压下,其他气体和蒸气的粘度,见图 D-27 和表 D-9。

D.5.4 压力对气体粘度的影响

已知临界温度、临界压力和低压下的粘度时,高压气体和蒸汽的粘度由图 D-28 确定。图中 μ_p/μ_{atm} 为高压下与常压下粘度比。

D.6 临界温度与临界压力

D.6.1 单一物质

单一物质的相对分子质量、临界温度和临界压力见表 D-10。

计算压缩因子时,宜将氢、氮和氦的临界温度和临界压力分别增加 8 K 和 0.8 MPa。

D.6.2 气体和蒸气混合物

气体和蒸气混合物的临界温度和临界压力按公式(D-4)、公式(D-5)计算:

$$T_{p,c} = Y_1 T_{C1} + Y_2 T_{C2} + \cdots + Y_N T_{CN} \quad \text{..... (D-4)}$$

$$p_{p,c} = Y_1 p_{C1} + Y_2 p_{C2} + \cdots + Y_N p_{CN} \quad \text{..... (D-5)}$$

式中:

Y_1, Y_2, \dots, Y_n ——单一物质的摩尔分率;

$T_{C1}, T_{C2}, \dots, T_{CN}$ ——单一物质的临界温度,单位为开尔文(K);

$p_{C1}, p_{C2}, \dots, p_{CN}$ ——单一物质的临界压力,单位为帕斯卡(Pa)。

D.7 气体和蒸气混合物的性质

D.7.1 比热

已知各单一物质的分率及性质时,气体和蒸气混合物的比热按公式(D-6)计算。

$$c_{pmix} = X_1 c_{p1} + X_2 c_{p2} + \cdots + X_N c_{pN} \quad \text{..... (D-6)}$$

D.7.2 导热系数

已知各单一物质的分率及性质时,气体和蒸气混合物的导热系数按公式(D-7)计算。

$$k_{mix} = \frac{k_1 Y_1 (M_1)^{\frac{1}{3}} + k_2 Y_2 (M_2)^{\frac{1}{3}} + \cdots + k_N Y_N (M_N)^{\frac{1}{3}}}{Y_1 (M_1)^{\frac{1}{3}} + Y_2 (M_2)^{\frac{1}{3}} + \cdots + Y_N (M_N)^{\frac{1}{3}}} \quad \text{..... (D-7)}$$

D.7.3 粘度

已知各单一物质的分率及性质时,气体和蒸气混合物的粘度按公式(D-8)计算。

$$\mu_{mix} = \frac{\mu_1 Y_1 (M_1)^{\frac{1}{2}} + \mu_2 Y_2 (M_2)^{\frac{1}{2}} + \cdots + \mu_N Y_N (M_N)^{\frac{1}{2}}}{Y_1 (M_1)^{\frac{1}{2}} + Y_2 (M_2)^{\frac{1}{2}} + \cdots + Y_N (M_N)^{\frac{1}{2}}} \quad \text{..... (D-8)}$$

式中,对于组分“N”:

X_N ——质量分率;

Y_N ——摩尔分率;

M_N ——相对分子质量;

c_{pN} ——定压比热,单位为焦耳每千克开尔文[J/(kg·K)];

K_N ——导热系数,单位为焦耳每米摄氏度[J/(m·℃)];

μ_N ——粘度,单位为毫帕斯卡秒(mPa·s)。

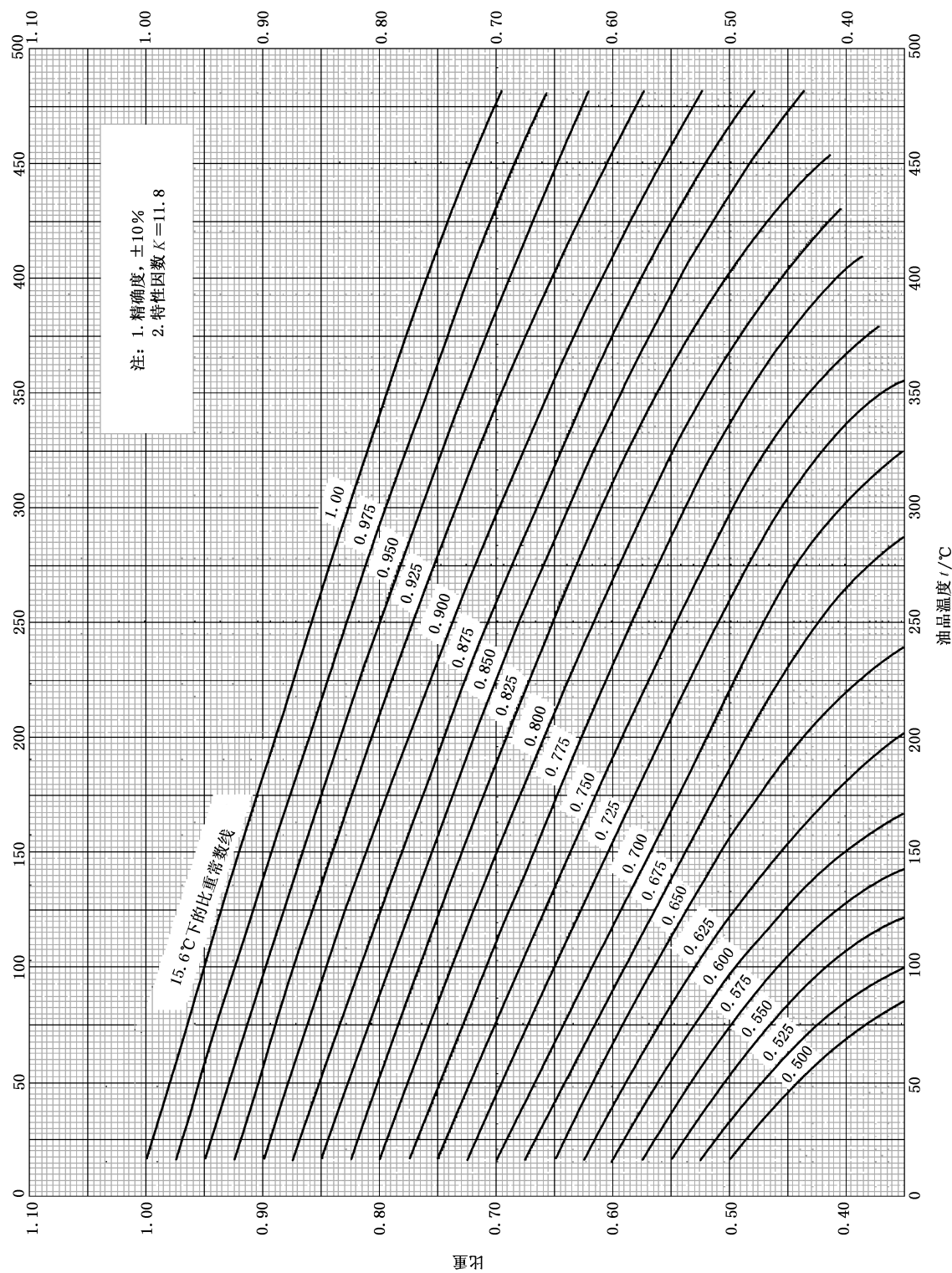


图 D-1 石油馏分在高温下的近似相对密度

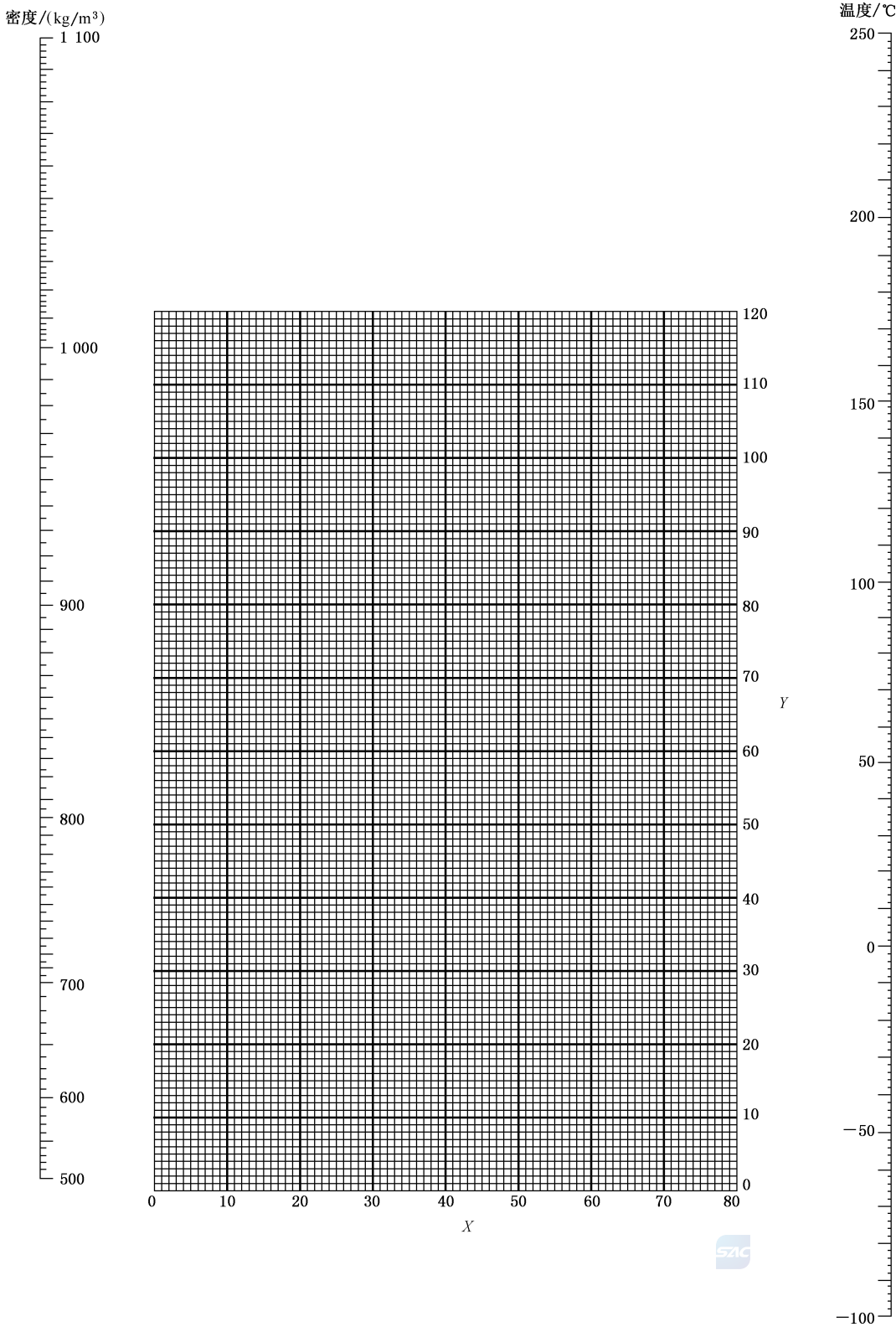



图 D-2 通用密度诺谟图

表 D-1 密度共线图的 X 和 Y

化合物	X	Y	化合物	X	Y
醋酸	40.6	93.5	正十五烷	15.8	44.2
丙酮	26.1	47.8	正戊烷	12.6	22.6
乙腈	21.8	44.9	正二十烷	14.8	47.5
乙炔	20.8	10.1	乙烷	10.8	4.4
氨	22.4	24.6	乙硫醇	32.0	55.5
异戊醇	20.5	52.0	醋酸乙酯	35.0	95.0
氨络物	33.5	92.5	乙醇	24.2	48.6
苯	32.7	63.0	乙基氯	42.7	62.4
正丁酸	31.3	78.7	乙烯	17.0	3.5
异丁烷	13.7	16.5	乙醚	22.6	35.8
异丁酸	31.5	75.9	甲酸乙酯	37.6	68.4
二氧化碳	78.6	45.4	丙酸异酯	32.1	63.9
氯苯	41.7	105.0	乙基.丙基醚	20.0	37.0
环己烷	19.6	44.0	氟苯	41.9	87.6
正癸烷	16.0	38.2	正十七烷	15.6	45.7
正十二烷	14.3	41.4	正庚烷	12.6	29.8
二乙胺	17.8	33.5	正十六烷	15.8	45.0
正己烷	13.5	27.0	正十九烷	14.9	47.0
甲硫醇	37.3	59.5	异戊烷	13.5	22.5
醋酸甲酯	40.1	70.3	酚	36.7	103.8
 甲醇	25.8	49.1	磷化氢	28.0	22.1
正丁酸甲酯	31.5	65.5	丙烷	14.2	12.2
异丁酸甲酯	33.0	64.1	丙酸	35.0	83.5
甲基氯	52.3	62.9	哌啶	27.5	60.0
甲醚	27.2	30.1	丙腈	20.1	44.6
甲基.丁基醚	25.0	34.4	醋酸丙酯	33.0	65.5
甲酸甲酯	46.4	74.6	丙醇	23.8	50.8
丙酸甲酯	36.5	68.3	甲酸丙酯	33.8	66.7
二甲硫	31.9	57.4	正十四烷	15.8	43.3
正壬烷	16.2	36.5	正十三烷	15.3	42.4
正十八烷	16.2	46.5	三乙胺	17.9	37.0
正辛烷	12.7	32.5	正十一烷	14.4	39.2

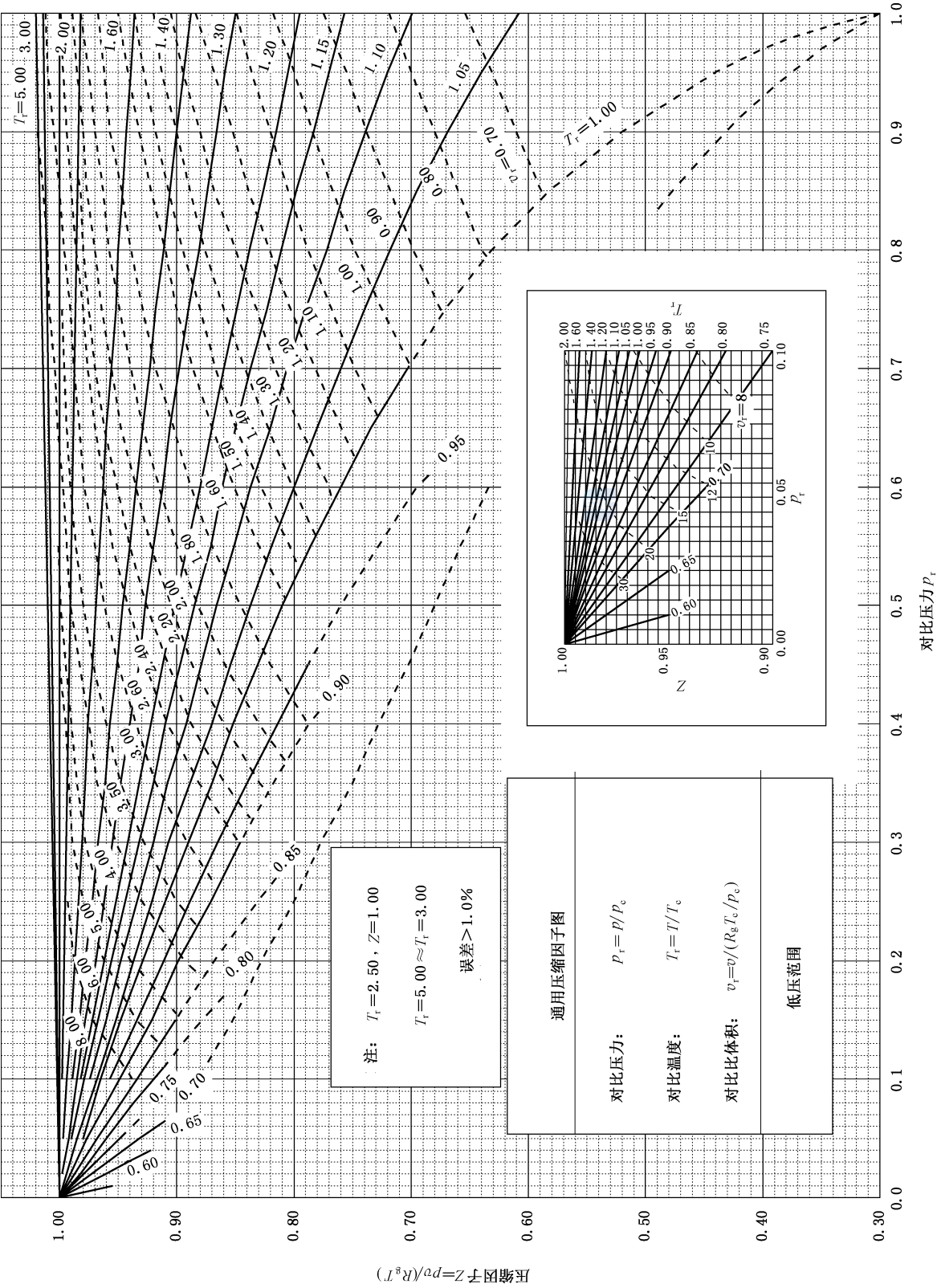


图 D-3 低压范围通用压缩因子

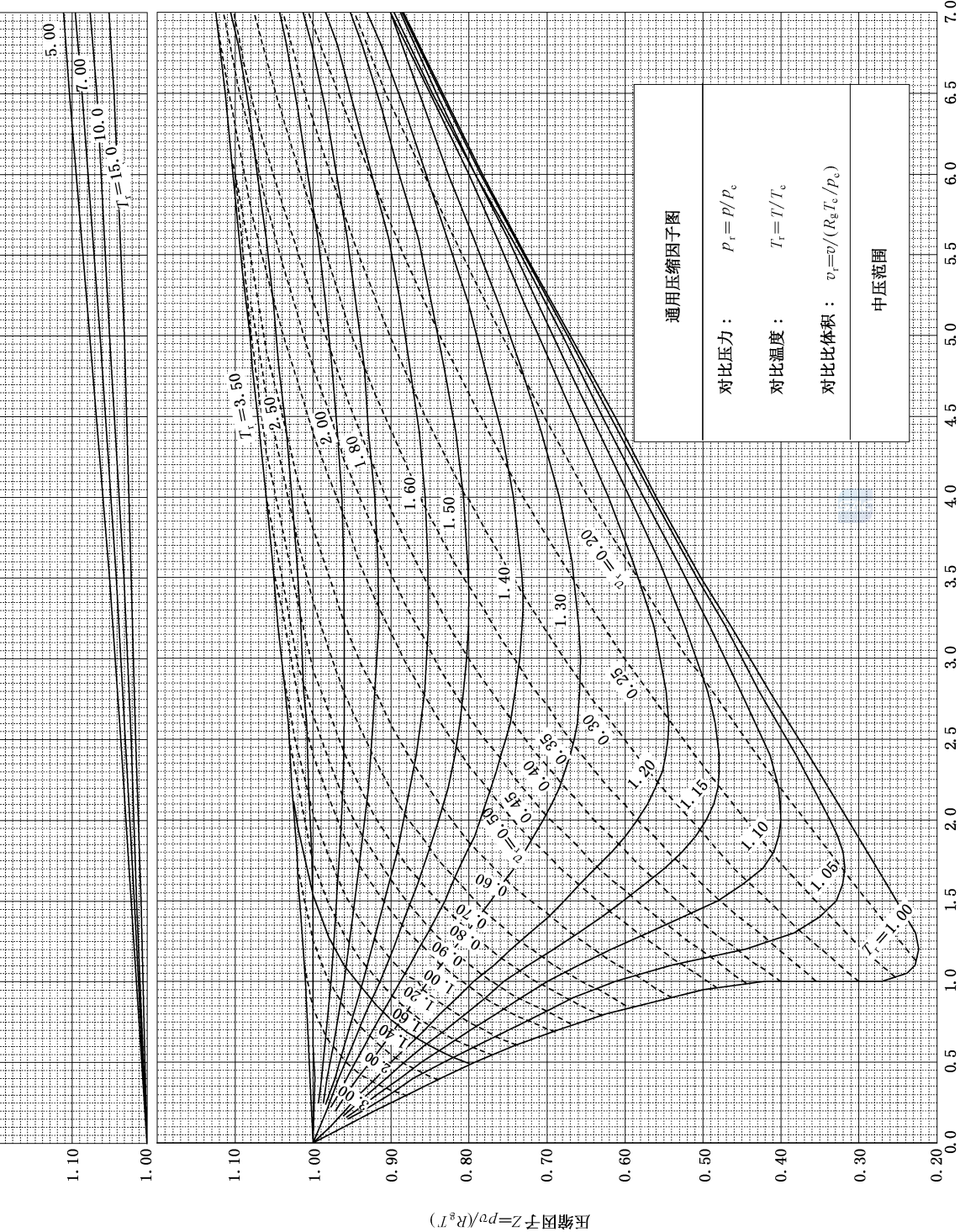


图 D-4 中压范围通用压缩因子

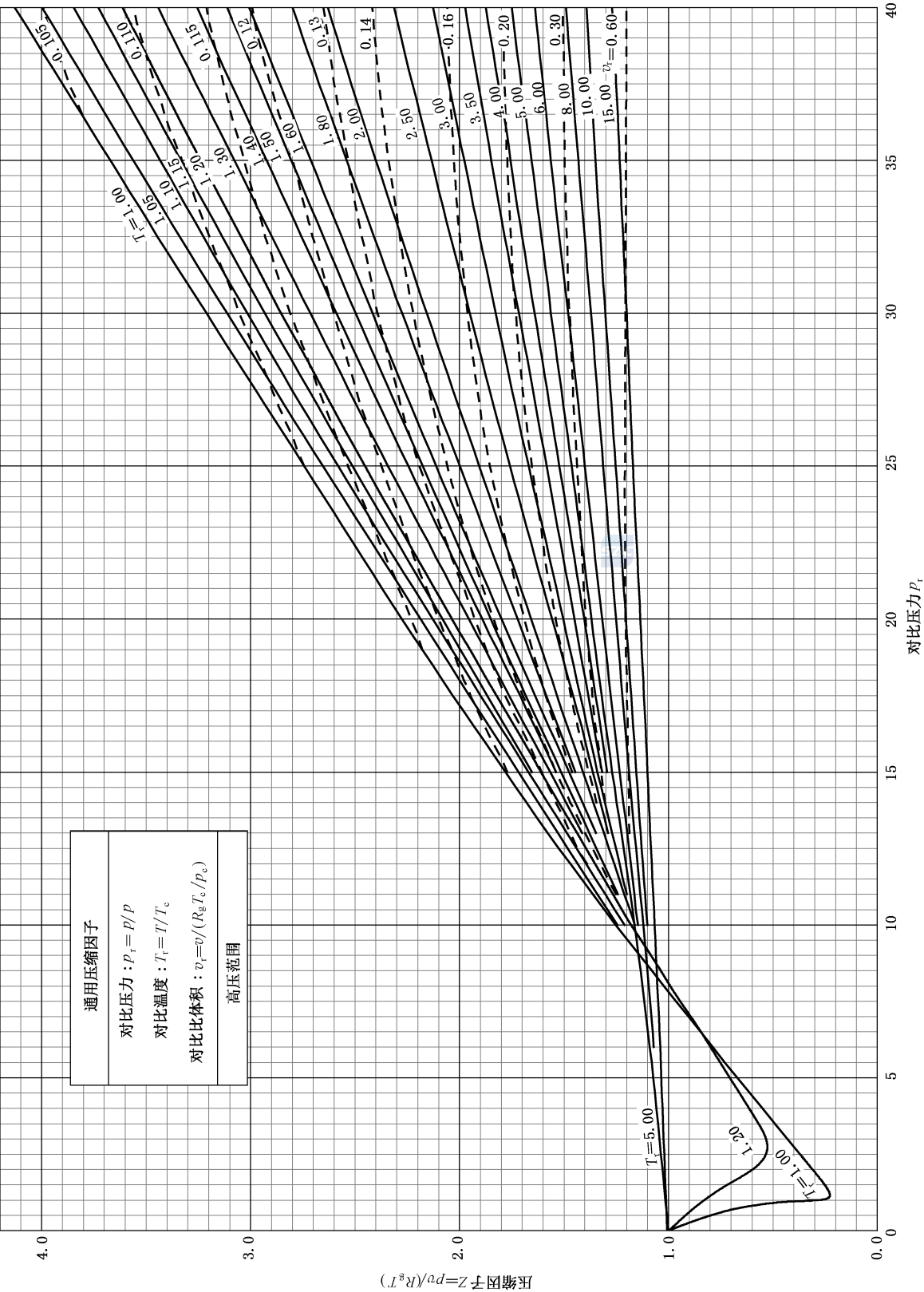


图 D-5 高压范围通用压缩因子

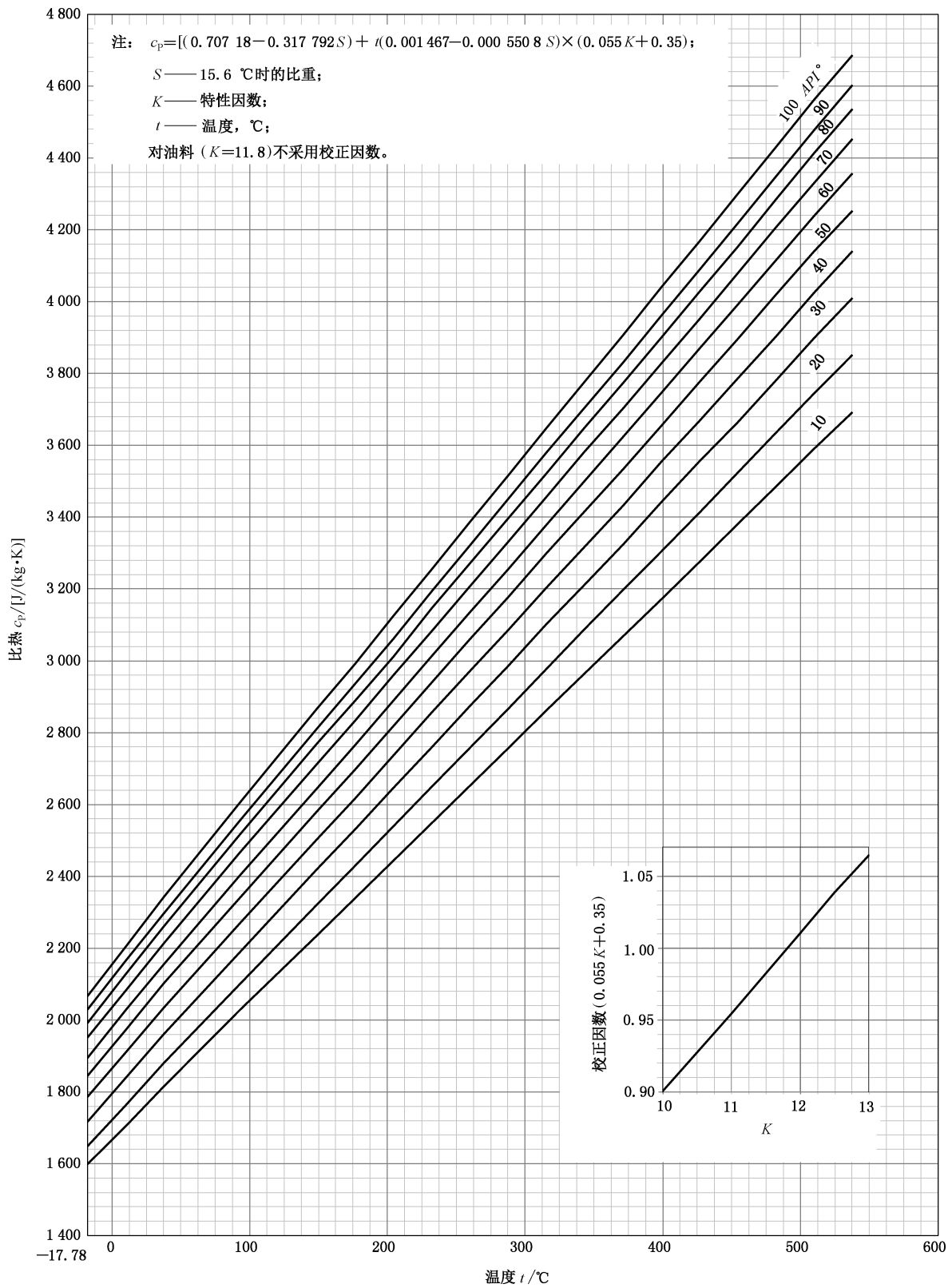


图 D-6 液态石油馏分的比热

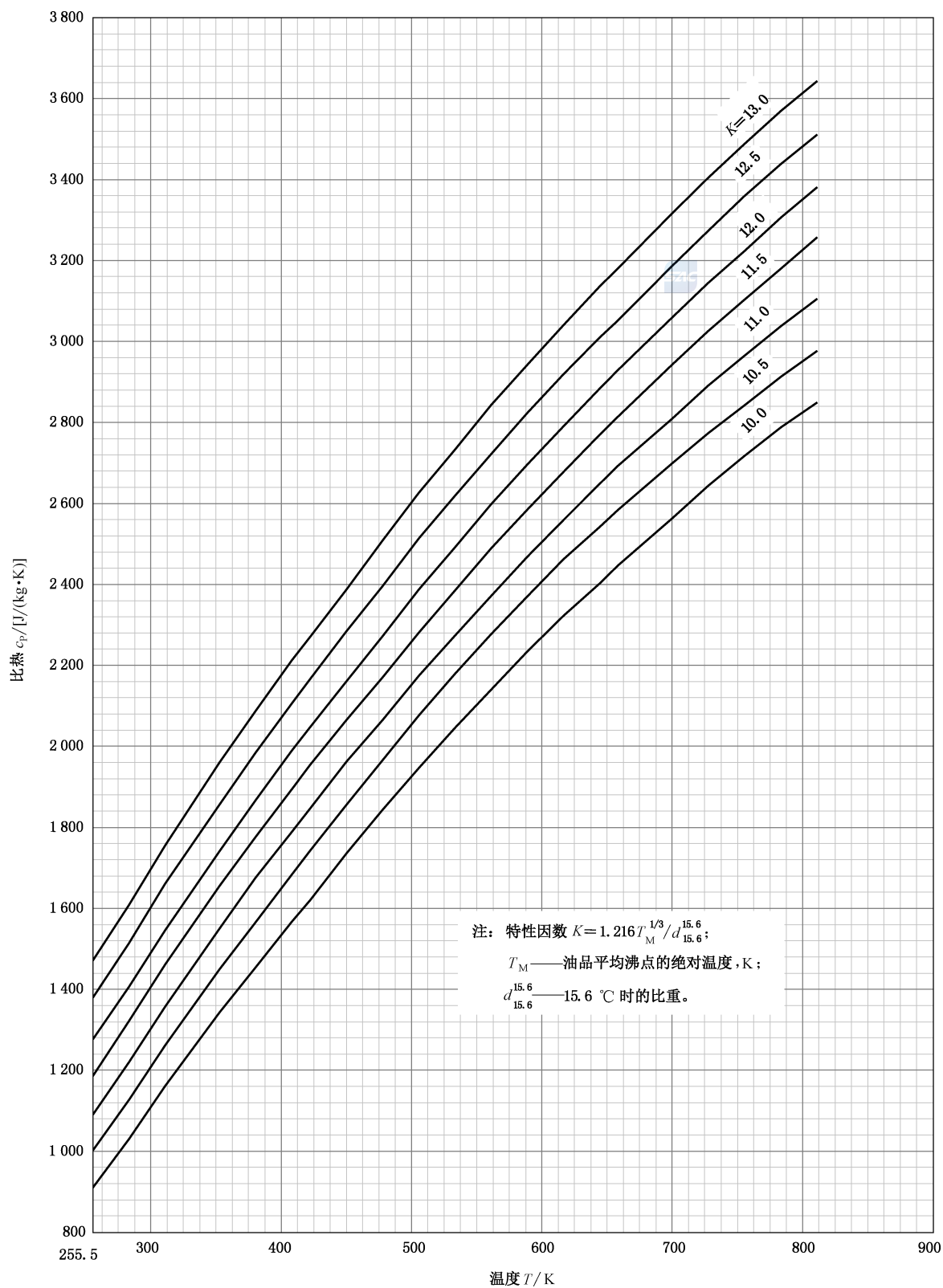


图 D-7 气相石油馏分的比热

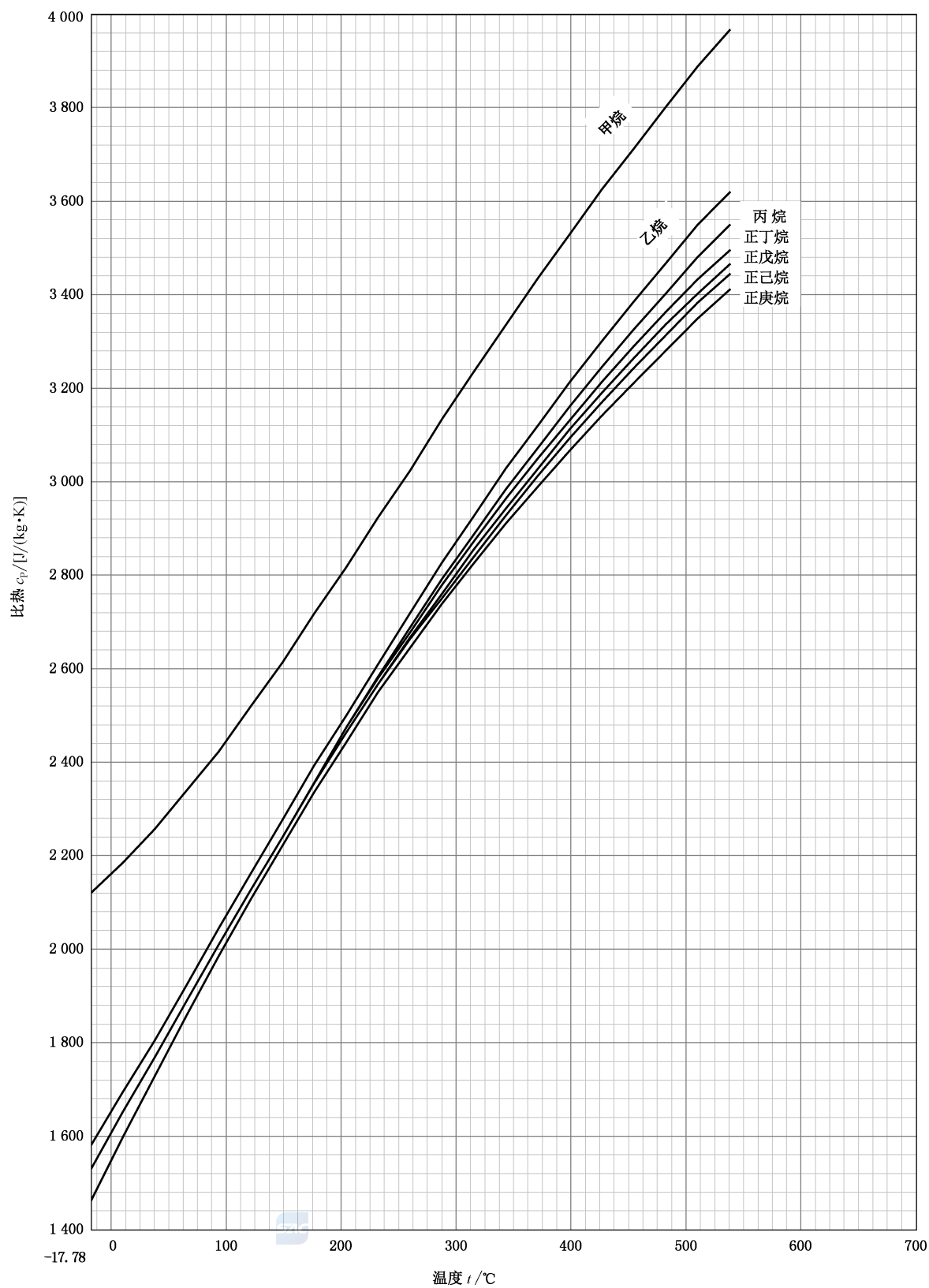


图 D-8 正构烷烃气体比热

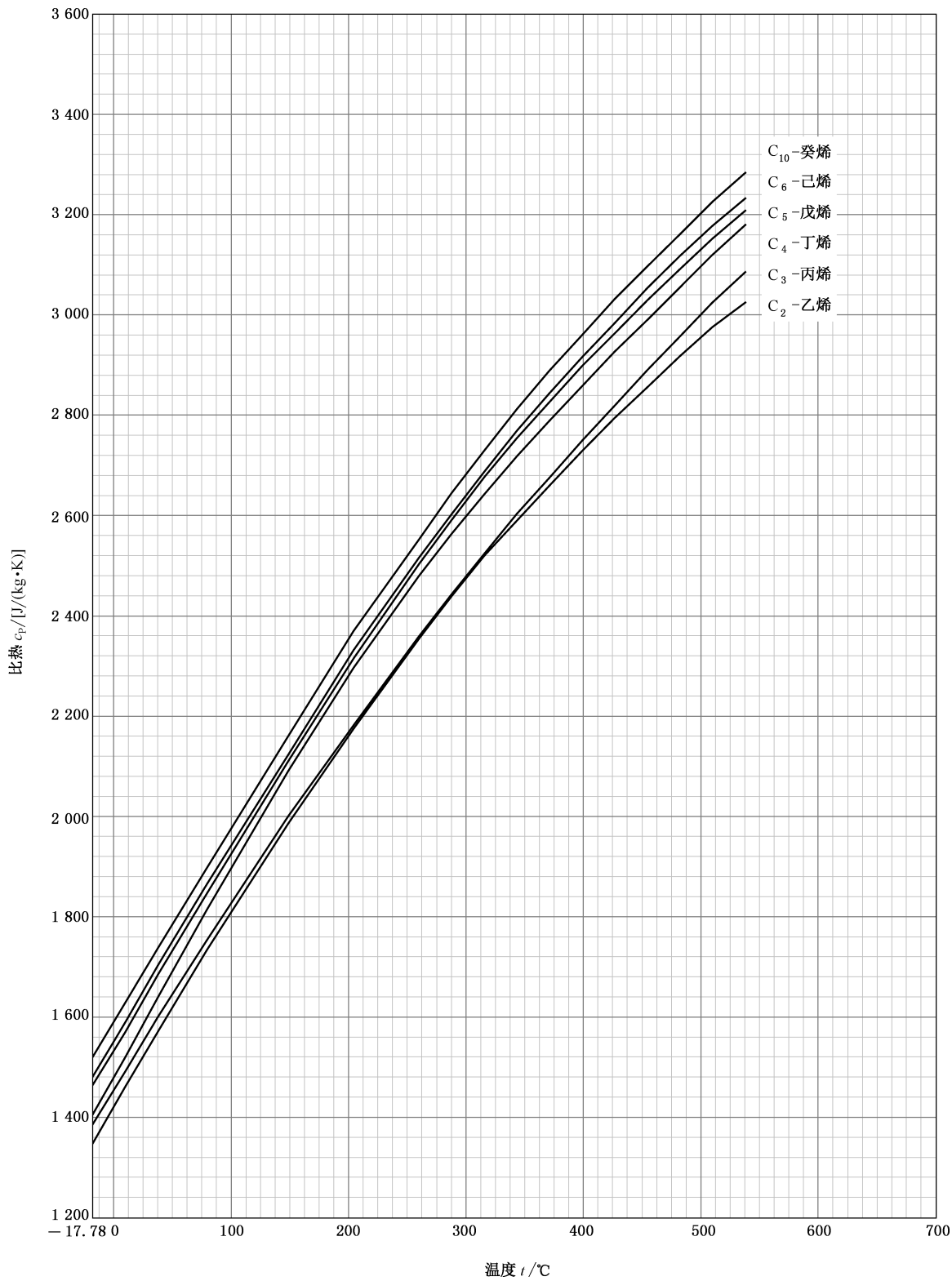


图 D-9 正单烯烃气体比热



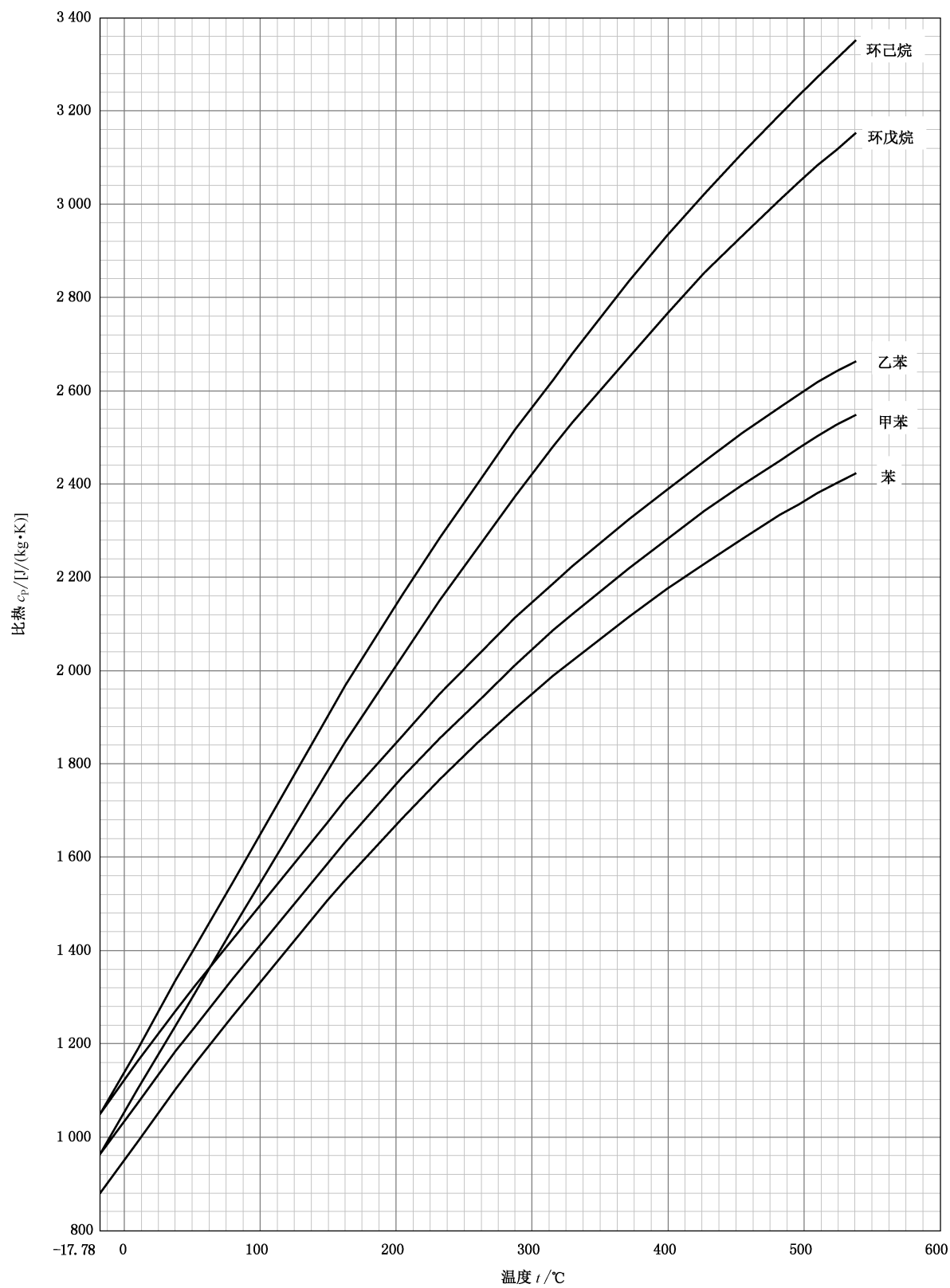


图 D-10 芳香烃和环烷烃气体比热



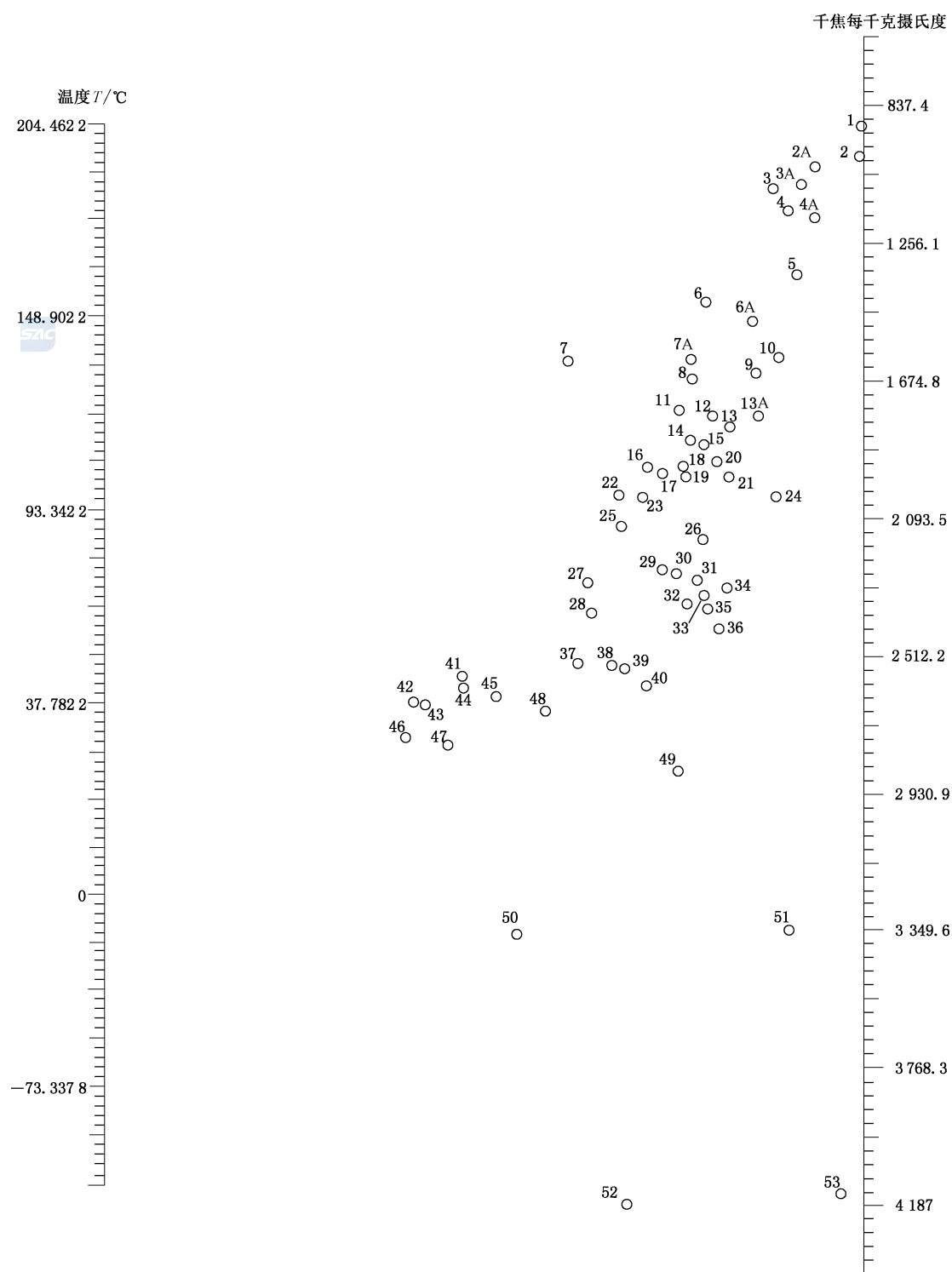


图 D-11 液体的比热共线图

表 D-2 液体温度范围

单位为摄氏度

编号	液体	温度范围	编号	液体	温度范围
1	乙基溴	5~25	23	苯	10~80
2	二硫化碳	-100~25	24	醋酸乙酯	-50~25
2A	氟里昂-11	-20~70	25	乙苯	0~100
3	四氯化碳	10~60	26	醋酸戊酯	0~100
3	全氯乙烯	-30~140	27	苄醇	-20~30
3A	氟里昂-113	-20~70	28	庚烷	0~60
4	氯仿	0~50	29	醋酸,100%	0~80
4A	氟里昂-21	-20~70	30	苯胺	0~130
5	二氯甲烷	-40~50	31	异丙醚	-80~20
6	氟里昂-12	-40~15	32	丙酮	20~50
6A	二氯乙烷	-30~60	33	辛烷	-50~25
7	乙基碘	0~100	34	壬烷	-50~25
7A	氟里昂-22	-20~60	35	己烷	-80~20
8	氯苯	0~100	36	乙醚	-100~25
9	硫酸,98%	10~45	37	戊醇	-50~25
10	苄基氯	-30~30	38	甘油	-40~20
11	二氧化硫	-20~100	39	乙二醇	-40~200
12	硝基苯	0~100	40	甲醇	-40~20
13	乙基氯	-30~40	41	异戊醇	10~100
13A	甲基氯	-80~20	42	乙醇,100%	30~80
14	萘	90~200	43	异丁醇	0~100
15	联苯	80~120	44	丁醇	0~100
16	苯醚	0~200	45	丙醇	-20~100
16	导热姆 A	0~200	46	乙醇,95%	20~80
17	对二甲苯	0~100	47	异丙醇	-20~50
18	间二甲苯	0~100	48	盐酸,30%	20~100
19	邻二甲苯	0~100	49	盐水,25%CaCl ₂	-40~20
20	吡啶	-50~25	50	乙醇,50%	20~80
21	癸烷	-80~25	51	盐水,25%NaCl	-40~20
22	二苯甲烷	30~100	52	氮	-70~50
23	甲苯	0~60	53	水	10~200

