

ICS 71.120.30
J 75



中华人民共和国国家标准

GB/T 151—2014
代替 GB 151—1999

热 交 换 器



Heat exchangers

2014-12-05 发布

2015-05-01 实施

中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局
中国国家标准化管理委员会 发布

目 次

前言	III
引言	IV
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 术语和定义	3
4 通用要求	4
4.1 通则	4
4.2 资格与职责	5
4.3 工艺计算	6
4.4 设计一般规定	6
4.5 许用应力	8
4.6 焊接接头分类与焊接接头系数	8
4.7 耐压试验	9
4.8 泄漏试验	9
5 材料	9
5.1 总则	9
5.2 圆筒及封头	9
5.3 管板、管箱平盖、法兰	9
5.4 换热管	10
5.5 螺柱(含螺栓)和螺母用钢棒	11
6 结构设计	11
6.1 管壳式热交换器的主要零部件及名称	11
6.2 管壳式热交换器型号	15
6.3 管程	17
6.4 换热管	21
6.5 管板	22
6.6 换热管与管板的连接	25
6.7 管板与管箱、壳体的焊接连接	29
6.8 壳程	29
6.9 钩圈式浮头	41
6.10 壳体	43
6.11 填料函	43
6.12 膨胀节	45
6.13 接管及其他开口	45
6.14 设备及接管法兰	45
6.15 密封及垫片	45

6.16	支座	46
6.17	附件	48
7	设计计算	49
7.1	承压壳体与隔板	49
7.2	浮头盖与钩圈	52
7.3	换热管	55
7.4	管板	56
8	制造、检验与验收	101
8.1	通则	101
8.2	圆筒	101
8.3	换热管	101
8.4	管板、管箱平盖	102
8.5	折流板、支持板	104
8.6	其他零部件	105
8.7	管束的组装	105
8.8	换热管与管板的连接	105
8.9	焊接	105
8.10	热处理	105
8.11	组装	106
8.12	尺寸偏差	107
8.13	耐压试验和泄漏试验	109
8.14	出厂资料	109
8.15	铭牌	109
8.16	涂敷与运输包装	109
9	安装、操作和维护	110
9.1	现场安装	110
9.2	试车和操作	110
9.3	维护	111
附录 A (规范性附录)	标准的符合性声明及修订	112
附录 B (资料性附录)	管壳式热交换器传热计算	113
附录 C (资料性附录)	流体诱发振动	134
附录 D (资料性附录)	常见流体的物理性质数据	168
附录 E (资料性附录)	污垢热阻	212
附录 F (资料性附录)	金属导热系数	216
附录 G (资料性附录)	换热管特性表	218
附录 H (资料性附录)	换热管与管板焊接接头的焊缝形式	220
附录 I (资料性附录)	管板与管箱、壳体的焊接连接	221
附录 J (资料性附录)	壳体和管束的进口或出口面积计算	224
附录 K (资料性附录)	波纹换热管热交换器的管板	228
附录 L (资料性附录)	拉撑管板	232
附录 M (资料性附录)	挠性管板	237

前 言

本标准按照 GB/T 1.1—2009 给出的规则起草。

本标准代替 GB 151—1999《管壳式换热器》。与 GB 151—1999 相比,主要技术变化如下:

- a) 修改了标准名称,扩大了标准适用范围:
 - 提出了换热器的通用要求;
 - 规定了其他结构型式的热交换器所依据的标准。
- b) 修订了管壳式换热器的适用参数范围。
- c) 增加了换热器传热计算的基本要求。
- d) 提高了管壳式换热器管束的尺寸精度要求。
- e) 修订了换热管与管板的连接:
 - 增加了胀接连接的胀度计算公式及胀度控制值;
 - 修订了强度焊接的定义及结构形式;
 - 增加了内孔焊。
- f) 修订了单管板设计计算,增加了双管板设计计算。
- g) 增加了附录 A“标准的符合性声明及修订”。
- h) 将 GB 151—1999 附录 F“壁温计算”修订为附录 B“管壳式热交换器传热计算”。
- i) 修订了附录 C“流体诱发振动”。
- j) 增加了附录 D“常见流体的物理性质数据”。
- k) 增加了附录 E“污垢热阻”。
- l) 增加了附录 F“金属导热系数”。
- m) 修订了附录 G“换热管特性表”。
- n) 增加了附录 H“换热管与管板焊接接头的焊缝形式”。
- o) 修订了附录 I“管板与管箱、壳体的焊接连接”。
- p) 修订了附录 J“壳体和管束的进口或出口面积计算”。
- q) 增加了附录 K“波纹换热管热交换器的管板”。
- r) 增加了附录 L“拉撑管板”。
- s) 增加了附录 M“挠性管板”。

本标准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。

本标准起草单位:甘肃蓝科石化高新装备股份有限公司、上海蓝滨石化设备有限责任公司、中国石化工程建设有限公司、中国特种设备检测研究院、国家质量监督检验检疫总局特种设备安全监察局、中石化洛阳工程有限公司、清华大学、西安交通大学、天津大学、中国成达工程有限公司、中国石化上海高桥石油化工公司、天华化工机械及自动化研究设计院有限公司、沈阳化工大学。

本标准主要起草人:张延丰、寿比南、邹建东、朱巨贤、李世玉、张迎恺、顾月章、薛明德、黄克智、杨国义、朱国栋、徐锋、程真喜、蔡隆展、赵维、李志安、王普勋、白博峰、谭蔚、邹红、马一鸣、陈韶范、刘鹏。

本标准所代替标准的历次版本发布情况为:

——GB 151—1989、GB 151—1999。

引 言

本标准是全国锅炉压力容器标准化技术委员会(以下简称“委员会”)负责制定和归口的热交换器标准,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。

本标准的技术条款包括了金属制热交换器的通用要求、管壳式热交换器建造过程(即指设计、制造、检验和验收工作)中应遵循的相关要求。由于本标准没有必要、也不可能囊括适用范围内管壳式热交换器建造中的所有技术细节,因此,在满足法规所规定的基本安全要求的前提下,不应禁止本标准中没有特别提及的技术内容。本标准不能作为具体管壳式热交换器建造的技术手册,亦不能代替培训、工程经验和工程评价。工程评价是指由知识渊博、娴于规范应用的技术人员所做出针对具体产品的技术评价。但工程评价应符合本标准的相关技术要求,不得违反本标准中的禁用规定。本标准还规定了管壳式热交换器安装和使用的基本要求。

本标准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应能做出可靠的判断。

本标准既不要求也不禁止设计人员使用计算机程序实现热交换器的分析或设计,但采用计算机程序进行分析或设计时,除应满足本标准要求外,还应确认:

- a) 所采用程序中技术假定的合理性;
- b) 所采用程序对设计内容的适应性;
- c) 所采用程序输入参数及输出结果用于工程设计的正确性。



热 交 换 器

1 范围

1.1 本标准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 本标准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,本标准的所有内容适用于管壳式热交换器。

1.3 本标准适用的设计压力:

- 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标准确定。

1.4 本标准适用的设计温度:

- a) 钢材不得超过 GB 150.2—2011 列入材料的允许使用温度范围;
- b) 其他金属材料按相应引用标准中列入材料的允许使用温度确定。

1.5 本标准中管壳式热交换器适用的公称直径不大于 4 000 mm,设计压力(MPa)与公称直径(mm)的乘积不大于 2.7×10^4 。

1.6 超出 1.5 条范围的管壳式热交换器,可参照本标准进行建造。

1.7 本标准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:

- 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

下列文件对于本文件的应用是必不可少的。凡是注日期的引用文件,仅注日期的版本适用于本文件。凡是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 150.1—2011 压力容器 第 1 部分:通用要求

GB 150.2—2011 压力容器 第 2 部分:材料



GB/T 151—2014

- GB 150.3—2011 压力容器 第3部分:设计
- GB 150.4—2011 压力容器 第4部分:制造、检验和验收
- GB/T 1527—2006 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 2882—2013 镍及镍合金管
- GB/T 3625—2007 换热器及冷凝器用钛及钛合金管
- GB 5310 高压锅炉用无缝钢管
- GB/T 5313—2010 厚度方向性能钢板
- GB 6479 高压化肥设备用无缝钢管
- GB/T 6893—2010 铝及铝合金拉(轧)制无缝管
- GB/T 8890—2007 热交换器用铜合金无缝管
- GB 9948 石油裂化用无缝钢管
- GB 13296 锅炉、热交换器用不锈钢无缝钢管
- GB 16749 压力容器波形膨胀节
- GB/T 21832 奥氏体-铁素体型双相不锈钢焊接钢管
- GB/T 21833 奥氏体-铁素体型双相不锈钢无缝管
- 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—2010 锆及锆合金无缝管材
- GB/T 26929 压力容器术语
- GB/T 28713(所有部分) 管壳式热交换器用强化传热元件
- GB/T 29463(所有部分) 管壳式热交换器用垫片
- GB/T 29465 浮头式热交换器用外头盖侧法兰
- NB/T 47002(所有部分) 压力容器用爆炸焊接复合板
- NB/T 47003.1(JB/T 4735.1) 钢制焊接常压容器
- NB/T 47004(JB/T 4752) 板式热交换器
- NB/T 47006(JB/T 4757) 铝制板翅式热交换器
- NB/T 47007(JB/T 4758) 空冷式热交换器
- NB/T 47011 锆制压力容器
- NB/T 47013.10(JB/T 4730.10) 承压设备无损检测 第10部分:衍射时差法超声检测
- NB/T 47014(JB/T 4708) 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(JB/T 4700) 压力容器法兰分类与技术条件
- NB/T 47021(JB/T 4701) 甲型平焊法兰
- NB/T 47022(JB/T 4702) 乙型平焊法兰
- NB/T 47023(JB/T 4703) 长颈对焊法兰
- NB/T 47024(JB/T 4704) 非金属软垫片
- NB/T 47025(JB/T 4705) 缠绕垫片
- NB/T 47026(JB/T 4706) 金属包垫片
- NB/T 47027(JB/T 4707) 压力容器法兰用紧固件
- NB/T 47041—2014(JB/T 4710) 塔式容器
- JB/T 4711 压力容器涂敷与运输包装
- JB/T 4712.1 容器支座 第1部分:鞍式支座



JB/T 4712.3 容器支座 第3部分:耳式支座
 JB/T 4730(所有部分) 承压设备无损检测
 JB 4732—1995 钢制压力容器——分析设计标准(2005年确认)
 JB/T 4734 铝制焊接容器
 JB/T 4745 钛制焊接容器
 JB/T 4751 螺旋板式换热器
 JB/T 4755 铜制压力容器
 JB/T 4756 镍及镍合金制压力容器
 HG/T 20592 钢制管法兰(PN系列)
 HG/T 20615 钢制管法兰(Class系列)
 TSG R0004—2009 固定式压力容器安全技术监察规程

3 术语和定义

GB 150.1—2011、GB/T 26929 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

- a) 卷制、锻制圆筒,以内径(mm)作为管壳式热交换器的公称直径。
- b) 管材制圆筒,以外径(mm)作为管壳式热交换器的公称直径。
- c) 釜式重沸器,以管箱内(或外)径(mm)作为釜式重沸器的公称直径。

3.2

换热面积 heat transfer area

A

- a) 计算换热面积,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, m^2 。
- b) 公称换热面积,圆整为整数后的计算换热面积, m^2 。

3.3

公称长度 nominal length

LN

以换热管的长度(m)作为管壳式热交换器的公称长度。换热管为直管时,取直管长度;换热管为U形管时,取U形管直管段的长度。

3.4

管程和壳程 tubeside & shellside

- a) 管程——介质流经换热管内的通道及与其相贯通部分。
- b) 壳程——介质流经换热管外的通道及与其相贯通部分。
- c) 管程数 N_t ——介质沿换热管长度方向往、返的次数。
- d) 壳程数 N_s ——介质在壳程内沿换热管长度方向往、返的次数。

3.5

I级管束 grade I bundle

换热管外径的允许偏差符合表 6-6、管板管孔直径及允许偏差符合表 6-10、折流板和支持板管孔直

径及允许偏差符合表 6-22 的钢制管束。

3.6

Ⅱ级管束 grade Ⅱ bundle

换热管外径的允许偏差符合表 6-7、管板管孔直径及允许偏差符合表 6-11、折流板和支持板管孔直径及允许偏差符合表 6-23 的钢制管束。

3.7

强度胀接 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。

3.8

贴胀 light expansion

为消除换热管与管板管孔之间缝隙的轻度胀接。

3.9

强度焊接 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。

3.10

密封焊接 seal weld

仅保证换热管与管板连接不泄漏的焊接。

3.11

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 通用要求

4.1 通则

4.1.1 热交换器应符合本标准的通用要求,并应遵守国家颁布的有关法律、法规和安全技术规范。本标准的符合性声明见附录 A。

4.1.2 管壳式热交换器应符合本标准的要求,其他结构型式热交换器除应符合本标准通用要求外,还应符合下列相应标准的要求:

- a) JB/T 4751《螺旋板式换热器》;
- b) NB/T 47004(JB/T 4752)《板式热交换器》;
- c) NB/T 47006(JB/T 4757)《铝制板翅式热交换器》;
- d) NB/T 47007(JB/T 4758)《空冷式热交换器》。

4.1.3 采用铝、钛、铜、镍和锆等其他金属制管壳式热交换器或受压元件除应符合本标准要求外,还应符合下列相应标准的要求:

- a) JB/T 4734《铝制焊接容器》;
- b) JB/T 4745《钛制焊接容器》;
- c) JB/T 4755《铜制压力容器》;
- d) JB/T 4756《镍及镍合金制压力容器》;
- e) NB/T 47011《锆制压力容器》。

4.1.4 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。

4.1.5 TSG R0004—2009 管辖范围内的热交换器,其设计、制造、安装和使用应接受特种设备安全监察机构的监察。

4.1.6 对不能按照 GB 150.3—2011、本标准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 150.1—2011 中 4.1.6 规定的方法进行设计。

4.1.7 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,可按 NB/T 47003.1 (JB/T 4735.1)及本标准的有关规定进行设计。

4.2 资格与职责

4.2.1 资格

TSG R0004—2009 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许可证。

4.2.2 职责

4.2.2.1 用户或设计委托方的职责

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—User's Design Specification),且至少应包含以下内容:

- a) 设计所依据的主要标准和规范;
- b) 操作参数(包括工作压力、工作温度范围、液位高度、接管载荷以及循环载荷等);
- c) 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);
- d) 介质组分与特性;
- e) 预期使用年限;
- f) 几何参数和管口方位;
- g) 钢制管束等级;
- h) 设计需要的其他必要条件。

4.2.2.2 设计单位的职责

热交换器的设计单位至少应包含以下职责:

- a) 应对设计文件的正确性和完整性负责;
- b) 热交换器的设计文件至少应包括强度计算书、设计图样、制造技术条件、风险评估报告(相关法规或设计委托方要求时),必要时还应包括安装与使用维修说明;
- c) TSG R0004—2009 管辖范围内热交换器的设计总图应盖有特种设备设计许可印章;
- d) 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,其他结构型式的热交换器设计文件的保存要求按相应标准执行。

4.2.2.3 制造单位的职责

热交换器的制造单位至少应包含以下职责:

- 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,应按标准、图样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:
 - 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。

4.3 工艺计算

4.3.1 设计条件

4.3.1.1 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、温度、压力、热负荷等;
- b) 物性数据,包括介质密度、比热、黏度、导热系数或介质组成等;
- 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。

4.3.1.2 管壳式热交换器的数据表参见附录 B 表 B.1。

4.3.2 选型与计算

4.3.2.1 热交换器的选型应考虑下列因素:

- a) 合理选择热交换器型式及基本参数,满足传热、安全可靠性及能效要求;
- b) 考虑经济性,合理选材;
- c) 满足热交换器安装、操作、维修等要求。

4.3.2.2 热交换器工艺计算时应进行优化,提高换热效率,满足工艺设计条件要求。管壳式热交换器无相变传热计算参见附录 B。需要时管壳式热交换器还应考虑流体诱发振动,计算参见附录 C。常见流体的物理性质数据参见附录 D,污垢热阻参见附录 E,金属导热系数参见附录 F。

4.4 设计一般规定

4.4.1 载荷

4.4.1.1 设计时应考虑以下载荷:

- a) 内压、外压或最大压差;
- b) 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,可忽略不计。

4.4.1.2 需要时,还应考虑下列载荷:

- 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。

4.4.2 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,应按 GB 150.1—2011 附录 B 的规定确定设计压力;
- b) 热交换器各程(压力室)的设计压力应按各自最苛刻的工作工况分别确定;
- c) 如热交换器存在负压操作,确定元件计算压力时应考虑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 两者中的较低值;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,才可以按压差设计,否则应分别按各程(压力室)设计压力确定计算压力,并应考虑可能存在的最苛刻的压力组合;按压差设计时,压差的取值还应考虑在压力试验过程中可能出现的最大压差值,并应在设计文件中明确设计压差,同时应提出在压力试验过程中保证压差的要求。

4.4.3 设计温度

设计温度的确定应符合以下规定:

- 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,可分别设定设计温度;壳程设计温度、管程设计温度分别为壳程壳体、管箱壳体的设计温度;
- b) 设计温度不得低于元件金属在工作状态可能达到的最高温度;对于 0 °C 以下的金属温度,设计温度不得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) 对于同时受两侧介质温度作用的元件应按其金属温度确定设计温度;
- 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) 根据介质温度并结合外部条件确定。

4.4.4 工况组合

对不同工作工况的热交换器,应按最苛刻的工况设计;必要时还应考虑不同工况的组合,并在图样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。

4.4.5 厚度附加量

4.4.5.1 厚度附加量按式(4-1)确定:

$$C=C_1+C_2 \quad \dots\dots\dots(4-1)$$

式中:

C ——厚度附加量,mm;

C_1 ——材料厚度负偏差,按 4.4.5.2 的规定,mm;

C_2 ——腐蚀裕量,按 4.4.5.3、4.4.5.4 和 4.4.5.5 的规定,mm。

4.4.5.2 板材或管材的厚度负偏差应符合相应材料标准的规定。

4.4.5.3 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,应考虑腐蚀裕量:

- a) 对有均匀腐蚀或磨损的元件,应根据预期的设计使用年限和介质对金属材料的腐蚀速率(及磨损速率)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、水蒸气或水的碳素钢或低合金钢制热交换器,腐蚀裕量不小于 1 mm。

4.4.5.4 管壳式热交换器元件腐蚀裕量的考虑原则:

- a) 管板、浮头法兰和球冠形封头的两面均应考虑腐蚀裕量;
- b) 管箱平盖、凸形封头、管箱和壳体内表面应考虑腐蚀裕量;

- 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考虑腐蚀裕量;
- e) 换热管、钩圈、浮头螺栓和纵向隔板一般不考虑腐蚀裕量;
- f) 分程隔板的两面均应考虑腐蚀裕量;
- g) 拉杆、定距管、折流板和支持板等非受压元件,一般不考虑腐蚀裕量。

4.4.5.5 其他结构型式的热交换器以及铝、钛、铜、镍和锆等其他金属制热交换器的腐蚀裕量按相应引用标准的规定确定。

4.5 许用应力

4.5.1 材料应按 GB 150.1—2011 表 1、表 2 的规定确定许用应力。

4.5.2 受压元件用钢材的许用应力值应按 GB 150.2—2011 选取,铝、钛、铜、镍和锆等其他金属的许用应力值应按相应引用标准选取。

4.5.3 复合钢板的许用应力应按 GB 150.1—2011 中 4.4.3 确定。

4.5.4 圆筒许用轴向压缩应力应按 GB 150.1—2011 中 4.4.5 和相关标准的规定确定。

4.5.5 需要考虑地震载荷或风载荷与 4.4.1 中其他载荷相组合时,元件的设计应力应符合 GB 150.1—2011 中 4.4.4 和相关标准的规定。

4.6 焊接接头分类与焊接接头系数

4.6.1 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,如图 4-1 所示。其他结构型式热交换器的焊接接头按相应标准规定。

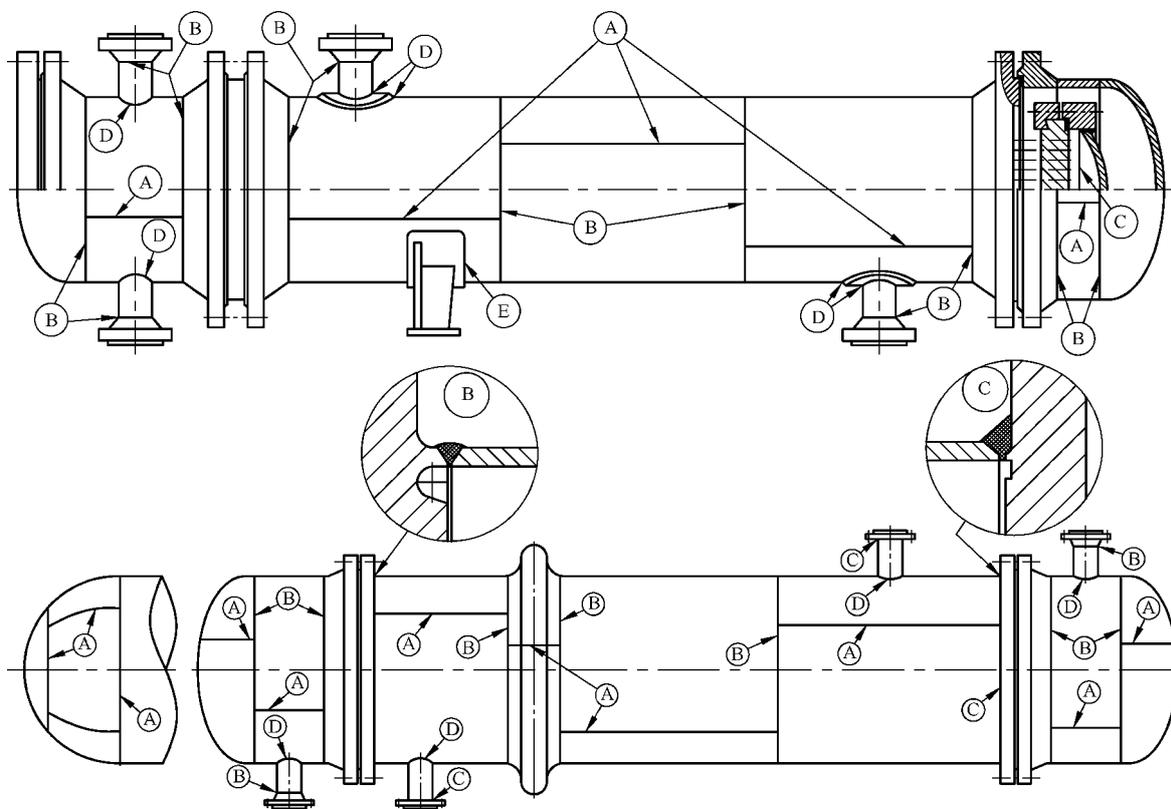


图 4-1 焊接接头分类

4.6.2 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。

4.6.3 钢制管壳式热交换器焊接接头系数按表 4-1 选取。

表 4-1 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

4.6.4 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,应采用氩弧焊打底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 $\phi=0.6$ 。