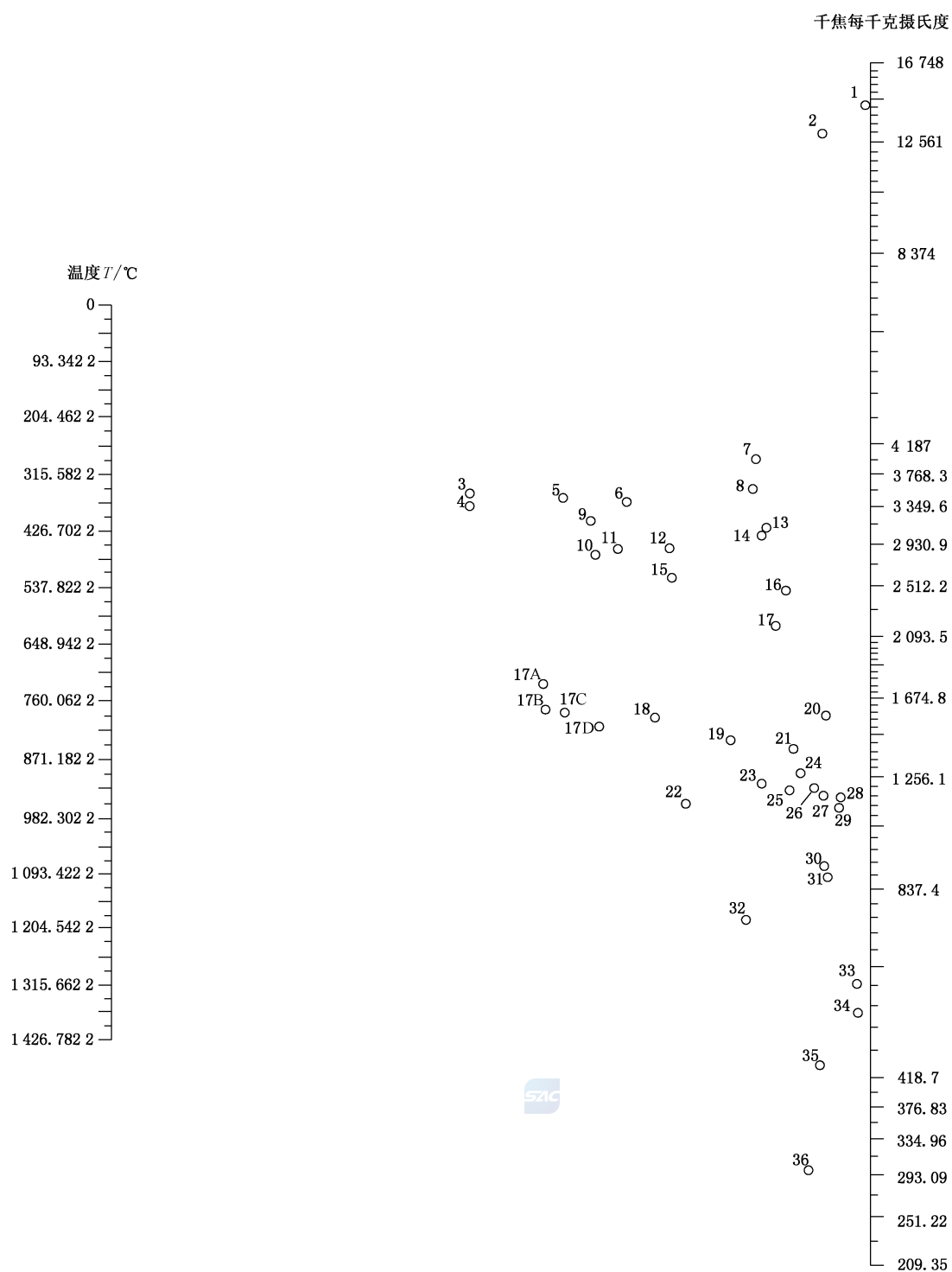


图 D-12 气体在一个大气压下的比热共线图

表 D-3 气体温度范围

单位为摄氏度

编号	气体	温度范围	编号	气体	温度范围
1	氢	0~598.9	18	二氧化碳	0~398.9
2	氢	598.9~1 398.9	19	硫化氢	0~698.9
3	乙烷	0~198.9	20	氟化氢	0~1 398.9
4	乙烯	0~198.9	21	硫化氢	698.9~1 398.9
5	甲烷	0~298.9	22	二氧化硫	0~398.9
6	甲烷	298.9~698.9	23	氧	0~498.9
7	甲烷	698.9~1 371.1	24	二氧化碳	398.9~1 398.9
8	乙烷	598.9~1 398.9	25	氧化氮	0~698.9
9	乙烷	198.9~598.9	26	氮	0~1 398.9
10	乙炔	0~198.9	26	一氧化碳	0~1 398.9
11	乙烯	198.9~598.9	27	空气	0~1 398.9
12	氨	0~598.9	28	氧化氮	698.9~1 398.9
13	乙烯	598.9~1 398.9	29	氧	498.9~1 398.9
14	氨	598.9~1 398.9	30	氯化氢	0~1 398.9
15	乙炔	198.9~398.9	31	二氧化硫	398.9~1 398.9
16	乙炔	398.9~1 398.9	32	氯	0~198.9
17	水	0~1 398.9	33	硫	298.9~1 398.9
17A	氟里昂-22	0~148.9	34	氯	198.9~1 398.9
17B	氟里昂-11	0~148.9	35	溴化氢	0~1 398.9
17C	氟里昂-21	0~148.9	36	碘化氢	0~1 398.9
17D	氟里昂-113	0~148.9			

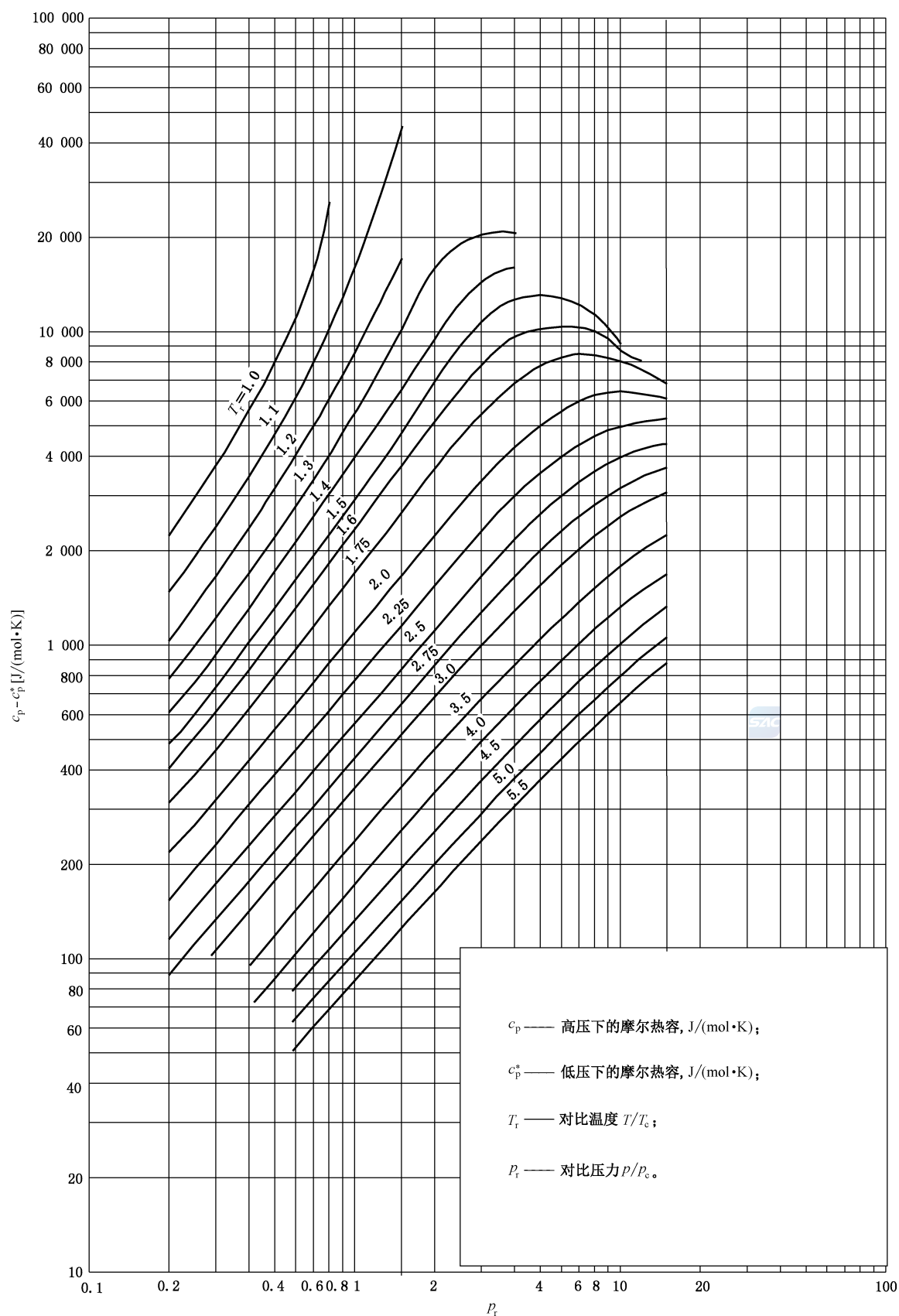


图 D-13 摩尔气体比热等温压力校正通用曲线图

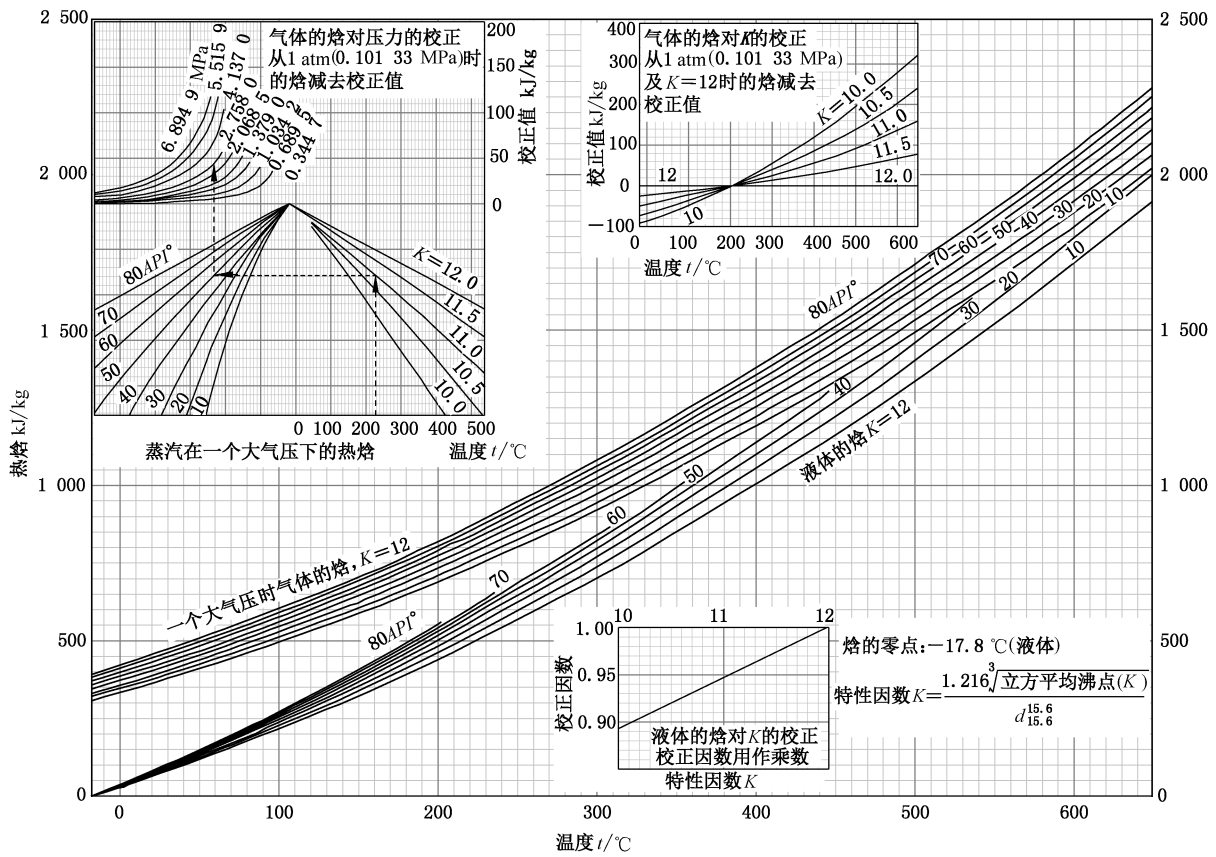


图 D-14 石油馏分的热焓

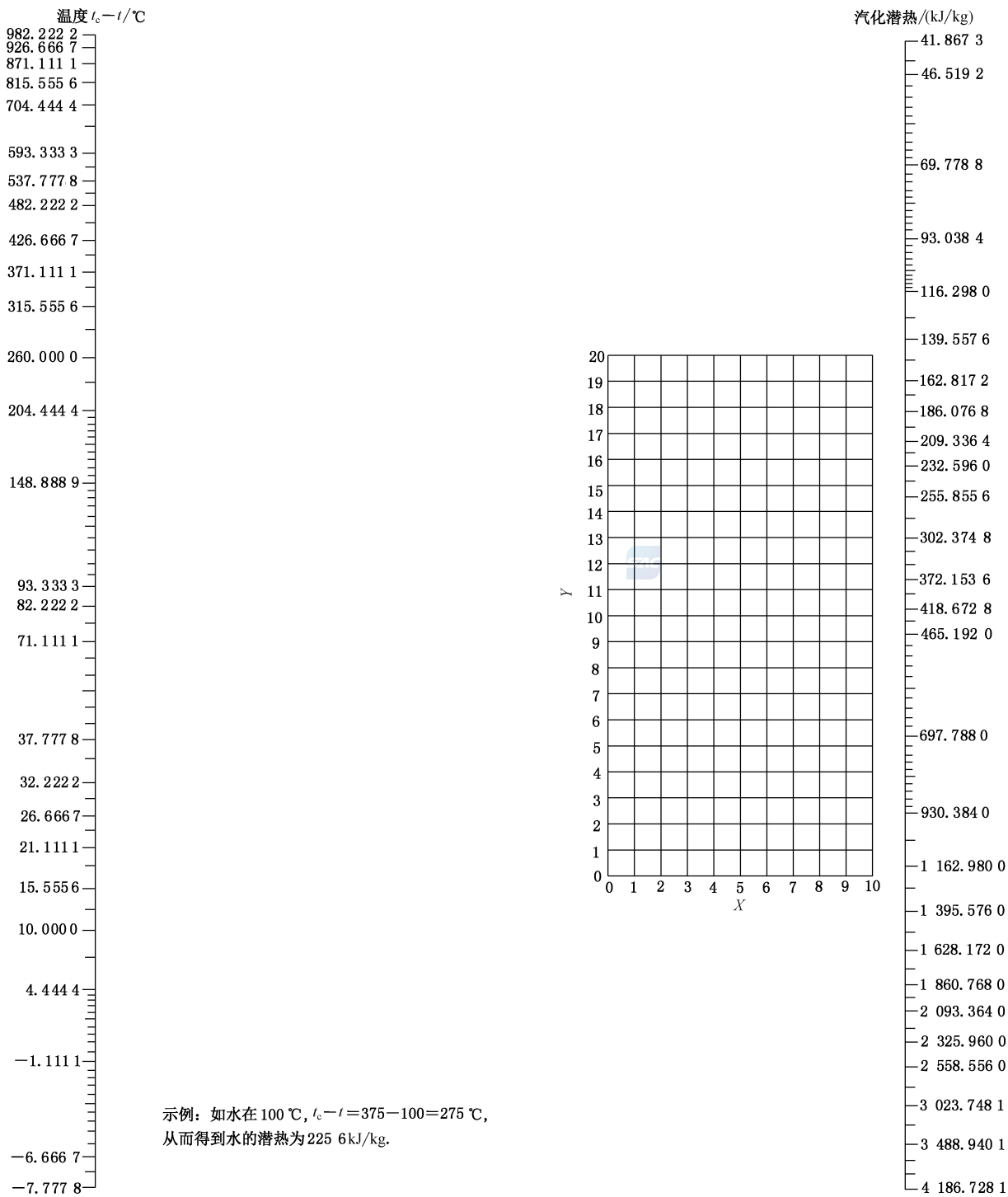


图 D-15 各种液体的气化潜热

表 D-4 气化潜热图的 X 和 Y

液体	$t_c/^\circ\text{C}$	$t_c - t/^\circ\text{C}$	X	Y	液体	$t_c/^\circ\text{C}$	$t_c - t/^\circ\text{C}$	X	Y
醋酸	320.6	100.0~200.0	5.6	11.9	乙醚	194.4	15.0~130.0	3.1	12.7
丙酮	235.0	140.0~240.0	4.0	10.3	乙醚	194.4	130.0~240.0	1.8	12.7
氨	133.3	80.0~200.0	3.2	3.8	氟里昂-11	197.8	70.0~250.0	3.6	17.3
戊醇	307.2	200.0~300.0	6.0	9.4	氟里昂-12	111.1	60.0~150.0	3.9	17.2
苯	288.9	10.0~300.0	3.6	12.5	氟里昂-21	162.8	80.0~219.4	3.3	15.4
正丁烷	152.8	40.0~70.0	2.6	11.6	氟里昂-22	96.1	50.0~160.0	4.0	15.1
丁烷	152.8	70.0~200.0	3.6	11.7	氟里昂-113	213.9	90.0~250.0	3.5	18.7
异丁烷	133.9	75.0~173.9	3.4	12.1	氟里昂-114	145.0	45.0~200.0	3.5	18.7
正丁醇	286.7	169.4~300.0	2.0	9.8	正庚烷	266.7	10.0~269.4	3.4	13.5
异丁醇	264.4	150.0~200.0	1.7	9.7	正己烷	235.6	55.0~240.0	3.4	13.2
丁醇	264.4	200.0~269.4	6.9	7.7	甲烷	46.7	10.0~90.0	5.2	8.3
另丁醇	264.4	169.4~269.4	5.6	8.8	甲醇	240.0	20.0~140.6	3.3	5.3
特丁醇	235.0	150.0~200.0	3.9	9.5	甲醇	240.0	139.4~240.0	3.6	4.7
二氧化碳	32.8	10.0~100.0	3.3	11.1	甲胺	157.2	100.0~200.0	4.1	6.5
二硫化碳	272.2	140.0~275.0	3.5	13.7	甲基氯	142.8	16.1~110.0	2.6	11.1
四氯化碳	283.3	10.0~300.0	3.6	17.3	甲基氯	142.8	110.0~119.4	5.2	11.2
氯	143.9	100.0~200.0	1.5	14.5	甲酸甲酯	213.9	150.0~250.0	1.9	11.3
氯仿	263.3	173.9~264.4	3.7	15.7	二氯甲烷	216.1	150.0~250.0	1.0	13.7
顺二氯乙烯	242.2	200.0~300.0	9.4	13.3	一氧化二氮	36.1	6.1~25.0	1.2	9.2
二甲氨	165.0	124.4~200.0	4.8	8.8	一氧化二氮	36.1	25.0~124.4	5.6	12.3
联苯	527.8	10.0~32.2	2.2	15.2	正辛烷	296.1	16.1~300.0	3.6	13.8
联苯	527.8	32.2~150.0	3.8	15.2	正戊烷	196.7	15.0~250.0	3.3	12.7
联苯	527.8	150.0~400.0	0.8	12.8	异戊烷	187.8	10.0~200.0	3.2	12.7
苯醚	511.1	80.0~339.4	3.1	15.5	丙烷	96.1	15.0~250.0	4.3	11.0
苯醚	511.1	339.4~500.0	6.2	14.5	正丙醇	263.9	25.0~269.4	2.1	8.8
乙烷	479.4	10.0~130.0	4.0	9.8	异丙醇	235.6	150.0~250.0	3.5	8.3
乙醇	243.3	10.0~140.0	3.1	7.0	吡啶	344.4	230.0~349.4	2.3	12.5
乙醇	243.3	140.6~250.0	4.7	6.3	二氧化硫	156.7	100.0~200.0	2.0	12.3
乙胺	183.3	130.0~230.0	3.9	9.0	甲苯	321.7	100.0~300.0	1.5	13.7
乙基氯	187.2	150.0~230.0	4.1	12.2	三氯乙烯	271.1	179.4~305.6	6.0	15.9
乙烯	10.0	10.0~50.0	3.0	9.3	水	375.0	10.0~357.2	3.0	1.0
乙烯	10.0	50.0~124.4	4.0	0.6					

表 D-5 定压比热与定容比热比(c_p/c_v)

物质	c_p/c_v	物质	c_p/c_v
乙炔	1.26	乙烯	1.255
空气	1.403	氦	1.660(−180 ℃)
氨	1.310	正己烷	1.08(80 ℃)
氟	1.688	氢	1.410
苯	1.10(93.3 ℃)	甲烷	1.31
二氧化碳	1.304	甲醇	1.203(77.2 ℃)
氯	1.355	氮	1.404
二氯二氟甲烷	1.139(25 ℃)	氧	1.401
乙烷	1.22	正戊烷	1.086(87.2 ℃)
乙醇	1.13(93.3 ℃)	二氧化硫	1.29
乙醚	1.08(35 ℃)		
注：除上述注明外,其余均为 15.6 ℃一个大气压下的数值。			



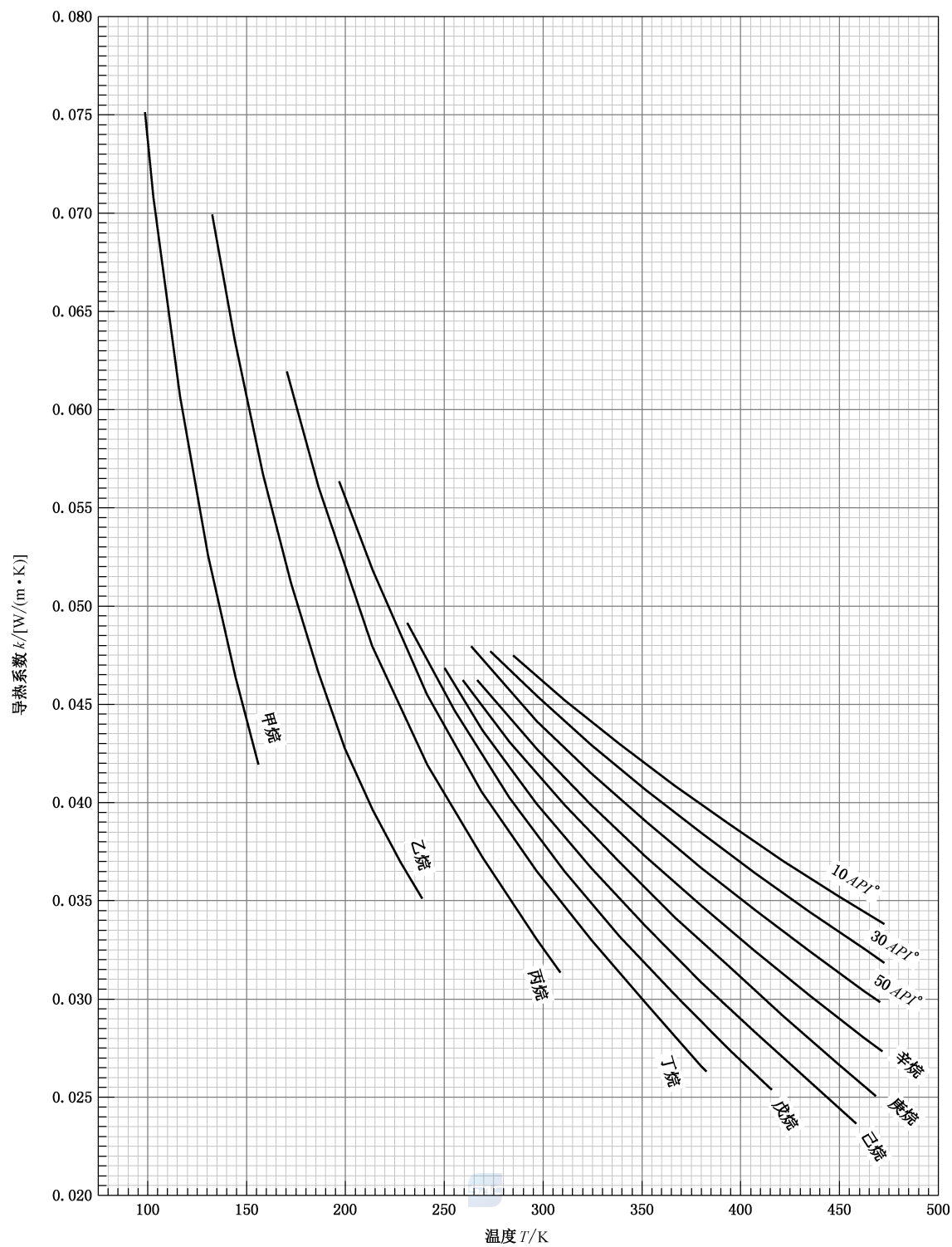


图 D-16 液态直链烷烃导热系数

表 D-6 液体的导热系数

液体	T/K	$k/[W/(m \cdot K)]$	液体	T/K	$k/[W/(m \cdot K)]$
醋酸	293.2	0.159 3	甲醛	194.3	0.320 2
	422.0	0.135 0		255.4	0.228 5
丙酮	255.4	0.161 0	甘油	293.2	0.200 8
	349.8	0.131 6		293.2	0.278 7
乙炔	133.2	0.237 1	正庚烷	472.0	0.313 3
	194.3	0.154 1		283.2	0.128 1
	273.2	0.098 7		422.0	0.086 6
丙烯酸	273.2	0.249 3	正己烷	283.2	0.124 6
	310.9	0.214 6		422.0	0.079 6
	433.2	0.148 9	庚醇	293.2	0.133 3
丙烯醇	293.2	0.164 4		410.9	0.122 9
	373.2	0.159 3	己醇	293.2	0.133 3
戊醇	293.2	0.154 1		394.3	0.128 1
	373.2	0.147 1	甲乙酮	255.4	0.154 1
苯胺	293.2	0.230 2		394.3	0.116 0
	422.0	0.154 1	甲醇	243.2	0.228 5
苯	293.2	0.147 1		422.0	0.166 2
	433.2	0.102 1	正壬烷	283.2	0.133 3
溴苯	273.2	0.112 5		422.0	0.096 9
	472.0	0.102 1	辛烷	283.2	0.131 6
正醋酸丙酯	273.2	0.141 9		422.0	0.093 5
	433.2	0.096 9	对二甲苯	293.2	0.131 6
异丁醇	233.2	0.173 1		353.2	0.112 5
	283.2	0.150 6		472.0	0.081 4
	344.3	0.133 3	戊烷	283.2	0.119 4
	422.0	0.129 8		394.3	0.083 1
正丁醇	233.2	0.180 0	正丙醇	233.2	0.183 5
	422.0	0.110 8		422.0	0.124 6
二硫化碳	193.2	0.145 4	异丙醇	233.2	0.159 3
	293.2	0.124 6		333.2	0.129 8
四氯化碳	193.2	0.122 9		422.0	0.124 6
	373.2	0.090 0	甲苯	273.2	0.143 7
氯苯	273.2	0.129 8		472.0	0.086 6
	472.0	0.117 7	三氯乙烯	233.2	0.145 4

表 D-6 液体的导热系数（续）

液体	T/K	$k/[W/(m \cdot K)]$	液体	T/K	$k/[W/(m \cdot K)]$
氯仿	199.8	0.143 7	三氯乙烯	303.2	0.112 5
	373.2	0.096 9		422.0	0.079 6
异丙苯	273.2	0.129 8	醋酸乙烯	273.2	0.152 3
	472.0	0.086 6		383.2	0.112 5
环己烷	277.6	0.154 1	水	273.2	0.593 7
	310.9	0.140 2		310.9	0.628 4
	394.3	0.103 9		366.5	0.663 0
二氯二氟甲烷	210.9	0.114 2		422.0	0.683 7
	283.2	0.109 1		488.7	0.650 9
	333.2	0.100 4		599.8	0.476 0
乙酸乙酯	273.2	0.152 3	邻二甲苯	273.2	0.150 6
	383.2	0.112 5		353.2	0.117 7
乙醇	233.2	0.190 4		472.0	0.083 1
	422.0	0.138 5	间二甲苯	273.2	0.138 5
乙苯	273.2	0.138 5		353.2	0.107 3
	472.0	0.077 9		472.0	0.076 2
注：假定导热系数随温度呈线性变化，在表中温度区间内，导热系数用插值法计算。					

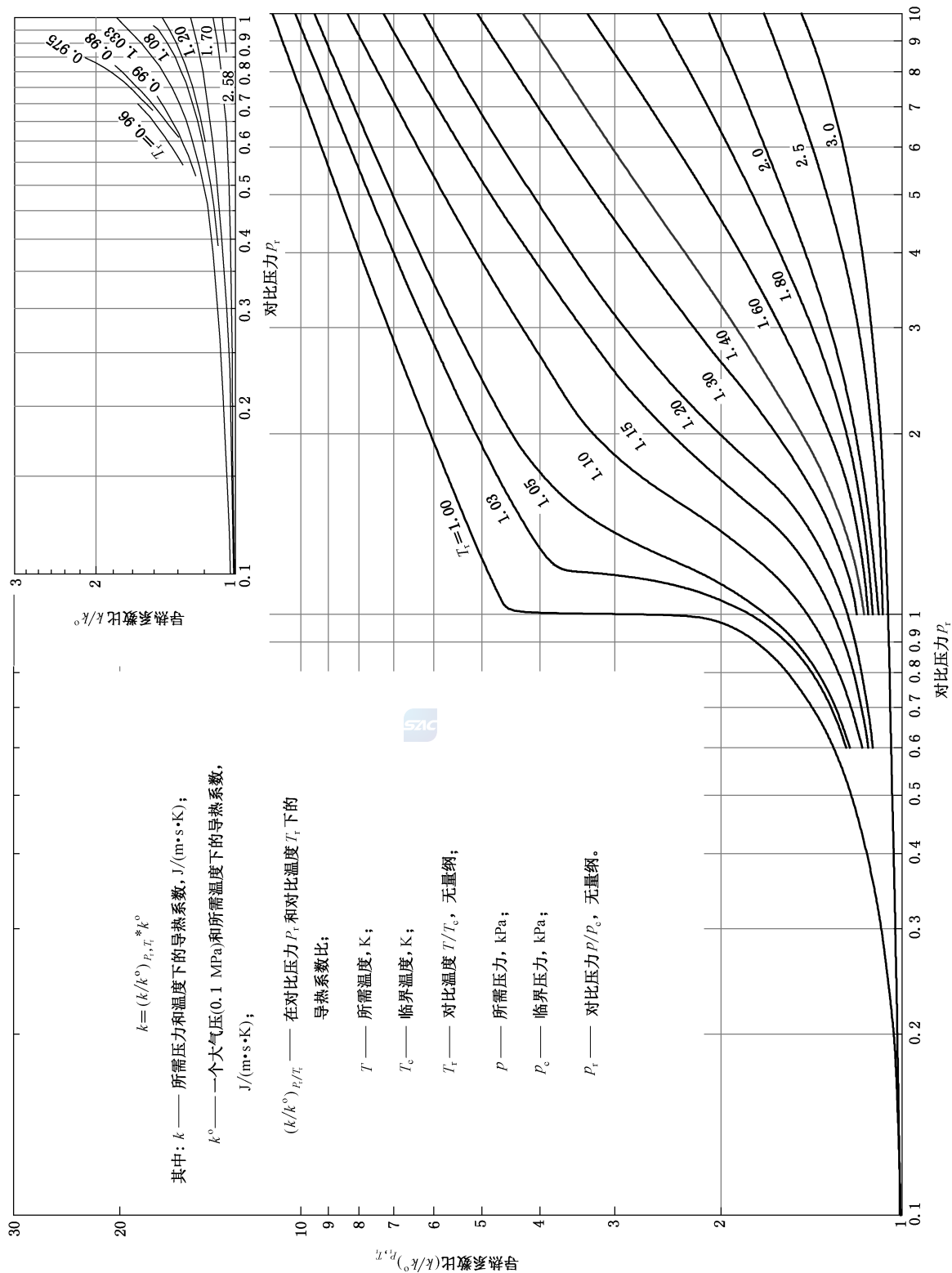
表 D-7 气体和蒸气的导热系数

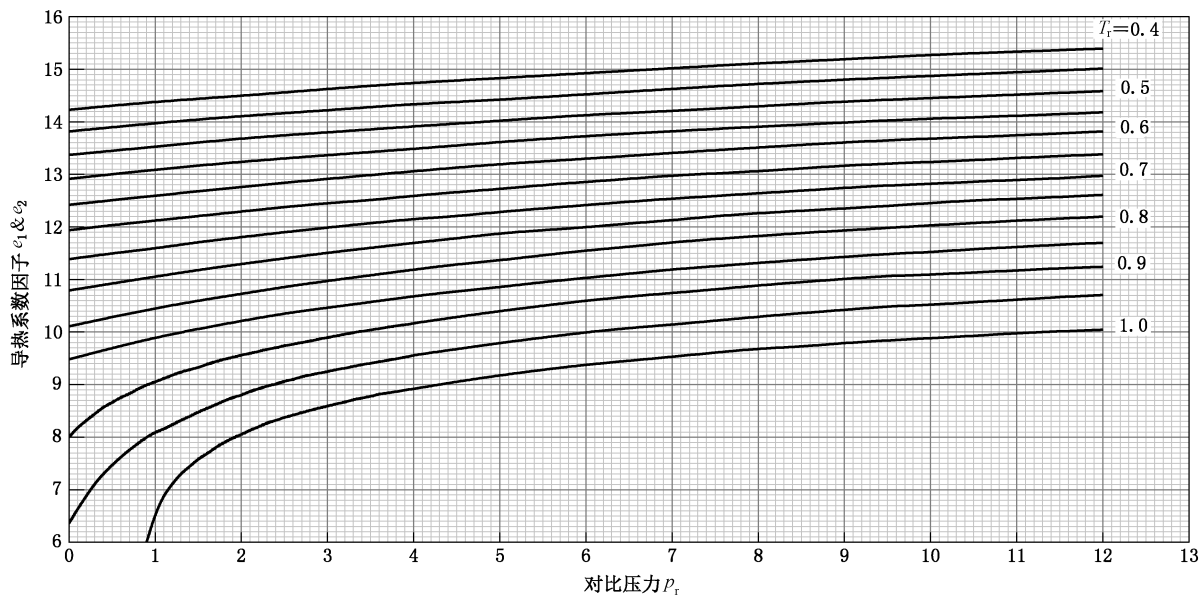
单位为瓦每米开尔文

气体(蒸气)	温度 <i>T</i> /K							
	73.2	173.2	273.2	323.2	373.2	473.2	573.2	673.2
丙酮			0.009 9	0.013 2	0.017 1	0.027 2		
乙炔		0.009 7	0.018 7	0.024 2	0.029 8			
空气	0.006 9	0.015 8	0.024 2		0.031 9	0.038 8	0.045 0	
氨		0.016 8 *	0.021 8		0.033 2	0.048 5	0.066 6	0.088 1
氟		0.010 9	0.016 4		0.021 3	0.025 6	0.029 6	
苯			0.009 0	0.013 0	0.017 8	0.028 7		
正丁烷			0.013 5		0.023 4			
己丁烷			0.013 8		0.024 1			
二氧化碳		0.011 1 *	0.014 5		0.022 2	0.030 6	0.039 6	
二硫化碳			0.006 9					
一氧化碳	0.006 4	0.015 2	0.023 2		0.030 5			
四氯化碳				0.007 3	0.009 0	0.011 8		

表 D-7 气体和蒸气的导热系数 (续)

气体(蒸气)	温度 T/K							
	73.2	173.2	273.2	323.2	373.2	473.2	573.2	673.2
氯			0.007 4					
氯仿			0.006 6	0.008 1	0.010 0	0.014 0		
环己烷					0.016 3			
二氯二氟甲烷			0.008 3	0.011 1	0.013 8	0.019 9		
己烷		0.009 5	0.018 3		0.030 3			
醋酸乙酯				0.012 8	0.016 6	0.026 0		
乙醇			0.014 0		0.021 5			
乙基氯			0.009 5		0.016 4	0.025 1		
乙醚			0.013 3	0.017 5	0.022 7	0.034 6		
乙烯		0.008 8	0.017 5	0.022 7	0.027 9			
氦	0.058 5	0.105 9	0.141 6		0.171 0			
正庚烷					0.017 8	0.019 4		
正己烷			0.012 5	0.013 8+				
乙烯			0.010 6		0.018 9			
氢	0.050 7	0.112 9	0.167 2		0.214 6	0.256 9	0.295 1	
硫化氢			0.013 2					
汞						0.034 1		
甲烷	0.007 8	0.018 9	0.030 5		0.044 1	0.062 0	0.084 8	
醋酸甲酯			0.010 2	0.011 8+				
甲醇			0.014 4		0.022 2			
甲基氯			0.009 2	0.012 8	0.016 3	0.024 2		
二氯甲烷			0.006 8	0.008 7	0.010 9	0.015 8		
氟			0.004 5					
一氧化氮		0.015 4	0.023 9	0.027 9				
氮	0.006 9	0.015 8	0.024 1		0.031 3	0.038 1	0.044 1	0.049 7
氧化亚氮		0.008 1	0.015 2		0.023 9			
氧	0.006 6	0.015 8	0.024 6	0.028 7	0.032 5			
正戊烷			0.012 8	0.014 4+				
异戊烷			0.012 5		0.022 0			
丙烷			0.015 1		0.026 1			
二氧化硫			0.008 7		0.011 9			
水蒸气					0.023 5	0.031 5	0.039 8	0.048 3
注：“*”287.6 K 时的数值，“+”293.2 K 时的数值。								





注：压力 p_2 和温度 T 下的导热系数 k_2 ，按公式(D-9)计算。

$$k_2 = k_1 \left(\frac{e_2}{e_1} \right)$$

..... (D -9)

式中：

- k_1 —— p_1 和 T 下的导热系数；
- k_2 —— p_2 和 T 下的导热系数；
- e_1 —— p_{r1} 和 T_r 下的导热系数因子；
- e_2 —— p_{r2} 和 T_r 下的导热系数因子；
- p_1, p_2 —— 压力, Pa 绝压；
- P_c —— 临界压力, Pa 绝压；
- $p_{r1} = p_1 / p_c$, 无因次；
- $p_{r2} = p_2 / p_c$, 无因次；
- T —— 温度, K；
- T_c —— 临界温度, K。
- $T_r = T / T_c$, 无量纲