4.6.5 对于换热管与管板连接的内孔焊,进行 100% 射线检测时焊接接头系数 $\phi=1.0$,局部射线检测时焊接接头系数 $\phi=0.85$,不进行射线检测时焊接接头系数 $\phi=0.6$ 。

4.6.6 铝、钛、铜、镍和锆等其他金属的焊接接头系数按相应引用标准的规定。

4.7 耐压试验

4.7.1 管壳式热交换器耐压试验的要求和试验压力应符合 GB 150.1—2011 中 4.6 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。

4.7.2 耐压试验的种类和要求应在图样上注明。

4.7.3 按压差设计的热交换器,应在图样上提出压力试验时升、降压的具体要求。

4.7.4 对于管程设计压力高于壳程设计压力的管壳式热交换器,应在图样上提出管头的试验方法和压力。

4.8 泄漏试验

4.8.1 泄漏试验应符合 GB 150.1—2011 中 4.7 的要求。

4.8.2 泄漏试验的种类和要求应在图样上注明。

5 材料

5.1 总则

5.1.1 管壳式热交换器钢制受压元件的钢号及其标准、附加技术要求、限定范围(压力和温度等)及许用应力应符合 GB 150.2—2011 及其附录 A、附录 D 的规定,高温性能参考值参见 GB 150.2—2011 附录 B。

5.1.2 管壳式热交换器受压元件用铝、钛、铜、镍和锆等其他金属材料,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 R0004—2009 及本标准引用标准的规定。

5.2 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 GB 150.1—2011 引用标准和 GB 150.2—2011 的有关规定。

5.3 管板、管箱平盖、法兰

5.3.1 锻件

用于制造管板、管箱平盖、法兰的钢锻件应符合 GB 150.2—2011 第 6 章的规定,锻件级别不得低于

Ⅱ级。

5.3.2 板材

5.3.2.1 用于制造管板、管箱平盖、设备法兰的板材应符合 GB 150.1—2011 引用标准和 GB 150.2—2011 的有关规定。带凸肩的管板、内孔焊管板和管箱平盖(GB 150.3—2011 表 5-10 中序号 11~14 的平盖)采用轧制板材直接加工制造时,碳素钢、低合金钢厚度方向性能级别不应低于 GB/T 5313—2010 中的 Z35 级,并在设计文件上提出附加检验要求。

5.3.2.2 复合管板可采用堆焊或爆炸焊接复合板。当采用爆炸焊接复合板时,应符合 NB/T 47002.1~47002.4 中 B1 级的要求;当换热管受轴向压应力时,宜采用堆焊复合管板。

5.3.3 衬层

5.3.3.1 管箱平盖、法兰可采用(松式)衬层(衬板、衬环)复合结构。

5.3.3.2 衬层复合结构不得用于下列场合:

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

5.4 换热管

5.4.1 钢制换热管应符合 GB 150.2—2011 和本标准第 4 章引用标准的规定。常用换热管特性参见附录 G,常用换热管牌号及要求见下列管材标准:

- 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 5310《高压锅炉用无缝钢管》;
- e) GB 6479《高压化肥设备用无缝钢管》;
- f) GB/T 6893《铝及铝合金拉(轧)制无缝管》;
- g) GB/T 8890《热交换器用铜合金无缝管》;
- h) GB 9948《石油裂化用无缝钢管》;
- i) GB 13296《锅炉、热交换器用不锈钢无缝管》;
- j) GB/T 21832《奥氏体-铁素体型双相不锈钢焊接钢管》;
- k) GB/T 21833《奥氏体-铁素体型双相不锈钢无缝管》;
- l) GB/T 24593《锅炉和热交换器用奥氏体不锈钢焊接钢管》;
- m) GB/T 26283《锆及锆合金无缝管材》;
- n) NB/T 47019.1~47019.8《锅炉、热交换器用管订货技术条件》。

5.4.2 允许采用符合下列标准的强化传热管,其使用范围和基管材料还应符合 GB 150.2—2011 及相关标准的规定:

- a) GB/T 24590《高效换热器用特型管》;
- b) GB/T 28713.1《管壳式热交换器用强化传热元件 第 1 部分:螺纹管》;
- c) GB/T 28713.2《管壳式热交换器用强化传热元件 第 2 部分:不锈钢波纹管》;
- d) GB/T 28713.3《管壳式热交换器用强化传热元件 第 3 部分:波节管》。

5.4.3 GB/T 24593、GB/T 21832 中的焊接钢管用作换热管时,还应符合 GB 150.2—2011 中 5.2 的有

关规定。

5.4.4 铝及铝合金无缝管用作换热管时,应符合 GB/T 26283—2010 中一般工业热交换器用管材的规定。

5.4.5 超出 5.4.1 引用标准中换热管的材料时,应符合 TSG R0004—2009 中 2.10 的规定,且应符合 NB/T 47019.1~47019.8 的要求。

5.5 螺柱(含螺栓)和螺母用钢棒

5.5.1 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 150.2—2011 第 7 章的规定。

5.5.2 管壳式热交换器设备法兰的紧固件可按 NB/T 47027(JB/T 4707)选用。

6 结构设计

6.1 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 6-1 和图 6-1~图 6-6。

表 6-1 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

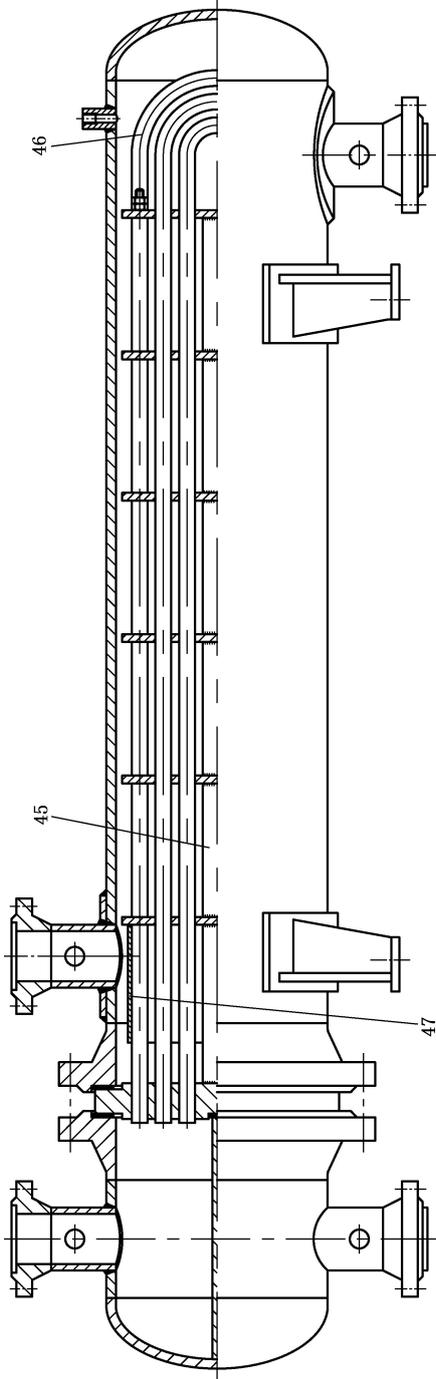


图 6-3 BEU U 形管式热交换器

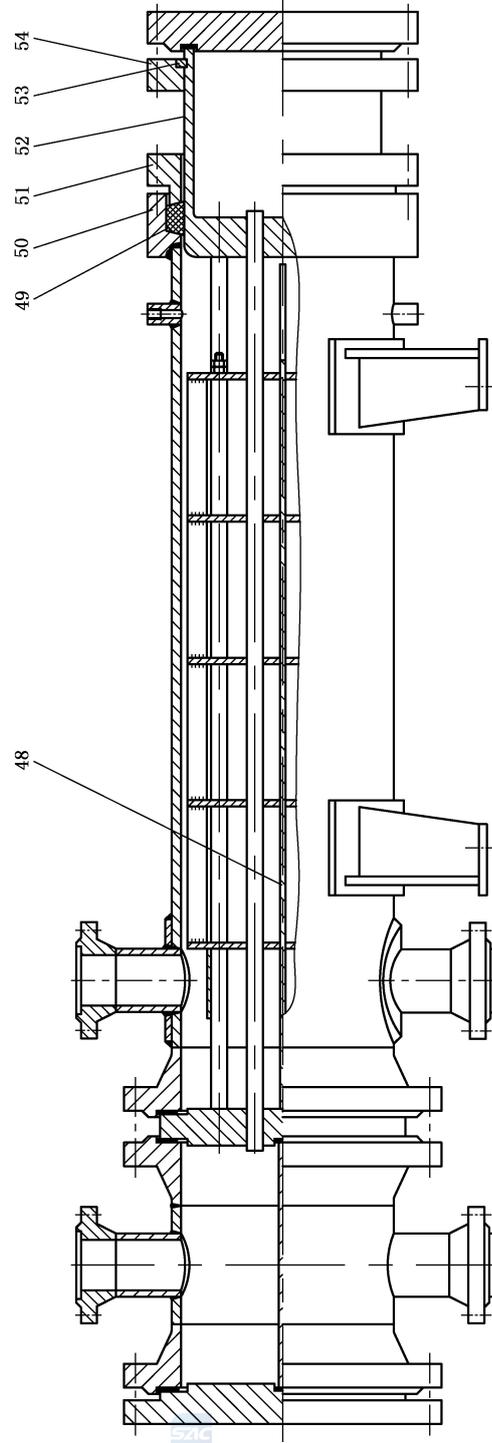


图 6-4 AFP 双壳程填料函式热交换器

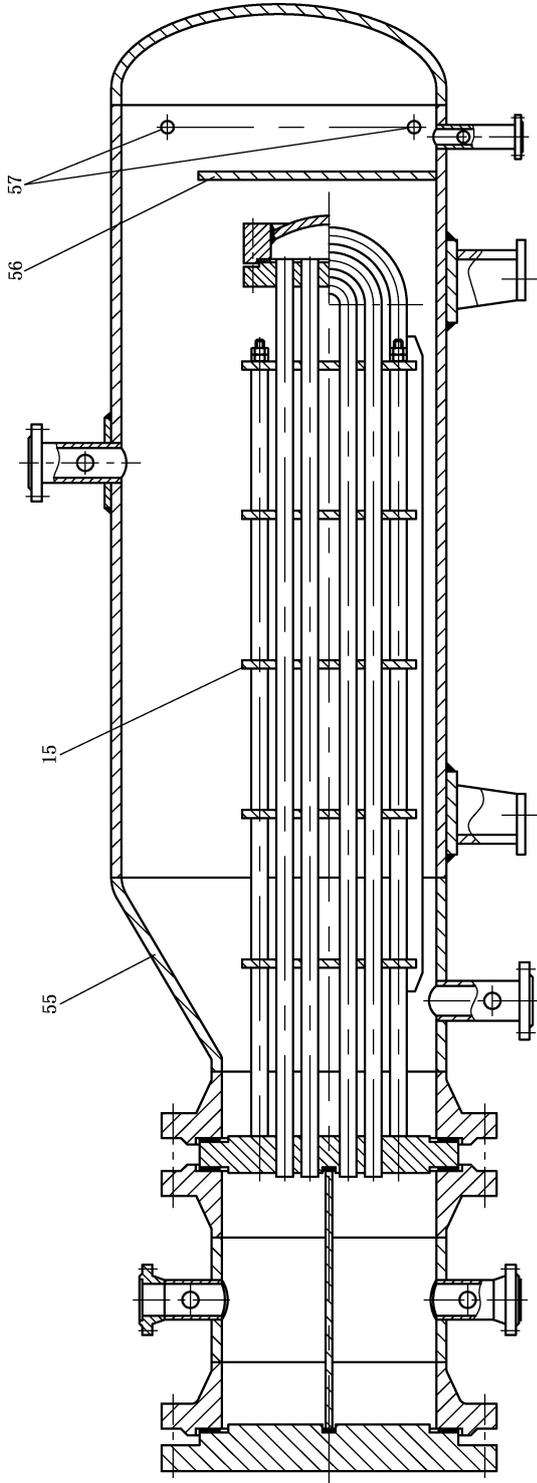


图 6-5 AKT/AKU 釜式重沸器

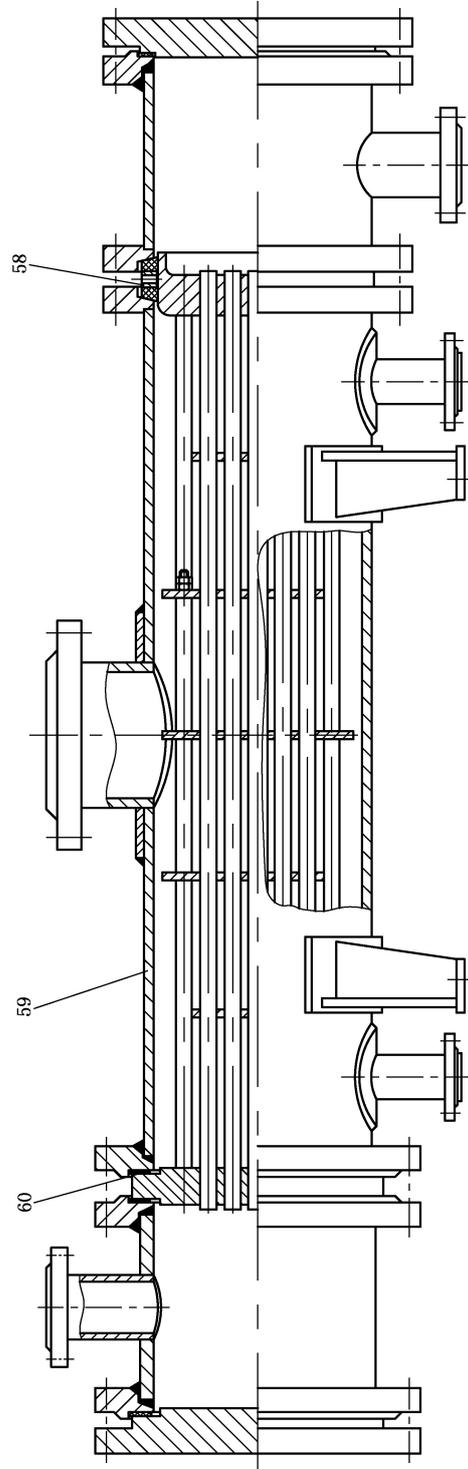


图 6-6 AJW 分流壳体填料函式热交换器

6.2 管壳式热交换器型号

6.2.1 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。详细分类型式及代号见图 6-7。

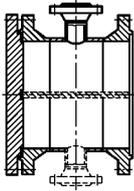
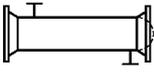
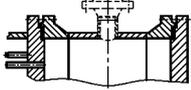
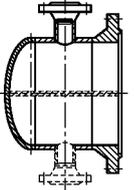
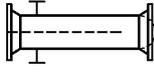
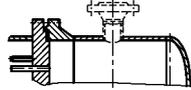
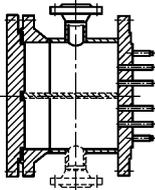
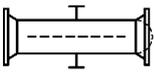
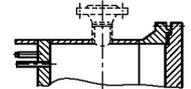
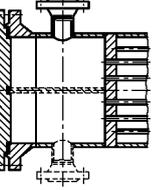
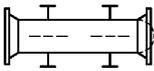
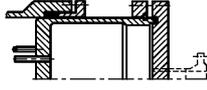
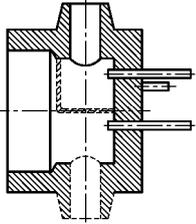
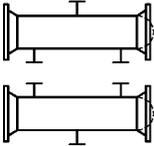
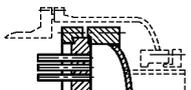
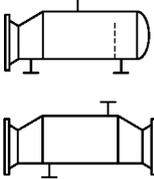
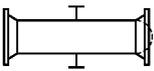
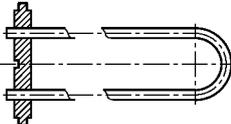
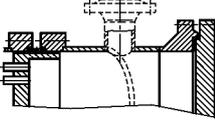
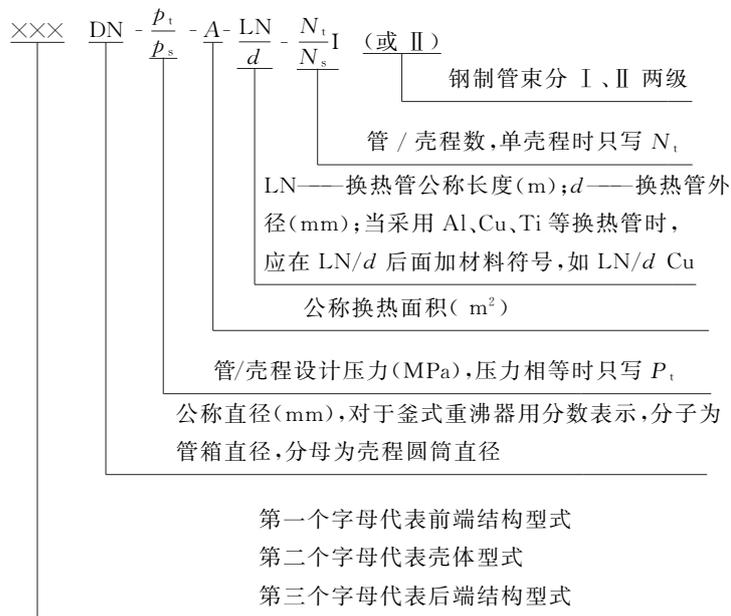
前端结构型式		壳体型式		后端结构型式	
A	 平盖管箱	E	 单程壳体	L	 固定管板 与 A 相似的结构
B	 封头管箱	F	 带纵向隔板的双程壳体	M	 固定管板 与 B 相似的结构
C	 可拆管束与管板制成一体的管箱	G	 分流壳体	N	 固定管板 与 N 相似的结构
N	 与固定管板制成一体的管箱	H	 双分流壳体	P	 外填料函式浮头
D	 特殊高压管箱	J	 无隔板分流壳体	S	 钩圈式浮头
		K	 釜式重沸器壳体	T	 可抽式浮头
		X	 穿流壳体	U	 U 形管束
				W	 带套环填料函式浮头

图 6-7 结构型式及代号

6.2.2 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。示例如下：



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, 单壳程的钩圈式浮头热交换器, 碳素钢换热管符合 NB/T 47019 的规定, 其型号为:

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

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, 单壳程的固定管板式热交换器, 碳素钢换热管符合 NB/T 47019 的规定, 其型号为:

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

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 6 m, 换热管外径 19 mm, 2 管程, 单壳程的 U 形管式热交换器, 不锈钢换热管符合 GB 13296 的规定, 其型号为:

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

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, 碳素钢换热管符合 GB 9948 高级的规定, 其型号为:

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

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, 无隔板分流壳体的钩圈式浮头冷凝器, 碳素钢换热管符合 GB 9948 高级的规定, 其型号为:

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

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,低合金钢换热管符合 NB/T 47019 的规定,其型号为:

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

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,4 管程,单壳程固定管板式热交换器,高精度 H68A 铜合金换热管符合 GB/T 1527 的规定,其型号为:

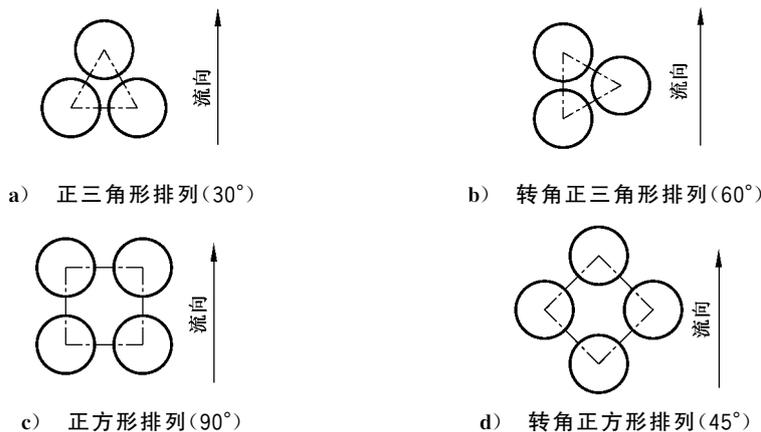
$$\text{BEM800}-0.6-150-\frac{6}{22}-\text{Cu}-4$$



6.3 管程

6.3.1 布管

6.3.1.1 换热管常用排列形式见图 6-8。



注: 流向垂直于折流板缺口。

图 6-8 换热管排列形式

6.3.1.2 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 6-2;

表 6-2 换热管中心距

mm

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 6-9)	28	30	32	35	38	40	42	44	50	52	56	60	68	76	78	80

- b) 当管间需要机械清洗时,应采用正方形排列,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得小

于 17 mm、19 mm 和 21 mm；

- c) 外径为 25 mm 的换热管采用转角正方形排列时,其分程隔板槽两侧相邻管中心距 S_n 可取 32 mm×32 mm 正方形的对角线长,即 $S_n=45.25$ mm。

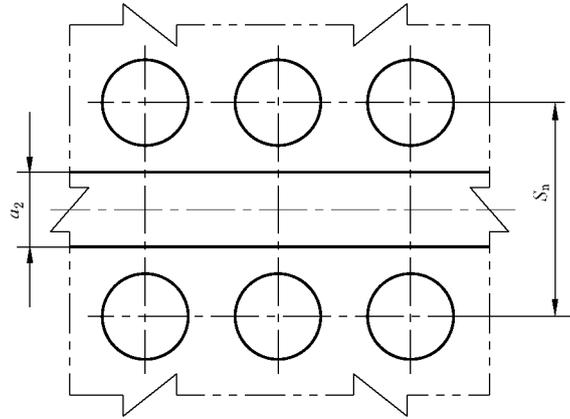


图 6-9 隔板槽两侧相邻管中心距

6.3.1.3 布管限定圆直径按表 6-3 确定。

符号：

b ——见图 6-10,其值按表 6-4 选取, mm；

b_1 ——见图 6-10,其值按表 6-5 选取, mm；

b_2 ——见图 6-10, $b_2=b_n+1.5$, 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 6-11), $b_3 \geq 0.25d$,且不宜小于 8 mm；

b_n ——垫片宽度,其值按表 6-5 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 6-3 布管限定圆直径

5216 mm

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	$D_i - 2b_3$	$D_i - 2(b_1 + b_2 + b)$

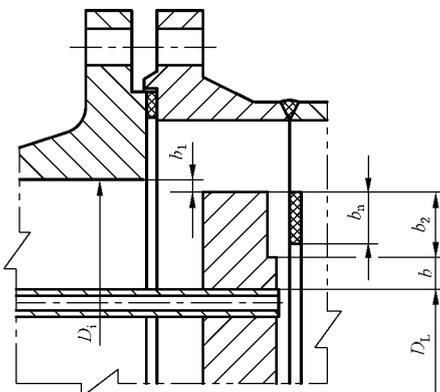


图 6-10 b, b_1, b_2 确定

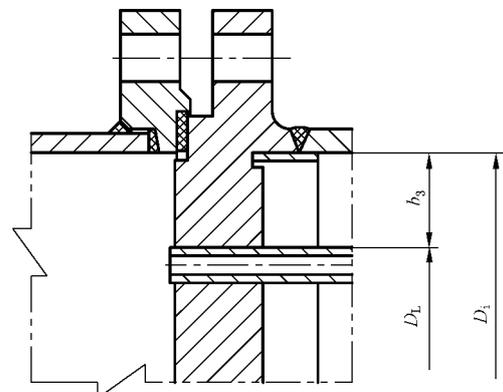


图 6-11 b_3 确定

表 6-4 b 的取值

mm

D_i	b
$<1\ 000$	>3
$1\ 000\sim 2\ 600$	>4

表 6-5 b_n 、 b_1 的取值

mm

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

注：需要时，可适当增大 b_1 值。

6.3.2 管程分程

6.3.2.1 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参见图 6-12。

管程数	管程分程形式	前端管箱隔板结构 (介质进口侧)	后端隔板结构 (介质返回侧)	管程数	管程分程形式	前端管箱隔板结构 (介质进口侧)	后端隔板结构 (介质返回侧)	
1				8				
2								
4								
6					10			
6				12				

图 6-12 分程布置形式

6.3.2.2 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。

6.3.3 管箱平盖

6.3.3.1 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,详见 6.5.3.2。

6.3.3.2 管箱平盖与管箱的连接紧固件宜采用双头螺柱。

6.3.4 管箱结构尺寸

6.3.4.1 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。

6.3.4.2 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,但不得小于每程换热管的流通面积。

6.3.5 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) 时,采用轴向入口接管的管箱宜设置防冲结构。

6.3.6 分程隔板

6.3.6.1 分程隔板厚度应按式(7-7)进行计算,且应符合 7.1.4.2 的规定;流体脉动场合,隔板的厚度可适当增加,或改变隔板的结构。常见的分程隔板如图 6-13 所示。



图 6-13 分程隔板

6.3.6.2 分程隔板端部的厚度应对应的隔板槽宽度小 2 mm,隔板端部可按图 6-14 削薄;必要时,分程隔板上可开设排净孔,排净孔的直径宜为 4 mm~8 mm。

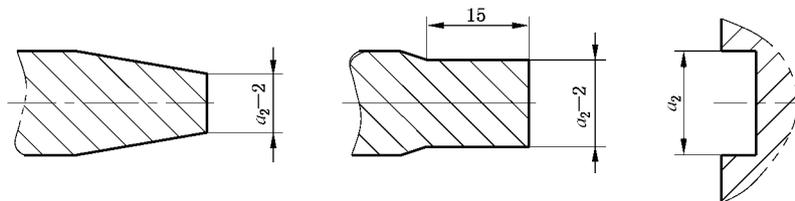


图 6-14 隔板端部

6.3.6.3 分程隔板与管箱内壁应采用双面连续焊,最小焊脚尺寸为 3/4 倍的隔板厚度;必要时,隔板边缘应开坡口;允许采用与焊接连接等强度的其他连接方式。

6.4 换热管

6.4.1 换热管长度

6.4.1.1 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。

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

6.4.2 换热管外径的允许偏差

6.4.2.1 钢换热管外径的允许偏差见表 6-6 和表 6-7。

表 6-6 I 级管束换热管外径的允许偏差

mm

外径	≤ 25	$> 25 \sim 38$	$> 38 \sim 50$	$> 50 \sim 57$
偏差	± 0.10	± 0.15	± 0.20	± 0.25

表 6-7 II 级管束换热管外径的允许偏差

mm

外径	≤ 25	$> 25 \sim 38$	$> 38 \sim 50$	$> 50 \sim 57$
偏差	± 0.15	± 0.20	± 0.25	± 0.40

6.4.2.2 铝、铜、钛、镍、锆及其合金换热管外径的允许偏差见表 6-8。

表 6-8 铝、铜、钛、镍、锆及其合金换热管外径的允许偏差

mm

管 材	标 准	精度级别	外 径	允许偏差
铝 铝合金	GB/T 6893—2010	高精级	$> 12 \sim 18$	± 0.05
			$> 18 \sim 30$	± 0.06
			> 30	± 0.07
铜	GB/T 1527—2006	高精级	10~15	± 0.05
			$> 15 \sim 25$	± 0.06
铜合金	GB/T 8890—2007	高精级	10~15	-0.10
			$> 15 \sim 25$	-0.16
			$> 25 \sim 32$	-0.20
钛 钛合金	GB/T 3625—2007	—	10~25	± 0.10
			$> 25 \sim 32$	± 0.13

表 6-8 (续)

mm

管 材	标 准	精度级别	外 径	允许偏差
镍 铝合金	GB/T 2882—2013	较高级	>9~12	±0.04
			>12~15	±0.05
			>15~18	±0.06
			>18~20	±0.08
			>20~30	±0.11
			32	±0.15
铝 铝合金	GB/T 26283—2010	—	10	±0.06
			>10~25	±0.10
			>25~32	±0.12

6.4.3 U形换热管

6.4.3.1 弯管段的弯曲半径 R (见图 6-15) 不宜小于两倍的换热管外径, 常用 U 形换热管的最小弯曲半径 R_{\min} 可按表 6-9 选取。

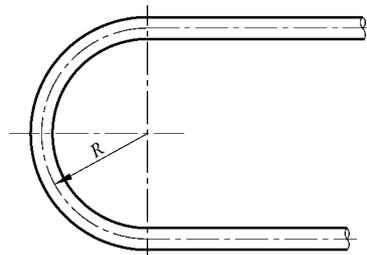


图 6-15 U形换热管弯曲半径 R

表 6-9 常用 U 形换热管的最小弯曲半径 R_{\min}

mm

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

6.4.3.2 弯管段弯制前的最小壁厚按式(7-11)计算。

6.4.4 强化传热管

6.4.4.1 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; 未作规定时光管长度为 120 mm。

6.4.4.2 强化传热管端部光管外径及允许偏差应符合 6.4.2 的规定。

6.5 管板

6.5.1 管板管孔

6.5.1.1 钢制 I 级管束的管板管孔直径及允许偏差应符合表 6-10; 钢制 II 级管束的管板管孔直径及允

许偏差应符合表 6-11。

表 6-10 I 级管束管板管孔直径及允许偏差

mm

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	32.40	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 6-11 II 级管束管板管孔直径及允许偏差

mm

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	

6.5.1.2 铝和铝合金换热管的管板管孔直径及允许偏差应符合表 6-12。

表 6-12 铝和铝合金换热管的管板管孔直径及允许偏差

mm

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						
注：当采用铝换热管时，表中的允许上偏差应减小 0.07 mm。							

6.5.1.3 铜和铜合金换热管的管板管孔直径及允许偏差应符合表 6-13、表 6-14。

表 6-13 铜换热管的管板管孔直径及允许偏差

mm

换热管外径	10	12	14	16	19	22	25
管孔直径	10.18	12.18	14.20	16.20	19.20	22.25	25.25
允许偏差	+0.10 -0.02		+0.10 -0.05			+0.12 -0.05	

表 6-14 铜合金换热管的管板管孔直径及允许偏差

mm

换热管外径	10	12	14	16	19	22	25	30	32
管孔直径	10.20	12.20	14.20	16.25	19.25	22.25	25.25	30.30	32.35
允许偏差	+0.10 0							+0.12 0	

6.5.1.4 钛和钛合金换热管的管板管孔直径及允许偏差应符合表 6-15。

表 6-15 钛和钛合金换热管的管板管孔直径及允许偏差

mm

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	

6.5.1.5 镍和镍合金管板管孔直径及允许偏差应符合表 6-16。

表 6-16 镍和镍合金换热管的管板管孔直径及允许偏差

mm

换热管外径	10	12	14	16	19	25	30	32
管孔直径	10.18	12.18	14.20	16.25	19.30	25.35	30.40	32.40
允许偏差	+0.05 -0.10			+0.10 -0.12			+0.10 -0.15	

6.5.1.6 锆和锆合金管板管孔直径及允许偏差应符合表 6-17。

表 6-17 锆和锆合金换热管的管板管孔直径及允许偏差

mm

换热管外径	10	12	14	16	19	25	30	32
管孔直径	10.16	12.18	14.25	16.25	19.25	25.25	30.35	32.40
允许偏差	+0.08 0	+0.10 0					+0.15 0	

6.5.1.7 当换热管与管板采用强度胀接或强度胀接加贴胀接头时,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得大于钢制Ⅱ级管束的要求。

6.5.1.8 当奥氏体不锈钢、双相不锈钢、钛、铜、镍、锆及其合金换热管与管板采用强度胀接时,管板的管孔公称直径宜减小 0.05 mm~0.10 mm。

6.5.2 拉杆孔

6.5.2.1 焊接连接的拉杆孔结构见图 6-16 a); 拉杆孔深度 L_1 宜大于拉杆直径 d_0 。拉杆孔直径按式 (6-1) 确定。

$$d_1 = d_0 + 1.0 \quad \dots\dots\dots (6-1)$$

式中:

d_0 ——拉杆直径, mm;

d_1 ——拉杆孔直径, mm。

6.5.2.2 螺纹连接的拉杆螺纹孔结构见图 6-16 b); 螺纹深度 L_2 应大于拉杆螺纹长度 L_a 。

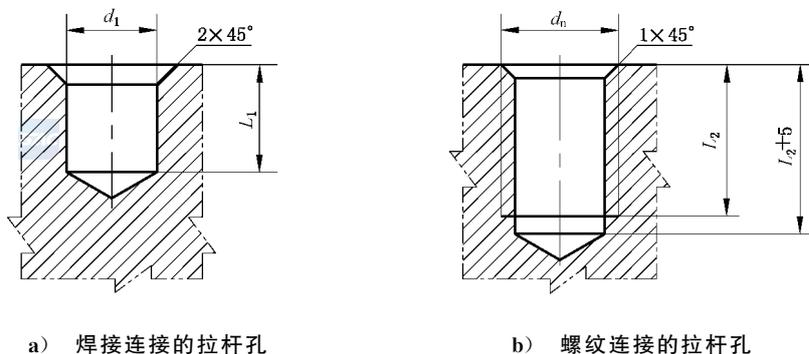


图 6-16 拉杆孔

6.5.3 管板密封面

6.5.3.1 固定管板与标准容器法兰配合时,管板密封面结构尺寸应按 NB/T 47021~ 47023(JB/T 4701~

4703)的规定确定。

6.5.3.2 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;隔板槽拐角处的倒角宜为 45° (见图 6-17),倒角尺寸 b 宜大于分程垫片的圆角半径 R_g 。

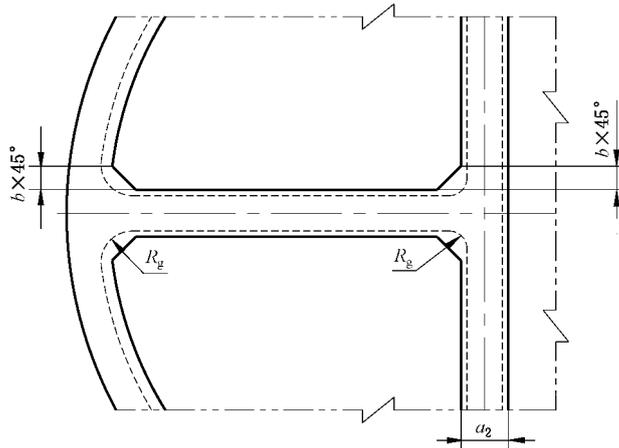


图 6-17 管板的分程隔板槽

6.6 换热管与管板的连接

6.6.1 强度胀接

6.6.1.1 强度胀接的适用范围如下：

- a) 设计压力小于或等于 4.0 MPa;
- b) 设计温度小于或等于 $300\text{ }^\circ\text{C}$;
- 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。

6.6.1.2 设计压力大于 4.0 MPa 且需要采用强度胀接时,应进行胀接工艺试验,换热管与管板连接的拉脱力应满足 7.4.7 的要求。

6.6.1.3 换热管材料的硬度应低于管板的硬度。

6.6.1.4 胀度可按式(6-2)计算。机械胀接的胀度可按表 6-18 选用;当采用其他胀接方法或材料超出表 6-18 时,应通过胀接工艺试验确定合适的胀度。

$$k = \frac{d_2 - d_i - b}{2\delta} \times 100\% \quad \dots\dots\dots(6-2)$$

式中：

k ——以管壁减薄率计算的胀度, %;

d_2 ——换热管胀后内径, mm;

d_i ——换热管胀前内径, 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), mm;

δ ——换热管壁厚, mm。

表 6-18 机械胀接的胀度

换热管材料	胀度 $k/\%$
碳素钢、低合金钢(铬含量不大于 9%)	6~8
高合金钢	5~6
钛和冷作硬化的其他金属	4~5
非冷作硬化的其他金属	6~8

注：需要时，胀度可另增加 2%。

6.6.1.5 强度胀接的结构尺寸按如下要求确定：

- a) 强度胀接的最小胀接长度 l 应取管板名义厚度减去 3 mm 的差值与 50 mm 二者的小值；超出最小胀接长度 l 的范围可采用贴胀；当有要求时，也可全长采用强度胀接；
- b) 机械胀接的结构型式及尺寸可按图 6-18 a)~图 6-18 c)和表 6-19 确定；当采用复合管板时，宜在覆层上开槽，开槽要求可按图 6-18 d)和表 6-19 确定；有成熟经验时可适当修改结构尺寸；

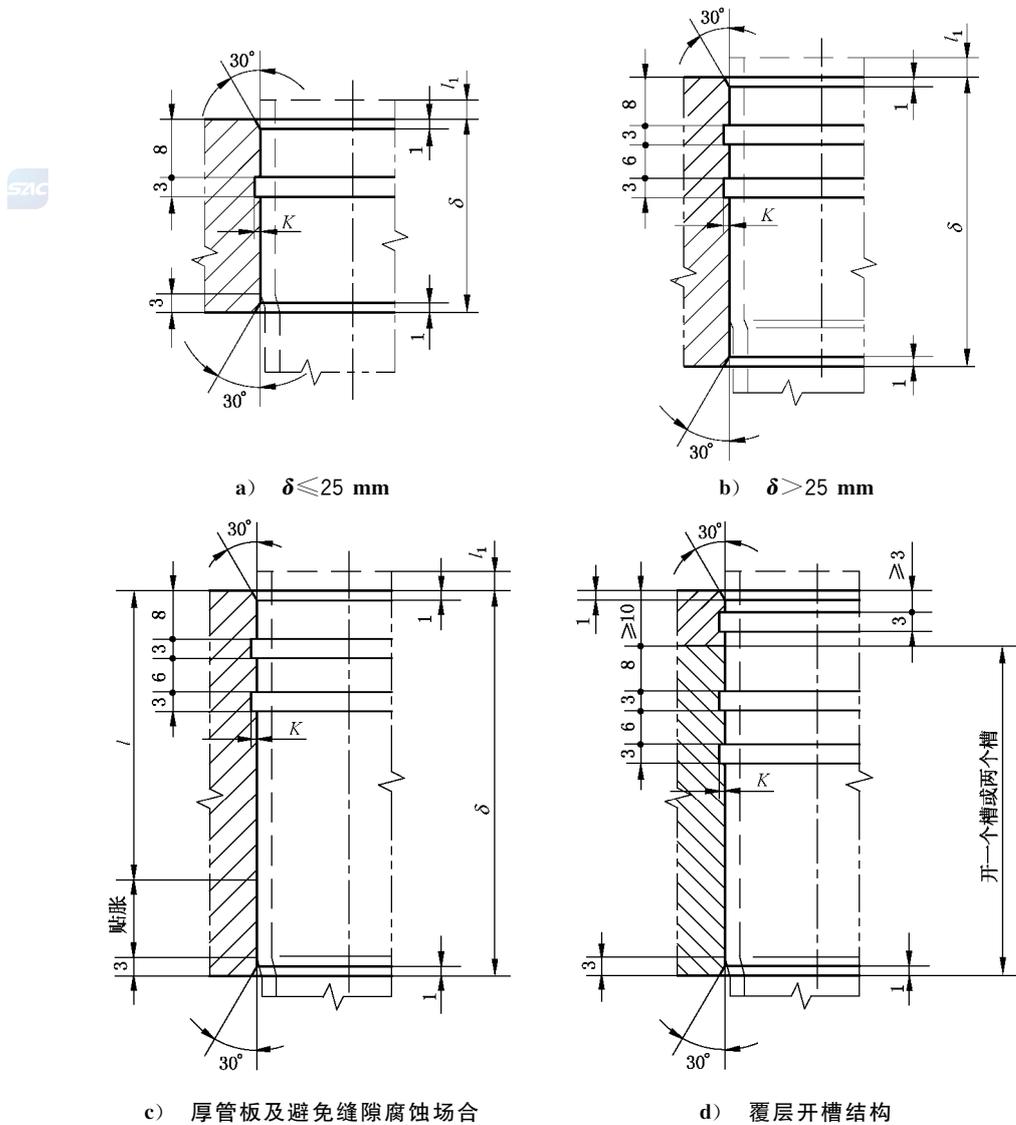


图 6-18 机械胀接管孔结构

表 6-19 机械胀接连接尺寸

mm

换热管外径 d	≤ 14	16~25	30~38	45~57
伸出长度 l_1	3^{+1}		4^{+1}	5^{+1}
槽深 K	可不开槽	0.5	0.6	0.8

c) 当采用柔性胀接工艺时,开槽宽度 H 可按式(6-3)进行计算,且不得大于 13 mm;

$$H = 1.1\sqrt{d\delta_t} \dots\dots\dots(6-3)$$

式中:

H ——开槽宽度,mm;

d ——换热管外径,mm;