图 D-18 液体导热系数压力校正通用关联图

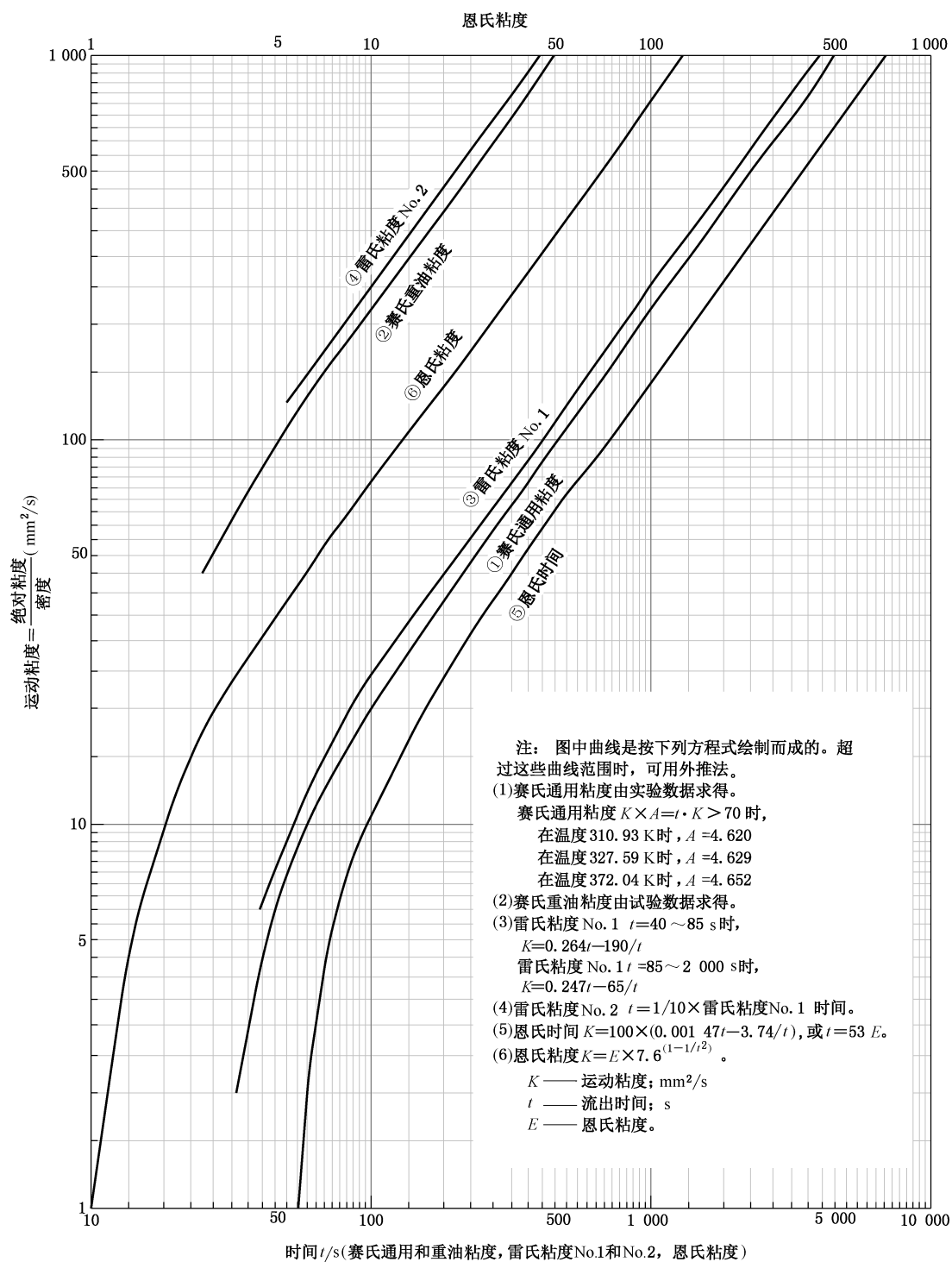


图 D-19 石油油品的粘度-温度关系

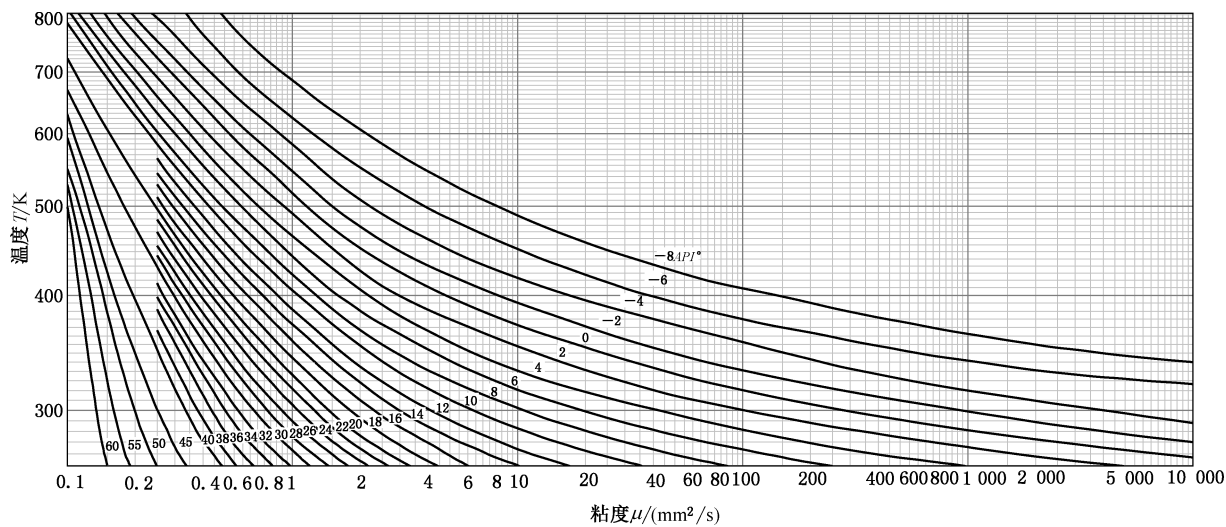


图 D-20 特性因数 $K = 10.0$ 石油油品的粘度-温度关系

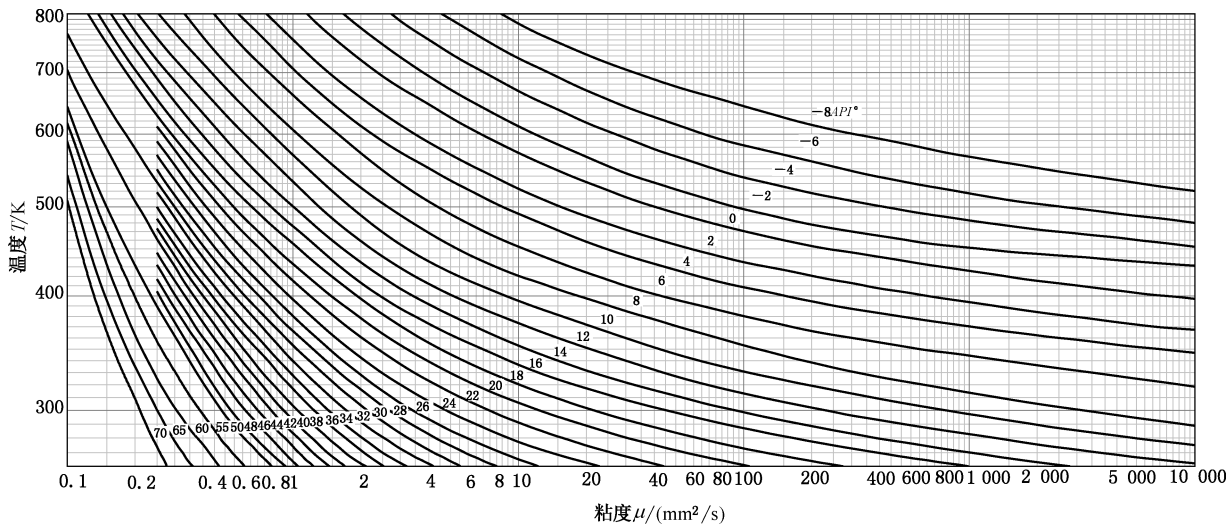


图 D-21 特性因数 $K = 11.0$ 石油油品的粘度-温度关系

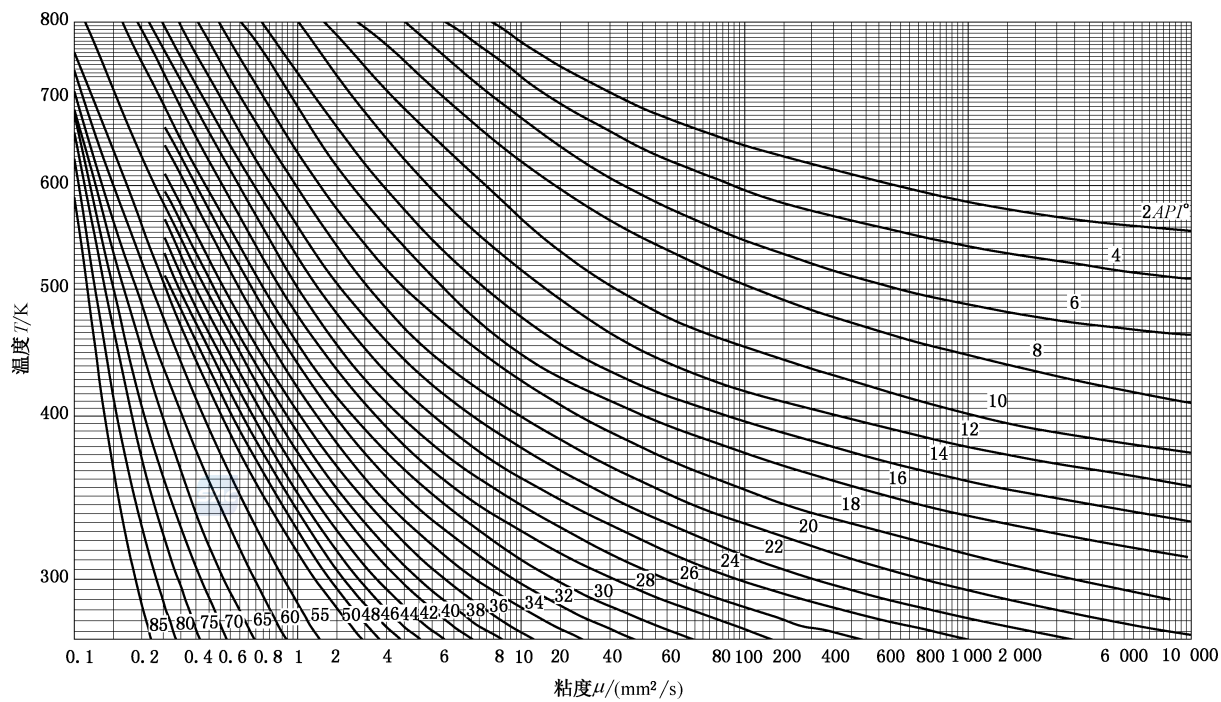


图 D-22 特性因数 $K = 11.8$ 石油油品的粘度-温度关系

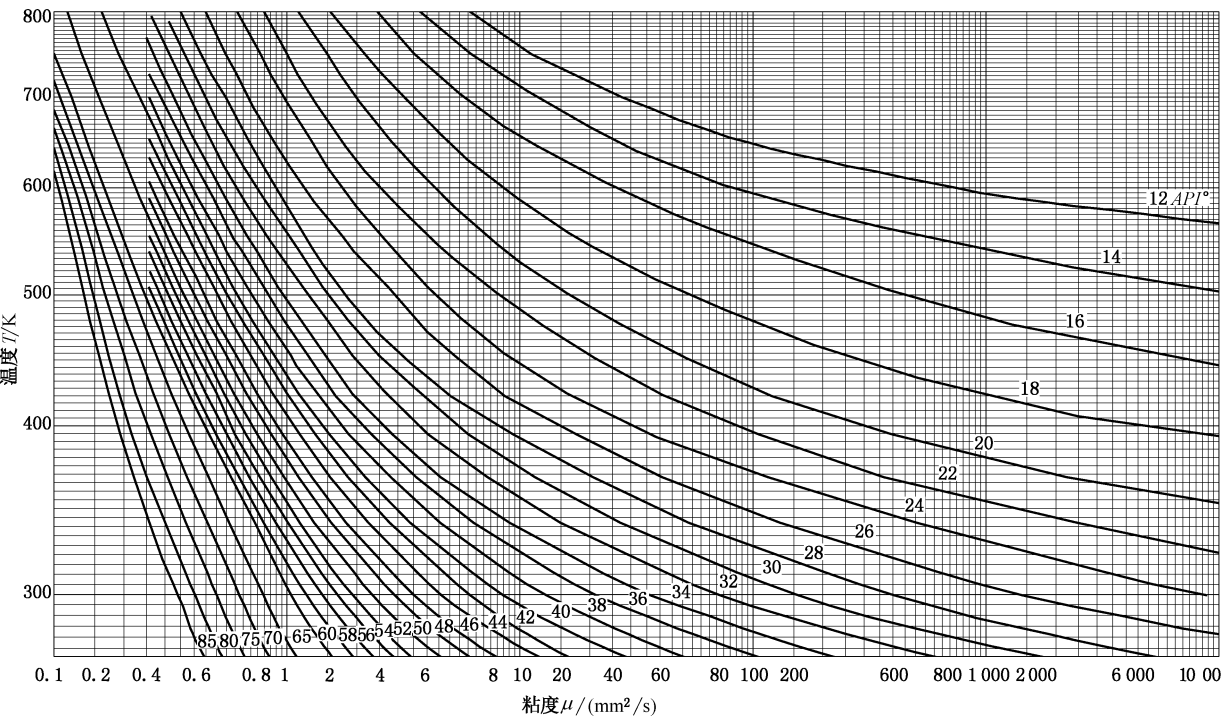


图 D-23 特性因数 $K = 12.5$ 石油油品的粘度-温度关系

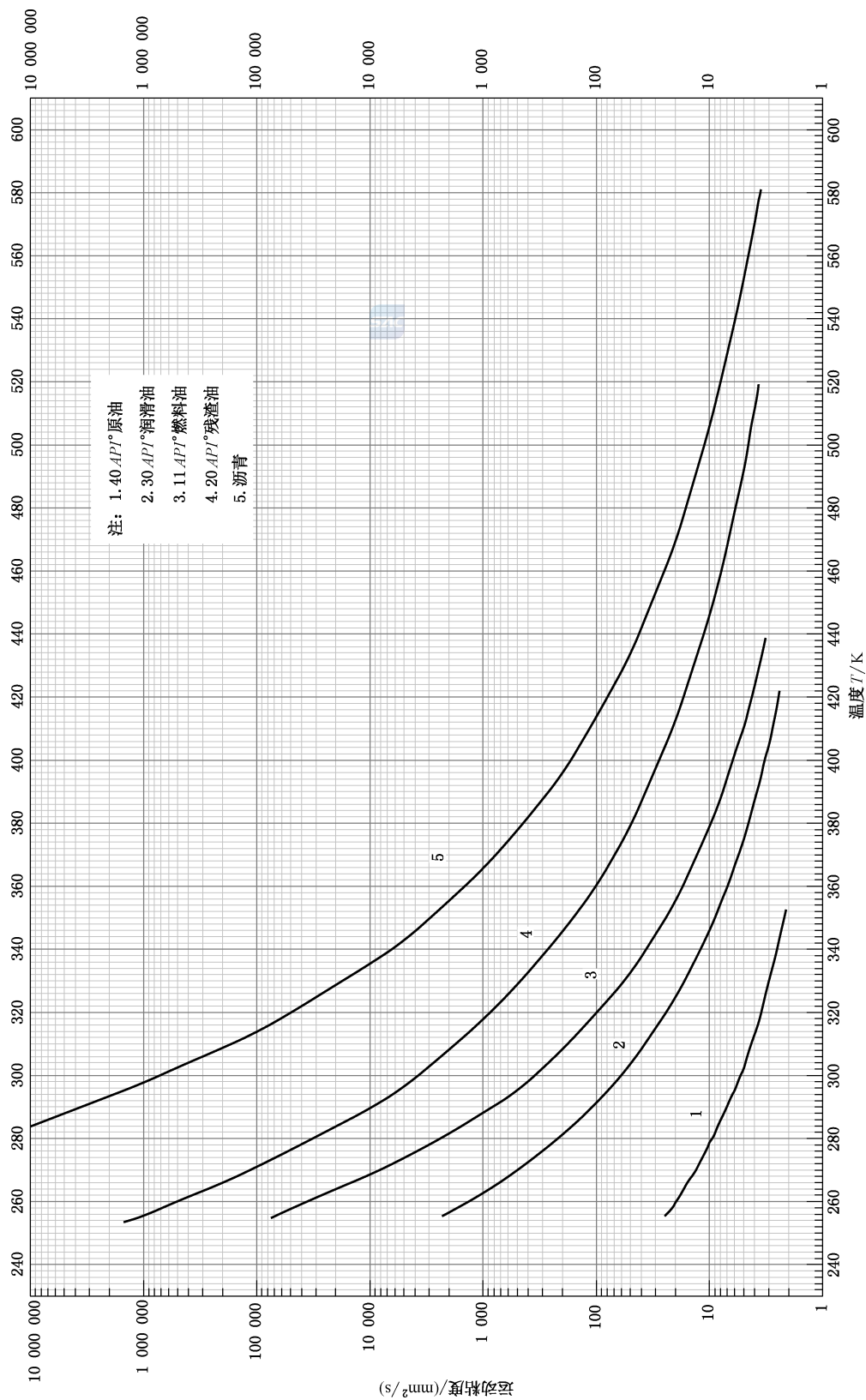


图 D-24 烃类和石油馏分(高粘度)粘度—温度图

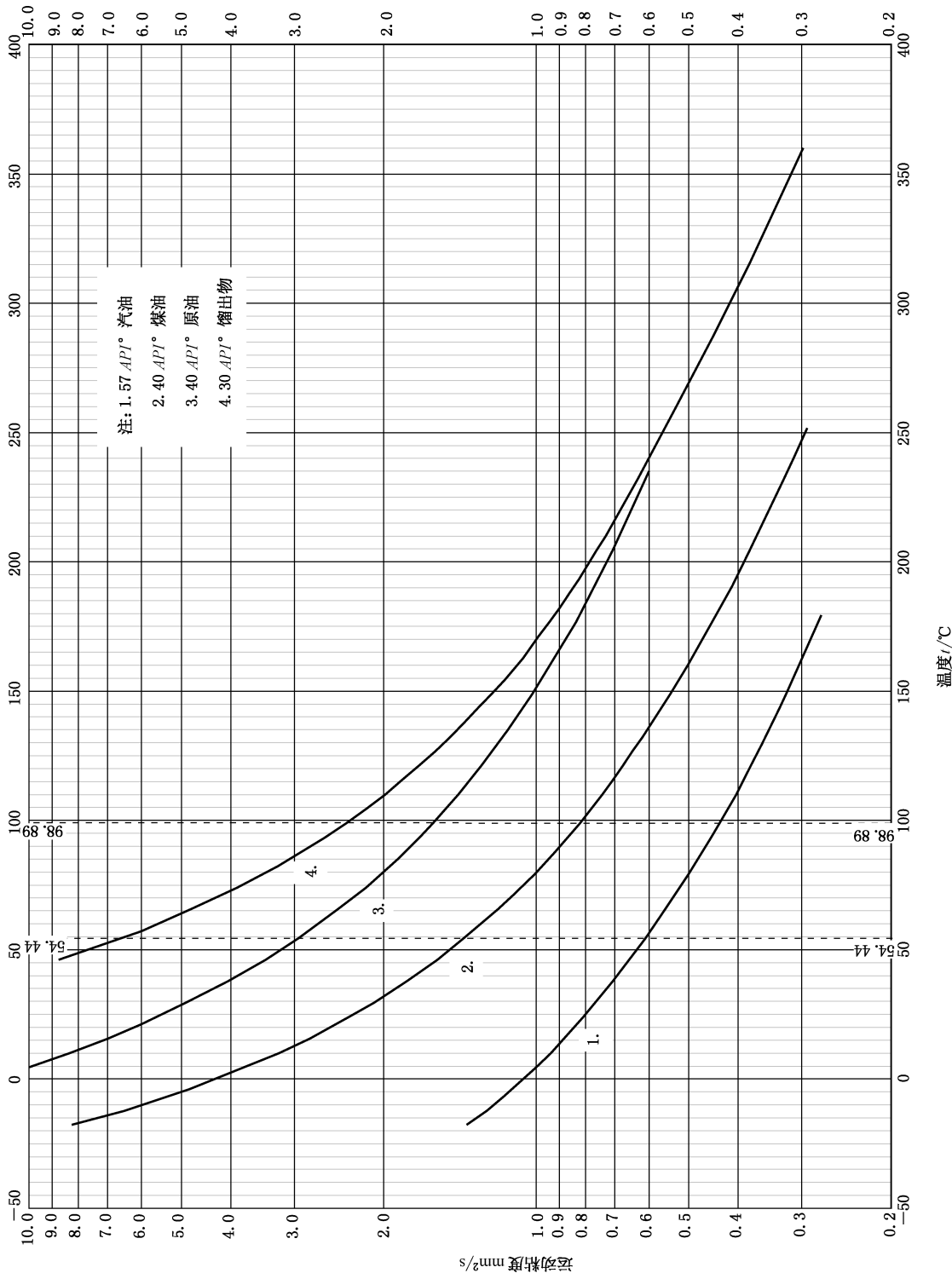


图 D-25 烃类和石油馏分(低粘度)粘度—温度图

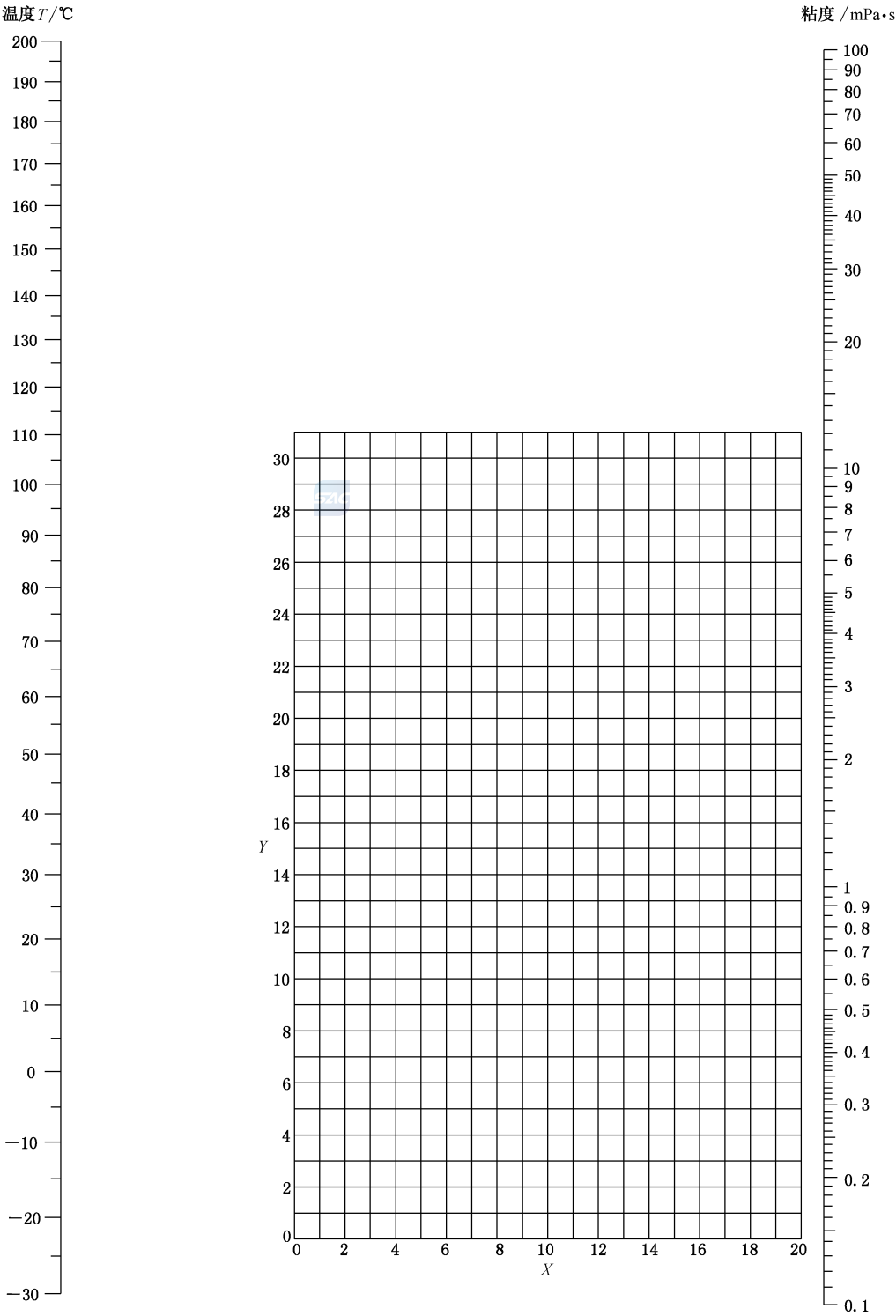


图 D-26 液体粘度共线图

表 D-8 液体粘度共线图的 X 和 Y

编号	液体	X	Y	编号	液体	X	Y
1	乙醛	15.2	4.8	35	二氯乙烷	13.2	12.2
2	醋酸,100%	12.1	14.2	36	二氯甲烷	14.6	8.9
3	醋酸,70%	9.5	17.0	37	草酸二乙酯	11.0	16.4
4	醋酸酐	12.7	12.8	38	草酸二甲酯	12.3	15.8
5	丙酮,100%	14.5	7.2	39	联苯	12.0	18.3
6	丙酮,35%	7.9	15.0	40	草酸二丙酯	10.3	17.7
7	烯丙醇	10.2	14.3	41	醋酸乙酯	13.7	9.1
8	氨,100%	12.6	2.0	42	乙醇,100%	10.5	13.8
9	氨,26%	10.1	13.9	43	乙醇,95%	9.8	14.3
10	醋酸戊酯	11.8	12.5	44	乙醇,40%	6.5	16.6
11	戊醇	7.5	18.4	45	乙苯	13.2	11.5
12	苯胺	8.1	18.7	46	乙其溴	14.5	8.1
13	茴香醚	12.3	13.5	47	乙基氯	14.8	6.0
14	三氯化砷	13.9	14.5	48	乙醚	14.5	5.3
15	苯	12.5	10.9	49	甲酸乙酯	14.2	8.4
16	盐水,CaCl ₂ ,25%	6.6	15.9	50	乙基碘	14.7	10.3
17	盐水,NaCl,25%	10.2	16.6	51	乙二醇	6.0	23.6
18	溴	14.2	13.2	52	甲酸	10.7	15.8
19	溴甲苯	20.0	15.9	53	氟里昂-11	14.4	9.0
20	醋酸丁酯	12.3	11.0	54	氟里昂-12	16.8	5.6
21	丁醇	8.6	17.2	55	氟里昂-21	15.7	7.5
22	丁酸	12.1	15.3	56	氟里昂-22	17.2	4.7
23	二氧化碳	11.6	0.3	57	氟里昂-113	12.5	11.4
24	二硫化碳	16.1	7.5	58	甘油,100%	2.0	30.0
25	四氯化碳	12.7	13.1	59	甘油,50%	6.9	19.6
26	氯苯	12.3	12.4	60	庚烯	14.1	8.4
27	氯仿	14.4	10.2	61	己烷	14.7	7.0
28	氯磺酸	11.2	18.1	62	盐酸,31.5%	13.0	16.6
29	邻氯甲苯	13.0	13.3	63	异丁醇	7.1	18.0
30	间氯甲苯	13.3	12.5	64	异丁酸	12.2	14.4
31	对氯甲苯	13.3	12.5	65	异丙醇	8.2	16.0
32	间甲酚	2.5	20.8	66	煤油	10.2	16.9
33	环己醇	2.9	24.3	67	生亚麻籽油	7.5	27.2
34	二溴乙烷	12.7	15.8	68	汞	18.4	16.4

表 D-8 液体粘度共线图的 X 和 Y (续)

编号	液体	X	Y	编号	液体	X	Y
69	甲醇,100%	12.4	10.5	90	丙基氯	14.4	7.5
70	甲醇,90%	12.3	11.8	91	丙基碘	14.1	11.6
71	甲醇,40%	7.8	15.5	92	钠	16.4	13.9
72	醋酸甲酯	14.2	8.2	93	氢氧化钠	3.2	25.8
73	甲基氯	15.0	3.8	94	氯化锡	13.5	12.8
74	丁酮	13.9	8.6	95	二氧化硫	15.2	7.1
75	苯	7.9	18.1	96	硫酸,110%	7.2	27.4
76	硝酸,95%	12.8	13.8	97	硫酸,98%	7.0	24.8
77	硝酸,60%	10.8	17.0	98	硫酸,60%	10.2	21.3
78	硝酸苯	10.6	16.2	99	硫酰氯	15.2	12.4
79	硝基甲苯	11.0	17.0	100	四氯乙烷	11.9	15.7
80	辛烷	13.7	10.0	101	四氯乙烯	14.2	12.7
81	辛醇	6.6	21.1	102	四氯化钛	14.4	12.3
82	五氯乙烷	10.9	17.3	103	甲苯	13.7	10.4
83	戊酚	14.9	5.2	104	三氯乙烯	14.8	10.5
84	酚	6.9	20.8	105	松节油	11.5	14.9
85	三溴化磷	13.8	16.7	106	醋酸乙烯酯	14.0	8.8
86	三氯化磷	16.2	10.9	107	水	10.2	13.0
87	丙酸	12.8	13.8	108	邻二甲苯	13.5	12.1
88	丙醇	9.1	16.5	109	间二甲苯	13.9	10.6
89	丙基溴	14.5	9.6	110	对二甲苯	13.9	10.9

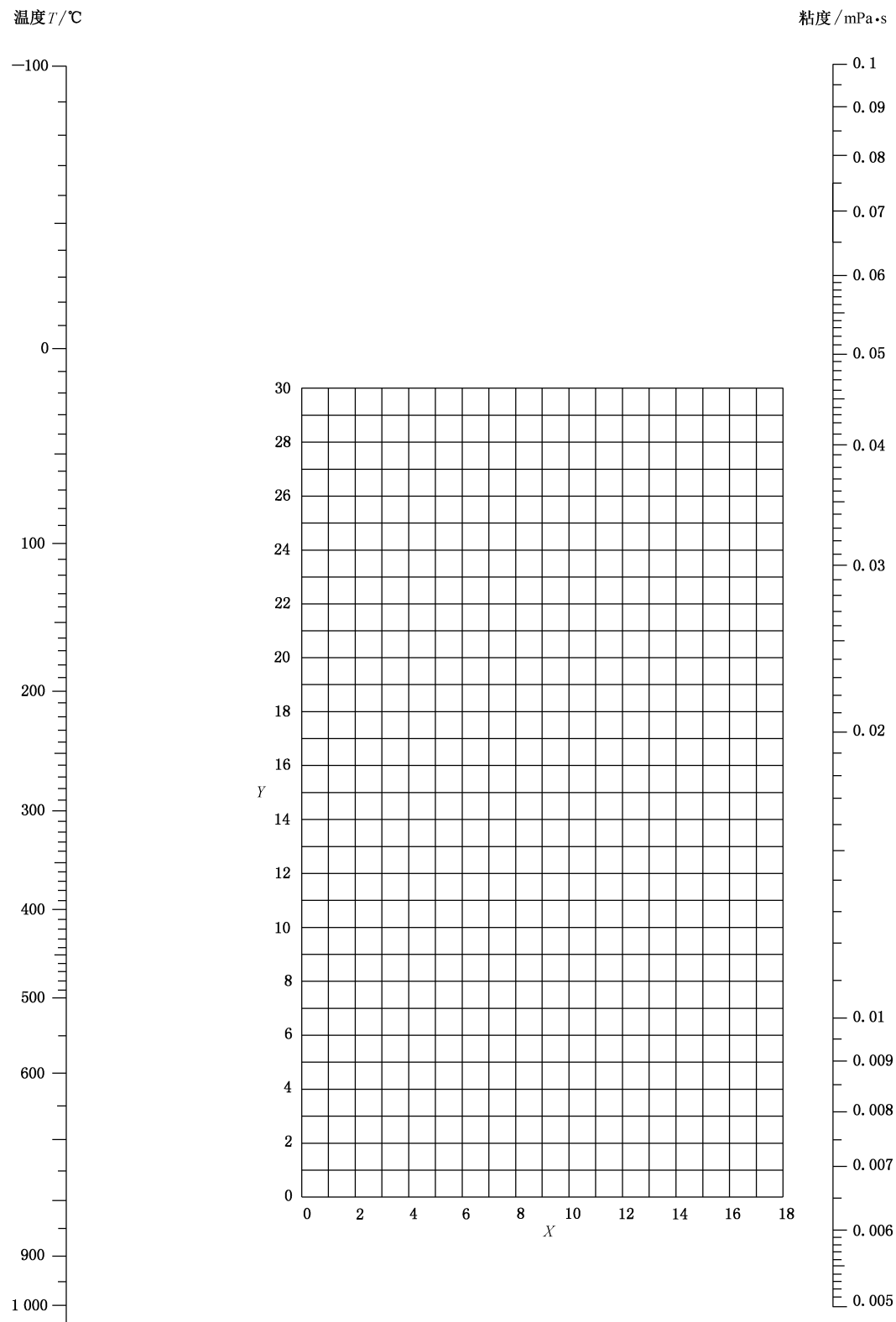


图 D-27 一个大气压下气体和蒸汽的粘度

表 D-9 一个大气压下气体和蒸汽的粘度图的 *X* 和 *Y*

编号	气体	<i>X</i>	<i>Y</i>	编号	气体	<i>X</i>	<i>Y</i>
1	醋酸	7.7	14.3	29	氟里昂-113	11.3	14.0
2	丙酮	8.9	13.0	30	氦	10.9	20.5
3	乙炔	9.8	14.9	31	乙烷	8.6	11.8
4	空气	11.0	20.0	32	氢	11.2	12.4
5	氨	8.4	16.0	33	3H ₂ +1N ₂	11.2	17.2
6	氟	10.5	22.4	34	溴化氢	8.8	20.9
7	苯	8.5	13.2	35	氯化氢	8.8	18.7
8	溴	8.9	19.2	36	氰化氢	9.8	14.9
9	丁烯(Butene)	9.2	13.7	37	碘化氢	9.0	21.3
10	丁烯(Butylene)	8.9	13.0	38	硫化氢	8.6	18.0
11	二氧化碳	9.5	18.7	39	碘	9.0	18.4
12	二硫化碳	8.0	16.0	40	汞	5.3	22.9
13	一氧化碳	11.0	20.0	41	甲烷	9.9	15.5
14	氯	9.0	18.4	42	甲醇	8.5	15.6
15	氯仿	8.9	15.7	43	氧化氮	10.9	20.5
16	氰	9.2	15.2	44	氮	10.6	20.0
17	环己烷	9.2	12.0	45	亚硝酸氯	8.0	17.6
18	乙烷	9.1	14.5	46	一氧化二氮	8.8	19.0
19	醋酸乙酯	8.5	13.2	47	氧	11.0	21.3
20	乙醇	9.2	14.2	48	戊烷	7.0	12.8
21	乙基氯	8.5	15.6	49	丙烷	9.7	12.9
22	乙醚	8.9	13.0	50	丙醇	8.4	13.4
23	乙烯	9.5	15.1	51	丙烯	9.0	13.8
24	氟	7.3	23.8	52	二氧化硫	9.6	17.0
25	氟里昂-11	10.6	15.1	53	甲苯	8.6	12.4
26	氟里昂-12	11.1	16.0	54	2,3,3-三甲基丁烷	9.5	10.5
27	氟里昂-21	10.8	15.3	55	水	8.0	16.0
28	氟里昂-22	10.1	17.0	56	疝	9.3	23.0



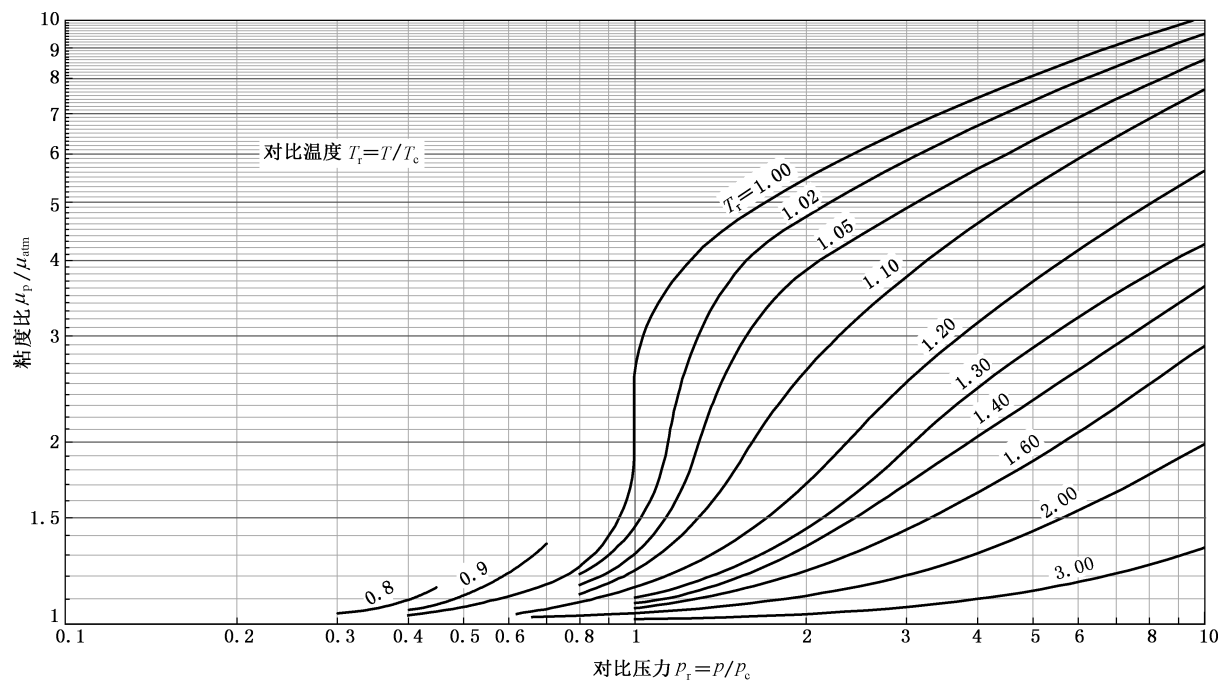


图 D-28 高压气体粘度

表 D-10 临界性质数据

编号	物质	分子量	临界温度/K	临界压力/Pa
1	醋酸	60.5	595.0	5 791 632.00
2	丙酮	58.1	510.0	4 784 991.20
3	乙炔	26.04	309.4	6 136 372.00
4	丙烯酸	72.03	653.3	5 060 783.20
5	丙烯醇	58.08	545.6	5 729 578.80
6	氨	17.03	405.6	11 300 577.20
7	苯胺	93.06	699.4	5 302 101.20
8	氟	40	151.1	4 867 728.80
9	苯	78.1	562.8	4 922 887.20
10	溴苯	157.02	670.6	4 516 094.00
11	1,3,丁二烯	54.1	425.0	4 329 934.40
12	正丁烷	58.1	425.0	3 799 034.80
13	丁烯	56.1	419.4	4 019 668.40
14	醋酸丁酯	116.16	579.4	3 047 501.60
15	正丁醇	74.1	563.3	4 412 672.00
16	异丁醇	74.1	536.1	4 192 038.40
17	二氧化碳	44.0	303.9	7 377 436.00
18	二硫化碳	76.14	546.1	7 618 754.00

表 D-10 临界性质数据 (续)

编号	物质	分子量	临界温度/K	临界压力/Pa
19	一氧化碳	28.01	132.8	3 516 348.00
20	四氯化碳	153.8	556.1	4 550 568.00
21	氯气	70.9	417.2	7 715 281.20
22	氯苯	112.56	632.2	4 516 094.00
23	氯仿	119.4	533.3	5 550 314.00
24	异丙苯	120.19	631.1	3 219 871.60
25	环己烷	84.2	554.4	4 054 142.40
26	正癸烷	142.3	617.8	2 096 019.20
27	二氯二氟甲烷	120.9	385.6	4 116 195.60
28	乙烷	30.07	305.6	4 881 518.40
29	乙烯	28.05	283.3	5 033 204.00
30	乙醇	46.1	516.7	6 377 690.00
31	醋酸乙酯	88.1	523.3	3 840 403.60
32	乙苯	106.16	617.2	3 695 612.80
33	氟	38	144.4	5 570 998.40
34	甲醛	30.02	410.6	6 784 483.20
35	氦	4.003	5.6	228 907.36
36	正庚烷	100.2	540.0	2 737 235.60
37	庚醇	116.2	606.1	3 006 132.80
38	正己烷	86.2	507.8	3 033 712.00
39	己醇	102.2	586.1	3 378 452.00
40	氢	2.016	33.3	1 296 222.40
41	氯化氢	36.46	324.4	8 266 865.20
42	氟化氢	20.01	461.1	6 488 006.80
43	碘化氢	128	423.9	8 211 706.80
44	硫化氢	34.08	373.3	9 011 503.60
45	异丁烷	58.1	408.3	3 647 349.20
46	异丁烯	56.1	417.8	3 998 984.00
47	异戊烷	72.1	461.1	3 330 188.40
48	氮	83.8	208.9	5 495 155.60
49	甲烷	16.04	190.6	4 640 200.40
50	甲醇	32	514.4	8 094 495.20
51	甲乙酮	72.1	535.6	4 157 564.40
52	氛	20.18	44.4	2 723 446.00

表 D-10 临界性质数据 (续)

编号	物质	分子量	临界温度/K	临界压力/Pa
53	氮	28.02	126.1	3 392 241.60
54	氧化氮	30.01	180.6	6 550 060.00
55	正壬烷	128.3	595.0	2 289 073.60
56	正辛烷	114.2	569.4	2 495 917.60
57	氧	32	154.4	5 081 467.60
58	正戊烷	72.1	470.0	3 378 452.00
59	苯酚	94.1	694.4	6 136 372.00
60	丙烷	44.1	370.0	4 254 091.60
61	丙烯	42.1	365.0	4 598 831.60
62	正丙醇	60.1	536.7	5 171 100.00
63	异丙醇	60.1	508.3	4 764 306.80
64	四亚甲砷	120.2	801.1	5 288 311.60
65	二氧化硫	64.1	430.6	7 873 861.60
66	甲苯	92.1	593.9	4 067 932.00
67	三氯乙烯	131.4	430.0	5 577 893.20
68	醋酸乙烯	86.1	525.6	4 198 933.20
69	氯乙烯	62.5	571.1	4 895 308.00
70	水	18.02	647.2	22 104 728.80

附录 E
(资料性)
污垢热阻

E.1 一般规定

用户或设计委托方未提供污垢热阻时,常见流体的污垢热阻可选用以下推荐数据。

E.2 水的污垢热阻

水的污垢热阻见表 E-1。

表 E-1 水的污垢热阻

单位为 10⁻⁵平方米开尔文每瓦

加热介质的温度		≤115 ℃		116 ℃~205 ℃	
近壁处水的温度		≤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 mg/L)		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, 表中数值做相应修改。					

E.3 工业流体的污垢热阻(10⁻⁵ m²·K/W)

工业流体的污垢热阻如下:

- a) 油类:
- | | |
|-----------|------|
| 1) 燃料油 | 88.0 |
| 2) 淬火油 | 70.4 |
| 3) 变压器油 | 17.6 |
| 4) 发动机润滑油 | 17.6 |

b) 气体和蒸气:

1) 工厂废气(高炉燃烧气)	176.1
2) 发动机排气	176.1
3) 水蒸气(不带油)	8.8
4) 废水蒸气(带油)	17.6
5) 制冷剂蒸气(带油)	35.2
6) 工业用有机载热体蒸气	17.6
7) 压缩空气	35.2
8) 干燥气体(如 H_2 、 N_2)	8.8
9) 潮湿空气	26.4
10) 常压空气	8.8~17.6

c) 液体:

1) 制冷剂液体	17.6
2) 液压流体	17.6
3) 工业用有机载热体液体	17.6
4) 传热用的熔融盐	8.8

E.4 化工过程流体的污垢热阻($10^{-5} m^2 \cdot K/W$)

化工过程流体的污垢热阻如下:

a) 气体和蒸气:

1) 酸性气体	17.6
2) 溶剂蒸气	17.6
3) 稳定塔顶馏出物蒸气	17.6
4) 乙烯	35.2
5) HCl 气	52.8
6) 含饱和水蒸气的氢	35.2
7) 氯化碳氢化合物蒸气	17.6
8) 乙醇蒸气	0
9) 带触媒的气体	52.8
10) 可聚合蒸气(含有缓蚀剂)	52.8

b) 液体:

1) 一乙醇胺和二乙醇胺溶液	35.2
2) 二甘醇和三甘醇溶液	35.2
3) 稳定塔侧线塔底物料	17.6
4) 苛性碱溶液	35.2
5) 植物油	52.8
6) 盐酸	0
7) 乙醇	17.6
8) 轻有机化合物	17.6
9) 氯化碳氢化合物	17.6~35.2
10) 一般稀无机物溶液	88.0

E.5 天然气-汽油加工流体的污垢热阻(10⁻⁵ m² · K/W)

天然气-汽油加工流体的污垢热阻如下：

- a) 气体和蒸气：
 - 1) 天然气 17.6
 - 2) 塔顶蒸气 17.6
- b) 液体：
 - 1) 贫油 35.2
 - 2) 富油 17.6
 - 3) 天然汽油和液化石油气 17.6

E.6 石油炼制过程液体的污垢热阻(10⁻⁵ m² · K/W)

石油炼制过程液体的污垢热阻如下：

- a) 常减压装置中的气体和蒸气：
 - 1) 常压精馏塔塔顶蒸气 17.6
 - 2) 轻质石脑油蒸气 17.6
 - 3) 减压精馏塔塔顶蒸气 35.2
- b) 常减压装置中的液体：
 - 1) 汽油 17.6
 - 2) 石脑油和轻馏分 17.6
 - 3) 重质柴油 52.8
 - 4) 重质燃料油 88.0
 - 5) 煤油 17.6
 - 6) 轻质柴油 35.2
 - 7) 沥青和残渣油 176.1
 - 8) 原油 (见表 E-2)

表 E-2 原油污垢热阻

单位为 10⁻⁵平方米开尔文每瓦

介质	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：
 - 1) 塔顶蒸气 35.2

2) 轻质循环油	35.2
3) 重质循环油	52.8
4) 轻质焦化瓦斯油	52.8
5) 重质焦化瓦斯油	70.4
6) 塔底油浆(最小流速 1.4 m/s)	52.8
7) 轻质液态产品	35.2
d) 催化重整和加氢脱硫装置中的流体:	
1) 重整炉进料	35.2
2) 重整炉出料	17.6
3) 加氢脱硫进料和出料	35.2
4) 塔顶蒸气	17.6
5) 50 ℃以上 API 的液态产品	17.6
6) 30 ℃~50 ℃API 的液态产品	35.2
e) 轻馏分加工物料:	
1) 塔顶蒸气及气体	17.6
2) 液态产品	17.6
3) 吸收油	35.2
4) 微酸烷基化物料	35.2
5) 再沸器物料	52.8
f) 润滑油加工物料:	
1) 进料	35.2
2) 混合溶剂进料	35.2
3) 溶剂	17.6
4) 提取物	52.8
5) 提余液	17.6
6) 沥青	88.0
7) 蜡膏	52.8
8) 精制滑油	17.6



附录 F
(资料性)
金属导热系数

F.1 铁基金属导热系数

铁基金属导热系数见表 F-1。

表 F-1 铁基金属导热系数

单位为瓦每米开尔文

材料	温度/℃													
	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750
碳素钢	51.8	50.2	48.6	47.1	45.5	44.0	42.5	40.9	—	—	—	—	—	—
锰钢	50.0	48.5	46.8	45.3	43.8	43.4	42.4	40.9	—	—	—	—	—	—
15CrMo	46.8	46.8	45.1	44.3	42.1	41.6	40.7	38.4	36.4	—	—	—	—	—
12Cr2Mo1	43.2	41.6	40.0	39.9	38.6	38.1	37.2	36.4	35.9	34.7	—	—	—	—
S11306	24.5	26.1	26.1	27.2	27.2	27.2	27.7	27.7	28.2	29.4	29.4	31.2	—	—
S30408	16.3	17.0	17.3	18.8	19.1	20.2	20.8	21.6	22.6	23.0	24.3	24.3	25.8	26.1

F.2 其他金属导热系数

F.2.1 铝和铝合金导热系数见表 F-2。

表 F-2 铝和铝合金导热系数

单位为瓦每米开尔文

牌号	1070A、1060A、1050A、8A06	5A02	5A03、5A05	3A21
导热系数	281	166	151	232
注：表中为 20℃～100℃ 的值。				

F.2.2 纯铜导热系数见表 F-3。

表 F-3 纯铜导热系数

单位为瓦每米开尔文

牌号	温度/℃						
	—256	—160	—79	0	20	100	150
T2、T3	~5 024	450	400	391	390	380	374

F.2.3 铜合金导热系数见表 F-4。

表 F-4 铜合金导热系数

单位为瓦每米开尔文

牌号	HSn70-1	HA177-2	H68A	BFe30-1-1	BFe10-1-1
导热系数	91.3	100.4	117.2	35	36
注：表中为 0℃~100℃ 的值。					