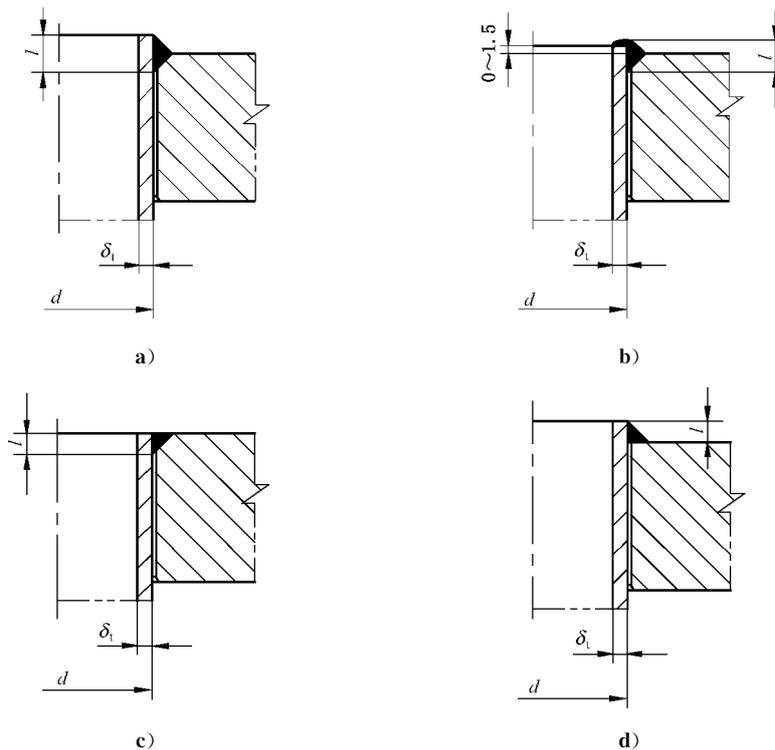
δ_t ——换热管壁厚,mm。

d) 需要时,可开多个槽。

6.6.2 强度焊接

6.6.2.1 强度焊接可用于本标准规定的设计压力,但不适用于有较大振动、有缝隙腐蚀倾向的场合。

6.6.2.2 强度焊接的焊缝形式见图 6-19。



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

图 6-19 强度焊接的焊缝形式

6.6.2.3 强度焊接的焊脚高度 l 应满足 7.4.7 中换热管与管板连接拉脱力的要求,且 l 不应小于 δ_t 。

6.6.2.4 其他可选用的换热管与管板焊接接头的焊缝形式参见附录 H。

6.6.3 胀焊并用

6.6.3.1 胀焊并用的适用范围如下：

- 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。

6.6.3.2 机械强度胀接加密封焊的管孔结构型式及尺寸见图 6-20，强度胀接还应遵守 6.6.1 的规定。

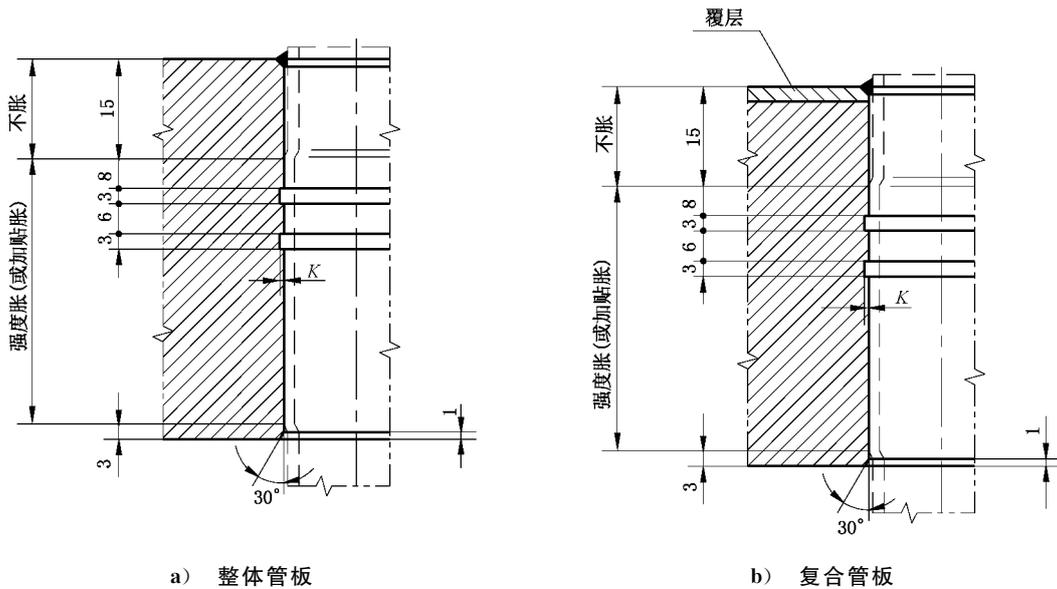


图 6-20 机械强度胀接加密封焊管孔结构

6.6.3.3 强度焊接加贴胀的管孔结构形式及尺寸见图 6-21，强度焊接还应遵守 6.6.2 的规定。贴胀的管板孔可不开槽，胀度宜控制在 2%~3%。

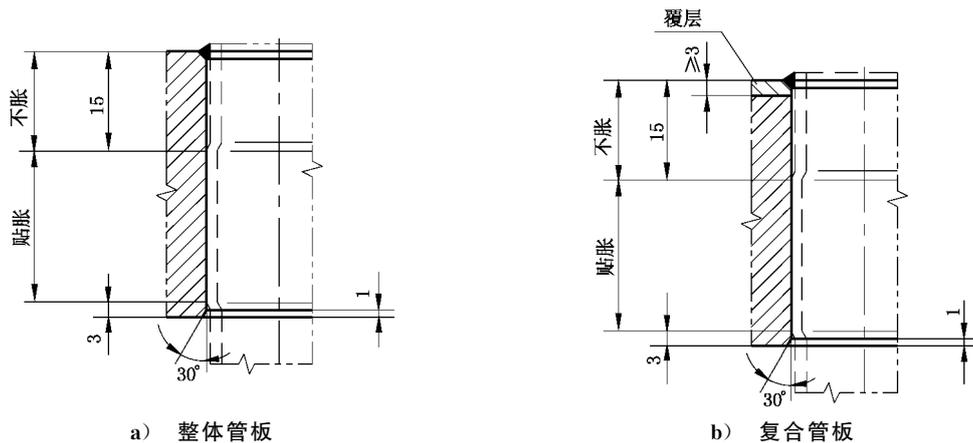


图 6-21 强度焊接加贴胀管孔结构

6.6.3.4 采用先胀后焊的制造工艺时，图 6-20 和图 6-21 中不胀部分也应胀至坡口根部。

6.6.4 内孔焊

6.6.4.1 需要时，可以采用内孔焊。

6.6.4.2 内孔焊接头形式见图 6-22。

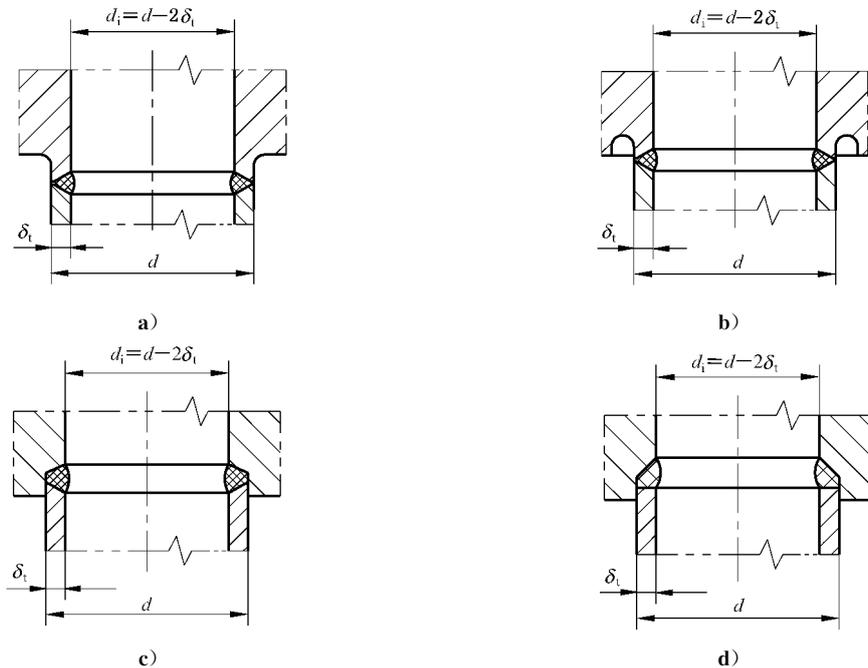


图 6-22 内孔焊接头形式

6.6.4.3 图 6-22 c)、d)的壳程侧管板管孔直径及允许偏差应符合表 6-11 的要求。

6.7 管板与管箱、壳体的焊接连接

6.7.1 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 I 所示结构；也可采用其他可靠的连接结构。

6.7.2 低温管壳式热交换器管板与管箱、壳体的焊接连接应选用附录 I 中图 I.1 b)、d)、f)、g)、图 I.2 b)、c)、d)、e)、h)所示结构。

6.8 壳程

6.8.1 导流与防冲

6.8.1.1 设置防冲板或导流筒的场合

符合下列场合之一时，应在壳程进口管处设置防冲板或导流筒：

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

6.8.1.2 流通面积

6.8.1.2.1 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_t 应使 ρv^2 值不超过 $5\,950 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2)$ 。面积 A_s 和 A_t 计算参见附录 J。

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

6.8.1.2.2 必要时，壳程进口可采用扩径管，扩径管中可加导流板。

6.8.1.3 防冲结构

6.8.1.3.1 防冲板的直径或边长,应大于接管内径 50 mm。

6.8.1.3.2 防冲板的最小厚度确定如下:

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

6.8.1.3.3 防冲板可采用下列方式固定:

- 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。

6.8.1.3.4 需要时,也可采用防冲杆结构。防冲杆的直径和中心距应与换热管相同,正方形排列时防冲杆最少布置 1 排,其他排列时防冲杆最少布置 2 排。

6.8.1.4 导流筒

6.8.1.4.1 必要时,靠近管板的进、出口接管距管板较远时,可设置导流筒。

6.8.1.4.2 导流筒设置应符合下列要求:

- 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的 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 $d_i \leq 200$ mm 时,间距不宜小于 50 mm;
 - 2) 接管内径 $d_i > 200$ mm 时,间距不宜小于 75 mm。
- c) 外导流换热器的导流筒内,凡不能通过接管放气或排液者,应在最高或最低点设置放气或排液口(或孔)。

6.8.2 折流板与支持板

6.8.2.1 折流板的形式与缺口

6.8.2.1.1 折流板的常用形式见图 6-23,也可采用其他形式。

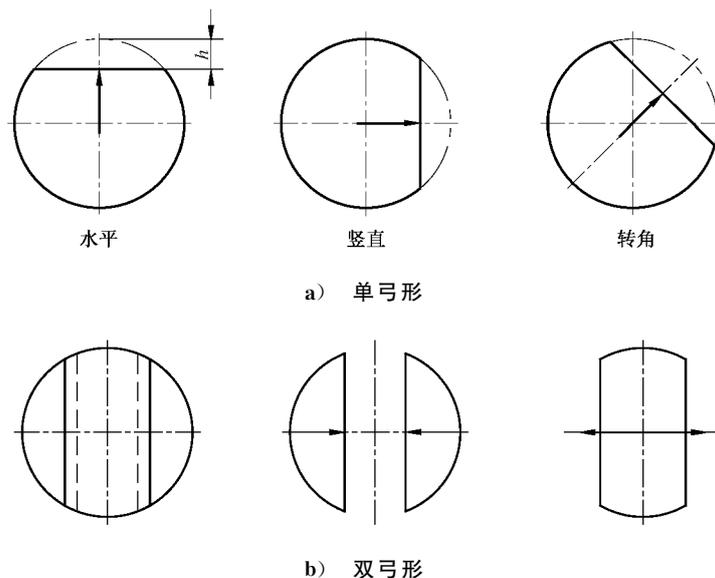
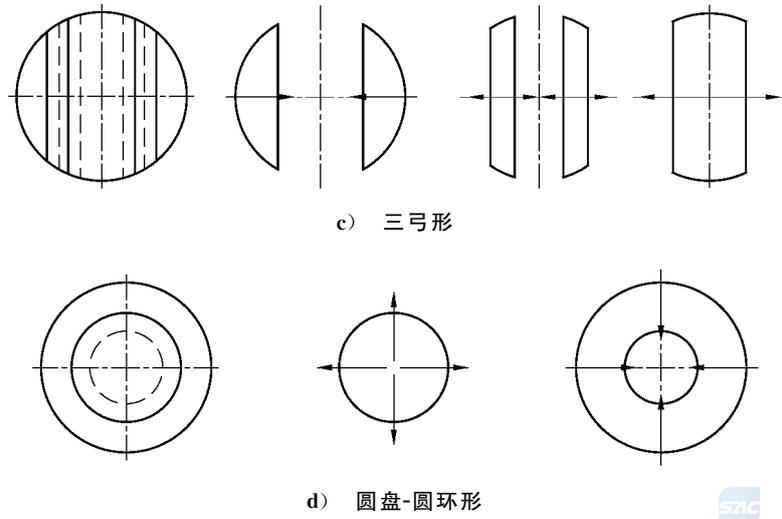


图 6-23 折流板形式



c) 三弓形

d) 圆盘-圆环形

图 6-23 (续)

6.8.2.1.2 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 6-23 a); 缺口弦高 h 值宜取 0.20 倍~0.45 倍的壳程圆筒内径。

6.8.2.1.3 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 6-24, 或切于两排管孔的孔桥之间。

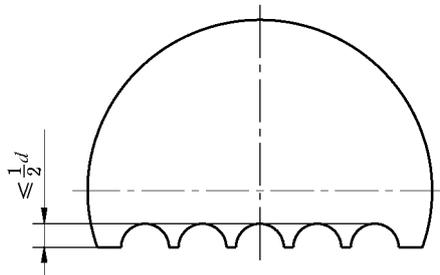


图 6-24 折流板缺口切割位置

6.8.2.2 折流板和支持板的尺寸

6.8.2.2.1 折流板和支持板外径及允许偏差应符合表 6-20 的规定。

表 6-20 折流板和支持板外径及允许偏差

mm

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
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
允许偏差	0 -0.5	0 -0.8	0 -1.0	0 -1.4	0 -1.6	0 -1.8	0 -2.0			

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: 对传热影响不大时,折流板的名义外径的允许偏差可比本表中值大 1 倍。
 注 3: 采用内导流结构时,折流板的名义外径可适当放大。
 注 4: 对于浮头式热交换器,折流板和支持板的名义外径不得小于浮动管板外径。

6.8.2.2.2 折流板或支持板的最小厚度应符合表 6-21 的规定。

表 6-21 折流板或支持板的最小厚度

mm

公称直径 DN	折流板或支持板间的换热管无支撑跨距 L					
	≤ 300	$> 300 \sim 600$	$> 600 \sim 900$	$> 900 \sim 1\ 200$	$> 1\ 200 \sim 1\ 500$	$> 1\ 500$
	折流板或支持板最小厚度					
< 400	3	4	5	8	10	10
400~700	4	5	6	10	10	12
$> 700 \sim 900$	5	6	8	10	12	16
$> 900 \sim 1\ 500$	6	8	10	12	16	16
$> 1\ 500 \sim 2\ 000$	—	10	12	16	20	20
$> 2\ 000 \sim 2\ 600$	—	12	14	18	22	24
$> 2\ 600 \sim 3\ 200$	—	14	18	22	24	26
$> 3\ 200 \sim 4\ 000$	—	—	20	24	26	28

6.8.2.2.3 光管管束的折流板和支持板管孔直径及允许偏差按表 6-22~表 6-30 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 6-22 I 级管束折流板和支持板管孔直径及允许偏差

mm

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	$\begin{matrix} +0.30 \\ 0 \end{matrix}$	

表 6-23 II 级管束折流板和支持板管孔直径及允许偏差

mm

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	$\begin{matrix} +0.40 \\ 0 \end{matrix}$	

表 6-24 铝合金换热管的折流板和支持板管板孔直径及允许偏差

mm

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	$\begin{matrix} +0.20 \\ 0 \end{matrix}$						

表 6-25 铝换热管的折流板和支持板管板孔直径及允许偏差

mm

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	$\begin{matrix} +0.10 \\ 0 \end{matrix}$						

表 6-26 铜换热管的折流板和支持板管孔直径及允许偏差

mm

换热管外径	10	12	14	16	19	22	25
管孔直径	10.20	12.20	14.25	16.25	19.30	22.30	25.35
允许偏差	$\begin{matrix} +0.10 \\ 0 \end{matrix}$						

表 6-27 铜合金换热管的折流板和支持板管孔直径及允许偏差

mm

换热管外径	10	12	14	16	19	22	25	30	32
管孔直径	10.25	12.25	14.30	16.30	19.35	22.35	25.40	30.40	32.40
允许偏差	$\begin{matrix} +0.10 \\ 0 \end{matrix}$							$\begin{matrix} +0.15 \\ 0 \end{matrix}$	

表 6-28 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

mm

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	$\begin{matrix} +0.20 \\ 0 \end{matrix}$							

表 6-29 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

mm

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	$\begin{matrix} +0.20 \\ 0 \end{matrix}$							

表 6-30 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

mm

换热管外径	10	12	14	16	19	25	30	32
管孔直径	10.25	12.30	14.40	16.45	19.50	25.55	30.55	32.60
允许偏差	$\begin{matrix} +0.20 \\ 0 \end{matrix}$							

6.8.2.3 折流板间距

6.8.2.3.1 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。

6.8.2.3.2 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。

6.8.2.3.3 换热管直管的无支撑跨距不应大于表 6-31 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 6-31 换热管直管最大无支撑跨距

换热管外径/mm	换热管材料及金属温度上限	
	碳素钢和高合金钢 400 ℃ 低合金钢 450 ℃ 镍-铜合金 300 ℃ 镍 450 ℃ 镍铬铁合金 540 ℃	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
	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		

注 1: 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 2: 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本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。

注 3: 环向翅片管可用翅片根径作为换热管外径,在本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(即成正比的缩小)。

注 4: 本表列出的最大无支撑跨距未考虑流体诱发振动,否则应参照附录 C 的准则。

6.8.2.3.4 U形管的尾部靠近弯管段起支撑作用的折流板如图 6-25 所示,其结构尺寸 $A+B+C$ 之和不大于表 6-31 中最大无支撑跨距;否则应在弯管部分加支撑。

6.8.2.4 折流板缺口布置

6.8.2.4.1 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,如图 6-26 a)所示;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,如图 6-26 b)所示。

6.8.2.4.2 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,折流板缺口应垂直左右布置;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,如图 6-26 c)所示;液体中含有固体颗粒时,应在折流板最低处开通液口,如图 6-26 d)所示。

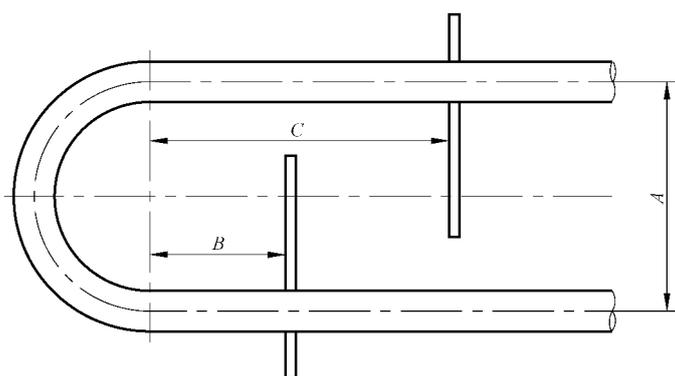


图 6-25 U形管尾部支撑

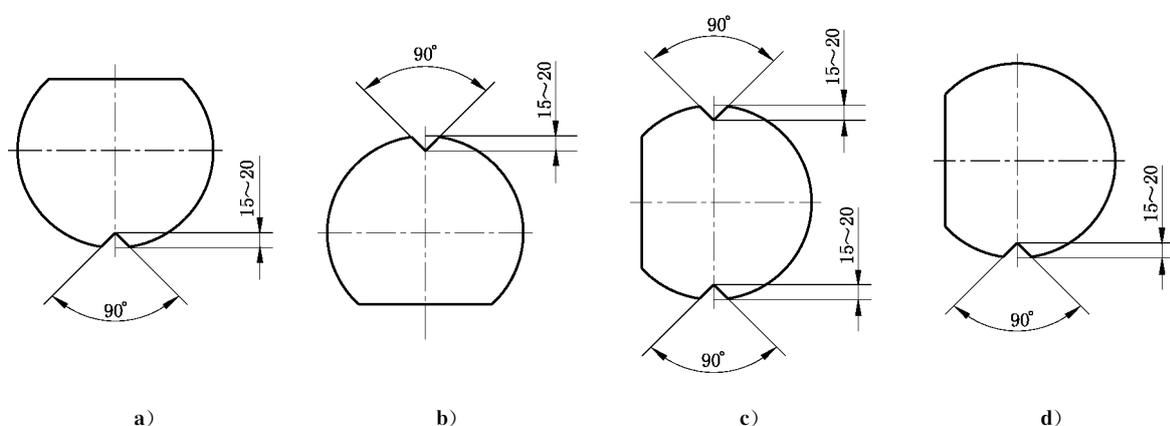


图 6-26 折流板缺口、通液(气)口布置

6.8.2.5 支持板

6.8.2.5.1 当热交换器不需设置折流板,但换热管无支撑跨距超过表 6-31 中的换热管直管最大无支撑跨距时,应设置支持板。

6.8.2.5.2 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或整圆的支持板。

6.8.2.6 其他折流支撑结构

允许采用折流杆等其他折流支撑结构形式。

6.8.3 防短路结构

6.8.3.1 总则

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。

6.8.3.2 旁路挡板

6.8.3.2.1 两折流板缺口间距小于 6 个管心距时,管束外围设置一对旁路挡板;超过 6 个管心距时,每增加 5~7 个管心距增设一对旁路挡板,如图 6-27 所示。

6.8.3.2.2 旁路挡板应与折流板焊接牢固。

6.8.3.2.3 旁路挡板的厚度可取与折流板相同的厚度。

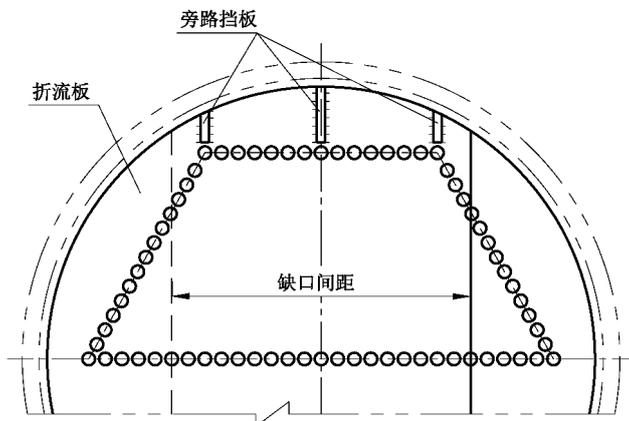


图 6-27 旁路挡板布置

6.8.3.3 挡管

6.8.3.3.1 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作挡管。

6.8.3.3.2 两折流板缺口间每隔 4~6 个管心距设置 1 根挡管,如图 6-28 所示。

6.8.3.3.3 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。

6.8.3.3.4 挡管应与任意一块折流板焊接固定。

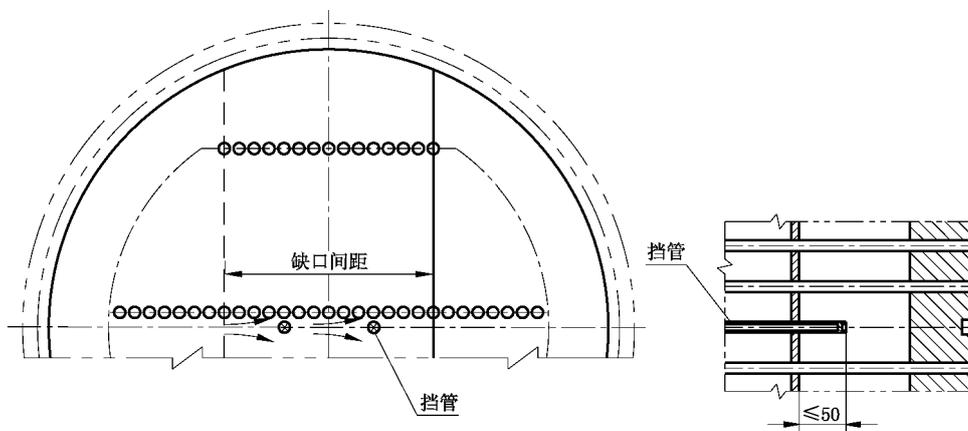


图 6-28 挡管布置

6.8.3.4 中间挡板

6.8.3.4.1 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,如图 6-29 a) 所示;也可按图 6-29 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)。