F.2.4 钛和钛合金导热系数见表 F-5。

表 F-5 钛和钛合金导热系数

单位为瓦每米开尔文

牌号	温度/℃				
	常温	100	200	300	350
工业纯钛	16.3			16.7	17.2
TA1					
TA2					

附录 G
(资料性)
换热管特性表

G.1 换热管几何特性见表 G-1。

表 G-1 换热管几何特性

换热管 外径 (d_o) mm	换热管 壁厚 (δ) mm	每毫米管 长外表面积 mm^2/mm	每毫米管 长内表 面积 mm^2/mm	惯性矩 $I=\frac{\pi}{64}$ $(d_o^4-d_i^4)$ mm^4	截面模量 $W=\frac{\pi(d_o^4-d_i^4)}{32d_o}$ mm^3	回转半径 $i=\frac{1}{4}$ $\sqrt{d_o^2+d_i^2}$ mm	金属横截面积 $a=\frac{\pi}{4}$ $(d_o^2-d_i^2)$ mm^3	换热管内径 横截面积 $f=\frac{\pi}{4}d_i^2$ mm^2
10	1.5	31.4	22.0	373	74.6	3.052	40.06	38.48
14	2	44.0	31.4	1 395	199.3	4.301	75.40	78.54
19	2	59.7	47.1	3 912	411.8	6.052	106.81	176.71
25	2	78.5	66.0	9 628	770.3	8.162	144.51	346.36
	2.5		62.8	11 321	905.7	8.004	176.71	314.16
32	2	100.5	88.0	21 300	1 331.2	10.630	188.50	615.75
	3		81.7	29 040	1 815.0	10.308	273.32	530.93
38	2.5	119.4	103.7	44 140	2 323.2	12.582	278.82	855.30
	3		100.5	50 882	2 678.0	12.420	329.87	804.25
45	2.5	141.4	125.7	75 625	3 361.1	15.052	333.78	1 256.64
	3		122.5	87 728	3 899.0	14.887	395.84	1 194.59
57	2.5	179.1	163.4	159 258	5 588.0	19.289	428.04	2 123.72
	3.5		157.1	211 370	7 416.5	18.956	588.26	1 963.50
注： d_o ——换热管外径； d_i ——换热管内径。								

G.2 换热管单位长度的质量见表 G-2。

表 G-2 换热管单位长度的质量

单位为千克每米

外径/mm	10	14	19	25		32		38		45		57	
壁厚/mm	1.5	2	2	2	2.5	2	3	2.5	3	2.5	3	2.5	3.5
碳素钢、低合金钢	0.314	0.592	0.838	1.134	1.387	1.480	2.146	2.189	2.589	2.620	3.107	3.360	4.618
高合金钢	0.317	0.597	0.846	1.145	1.400	1.493	2.165	2.208	2.613	2.644	3.135	3.390	4.659

表 G-2 换热管单位长度的质量（续）

其他金属	铝	0.108	0.204	0.288	0.390	0.477	0.509	0.738	0.753	0.891	0.901	1.069	1.156	1.588
	铜	0.356	0.671	0.951	1.286	1.573	1.678	2.433	2.481	2.936	2.971	3.523	3.810	5.236
	钛	0.181	0.340	0.482	0.652	0.797	0.850	1.233	1.257	1.488	1.505	1.785	1.930	2.653
	镍	0.356	0.671	0.951	1.286	1.573	1.678	2.433	2.481	2.936	2.971	3.523	3.810	5.236
	锆	0.260	0.489	0.692	0.936	1.145	1.221	1.771	1.807	2.138	2.163	2.565	2.774	3.812
注：本表分别按碳素钢、低合金钢 7.85×10^3 、高合金钢 7.92×10^3 、铝 2.70×10^3 、铜 8.90×10^3 、钛 4.51×10^3 、镍 8.90×10^3 、锆 6.48×10^3 的密度(kg/m^3)计算质量。														

附录 H

(规范性)

换热管与管板胀接工艺评定

H.1 通则

H.1.1 本附录给出了换热管与管板胀接接头胀接工艺评定规则、评定方法、检验要求及结果评价,如设计文件有特殊要求时,还应满足设计文件要求。

H.1.2 操作(试验)温度处于材料性能和时间相关温度点之上或承受疲劳载荷的换热管与管板连接接头,其胀接工艺评定应由设计文件规定。

H.1.3 当评定结果不符合本附录要求时,应分析原因并调整参数重新评定。

H.2 胀接常用工艺及胀接结构

H.2.1 常用胀接工艺

H.2.1.1 机械胀是将机械胀管器插入管内,通过滚柱旋转的胀接。包括前进式滚柱胀和后退式滚柱胀:

- a) 前进式滚柱胀是从管板正面(管程侧)或接近于管板正面开始,朝着管板背面逐步推进;
- b) 后退式滚柱胀是从管板背面(壳程侧)或接近于管板背面开始,朝着管板正面逐步推进。

H.2.1.2 柔性胀是将胀管器插入管内,通过 O 型密封圈、液袋或橡胶棒(管),将液压力直接或间接作用在换热管局部段上所进行的胀接,包括液压胀、液袋胀和橡胶胀。

H.2.1.3 组合胀是先以液压胀使换热管与管板孔初步接触,然后再采用机械胀,达到最终胀接要求。

H.2.2 常用胀接结构

H.2.2.1 开槽强度胀接头是在管板换热管孔内有环形凹槽,并满足表 8-12 许用拉脱力要求的胀接接头。

H.2.2.2 不开槽强度胀接头是在管板换热管孔内无环形凹槽,满足表 8-12 许用拉脱力要求的胀接接头。

H.2.2.3 贴胀接头是仅起密封作用,无许用拉脱力要求的不开槽胀接接头。

H.3 胀接工艺评定变素

H.3.1 通用重要变素

当下列重要变素发生变化时,需要重新进行胀接工艺评定。制造单位可在此基础上附加其他重要变素:

- a) 管孔内有无胀槽或者胀槽数量减少时;
- b) 管孔内表面加工粗糙度范围发生改变,粗糙度范围分 3 类:粗糙度不大于 $Ra 3.2 \mu\text{m}$ 、粗糙度不大于 $Ra 6.3 \mu\text{m}$ 、粗糙度不大于 $Ra 12.5 \mu\text{m}$;
- c) 胀接前换热管与管孔直径的加工公差级别变化时,一般按管束级别 T I 级、I 级和 II 级分为 3 类;
- d) 对于先焊后胀的管头,胀前换热管定位方式变化时,按点焊或定位轻胀分类;
- e) 管板正面(管箱侧)与胀接贴合位置距离减少时;
- f) 换热管与管板材料类别及其匹配未发生变化,但胀接前进行了管端局部热处理,或者标准规定

的热处理温度范围发生了变化；

- g) 胀接工具驱动类型(按电动、气动、液压分类)改变；改变功率、额定扭矩或电流(当有扭矩和电流对照表时)；
- h) 改变胀管器型号时,当按本附录做某一工艺评定试验数据表明更换胀管器的各项试验结果均优于之前同材料类别、同规格范围胀管器评定试验数据时,可不受此限制。但应给出覆盖关系表,并附评定试验报告。

H.3.2 机械胀的重要变素

机械胀的重要变素包括以下内容：

- a) 滚柱胀时搭接重叠部分的数量和长度；
- b) 胀柱推进方向(前进或后退)；
- c) 胀管器类型改变(卷边或不卷边)；
- d) 胀柱长度改变时；
- e) 胀柱数量改变时；
- f) 胀管器插入前,由之前焊接所造成的管端回退量超过管壁厚度时；
- g) 胀管器润滑剂类型改变,按油性和水性分类。

H.3.3 液压胀和液袋、橡胶胀(液压驱动)的重要变素

液压胀和液袋、橡胶胀(液压驱动)的重要变素包括以下内容：

- a) 胀接压力较已评定值变化量超过 5%时；
- b) 胀接压力保压时长减少量超过 10%时；
- c) 胀袋长度改变时。

H.3.4 其他重要变素

H.3.4.1 上述 3 种胀接工艺及其组合、胀接工艺实施顺序发生变化时,应重新评定。

H.3.4.2 制造单位还应针对每个胀接工艺及加工机具的特性规定其他重要变素。

H.3.5 金属材料及分类

H.3.5.1 胀接相关金属材料分类见表 H-1。同胀接材料类别内评定用材料的屈服强度覆盖范围按表 H-2 的规定。

表 H-1 换热管与管板板材类别

编号	材料类别	材料标准(或相当)	
		换热管	管板
1	非合金钢、碳锰钢	NB/T 47019.2 NB/T 47019.3	GB/T 713.2 NB/T 47008
2	锰钼钢、低合金钢(不含铬钼钢)、 低温低合金钢(含 Ni≤0.80%)	NB/T 47019.2~NB/T 47019.4	GB/T 713.2 NB/T 47008 NB/T 47009
3	无钒的铬钼钢	NB/T 47019.2 NB/T 47019.3	GB/T 713.2 NB/T 47008

表 H-1 换热管与管板板材类别（续）

编号	材料类别	材料标准(或相当)	
		换热管	管板
4	加钒铬钼钢(含 V>0.10%)	NB/T 47019.2 NB/T 47019.3	GB/T 713.2 NB/T 47008
5	奥氏体钢(Cr18Ni8~Cr25Ni20)	NB/T 47019.5 GB/T 24593	GB/T 713.7 NB/T 47010
6	铁素体不锈钢	NB/T 47019.5	GB/T 713.7 NB/T 47010
7	奥氏体-铁素体双相不锈钢	NB/T 47019.6 GB/T 21832.1	GB/T 713.7 NB/T 47010
8	铝及铝合金	GB/T 6893	NB/T 47029 GB/T 3880(所有部分)
9	铜及铜合金	NB/T 47019.7 GB/T 8890	GB/T 2040
10	钛及钛合金	NB/T 47019.8	GB/T 3621 GB/T 16598
11	镍含量 0.85%~10%的镍钢	NB/T 47019.4	GB/T 713.4 NB/T 47009
12	镍及镍含量小于 50%的镍合金	NB/T 47019.9	NB/T47028
13	镍及镍含量大于或等于 50%的镍基合金	NB/T 47019.9	NB/T 47028
14	锆及锆合金	GB/T 26283	GB/T 21183

表 H-2 同材料类别内评定用材料标准屈服强度的覆盖范围

试件用材料标准规定的屈服强度	可覆盖的产品材料标准规定最小屈服强度	可覆盖的产品材料标准规定最大屈服强度
管板材料标准规定屈服强度 R_{eLs}	$0.75 R_{eLt}$	$1.6 R_{eLs}$
换热管材料标准规定屈服强度 R_{eLt}	$0.75 R_{eLt}$	$1.25 R_{eLt}$,但不超过管板材料标准规定屈服强度的 95%

- H.3.5.2 换热管与管板材料类别及其热处理状态,以及它们的组合发生变化时应重新评定。
- H.4 评定试件和规则
- H.4.1 贴胀评定至少制备 3 个管头,可采用单管试件进行评定,除开槽和布管外评定规则按表 H-3。若采用多管头模拟试件时,试件可参照 H.4.4~H.4.15 的相关规定,且省略陪衬管和拉脱试验用管。
- H.4.2 强度胀接评定试件应为一个模拟管板的组合件。该板状试件应为圆形或长方形,其上应开设一组管孔。所有管孔排布、尺寸及间距应均匀一致;所有管孔的加工机具应一致。
- H.4.3 所有换热管应为同一批号、相同规格。该组换热管的胀接接头应采用相同的胀接工艺、胀接扭矩或胀接压力进行胀接,胀接顺序为逐排胀接。
- H.4.4 在该组胀接接头中,强度胀应至少选取 4 个(1 个解剖、3 个拉脱)作为被检测接头。被检测接头

应位于该组管孔的几何中心区域,使被检测的胀接接头周围至少被一排(或一圈)相邻的陪衬管头所环绕,评定用组合试件的胀接接头排布可参照图 H-1。考虑被检接头拉脱试件裕量时推荐在图 H-1 的基础上增加一排陪衬胀接接头。

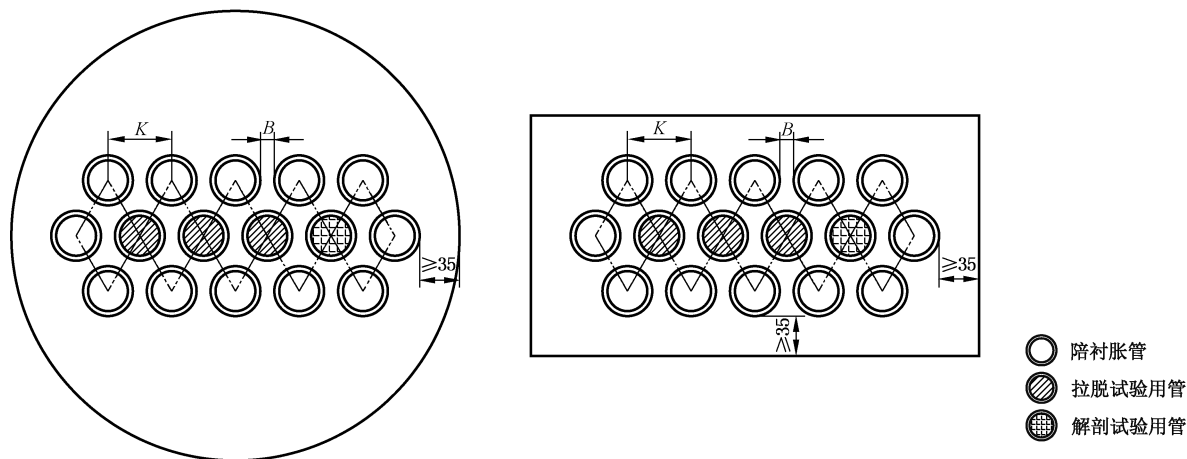


图 H-1 胀接管头的评定用组合试件

H.4.5 最外圈换热管边缘距模拟管板试件边缘,可取一个孔桥宽度 B 和 35 mm 中的较大值,且满足拉脱试验装卡要求。

H.4.6 模拟管板的厚度小于或等于产品管板厚度,并满足单次胀接长度及拉脱试验所需的强度要求。除设计文件规定外,换热管外径不大于 32 mm 对应的模拟管板厚度可不大于 50 mm。需进行拉脱试验时,管板厚度不宜小于 50 mm。

H.4.7 被检测接头的胀接面积可以小于,但不应大于产品接头的胀接面积。

H.4.8 被检测接头的换热管长度,应满足胀接器具及拉脱试验装置的要求,壳程侧伸出长度宜不少于 40 mm,且焊接堵头空间位置应满足胀接器具头部所需长度要求。周围其他陪衬换热管长度应伸出模拟管板壳程侧不少于 30 mm,且无需焊接堵头。

H.4.9 当胀接接头试件因试验设备损坏、故障或试件加工不当等原因失效时,应予报废,另取同熔炼炉号、同批号的管头重新测试。

H.4.10 胀接环境温度应高于 0 °C。钛和钛合金换热管的胀接试件应静置 48 h 后再进行尺寸测量、拉脱(剪切)、解剖、泄漏试验等。试验期间不应敲打、振动、撞击或跌落试块。

H.4.11 用于拉脱试验和泄漏试验的换热管堵头或金属拉拔棒应在胀接管头之前焊接完毕,以避免焊接热输入影响胀接接头的拉脱试验结果,解剖试验也应在拉脱试验后进行。

H.4.12 除预胀接工艺要求外,当采用机械胀时,应在换热管试件的远端采取临时固定措施(防止换热管跟随转动),但不应点焊固定换热管与管板。采用组合胀工艺时可另行考虑。

H.4.13 当本附录要求进行拉脱试验时,对于铝、铜、铅难以焊接的有色金属及其合金换热管,允许在胀接前将远离管头的换热管尾端(一般大于 $3d$,且不小于 100 mm)压扁制成拉拔夹持段,但压扁段与换热管应圆滑过渡、无压裂、无损伤。压扁操作应在胀接之前完成。

H.4.14 强度胀评定规则按表 H-3 的规定。但当胀度 $k \geq 10\%$ 时,表 H-3 的评定规则不再适用。

H.4.15 贴胀评定规则按表 H-3 中的胀接长度、换热管公称壁厚、换热管公称外径的规定执行。

表 H-3 胀接接头几何尺寸的评定规则

单位为毫米

项目	评定试件尺寸	适用产品尺寸范围
孔桥宽度理论值(图样)	B	$\geq B$
胀接长度	$l < 20$	$> l \sim 20$
	$l \geq 20$	$\geq l$
换热管公称壁厚	$\delta_t < 2$	$\delta_t \pm 0.20\delta_t$
	$\delta_t \geq 2$	$\delta_t \pm 0.25\delta_t$
换热管公称外径	d	$\geq 0.90d$
布管方式	三角形	三角形和正方形
	正方形	正方形
管板孔开单槽	开槽宽度 $H = 3$	开槽宽度 $H \pm 0.5$
	开槽宽度 $H = 5$	开槽宽度 $H = 4 \sim 6$
	开槽宽度 $H \geq 6$	开槽宽度 $H > 6$
管板孔开双槽及以上	开槽宽度 $H = 3$	开槽宽度 $H \pm 0.5$
	开槽宽度 $H = 5$	开槽宽度 $H = 4 \sim 6$
	开槽宽度 $H \geq 6$	开槽宽度 $H > 6$
<p>注：d —— 换热管公称外径； δ_t —— 换热管公称壁厚； B —— 管板上相邻两个换热管孔之间的距离，也称孔桥宽度； H —— 开槽宽度； l —— 胀接长度。</p>		

H.5 检验要求及结果评价

H.5.1 检验要求

胀接试验应按预胀接工艺规程进行，评定的检验项目和检验顺序为：

- a) 贴胀检验：宏观检验、胀度测量和计算、解剖检验和设计规定时的泄漏检测；
- b) 强度胀检验：宏观检验、胀度测量和计算、拉脱（剪切）试验、解剖检验和设计规定时的泄漏检测。

H.5.2 宏观检验

H.5.2.1 胀管和胀接表面应光滑圆整，换热管和管板表面不应有裂纹、挤压伤痕、单侧偏挤等。

H.5.2.2 采用辅助照明，应肉眼可见开槽胀接处的管内壁的环境凹陷。

H.5.3 尺寸测量和胀度计算

H.5.3.1 采用游标卡尺、三爪内径千分尺等工具测量下列尺寸并记录：

- a) 逐个测量管板孔直径；
- b) 逐个测量管桥宽度、胀槽深度和宽度；

- c) 逐根测量换热管胀前外直径；
- d) 逐根测量换热管胀前内直径或壁厚；
- e) 逐个测量换热管胀后内直径。

H.5.3.2 对于开槽胀接接头,胀后内径测量点应远离开槽区和管板孔的头、尾部免胀区和过渡区。

H.5.3.3 除设计文件另有规定外,按公式(7-2)计算胀度,且满足表 7-26 或 7.6.1.7 的规定。

H.5.4 拉脱试验

除贴胀外,对于通过 H.5.1~H.5.2 检验合格的强度胀接接头,还应按附录 I 进行拉脱试验。

H.5.5 解剖检验

H.5.5.1 解剖试验应在拉脱试验之后进行。采用线切割等机械方法,沿换热管轴向但应避开换热管中心、偏半管剖开模拟试件;对于有缝管,剖开面还应经过焊管的直缝。

H.5.5.2 对大于 180° 的半管进行目视检测,并用卡尺测量有效贴合长度 l' ,且满足下列要求:

- a) 换热管外壁应与管板孔内表面严密、均匀贴合,贴合线痕宽度测量应采用高清带刻度的放大镜检测,不大于 0.08 mm 视为有效贴合;贴合测量区域应避开头、尾的免胀区域、开槽区和过渡区;
- b) 胀接区与非胀接区应圆滑过渡,实测胀接有效贴合长度 l' 为包含胀槽的全胀接区换热管与管板孔的贴合段,但不包括过渡区,也不包括头、尾部的免胀区以及线痕宽度超标段;胀接有效贴合长度不应低于胀接评定前预胀接工艺规程设定长度;
- c) 对于开槽胀接的试件,胀接后的换热管外壁金属应肉眼可见嵌入胀槽的凸痕。

H.5.5.3 对小于 180° 的半管胀接区域内、外壁进行下列检测:

- a) 换热管内胀接区不应存在起皮、皱褶、裂纹、切口和偏斜等缺陷;
- b) 按 NB/T 47013.5 进行胀管区内、外壁的渗透检测,不应存在裂纹;
- c) 对于开槽胀接的试件,胀接后的换热管外壁金属应肉眼可见嵌入胀槽后的凸痕。

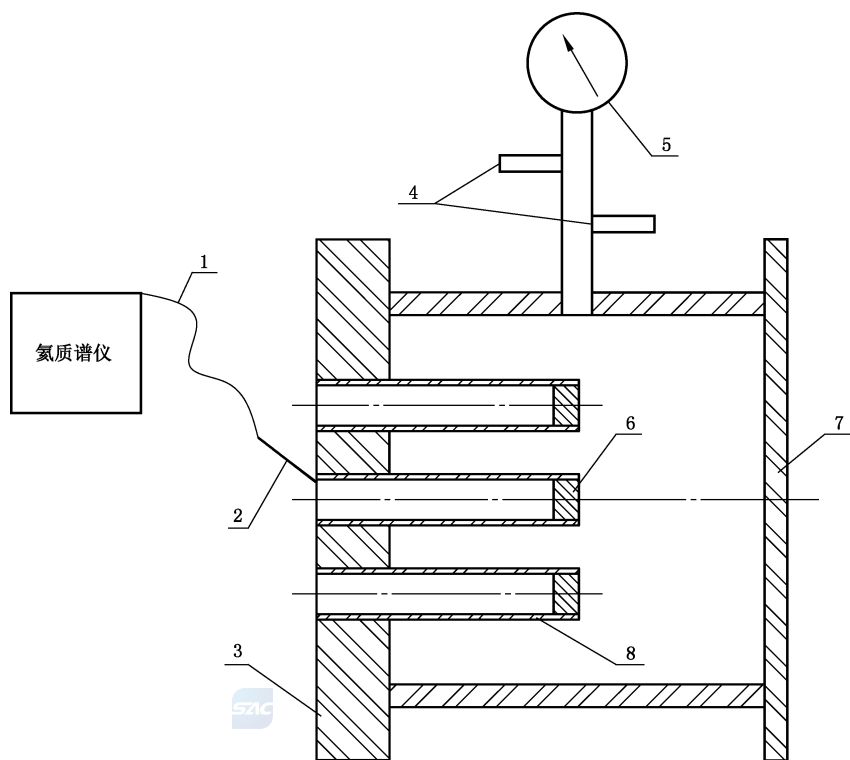
H.5.6 设计规定时的泄漏检测

H.5.6.1 设计文件有规定时,密封贴胀、强度胀管头可采用 NB/T 47013.8 规定的方法进行泄漏检测。

H.5.6.2 根据泄漏率要求,可按 NB/T 47013.8 中的气泡泄漏检测方法,在被检件外部直接施加检测溶液或将被检件直接浸入溶液的方法进行非定量的泄漏检测,无连续重复的气泡产生为合格。

H.5.6.3 当设计对泄漏率要求较高时,可采用氦检漏试验的吸枪法、示踪探头法或护罩法,试验方法及合格判定应分别符合 NB/T 47013.8 的规定。

H.5.6.4 泄漏检测应采用带有管头的密封箱(见图 H-2)进行检测。其中换热管应采用不少于 100 mm 直管段的 U 形管,也可在换热管直段尾部焊接堵头;但应至少检测 3 个管头。定量或半定量的氦气泄漏检测方法及合格指标按设计文件的规定。



标引序号说明：

- 1——软管；
- 2——吸枪；
- 3——管板；
- 4——充气阀；
- 5——压力表；
- 6——焊接堵头；
- 7——密封箱；
- 8——换热管。

图 H-2 泄漏试验用密封箱

H.6 胀接工艺评定检测的减免

除设计文件另有规定外，下列情况下本附录规定的胀接工艺评定中相应的检测、检验项目可减免。

- a) 胀接重要变素未发生改变；
- b) 管板、换热管规格范围和材料类别及匹配相同；
- c) 制造单位现存的胀接工艺评定已包括或部分包括：宏观检验、胀度测量、解剖检验、拉脱试验，且已多次经过相同的实际产品投产验证。

H.7 胀接工艺评定报告

H.7.1 根据胀接评定试验过程出现的情况及试验结果形成胀管工艺评定报告。报告中至少应包含满足胀接要求的每种胀接方式所对应的预设扭矩(或电流)值或预设液压胀接压力值范围，以及影响胀接质量的重要变素和非重要变素等。

H.7.2 预胀接工艺规程和评定报告内容可按表 H-4 和表 H-5 的规定。

表 H-4 预胀接工艺规程

公司名称					
胀接工艺编号					
版本号				日期	
胀接方法及类型				工艺评定编号	
连接					
管孔测量仪器		通规/千分尺		管间距	
管孔直径和公差				胀前换热管与管孔的最大间隙	
管径/管壁厚比值				钻孔间距/管径比值	
最大壁厚减少比				最小壁厚减少比	
管端局部热处理				管板厚度/管径最小比值	
固定换热管方法				图纸胀接长度	
管板正面与胀接点间的距离				管板背面与胀接点间的距离	
管板正面阻碍胀具的金属去除量				清洁管端和管孔的方法	
胀前固定管头		<input type="checkbox"/> 是 <input type="checkbox"/> 否		胀接润滑剂厂家和型号	
胀接机具					
胀具制造单位名、型号、管径、管壁厚范围、扭矩输出或压力的最大值					
胀具型号及说明					
每次胀接芯轴的胀接长度				胀管次数/胀接压力保持时长 次/秒	
扭矩、电流或胀接压力校正系统及频率				胀管次数	
特性参数					
换热管材料 20℃时的弹性模量范围				管板材料弹性模量范围	
换热管材料屈服强度范围(材质证书)				最小:	最大:
管板材料屈服强度范围(材质证书)				最小:	最大:
最小管板材料屈服强度/换热管材料屈服强度之比					
换热管参数					
直径范围				壁厚范围	
管径/壁厚最大比值				材质名称和型号	
管板参数					
厚度范围					
厚度/管径最小比值				材质名称和型号	
备注说明					
编制		审核		批准	
日期		日期		日期	

表 H-5 换热管与管板胀接工艺评定报告

公司名称						
胀接工艺评定报告编号						
版本号		日期				
胀接方法		<input type="checkbox"/> 机械 <input type="checkbox"/> 橡胶 <input type="checkbox"/> 液袋 <input type="checkbox"/> 液压				
胀接接头简图						
胀接机具						
驱动类型	电动 <input type="checkbox"/> 气动 <input type="checkbox"/> 液压 <input type="checkbox"/> 其他 <input type="checkbox"/>					
胀具型号及说明						
每次胀接芯轴的胀接长度			胀管次数/液压保持时长			
扭矩或压力校准系统和频次			扭矩或胀管压力			
材料特性参数						
		管板		换热管		
材料标准						
材料型号						
直径/厚度						
弹性模量范围						
屈服强度范围						
连接						
管孔测量仪器编号			管热管间距		mm	
管孔直径和公差		mm	胀前换热管与管孔的最大间隙			
管端局部热处理			胀接长度		mm	
管板正面与胀接点的距离			管板背面与胀接点的距离			
胀槽数量			胀槽宽度			
项目		试件编号				
换热管外径 d /mm						
胀前换热管内径 d_1 /mm						
胀后管内径 d_2 /mm						
换热管壁厚 δ_1 /mm						
管板孔直径 D /mm						
胀前换热管与管孔的间隙						
实测胀接贴合长度						

表 H-5 换热管与管板胀接工艺评定报告（续）

项目		试件编号				
胀度						
剖面目视检查						
胀接缺陷						
线痕宽度						
换热管金属是否挤入槽						
渗透检测						
结论						
拉脱试验						
试件编号						
拉脱力/kN						
拉脱应力/MPa						
失效方式(断裂、屈服)						
低于标准值的数值						
结论						
泄漏检测						
试件编号						
试验压力/MPa						
检漏介质						
泄漏率						
结论						
备注						
编制		审核		批准		
日期		日期		日期		
第三方检验						



附 录 I

(规范性)

换热管与管板连接接头拉脱试验

I.1 通则

I.1.1 本附录给出了换热管与管板连接接头拉脱试验的试件制备、加载要求和结果评价,如设计文件有特殊要求时,还应满足设计文件规定。

I.1.2 管头试件中的换热管应为同一牌号、同一熔炼炉号、同一规格、同一制造工艺,换热管与管板的焊接或胀接应采用相同的结构和工艺。

I.1.3 模拟管板厚度可小于或等于产品管板厚度,但不宜小于 50 mm。

I.1.4 试件换热管长度应满足试验装置的装卡要求,壳程侧伸出长度一般不少于 40 mm,胀接试件的陪衬管长度应伸出模拟管板壳程侧不少于 30 mm。

I.1.5 密封焊和贴胀可免除拉脱试验。

I.1.6 内孔焊焊接接头的检验要求和结果评价应按 NB/T 47014—2023 中 6.4 的规定进行。

I.1.7 除非另有规定,附录 L 中换热管与管板焊接接头的拉脱试验可参照本附录进行。

I.1.8 U 形管式热交换器管头拉脱试验按照设计文件的规定。

I.2 试件

I.2.1 试件准备

I.2.1.1 拉脱试验宜在多管头成组模拟试件上进行,强度胀接头不准许在多管头试件上切取单个管头试件进行拉脱试验。

I.2.1.2 管头排布和几何尺寸应分别符合附录 H 和附录 J 的规定。

I.2.1.3 管板试件边缘距最外圈管孔边缘长度不应少于一个管孔孔桥 B 和 35 mm 取较大值。

I.2.2 试件制备

I.2.2.1 管板试件外形宜为圆形板,也可做成矩形。

I.2.2.2 在成组的胀接管头中,应选取 3 个~4 个管头作为拉脱试验的被检测管头。被检测管头应位于该组管头的几何中心区域,使其周围至少有一排或一圈陪衬管头所环绕,陪衬管与被检测管头的材质、规格和胀接工艺应一致。胀接顺序可随机,但应采用相同的胀接机具。

I.2.2.3 在成组的焊接管头中,所有管头都可用于拉脱试验。

I.2.2.4 拉脱试验加载前不应切割、解剖试件。

I.3 试验步骤

I.3.1 拉脱载荷应使受检接头的全尺寸试件承受足以引起拉脱破坏的测试载荷,机械法柱塞加载试件的固定装置见图 I-1,也可采用液压箱、换热管端部加塞头、管头远端制作楔形分半的胀塞、焊接一个较高强度的金属棒拉头的加载方式。焊接难度较大的有色金属及其合金换热管,允许在胀接前将远离管头的换热管尾端(一般大于 $3d$,且不小于 100 mm)压扁制成拉拔夹持段,但压扁段与换热管应圆滑过渡、无压裂损伤,且拉断口不应位于该过渡段。

I.3.2 柱塞加载的堵头或金属棒拉头应在换热管胀接之前焊接牢靠,堵头和金属棒拉头不应影响胀接机具头部所需空间。

I.3.3 载荷应轴向传递到被检管头上,使管头受拉或受剪。

I.3.4 试验装置应具备可使管头失效所需的载荷能力。

I.3.5 试件的拉脱载荷应在室温下稳定缓慢施加。钛和钛合金换热管的胀接试件应静置 48 h 后再加载。

I.3.6 应依次拉脱检测至少 3 个试件。

I.3.7 应记录拉脱或拉断时的载荷,当以牛顿(N)为单位时,应精确到小数点第一位。

I.3.8 不应磕碰和敲打已胀接和焊接完毕的拉脱试件。

I.3.9 当拉脱试验因设备损坏、试件加工不当、堵头掉落、柱塞或管板弯曲变形、拉拔棒或其焊缝断裂、试件本体缺陷等原因失效时,不应计入拉脱试验数据,并补做拉脱试验。

I.4 结果评价

I.4.1 除设计文件另有规定外,换热管强度焊接头剪切应力 q_{test} 按公式(I-1)计算。试件的断口可位于换热管子,但应远离夹持段。

$$q_{\text{test}} = \frac{F_{\text{test}}}{A_w} \geq 0.7R_m \quad \dots\dots\dots (\text{I-1})$$

式中:

A_w —— πdl ,单位为平方毫米(mm^2);

d —— 换热管外直径,单位为毫米(mm);

l —— 焊脚高度,按 7.6.2.5 确定,当试样断于换热管时, l 取换热管公称厚度,单位为毫米(mm);

F_{test} —— 室温下实测 3 个拉脱力的平均值,单位为牛顿(N);且最低值不应低于平均值的 70%;

R_m —— 许用拉脱应力,取换热管、管板两者材料标准抗拉强度下限值的较小值,单位为兆帕(MPa)。

I.4.2 除设计文件另有规定外,开槽胀接管头的拉脱应力 q_{test} 按公式(I-2)计算。

$$q_{\text{test}} = \frac{F_{\text{test}}}{a} \geq kR_m \quad \dots\dots\dots (\text{I-2})$$

式中:

a —— 取换热管公称截面积,单位为平方毫米(mm^2);

k —— 载荷修正系数,钢制换热管采用双槽、多槽胀接时, k 取 0.6;钢制换热采用单槽胀接或管端卷边时、有色金属制换热管采用开槽胀接时, K 取 0.5。

I.4.3 不开槽胀接接头的拉脱应力 q_{test} 按公式(I-3)计算:

$$q_{\text{test}} = \frac{F_{\text{test}}}{A_p} \geq [q] \quad \dots\dots\dots (\text{I-3})$$

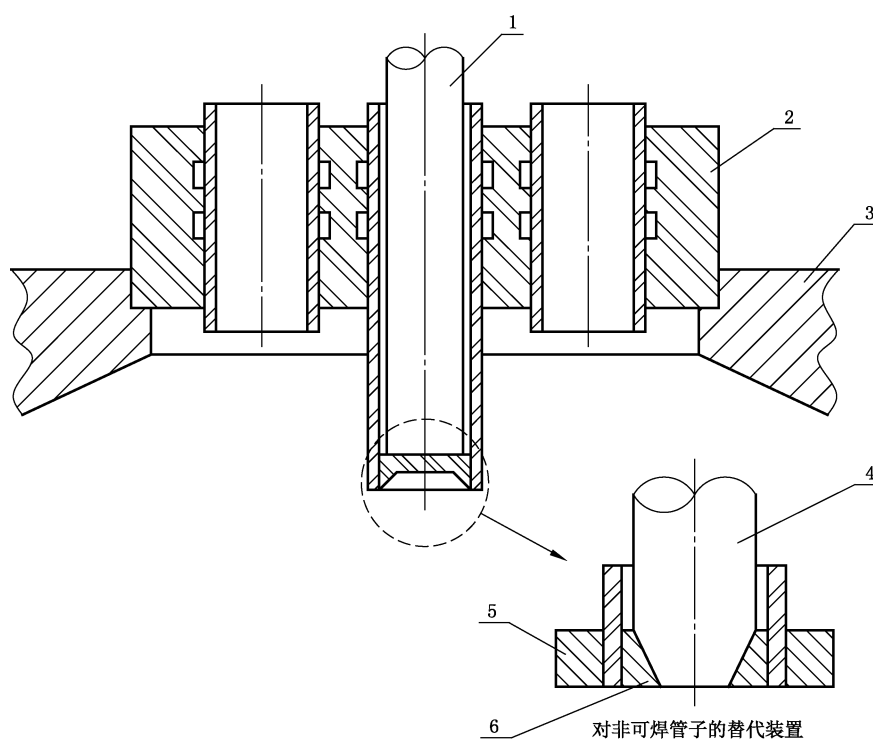
式中:

A_p —— 为换热管与管板孔不开槽胀接段的有效贴合面积,取 $\pi dl'$,单位为平方毫米(mm^2);

l' —— 胀接实测长度,单位为毫米(mm);

$[q]$ —— 除非另有说明,取 3 MPa。

I.4.4 当拉脱试验不满足要求时,允许采用新的连接结构,例如:改变开槽结构、胀槽数量、胀焊结合以及新的加工工艺重新进行试验,所有以前的试验数据应予舍弃。



标引序号说明：

- 1——加载的试验装置柱塞；
- 2——试块；
- 3——试块支承；
- 4——加载柱塞；
- 5——卡环；
- 6——组合式楔块夹紧头。

图 I-1 拉脱试验的柱塞加载法

附 录 J

(规范性)

换热管与管板焊接工艺评定补充要求

J.1 通则

J.1.1 本附录给出了换热管与管板采用焊条电弧焊、钨极气体保护焊和熔化极气体保护焊的焊接工艺评定的补充要求,如设计文件有特殊要求时,还应符合设计文件规定。

J.1.2 换热管与管板在管程侧连接的强度焊、密封焊以及胀焊并用中的焊接接头评定应符合 NB/T 47014—2023 及本附录的规定。

J.2 焊接工艺评定因素及评定规则补充要求

J.2.1 各种焊接方法的通用焊接工艺评定因素及分类应符合 NB/T 47014—2023 的规定。各种焊接方法的通用评定规则除应符合 NB/T 47014—2023 中 6.1.1~6.1.4 的规定外,还应符合以下补充规定:

- a) 当设计文件对热影响区有附加硬度限制要求时,换热管或整体管板为 Fe-1-2 组别号母材评定的合格的焊接工艺不适用于 Fe-1-1 组别号母材;
- b) 当设计文件对热影响区有附加硬度限制要求时,填充金属的评定规则应符合 NB/T 47014—2023 中 6.1.3 的规定,但对 Fe-1、Fe-3 类母材填充的类别号改变时均应重新进行评定;
- c) 除非另有规定,管板表面设有耐蚀覆层时,当覆层材料的类别发生改变,或变更焊材分类代号(变更为同化学成分分类中含碳量较低的除外),应重新进行评定。

J.2.2 换热管与管板的焊接工艺评定规则除应符合 NB/T 47014—2023 中 E.5 的规定外,当发生下列情况时,应重新进行评定:

- a) 焊缝有效厚度 l_a 小于换热管公称厚度的 $2/3$;
- b) 取消根部自熔焊。

J.2.3 当设计文件有特殊要求时,焊接工艺评定还应覆盖下列情况:

- a) 用最小的热输入量在管板厚度不小于 50 mm 的模拟组件上试验;
- b) 用最大的热输入量在管板厚度 20 mm 的模拟组件上试验。

J.3 评定试件及其评定方法

J.3.1 强度焊焊接工艺应采用模拟组件进行评定,试件加工和评定方法应符合 NB/T 47014—2023 中 E.5.3 的规定,试件管头可采用定位焊固定。

J.3.2 强度焊模拟组件评定试件应符合以下规定:

- a) 除非另有规定,试件用管板厚度不应小于产品管板的厚度和 20 mm 中的较小值;
- b) 需进行拉脱试验时,拉脱试件用换热管伸出管板壳侧长度不少于 30 mm,管板厚度不宜小于 50 mm;
- c) 允许采用与产品管板覆层材料公称化学成分基本相当或略高的堆焊层来制作模拟管板试件,试件厚度适用于焊件厚度范围应符合 NB/T 47014—2023 中 7.1.4 的规定,堆焊层有效厚度不应低于换热管壁厚,且不小于设计文件规定。

J.3.3 强度焊评定合格的焊接工艺适用于焊件的几何尺寸应符合 NB/T 47014—2023 中 E.5.1.2 和 E.5.1.3 的规定;当堆焊管板试件的覆层厚度小于 3 mm 时,评定合格的焊接工艺适用于焊件中管板覆

层厚度不小于试件覆层厚度；当堆焊管板试件的覆层厚度不小于 3 mm 时，评定合格的焊接工艺适用于焊件中管板覆层厚度不小于 3 mm。

J.3.4 密封焊缝的工艺评定可采用 NB/T 47014—2023 中图 13 进行评定；管头数量不少于 4 件；密封焊任意换热管规格尺寸评定合格的焊接工艺可覆盖所有规格换热管及其布置的焊接工艺评定。

J.3.5 当设计文件有特殊要求时，空冷器矩形丝堵管箱应制作 1:1 横截面尺寸的模拟箱体；模拟箱体的施焊深度不应小于产品尺寸；模拟箱体的长度应使管板上能布置至少 7 个(三角形布管)或 9 个(矩形布管)管头。

J.4 检验要求和结果评定

J.4.1 检验要求

J.4.1.1 强度焊试件的检验项目除应符合 NB/T 47014—2023 中 E.5.4 的规定外，还应按 J.4.2.1 检测焊缝有效厚度 l_a 。以换热管焊根点为圆心，与焊缝外表最小相切圆为半径画圆，确定焊缝有效厚度 l_a ，见图 J-1。

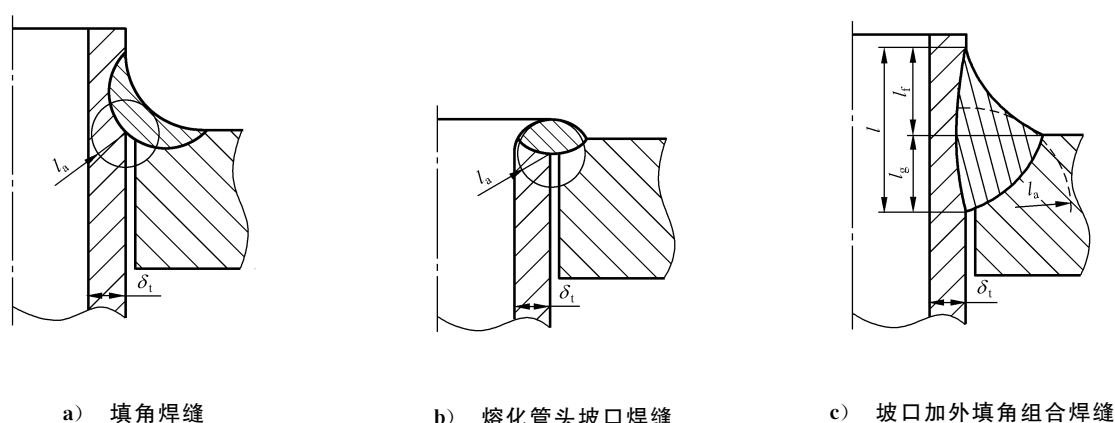
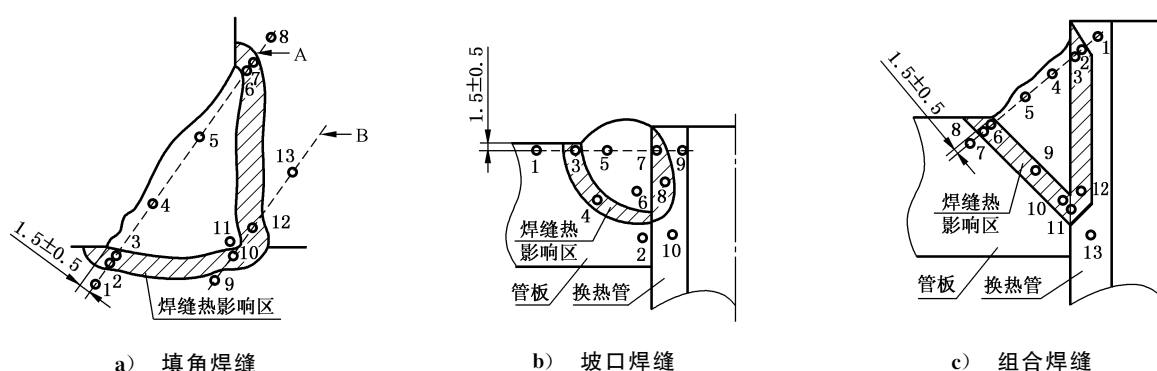


图 J-1 管头强度焊实测焊缝有效厚度尺寸 l_a

J.4.1.2 密封焊试件当采用管-板角焊缝试件时，检验项目应符合 NB/T 47014—2023 中 6.4.2 的规定；当采用模拟组件进行评定时，检验项目应符合 NB/T 47014—2023 中附录 E 的规定。

J.4.1.3 设计文件有规定时，试件按 GB/T 2654 和 GB/T 4340.1 的规定测量焊接接头的维氏硬度 (HV5 或 HV10)，检测点分布参照图 J-2，并符合设计文件要求；不准许测量布氏或里氏硬度后转换成维氏硬度；除非另有规定，管板材料标准屈服强度下限值低于 275 MPa 的非合金钢、铁素体不锈钢、镍及镍合金、铝和铝合金、铜和铜合金等管头焊缝可免除硬度检测。



注：图中数字编号为硬度检测点位置编号。

图 J-2 管头焊缝微观硬度测量点分布

J.4.1.4 设计文件有规定时,试件可按 NB/T 47013.2 进行 100%射线检测,并符合 J.4.2.3 的规定。

J.4.1.5 设计文件有规定时,强度焊试件在宏观检验前,按附录 I 进行拉脱试验。

J.4.1.6 设计文件有规定时,可进行奥氏体型不锈钢或奥氏体-铁素体型双相不锈钢试件的铁素体数检测,试验方法、合格指标由设计文件规定。

J.4.1.7 设计文件有规定时,可进行管头试件的腐蚀试验,试验方法、合格指标由设计文件规定。

J.4.1.8 设计文件有特殊规定时,可制作带不少于 3 个管头试件的试验箱,并按 NB/T 47013.8 的规定进行泄漏检测。

J.4.2 结果评定

J.4.2.1 强度焊试件的外观检验、渗透检验、宏观检验结果评定应符合 NB/T 47014—2023 中 E.5.4 的规定,焊缝有效厚度还应符合下列规定:

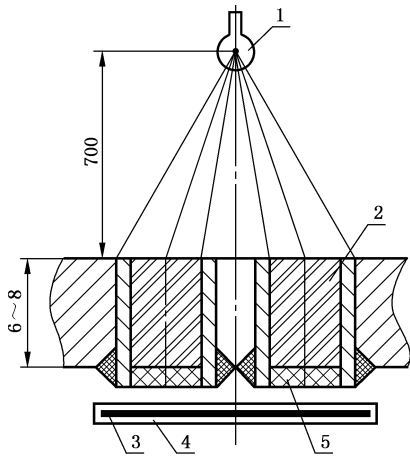
- 所有检测解剖断面都应满足 $l_a \geq 2\delta_t/3$;
- 焊缝有效厚度 l_a 还应减去同一路径线上的单个气孔或气孔尺寸总和;
- 挠性管板、拉撑管板试件的焊缝有效厚度尺寸检测按附录 P、附录 Q 或设计文件的规定。

J.4.2.2 密封焊试件当采用管-板角焊缝试件时,外观检查、横截面宏观检验应符合 NB/T 47014—2023 中 6.4.2 的规定,且检验面的焊脚之差不得大于 1 mm;当采用模拟组件进行评定时,外观检验、渗透检验、宏观检验结果应符合 NB/T 47014—2023 中附录 E 的规定,焊脚高度 l 应符合设计文件的规定或预焊接工艺规程的规定。

J.4.2.3 管头试件射线检测要求如下。

- 同时满足下列条件的试件可按 NB/T 47013.2 中的管子-管板角焊缝射线照相技术要求或设计文件的规定进行 100%射线检测,技术等级和质量等级应符合设计文件的规定:
 - 换热管内径在 8.5 mm~50 mm 范围内;
 - 换热管壁公称厚度在 1.2 mm~5.0 mm 范围内;
 - 换热管伸出管板表面高度不大于 5 mm;
 - 坡口深度不大于 6 mm。
- 当试件不满足 a) 规定时,可削薄试件管板后按 NB/T 47013.2 的规定进行 100%射线检测,质量等级不低于 II 级为合格,检测示意如图 J-3 所示。

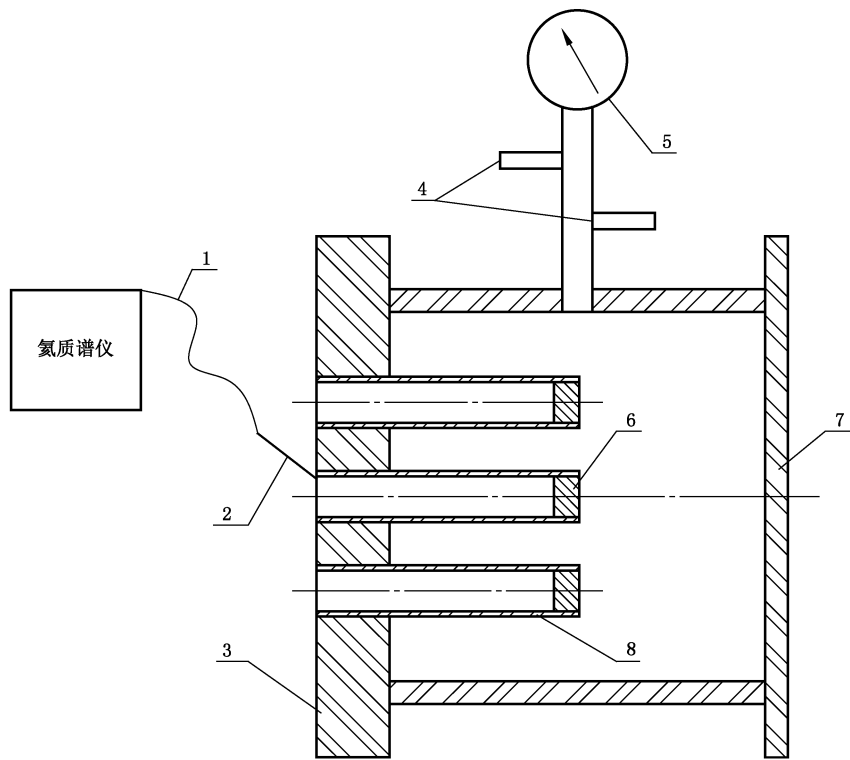
单位为毫米



- 标引序号说明：
- 1——射线源；
 - 2——辐射补偿块(钢/铅)；
 - 3——胶片；
 - 4——胶片暗袋；
 - 5——定位器。

图 J-3 管头试件 X 射线检测

- J.4.2.4 管头试件拉脱试验要求如下：**
- a) 强度焊试件的拉脱试验应符合附录 I 的规定；
 - b) 当焊材标准规定熔敷金属抗拉强度低于换热管、管板、管板覆层(当有时)材料标准规定抗拉强度最低值时,拉脱试验结果应符合设计文件规定。
- J.4.2.5 管头试件泄漏检测要求如下：**
- a) 试件可采用 NB/T 47013.8 规定的方法进行泄漏检测；
 - b) 除非另有规定,可按 NB/T 47013.8 中的气泡泄漏检测方法,在被检件外部直接施加检测溶液或将被检件直接浸入溶液的方法进行非定量的泄漏检测,无连续重复的气泡产生为合格；
 - c) 当设计对泄漏率要求较高时,可采用氦检漏试验的吸枪法、示踪探头法或护罩法,试验方法及合格判定应分别符合 NB/T47013.8 的规定；
 - d) 泄漏检测宜采用带有管头的密封箱进行检测,如图 J-4 所示。其中换热管可采用不少于 100 mm 直管段的 U 形管,也可在换热管直段尾部焊接堵头;但应至少检测三个管头。定量或半定量的氦气泄漏检测方法合格指标按设计文件的规定。



标引序号说明：

- 1——软管；
- 2——吸枪；
- 3——管板；
- 4——充气阀；
- 5——压力表；
- 6——焊接堵头；
- 7——密封箱；
- 8——换热管。

图 J-4 管头泄漏试验密封箱

J.5 焊接工艺评定报告

- J.5.1 焊接工艺规程及焊接工艺评定报告的样表见表 J-1 和表 J-2。
- J.5.2 除了表 J-2 中给出的焊接工艺参数外,必要时还应记录焊接参数等相关详细信息。

表 J-1 预焊接工艺规程(pWPS)

单位名称：			
预焊接工艺规程编号		日期	
所依据焊接工艺评定报告编号			
焊接方法		机动化程度(手工、机动、自动)	

表 J-1 预焊接工艺规程(pWPS) (续)

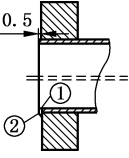
焊接接头				<div>2±0.5</div> <div>详图：</div>						
接头型式										
衬垫(材料及规格)										
其他										
母材										
类别号		组别号		与类别号		组别号				
或标准号					材料代号					
相焊的标准号					材料代号					
对接焊缝焊件母材厚度范围										
角焊缝焊件母材厚度范围										
换热管直径、壁厚范围										
对接焊缝					角焊缝					
其他										
填充金属										
焊材类别										
焊材标准										
填充金属尺寸										
焊材型号										
焊材牌号(金属材料代号)										
填充金属类别										
其他										
对接焊缝焊件焊缝金属厚度范围										
角焊缝焊件焊缝金属厚度范围										
耐蚀堆焊金属化学成分/%										
C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo	V	Ti	Nb
其他										
焊接位置					焊后热处理：					
对接焊缝的位置					保温温度/℃					
立焊焊接方向(向上/向下)										
角焊缝位置					保温时间 范围/h					
立焊焊接方向(向上/向下)										
预热				气体：						
最小预热温度/℃				57C			气体种类	纯度	流量 L/min	

表 J-1 预焊接工艺规程(pWPS) (续)

最大道间温度/℃				保护气					
保持预热时间				尾部保护气					
加热方式				背面保护气					
电特性									
电流种类				极性					
焊接电流范围/A				电弧电压/V					
焊接速度(范围)									
钨极类型及直径				喷嘴直径/mm					
焊接电弧种类(喷射弧、短路弧等)									
焊丝送进速度/(cm/min)									
(按所焊位置和厚度,分别列出电流和电压范围,记入下表)									
焊道/焊层	焊接方法	填充金属		焊接电流		电弧电压 V	焊接速度 mm/min	线能量 kJ/cm	
		牌号	直径	极性	电流 A				
技术措施									
摆动焊或不摆动焊				摆动参数					
焊前清理和层间清理				背面清根方法					
单道焊或多道焊(每面)				单丝焊或多丝焊					
导电嘴至工件距离/mm				有无定位焊					
其他									
编制				审核				批准	
日期				日期				日期	

注：对每一种母材与焊接材料的组合均需分别填表。

表 J-2 换热管与管板焊接工艺评定报告(PQR)

单位名称	
焊接工艺评定报告编号	
焊接工艺规程编号	
接头简图	评定因素

表 J-2 换热管与管板焊接工艺评定报告(PQR) (续)

管板类别				焊接方法及机动化程度						
标准及代号				焊接位置		手工焊时 立焊方向				
换热管类别				每面单道 焊/多道焊		焊接电流 种类				
标准及代号				焊接电流 A		电压 V				
规格				速度 mm/min		焊材类别				
换热管直径及厚度范围				标准		型号				
孔桥宽度				牌号		规格				
孔桥宽度范围				换热管与管板的连接方式						
气体				换热管与管板接头的清理 方法						
	气体种类	纯度	流量 L/min	钨极尺寸 mm		喷嘴尺寸 mm				
保护气				多道焊或 单道焊		多丝焊或 单丝焊				
尾部保护气				最小预热 温度/℃		最大层间 温度/℃				
背面保护气				焊后热处理						
外观检验		结果		报告编号						
渗透检测		结果		报告编号						
射线检测		结果		报告编号						
金相检验		结果		报告编号						
检验面编号		1	2	3	4	5	6	7	8	是否合格
有无裂纹,未熔合										
焊缝有效厚度 l_n /mm										
实际焊缝厚度 l_n /mm										
内瘤厚度/mm										
是否有未焊透										

附 录 K
(资料性)

换热管与管板焊接接头的焊缝形式

本附录给出了其他的换热管与管板焊接接头的焊缝形式,见图 K-1。

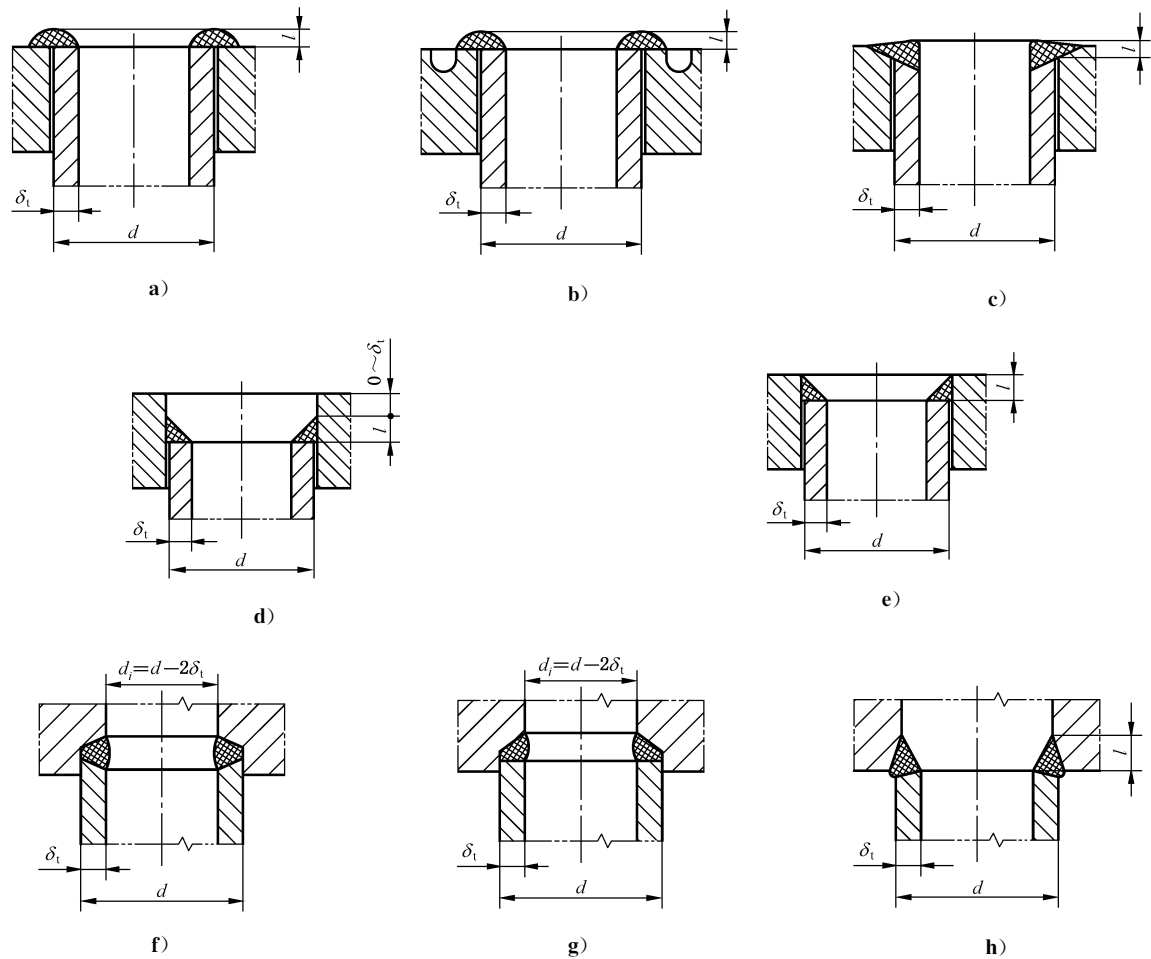


图 K-1 换热管与管板焊接接头的焊缝形式

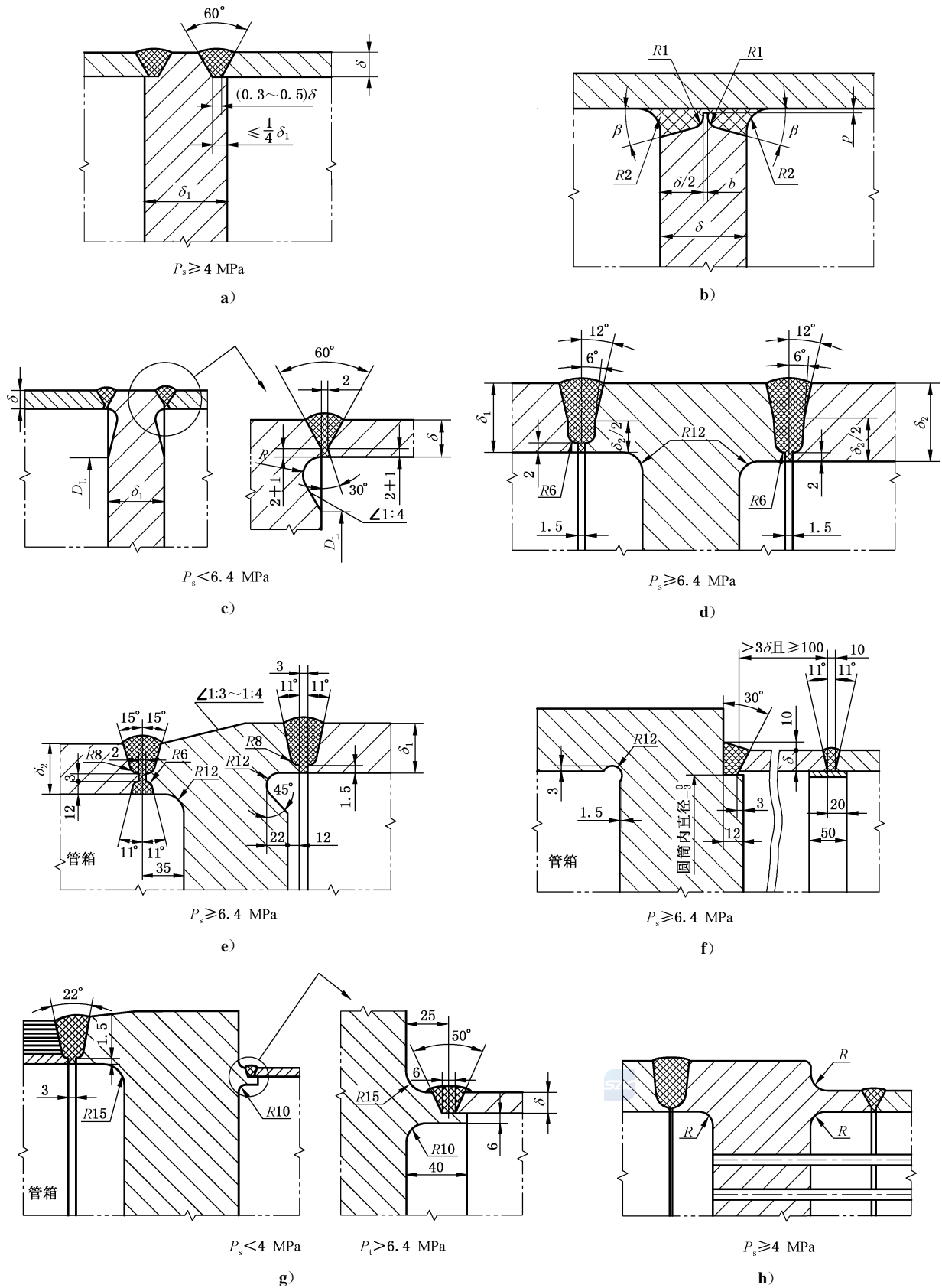
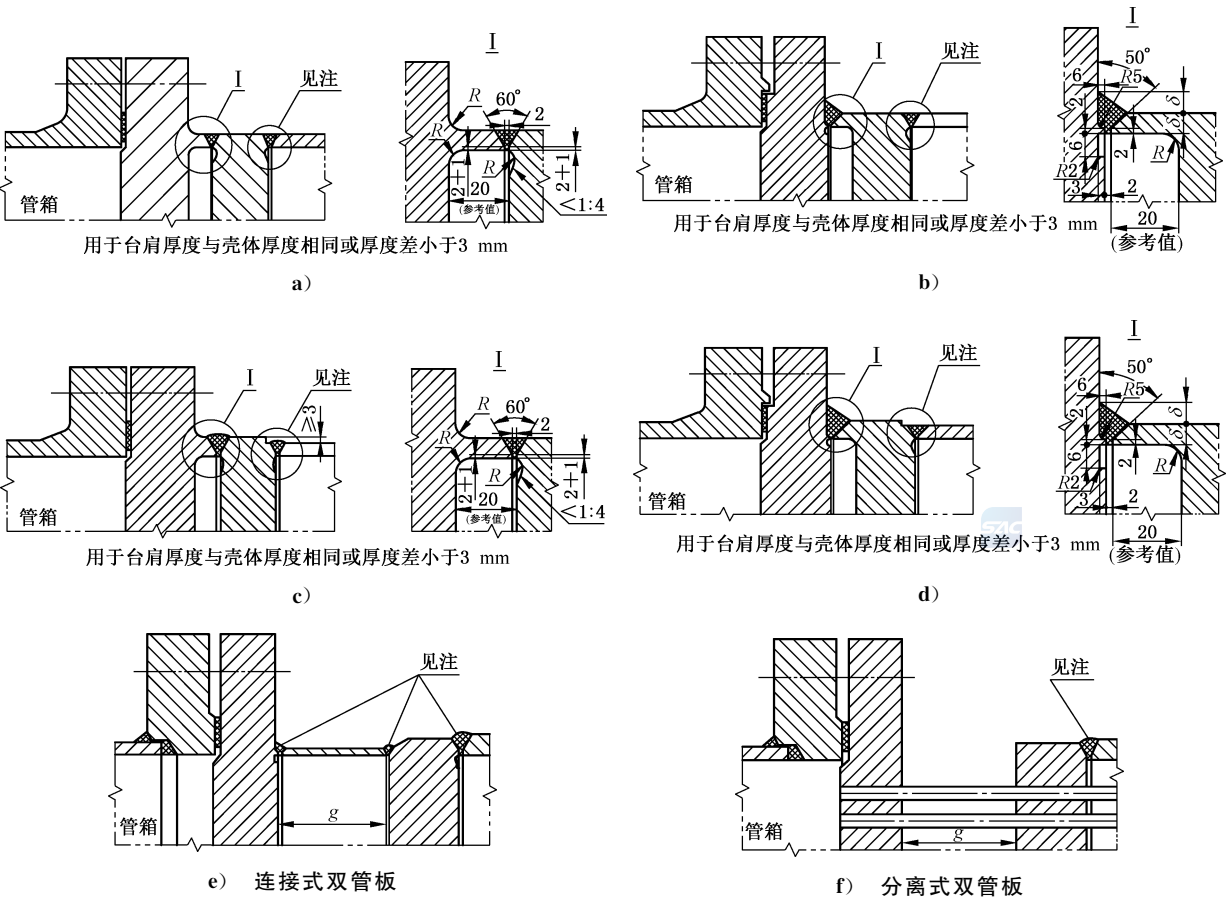


图 L-2 不兼作法兰的管板与筒体连接

L.4 双管板与筒体的连接

双管板与筒体的连接可采用图 L-3 中所示的结构。

单位为毫米



注：焊接接头见图 L-1 和图 L-2。

图 L-3 双管板与筒体的连接

附录 M

(资料性)

壳体和管束的进口或出口面积计算

M.1 一般规定

本附录给出了普通结构的壳体和管束的进口或出口面积的近似计算方法。

M.2 壳体进口或出口面积 A_s

图 M-1~图 M-4 所示壳体进口或出口的最小面积可按公式(M-1)进行近似计算:

$$A_s = \pi d_i h + F_1 \left(\frac{\pi d_i^2}{4} \right) \frac{(S-d)}{F_2 S} \quad \dots\dots\dots (M-1)$$

式中:

A_s ——壳体进口或出口的最小面积,单位为平方毫米(mm^2)。

D_i ——壳体内径,单位为毫米(mm)。

D_L ——布管限定圆直径,单位为毫米(mm)。

d_i ——接管内径,单位为毫米(mm)。

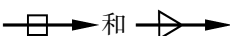

d ——换热管外径,单位为毫米(mm)。

F_1 ——系数:

a) 有防冲板时, $F_1 = 0$;

b) 无防冲板时, $F_1 = 1$ 。

F_2 ——换热管排列形式和进口或出口处流体流动方向的相对位置系数:

a) $F_2 = 1.0$ 用于  和 

b) $F_2 = 0.866$ 用于 

c) $F_2 = 0.707$ 用于 

h ——管束上方或防冲板上方自由高度的平均值,单位为毫米(mm):

a) 对于图 M-1、图 M-2 及图 M-4, $h = 0.5(h_1 + h_2)$, 单位为毫米(mm);

b) 对于图 M-3, $h = 0.5(D_i - D_L)$, 单位为毫米(mm)。

h_1 ——最大自由高度(在接管中心线处),单位为毫米(mm)。

h_2 ——最小自由高度(在接管边缘处),单位为毫米(mm), $h_2 = h_1 - 0.5[D_i - \sqrt{D_i^2 - d_i^2}]$, 单位为毫米(mm)。

S ——管换热管中心距,单位为毫米(mm)。

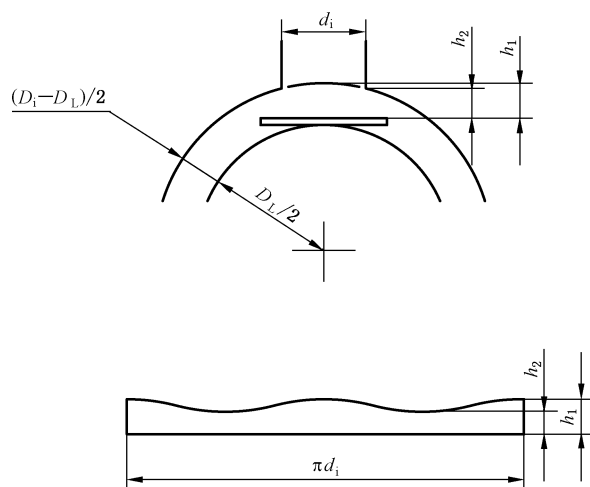


图 M-1 有防冲板-满布管

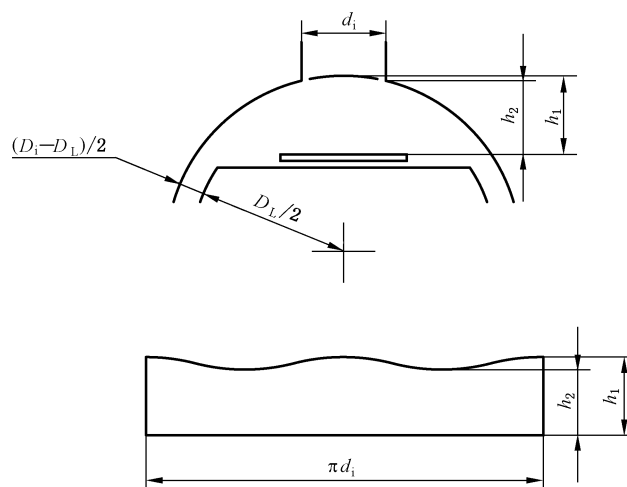


图 M-2 有防冲板-局部布管

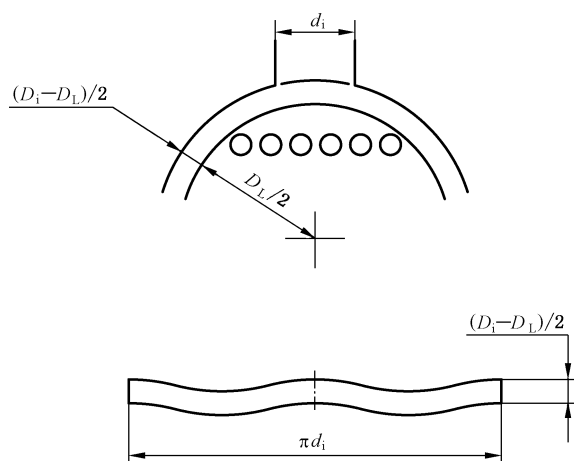


图 M-3 无防冲板-满布管

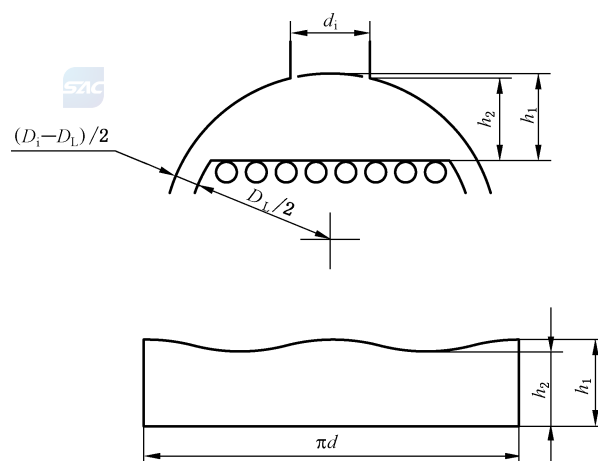


图 M-4 无防冲板-局部布管

M.3 管束的进口或出口面积 A_t

图 M-5、图 M-6 所示管束进口或出口的最小面积,可按公式(M-2)近似计算。

$$A_t = B_s(D_i - D_L) + (B_s K - A_p) \frac{(S - d)}{F_2 S} + A_L \quad \dots\dots\dots (M-2)$$

式中:

A_t ——管束进口或出口的最小面积,单位为平方毫米(mm^2)。

B_s ——进口或出口处折流板间距,单位为毫米(mm)。

K ——横过管束的有效弦长,见图 M-5,单位为毫米(mm);对图 M-6, $K = d_i$ 。

A_P ——防冲板的面积,单位为平方毫米(mm^2);

a) $A_P=0$ 用于无防冲板时,单位为平方毫米(mm^2);

b) $A_P=\frac{\pi L_P^2}{4}$ 用于圆形防冲板,单位为平方毫米(mm^2);

c) $A_P=L_P^2$ 用于正方形防冲板,单位为平方毫米(mm^2)。

L_P ——防冲板直径或边长,单位为毫米(mm)。

A_L ——管束与壳体间无限制的纵向流动面积,单位为平方毫米(mm^2);

a) $A_L=0$ 用于折流板切口垂直于接管中心线,单位为平方毫米(mm^2);

b) $A_L=0.5ab$ 用于折流板切口平行于接管中心线(如图 M-5),单位为平方毫米(mm^2);

c) $A_L=0.5(D_i-D_L)c$ 用于折流板切口平行于接管中心线(如图 M-6),单位为平方毫米(mm^2)。

a 、 b 见图 M-5,单位为毫米(mm)。

c 见图 M-6,单位为毫米(mm)。

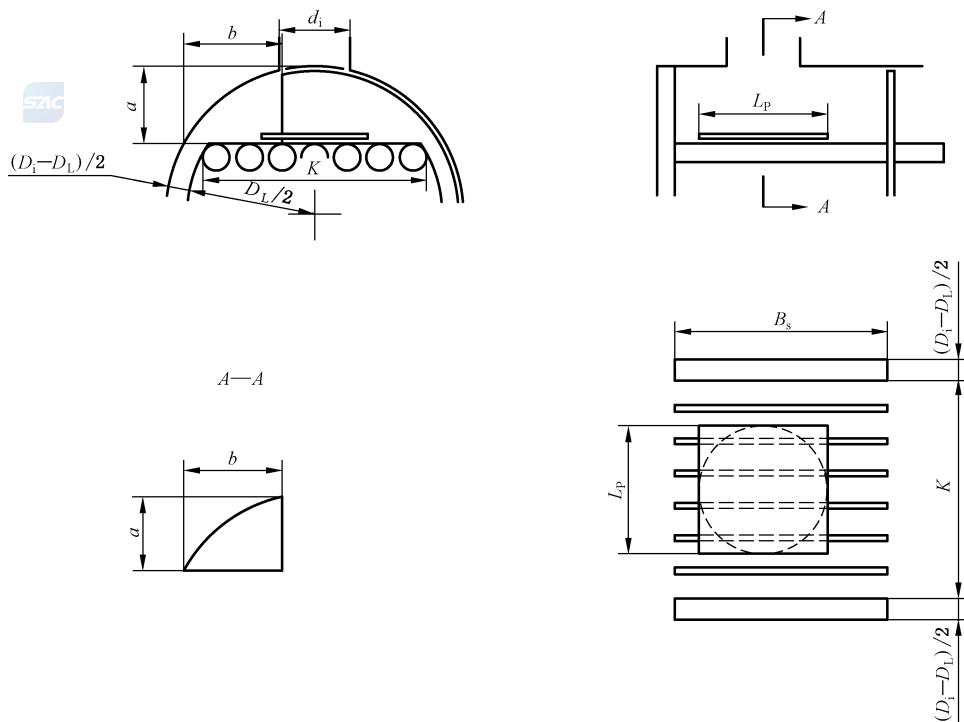


图 M-5 局部布管-有或无防冲板

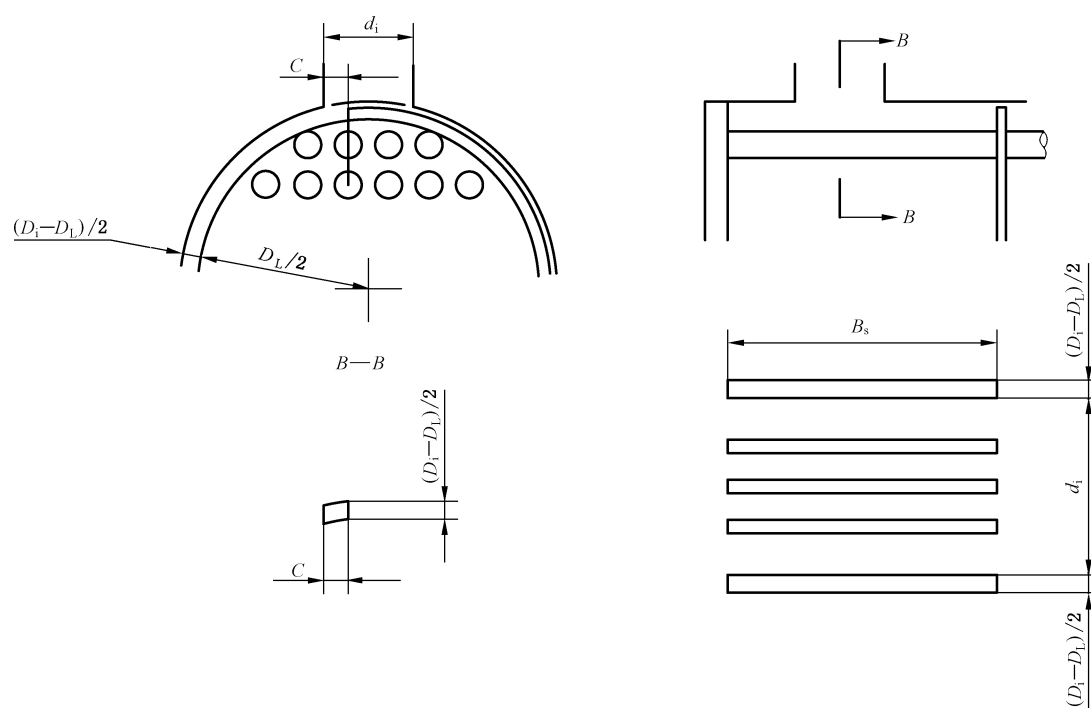


图 M-6 满布管-无防冲板

附录 N

(资料性)

重叠式热交换器抗震设计计算

N.1 一般规定

N.1.1 本附录适用于设计基本地震加速度不大于 $0.40g$, 或抗震设防烈度 9 度以下地区的每层采用双鞍座支撑的重叠热交换器的抗震设计计算。重叠式热交换器的抗震设计参照 GB/T 50761—2018 的相关规定。

N.1.2 重叠式热交换器宜计算水平方向的地震作用并进行抗震验算。当设计基本地震加速度为 $0.20g \sim 0.40g$, 或抗震设防烈度为 8 度、9 度时, 对直径大于 4 m, 且两支座间距大于 20 m 的重叠式热交换器, 宜计算竖向地震作用并进行抗震验算。

N.1.3 安装在构架上的重叠式热交换器宜计入热交换器所在构架的地震放大作用。

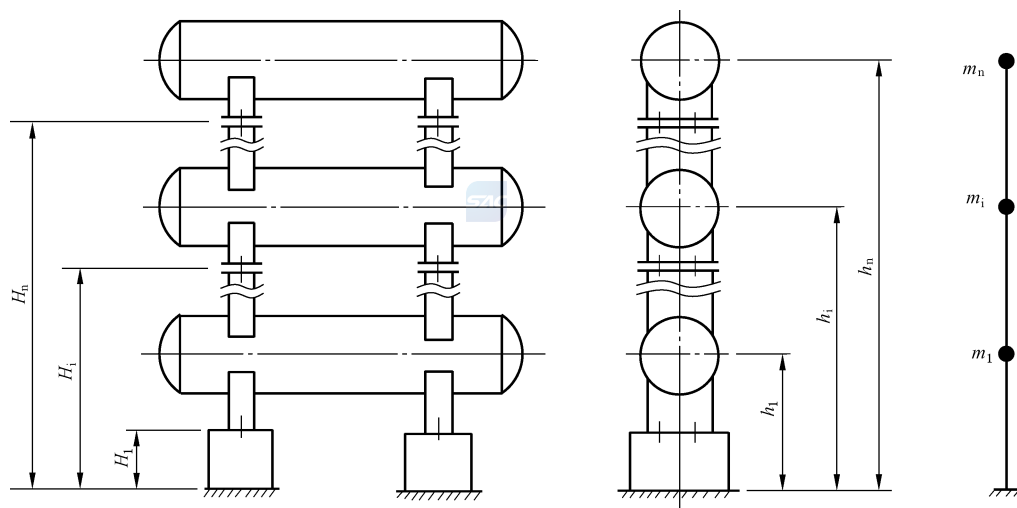
N.1.4 重叠式热交换器基本自振周期可取 0.15 s, 阻尼比可取 0.05。

N.1.5 重叠式热交换器的水平地震作用计算, 地震影响系数参照 GB/T 50761—2018 取设防地震的水平地震影响系数最大值。

N.1.6 重叠式热交换器抗震重要度分类以及重要度系数, 参照 GB/T 50761—2018 确定。以各热交换器最高抗震重要度类别作为该重叠式热交换器的抗震重要度类别。

N.2 地震作用和抗震验算

N.2.1 重叠式热交换器, 在轴向和横向均可视为一个多自由度体系(图 N-1)。



标引符号说明:

H_1 、 H_i 、 H_n ——分别为热交换器支座底板距地面或构架表面高度;

h_1 、 h_i 、 h_n ——分别为热交换器质心距地面或构架表面高度;

m_1 、 m_i 、 m_n ——分别为热交换器集中于质点 1、i、n 的质量。

图 N-1 重叠式热交换器计算

N.2.2 对安装在地面上的重叠式热交换器总水平地震作用设计值(见图 N-2)和各质点的水平地震作用宜根据公式(N-1)~公式(N-3)计算。

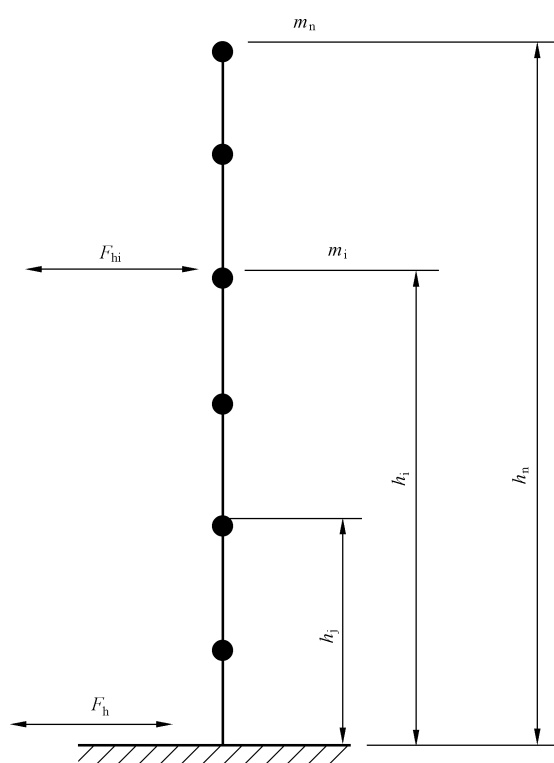


图 N-2 重叠式热交换器水平地震作用计算

$$F_h = \eta R_E \alpha_1 m_{eq} g \quad \dots\dots\dots (N-1)$$

$$m_{eq} = \lambda_m \sum_{i=1}^n m_i \quad \dots\dots\dots (N-2)$$

$$F_{hi} = \frac{m_i h_i^{\delta}}{\sum_{j=1}^n m_j h_j^{\delta}} F_h \quad \dots\dots\dots (N-3)$$

式中：

- F_h ——重叠式热交换器总水平地震作用设计值,单位为牛顿(N);
- α_1 ——相应于重叠式热交换器基本自振周期的水平地震影响系数;
- η ——重叠式热交换器抗震重要度系数,根据 GB/T 50761—2018 中表 3.1.2 选用;
- R_E ——重叠式热交换器地震作用调整系数,可取 0.45;
- m_{eq} ——重叠式热交换器的等效总质量,单位为千克(kg);
- F_{hi} ——作用于质点 i 的水平地震作用设计值,单位为牛顿(N);
- λ_m ——等效质量系数,取 0.85;
- m_i, m_j ——分别为集中于质点 i、j 的单台热交换器的质量,单位为千克(kg);
- h_i, h_j ——分别为质点 i、j 的计算高度,单位为毫米(mm);
- n ——质点数;
- δ ——弯曲变形影响指数,取值为 1.0。

N.2.3 对安装在地面上的重叠式热交换器的总竖向地震作用设计值(见图 N-3)和各质点的竖向地震作用宜根据公式(N-4)和公式(N-5)计算。

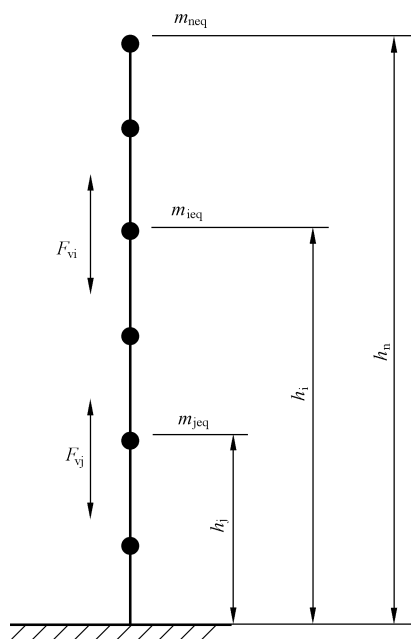


图 N-3 重叠式热交换器竖向地震作用计算

$$F_v = \eta R_E \alpha_{v\max} m_{\text{eqv}} g \quad \dots\dots\dots (\text{N-4})$$

$$F_{vi} = \frac{m_i h_i}{\sum_{j=1}^n m_j h_j} F_v \quad \dots\dots\dots (\text{N-5})$$

式中：

F_v ——重叠式热交换器底部总竖向地震作用设计值，单位为牛顿(N)；

F_{vi} ——作用于质点 i 的竖向地震作用设计值，单位为牛顿(N)；

$\alpha_{v\max}$ ——竖向地震影响系数最大值，可取水平地震影响系数最大值的 65%；

m_{eqv} ——重叠式热交换器的竖向等效质量，单位为千克(kg)，可取重叠式热交换器总质量的 75%。

N.2.4 对安装在构架上的重叠式热交换器的总的地震作用和各质点的地震作用，可按公式(N-6)～公式(N-9)进行计算。每层构架高度可按 4 m～5 m 确定。

$$F_{hk} = K_m F_h \quad \dots\dots\dots (\text{N-6})$$

$$F_{hki} = \frac{m_i h_i^{\delta}}{\sum_{j=1}^n m_j h_j^{\delta}} F_{hk} \quad \dots\dots\dots (\text{N-7})$$

$$F_{vk} = K_m F_v \quad \dots\dots\dots (\text{N-8})$$

$$F_{vki} = \frac{m_i h_i}{\sum_{j=1}^n m_j h_j} F_{vk} \quad \dots\dots\dots (\text{N-9})$$

式中：

F_{hk} ——构架上重叠式热交换器的水平地震作用设计值，单位为牛顿(N)；

F_{hki} ——构架上重叠式热交换器作用于质点 i 的水平地震作用设计值，单位为牛顿(N)；

F_{vk} ——构架上重叠式热交换器的水平地震作用设计值，单位为牛顿(N)；

F_{vki} ——构架上重叠式热交换器作用于质点 i 的水平地震作用设计值，单位为牛顿(N)；

K_m ——构架上重叠式热交换器的地震作用放大系数，按表 N-1 选用。

表 N-1 构架上设备的地震作用放大系数

构架层数	第一层	第二层	第三层	第四层	第五层及以上
放大系数	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0

N.2.5 双鞍座重叠式热交换器在地震作用下的第 j 层热交换器的支座反力,可按公式(N-10)~公式(N-13)计算。重叠式热交换器鞍座布置图见图 N-4。

$$R_j = \max[R_{Fj}, R_{Bj}] + \frac{1}{L_{Sj}} \sum_{i=j}^n F_{hi}(h_i - H_j) \dots\dots\dots (N-10)$$

$$R_{Fj} = q_j \left[\frac{2 L_{Hj}}{3} \left(1 + \frac{L_{Fj}}{L_{Sj}} - \frac{L_{Bj}}{L_{Sj}} \right) + \frac{L_{Sj}}{2} \left(1 + \frac{L_{Fj}}{L_{Sj}} \right)^2 - \frac{L_{Bj}^2}{2 L_{Sj}} \right] \dots\dots\dots (N-11)$$

$$R_{Bj} = q_j \left[\frac{2 L_{Hj}}{3} \left(1 + \frac{L_{Bj}}{L_{Sj}} - \frac{L_{Fj}}{L_{Sj}} \right) + \frac{L_{Sj}}{2} \left(1 + \frac{L_{Bj}}{L_{Sj}} \right)^2 - \frac{L_{Fj}^2}{2 L_{Sj}} \right] \dots\dots\dots (N-12)$$

$$q_j = \frac{\sum_{i=j}^n (m_i g + F_{vi})}{L_{Sj} + 4 L_{Hj}/3} \dots\dots\dots (N-13)$$

式中：

F_{hi} ——第 j 层热交换器上的水平地震作用,当安装在构架上,取值为 F_{hki} ,单位为牛顿(N)；

F_{vi} ——第 j 层热交换器上的水平地震作用,当安装在构架上,取值为 F_{vki} ,单位为牛顿(N)；

L_{Sj} ——第 j 层热交换器两支座间距,单位为毫米(mm)；

L_{Fj} ——第 j 层热交换器前端支座距前端封头切线距离,单位为毫米(mm)；

L_{Bj} ——第 j 层热交换器后端支座距后端端封头切线距离,单位为毫米(mm)；

L_{Hj} ——第 j 层热交换器封头高度,单位为毫米(mm)；

q_j ——第 j 层热交换器单位长度载荷,单位为牛每毫米(N/mm)；

R_j ——第 j 层热交换器的支座反力,单位为牛顿(N)；

R_{Fj} ——均布载荷作用下第 j 层热交换器前端支座反力,单位为牛顿(N)；

R_{Bj} ——均布载荷作用下第 j 层热交换器后端支座反力,单位为牛顿(N)。

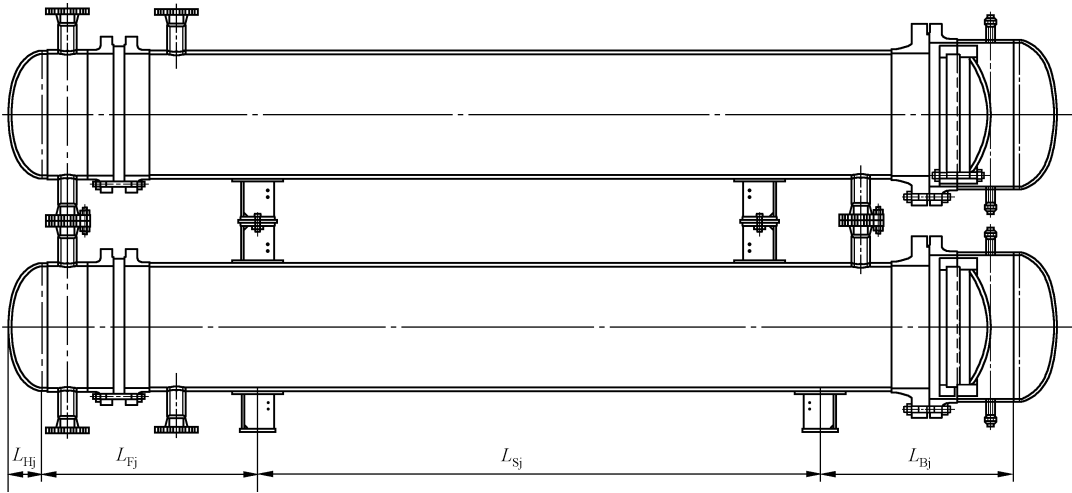


图 N-4 重叠式热交换器鞍座布置图

N.2.6 重叠式热交换器第j层热交换器支座处周向应力,按以下方法计算。

当鞍座无垫板或垫板对热交换器壳体不起加强作用时,重叠式热交换器第j层热交换器支座边角处壳体的周向应力可按公式(N-14)~公式(N-16)计算。

a) 横截面的最低点处:

$$\sigma_{5j} = -\frac{kK_5 R_j}{\delta_{ej} b_{2j}} \dots\dots\dots (N-14)$$

b) 鞍座边角处:

当 $L_j/R_{aj} \geq 8$ 时:



$$\sigma_{6j} = -\frac{R_j}{4\delta_{ej} b_{2j}} - \frac{3K_6 R_j}{2\delta_{ej}^2} \dots\dots\dots (N-15)$$

当 $L_j/R_{aj} < 8$ 时:

$$\sigma_{6j} = -\frac{R_j}{4\delta_{ej} b_{2j}} - \frac{12K_6 R_j R_{aj}}{L_j \delta_{ej}^2} \dots\dots\dots (N-16)$$

表 N-2 系数 K_5 、 K_6

鞍座包角 θ (°)	K_5	K_6	
		$A/R_a \leq 0.5$	$A/R_a \geq 1$
120	0.760	0.013	0.053
135	0.711	0.010	0.041
150	0.673	0.008	0.032
162	0.650	0.006	0.025

垫板起加强作用时,重叠式热交换器第j层热交换器支座边角处壳体的周向应力可按公式(N-17)~公式(N-19)计算。

a) 横截面的最低点处:

$$\sigma_{5j} = -\frac{kK_5 R_j}{(\delta_{ej} + \delta_{rej}) b_{2j}} \dots\dots\dots (N-17)$$

b) 鞍座边角处与垫板边缘处:

当 $L_j/R_{aj} \geq 8$ 时:

$$\sigma_{6j} = -\frac{R_j}{4(\delta_{ej} + \delta_{rej}) b_{2j}} - \frac{3K_6 R_j}{2(\delta_{ej}^2 + \delta_{rej}^2)} \dots\dots\dots (N-18)$$

$$\sigma'_{6j} = -\frac{R_j}{4\delta_{ej} b_{2j}} - \frac{3K_6 R_j}{2\delta_{ej}^2} \dots\dots\dots (N-19)$$

当 $L_j/R_{aj} < 8$ 时,按公式(N-20)和公式(N-21):

$$\sigma_{6j} = -\frac{R_j}{4(\delta_{ej} + \delta_{rej}) b_{2j}} - \frac{12K_6 R_j R_{aj}}{L_j (\delta_{ej}^2 + \delta_{rej}^2)} \dots\dots\dots (N-20)$$

$$\sigma'_{6j} = -\frac{R_j}{4\delta_{ej} b_{2j}} - \frac{12K_6 R_j R_{aj}}{L_j \delta_{ej}^2} \dots\dots\dots (N-21)$$

c) 热交换器支座周向应力宜依据公式(N-22)~公式(N-25)计算:

$$|\sigma_{5j}| \leq K_L [\sigma]^t \dots\dots\dots (N-22)$$

$$|\sigma_{5j}| \leq 1.25 K_L [\sigma]^t \dots\dots\dots (N-23)$$

$$|\sigma_{6j}| \leq 1.25 K_L [\sigma]^t \dots\dots\dots (N-24)$$

$$|\sigma'_{6j}| \leq 1.25 K_L [\sigma]^t \dots\dots\dots (N-25)$$

式中：

- σ_{5j} ——第 j 层支座边角处壳体横截面最低点的周向应力,单位为兆帕(MPa);
 σ_{6j} ——第 j 层支座边角处壳体的周向应力,单位为兆帕(MPa);
 $[\sigma]^t$ ——第 j 层支座处设计温度下容器壳体材料许用应力,单位为兆帕(MPa);
 δ_{ej} ——第 j 层支座处壳体有效厚度,单位为毫米(mm);
 δ_{rej} ——第 j 层支座处垫板有效厚度,单位为毫米(mm);
 K_L ——容器壳体抗震许用应力调整系数,取值 1.2;
 L_j ——两封头切线之间的距离,单位为毫米(mm);
 b_{2j} ——第 j 层热交换器筒体有效宽度,单位为毫米(mm),取 $b_{2j} = b_j + 1.56\sqrt{R_{aj}\delta_{nj}}$;
 b_j ——第 j 层热交换器支座轴向宽度,单位为毫米(mm);
 R_{aj} ——第 j 层支座处壳体平均半径,单位为毫米(mm);
 δ_{nj} ——第 j 层支座处壳体名义厚度,单位为毫米(mm);
 K_5 ——系数,按表 N-2 取值;
 K_6 ——系数,按表 N-2 取值;
 k ——系数,取值 0.1。

N.2.7 重叠式热交换器第 j 层热交换器支座腹部水平拉应力,按以下方法计算。

支座腹板的水平分力按公式(N-26)计算：

$$F_{sj} = K_9 R_j \quad \dots\dots\dots (\text{N-26})$$

K_9 按表 N-3 选取。

表 N-3 系数 K_9

鞍座包角 θ (°)	K_9
120	0.204
135	0.231
150	0.259

鞍座腹板有效截面内的水平方向平均拉应力按公式(N-27)和公式(N-28)计算：

a) 无垫板或垫板不起加强作用时：

$$\sigma_{9j} = \frac{F_{sj}}{H_{sj} b_{0j}} \quad \dots\dots\dots (\text{N-27})$$

b) 垫板起加强作用时：

$$\sigma_{9j} = \frac{F_{sj}}{H_{sj} b_{0j} + b_{ej} \delta_{rej}} \quad \dots\dots\dots (\text{N-28})$$

N.2.8 平均拉应力按公式(N-29)进行校核：

$$\sigma_{9j} \leq \frac{2}{3} K_{Ls} [\sigma]_{sa} \quad \dots\dots\dots (\text{N-29})$$

式中：

- F_{sj} ——第 j 层支座腹板的水平分力,单位为牛顿(N);
 H_{sj} ——第 j 层支座计算高度,取 $\min\left\{H_{saj}, \frac{1}{3}R_{aj}\right\}$;
 H_{saj} ——第 j 层支座高度,即圆筒最低表面至第 j 层基础表面的距离,单位为毫米(mm);
 b_{0j} ——第 j 层支座腹板名义厚度,单位为毫米(mm);

- b_{2j} ——第 j 层支座垫板有效宽度,取 $b_{2j}=b_2$,单位为毫米(mm);
- σ_{9j} ——第 j 层支座腹板有效截面内的水平方向平均拉应力,单位为兆帕(MPa);
- $[\sigma]_{sa}$ ——第 j 层支座材料的许用应力,单位为兆帕(MPa);
- K_{LS} ——支座的抗震许用应力调整系数,取值 1.33。

N.2.9 重叠热交换器第 j 层热交换器支座的压缩压力,可按公式(N-30)~公式(N-32)计算:

- a) 轴向水平地震作用小于或等于鞍座底板与基础间静摩擦力($F_{bj} \leq \sum_{i=j}^n m_i g f$)时:

$$\sigma_{saj} = - \frac{\sum_{i=j}^n (m_i g + F_{vi})}{2A_{saj}} - \frac{H_{saj} \sum_{i=j}^n (F_{hi})}{2Z_{rj}} - \frac{\sum_{i=j}^n F_{hi} (h_i - H_j)}{A_{saj} (L_{sj})} \dots\dots\dots (N-30)$$

- b) 轴向水平地震作用大于鞍座底板与基础间静摩擦力($F_{bj} > \sum_{i=j}^n m_i g f$)时:

$$\sigma_{saj} = - \frac{\sum_{i=j}^n (m_i g + F_{vi})}{2A_{saj}} - \frac{H_{saj} (\sum_{i=j}^n F_{his} - R_j f)}{Z_{rj}} - \frac{\sum_{i=j}^n F_{hi} (h_i - H_j)}{A_{saj} (L_{sj})} \dots\dots\dots (N-31)$$

$$|\sigma_{saj}| \leq K_{LS} [\sigma]_{caj}^t \dots\dots\dots (N-32)$$

式中:

- σ_{saj} ——第 j 层热交换器支座压缩应力,单位为兆帕(MPa);
- $[\sigma]_{caj}^t$ ——第 j 层热交换器支座处设计温度下支座材料许用应力,单位为兆帕(MPa);
- A_{saj} ——第 j 层热交换器支座腹板与筋板(筒体或垫板最低处)组合截面积,单位平方毫米(mm^2);
- Z_r ——第 j 层热交换器支座腹板与筋板(筒体或垫板最低处)组合截面的抗弯截面系数,单位为立方毫米(mm^3);
- K_{LS} ——支座的抗震许用应力调整系数,取值 1.33;
- L_{sj} ——第 j 层热交换器两支座之间的距离,单位为毫米(mm);
- f ——鞍座底板与基础或配对鞍座间静摩擦系数:钢底板对钢基础垫板取值 0.3,钢底板对特氟隆垫板取值 0.1;
- f_s ——鞍座底板对基础或配对鞍座的动摩擦系数:钢底板对钢基础垫板取值 0.15,钢底板对特氟隆垫板取值 0.05。

N.2.10 重叠热交换器第 j 层热交换器支座连接(地脚)螺栓拉应力,可按公式(N-33)~公式(N-36)计算:

$$\sigma_{dj} = \frac{1}{n_{btj} A_{btj} l_j} \sum_{i=j}^n F_{hi} (h_i - H_j) - \frac{1}{2n_{btj} A_{btj}} \sum_{i=j}^n (m_i g - F_{vi}) \dots\dots\dots (N-33)$$

$$\sigma_{dj} \leq [\sigma]_{btj} \dots\dots\dots (N-34)$$

碳钢:

$$[\sigma]_{btj} = 0.75 R_{eLj} \dots\dots\dots (N-35)$$

低合金钢:

$$[\sigma]_{btj} = 0.6 R_{eLj} \dots\dots\dots (N-36)$$

式中:

- σ_{dj} ——第 j 层热交换器支座连接(地脚)螺栓拉应力,单位为兆帕(MPa);
- A_{btj} ——第 j 层热交换器支座单根连接(地脚)螺栓的有效断面积,单位平方毫米(mm^2);
- n_{btj} ——第 j 层热交换器支座连接(地脚)螺栓的数目;
- $[\sigma]_{btj}$ ——第 j 层热交换器支座连接(地脚)螺栓许用拉应力,单位为兆帕(MPa);

R_{eLj} ——第 j 层热交换器支座连接(地脚)螺栓屈服强度,单位为兆帕(MPa);

l_j ——第 j 层筒体轴线两侧鞍座螺栓间距,单位为毫米(mm)。

N.2.11 当地震载荷引起的水平地震力大于底板与基础的静摩擦力($\sum_{i=j}^n F_{hi} > \sum_{i=j}^n m_j g f$),重叠设备第 j 层热交换器支座连接(地脚)螺栓剪应力,可按公式(N-37)~公式(N-39)计算:

$$\tau_j = \frac{1}{n'_{btj} A_{btj}} \left(\sum_{i=j}^n F_{hi} - 2R_j f_s \right) \quad \dots\dots\dots (N-37)$$

$$\tau_j \leq [\tau]_{btj} \quad \dots\dots\dots (N-38)$$

$$[\tau]_{btj} = 0.8[\sigma]_{btj} \quad \dots\dots\dots (N-39)$$

式中:

τ_j ——第 j 层热交换器支座连接(地脚)螺栓剪应力,单位为兆帕(MPa);

n'_{btj} ——第 j 层热交换器支座承受剪应力的地脚螺栓个数,单位为个;

$[\tau]_{btj}$ ——第 j 层热交换器支座连接(地脚)螺栓剪切许用应力,单位为兆帕(MPa)。



附 录 O

(资料性)

波纹换热管的管板设计

O.1 一般规定

O.1.1 本附录适用于波纹换热管(以下简称“波纹管”)的管板设计。

O.1.2 波纹管适用的参数范围:

- a) 设计压力不大于 4.0 MPa;
- b) 设计温度不大于 300 °C;
- c) 公称直径不大于 2 000 mm;
- d) 公称直径(mm)和设计压力(MPa)的乘积不大于 4 000。

O.1.3 波纹管热交换器不适用于下列场合:

- a) 毒性程度为极度或高度危害的介质;
- b) 易燃或易爆介质;
- c) 存在应力腐蚀倾向的场合,且未进行固溶处理。

O.2 结构设计

O.2.1 折流板最大间距为波纹管波谷外径的 25 倍。

O.2.2 波纹管用作 U 形换热管时除满足 7.4.3 的规定外,还满足以下要求:

- a) 弯管段不准许制造波纹;
- b) 波纹管直管段与弯管段之间保留光管过渡段,光管过渡段长度满足 50 mm~100 mm。

O.2.3 波纹管的形状和结构尺寸见图 O-1。当成形后接头部分的公差满足光管公差要求时,允许波纹管与接头采用一次成型代替焊接结构。

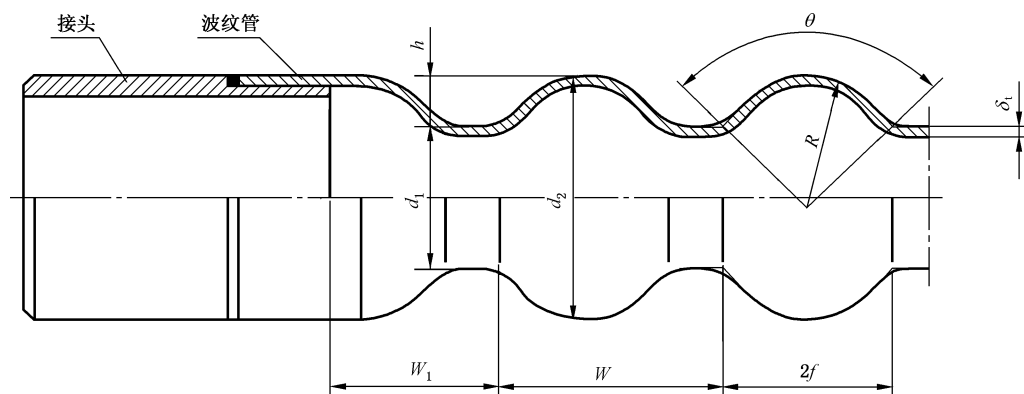


图 O-1 波纹管形状和结构尺寸

O.3 符号

下列符号适用于本附录:

- A_s ——圆筒壳壁金属横截面积, mm^2 ;
- A_1 ——管板开孔后的面积, mm^2 ;
- a ——一根波纹管波谷处金属横截面积, mm^2 ;

- C_p ——许用内压系数, $C_p=0.675$;
 D_i ——壳程圆筒和管箱圆筒内径, mm;
 d_1 ——波谷外径(管坯外径), mm;
 d_2 ——波峰外径, mm;
 E_s ——设计温度下壳程圆筒材料的弹性模量, MPa;
 H ——波纹管的波高, mm;
 F ——波纹圆弧弦长之半(半波宽), $2f=(0.6\sim 0.65)d_1$, mm;
 i ——波纹管波谷处截面的回转半径, mm;
 K ——换热管加强系数;
 K_1 ——波纹管轴向单波刚度, N/mm;
 K_{b1} ——长度为 l_{cr} 的波纹管刚度, N/mm;
 K_{b2} ——长度为 L 的单根波纹管刚度, N/mm;
 K_{ex} ——壳体波形膨胀节轴向刚度, 按 GB 16749 进行计算, N/mm, 其他膨胀节轴向刚度可通过拉伸试验确定;
 K_t ——管束模数, MPa;
 L ——换热管有效长度(两管板内侧间距), mm;
 l_{cr} ——换热管受压失稳当量长度, 按图 7-2 确定, mm;
 n ——换热管根数;
 P_a ——有效组合压力, MPa;
 $[p]_i$ ——波纹管的许用内压力, MPa;
 $[p]_o$ ——波纹管的许用外压力, MPa;
 Q ——壳体不带波形膨胀节时, 换热管束与圆筒刚度比;
 Q_{ex} ——壳体带波形膨胀节时, 换热管束与壳体刚度比;
 R ——波纹圆弧半径, $R=(f^2+h^2)/2h$, mm;
 $R_{p0.2}^t$ ——设计温度下换热管材料的 0.2% 非比例延伸强度, MPa;
 W ——波距(波纹管波长与波节直边之和), $W=(0.8\sim 0.9)d_1$, mm;
 W_1 ——波纹管管端直边计算长度, mm;
 δ ——管板计算厚度, mm;
 δ_t ——波纹管厚度, mm;
 γ ——波纹管与壳程圆筒的热膨胀变形差;
 η ——管板刚度削弱系数, 如无特别指定, 一般可取 0.4;
 θ ——波纹圆弧圆心角, $\theta=2\arcsin(f/R)$, 弧度;
 Σ_s ——系数;
 Σ_t ——系数;
 $[\sigma]_{cr}^t$ ——波纹管在设计温度下的稳定许用压应力, MPa;
 $[\sigma]_t^t$ ——波纹管在设计温度下的许用应力, MPa。
 其他符号同单管板计算。

O.4 波纹管轴向刚度

波纹管的轴向单波刚度 K_1 可按公式(O-1)计算或通过拉伸试验确定, 常见奥氏体型不锈钢波纹管的轴向单波刚度可按表 O-1 查取。

$$K_1 = D_m E_t (\delta_t / h)^3 / 1.5 \quad \dots\dots\dots (O-1)$$

式中:

D_m ——平均直径, $D_m = (d_1 + d_2) / 2$, 单位为毫米(mm);

E_t ——波纹管材料设计温度下的弹性模量, 单位为兆帕(MPa);

h ——波高, $h = (d_2 - d_1) / 2$, 单位为毫米(mm)。

表 O-1 奥氏体型不锈钢波纹管单波刚度 K_1

波纹管公称直径(波峰/波谷外径)	波纹管厚度 δ_t /mm		
	0.5	0.8	1.0
	轴向单波刚度 K_1 / (kN/mm)		
$\Phi 32/25$	14.4	56.3	84.4
$\Phi 42/33$	6.1	40.0	54.5
注: 适用范围为波宽与波距之比 $2f/W = 0.65 \sim 0.85$ 。			

O.5 波纹管的许用压力

O.5.1 波纹管许用内压力按公式(O-2)计算:

$$[p]_i = \frac{C_p [\sigma]_t^t \delta_t}{d_1 - \delta_t} \quad \dots\dots\dots (O-2)$$

O.5.2 波纹管许用外压力按公式(O-3)计算:

$$[p]_o = \frac{B \delta_t}{d_1} \quad \dots\dots\dots (O-3)$$

式中 B 按 GB 150.3—2024 中第 6 章方法确定, 其计算长度取单根波纹管中波距 W 和管端直边计算长度 W_1 (见图 O-1) 中的较大值。

O.5.3 波纹管的设计压力满足下列条件:

- 管程设计压力 p_t 不大于波纹管的许用内压力, 即: $p_t \leq [p]_i$;
- 壳程设计压力 p_s 不大于波纹管的许用外压力, 即: $p_s \leq [p]_o$ 。

O.6 波纹管稳定许用压应力

O.6.1 本条款适用于浮头式、填函式和固定管板式换热器的换热管受压失稳的校核。U 形管热交换器换热管可不进行校核。

O.6.2 K_{bl} 、 C_r 、 i 分别按公式(O-4)~公式(O-6)计算, 波纹管的稳定许用压应力按公式(O-7)或公式(O-8)进行计算, $[\sigma]_{cr}^t$ 不大于设计温度时的换热管光管时的许用应力 $[\sigma]_t^t$:

$$K_{bl} = \frac{W \cdot K_1}{l_{cr}} \quad \dots\dots\dots (O-4)$$

$$C_r = \pi \sqrt{\frac{2l_{cr} K_{bl}}{a R_{p0.2}^t}} \quad \dots\dots\dots (O-5)$$

$$i = 0.25 \sqrt{d_1^2 + (d_1 - 2\delta_t)^2} \quad \dots\dots\dots (O-6)$$

当 $C_r \leq l_{cr}/i$ 时,

$$[\sigma]_{cr}^t = \frac{R_{p0.2}^t C_r^2}{3(l_{cr}/i)^2} = \frac{1}{1.5} \cdot \frac{\pi^2 \cdot i^2 \cdot K_{bl}}{a \cdot l_{cr}} \quad \dots\dots\dots (O-7)$$

当 $C_r > l_{cr}/i$ 时,

$$[\sigma]_{\text{cr}}^{\text{t}} = \frac{R_{\text{p}0.2}^{\text{t}}}{1.5} \cdot \left[1 - \frac{l_{\text{cr}}/i}{2C_r} \right] \dots\dots\dots (\text{O}-8)$$

O.7 管板计算

当换热管采用本附录规定的波纹管时, U形管式热交换器管板计算方法与 8.4.4 相同, 对于浮头式、填料函式和固定管板式热交换器, 与换热管刚度有关的参数按本条款予以调整。

a) 换热管加强系数 K 按公式(O-9)计算:

$$K = \left[1.32 \frac{D_i}{\delta} \sqrt{\frac{K_{\text{b}2} n}{E_p \eta \delta}} \right]^{1/2} \dots\dots\dots (\text{O}-9)$$

式中:

$$K_{\text{b}2} = \frac{W \cdot K_1}{L}$$

b) 管束模数 K_{t} 按公式(O-10)计算:

$$K_{\text{t}} = \frac{n \cdot K_{\text{b}2}}{D_i} \dots\dots\dots (\text{O}-10)$$

c) 管束与壳体刚度比 Q_{ex} 按公式(O-11)计算:

$$Q_{\text{ex}} = \begin{cases} Q + \frac{nK_{\text{b}2}}{K_{\text{ex}}} & (\text{壳体带膨胀节}) \\ Q & (\text{壳体不带膨胀节}) \end{cases} \dots\dots\dots (\text{O}-11)$$

式中:

$$Q = \frac{nK_{\text{b}2}L}{E_s A_s}$$

d) 有效压力组合 P_{a} 按公式(O-12)计算:

$$P_{\text{a}} = \sum_s p_s - \sum_t p_t + \frac{\gamma n K_{\text{b}2} L}{A_1} \dots\dots\dots (\text{O}-12)$$

将上述各参数修正后, 代入 8.4 各式进行波纹管热交换器的管板计算。

附 录 P
(资料性)
拉撑管板

P.1 一般规定

P.1.1 本附录适用于立式和卧式管壳式换热器的拉撑管板(以下简称“管板”)设计和制造。

P.1.2 本附录适用的参数范围:

- a) 设计压力:管程不大于 1.6 MPa,壳程不大于 2.5 MPa,且管程工作压力不大于壳程压力;
- b) 温度范围:管程和壳程的设计温度范围为 0 ℃~300 ℃;换热管与壳体平均壁温差不超过 50 ℃;
- c) 直径范围:壳体内径不大于 1 200 mm;
- d) 换热管长度:不超过 6 000 mm。

P.1.3 本附录不适用范围:

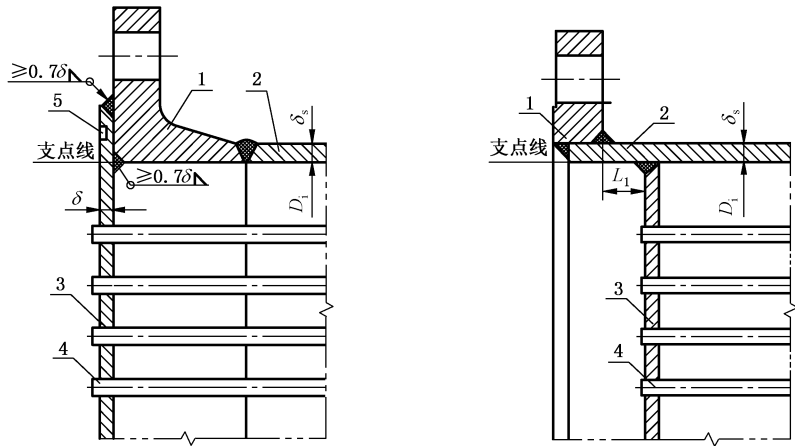
- a) 壳体带膨胀节;
- b) 有可能发生应力腐蚀的场合;
- c) 毒性为极度危害或高度危害的介质。

P.2 结构设计

P.2.1 拉撑管板的结构分为搭焊式和角焊式,两端管板结构需相同。

P.2.2 搭焊式的结构及部件见图 P-1 a)。

P.2.3 角焊式的结构及部件见图 P-1 b),图中 $L_1 \geq \sqrt{D_i \delta_s} / 2$ 。



标引序号说明:

- 1——法兰;
- 2——壳体;
- 3——管板;
- 4——换热管;
- 5——密封槽。

a) 搭焊式

b) 角焊式

图 P-1 拉撑管板结构型式

P.2.4 管板的材质与换热管的材质一致或接近,换热管采用光管;

P.2.5 换热管与壳体材料的线膨胀系数相差不宜大于 10%。

P.2.6 管板布管时宜保证换热管中心距不小于 1.3 倍的换热管外径,且换热管与管板连接接头的焊缝边缘不宜相互重叠。

P.2.7 换热管与管板的连接满足下列要求:

- a) 换热管与管板的连接接头形式采用强度焊接、强度焊接加贴胀或全焊透,见图 P-2;其中图 P-2 a)不适用于壳程存在缝隙腐蚀倾向的场合;
- b) 焊接高度 $l \geq 4 \text{ mm}$;
- c) 外伸焊脚高度 $a_f \leq 1 \text{ mm}$, α 宜为 $6^\circ \sim 10^\circ$ 。

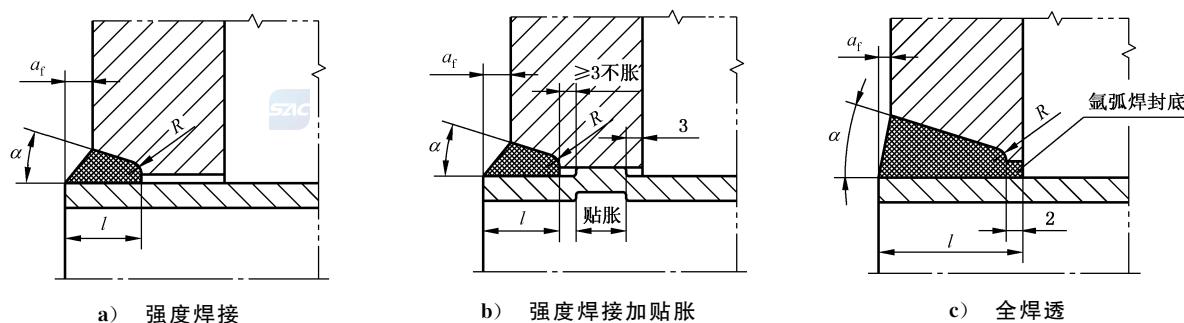


图 P-2 换热管与管板连接

P.2.8 管束周边换热管外表面至壳体内壁的最小距离不宜小于 40 mm。

P.3 设计计算

P.3.1 符号

下列符号适用于本附录:

A_{bmax} —— 在布管区周边围绕单根换热管画假想圆的中心点连线所包围面积的最大值,见图 P-4, mm^2 ;

A_z —— 计算换热管与管板连接的拉脱力时,单根换热管支撑面积, mm^2 ;

A_w —— 校核换热管轴向稳定性时,单根换热管支撑的面积, mm^2 ;

a —— 一根换热管壁金属的横截面积, mm^2 ;

d_i —— 换热管内径, mm;

d_j —— 假想圆直径,见图 P-3, mm;

d —— 换热管外径, mm;

F_k —— 由压力引起的换热管轴向力, N;

K —— 结构特征系数;

l —— 换热管与管板连接的焊脚高度, $l \geq 4 \text{ mm}$;

p —— 计算压力,取管程和壳程设计压力的较大值,当管程设计压力 $p_t < 0$ 时,取管程和壳程的设计压力差, MPa;

p_t —— 管程设计压力, MPa;

S —— 换热管中心距, mm;

δ —— 管板计算厚度, mm;

- δ_t ——换热管计算壁厚, mm;
 η_g ——管板材料的许用应力修正系数, 取 0.85;
 η_h ——换热管许用应力修正系数, 取 0.6;
 q ——换热管与管板连接的拉脱力, MPa;
 $[q]$ ——许用拉脱力, MPa;
 σ_k ——换热管轴向压应力, 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;
 $[\sigma]_{cr}$ ——换热管稳定许用压应力, 见 8.3.2, MPa;
 φ ——换热管与管板连接接头系数, 取 0.8。

P.3.2 当换热器的使用参数满足下列要求时, 可直接按 P.3.4~P.3.7 的进行设计计算。

- a) 设计压力:
- 1) 搭焊式: 管程和壳程均不大于 1.0 MPa;
 - 2) 角焊式: 管程不大于 1.0 MPa, 壳程不大于 1.6 MPa。
- b) 设计温度: 0 °C ~ 300 °C。
- c) 换热管与壳体平均壁温差 ≤ 30 °C。
- d) 直径范围: 公称直径 ≤ 1 200 mm。
- e) 换热管长度: ≤ 6 000 mm。

P.3.3 超出 P.3.2 规定的范围的, 需在按 P.3.4~P.3.7 方法计算合格的基础上, 依照 GB/T 4732(所有部分)规定的方法进行校核。校核时, 宜计入法兰力矩对管板的影响、管板受力对法兰力矩的影响以及换热管和壳程筒体间的最大热膨胀差。

P.3.4 管板厚度

P.3.4.1 管板计算厚度按公式(P-1)计算:

$$\delta = K d_j \sqrt{\frac{p}{[\sigma]_r^t \eta_g}} \dots\dots\dots (P-1)$$

按 P.3.4.3、P.3.4.4 和 P.3.4.6 分别确定 K 和 d_j , 并按相应的假想圆分别计算 δ , 取大者。

P.3.4.2 管板厚度不小于表 P-1 规定的最小厚度, 并考虑制造、运输和安装等要求。

表 P-1 管板最小厚度

单位为毫米

换热管外径	换热管与管板的连接		
	强度焊接	强度焊接+贴胀	全焊透
≤51	12	20	10
>51~57	14	22	

P.3.4.3 结构特征系数 K 按以下确定:

- a) 通过 3 个支撑点(支点线)画假想圆 d_j 时, 按图 P-3 确定;
- b) 通过 3 个以上支撑点(支点线)画假想圆 d_j 时, 按表 P-2 规定的 K 降低 10% 取值。

表 P-2 结构特征系数

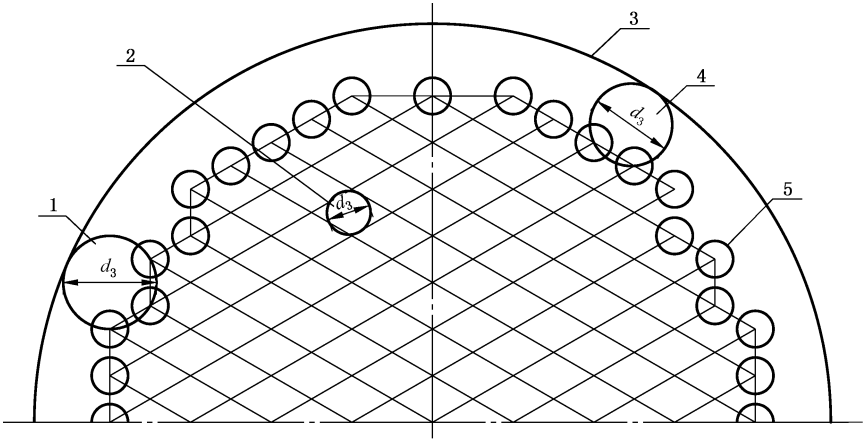
支 撑 型 式		K
支点线	管板与壳体连线	0.50
支撑点	换热管中心	0.45

P.3.4.4 支点线位置按图 P-1 确定,即为壳体内壁。如一个假想圆的支撑形式不同时,则结构特征系数 K 取各支撑点(支点线)的算术平均值。

P.3.4.5 换热管与管板采用 P.2.3 连接时,每根换热管的中心点均视为支撑点。

P.3.4.6 假想圆画法如图 P-3,假想圆内无支撑点,假想圆直径 d_j 符合以下规定:

- a) 如经过 3 个支撑点(支点线)画圆时,支撑点(支点线)不宜同时位于半圆周上;
- b) 特殊情况下,假想圆直径 d_j 如为经过 3 个以上支撑点(支点线)画圆时,支撑点(支点线)不宜同时位于半圆周上。



标引序号说明:

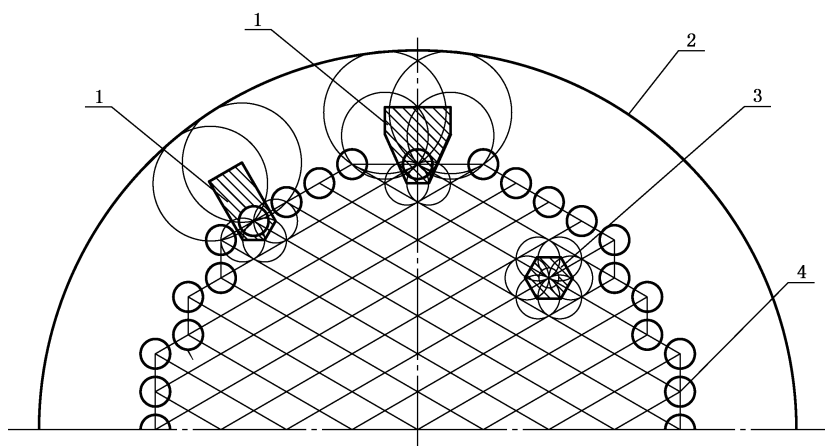
- 1——布管区外假想圆;
- 2——布管区假想圆;
- 3——支点线(壳体内壁);
- 4——布管区周边换热管。

图 P-3 假想圆画法

P.3.5 换热管与管板连接接头的拉脱力校核

P.3.5.1 换热管支撑面积画法如图 P-4,计算分别按公式(P-2)~公式(P-4)进行:

- a) 换热管支撑面积画法如图 P-4;



标引序号说明:

- 1——布管区周边单根换热管支撑面积;
 2——支点线(壳体内壁);
 3——布管区单根换热管支撑面积;
 4——支撑点。

图 P-4 换热管支撑面积画法

- b) 布管区周边单根换热管支撑面积 A_z 按公式(P-2)计算:

$$A_z = A_{bmax} - \pi d^2 / 4 \quad \dots\dots\dots (P-2)$$

- c) 布管区内单根换热管支撑面积 A_z :

- 1) 三角形排列时, A_z 按公式(P-3)计算:

$$A_z = 0.866 S^2 - \pi d^2 / 4 \quad \dots\dots\dots (P-3)$$

- 2) 正方形排列时, A_z 按公式(P-4)计算:

$$A_z = S^2 - \pi d^2 / 4 \quad \dots\dots\dots (P-4)$$

P.3.5.2 拉脱力按公式(P-5)计算, A_z 取公式(P-2)、公式(P-3)或公式(P-2)、公式(P-4)计算值的较大值。

$$q = \frac{p A_z}{\pi d l \varphi} \quad \dots\dots\dots (P-5)$$

P.3.5.3 换热管与管板连接接头的许用拉脱力按公式(P-6)计算:

$$[q] = 0.8 \cdot \min([\sigma]_t^t, [\sigma]_r^t) \quad \dots\dots\dots (P-6)$$

P.3.5.4 换热管与管板连接接头的拉脱力按公式(P-7)校核:

$$q \leq [q] \quad \dots\dots\dots (P-7)$$

P.3.6 管程压力作用时, 换热管轴向稳定许用压应力校核

P.3.6.1 换热管支撑面积计算

- a) 布管区周边单根换热管支撑面积 A_ω 按公式(P-8)进行计算:

$$A_\omega = A_{bmax} - \pi d_i^2 / 4 \quad \dots\dots\dots (P-8)$$

- b) 布管区内单根换热管支撑面积 A_ω 按公式(P-9)和公式(P-10)进行计算:

三角形排列时,

$$A_\omega = 0.866 S^2 - \pi d_i^2 / 4 \quad \dots\dots\dots (P-9)$$

正方形排列时,

$$A_{\omega} = S^2 - \pi d_i^2 / 4 \quad \dots\dots\dots (P-10)$$

P.3.6.2 轴向力 F_k 按公式(P-11)计算, A_{ω} 取公式(P-8)、公式(P-9)或公式(P-8)、公式(P-10)两者的较大值。

$$F_k = A_{\omega} p_t \quad \dots\dots\dots (P-11)$$

P.3.6.3 换热管轴向压应力按公式(P-12)计算:

$$\sigma_k = F_k / a \quad \dots\dots\dots (P-12)$$

P.3.6.4 换热管轴向压应力按公式(P-13)校核, 且不大于换热管在设计温度下的许用应力 $[\sigma]_t^t$ 。

$$\sigma_k \leq [\sigma]_{cr}^t \quad \dots\dots\dots (P-13)$$

不满足上述要求时, 可调整换热管结构参数后重新计算、校核。

P.3.7 换热管厚度

P.3.7.1 计算厚度取以下计算厚度的大值:

- a) 压力作用下的换热管计算厚度按 GB/T 150.3—2024 的规定进行计算;
- b) 拉撑作用下的换热管计算厚度按公式(P-14)计算:

$$\delta_t = \frac{p A_z}{\pi d \eta_h [\sigma]_t^t} \quad \dots\dots\dots (P-14)$$

P.3.7.2 换热管名义厚度不小于计算厚度, 且宜不小于 2 mm。

P.4 制造

P.4.1 搭焊式管板与法兰的焊接宜牢固可靠。

P.4.2 角焊式管板与壳体的焊接宜采用全焊透结构; 当采用单面焊时, 宜氩弧焊打底。

P.4.3 换热管及管板不准许拼接。

P.4.4 管板组装及焊接时, 宜采取合理的焊接顺序等有效措施防止管板变形, 焊接后其平面度不大于 4 mm。

P.4.5 管板和换热管的管接头宜在目测检测合格后进行 100% 的磁粉或渗透检测, 检测结果宜符合 NB/T 47013.4 或 NB/T 47013.5 的规定, 质量等级不低于 I 级。

P.4.6 首次制造拉撑管板热交换器的制造单位, 需进行管头拉脱试验。管头拉脱试验宜在室温下进行, 试验数量不少于 3 个。

附 录 Q
(资料性)
挠性管板

Q.1 一般规定

Q.1.1 本附录适用于管程介质为气体、壳程产饱和水蒸气的卧式热交换器(即蒸汽发生器)的挠性管板(以下简称“管板”)设计和制造。

Q.1.2 本附录适用的参数范围:

- a) 设计压力:管程不大于 1.0 MPa,壳程不大于 5.0 MPa,且壳程压力大于管程压力。
- b) 壳体直径:内径不大于 2 500 mm;
- c) 换热管长度:不超过 7 000 mm。

Q.1.3 超出 Q.1.2 范围时,按 5.1.6 的规定。

Q.1.4 本附录不适用范围:

- a) 壳体带膨胀节的换热器;
- b) 有可能发生应力腐蚀的场合;
- c) 只有一块管板为挠性管板,或两块挠性管板为不同种结构时。

Q.2 结构设计

Q.2.1 管板及其相连接的主要零部件

管板及其相连接的主要零、部件见图 Q-1。

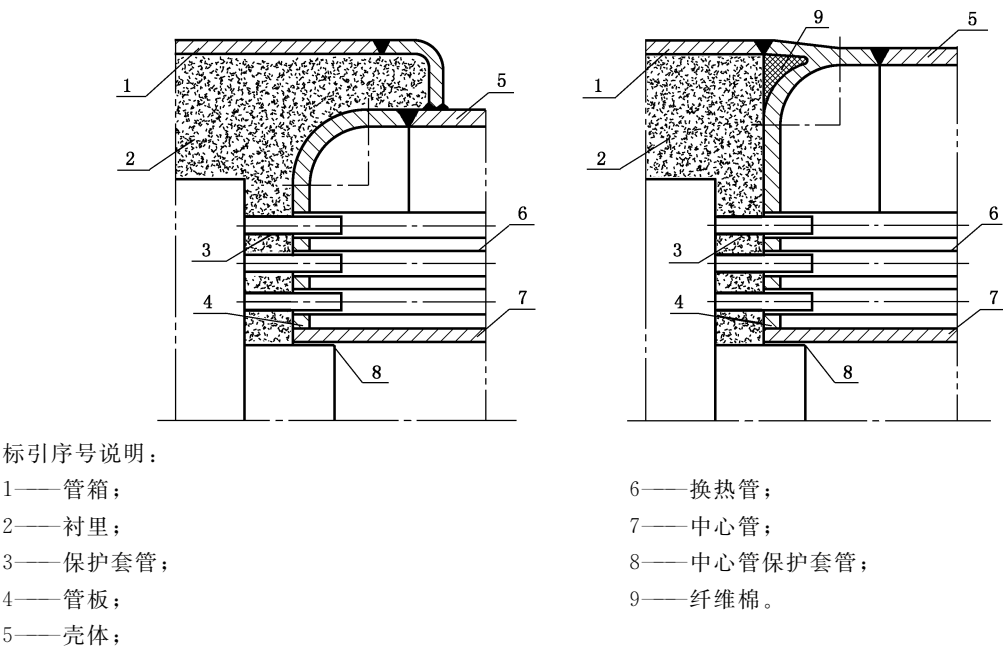


图 Q-1 挠性管板的主要零部件

Q.2.2 换热管型式与材质

换热管采用光管;换热管与管板的材质宜一致或接近,换热管与壳体材料的线膨胀系数宜接近(两

者的数值相差不大于 10%)。

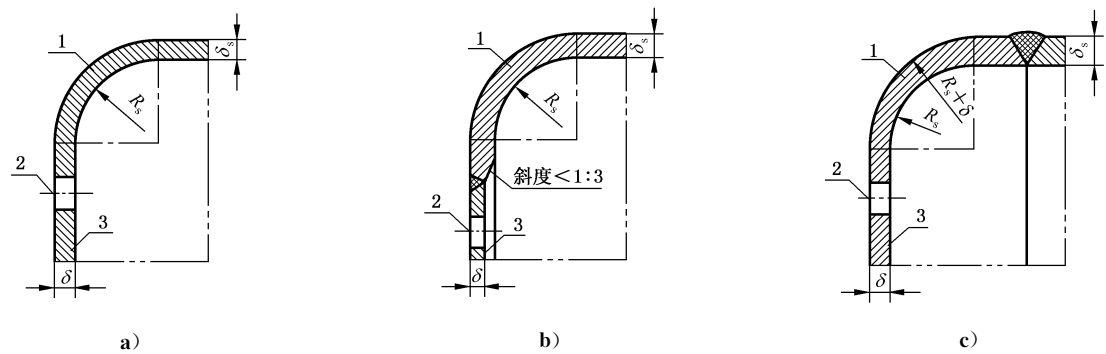
Q.2.3 换热管布管及规格

换热管布管及规格如下：

- a) 管孔中心距不小于 1.3 倍的换热管外径,且相邻管头焊缝边缘的净距离不小于 6 mm;
- b) 管孔焊缝边缘至过渡段折边起点的距离不小于 6 mm,与管板焊缝边缘的净距离不小于 6 mm;
- c) 管孔焊缝边缘至中心管孔折边起点的距离不小于 12 mm,与无折边的中心管孔焊缝边缘净距离不小于 50 mm;
- d) 当管程工作压力小于 0.1 MPa 时,换热管内径不宜小于 40 mm,以避免产生过大的阻力降。

Q.2.4 管板结构

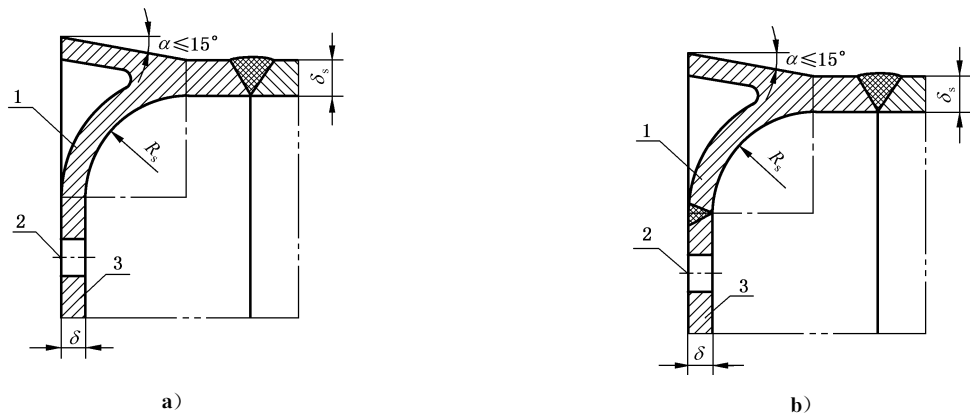
Q.2.4.1 管板结构分为 I 型(见图 Q-2)和 II 型(见图 Q-3)。



标引序号说明：

- 1——挠性过渡段；
- 2——管孔；
- 3——布管区。

图 Q-2 I 型管板



标引序号说明：

- 1——挠性过渡段；
- 2——管孔；
- 3——布管区。

图 Q-3 II 型管板

Q.2.4.2 挠性过渡段折边内半径 R_s 尺寸符合表 Q-1 的要求。

表 Q-1 挠性过渡段折边内半径

单位为毫米

结构	R_s
I 型	$2\delta \leq R_s \leq 6\delta$, 且不小于 38
II 型	$2\delta \leq R_s \leq 8\delta$, 且不小于 38

Q.2.4.3 管板最小厚度见表 Q-2。

表 Q-2 管板最小厚度

单位为毫米

换热管外径	换热管与管板的连接型式	
	强度焊接+贴胀	全焊透
≤ 51	20	10
> 51	22	

Q.2.5 换热管与管板的连接

换热管与管板的连接有强度焊接加贴胀[见图 Q-4 a)]和全焊透[见图 Q-4 b)]和内孔焊 3 种结构,图中外伸焊脚高度 $a_f \leq 1\text{ mm}$, α 宜为 $6^\circ \sim 10^\circ$,内孔焊结构见 7.6.4.2 和附录 L。

单位为毫米

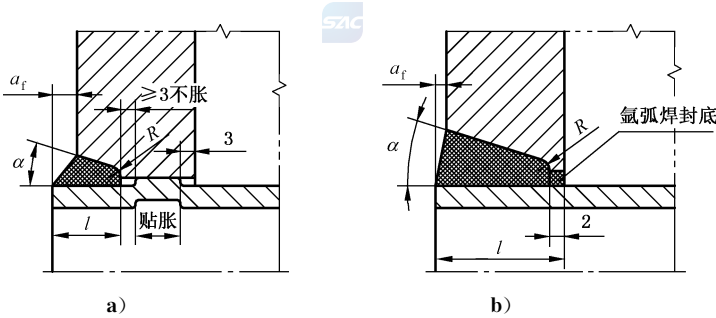


图 Q-4 换热管与管板的连接

Q.2.6 中心管与管板的连接

Q.2.6.1 当管程介质入口温度大于或等于 $900\text{ }^\circ\text{C}$ 时,中心管与管板的连接宜采用图 Q-5 a)的对接全焊透结构,其中折边内半径 R_s 符合 Q.2.4.2 的规定。

Q.2.6.2 当管程介质入口温度小于 $900\text{ }^\circ\text{C}$ 时,中心管与管板的连接可采用图 Q-5 b)的全焊透结构,焊缝根部宜氩弧焊打底。图中外伸焊脚高度 $a_f \leq 1\text{ mm}$, α 宜为 $6^\circ \sim 10^\circ$ 。

单位为毫米

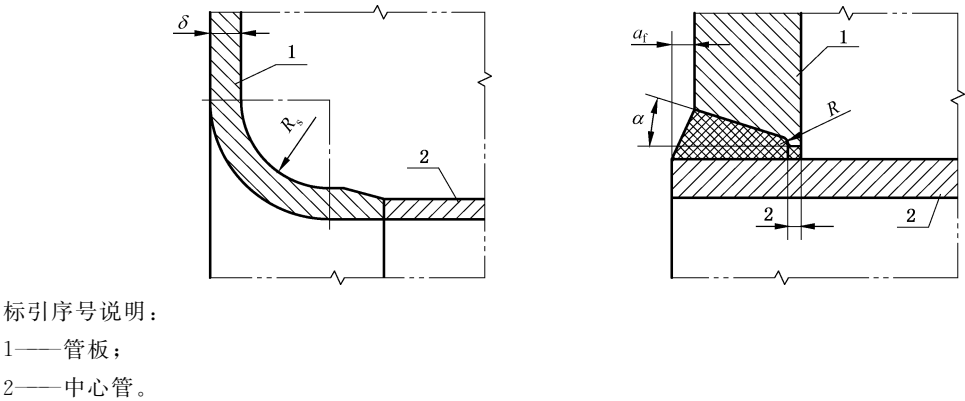


图 Q-5 中心管与管板的连接

Q.2.7 管板与管箱、壳体的连接

I 型管板与管箱、壳体的连接宜采用图 Q-6 a) 的结构，II 型管板与壳体(管箱)的连接宜采用图 Q-6 b) 的结构。管板与管箱、壳体的连接宜采用全焊透结构；当采用单面焊时宜氩弧焊打底。

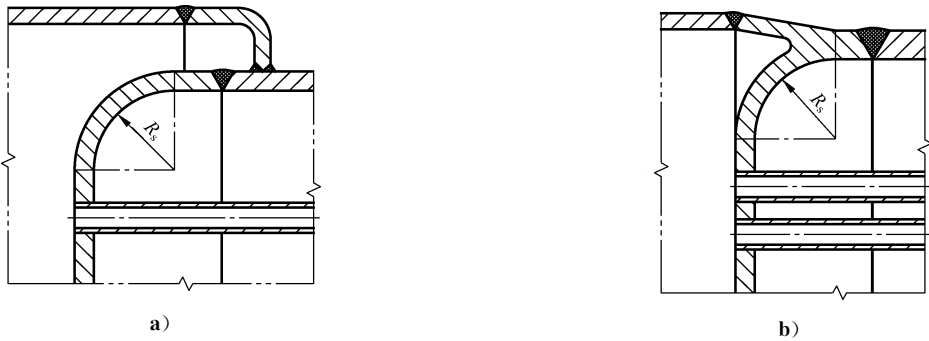


图 Q-6 管板与壳体(管箱)的连接

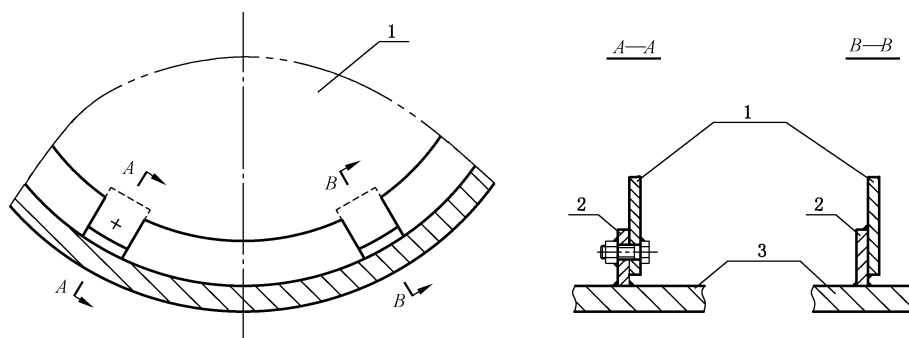
Q.2.8 支持板

- Q.2.8.1 支持板间距除满足结构强度设计外,并符合水循环计算的相关规定。
- Q.2.8.2 支持板与壳体的连接可采用螺栓连接或焊接连接,见图 Q-7。
- Q.2.8.3 支持板管孔直径及允许偏差按表 Q-3 确定。

表 Q-3 支持板管孔直径及允许偏差

单位为毫米

换热管外径(d)	管孔直径	允许偏差
$d \leq 51$	$d + 0.80$	$\begin{matrix} +0.45 \\ 0 \end{matrix}$
$d > 51$	$d + 1.0$	$\begin{matrix} +0.5 \\ 0 \end{matrix}$



标引序号说明:

1——支持板；

2——连接板；

3——壳体。

图 Q-7 支持板与壳体连接结构

Q.2.9 保护套管及耐火衬里

Q.2.9.1 管程介质温度大于 550℃时,宜在换热管高温端设置保护套管,并宜在管板端面设置耐高温隔热衬里。

Q.2.9.2 保护套管材料的选取符合表 Q-4 的要求。

表 O-4 保护套管材料

管程介质温度/℃	材料
>1 100	刚玉陶瓷
>1 000~1 100	镍-铬-铁合金(N06600,N06625 等);刚玉陶瓷
>850~1 000	铁-铬-镍合金(N08825 等); 耐高温奥氏体型不锈钢(S31008 等);刚玉陶瓷
>700~850	铁-铬-镍合金(N08825 等); 耐高温奥氏体型不锈钢(S31008 等)
≤700	耐高温奥氏体型不锈钢(S31008 等)

Q.2.9.3 管板端面的耐高温隔热衬里宜采用高强度耐火浇注料,衬里厚度宜通过计算确定,衬里的厚度不小于 75 mm。

Q.2.9.4 选取保护套管和耐高温隔热衬里材料时,需考虑与管程介质的相容性。

Q.3 设计计算

Q.3.1 符号

下列符号适用于本附录:

A_{bmax} ——在布管区周边围绕单根换热管画假想圆的中心点连线所包围面积的最大值,见图 Q-10,
mm²;

A_z ——计算换热管与管板连接的拉脱力时,单根换热管支撑的面积, mm^2 ;

A_w ——计算换热管轴向稳定性校核时,单根换热管支撑的面积, mm^2 ;

a ——一根换热管管壁金属的横截面积, mm^2 ;

- d_i —— 换热管内径,mm;
 d_J —— 假想圆直径,见图 Q-9,mm;
 d —— 换热管外径,mm;
 F_k —— 由压力引起的换热管轴向力,N;
 K —— 结构特征系数;
 l —— 换热管与管板连接的焊脚高度, ≥ 6 mm;
 p —— 计算压力,取管程和壳程设计压力的较大值,当管程设计压力 $p_t < 0$ 时取管程和壳程的设计压力差,MPa;
 p_t —— 管程设计压力,MPa;
 R_s —— 管板挠性过渡段折边内半径,mm;
 S —— 换热管中心距,mm;
 t_J —— 壳程设计压力(绝)下介质(水)的饱和温度, $^{\circ}\text{C}$;
 δ —— 管板计算厚度,mm;
 δ_t —— 换热管计算厚度,mm;
 η_g —— 管板许用应力修正系数,取 0.85;
 η_h —— 换热管许用应力修正系数,取 0.6;
 q —— 换热管与管板连接的拉脱力,MPa;
 $[q]$ —— 许用拉脱力,MPa;
 σ_k —— 换热管轴向压应力,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;
 $[\sigma]_{cr}^t$ —— 设计温度下换热管稳定许用压应力,MPa;
 φ —— 换热管与管板连接接头系数,取 0.8。

Q.3.2 设计温度

管板、换热管及中心管的设计温度宜根据热力学计算结果选取,也可按表 Q-5 确定,但在任何情况下设计温度不小于 $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

表 Q-5 设计温度

单位为摄氏度

受压元件		设计温度
管板	管程介质温度为 $900\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上	$t_J + 70$
	管程介质温度为 $600\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 900\text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_J + 50$
	管程介质温度为 $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以下	$t_J + 25$
换热管、中心管		$t_J + 50$

Q.3.3 管板厚度



Q.3.3.1 管板计算厚度按公式(Q-1)计算:

$$\delta = K d_J \sqrt{\frac{p}{[\sigma]_t^t \eta_g}} \dots\dots\dots (Q-1)$$

按 Q.3.3.3、Q.3.3.4 和 Q.3.3.6 分别确定 K 和 d_J ,并按相应的假想圆分别计算 δ ,取大者。

Q.3.3.2 管板名义厚度不小于表 Q-3 规定的最小厚度,并考虑制造、运输和安装等要求。

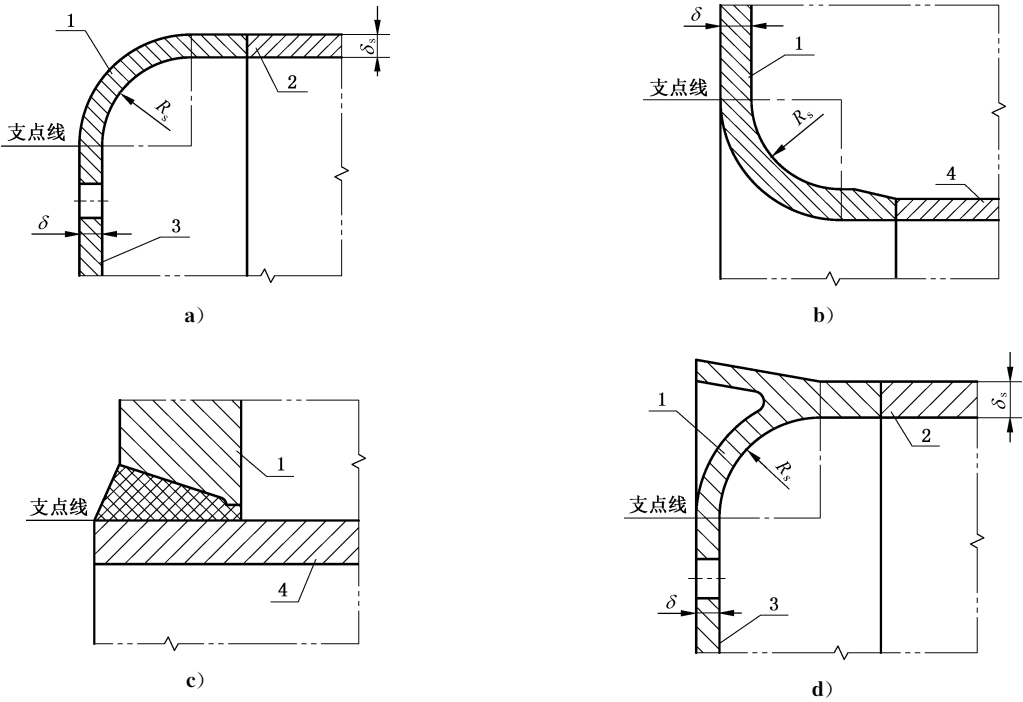
Q.3.3.3 结构特征系数 K 的确定:

- a) 通过 3 个支撑点(支点线)画假想圆 d_j 时,按表 Q-6 选取;
- b) 通过 3 个以上支撑点(支点线)画假想圆 d_j 时,按表 Q-6 规定的 K 降低 10%取值。

表 Q-6 结构特征系数

支撑型式		K
支点线	管板与壳体、中心管挠性连接[图 Q-8 a)、b)、d)]	0.35
	管板与中心管焊接连接[图 Q-8 c)]	0.5
支撑点	换热管	0.45

Q.3.3.4 支点线位置按图 Q-8 确定。如一个假想圆的支撑形式不同时,则结构特征系数 K 取各支撑点(支点线)的算术平均值。



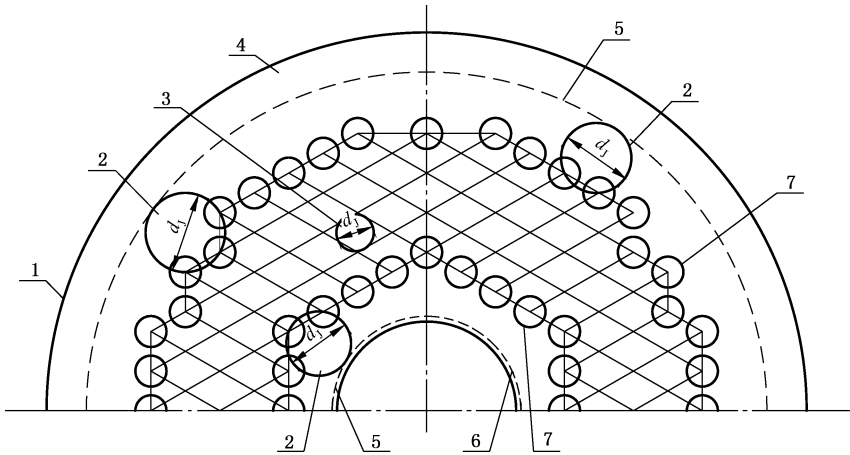
标引序号说明:
1——管板;
2——壳体;
3——布管区;
4——中心管。

图 Q-8 支点线位置

Q.3.3.5 每根换热管的中心点均视为支撑点。

Q.3.3.6 假想圆画法如图 Q-9,假想圆内无支撑点,假想圆直径 d_j 宜符合以下规定:

- a) 通过 3 个支撑点(支点线)画圆时,支撑点(支点线)不宜同时位于半圆周上;
- b) 特殊情况下,假想圆直径 d_j 如为经过 3 个以上支撑点(支点线)画圆时,支撑点(支点线)不宜同时位于半圆周上。



- 标引序号说明：
- 1——壳体内壁；
 - 2——布管区外假想圆；
 - 3——布管区假想圆；
 - 4——挠性管板；
 - 5——支点线；
 - 6——中心管；
 - 7——布管区周边换热管。

图 Q-9 假想圆画法

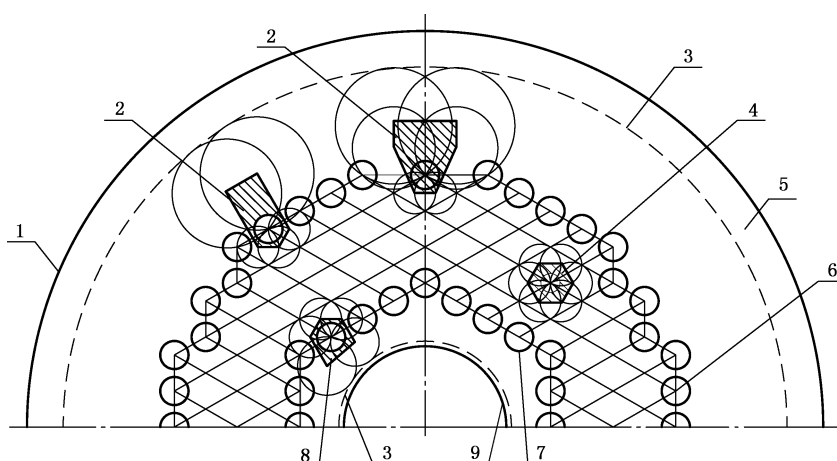
Q.3.4 换热管与管板连接的拉脱力

Q.3.4.1 拉脱力按式(Q-2)计算：

$$q = \frac{pA_z}{\pi d l \varphi} \dots\dots\dots (Q-2)$$

Q.3.4.2 换热管支撑面积 A_z 按公式(Q-3)、公式(Q-4)及公式(Q-5)进行计算：

a) 换热管支撑面积画法如图 Q-10。



标引序号说明：

- 1——壳体内壁；
 2——布管区周边单根换热管支撑面积；
 3——支点线；
 4——布管区单根换热管支撑面积；
 5——挠性管板；
 6——支撑点；
 7——管束区周边换热管；
 8——管束区周边单根换热管支撑面积；
 9——中心管。

图 Q-10 换热管支撑面积画法

b) 布管区周边单根换热管支撑面积 A_z 按公式(Q-3)计算：

$$A_z = A_{bmax} - \pi d^2 / 4 \quad \dots\dots\dots (Q-3)$$

c) 布管区内单根换热管支撑面积 A_z ：

三角形排列时，

$$A_z = 0.866 S^2 - \pi d^2 / 4 \quad \dots\dots\dots (Q-4)$$

正方形排列时，

$$A_z = S^2 - \pi d^2 / 4 \quad \dots\dots\dots (Q-5)$$

Q.3.4.3 换热管与管板连接的许用拉脱力按公式(Q-6)计算：

$$[q] = 0.8 \cdot \min\{[\sigma]_t^t, [\sigma]_r^t\} \quad \dots\dots\dots (Q-6)$$

Q.3.4.4 换热管与管板连接的拉脱力按公式(Q-7)校核：

$$q \leq [q] \quad \dots\dots\dots (Q-7)$$

Q.3.5 换热管轴向稳定许用压应力校核

Q.3.5.1 换热管支撑面积按如公式(Q-8)、公式(Q-9)或公式(Q-10)进行计算。

a) 布管区周边单根换热管支撑面积 A_ω ，

$$A_\omega = A_{bmax} - \pi d_i^2 / 4 \quad \dots\dots\dots (Q-8)$$

b) 布管区内单根换热管支撑面积 A_ω ，

三角形排列时，

$$A_{\omega} = 0.866S^2 - \pi d_i^2/4 \quad \dots\dots\dots (Q-9)$$

正方形排列时,

$$A_{\omega} = S^2 - \pi d_i^2/4 \quad \dots\dots\dots (Q-10)$$

Q.3.5.2 轴向力 F_k 按公式(Q-11)计算, A_{ω} 取公式(Q-8)、公式(Q-9)或公式(Q-8)、公式(Q-10)两者的较大值。

$$F_k = A_{\omega} p_t \quad \dots\dots\dots (Q-11)$$

Q.3.5.3 换热管轴向压应力按公式(Q-12)计算。

$$\sigma_k = F_k/a \quad \dots\dots\dots (Q-12)$$

Q.3.5.4 换热管轴向压应力按公式(Q-13)校核, 且不大于换热管在设计温度下的许用应力 $[\sigma]_t^t$ 。

$$\sigma_k \leq [\sigma]_{cr}^t \quad \dots\dots\dots (Q-13)$$

Q.3.6 换热管壁厚

Q.3.6.1 换热管壁计算厚度按以下方式计算, 取最大值。

- a) 压力作用下的换热管计算厚度按 GB/T 150.3—2024 的规定进行计算;
- b) 拉撑作用下的换热管计算厚度按公式(Q-14)计算。

$$\delta_t = \frac{pA_z}{\pi d \eta_h [\sigma]_t^t} \quad \dots\dots\dots (Q-14)$$

Q.3.6.2 换热管名义厚度不小于计算厚度, 且不宜小于 3.5 mm。

Q.4 制造

Q.4.1 管板所用锻件(含环形过渡段锻件)应符合Ⅲ级及以上要求, 可按如下要求进行复验:

- 1) 按炉进行化学成分复验;
- 2) 逐件进行室温拉伸、冲击试验;
- 3) 当管板设计温度大于 350 °C 且采用 15CrMoR、14Cr1MoR、12Cr2Mo1R、12Cr2Mo1VR 及其他铬钼钢材质时, 可按批进行高温拉伸试验;
- 4) 逐件进行 100% 超声检测, 检测方法按照 NB/T 47013.3 的要求进行, 质量等级不低于 NB/T 47013.3 的Ⅰ级规定。

Q.4.2 管板所用钢板应符合 GB/T 713.2、GB/T 713.4、GB/T 713.7 中Ⅰ级及以上要求, 可按如下要求进行复验:

- 1) 按炉进行化学成分复验;
- 2) 逐张进行室温拉伸、冲击及弯曲试验;
- 3) 当管板设计温度大于 350 °C 且采用 15CrMoR、14Cr1MoR、12Cr2Mo1R、12Cr2Mo1VR 及其他铬钼钢材质时, 可按批进行高温拉伸试验(测定屈服强度和抗拉强度);
- 4) 逐张进行 100% 超声检测, 检测方法按照 NB/T 47013.3 的要求进行, 探头重叠部分不小于 15%, 质量等级不低于 NB/T 47013.3 的Ⅰ级规定。

Q.4.3 换热管及中心管应符合Ⅰ级管束要求, 且可按如下要求进行复验:

- 1) 按炉进行化学成分复验;
- 2) 按批进行室温拉伸试验;
- 3) 当换热管设计温度大于 350 °C 且采用 12CrMo、15CrMo、12Cr1MoV、12Cr2Mo、12Cr5Mo1 及其他铬钼钢材质时, 可按批进行高温拉伸试验(测定屈服强度和抗拉强度);
- 4) 逐根进行水压试验, 水压试验压力的最低值按公式(Q-15)计算:

$$p_t = 2p \frac{[\sigma]}{[\sigma]_t} \dots\dots\dots (Q-15)$$

Q.4.4 换热管及管板布管区不准许拼接。

Q.4.5 管板组装及焊接时,需采取合理的焊接顺序等有效措施防止管板变形,焊接后其平面度不大于 4 mm。

Q.4.6 管板加工时,宜根据加工工艺确定加工裕量,以确保成形后的实际厚度大于或等于设计要求的相应部位最小成形厚度。

Q.4.7 圆弧过渡区采用板材压制成形时,宜进行恢复材料性能的热处理;该热处理不宜采用控制热成形终压温度的方式代替且宜制备母材热处理试件。

Q.4.8 圆弧过渡区采用板材压制成形时,在管板钻孔前,宜对圆弧过渡区内外表面进行 100% 渗透检测,渗透检测按 NB/T 47013.5 进行,质量等级为 I 级。

Q.4.9 管板和换热管的管接头宜在目测检测合格后进行 100% 的磁粉或渗透检测;磁粉检测按 NB/T 47013.4 进行,质量等级为 I 级;渗透检测按 NB/T 47013.5 进行,质量等级为 I 级。

Q.4.10 首次制造挠性管板设备的制造单位,需进行管头拉脱试验。管头拉脱试验在室温下进行,试验数量不少于 3 个。

附 录 R

(规范性)

NEN 型固定管板式换热器管板设计

R.1 一般规定

R.1.1 对于 NEN 型固定管板式换热器,相对于 8.4.6 给出的计算方法,本附录给出了更加详尽的管板及其相关元件的应力分析计算方法。该方法增加考虑了:管板周边不布管区作为独立的环形板元件参与整体结构变形协调的受力分析;在压力作用下考虑到壳体径向变形导致管板面内径向拉伸变形与应力。

R.1.2 本附录适用于免除疲劳分析的 NEN 型(图 8-3, b 型)固定管板热交换器管板系统的弹性计算,弹、塑性准则评定及基本结构要求。管板系统包括管板布管区、环形板、管箱圆筒、壳程圆筒、换热管等。管板结构应满足以下基本要求:

- a) 均匀厚度的圆形管板;
- b) 除分程隔板处局部外,开孔区密集、均匀布管;
- c) 换热管规格相同;
- d) 两块管板结构和边界约束条件符合模型对称性;
- e) 管板与圆筒之间应是无超标缺陷的具有圆滑过渡的整体连接结构。

R.1.3 除换热管取名义厚度外,各元件应按有效厚度进行管板及其相关元件校核计算。当管板任一相关壳体元件的厚度附加量 $C > 2 \text{ mm}$ 且大于该元件名义厚度的 5% 时,应再按管板及其相关元件的名义厚度进行校核计算。

R.1.4 本附录包括以下设计条件的管板系统各元件的应力计算与校核:

- a) 在壳程压力 p_s 、管程压力 p_t 、管壳热膨胀变形差作用下管板及其相关元件的应力计算;
- b) 对于立式换热器,在管板、管束质量载荷作用下管板及相关元件的应力计算。

R.1.5 本附录提供了管板强度和安定性评定、换热管强度和轴向稳定性校核以及圆筒轴向薄膜应力的校核。

R.2 符号

下列符号适用于本附录:

A	——壳体内径横截面积, mm^2 ;
A_d	——在布管区范围内,因设置分程隔板和拉杆结构的需要,而未被换热管支承的面积,按 8.4.8.1 计算, mm^2 ;
A_1	——管板布管区开孔后的总横截面积, mm^2 ;
A_s	——壳程圆筒壳壁金属横截面积, mm^2 ;
A_t	——管板布管区的面积,按 8.4.8.2; mm^2 ;
a	——一根换热管壁金属横截面积, mm^2 ;
$\text{ber}(x), \text{bei}(x)$	——以 x 为自变量的汤姆逊函数;
$\text{ber}'(x), \text{bei}'(x)$	——汤姆逊函数对 x 的一阶导数;
$\text{ber}(K), \text{bei}(K), \text{ber}'(K), \text{bei}'(K)$	——当 $x = K$ 时, $\text{ber}(x), \text{bei}(x), \text{ber}'(x), \text{bei}'(x)$ 的值;

D	——管板开孔前的抗弯刚度, $N \cdot mm$;
D_{ex}	——膨胀节波峰处内直径, mm ;
D_h	——管箱圆筒抗弯刚度, $N \cdot mm$;
D_i	——壳程圆筒和管箱圆筒内直径, mm ;
D_s	——壳程圆筒抗弯刚度, $N \cdot mm$;
D_t	——管板布管区的当量直径, mm ;
d	——换热管外直径, mm ;
E_h	——设计温度下管箱圆筒材料弹性模量, MPa ;
E_p	——设计温度下管板材料弹性模量, MPa ;
E_s	——设计温度下壳程圆筒材料弹性模量, MPa ;
E_t	——设计温度下换热管材料弹性模量, MPa ;
E_{tm}	——换热管材料在平均金属温度下的弹性模量, MPa ;
$F_1(K), F_2(K), F_3(K)$	—— K 的函数, 见公式(R-26);
$f_1(x), f_2(x), f_3(x), f_4(x)$	—— x 的函数, 见公式(R-27);
H'	——环形板外缘径向拉力, N/mm ;
H''	——管板布管区和环板间的径向拉力, N/mm ;
H_h	——管箱圆筒(或封头)与环形板管箱侧表面连接处横剪力, N/mm ;
H_s	——壳程圆筒和环形板壳程侧表面连接处横剪力, N/mm ;
K	——管板的换热管加强系数, 见(R-25)式;
$K_{RR}, K_{tt}, K_{VV}, K_{Rt} = K_{tR}, K_{tV} = K_{Vt}, K_{RV} = K_{VR}, K_{Rp}, K_{tp}, K_{Vp}$	——环形板旋转刚度无量纲参数, 按 GB/T 4732(所有部分)计算;
K_{ex}	——波形膨胀节刚度, 见 GB/T 16749, N/mm ;
k_h	——管箱圆筒壳体常数, $1/mm$;
k_s	——壳程圆筒壳体常数, $1/mm$;
L	——换热管有效长度(两管板内侧间距), mm ;
L_0	——换热管长度, mm ;
L_{ex}	——膨胀节不包括直边部分的长度, mm ;
L_s	——壳体长度(不包括膨胀节曲线部分长度), mm ;
l	——换热管与管板胀接或焊接长度或焊脚高度, 按 7.6 规定;
M_h	——管箱圆筒(或封头)与环形板管箱侧表面连接处的边缘弯矩, $N \cdot mm/mm$;
M_R	——环形板外缘与壳体连接处的边缘弯矩, $N \cdot mm/mm$;
M_{r1}	——管板布管区径向弯矩, $N \cdot mm/mm$;
M_{r2}	——环形板径向弯矩, $N \cdot mm/mm$;
M_s	——壳程圆筒与环形板壳程侧表面连接处的边缘弯矩, $N \cdot mm/mm$;
M_t	——管板布管区与非布管区连结处的边缘弯矩, $N \cdot mm/mm$;
N	——弹性基础系数, 见公式(R-12), N/mm^3 ;
n	——换热管数量;
P_a	——有效压力组合, MPa ;
P_c	——当量压力组合, MPa ;

- p_s ——壳程设计压力, MPa;
 p_t ——管程设计压力, MPa;
 p_w ——每块管板布管区所受质量载荷, 均布于简化当量均质板的作用力, MPa;
 Q ——换热管束与壳体圆筒部分的刚度比, 当壳体不带波形膨胀节时, $L_s = L$, 见公式(R-14);
 Q_{ex} ——换热管束与带有膨胀节的壳体刚度比, 当壳体不带波形膨胀节时, $Q_{ex} = Q$, 见公式(R-15);
 q ——换热管与管板连结拉脱力, MPa;
 $[q]$ ——许用拉脱力, 按 8.4.7 选取, MPa;
 R ——管板计算半径, $R = D_i/2$, mm;
 R'' ——管箱圆筒在与环形板连接处的经线曲率半径, mm;
 r ——管板上计算点离管板中心点距离, mm;
 R_t ——管板布管区的当量半径, mm;
 S ——换热管中心距, mm;
 t_0 ——热交换器装配温度, °C;
 t_s ——沿长度平均的壳程圆筒金属温度, °C;
 t_t ——沿长度平均的换热管金属温度, °C;
 V_h ——管箱封头轴向力(以壳体单位内圆周长计), N/mm;
 V_R ——环形板外边缘剪力, N/mm;
 V_s ——壳程圆筒轴向力, N/mm;
 V_t ——管板布管区边缘剪力, N/mm;
 W ——两块管板布管区所受总重力, N;
 W_{atch} ——换热管内装填附加质量之总重力, N;
 W_p ——管板开孔区重力, N;
 W_{tube} ——换热管束重力, N;
 x ——无量纲径向坐标, $0 \leq x \leq K$;
 α_s ——壳程圆筒材料在 $t_0 \sim t_s$ 之间的平均线膨胀系数, °C⁻¹;
 α_t ——换热管材料在 $t_0 \sim t_t$ 之间的平均线膨胀系数, °C⁻¹;
 β ——系数;
 δ_h ——管箱圆筒厚度, mm;
 δ_p ——管板厚度, mm;
 δ_s ——壳程圆筒厚度, mm;
 δ_t ——换热管厚度, mm;
 γ ——换热管与壳程圆筒的热膨胀变形差;
 γ_p ——管板材料的重度, N/mm³;
 γ_{tube} ——换热管材料的重度, N/mm³;
 γ_t ——换热管与其附加质量的当量重度, N/mm³;
 η ——管板刚度削弱系数(若无可靠依据, 可取 μ 规定值);
 φ_R ——管板外边缘的转角;
 φ_t ——布管区与非布管区交界处管板的转角;
 φ_{uu} ——管板的径向柔度系数, 见公式(R-24), MPa⁻¹;
 λ ——系数;
 μ ——强度削弱系数, 除非另有规定, 一般取 $\mu = 0.4$;

- ρ_t ——比值；
 ν_h ——管箱圆筒材料泊松比，
 ν_p ——管板材料泊松比；
 ν_s ——壳程圆筒材料泊松比；
 ν_t ——换热管材料泊松比；
 σ_c ——壳程圆筒轴向薄膜应力，MPa；
 σ_{r1} ——管板布管区径向应力，MPa；
 σ_{r2} ——环形板径向应力，MPa；
 σ_t ——换热管轴向应力，MPa；
 $[\sigma]_c^t$ ——设计温度下壳程筒体材料的许用应力，MPa；
 $[\sigma]_{cr}^t$ ——换热管稳定许用压应力，按 8.3.2.2 计算，MPa；
 $[\sigma]_p^t$ ——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；
 ϕ_c ——壳程筒体环向焊接接头系数，按 5.6 规定；
 ϕ_t ——换热管与管板内孔焊时，焊接接头系数，要求进行 100% 射线检测，取 $\phi_t=1.0$ ；
 $\chi(K)$ —— K 的函数，见公式(R-26)。

R.3 计算工况

计算工况需考虑以下内容。

- 一般情况下，应针对给定的设计工况条件，对管板系统按表 R-1 规定的多种计算工况，逐一分别对计算工况①～④进行各元件的应力计算和校核。
- 当壳体带膨胀节时或 p_s 和 p_t 之一为负压时，则需要增加⑤、⑥计算工况。
- 在任何工作条件下，当确保壳程压力 p_s 和管程压力 p_t 都能同时作用在管板两侧时，则可采用⑤、⑥计算工况进行压差设计。
- 根据设计条件，如果具有不只一种设计工况，则应依次在每一种设计工况内对管板系统按本附录规定的计算工况，逐一分别进行各元件的应力计算和校核。
- 根据设计条件，如果给定有在非正常操作条件下的“计算工况”，则仍可按本条款进行该计算工况下的各元件应力计算，但是应合理确定该计算工况条件下的应力校核准则(可以是不同于正常设计条件下的校核要求)。

本附录规定的全部 6 种计算工况①～⑥的设计载荷条件，见表 R-1。

表 R-1 计算工况下的载荷条件

设计 条件	计算工况					
	仅壳程压力作用		仅管程压力作用		壳程压力、管程压力同时作用	
	工况①	工况②	工况③	工况④	工况⑤	工况⑥
p_s	p_s		0		p_s	
p_t	0		p_t		p_t	
γ	0	$\gamma\beta E_t$	0	$\gamma\beta E_t$	0	$\gamma\beta E_t$

R.4 计算步骤

管板计算步骤如下：

- a) 确定壳程圆筒、管箱圆筒、法兰、换热管等元件结构尺寸；
 b) 根据结构参数和设计参数计算 A 、 na 、 A_1 、 A_s 、 A_t 、 D_t 、 λ 、 ρ_t 、 β 、 ρ_{ex} 、 λ_{ex} 、 Q 、 Q_{ex} 、 Σ_s 、 Σ_t 等；计算公式见公式(R-1)~公式(R-23)：

$$A = \pi D_i^2 / 4 \quad \dots\dots\dots (R-1)$$

$$a = \pi(d - \delta_t)\delta_t \quad \dots\dots\dots (R-2)$$

$$A_1 = A_t - n\pi d^2 / 4 \quad \dots\dots\dots (R-3)$$

$$A_s = \pi\delta_s(D_i + \delta_s) \quad \dots\dots\dots (R-4)$$

$$D = E_p\delta_p^3 / [12(1 - \nu_p^2)] \quad \dots\dots\dots (R-5)$$

$$D_h = E_h\delta_h^3 / [12(1 - \nu_h^2)] \quad \dots\dots\dots (R-6)$$

$$D_s = E_s\delta_s^3 / [12(1 - \nu_s^2)] \quad \dots\dots\dots (R-7)$$

$$D_t = \sqrt{4A_t / \pi} \quad \dots\dots\dots (R-8)$$

$$k_h = \sqrt[4]{3(1 - \nu_h^2)} / \sqrt{R\delta_h} \quad \dots\dots\dots (R-9)$$

$$k_s = \sqrt[4]{3(1 - \nu_s^2)} / \sqrt{R\delta_s} \quad \dots\dots\dots (R-10)$$

$$L_s = L - L_{ex} \quad \dots\dots\dots (R-11)$$

$$N = 2E_t na / (LA_t) \quad \dots\dots\dots (R-12)$$

$$P_c = p_s - p_t(1 + \beta) \quad \dots\dots\dots (R-13)$$

$$Q = \frac{E_t na}{E_s A_s} \frac{L_s}{L} \quad \dots\dots\dots (R-14)$$

$$Q_{ex} = Q + E_t na / (K_{ex} L) \quad \dots\dots\dots (R-15)$$

$$\beta = na / A_1 \quad \dots\dots\dots (R-16)$$

$$\gamma = \alpha_t(t_t - t_0) - \alpha_s(t_s - t_0) \quad \dots\dots\dots (R-17)$$

$$\lambda = A_1 / A_t \quad \dots\dots\dots (R-18)$$

$$\lambda_{ex} = \rho_{ex}^2 - 1 \quad \dots\dots\dots (R-19)$$

$$\rho_t = R_t / R \quad \dots\dots\dots (R-20)$$

$$\rho_{ex} = \frac{D_{ex}}{D_i} \quad \dots\dots\dots (R-21)$$

$$\Sigma_s = 1 + 2\nu_t \frac{1 - \lambda}{\lambda} + \left[\frac{2\nu_s}{\lambda\rho_t^2} Q - \frac{1 - \rho_t^2}{\lambda\rho_t^2} Q_{ex} - \frac{\lambda_{ex}}{2\lambda\rho_t^2} (Q_{ex} - Q) \right] \quad \dots\dots\dots (R-22)$$

$$\Sigma_t = 1 + \beta + 2\nu_t \left(\frac{1 - \lambda}{\lambda} - \beta \right) + \frac{Q_{ex}}{\lambda} \quad \dots\dots\dots (R-23)$$

- c) 设定管板厚度 δ_p ，计算 φ_{uu} 、 K 和相应的汤姆逊函数，见公式(R-24)；

$$\varphi_{uu} = \frac{R}{(1 - \rho_t^2)E_p\delta_p} \left[(1 - \nu_p) + (1 + \nu_p)\rho_t^2 - \frac{4\rho_t^2}{(1 - \nu_p)(\rho_t^2 + (1 - \rho_t^2)/\eta) + (1 + \nu_p)} \right] \quad \dots\dots\dots (R-24)$$

按公式(R-25)计算换热管加强系数 K ：

$$K^2 = \left[\frac{6(1 - \nu_p^2)}{\pi} \right]^{1/2} \frac{D_t}{\delta_p} \sqrt{\frac{E_t na}{E_p \eta L \delta_p}} \quad \dots\dots\dots (R-25)$$

按公式(R-26)计算 K 的函数：

$$F_1(K) = K[\text{bei}'(K)f_1(K) - \text{ber}'(K)f_2(K)] \quad \dots\dots\dots (R-26a)$$

$$F_2(K) = K^2[\text{ber}(K)f_1(K) + \text{bei}(K)f_2(K)] \quad \dots\dots\dots (R-26b)$$

$$F_3(K) = K[\text{ber}'^2(K) + \text{bei}'^2(K)] \quad \dots\dots\dots (R-26c)$$

$$\chi(K) = \text{ber}(K)\text{ber}'(K) + \text{bei}(K)\text{bei}'(K) \quad \dots\dots\dots (R-26d)$$

式中 $f_1(K)$ 、 $f_2(K)$ 按公式(R-27)令 $x=K$ 计算得到。

$$f_1(x) = \text{ber}(x) - \frac{1-\nu_p}{x} \text{bei}'(x) \quad \dots\dots\dots (\text{R-27a})$$

$$f_2(x) = \text{bei}(x) + \frac{1-\nu_p}{x} \text{ber}'(x) \quad \dots\dots\dots (\text{R-27b})$$

$$f_3(x) = \nu_p \text{ber}(x) + \frac{1-\nu_p}{x} \text{bei}'(x) \quad \dots\dots\dots (\text{R-27c})$$

$$f_4(x) = \nu_p \text{bei}(x) - \frac{1-\nu_p}{x} \text{ber}'(x) \quad \dots\dots\dots (\text{R-27d})$$

- d) 计算不同计算工况下管板系统内各元件之间的连接内力素。各计算工况的有效压力组合 P_a 按公式(R-28)计算：

$$P_a = \sum_s p_s - \sum_t p_t + \beta \gamma E_t \quad \dots\dots\dots (\text{R-28})$$

- e) 按 R.6 计算各工况相应的管板布管区径向应力 σ_{r1} ，环形板的径向应力 σ_{r2} ；

- f) 按 R.7 计算换热管轴向应力 σ_t ，换热管与管板连拉脱力 q ；

- g) 按 R.8 计算壳体轴向应力 σ_c ；

- h) 应力校核，要求同时满足如下条件：

对于表 R-1 所列计算工况①、③、⑤，不计膨胀变形差时，计算结果应符合公式(R-29)～公式(R-32)：

$$\sigma_{r1} \leq 1.5[\sigma]_p^t \quad \dots\dots\dots (\text{R-29})$$

$$\sigma_{r2} \leq 1.5[\sigma]_p^t$$

$$\begin{cases} \sigma_t \leq [\sigma]_t^t & \text{当 } \sigma_t \geq 0 \\ |\sigma_t| \leq [\sigma]_{cr}^t & \text{当 } \sigma_t < 0 \end{cases} \quad \dots\dots\dots (\text{R-30})$$

$$|q| \leq [q] \quad \dots\dots\dots (\text{R-31})$$

$$\sigma_c \leq [\sigma]_c^t \quad \dots\dots\dots (\text{R-32})$$

对于表 R-1 所列计算工况②、④、⑥，计入膨胀变形差时，计算结果应符合公式(R-33)～公式(R-36)：

$$\sigma_{r1} \leq 3[\sigma]_p^t \quad \dots\dots\dots (\text{R-33})$$

$$\sigma_{r2} \leq 3[\sigma]_p^t$$

$$\begin{cases} \sigma_t \leq 3[\sigma]_t^t & \text{当 } \sigma_t \geq 0 \\ |\sigma_t| \leq [\sigma]_{cr}^t & \text{当 } \sigma_t < 0 \end{cases} \quad \dots\dots\dots (\text{R-34})$$

$$|q| \leq 3[q](\text{焊接}) \quad \text{或} \quad |q| \leq [q](\text{胀接}) \quad \dots\dots\dots (\text{R-35})$$

$$\sigma_c \leq 3[\sigma]_c^t \quad \dots\dots\dots (\text{R-36})$$

R.5 NEN 型热交换器的力学模型与内力分析

NEN 型连接固定式热交换器的力学模型及各元件间连接内力素的正方向见图 R-1。

考虑到管箱圆筒、壳程圆筒、环形板所满足的轴向平衡条件：则 V_h 、 V_R 、 V_s 都可通过压力和 V_t 表示，见公式(R-37)～公式(R-39)。

$$V_h = p_t R/2 \quad \dots\dots\dots (\text{R-37})$$

$$V_R = V_t \rho_t + (p_s - p_t)(1 - \rho_t^2)R/2 \quad \dots\dots\dots (\text{R-38})$$

$$V_s = V_R + p_t R/2 \quad \dots\dots\dots (\text{R-39})$$

只有 6 个独立的未知内力素，组成向量见式(R-40)：

$$\{x_j\} = \{M_h, \delta_p H_h, M_s, \delta_p H_s, \rho_t M_t, R_t V_t\} \quad \dots\dots\dots (\text{R-40})$$

它们满足式(R-41)六元线性代数方程组：

$$\sum_{j=1}^6 F_{ij} x_j = F_{ip}, \quad i = 1, 2, 3 \dots 6 \quad \dots\dots\dots (\text{R-41})$$