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

6.8.3.4.3 中间挡板应与折流板焊接固定。

6.8.4 双壳程结构

6.8.4.1 双壳程结构如图 6-30 所示。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。

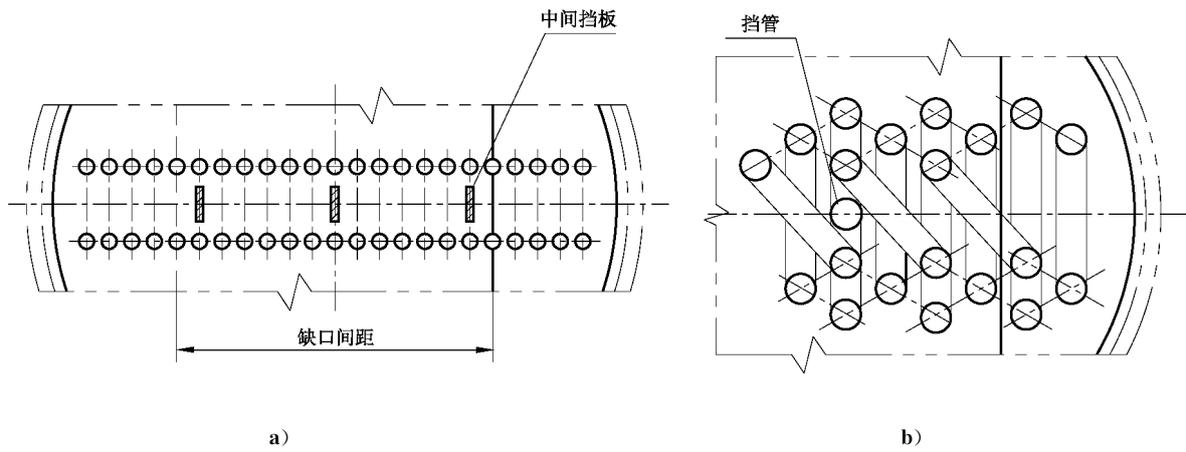


图 6-29 中间挡板、挡管布置

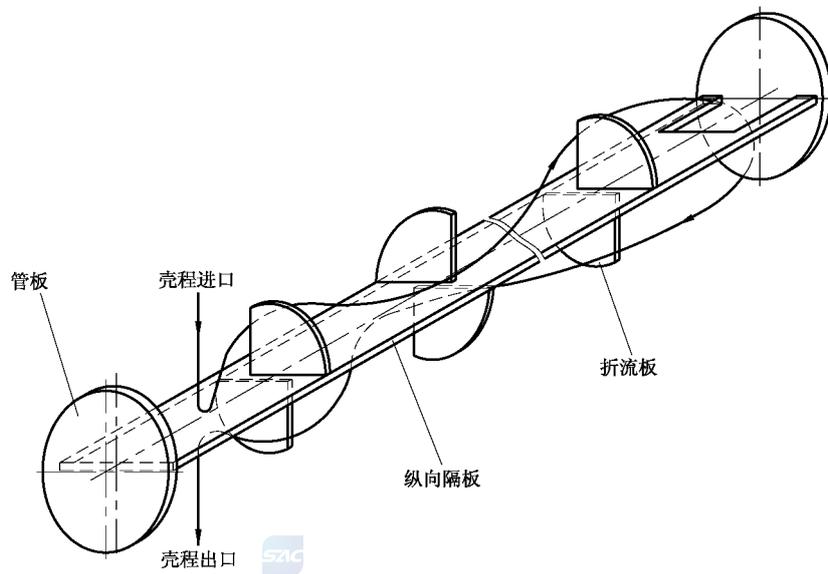


图 6-30 双壳程结构

6.8.4.2 纵向隔板的厚度按 7.1.4.3 的有关规定。

6.8.4.3 纵向隔板与管板的连接可采用可拆连接(见图 6-31)或焊接连接。

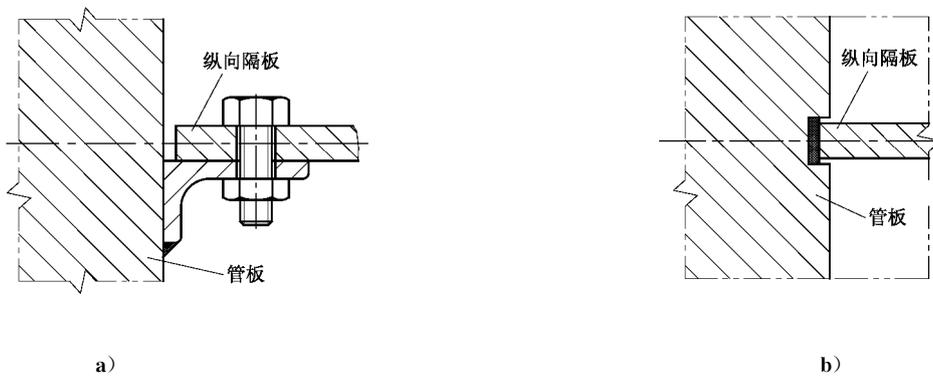


图 6-31 纵向隔板与管板的可拆连接

6.8.4.4 纵向隔板与壳体之间可按下列结构密封：

- a) 对可拆卸管束，纵向隔板的两侧与壳体的间隙处应设置防短路的密封结构，如图 6-32 a)所示；
- 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，如图 6-32 b)、图 6-32 c)、图 6-32 d)所示。

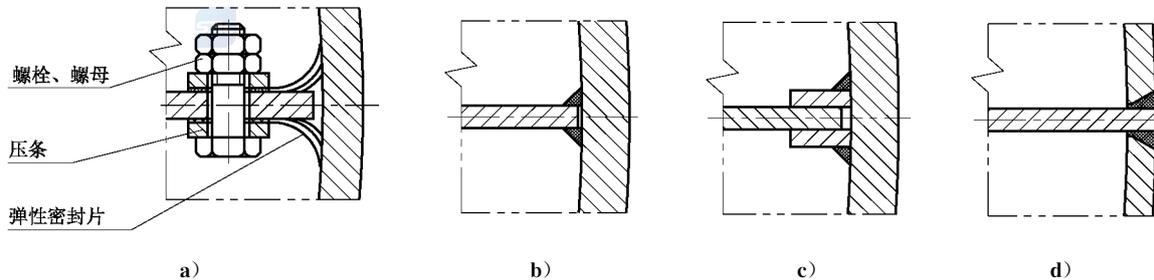


图 6-32 纵向隔板与壳体密封结构

6.8.5 拉杆、定距管

6.8.5.1 拉杆的结构形式

6.8.5.1.1 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，如图 6-33 a)所示，与管板连接端的拉杆螺纹长度 L_a 按式(6-4)计算：

$$L_a = (1.3 \sim 1.5)d_n \dots\dots\dots(6-4)$$

6.8.5.1.2 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，如图 6-33 b)所示。焊接连接的拉杆直径可等于换热管外径。

6.8.5.1.3 当管板较薄时，也可采用其他的连接结构。

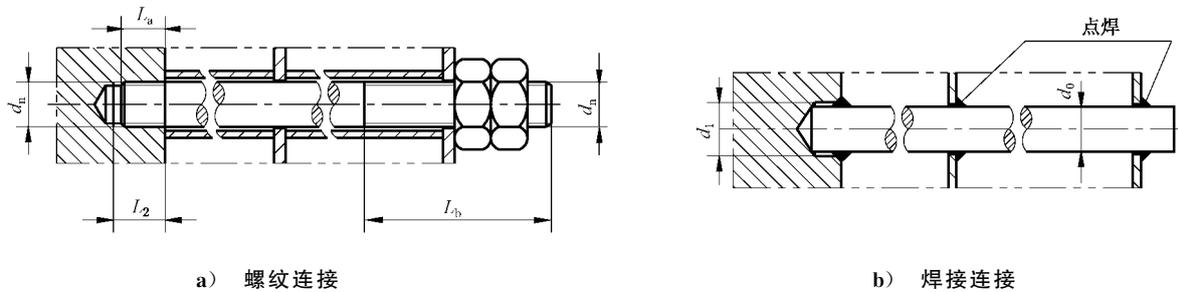


图 6-33 拉杆连接结构

6.8.5.2 拉杆的直径和数量

拉杆的直径和数量可按表 6-32 和表 6-33 选用。在保证大于或等于表 6-33 所给定的拉杆总截面积的前提下，拉杆的直径和数量可以变动，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 6-32 拉杆直径

mm

换热管外径 d	$10 \leq d \leq 14$	$14 < d < 25$	$25 \leq d \leq 57$
拉杆直径 d_0	10	12	16

表 6-33 拉杆数量

单位为个

拉杆直径 d_0 / 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
10	4	6	10	12	16	18	24	32	40
12	4	4	8	10	12	14	18	24	28
16	4	4	6	6	8	10	12	14	16

拉杆直径 d_0 / mm	热交换器公称直径 DN/mm						
	2 600~ <2 800	2 800~ <3 000	3 000~ <3 200	3 200~ <3 400	3 400~ <3 600	3 600~ <3 800	3 800~ ≤4 000
10	48	56	64	72	80	88	98
12	32	40	44	52	56	64	68
16	20	24	26	28	32	36	40

6.8.5.3 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 6-34 和表 6-34 确定。

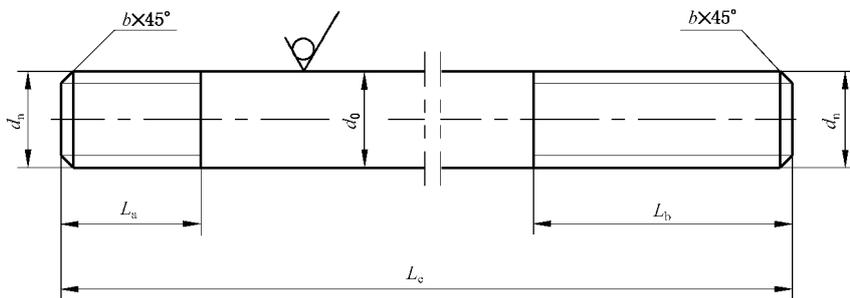


图 6-34 螺纹拉杆

表 6-34 螺纹拉杆尺寸

mm

拉杆直径 d_0	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

6.8.5.4 拉杆的布置

拉杆应尽量均匀布置在管束的外边缘。对于大直径的热交换器,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。

6.8.5.5 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 0.0,下偏差为-1.0 mm。

6.8.6 滑道

6.8.6.1 可抽管束应设滑道,滑道可为板式、滚轮和圆钢条等形式。

6.8.6.2 板式滑道的连接与布置见图 6-35,并符合下列要求:

- a) 板式滑道应采用整体结构,并与折流板或支持板焊接牢靠;
- b) 板式滑道底面应高出折流板或支持板外缘 0.5 mm~1.0 mm;
- c) 板式滑道底面边缘应倒角或倒圆;
- d) 板式滑道的截面尺寸可根据热交换器直径、长度和管束质量确定。

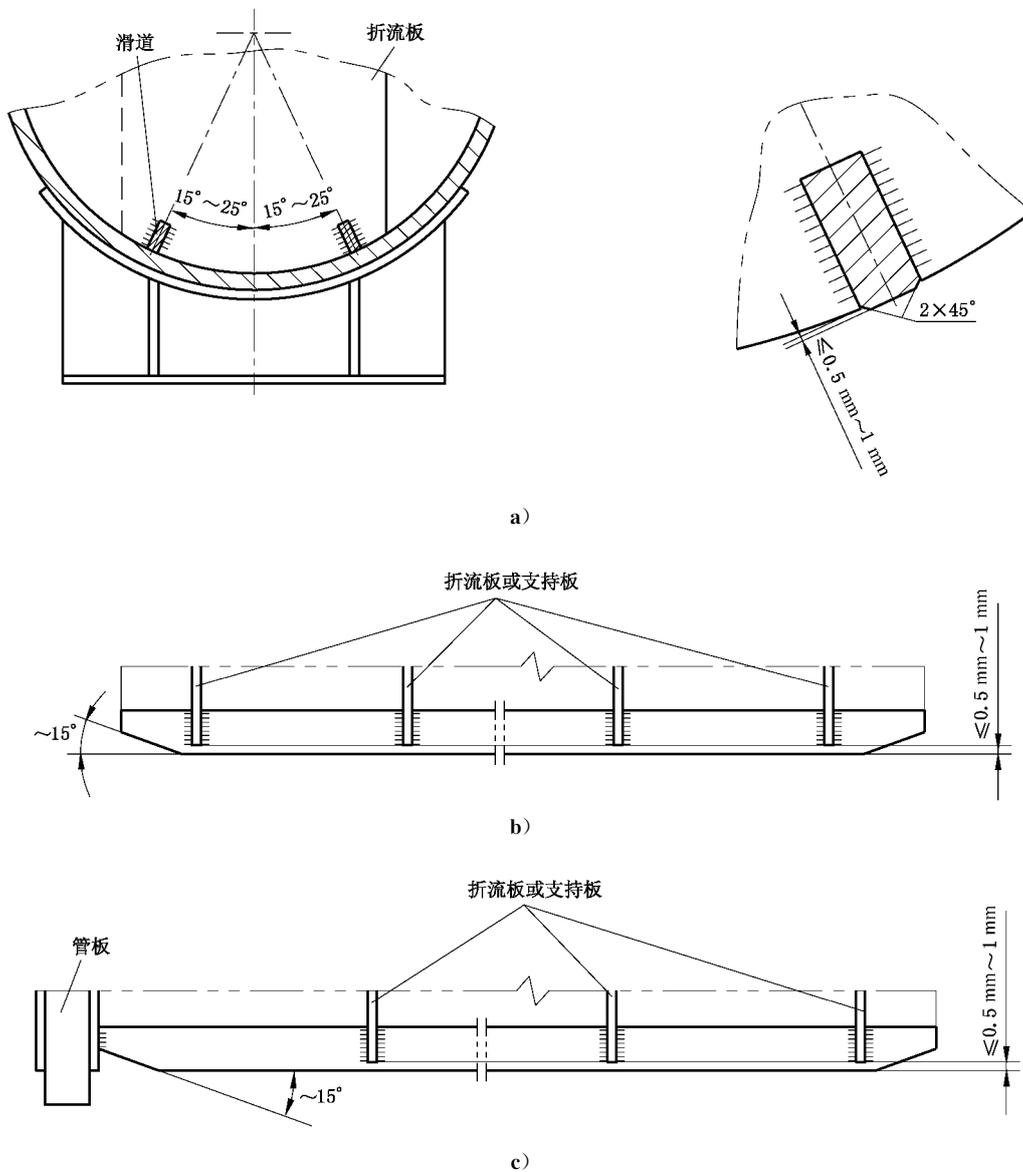


图 6-35 板式滑道

6.8.6.3 典型的滚轮式滑道结构与布置见图 6-36。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。

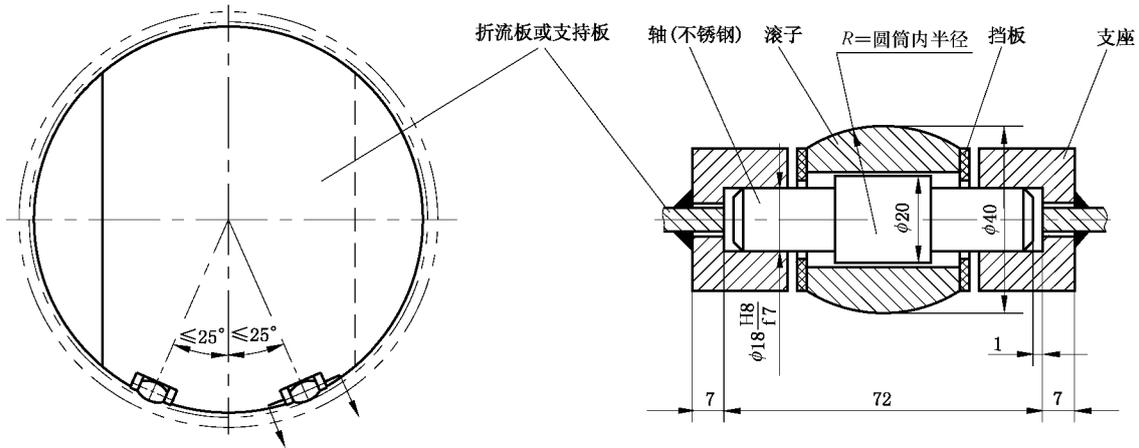


图 6-36 滚轮式滑道

6.8.6.4 釜式重沸器管束滑道结构见图 6-37。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。

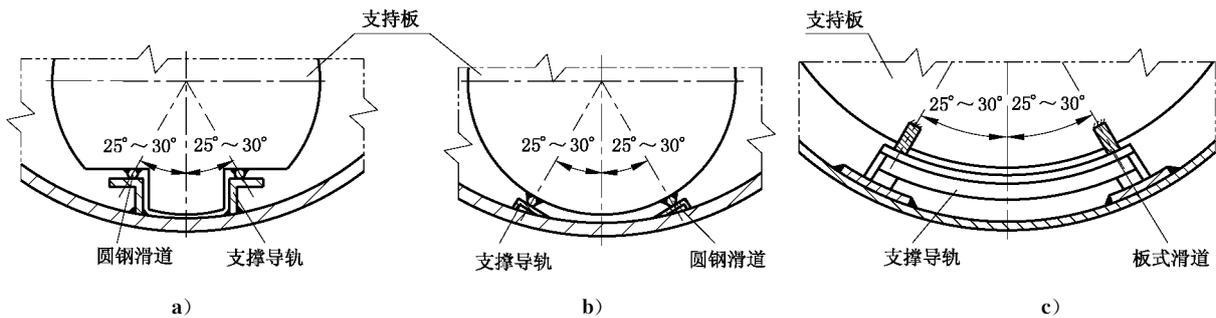


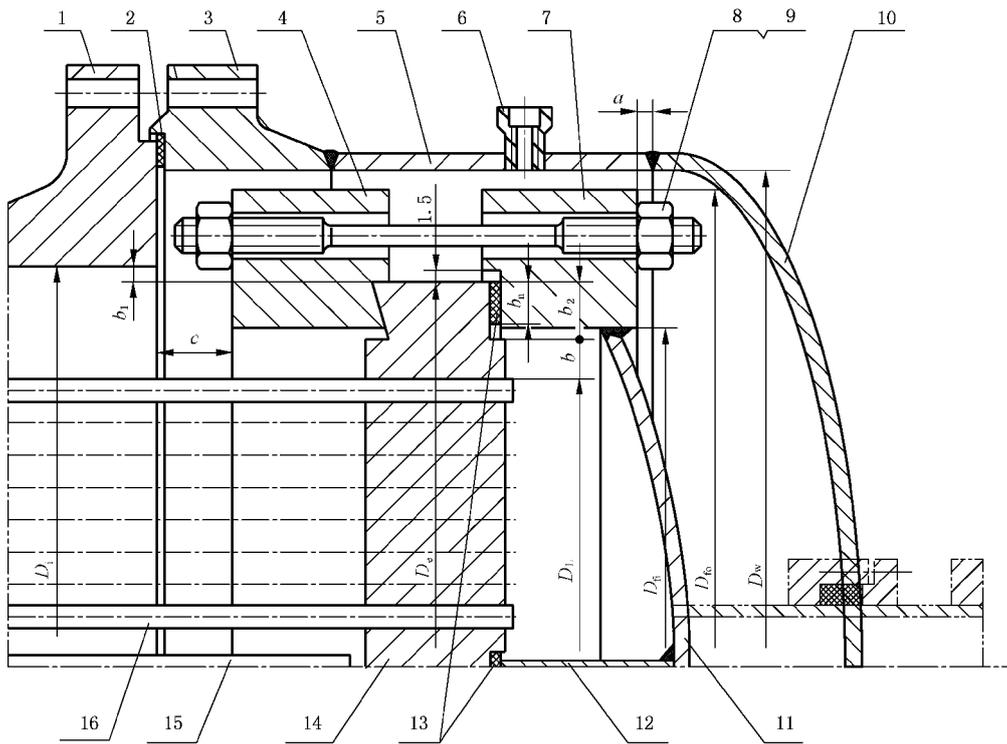
图 6-37 釜式重沸器管束滑道

6.9 钩圈式浮头

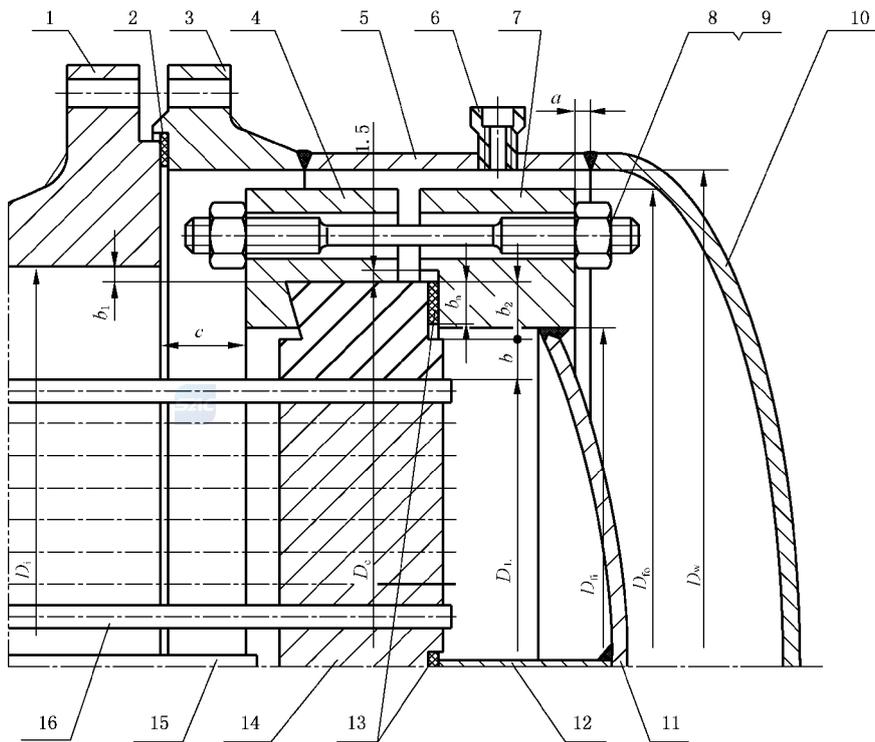
6.9.1 钩圈式浮头的结构见图 6-38,浮头盖推荐采用球冠形封头。对于单管程的浮头接管和填料函[图 6-38 a)中的假想线部分]尚应符合 6.13 及 6.11 的有关规定。

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来确定;
- b, b_1, b_2, b_n —— 按 6.3.1.3 的规定;
- c —— 安装及拧紧螺母所需空间尺寸,应考虑在各种情况下的热膨胀量,不宜小于 60 mm;
- D_e —— 浮动管板外径, $D_e = D_i - 2b_1$, mm;
- D_{fi} —— 浮头法兰和钩圈的内径, $D_{fi} = D_i - 2(b_1 + b_2) + 3$, mm;
- D_{fo} —— 浮头法兰和钩圈的外径, $D_{fo} = D_w - 20$, mm;
- D_i —— 热交换器壳体圆筒内径, mm;
- D_L —— 布管限定圆直径,按 6.3.1.3 确定, mm;
- D_w —— 外头盖内径, $D_w \geq D_i + 100$, mm。



a) A 型



b) B 型

说明:

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

图 6-38 钩圈式浮头

6.9.2 多管程的浮头盖,其内侧最小深度应使相邻管程之间的横跨流通面积不小于每程换热管流通面积的 1.3 倍。单管程的浮头盖,其接管中心线处的最小深度不应小于接管内径的 1/3。

6.9.3 分程隔板的最小厚度应符合 6.3.6 的规定。

6.10 壳体

6.10.1 卷制圆筒的公称直径以 400 mm 为基数,以 100 mm 为进级挡,必要时也可采用 50 mm 为进级挡。公称直径小于或等于 400 mm 的圆筒,可用管材制作。

6.10.2 壳程圆筒最小厚度应符合 7.1.3.2 的规定。

6.10.3 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。

6.11 填料函

6.11.1 通用要求

6.11.1.1 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。

6.11.1.2 填料函底部宜设置一个金属环,见图 6-39。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。

6.11.1.3 浮动管板裙宜向外延伸,见图 6-40 a)和图 6-41。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。

6.11.1.4 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 $R_a \leq 12.5 \mu\text{m}$ 。

6.11.2 结构型式及具体要求

6.11.2.1 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 6-39 和表 6-35。

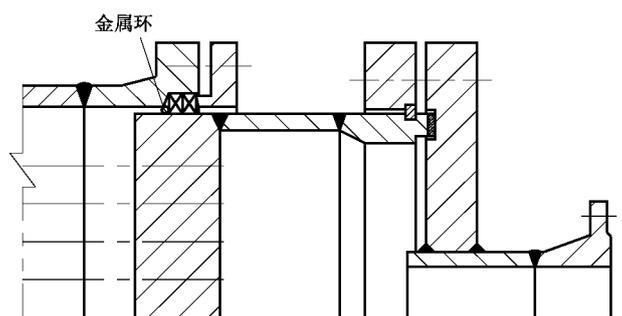
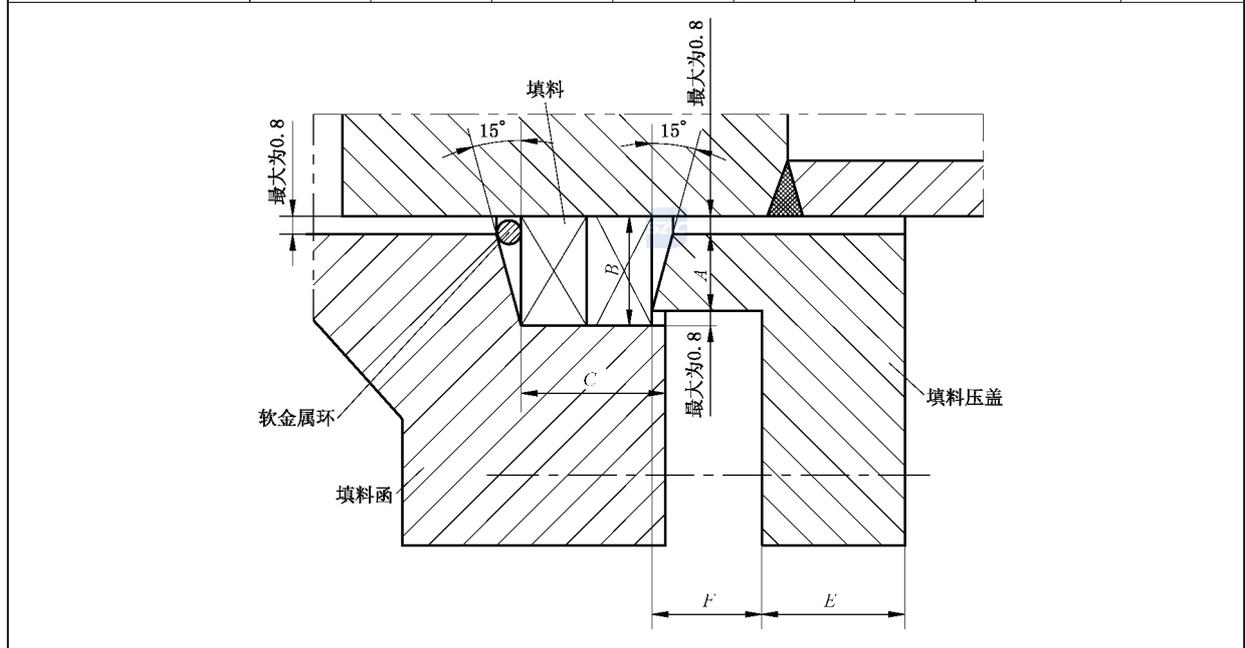


图 6-39 外填料函式结构

表 6-35 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		



6.11.2.2 单填料函浮动管板结构及尺寸见图 6-40 和表 6-35。图 6-40 a) 的结构不适用于管、壳程介质严禁混合的情况；图 6-40 b) 的结构可以从套环中间孔检查介质泄漏的情况。

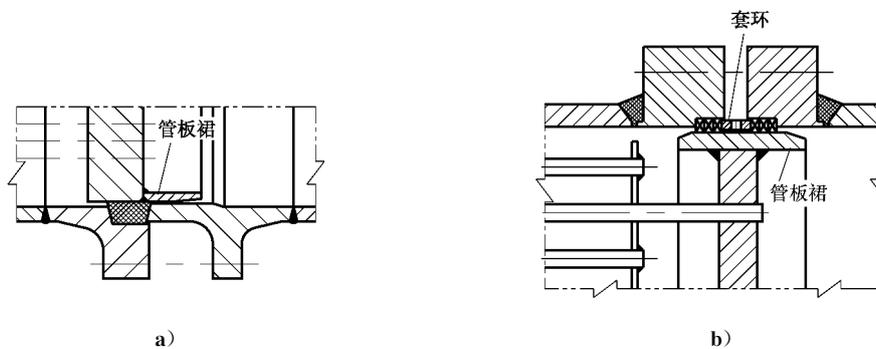


图 6-40 单填料函浮动管板结构

6.11.2.3 双填料函浮动管板结构见图 6-41；此结构可用于密封要求较高的场合。

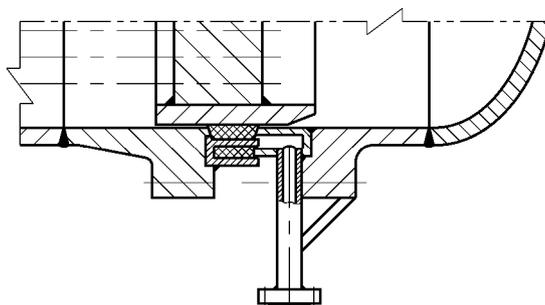


图 6-41 双填料函浮动管板结构

6.12 膨胀节

6.12.1 波形膨胀节应按 GB 16749 进行设计、制造、检验与验收；允许采用 Ω 型膨胀节等成熟的结构。

6.12.2 热交换器所用膨胀节两端部还应符合 GB 150.4—2011 中“对口错边量”和本标准 8.2.1 中圆筒内径允许偏差和 8.2.2 中圆度允许偏差的要求。

6.13 接管及其他开口

6.13.1 接管与壳体的连接应符合下列要求：

- a) 结构设计参考 GB 150.3—2011 中附录 D.3“接管、凸缘与壳体的连接”的相关形式；
- b) 壳程接管宜与壳体内表面平齐，必须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图样规定；
- d) 当不能利用接管(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。

6.13.2 当设计条件提出接管外载荷时，设计应予以考虑。

6.13.3 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。

6.14 设备及接管法兰

6.14.1 设备法兰的设计应符合 GB 150.3—2011 的规定。

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

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

6.14.4 非标设计时应优先采用相关标准中的法兰连接尺寸。

6.15 密封及垫片

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

6.15.2 管法兰垫片可按有关标准选用。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 29463.1《管壳式热交换器用垫片 第 1 部分：金属包垫片》；
- b) GB/T 29463.2《管壳式热交换器用垫片 第 2 部分：缠绕式垫片》；

- c) GB/T 29463.3《管壳式热交换器用垫片 第3部分:非金属软垫片》;
- d) NB/T 47024(JB/T 4704)《非金属软垫片》;
- e) NB/T 47025(JB/T 4705)《缠绕垫片》;
- f) NB/T 47026(JB/T 4706)《金属包垫片》。

6.15.3 金属平垫片、金属波齿复合垫片、椭圆垫、八角垫、透镜垫等可按有关标准进行设计、选用。

6.15.4 当有成熟使用经验时,也可采用其他密封结构。



6.16 支座

6.16.1 卧式热交换器鞍式支座

6.16.1.1 卧式热交换器鞍式支座的布置(见图 6-42)应按下列原则确定:

- a) 热交换器的公称长度不大于 3 m 时,鞍座间距 L_B 宜取 0.4 倍~0.6 倍热交换器的公称长度;
- b) 热交换器的公称长度大于 3 m 时,鞍座间距 L_B 宜取 0.5 倍~0.7 倍热交换器的公称长度;
- c) 宜使 L_c 和 L'_c 相近;
- d) 必要时应对支座和壳体进行强度和稳定性校核;
- e) 确定鞍座与相邻接管的位置时应考虑鞍座基础及保温的影响。

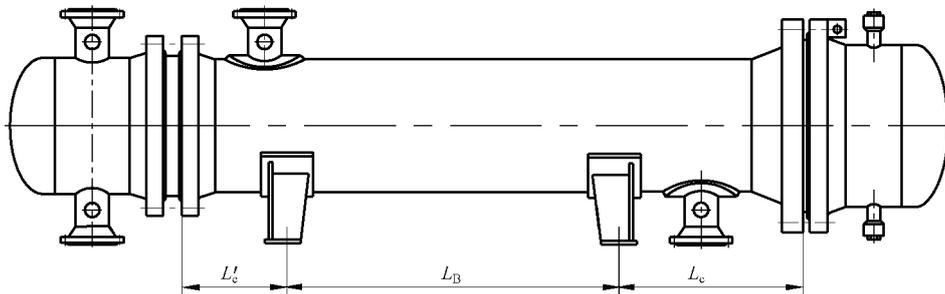


图 6-42 鞍式支座布置

6.16.1.2 鞍式支座可按 JB/T 4712.1 选用。

6.16.1.3 重叠热交换器支座(见图 6-43)的安装形式、要求如下:

- a) 重叠热交换器之间的支座应设置调整高度用的垫板;
- b) 支座底板到设备中心线的距离应比接管法兰密封面到设备中心线的距离至少小 5 mm;
- c) 当重叠热交换器质量较大时,可增设一组重叠支座;
- 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。

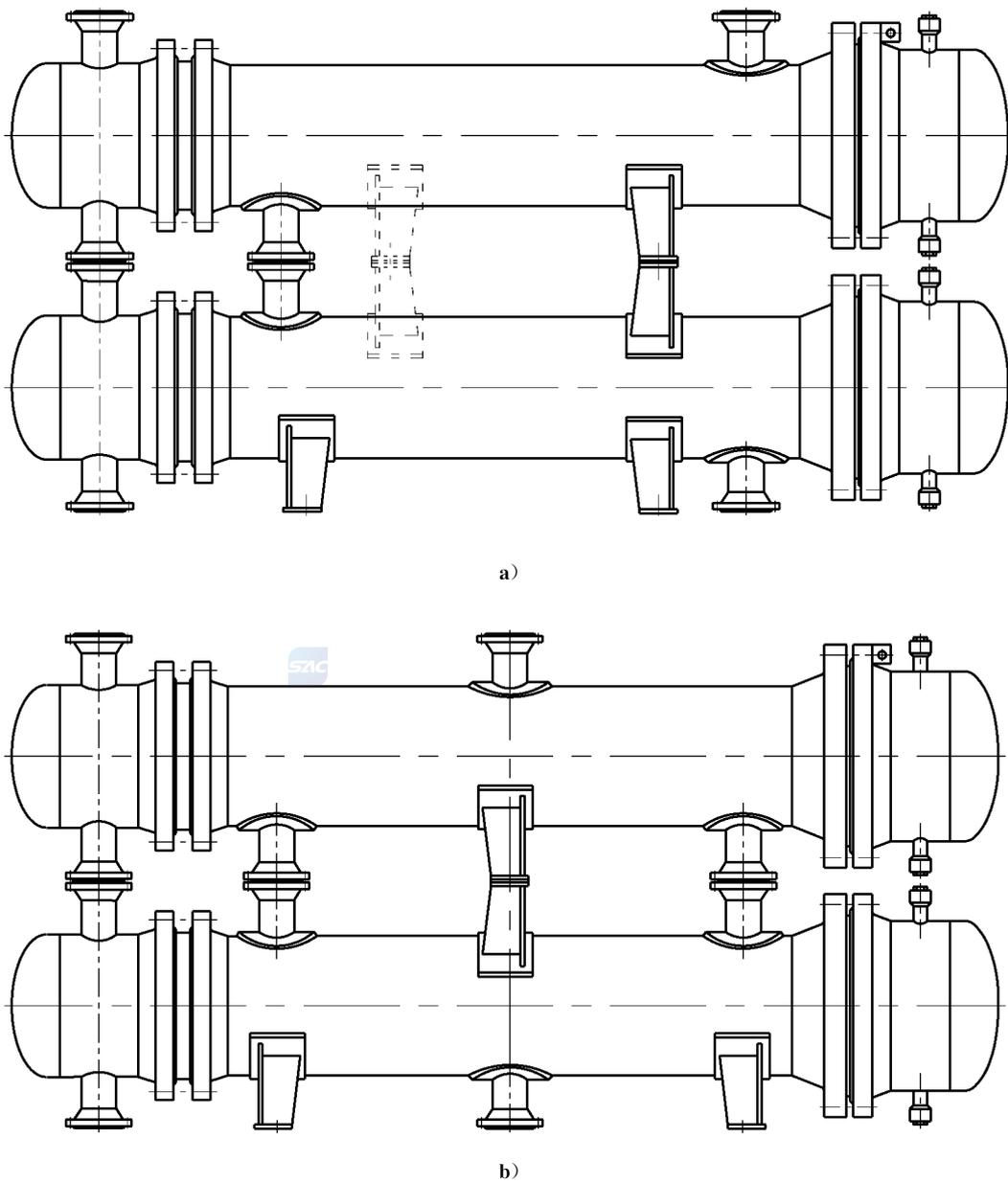


图 6-43 重叠热交换器支座布置

6.16.2 立式热交换器支座

6.16.2.1 立式热交换器耳式支座的布置(见图 6-44)应按下列原则确定:

- 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。

6.16.2.2 耳式支座可按 JB/T 4712.3 选用。

6.16.2.3 裙式支座可按 NB/T 47041(JB/T 4710)进行设计。

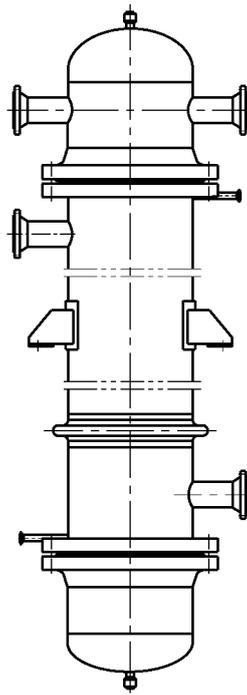


图 6-44 立式支座布置

6.17 附件

6.17.1 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。

6.17.2 吊环螺钉

可抽管束的固定管板上宜设置吊环螺钉孔；在正常操作时，应采用丝堵和垫片保护螺孔；维修时换装吊环螺钉抽装管束。

6.17.3 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（如图 6-45 所示），防松支耳应对称均布，推荐数量如下：

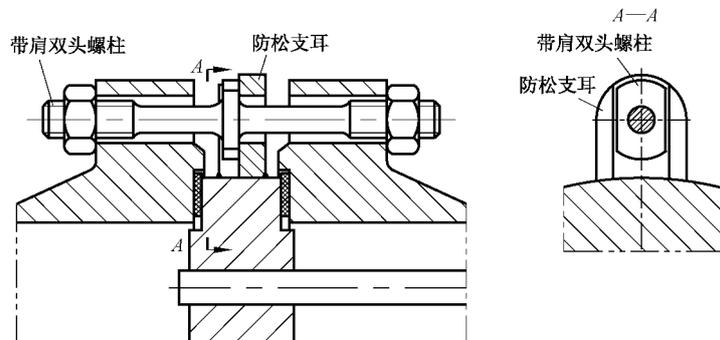


图 6-45 防松支耳与带肩螺柱

- a) 公称直径小于或等于 800 mm 时，至少设置 2 个；
- b) 公称直径为 900 mm~2 000 mm 时，至少设置 4 个；

c) 公称直径大于 2 000 mm 时,可适当增加数量。

7 设计计算

7.1 承压壳体与隔板

7.1.1 管箱平盖

7.1.1.1 适用范围

本条适用于螺柱连接、垫片密封的圆形管箱平盖的设计计算,焊接式平盖应按 GB 150.3—2011 设计计算。

7.1.1.2 符号

- 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,取小者,mm²;
- 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 150.3—2011 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 150.3—2011 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;
- $[Y]$ ——许用挠度值,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(取大者),mm;
- δ_p ——管箱平盖计算厚度,mm;
- $[\sigma]$ ——常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。

7.1.1.3 管箱平盖厚度计算

7.1.1.3.1 管箱内无分程隔板时,管箱平盖厚度按式(7-1)和式(7-3)计算,取大值。

操作时:

$$\delta_p = D_G \sqrt{\frac{K p_c}{[\sigma]^t \phi}} \dots\dots\dots (7-1)$$

式中 K 见式(7-2):

$$K = 0.3 + \frac{1.78 W L_G}{p_c D_G^3} \dots\dots\dots (7-2)$$

预紧时:

$$\delta_p = D_G \sqrt{\frac{K p_c}{[\sigma] \cdot \phi}} \quad \dots\dots\dots (7-3)$$

式中 K 见式(7-4):

$$K = \frac{1.78 W L_G}{p_c D_G^3} \quad \dots\dots\dots (7-4)$$

7.1.1.3.2 管箱内有分程隔板时,管箱平盖厚度除满足 7.1.1.3.1 外,还应按式(7-5)计算,取大者:

$$\delta_p = D_G \left[\frac{D_G}{E' [Y]} \left(0.043 5 p_c + \frac{0.5 [\sigma]_b^t A_b L_G}{D_G^3} \right) \right]^{1/3} \quad \dots\dots\dots (7-5)$$

7.1.1.3.3 管箱内有分程隔板时,许用挠度[Y]一般选取如下:

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

7.1.1.4 挠度校核

7.1.1.4.1 管箱平盖中心处的挠度按式(7-6)计算:

$$y = \frac{D_G}{E' \delta_{ep}^3} \{ 0.043 5 D_G^3 p_c + 0.25 [\sigma]_b^t A_b (D_b - D_G) \} \quad \dots\dots\dots (7-6)$$

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

7.1.2 管箱

7.1.2.1 管箱圆筒和凸形封头的厚度计算应符合 GB 150.3—2011 的有关规定。

7.1.2.2 管箱上的开孔补强计算应符合 GB 150.3—2011 的有关规定。

7.1.2.3 重叠热交换器管箱圆筒的最小厚度应符合表 7-1 的规定。

7.1.3 壳程承压部件

7.1.3.1 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 150.3—2011 的有关规定。

7.1.3.2 圆筒的最小厚度应满足表 7-1 的规定。

表 7-1 圆筒的最小厚度 mm

DN		碳素钢、低合金钢和复合板 ^{注2}		高合金钢
		可抽管束	不可抽管束	
管制	<100	5.0	5.0	3.2
	≥100~200	6.0	6.0	3.2
	>200~400	7.5	6.0	4.8
板制	≥400~700	8	6	5
	>700~1 000	10	8	7
	>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	13
	>3 200~4 000	—	18	17

注 1: 碳素钢、低合金钢制圆筒的最小厚度包含 1.0 mm 腐蚀裕量。
 注 2: 复合板的最小厚度指爆炸焊接复合板或内壁有堆焊层的总厚度。
 注 3: 对于可抽管束,当 DN > 2 600 时,圆筒最小厚度由设计者自行确定。

7.1.4 分程隔板

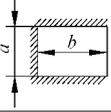
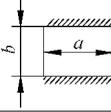
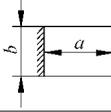
7.1.4.1 管箱分程隔板的计算厚度应按式(7-7)计算。

$$\delta = b \sqrt{\frac{\Delta p B}{1.5[\sigma]^t}} \dots\dots\dots (7-7)$$

式中：

- b —— 隔板结构尺寸,见表 7-2,mm;
- B —— 尺寸系数,按表 7-2 查取(中间值用内插法查);
- Δp —— 隔板两侧压力差值,MPa;
- δ —— 分程隔板计算厚度,mm;
- $[\sigma]^t$ —— 隔板材料设计温度下的许用应力,MPa。

表 7-2 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

7.1.4.2 管箱分程隔板的名义厚度不应小于表 7-3 的规定。

表 7-3 管箱分程隔板的最小名义厚度 mm

DN	碳素钢和低合金钢	高合金钢
≤600	10	6
>600~1 200	12	10
>1 200~1 800	14	11
>1 800~2 600	16	12
>2 600~3 200	18	14
>3 200~4 000	20	16

7.1.4.3 纵向隔板的厚度应符合下列要求：

- 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,必要时可按式(7-7)进行校核计算。

7.2 浮头盖与钩圈

7.2.1 符号

- 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; $F_r = F_D \tan^{-1} \beta_1$;
- L_D —— 螺柱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;
- p_c —— 计算压力, MPa; 分别考虑管程设计压力 p_t (内压) 和壳程设计压力 p_s (外压);
- 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 7-5 中的图, ($^\circ$);
- 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;
- ϕ —— 球冠形封头拼板焊接接头系数。