式中：

F_{ij} ——柔度系数阵，其表达式见[R-42a)~R-42q)]；

F_{ip} ——由压力和热膨胀差组合成的载荷向量，其表达式见[R-43a)~(R-43e)]。

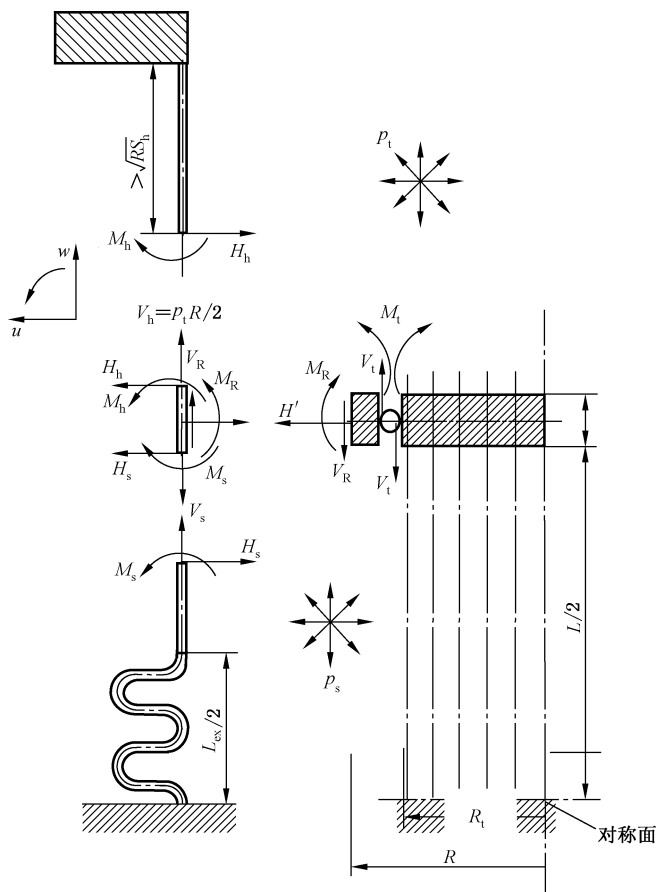


图 R-1 压力作用下 NEN 型热交换器内力分析图

$$F_{11} = \frac{D}{k_h R D_h} + \frac{1}{K_{RR}} = \frac{1}{K_{RR}} + \frac{1}{\sqrt[4]{3(1-\nu_h^2)}} \sqrt{\frac{\delta_h}{R}} \frac{E_p \delta_p^3}{E_h \delta_h^3} \quad \dots\dots\dots (\text{R-42a})$$

$$F_{12} = F_{21} = -\frac{D}{2k_h^2 R \delta_p D_h} + \frac{1}{2K_{RR}} = \frac{1}{2K_{RR}} - \frac{1}{2\sqrt[4]{3(1-\nu_h^2)}} \frac{E_p \delta_p^2}{E_h \delta_h^3} \quad \dots\dots\dots (\text{R-42b})$$

$$F_{13} = F_{31} = -\frac{1}{K_{RR}} \quad \dots\dots\dots (\text{R-42c})$$

$$F_{14} = F_{41} = -\frac{1}{2K_{RR}} = F_{23} = F_{32} \quad \dots\dots\dots (\text{R-42d})$$

$$F_{15} = F_{51} = \frac{1}{K_{Rt}} = -F_{35} = -F_{53} \quad \dots\dots\dots (\text{R-42e})$$

$$F_{16} = F_{61} = \frac{1}{K_{RV}} = -F_{36} = -F_{63} \quad \dots\dots\dots (\text{R-42f})$$

$$F_{22} = \frac{D}{2k_h^3 R \delta_p^2 D_h} + \frac{1}{4K_{RR}} + \frac{D\varphi_{uu}}{R\delta_p^2} = \frac{1}{2\sqrt[4]{[3(1-\nu_h^2)]^3}} \sqrt{\frac{R}{\delta_h}} \frac{\delta_p}{\delta_h} \frac{E_p}{E_h} + \frac{1}{4K_{RR}} + \frac{\varphi_{uu} E_p \delta_p}{12(1-\nu_p^2)R} \quad \dots\dots\dots (\text{R-42g})$$

$$F_{24} = F_{42} = -\frac{1}{4K_{RR}} + \frac{D\varphi_{uu}}{R\delta_p^2} = -\frac{1}{4K_{RR}} + \frac{\varphi_{uu} E_p \delta_p}{12(1-\nu_p^2)R} \quad \dots\dots\dots (\text{R-42h})$$

$$F_{25} = F_{52} = \frac{1}{2K_{Rt}} = -F_{45} = -F_{54} \dots\dots\dots (R-42i)$$

$$F_{26} = F_{62} = \frac{1}{2K_{RV}} \dots\dots\dots (R-42j)$$

$$F_{33} = \frac{D}{k_s R D_s} + \frac{1}{K_{RR}} = \frac{1}{\sqrt[4]{3(1-\nu_s^2)}} \sqrt{\frac{\delta_s}{R}} \left(\frac{\delta_p}{\delta_s}\right)^3 \frac{E_p}{E_s} + \frac{1}{K_{RR}} \dots\dots\dots (R-42k)$$

$$F_{34} = F_{43} = \frac{1}{2K_{RR}} - \frac{D}{2k_s^2 D_s R \delta_p} = \frac{1}{2K_{RR}} - \frac{1}{2\sqrt{3(1-\nu_s^2)}} \frac{E_p}{E_s} \left(\frac{\delta_p}{\delta_s}\right)^2 \dots\dots\dots (R-42l)$$

$$F_{44} = \frac{D}{2k_s^3 D_s R \delta_p^2} + \frac{1}{4K_{RR}} + \frac{D\varphi_{uu}}{R\delta_p^2} = \frac{1}{2\sqrt[4]{3(1-\nu_s^2)}^3} \sqrt{\frac{R}{\delta_s}} \frac{\delta_p}{\delta_s} \frac{E_p}{E_s} + \frac{1}{4K_{RR}} + \frac{\varphi_{uu} E_p \delta_p}{12(1-\nu_p^2)R} \dots\dots\dots (R-42m)$$

其中:

$$\frac{E_p \varphi_{uu} \delta_p}{12(1-\nu_p^2)R} = \frac{1}{12(1-\nu_p^2)(1-\rho_t^2)} \left[(1-\nu_p) + (1+\nu_p)\rho_t^2 - \frac{4\rho_t^2}{(1-\nu_p)[\rho_t^2 + (1-\rho_t^2)/\eta] + (1+\nu_p)} \right]$$

$$F_{46} = F_{64} = \frac{\nu_s D}{E_s \delta_s R \delta_p} - \frac{1}{2K_{RV}} = \frac{\nu_s E_p}{12(1-\nu_p^2)E_s} \frac{\delta_p}{R} \frac{\delta_p}{\delta_s} - \frac{1}{2K_{RV}} \dots\dots\dots (R-42n)$$

$$F_{55} = \frac{DK^3 F_3(K)}{NR^4 \rho_t^4 F_1(K)} + \frac{1}{K_{tt}} = \frac{F_3(K)}{\eta K F_1(K)} + \frac{1}{K_{tt}} \dots\dots\dots (R-42o)$$

$$F_{56} = F_{65} = \frac{1}{K_{vt}} - \frac{DK^3 \chi(K)}{NR^4 \rho_t^3 F_1(K)} = \frac{1}{K_{vt}} - \frac{\rho_t \chi(K)}{\eta K F_1(K)} \dots\dots\dots (R-42p)$$

$$F_{66} = \frac{1}{K_{vv}} + \frac{DF_2(K)}{NR^4 \rho_t^2 F_1(K)} + \frac{\pi D L_s Q_{ex}}{R^2 E_t n a} = \frac{1}{K_{vv}} + \frac{\rho_t^2 F_2(K)}{\eta K^4 F_1(K)} + \frac{2\rho_t^2 L_s Q_{ex}}{\eta K^4 L} \dots\dots (R-42q)$$

$$F_{1p} = -\frac{(p_s - p_t)R^2}{K_{Rp}} = -F_{3p} \dots\dots\dots (R-43a)$$

$$F_{2p} = \frac{R\delta_p^2}{12(1-\nu_p^2)\delta_h} \frac{E_p}{E_h} \left(1 - \frac{\nu_h}{2} - \frac{R}{2R''}\right) p_t - \frac{(p_s - p_t)R^2}{2K_{Rp}} \dots\dots\dots (R-43b)$$

$$F_{4p} = \frac{R\delta_p^2}{12(1-\nu_p^2)\delta_s} \frac{E_p}{E_s} \left\{ p_s \left[1 - \frac{\nu_s}{2}(1-\rho_t^2)\right] - p_t \frac{\nu_s \rho_t^2}{2} \right\} + \frac{(p_s - p_t)R^2}{2K_{Rp}} \dots\dots (R-43c)$$

$$F_{5p} = -\frac{(p_s - p_t)R^2}{K_{tp}} \dots\dots\dots (R-43d)$$

$$F_{6p} = \frac{\lambda D P_a}{R^2 N} - \frac{(p_s - p_t)R^2}{K_{vp}} = \frac{\lambda P_a \rho_t^4 R^2}{\eta K^4} - \frac{(p_s - p_t)R^2}{K_{vp}} \dots\dots\dots (R-43e)$$

在联立方程(R-41)中,上述各系数表达式(R-42)未予列入的诸系数均为零。

求解方程组式(R-41),得到各计算工况下的公式(R-40)向量中各未知内力素。还可进一步得到公式(R-44)~公式(R-46):

$$M_R = M_s - M_h + (H_s - H_h) \frac{\delta_p}{2} \dots\dots\dots (R-44)$$

$$H' = H_s + H_h \dots\dots\dots (R-45)$$

$$H'' = \frac{2H'}{(1-\nu_p)\left(\rho_t^2 + \frac{1-\rho_t^2}{\eta}\right) + (1+\nu_p)} \dots\dots\dots (R-46)$$

R.6 管板应力计算

R.6.1 管板布管区径向应力

管板布管区径向应力按以下步骤求解：

由 R.5 解得的未知内力素 V_t 、 M_t 的最终值(按计算工况的 4 种或 6 种组合), C_1 、 C_2 按公式(R-47)和公式(R-48)计算：

$$C_1 = -\left(\frac{\eta D}{N}\right)^{3/4} \frac{V_t K f_1(K)}{\eta D F_1(K)} + \left(\frac{\eta D}{N}\right)^{1/2} \frac{M_t K \text{ber}'(K)}{\eta D F_1(K)} \dots\dots\dots (\text{R-47})$$

$$C_2 = -\left(\frac{\eta D}{N}\right)^{3/4} \frac{V_t K f_2(K)}{\eta D F_1(K)} + \left(\frac{\eta D}{N}\right)^{1/2} \frac{M_t K \text{bei}'(K)}{\eta D F_1(K)} \dots\dots\dots (\text{R-48})$$

管板布管区中任一点的径向弯矩按公式(R-49)计算：

$$M_{r1} = \left(\frac{N}{\eta D}\right)^{1/2} \eta D [-C_1 f_2(x) + C_2 f_1(x)] \dots\dots\dots (\text{R-49})$$

管板布管区各点径向应力按公式(R-50)计算：

$$\sigma_{r1} = \pm \frac{6M_{r1}}{\mu \delta_p^2} + \frac{H''}{\mu \delta_p} \dots\dots\dots (\text{R-50})$$

式中上符号表示管程侧管板表面应力,下符号表示壳程侧管板表面应力。

R.6.2 管板边缘环形板径向应力

只需计算环形板内、外边缘径向应力。

环形板内边缘应力按公式(R-51)计算：

$$r = R_t; \quad M_{r2} = M_t$$

$$\sigma_{r2} = \pm \frac{6M_{r2}}{\delta_p^2} + \frac{H''}{\delta_p} \dots\dots\dots (\text{R-51})$$

环形板外边缘应力按公式(R-52)计算：

$$r = R; \quad M_{r2} = M_R = M_s - M_h + \frac{1}{2}(-H_h + H_s)\delta_p$$

$$\sigma_{r2} = \pm \frac{6M_{r2}}{\delta_p^2} + \frac{H'}{\delta_p} \dots\dots\dots (\text{R-52})$$

公式(R-51)、公式(R-52)中上符号表示管程侧表面,下符号表示壳程侧表面。

R.7 换热管应力及其与管板连接拉脱力

换热管应力按公式(R-53)：

$$\sigma_t = \frac{2E_t}{L} \left[\frac{\lambda P_c}{N} + C_1 \text{ber}(x) + C_2 \text{bei}(x) \right] \dots\dots\dots (\text{R-53})$$

式中 C_1 、 C_2 由公式(R-47)、公式(R-48)求得。

换热管与管板连接拉脱力按公式(R-54)计算：

$$q = \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \dots\dots\dots (\text{R-54})$$

R.8 壳体轴向应力

固定式换热器的壳体轴向薄膜应力按公式(R-55)计算：

$$\sigma_c = \frac{R}{2\delta_s} [p_s(1 - \rho_i^2) + p_t \rho_i^2] + \frac{\rho_t V_t}{\delta_s} \quad \dots\dots\dots (R-55)$$

当 $\sigma_c > 0$ 时,应计入壳程筒体环向焊缝系数。

R.9 质量力作用下管板及相关元件的力学模型与应力计算

R.9.1 一般规定

本条款适用于支座布置在壳程壳体上、不带膨胀节 NEN 型[见图 8-3b)]立式固定管板热交换器在管板、管束质量载荷作用下管板系统管板及相关元件的应力计算。

在设计计算中,根据需要可将 R.9 计算结果与 R.6、R.7、R.8 压力、温度载荷作用下的各元件应力计算结果对应叠加后再进行应力校核。

R.9.2 管板、管束质量载荷作用下立式 NEN 型固定管板热交换器管板、换热管束系统的力学模型

R.9.2.1 管板所受质量载荷

管板由布管区和非布管无孔的圆环形板两部分组成。非布管无孔圆环形板所受分布质量载荷为 $\gamma_p \delta_p$ 。

管板布管区所受分布质量载荷按公式(R-56)~公式(R-59)计算:

$$W_{\text{tube}} = \gamma_{\text{tube}} n a L_0 \quad \dots\dots\dots (R-56)$$

$$W_p = 2\gamma_p A_1 \delta_p \quad \dots\dots\dots (R-57)$$

$$W = W_{\text{tube}} + W_{\text{atch}} + W_p \quad \dots\dots\dots (R-58)$$

$$p_w = W / 2\pi R_t^2 \quad \dots\dots\dots (R-59)$$

R.9.2.2 质量载荷作用下管板、换热管束系统的力学模型

质量载荷作用下立式 NEN 型固定管板热交换器管板和换热管受力分析的力学模型见图 R-2。

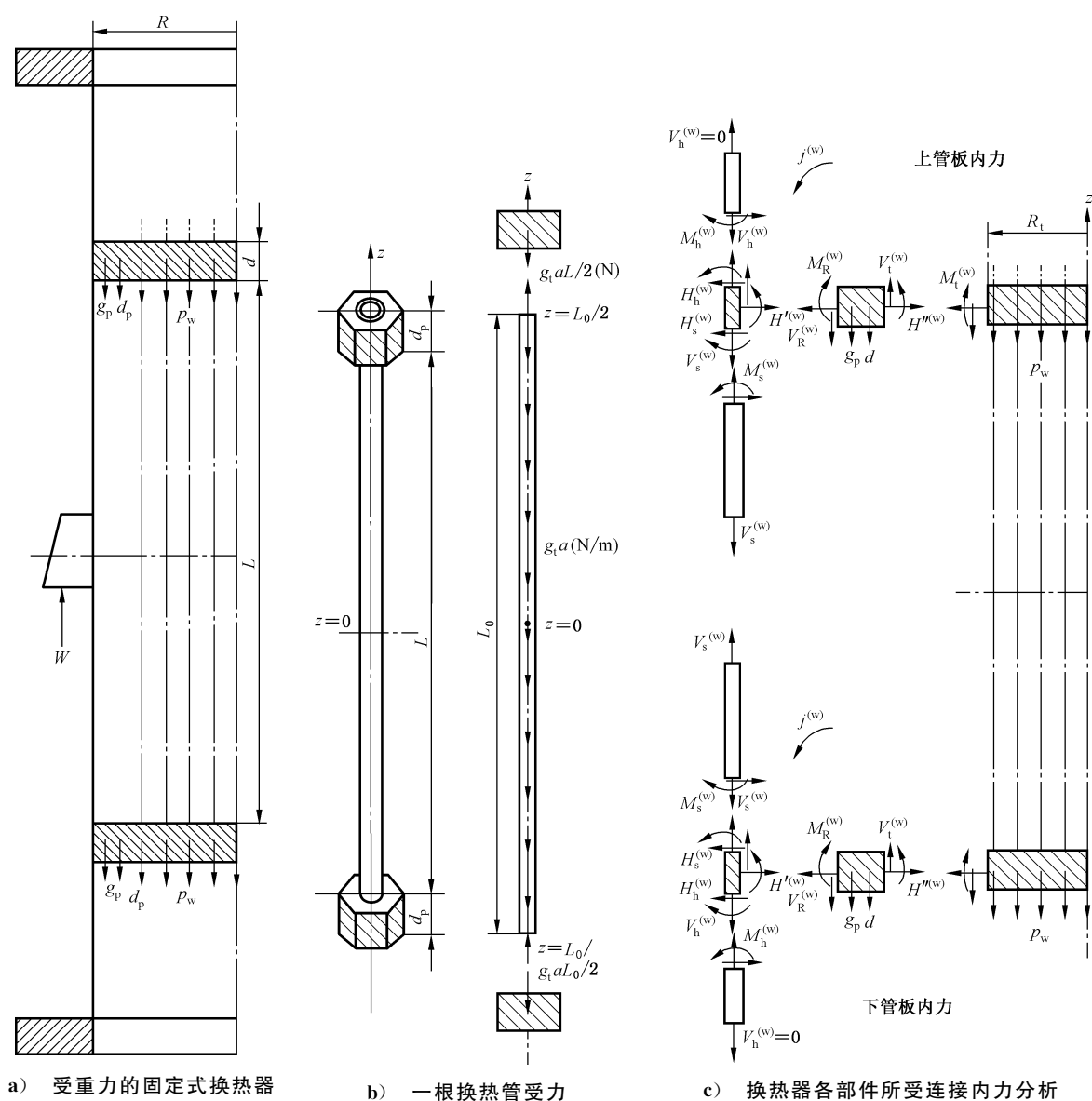


图 R-2 质量载荷作用下立式 NEN 型热交换器内力分析图

由于结构关于其中间横截面对称,可假设换热管(含附加质量)的重力平均分配给两块管板支承,即换热管两端支承条件如图 R-2 b) 示。质量载荷作用下换热管长度没有伸缩变形,对于管板布管区不存在弹性基础作用,上下两块管板布管区按照普通带孔平板相同的规律发生弯曲变形。

R.9.3 在管板、管束质量载荷作用下立式 NEN 型固定管板与管束系统的内力分析

质量载荷作用下,管板、管束系统变形和应力关于其中间横截面反对称,上下两块管板各内力素均附加上标^(w)表示,其正方向见图 R-2 c)。考虑到管板布管区轴向力平衡条件,布管区边缘剪力按公式(R-60)计算:

$$V_t^{(w)} = -p_w R_t / 2 \quad \dots\dots\dots (R-60)$$

设热交换器的支座位于壳程圆筒,如图 R-2 a)。由非布管区以及管板与壳体连接节点的轴向力平衡条件,环形板外边缘剪力按公式(R-61)计算:

$$V_R^{(w)} = -\frac{p_w \rho_t^2 R}{2} - \frac{\gamma_p \delta_p}{2} (1 - \rho_t^2) R \quad \dots\dots\dots (R-61)$$

只有 5 个独立的基本未知内力素,组成向量见公式(R-62):

$$\{x_j^{(w)}\} = \{M_h^{(w)} \quad \delta_p H_h^{(w)} \quad M_s^{(w)} \quad \delta_p H_s^{(w)} \quad \rho_t M_t^{(w)}\} \quad j=1,2,3,4,5 \quad \dots\dots\dots (R-62)$$

它们满足公式(R-63)线代数方程组:

$$\sum_{j=1}^5 F_{ij}^{(w)} x_j^{(w)} = F_{ip}^{(w)} \quad i=1,2,3,4,5 \quad \dots\dots\dots (R-63)$$

上式中柔度系数阵和重力载荷向量,其表达式分别见公式(R-64)和公式(R-65a)~公式(R-65d):

$$F_{11}^{(w)} = F_{11}, F_{12}^{(w)} = F_{21}^{(w)} = F_{12}, F_{13}^{(w)} = F_{31}^{(w)} = F_{13}, F_{14}^{(w)} = F_{41}^{(w)} = F_{14}, F_{15}^{(w)} = F_{51}^{(w)} = F_{15}$$

$$F_{22}^{(w)} = F_{22}, F_{23}^{(w)} = F_{32}^{(w)} = F_{23}, F_{24}^{(w)} = F_{42}^{(w)} = F_{24}, F_{25}^{(w)} = F_{52}^{(w)} = F_{25}$$

$$F_{33}^{(w)} = F_{33}, F_{34}^{(w)} = F_{43}^{(w)} = F_{34}, F_{35}^{(w)} = F_{53}^{(w)} = F_{35},$$

$$F_{44}^{(w)} = F_{44}, F_{45}^{(w)} = F_{54}^{(w)} = F_{45}$$

$$F_{55}^{(w)} = \left[\frac{1}{K_{tt}} + \frac{1}{(1 + \nu_p) \eta} \right] \quad \dots\dots\dots (R-64)$$

$$F_{1p}^{(w)} = -F_{3p}^{(w)} = \left(\frac{p_w \rho_t^2}{2K_{RV}} + \frac{\gamma_p \delta_p}{K_{Rp}} \right) R^2 \quad \dots\dots\dots (R-65a)$$

$$F_{2p}^{(w)} = \frac{1}{2} \left[\frac{p_w \rho_t^2}{2K_{RV}} + \frac{\gamma_p \delta_p}{K_{Rp}} \right] R^2 = \frac{F_{1p}^{(w)}}{2} \quad \dots\dots\dots (R-65b)$$

$$F_{4p}^{(w)} = \frac{\nu_s \delta_p^2 R}{24(1 - \nu_p^2) \delta_s} \frac{E_p}{E_s} [p_w \rho_t^2 + \gamma_p \delta_p (1 - \rho_t^2)] - \frac{R^2}{2} \left[\frac{p_w \rho_t^2}{2K_{RV}} + \frac{\gamma_p \delta_p}{K_{Rp}} \right] \quad \dots\dots\dots (R-65c)$$

$$F_{5p}^{(w)} = \frac{p_w \rho_t^2 R^2}{2} \left[\frac{1}{K_{tv}} - \frac{\rho_t}{4(1 + \nu_p) \eta} \right] + \frac{\gamma_p \delta_p R^2}{K_{tp}} \quad \dots\dots\dots (R-65d)$$

解方程组(R-63),便可得到公式(R-62)中的 5 个基本未知内力素。图 R-2 中其余内力素可由该 5 个基本内力素通过平衡条件求得,其关系式与公式(R-44)~公式(R-46)相同,见公式(R-66)~公式(R-68)。上、下管板处的内力素正方向与图 R-1 不同,应按图 R-2 的规定。

$$M_R^{(w)} = M_s^{(w)} - M_h^{(w)} + (H_s^{(w)} - H_h^{(w)}) \frac{\delta_p}{2} \quad \dots\dots\dots (R-66)$$

$$H'^{(w)} = H_s^{(w)} + H_h^{(w)} \quad \dots\dots\dots (R-67)$$

$$H''^{(w)} = \frac{2H'^{(w)}}{(1 - \nu_p) \left(\rho_t^2 + \frac{1 - \rho_t^2}{\eta} \right) + (1 + \nu_p)} \quad \dots\dots\dots (R-68)$$

R.9.4 在管板、管束质量载荷作用下立式 NEN 型固定管板的应力计算

下列应力公式中,上符号表示管程侧表面,下符号表示壳程侧表面:

管板布管区径向弯矩按公式(R-69)计算:

$$M_{rl}^{(w)} = M_t^{(w)} + \frac{(3 + \nu_p)}{16} p_w (R_t^2 - r^2) \quad \forall 0 \leq r \leq R_t \quad \dots\dots\dots (R-69)$$

管板布管区径向应力按公式(R-70)计算:

$$\text{上管板: } \sigma_{rl}^{(w)} = \frac{H''^{(w)}}{\mu \delta_p} \mp \frac{6M_{rl}^{(w)}}{\mu \delta_p^2}; \quad \text{下管板: } \sigma_{rl}^{(w)} = \frac{H''^{(w)}}{\mu \delta_p} \pm \frac{6M_{rl}^{(w)}}{\mu \delta_p^2} \quad \dots\dots\dots (R-70)$$

管板边缘环形板非布管区环形板内边缘径向应力按公式(R-71)计算:

$$r=R_t, \quad M_{r2}^{(w)}=M_t^{(w)}$$

$$\text{上管板: } \sigma_{r2} = \mp \frac{6M_{r2}^{(w)}}{\delta_p^2} + \frac{H''^{(w)}}{\delta_p} \quad \text{下管板: } \sigma_{r2} = \pm \frac{6M_{r2}^{(w)}}{\delta_p^2} - \frac{H''^{(w)}}{\delta_p} \quad \dots\dots\dots (\text{R-71})$$

环形板外边缘径向应力按公式(R-72)计算:

$$r=R, \quad M_{r2}^{(w)}=M_R^{(w)}$$

$$\text{上管板: } \sigma_{r2}^{(w)} = \frac{H'^{(w)}}{\delta_p} \mp \frac{6M_{r2}^{(w)}}{\delta_p^2} \quad \text{下管板: } \sigma_{r2}^{(w)} = \frac{H'^{(w)}}{\delta_p} \pm \frac{6M_{r2}^{(w)}}{\delta_p^2} \quad \dots\dots\dots (\text{R-72})$$

R.9.5 在管板、管束质量载荷作用下换热管应力

假设换热管附加质量均匀分布于所有 n 根换热管的全长, 换热管材料连同其附加质量的当量重度按公式(R-73), 换热轴向应力按公式(R-74)计算:

$$\gamma_t = \gamma_{\text{tube}} + W_{\text{atch}}/naL_0 \quad \dots\dots\dots (\text{R-73})$$

$$\sigma_t^{(w)} = \gamma_t z, \quad |\sigma_t^{(w)}|_{\max} = |\gamma_t| L/2 \quad \dots\dots\dots (\text{R-74})$$

R.9.6 在管板、管束质量载荷作用下壳程圆筒轴向薄膜应力

在管板、管束质量载荷作用下, 以支座位置为分界线, 不同位置壳程圆筒轴向薄膜应力按公式(R-75)计算:

$$\text{支座以上筒体: } \sigma_s^{(w)} = -\frac{p_w \rho_t^2 R}{2\delta_s} - \frac{\gamma_p \delta_p}{2\delta_s} (1 - \rho_t^2) R \quad \dots\dots\dots (\text{R-75})$$

$$\text{支座以下筒体: } \sigma_s^{(w)} = \frac{p_w \rho_t^2 R}{2\delta_s} + \frac{\gamma_p \delta_p}{2\delta_s} (1 - \rho_t^2) R$$

R.9.7 同时考虑工作载荷与管板、管束质量载荷时的应力校核方法

设计准则均按照 R.4h) 的规定。分别对表 R-1 所示各种工况, 按下述方法叠加得到工作载荷与质量载荷共同引起的应力, 代入 R.4 h) 公式左端作为校核应力。

管板应力: 将公式(R-70)、公式(R-71)、公式(R-72)所给质量载荷引起的管板应力分别与工作载荷引起的管板应力[见公式(R-50)~公式(R-52)]叠加, 分别得到上管板与下管板应力, 取其最大者以公式(R-29)和公式(R-33)进行管板强度与安定性校核。

换热管应力: 将公式(R-74)所给换热管应力与公式(R-53)所给工作载荷引起的换热管应力叠加, 取其中最大拉应力和最大压应力, 再以公式(R-30)和公式(R-34)进行换热管强度与稳定性校核。

拉脱力: 将所得绝对值最大的换热管应力代入公式(R-54), 求得强度校核所需的换热管与管板之间的最大拉脱力, 再以公式(R-31)和公式(R-35)进行拉脱力校核。

壳程圆筒轴向薄膜应力: 将公式(R-75)所给壳程圆筒轴向薄膜应力与公式(R-55)所给工作载荷引起的圆筒应力叠加, 分别求支座以上和支座以下筒体应力, 再以公式(R-32)和公式(R-36)进行强度校核。

立式换热器工作载荷和质量载荷共同作用下的应力校核条件汇总见表 R-2。

表 R-2 立式换热器工作载荷和质量载荷共同作用下的应力校核条件

各元件应力			工作载荷作用 $p_s、p_t、\gamma\beta E_t$		质量载荷作用 $p_w、g_p d_p$			逐行应力叠加	应力校核条件 见 R.4 h)	
管板 布管区	上管板	管程侧表面	公式 (R-50)	上符号	公式 (R-70)	第 1 式	上符号	σ_{r1}	公式 (R-29)、 公式 (R-33)	第 1 式
		壳程侧表面		下符号			下符号			
	下管板	壳程侧表面		下符号		第 2 式	下符号			
		管程侧表面		上符号			上符号			
管板 环形板 内缘	上管板	管程侧表面	公式 (R-51)	上符号	公式 (R-71)	第 1 式	上符号	σ_{r2}	公式 (R-29)、 公式 (R-33)	第 2 式
		壳程侧表面		下符号			下符号			
	下管板	壳程侧表面		下符号		第 2 式	下符号			
		管程侧表面		上符号			上符号			
管板 环形板 外缘	上管板	管程侧表面	公式 (R-52)	上符号	公式 (R-72)	第 1 式	上符号	σ_{r2}	公式 (R-29)、 公式 (R-33)	第 2 式
		壳程侧表面		下符号			下符号			
	下管板	壳程侧表面		下符号		第 2 式	下符号			
		管程侧表面		上符号			上符号			
换热管应力		换热管上端	公式(R-53)	公式(R-74)		$z=L_0/2$	σ_t	公式(R-30)、 公式(R-34)		
		换热管下端				$z=-L_0/2$				
拉脱力		管接头 上端或下端	公式(R-54) 取绝对值	公式(R-54),取绝对值			叠加 绝对值 q	公式(R-31)、 公式(R-35)		
壳体轴向应力		支座以上	公式(R-55)	公式(R-75)		第 1 式	σ_c	公式(R-32)、 公式(R-36)		
		支座以下				第 2 式				
注：如公式中某项前带有“±”或“干”上下双符号时,根据公式规定,对该项取“上符号”或“下符号”参与运算。										

附录 S
(资料性)
采用特殊结构的管板设计

S.1 一般规定

本附录计算适用于前端管板为 a 型连接型式,后端结构为 S 型连接型式的管板,并适用以下情况:

- a) 前端管板和后端管板直径可以不同;
- b) 前端管板和后端管板厚度可以不同;
- c) 前端管板和后端管板材料可以不同。

本附录还适用于尾端带膨胀节的单管程浮头式热交换器,见图 S-1。单管程浮头后端结构膨胀节可设置不限制轴向位移自由补偿的导向杆等结构。浮头盖结构可采用球冠结构元件,也可采用正锥封头等轴对称结构元件。

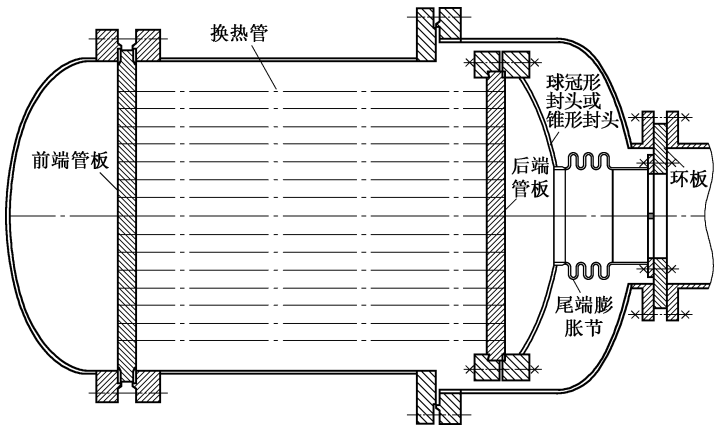


图 S-1 单管程浮头式热交换器结构



S.2 符号

下列符号适用于本附录:

a	——1 根换热管的横截面面积, mm^2 ;
$\text{ber}(x), \text{bei}(x), \text{ber}'(x), \text{bei}'(x)$	——以 x 为自变量的汤姆逊函数及对 x 的一阶导数;
d	——换热管外直径, mm ;
C_1, C_2, C_4	——求解参数;
c_1, c_2, c_4	——求解参数;
D_1	——固定端管板旋转刚度, $\text{N} \cdot \text{mm}$;
D_2	——浮动端管板旋转刚度, $\text{N} \cdot \text{mm}$;
D_t	——布管限定圆当量直径, mm ;
D_{G1}	——固定端管板垫片压紧力作用中心圆直径, mm ;
D_{G2}	——浮动端管板垫片压紧力作用中心圆直径, mm ;
E_{ex}	——设计温度下膨胀节材料的弹性模量, MPa ;

E_1	——设计温度下固定端管板材料弹性模量,MPa;
E_2	——设计温度下浮动端管板材料弹性模量,MPa;
E_t	——设计温度下换热管材料弹性模量,MPa;
$f_1(x), f_2(x)$	——以 x 为自变量的函数;
$K_{Rt}, K_{RV}, K_{tV}, K_{Rp}, K_{tt}, K_{Rt}^{\parallel}, K_{RV}^{\parallel}, K_{Rp}^{\parallel}$	——管板周边不布管区几何柔度系数,无量纲,按 GB/T 4732 (所有部分)计算;
L	——管板之间换热管长度,mm;
M_{R1}	——固定端管板单位周长下径向弯矩, $N \cdot mm/mm$;
M_{R2}	——浮动端管板单位周长下径向弯矩, $N \cdot mm/mm$;
N	——换热管弹性基础系数, N/mm^3 ;
n	——换热管数量,根;
P_c	——当量压力组合,MPa;
p_d	——管板计算压力, $p_d = p_s - p_t$,MPa;
p_s	——壳侧设计压力,MPa;
p_t	——管侧设计压力,MPa;
R_1	——固定端管板垫片压紧力作用中心圆半径,mm;
R_2	——浮动端管板垫片压紧力作用中心圆半径,mm;
R_{exi}	——膨胀节波谷处内半径,mm;
R_{exo}	——膨胀节波峰处内半径,mm;
δ_1	——固定端管板计算厚度,mm;
δ_2	——浮动端管板计算厚度,mm;
δ_{ex}	——膨胀节材料名义厚度,mm;
$\rho_{ex} = R_{exi}/R_{exo}$	——系数,无量纲;
$\rho_{t1} = R_t/R_1$	——系数,无量纲;
$\rho_{t2} = R_t/R_2$	——系数,无量纲;
μ	——管板开孔强度削弱系数,无特殊说明,取 $\mu = 0.4$,无量纲;
η	——管板开孔强度削弱系数,无特殊说明,取 $\eta = 0.4$,无量纲;
β	——系数,无量纲;
λ	——系数,无量纲;
σ_{r1i}	——固定端管板开孔区最大弯曲应力,MPa;
σ_{r2i}	——浮动端管板管板开孔区最大弯曲应力,MPa;
σ_t	——换热管轴向应力,MPa。

S.3 计算工况

设计时根据设计工况,按表 S-1 计算工况分别计算 $P = p_s - p_t$,按 S.4 完成各工况的应力计算和校核。

表 S-1 浮头热交换器计算工况

计算工况	管壳程压力参数
工况①	只有壳程设计压力 p_s , 管程设计压力 $p_t=0$
工况②	只有管程设计压力 p_t , 壳程设计压力 $p_s=0$
工况③	壳程设计压力 p_s 和管程设计压力 p_t 同时作用

S.4 计算步骤

管板计算步骤如下:

- a) 初步假设固定端管板计算厚度 δ_1 、浮动端管板计算厚度 δ_2 。

按公式(S-1)计算固定端管板系数 D_1 , 按公式(S-2)计算浮动端管板系数 D_2 :

$$D_1 = 0.091\ 6 E_1 \delta_1^3 \quad \dots\dots\dots (\text{S-1})$$

$$D_2 = 0.091\ 6 E_2 \delta_2^3 \quad \dots\dots\dots (\text{S-2})$$

- b) 根据管板的布管数量 n , 单根换热管横截面积 a , 换热管有效长度 L , 并按 8.4.8.2 计算 A_t , 按 8.4.8.3 计算 D_t , 按公式(S-3)计算 K 。

$$K = \left[\frac{E_t n a}{\eta L A_t} \frac{D_1 + D_2}{D_1 D_2} \right]^{1/4} \cdot \frac{D_t}{2} \quad \dots\dots\dots (\text{S-3})$$

- c) 根据热交换器类型, 计算相关系数。按公式(S-4)~公式(S-7)依次计算 N, λ, β, p_c 。

$$N = \frac{2 E_t n a}{L A_t} \quad \dots\dots\dots (\text{S-4})$$

$$\lambda = \frac{A_1}{A_t} \quad \dots\dots\dots (\text{S-5})$$

$$\beta = \frac{n a}{A_1} \quad \dots\dots\dots (\text{S-6})$$

$$p_c = p_s - (1 + \beta) p_t \quad \dots\dots\dots (\text{S-7})$$

- 1) 对于本附录适用范围内的多管程浮头热交换器。按公式(S-8)计算 P 并令 $p_{dT} = P, H_1 = 0, H_2 = 0$, 然后进入步骤 d) 继续计算。

$$P = p_s - p_t \quad \dots\dots\dots (\text{S-8})$$

- 2) 对于本附录适用范围内的尾端带膨胀节的单管程浮头式热交换器。按公式(S-8)计算 P , 令 $p_d = P$ 。首先按公式(S-9)~公式(S-11)依次计算 k_p, k_F 和 w_{ex}^{p1} 、按公式(S-12)计算 H_0 、按公式(S-13)计算 K_{ex} 、按公式(S-14)计算 H_1 、按公式(S-15)计算 H_2 后, 最后按公式(S-16)计算 P_{dT} 。

$$k_p = -1.634\ 61 + 4.706\ 34 \rho_{ex} - 4.532\ 71 \rho_{ex}^2 + 1.46 \rho_{ex}^3, \quad \dots\dots\dots (\text{S-9})$$

$$k_F = -0.136\ 67 + 0.468\ 42 \rho_{ex} - 0.519\ 43 \rho_{ex}^2 + 0.188 \rho_{ex}^3, \quad \dots\dots\dots (\text{S-10})$$

$$w_{ex}^{p1} = (-P)(k_p - \pi k_F) \cdot \frac{R_{ex}^4 n_{ex} (1 - \nu_{ex}^2)}{E_{ex} \delta_{ex}^3} \quad \dots\dots\dots (\text{S-11})$$

$$H_0 = p_d \left[1 - \left(\frac{R_1}{R_t} \right)^2 \right] + \frac{2 K_{ex}}{\pi R_t^2} \left[\frac{\lambda P_c}{N} + \frac{w_{ex}^{p1}}{2} \right] \quad \dots\dots\dots (\text{S-12})$$

$$K_{ex} = \frac{E_{ex} \delta_{ex}^3}{R_{ex}^2 n_{ex} (1 - \nu_{ex}^2) k_F} \quad \dots\dots\dots (\text{S-13})$$

$$H_1 = \frac{2 K_{ex}}{\pi R_t^2} \text{ber}(K) \quad \dots\dots\dots (\text{S-14})$$

$$H_2 = \frac{2K_{\text{ex}}}{\pi R_t^2} \text{bei}(K) \quad \dots\dots\dots (\text{S-15})$$

$$p_{\text{dT}} = H_0 + H_1 C_1 + H_2 C_2 \quad \dots\dots\dots (\text{S-16})$$

d) 按公式(S-17)求解下列矩阵方程得到常数 C_1, C_2, C_4 :

$$\begin{bmatrix} \frac{K_{\text{Rt}} R_t^2}{2 \rho_{\text{tl}} K_{\text{RV}}} H_1 - \frac{K^2}{R_t^2} \frac{2\eta D_1 D_2}{D_1 + D_2} f_2(K), & \frac{K_{\text{Rt}} R_t^2}{2 \rho_{\text{tl}} K_{\text{RV}}} H_2 + \frac{K^2}{R_t^2} \frac{2\eta D_1 D_2}{D_1 + D_2} f_1(K), & 1.3 \frac{K^2}{R_t^2} \eta D_1 \\ \frac{R_t^3 K_{\text{Rt}}}{2 \rho_{\text{t2}}^2 K_{\text{RV}}} H_1 - \frac{K^2}{R_t^2} \frac{2\eta D_1 D_2}{D_1 + D_2} f_2(K), & \frac{R_t^3 K_{\text{Rt}}}{2 \rho_{\text{t2}}^2 K_{\text{RV}}} H_2 + \frac{K^2}{R_t^2} \frac{2\eta D_1 D_2}{D_1 + D_2} f_1(K), & -1.3 \frac{K^2}{R_t^2} \eta D_2 \\ \frac{2 D_1 D_2 K}{D_1 + D_2} \text{ber}'(K) - & \frac{2 D_1 D_2 K}{D_1 + D_2} \text{bei}'(K) - & \frac{K^2 D_1}{R_t^2} \\ \frac{K_{\text{Rt}} R_t^2}{2 \rho_{\text{tl}} K_{\text{RV}} K_{\text{tt}}} H_1 + \frac{R_t^2}{2 \rho_{\text{tl}} K_{\text{tV}}} H_1, & \frac{K_{\text{Rt}} R_t^2}{2 \rho_{\text{tl}} K_{\text{RV}} K_{\text{tt}}} H_2 + \frac{R_t^2}{2 \rho_{\text{tl}} K_{\text{tV}}} H_2, & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_4 \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} -\frac{K_{\text{Rt}} R_t^2}{\rho_{\text{tl}}^3 K_{\text{Rp}}} P - \frac{K_{\text{Rt}} R_t^2}{2 \rho_{\text{tl}} K_{\text{RV}}} H_0 \\ -\frac{R_t^2 K_{\text{Rt}}}{\rho_{\text{t2}}^2 K_{\text{Rp}}} P - \frac{R_t^3 K_{\text{Rt}}}{2 \rho_{\text{t2}}^2 K_{\text{RV}}} H_0 \\ \left[\frac{K_{\text{Rt}} R_t^2}{\rho_{\text{tl}}^3 K_{\text{Rp}} K_{\text{tt}}} - \frac{R_t^2}{\rho_{\text{tl}}^3 K_{\text{tp}}} \right] P + \left[\frac{K_{\text{Rt}} R_t^2}{2 \rho_{\text{tl}} K_{\text{RV}} K_{\text{tt}}} - \frac{R_t^2}{2 \rho_{\text{tl}} K_{\text{tV}}} \right] H_0 \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (\text{S-17})$$

其中, $f_1(K), f_2(K)$ 见公式(S-18)、公式(S-19)。

$$f_1(K) = \text{ber}(K) - 0.7 \text{bei}'(K)/K \quad \dots\dots\dots (\text{S-18})$$

$$f_2(K) = \text{bei}(K) + 0.7 \text{ber}'(K)/K \quad \dots\dots\dots (\text{S-19})$$

e) 分别计算固定端管板和浮动端管板的弯矩和弯曲应力, 令 $c_1 = \frac{C_1 D_1}{R_t^2}, c_2 = \frac{C_2 D_1}{R_t^2},$

$c_4 = \frac{C_4 D_1}{R_t^2}$, 在 $x=[0, K]$ 区间内求得管板弯矩和应力, 应力计算结果宜满足 8.4.5。

固定端管板径向弯矩按公式(S-20)、固定端管板开孔区最大弯曲应力按公式(S-21):

$$M_{\text{r1}}(x) = 1.3 \eta K^2 c_4 + \frac{2K^2 \eta}{(1 + D_1/D_2)} [-c_1 f_2(x) + c_2 f_1(x)] \quad \dots\dots\dots (\text{S-20})$$



$$\sigma_{\text{r1i}} = \max \left| \mp \frac{6M_{\text{r}}(x)}{\mu \delta_1^2} \right| \quad \dots\dots\dots (\text{S-21})$$

浮动端管板径向弯矩按公式(S-22)、浮动端管板开孔区最大弯曲应力按公式(S-23):

$$M_{\text{r2}}(x) = -1.3 K^2 \eta \frac{D_2}{D_1} c_4 + \frac{2K^2 \eta}{(1 + D_1/D_2)} [-c_1 f_2(x) + c_2 f_1(x)] \quad \dots\dots\dots (\text{S-22})$$

$$\sigma_{\text{r2i}}^{\text{fl}} = \max \left| \mp \frac{6M_{\text{r}}^{\text{fl}}(x)}{\mu \delta_2^2} \right| \quad \dots\dots\dots (\text{S-23})$$

f) 换热管轴向应力按公式(S-24)计算

$$\sigma_{\text{t}} = \frac{2E_{\text{t}}}{L} \left[\frac{\lambda P_{\text{c}}}{N} + C_1 \text{ber}(x) + C_2 \text{bei}(x) \right] \quad \dots\dots\dots (\text{S-24})$$

其中, 取 $x=[0, K], \sigma_{\text{t}}$ 最大值为正号时, 表示换热管承受拉应力, σ_{t} 最小值为负号时, 表示换热管承受最大压应力。计算结果宜满足:

$$\begin{aligned} \text{当 } \sigma_{\text{t}} > 0 \text{ 时} & \quad \sigma_{\text{t}} \leq [\sigma]_{\text{t}}^{\text{t}} \\ \text{当 } \sigma_{\text{t}} < 0 \text{ 时} & \quad |\sigma_{\text{t}}| \leq [\sigma]_{\text{cr}}^{\text{t}} \end{aligned}$$

一般情况下,宜根据表 S-2 中 3 种计算工况分别计算换热管轴向应力。

- g) 换热管与管板焊接连接或非开槽胀接连接的拉脱力的计算见公式(8-60),计算结果宜满足 $|q| \leq [q]$ 。
- 1) 对于开槽胀接连接的强度胀结构,换热管轴向应力宜满足 $|\sigma_t| \leq [q]$ 。
 - 2) 对于内孔焊结构,换热管轴向应力宜满足 $|\sigma_t| \leq \phi \cdot \min([\sigma]_t^t, [\sigma]_r^t)$,同时不再校核拉脱力。



参 考 文 献

- [1] GB/T 713.2 承压设备用钢板和钢带 第2部分:规定温度性能的非合金钢和合金钢
 - [2] GB/T 713.4 承压设备用钢板和钢带 第4部分:规定低温性能的镍合金钢
 - [3] GB/T 713.7 承压设备用钢板和钢带 第7部分:不锈钢和耐热钢
 - [4] GB/T 27698.1 热交换器及传热元件性能测试方法 第1部分:通用要求
 - [5] GB/T 47007—2026 板式热交换器能效测试与评价规则
 - [6] GB/T 50761—2018 石油化工钢制设备抗震设计标准
-