7.2.2 球冠形封头

7.2.2.1 球冠形封头内半径 R_i 可按表 7-4 选取。

表 7-4 球冠形封头内半径 mm

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	

7.2.2.2 球冠形封头计算厚度应取下列计算的较大值:

- a) 管程压力 p_t 作用下(内压)球冠形封头, 按式(7-8)计算:

$$\delta = \frac{5p_t R_i}{6[\sigma]^t \phi} \dots\dots\dots (7-8)$$

- b) 壳程压力 p_s 作用下(外压)球冠形封头, 按 GB 150.3—2011 进行外压计算;
- c) 单侧有真空工况时, 还应考虑最苛刻的压力组合。

7.2.3 浮头法兰

7.2.3.1 管程压力 p_t 作用下(内压)浮头法兰的计算

浮头法兰按表 7-5 进行计算, 计算压力 $p_c = p_t$ 。凡 7.2.1 未列入的符号均按 GB 150.3—2011 第 7 章的规定。



7.2.3.2 壳程压力 p_s 作用下(外压)浮头法兰的计算

浮头法兰按表 7-5 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 7-5 浮头法兰计算

设计条件		垫片及螺柱计算						
计算压力 $p_c =$	MPa	垫片	材料		$N =$	mm	$y =$	MPa
设计温度 $t =$	℃		外径×内径×厚度		$b =$	mm	$m =$	
法兰	材料		假设法兰有效厚度 $\delta_f =$	mm	球冠形封头有效厚度 $\delta_c =$		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	
	应力 $[\sigma]_f' =$	MPa	$W_a = 3.14 D_G y b =$	N	$F + F_p =$		N	
螺柱	材料		螺柱直径 $d_B =$	mm	螺柱数量 $n =$		个	
	许用应力 $[\sigma]_b =$	MPa	$A_{m1} = (F + F_p) / [\sigma]_b' =$	mm ²	$A_{m2} = \frac{W_a}{[\sigma]_b} =$		mm ²	
	应力 $[\sigma]_b' =$	MPa	$A_m = \max\{A_{m1}, A_{m2}\} =$	mm ²	$A_b =$		mm ²	
$\beta_1 = \arcsin \frac{0.5 D_{fi}}{R_i + 0.5 \delta_c} =$		(°)	$W = 0.5(A_m + A_b) \cdot [\sigma]_b =$	N	假设 $l =$		mm(l 见本表的图)	
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	$L_r = \frac{\delta_i}{2} - \frac{\delta_c}{2 \cos \beta_1} - l =$	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	
		$L = \frac{p_c D_{fi} \sqrt{4R_i^2 - D_{fi}^2}}{8[\sigma]_f' (D_{fo} - D_{fi})} =$					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	
	法兰厚度 δ_f 取 δ_{fp} 与 δ_{fa} 之大者,且不小于球冠形封头名义厚度 δ_n 的两倍							

7.2.4 钩圈

7.2.4.1 A 型钩圈的结构尺寸按 6.9.1 确定,其计算厚度 δ_g 按表 7-6 计算。

表 7-6 A 型钩圈的厚度计算

材料	
设计温度下的许用应力 $[\sigma]_t'$	MPa
直径比 $K = D_{fo}/D_{fi} =$	
系数 Y ——根据直径比 K 值,按 GB 150.3—2011 查得	
$L_G = 0.5 [D_b - 0.5(D_e + D_{fi})] =$	mm
$M = WL_G =$	N·mm(W-取自表 7-5)
$\delta_g = \sqrt{\frac{2YM}{D_{fi}[\sigma]_t'}} =$	mm
<p>A 型钩圈尺寸:</p> <p>The drawing shows a cross-section of an A-type hook ring. It features a central cylindrical part with a diameter D_{fi} and an outer diameter D_e. The total height of the ring is D_{fo}. The thickness of the ring is δ_g. A chamfer with a 12-degree angle is applied to the top edge. A dimension of 10 is shown for the chamfered edge. A small dimension ≤ 5 is indicated near the bottom edge. The drawing also shows a detail of the chamfered edge with the 12-degree angle.</p>	

7.2.4.2 B 型钩圈(见图 7-1)的结构尺寸按 6.9.1 确定,其计算厚度 δ_g 按式(7-9)计算。必要时还应按式(7-10)校核剪切强度。

$$\delta_g = \delta_1 + 16 \quad \dots\dots\dots (7-9)$$

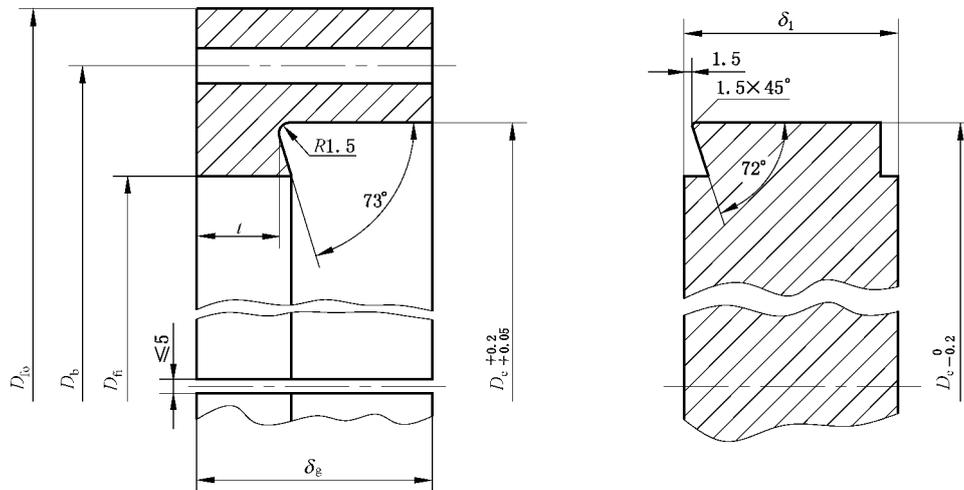


图 7-1 B 型钩圈

$$\tau = \frac{F_Z}{\pi t D_e} \quad \dots\dots\dots (7-10)$$

式中：

- F_Z ——螺柱设计载荷, N;
操作状态 F_Z 取表 7-5 浮头法兰计算中的 $F + F_p$;
预紧状态 F_Z 取表 7-5 浮头法兰计算中的 W_a ;
- t ——钩圈颈部厚度, 不得小于 30, 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, MPa;
- $[\sigma]_g^t$ ——设计温度下钩圈材料的许用应力, MPa。

7.3 换热管

7.3.1 强度计算

7.3.1.1 换热管的厚度应按 GB 150.3—2011 中的外径公式进行计算, 必要时还应进行外压校核。

7.3.1.2 U 形管弯制前的最小厚度应按式(7-11)计算：

$$\delta_0 = \delta_1 \times \left(1 + \frac{d}{4R} \right) \quad \dots\dots\dots (7-11)$$

式中：

- δ_0 ——弯曲前换热管的最小厚度, mm;
- δ_1 ——直管段按 GB 150.3—2011 强度计算所需厚度, mm;
- d ——换热管外径, mm;
- R ——弯管段的弯曲半径(见图 6-15), mm。

7.3.2 轴向应力

7.3.2.1 换热管的轴向应力应按 7.4 计算, 轴向应力应满足校核条件。

7.3.2.2 光管换热管在设计温度下的稳定许用压应力 $[\sigma]_{cr}^t$ 应按式(7-14)或式(7-15)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 $[\sigma]^t$ 。

系数计算见式(7-12)、式(7-13):

$$C_r = \pi \sqrt{\frac{2E_t}{R_{el}^t}} \dots\dots\dots (7-12)$$

$$i = 0.25 \sqrt{d^2 + (d - 2\delta_t)^2} \dots\dots\dots (7-13)$$

当 $C_r \leq l_{cr}/i$ 时,

$$[\sigma]_{cr}^t = \frac{R_{el}^t C_r^2}{3(l_{cr}/i)^2} = \frac{E_t}{1.5} \cdot \frac{\pi^2}{(l_{cr}/i)^2} \dots\dots\dots (7-14)$$

当 $C_r > l_{cr}/i$ 时,

$$[\sigma]_{cr}^t = \frac{R_{el}^t}{1.5} \cdot \left[1 - \frac{l_{cr}/i}{2C_r} \right] \dots\dots\dots (7-15)$$

式中:

- d —— 换热管外径, mm;
- E_t —— 设计温度下换热管材料的弹性模量, MPa;
- i —— 换热管的回转半径 mm;
- l_{cr} —— 换热管受压失稳当量长度, 按图 7-2 确定, mm;
- R_{el}^t —— 设计温度下换热管材料的屈服强度, MPa;
- δ_t —— 换热管壁厚, mm。

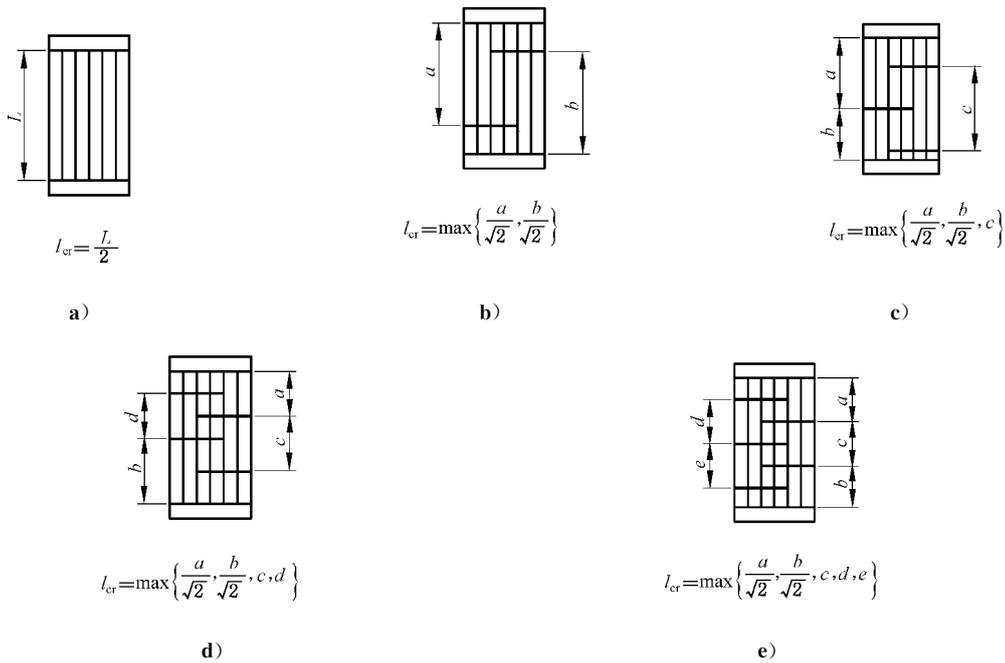
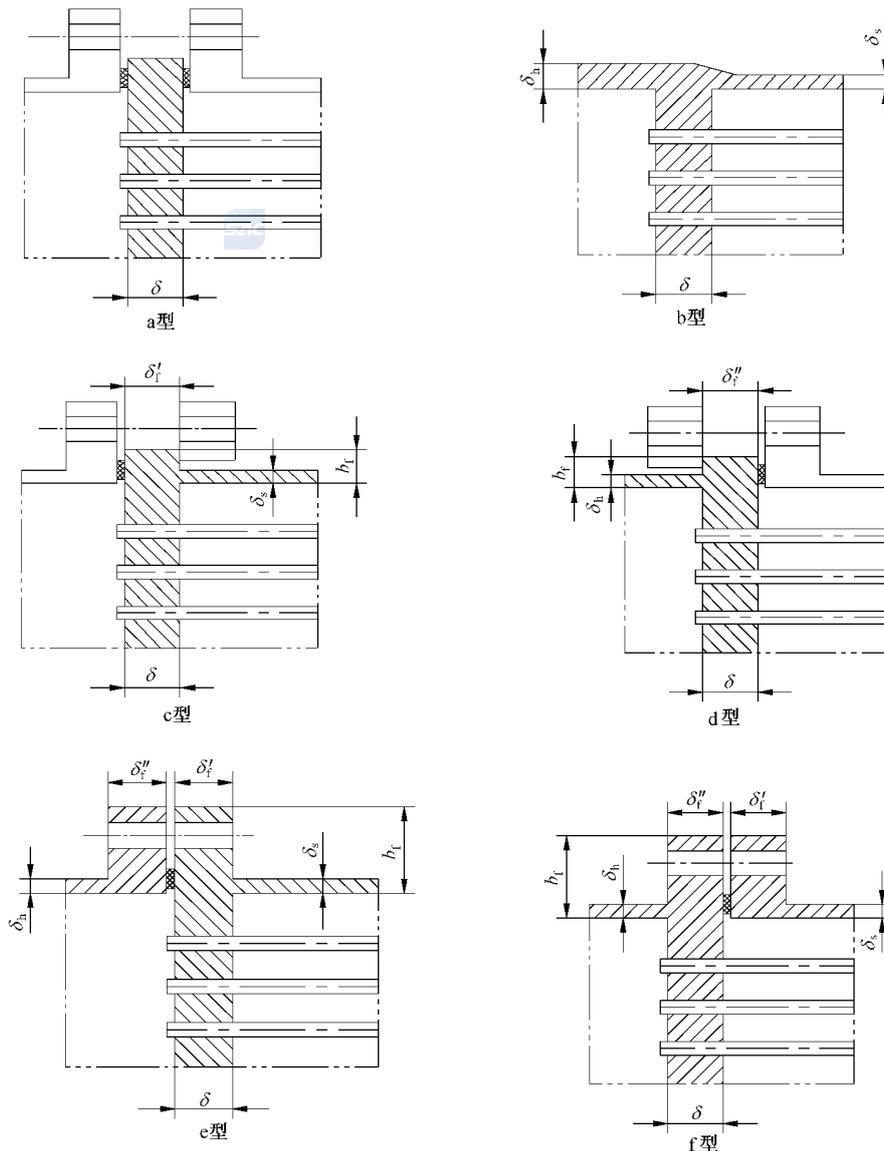


图 7-2 换热管受压失稳当量长度 l_{cr}

7.4 管板

7.4.1 适用范围

7.4.1.1 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、管箱圆筒之间可以有不同的连接方式,如图 7-3 所示。



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 7-3 管板与壳体、管箱的连接

7.4.1.2 本节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以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，没有考虑质量载荷、压降载荷及管板厚度方向和径向温差应力的影响。

7.4.1.3 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。

7.4.1.4 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)。

7.4.1.5 采用波纹换热管的管板计算参见附录 K。

7.4.1.6 满足特定要求的管板计算参见附录 L 或附录 M。

7.4.2 管板最小厚度

7.4.2.1 管板与换热管采用胀接连接时,管板最小厚度 δ_{\min} (不包括腐蚀裕量)应按如下规定确定:

- 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, $\delta_{\min} \geq 0.65d$ 。

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

7.4.2.3 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 的覆层化学成分和金相组织符合覆层材料标准的要求;
- b) 与换热管强度胀接连接的复合管板,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。

7.4.3 管板名义厚度及有效厚度

7.4.3.1 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 7.4.2 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。

7.4.3.2 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二者厚度之和:

- 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二者中的较大者。

7.4.3.3 复合管板的有效厚度

当覆层与基层的结合要求符合 5.3.2.2 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,覆层当量厚度按式(7-16)计算:

$$\delta_c = \frac{[\sigma]_2^t}{[\sigma]_1^t} \delta_2 \dots\dots\dots (7-16)$$

式中:

- δ_c ——覆层当量厚度,mm;
- $[\sigma]_2^t$ ——设计温度下覆层材料的许用应力,MPa;
- $[\sigma]_1^t$ ——设计温度下基层材料的许用应力,MPa;

δ_2 ——覆层最薄处的厚度, mm。

7.4.4 U形管式热交换器管板

本计算适用于图 7-3 中所示各种连接方式的 U 形管式热交换器管板的计算。

在本节计算中,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。

7.4.4.1 符号

- 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 7.4.8.1 计算, mm^2 ;
- A_t ——管板布管区面积,按 7.4.8.2 计算, mm^2 ;
- a ——1 根换热管管壁金属的横截面积, mm^2 ;
- b_f ——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,如图 7-3 所示, mm;
- C_c ——系数,按 \tilde{K}_f 和 ρ_t 查图 7-6;
- C_e ——系数,按 \tilde{K}_f 和 ρ_t 查图 7-7;
- C_M ——系数,按 \tilde{K}_f 和 ρ_t 查图 7-8;
- D ——管板开孔前的抗弯刚度, $\text{N} \cdot \text{mm}$;
- D_G ——垫片压紧力作用中心圆直径,按 GB 150.3—2011 第 7 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 7.4.8.3 计算, mm;
- d ——换热管外径, mm;
- E'_f ——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''_f ——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;
对于 b 型、c 型、e 型连接方式,指壳程圆筒材料;对于 f 型连接方式,当壳体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^o ——无量纲参数;
- k_h ——管箱圆筒壳常数, $1/\text{mm}$;
- k_s ——壳程圆筒壳常数, $1/\text{mm}$;

- l —— 换热管与管板胀接长度或焊脚高度,按 6.6.1 或 6.6.2 的规定,mm;
- M_{fo} —— 法兰预紧力矩,N·mm/mm;
- M_m —— 基本法兰力矩,N·mm;
- M_p —— 操作工况法兰力矩,N·mm;
- M_{ws} —— 法兰设计力矩,N·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 7.4.7 的规定,MPa;
- R —— 管板计算半径,见 7.4.8.3,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,意义同 GB 150.3—2011 第 7 章;
- 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_n —— 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_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,一般可取 $\mu=0.4$;
- 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 7-9;
- ξ_T —— 布管区法兰力矩折减系数,按 \tilde{K}_f° 和 ρ_t 查图 7-9;
- 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;
- $(\sigma_r^0)_{r=0,R_t,R}$ —— 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。

7.4.4.2 a型连接方式管板的计算步骤

- a) 根据布管尺寸按 7.4.8 计算 A_d 、 A_t 、 D_t 、 ρ_t 。
- b) 以 ρ_t 查表 7-7 得 C_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,管板计算压力见式(7-17):

$$p_d = |p_s - p_t| \quad \dots\dots\dots(7-17)$$

否则取式(7-18)两者中的较大者:

$$p_d = |p_s| \text{ 或 } p_d = |p_t| \quad \dots\dots\dots(7-18)$$

- d) 管板计算厚度见式(7-19)。

$$\delta = 0.82D_G \sqrt{\frac{C_c p_d}{\mu [\sigma]_t}} \quad \dots\dots\dots(7-19)$$

- e) 换热管轴向应力见式(7-20)。

$$\sigma_t = -(p_s - p_t) \frac{\pi d^2}{4a} - p_t \quad \dots\dots\dots(7-20)$$

式中 a 按式(7-21)计算:

$$a = \pi \delta_t (d - \delta_t) \quad \dots\dots\dots(7-21)$$

一般情况下,应按下列三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 $|\sigma_t| \leq [\sigma]_t$ 。

- f) 换热管与管板连接的拉脱力见式(7-22)。

$$q = \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \quad \dots\dots\dots(7-22)$$

计算结果应满足 $|q| \leq [q]$ 。

对于对接连接的内孔焊结构,换热管轴向应力应相应满足 $|\sigma_t| \leq \phi \min\{[\sigma]_t', [\sigma]_t''\}$,同时不再校核拉脱力。

表 7-7 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

7.4.4.3 b型、c型、d型连接方式管板的计算步骤

- a) 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 。
- b) 根据管板结构尺寸按 7.4.8 计算 A_d 、 A_t 、 D_t 、 R 和 ρ_t 。
- c) 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'' 。
- d) 按式(7-23)~式(7-31)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 ;



$$D = \frac{E_p \delta^3}{12(1-\nu^2)} \dots\dots\dots (7-23)$$

$$k_s = \frac{1.82}{\sqrt{D_i \delta_s}} \dots\dots\dots (7-24)$$

$$k_h = \frac{1.82}{\sqrt{D_i \delta_h}} \dots\dots\dots (7-25)$$

$$\omega' = 4.4 k_s D_i [1 + (1 + k_s \delta'_f)^2] \left(\frac{\delta_s}{D_i}\right)^3 \dots\dots\dots (7-26)$$

$$\omega'' = 4.4 k_h D_i [1 + (1 + k_h \delta''_f)^2] \left(\frac{\delta_h}{D_i}\right)^3 \dots\dots\dots (7-27)$$

$$K'_f = \frac{1}{12} \left[\frac{2E'_f b_f}{D_i + b_f} \left(\frac{2\delta'_f}{D_i}\right)^3 + \omega' E_s \right] = \frac{E_s}{12} \left[\frac{E'_f}{E_s} \frac{2b_f}{D_i + b_f} \left(\frac{2\delta'_f}{D_i}\right)^3 + \omega' \right] \dots\dots\dots (7-28)$$

$$K''_f = \frac{1}{12} \left[\frac{2E''_f b_f}{D_i + b_f} \left(\frac{2\delta''_f}{D_i}\right)^3 + \omega'' E_h \right] = \frac{E_h}{12} \left[\frac{E''_f}{E_h} \frac{2b_f}{D_i + b_f} \left(\frac{2\delta''_f}{D_i}\right)^3 + \omega'' \right] \dots\dots\dots (7-29)$$

$$K_f = K'_f + K''_f \dots\dots\dots (7-30)$$

$$\tilde{K}_f = \frac{D_i^2 D_t}{8D} K_f \dots\dots\dots (7-31)$$

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 $\delta''_f, b_f, \delta_h$ 计算 K''_f 。

e) 由图 7-6、图 7-7 和图 7-8 按 \tilde{K}_f 和 ρ_t 分别查取 C_c, C_e, C_M 。

f) 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 $p_d = |p_t|$ 。

g) 管板中心处 ($r=0$)、布管区周边处 ($r=R_t$)、管板边缘处 ($r=R$) 的径向应力分别按式(7-32)、式(7-33)、式(7-34)计算:

$$(\sigma_r)_{r=0} = \pm \frac{C_c}{\mu} p_d \left(\frac{D_i}{\delta}\right)^2 \dots\dots\dots (7-32)$$

$$(\sigma_r)_{r=R_t} = \pm \frac{C_e}{\mu} p_d \left(\frac{D_i}{\delta}\right)^2 \dots\dots\dots (7-33)$$

$$(\sigma_r)_{r=R} = \mp C_M p_d \left(\frac{D_i}{\delta}\right)^2 \dots\dots\dots (7-34)$$

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

h) 换热管轴向应力见式(7-35)。

$$\sigma_t = -(p_s - p_t) \frac{\pi d^2}{4a} - p_t \dots\dots\dots (7-35)$$

一般情况下, 应按下列三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) 换热管与管板连接的拉脱力见式(7-36)。

$$q = \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \dots\dots\dots (7-36)$$

计算结果应满足 $|q| \leq [q]$ 。

对于对接连接的内孔焊结构,换热管轴向应力应满足 $|\sigma_t| \leq \phi \min\{[\sigma]_t^t, [\sigma]_r^t\}$,同时不再校核拉脱力。

7.4.4.4 e型、f型连接方式管板的计算步骤

- 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。
- 根据管板结构尺寸按7.4.8计算 A_d 、 A_t 、 D_t 、 R 和 ρ_t 。
- 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'' 。
- 按式(7-23)~式(7-31)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 ,按式(7-37)、式(7-38)计算 \tilde{K}_f° 。

对于e型连接方式:

$$\tilde{K}_f^\circ = \tilde{K}_f \cdot K_f' / K_f \dots\dots\dots (7-37)$$

对于f型连接方式:

$$\tilde{K}_f^\circ = \tilde{K}_f \cdot K_f'' / K_f \dots\dots\dots (7-38)$$

- 由图7-6、图7-7和图7-8,按 \tilde{K}_f 和 ρ_t 分别查取 C_c 、 C_e 、 C_M 。
- 如果不能保证壳程压力 p_s 和管程压力 p_t 在任何情况下都能同时作用时,则不允许以壳程压力和管程压力的压力差进行管板设计。

分别以①壳程设计压力 p_s (令 $p_t=0$) 和以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 ($r=R$) 的径向应力分别按式(7-39)、式(7-40)、式(7-41)计算。如果 p_s 和 p_t 之一为负压时,则应考虑压差的危险组合。

$$(\sigma_r)_{r=0} = \pm \frac{C_c}{\mu} (p_s - p_t) \left(\frac{D_i}{\delta}\right)^2 \dots\dots\dots (7-39)$$

$$(\sigma_r)_{r=R_t} = \pm \frac{C_e}{\mu} (p_s - p_t) \left(\frac{D_i}{\delta}\right)^2 \dots\dots\dots (7-40)$$

$$(\sigma_r)_{r=R} = \mp C_M (p_s - p_t) \left(\frac{D_i}{\delta}\right)^2 \dots\dots\dots (7-41)$$

式中 \pm 号(或 \mp 号)分别代表管板管程表面和壳程表面的应力。

- 由图7-9按 \tilde{K}_f° 和 ρ_t 分别查取 $\xi_R(\tilde{K}_f^\circ, \rho_t=1)$ 和 $\xi_T(\tilde{K}_f^\circ, \rho_t)$ 。

- 按式(7-42)计算法兰计算系数 Y 。

$$Y = \frac{1}{X-1} \left(0.66845 + 5.71690 \frac{X^2 \lg X}{X^2 - 1} \right) \dots\dots\dots (7-42)$$

其中式(7-42)中 $X = (D_i + 2b_f) / D_i$ 。

- 按式(7-43)计算基本法兰力矩 M_m ,按GB 150.3—2011第7章确定操作工况下法兰力矩 M_p

$$M_m = A_m \cdot L_G [\sigma]_b \dots\dots\dots (7-43)$$

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 150.3—2011第7章的规定。

- 按表7-8计算法兰预紧力矩 M_{t0} 。

表 7-8 预紧力矩计算表

压力组合	预紧力矩 $M_{f0}/(N \cdot mm/mm)$	
	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 条所述工况)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,分别按式(7-44)、式(7-45)计算。

$$(\sigma_r^o)_{r=0} = (\sigma_r^o)_{r=R_t} = \mp \xi_T \frac{6M_{f0}}{\mu \delta^2} \dots\dots\dots (7-44)$$

$$(\sigma_r^o)_{r=R} = \mp \xi_R \frac{6M_{f0}}{\delta^2} \dots\dots\dots (7-45)$$

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[见式(7-46)]:

$$\sigma_f = \frac{\pi Y M_{ws}}{\delta_f^2} \dots\dots\dots (7-46)$$

δ_f 和 M_{ws} 见表 7-9。

表 7-9 设计力矩计算表

	设计力矩 $M_{ws}/(N \cdot mm/mm)$	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 7-10 中所列校核条件,否则应调整厚度,重新计算。

表 7-10 应力校核条件表

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

n) 换热管轴向应力按式(7-47)计算。

$$\sigma_t = -(p_s - p_t) \frac{\pi d^2}{4a} - p_t \quad \dots\dots\dots (7-47)$$

一般情况下,应按下列三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) 换热管与管板连接拉脱力按式(7-48)计算。

$$q = \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \quad \dots\dots\dots (7-48)$$

计算结果应满足 $|q| \leq [q]$ 。

对于对接连接的内孔焊结构,换热管轴向应力应满足 $|\sigma_t| \leq \phi \min\{[\sigma]_t^t, [\sigma]_t^t\}$,同时不再校核拉脱力。

7.4.4.5 应力计算公式

应力计算公式见表 7-13。

7.4.5 浮头式与填料函式热交换器管板

本计算适用于不兼作法兰的管板,即图 7-3 中所示 a 型连接方式的管板。对于固定端为 b 型、c 型、d 型连接方式的管板设计可按 JB 4732—1995(2005 年确认)附录 I。

对于本标准图 6-7 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 7.4.2 和相关结构设计及刚度的要求,不必进行管板元件的设计应力校核。

7.4.5.1 符号

- 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 7.4.8.1 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 7.4.8.2 计算, mm^2 ;
- a ——1 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 7-10;
- D_G ——固定端管板垫片压紧力作用中心圆直径,按 GB 150.3—2011 第 7 章, mm ;
- D_t ——管板布管区当量直径,按 7.4.8.3 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_{we} ——系数,按 $\tilde{K}_t^{1/3}$ 和 $\tilde{P}_a^{1/2}$ 和 $1/\rho_t$ 查图 7-11;
- 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 ——换热管与管板胀接长度或焊脚高度,按 6.6.1 或 6.6.2 的规定, mm ;
- n ——换热管根数;

- \tilde{P}_a ——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;
- $[q]$ ——许用拉脱力,按 7.4.7 选取,MPa;
- S ——换热管中心距,mm;
- β ——系数;
- δ ——管板计算厚度,mm;
- δ_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 值;
- 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_t ——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。

7.4.5.2 计算步骤

- a) 计算 D_G , 根据布管区尺寸按 7.4.8 计算 A_d, A_t, D_t 和 ρ_t 。
- b) 按式(7-21)求 a , 按式(7-49)~式(7-52)计算 $A_1, \beta, K_t, \tilde{K}_t$ 。

$$A_1 = A_t - n \cdot \frac{\pi d^2}{4} \dots\dots\dots (7-49)$$

$$\beta = \frac{na}{A_1} \dots\dots\dots (7-50)$$

$$K_t = \frac{E_t na}{LD_t} \dots\dots\dots (7-51)$$

$$\tilde{K}_t = \frac{K_t}{\eta E_p} \dots\dots\dots (7-52)$$

- c) 按 7.3.2 确定 $[\sigma]_{cr}^t$ 。
- d) 确定管板计算压力。

对于浮头式热交换器(S型、T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,则按式(7-53):

$$p_d = | p_s - p_t | \dots\dots\dots (7-53)$$

否则取下列两值中的较大者,见式(7-54):

$$p_d = | p_s | \text{ 或 } p_d = | p_t | \dots\dots\dots (7-54)$$

对于填料函式热交换器(P型后端结构),见式(7-55):

$$p_d = | p_t | \dots\dots\dots (7-55)$$

- e) 按式(7-56)计算 \tilde{P}_a , 并按 $\tilde{K}_t^{1/3} / \tilde{P}_a^{1/2}$ 和 $1/\rho_t$, 查图 7-10 得到 C , 查图 7-11 得到 G_{we} , 当横坐标参数超过范围时,可外延近似取值。

$$\tilde{P}_a = \frac{p_d}{1.5\mu[\sigma]_r^t} \dots\dots\dots (7-56)$$

f) 管板计算厚度见式(7-57):

$$\delta = CD_t \sqrt{\tilde{P}_a} \quad \dots\dots\dots (7-57)$$

g) 换热管的轴向应力。

浮头式热交换器(S型、T型后端结构)见式(7-58):

$$\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - (p_s - p_t) \frac{A_t}{A_1} G_{we} \right] \quad \dots\dots\dots (7-58)$$

填料函式热交换器:

P型后端结构,按式(7-59)计算;

W型后端结构,令 $G_{we} = 0$,代入式(7-59)计算:

$$\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c + P_t \frac{A_t}{A_1} G_{we} \right] \quad \dots\dots\dots (7-59)$$

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,应按下列三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) 换热管与管板连接拉脱力的计算见式(7-60)。

$$q = \frac{\sigma_t a}{\pi dl} \quad \dots\dots\dots (7-60)$$

计算结果应满足 $|q| \leq [q]$ 。

对于对接连接的内孔焊结构,换热管轴向应力应满足 $|\sigma_t| \leq \phi \min\{[\sigma]_t^t, [\sigma]_r^t\}$,同时不再校核拉脱力。

7.4.5.3 浮头式、填料函式热交换器管板计算表

见表 7-15。

7.4.6 固定管板式热交换器管板

- a) 本节适用的管板:图 7-3 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) 本节计算适用于管板周边不布管区较窄的管板,参数范围如下:
 $K < 2.0$ 时, $k \leq 1.0$ 且 $\rho_t \geq 0.7$;
 $K \geq 2.0$ 时, $k \leq 1.0$ 且 $\rho_t \geq 0.8$;
- 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 7.4.6.5 的要求进行计算;
- d) 对于结构特殊,如管板周边不布管区较宽[超出 7.4.6 b)]范围的管板,或与法兰搭焊连接的固定式管板,可按 JB 4732—1995(2005 确认)附录 I 进行计算;
- e) 在本节计算中,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。

7.4.6.1 符号

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

7.4.8.1 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 7.4.8.2 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 7.4.8.3 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 7-4 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_i 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 7-16 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 7-13;

G_3 ——系数, 按 K 和 Q_{ex} 查图 7-15;

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 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, $1/\text{mm}$;

k_s ——壳程圆筒壳常数, $1/\text{mm}$;

L ——换热管有效长度(两管板内侧间距), mm ;

l ——换热管与管板胀接长度或焊脚高度, 按 6.6.1 或 6.6.2 的规定, mm ;

\tilde{M} ——管板边缘力矩系数;

- M_1 —— 系数；
 \widetilde{M}_b —— 边界效应压力组合系数；
 M_m —— 基本法兰力矩, $N \cdot mm$ ；
 \widetilde{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 150.3—2011 第 7 章确定,取计算压力等于 p_t ,
 $N \cdot mm$ ；
 \widetilde{M}_p —— 管程压力操作工况下的法兰力矩系数；
 $\Delta\widetilde{M}$ —— 管板边缘力矩变化系数；
 $\Delta\widetilde{M}_f$ —— 法兰力矩变化系数；
 \widetilde{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 \widetilde{K}_f 查图 7-12；
 m_2 —— 管板第二弯矩系数,按 K 和 Q_{ex} 查图 7-14 a)或图 7-14 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,换热管束与圆筒刚度比；
 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 7.4.7 选取,MPa；
 S —— 换热管中心距,mm；
 t_0 —— 制造环境温度, $^{\circ}C$ ；
 t_s —— 沿长度平均的壳程圆筒金属温度, $^{\circ}C$ ；
 t_t —— 沿长度平均的换热管金属温度, $^{\circ}C$ ；
 ν —— 管板边缘剪切系数；
 Y —— 法兰计算系数,意义同 GB 150.3—2011 第 7 章；
 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 7.4.6.5 的
 规定, $mm/(mm \cdot ^{\circ}C)$ ；
 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, $mm/(mm \cdot ^{\circ}C)$ ；
 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,当管箱法兰采用长颈对焊法兰时,取颈部大小端厚度平均值;当管箱法兰
 采用乙型平焊法兰时,取法兰短节厚度 mm；
 δ_s —— 壳程圆筒厚度,mm；
 δ_{s2} —— 壳程筒体分段时,中间段圆筒厚度,mm；

- δ_i —— 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 值;
- 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 7.4.6.4;
- ρ_i —— 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, 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材料的许用应力, MPa;
- $[\sigma]_{cr}^t$ —— 换热管稳定许用压应力, 按 7.3.2 确定, MPa;
- $[\sigma]_f^t$ —— 壳体法兰许用应力, MPa;
- $[\sigma]_p^t$ —— 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。

7.4.6.2 设计条件的危险组合

管板设计应根据设计条件按表 7-11 中的 6 种计算工况进行各元件的应力校核。

表 7-11 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 兼作法兰	$\tilde{M}_m + (\Delta \tilde{M})M_1$		\tilde{M}_p		$= \begin{cases} \tilde{M}_m + (\Delta \tilde{M})M_1 \\ \tilde{M}_p \end{cases}$ 计算取值见 7.4.6.3 计算步骤 h)	

7.4.6.3 计算步骤

- 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) 按式(7-21)计算
- a
- , 按式(7-61)~式(7-71)计算
- $A, A_1, A_s, K_t, \lambda, \lambda_{ex}, Q, Q_{ex}, \beta, \Sigma_s, \Sigma_t$
- , 按 7.3.2 确定
- $[\sigma]_{cr}'$
- , 按 7.4.8 计算
- A_t, D_t, ρ_t
- 。

$$A = \frac{\pi D_i^2}{4} \quad \dots\dots\dots (7-61)$$

$$A_1 = A - n \frac{\pi d^2}{4} \quad \dots\dots\dots (7-62)$$

$$A_s = \pi \delta_s (D_i + \delta_s) \quad \dots\dots\dots (7-63)$$

$$K_t = \frac{E_t n a}{L D_i} \quad \dots\dots\dots (7-64)$$

$$\lambda = \frac{A_1}{A} \quad \dots\dots\dots (7-65)$$

$$\lambda_{ex} = \left(\frac{D_{ex}}{D_i} \right)^2 - 1 \quad \dots\dots\dots (7-66)$$

$$Q = \frac{E_t n a}{E_s A_s} \quad \dots\dots\dots (7-67)$$

$$Q_{ex} = \begin{cases} Q + \frac{E_t n a}{K_{ex} L} = E_t n a \frac{E_s A_s + K_{ex} L}{E_s A_s K_{ex} L} & \text{壳体带膨胀节} \\ Q & \text{壳体不带膨胀节} \end{cases} \quad \dots\dots\dots (7-68)$$

$$\beta = \frac{n a}{A_1} \quad \dots\dots\dots (7-69)$$

$$\Sigma_s = 0.4 + \frac{0.6}{\lambda} (1 + Q) - \frac{\lambda_{ex}}{2\lambda} (Q_{ex} - Q) \quad \dots\dots\dots (7-70)$$

$$\Sigma_t = 0.4(1 + \beta) + \frac{1}{\lambda} (0.6 + Q_{ex}) \quad \dots\dots\dots (7-71)$$

- c) 对于其延长部分兼作法兰的管板, 按式(7-72)计算
- M_m
- 。按 GB 150.3—2011 第 7 章确定
- M_p
- , 取
- p_t
- 为法兰计算压力。

$$M_m = A_m \cdot L_G [\sigma]_b \quad \dots\dots\dots (7-72)$$

式中 $A_m, L_G, [\sigma]_b$ 按 GB 150.3—2011 第 7 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'
- , 按式(7-73)~式(7-85)计算
- $b_f, K, k, k_s, k_h, C', C'', \omega', \omega'', K_f', K_f'', K_f$
- 和
- \tilde{K}_f
- 。

$$b_f = \frac{1}{2} (D_f - D_i) \quad \dots\dots\dots (7-73)$$

$$K = \left[1.32 \frac{D_i}{\delta} \sqrt{\frac{E_t n a}{E_p \eta L \delta}} \right]^{1/2} \quad \dots\dots\dots (7-74)$$

$$k = K(1 - \rho_t) \quad \dots\dots\dots (7-75)$$

$$k_s = \frac{1.82}{\sqrt{D_i \delta_s}} \dots\dots\dots (7-76)$$

$$k_h = \frac{1.82}{\sqrt{D_i \delta_h}} \dots\dots\dots (7-77)$$

$$C' = \frac{2(1 + k_s \delta'_f)}{(k_s D_i)^2} \dots\dots\dots (7-78)$$

$$C'' = \frac{2(1 + k_h \delta''_f)}{(k_h D_i)^2} \dots\dots\dots (7-79)$$

$$\omega' = 4.4 k_s D_i [1 + (1 + k_s \delta'_f)^2] \left(\frac{\delta_s}{D_i}\right)^3 \dots\dots\dots (7-80)$$

$$\omega'' = 4.4 k_h D_i [1 + (1 + k_h \delta''_f)^2] \left(\frac{\delta_h}{D_i}\right)^3 \dots\dots\dots (7-81)$$

$$K'_f = \frac{1}{12} \left[\frac{2E'_f b_f}{D_i + b_f} \left(\frac{2\delta'_f}{D_i}\right)^3 + \omega' E_s \right] = \frac{E_s}{12} \left[\frac{E'_f}{E_s} \frac{2b_f}{D_i + b_f} \left(\frac{2\delta'_f}{D_i}\right)^3 + \omega' \right] \dots\dots\dots (7-82)$$

$$K''_f = \frac{1}{12} \left[\frac{2E''_f b_f}{D_i + b_f} \left(\frac{2\delta''_f}{D_i}\right)^3 + \omega'' E_h \right] = \frac{E_h}{12} \left[\frac{E''_f}{E_h} \frac{2b_f}{D_i + b_f} \left(\frac{2\delta''_f}{D_i}\right)^3 + \omega'' \right] \dots\dots\dots (7-83)$$

对于 b 型连接方式的管板,式(7-82)、式(7-83)中 $b_f=0, \delta'_f=\delta''_f=0$ 。

$$K_f = \begin{cases} K'_f & (\text{c 型、e 型}) \\ K'_f + K''_f & (\text{b 型}) \end{cases} \dots\dots\dots (7-84)$$

$$\tilde{K}_f = \frac{\pi K_f}{4K_t} \dots\dots\dots (7-85)$$

e) 由图 7-12,按 K 和 \tilde{K}_f 查 m_1 ,按式(7-86)计算 ψ 值;由图 7-13 按 K 和 \tilde{K}_f 查 G_2 值。

$$\psi = \frac{m_1}{K \tilde{K}_f} \dots\dots\dots (7-86)$$

f) 由图 7-14 a)按 K 和 Q_{ex} 查 m_2 ;或由图 7-14 b)按 K 和 Q_{ex} 查 m_2/Q_{ex} ,按式(7-87)计算 m_2 。

$$m_2 = \left(\frac{m_2}{Q_{ex}}\right) \cdot Q_{ex} \dots\dots\dots (7-87)$$

g) 对于其延长部分兼作法兰的管板,按式(7-88)计算 M_1 ,由图 7-15 按 K 和 Q_{ex} 查 G_3 ,按式(7-89)~式(7-91) 计算 $\xi, \Delta\tilde{M}, \Delta\tilde{M}_f$ 。

$$M_1 = \frac{m_1}{2K(Q_{ex} + G_2)} \dots\dots\dots (7-88)$$

$$\xi = \frac{\tilde{K}_f}{\tilde{K}_f + G_3} \dots\dots\dots (7-89)$$

$$\Delta\tilde{M} = \frac{1}{\xi + \frac{K'_f}{K''_f}} \dots\dots\dots (7-90)$$

$$\Delta\tilde{M}_f = \frac{K'_f}{K''_f} \Delta\tilde{M} \dots\dots\dots (7-91)$$

h) 按表 7-11 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。

按式(7-92)计算 γ ,按式(7-93)、式(7-94)计算 P_c, P_a 。

对于不带法兰的管板,按式(7-95)、式(7-96)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,按式(7-97)~式(7-100)计算 $\tilde{M}_m, \tilde{M}_p, \tilde{M}$;对于计算工况⑤⑥则应按下列两条路径完成式(7-96)~式(7-106)的计算过程:

路径 1):按式(7-99)计算 \tilde{M} ;

路径 2):按式(7-100)计算 \tilde{M} 。

将上述两个计算路径的 f_r 结果进行比较[f_r 的计算方法见第 i)、j)条],取 f_r 绝对值大者作为该计算工况 f_r 的最终计算结果。

$$\gamma = \alpha_t(t_t - t_0) - \alpha_s(t_s - t_0) \quad \dots\dots\dots(7-92)$$

$$P_c = p_s - p_t(1 + \beta) \quad \dots\dots\dots(7-93)$$

$$P_a = \sum_s p_s - \sum_t p_t + \beta \gamma E_{tm} \quad \dots\dots\dots(7-94)$$

$$P_b = C'(p_s - 0.15p_t) - 0.85C''p_t \quad \dots\dots\dots(7-95)$$

$$\tilde{M}_b = \frac{P_b}{\lambda P_a} \quad \dots\dots\dots(7-96)$$

$$\tilde{M}_m = \frac{4M_m}{\lambda \pi D_i^3 P_a} \quad \dots\dots\dots(7-97)$$

$$\tilde{M}_p = \frac{4M_p}{\lambda \pi D_i^3 P_a} \quad \dots\dots\dots(7-98)$$

$$\tilde{M} = \begin{cases} \tilde{M}_m + (\Delta\tilde{M})M_1 & \text{壳程压力作用} \\ \tilde{M}_p & \text{管程压力作用} \end{cases} \quad \dots\dots\dots(7-99)$$

i) 按式(7-101)、式(7-102)计算 ν 、 m 。

$$\nu = \psi \cdot \tilde{M} \quad \dots\dots\dots(7-101)$$

$$m = \frac{m_1 + \nu m_2}{1 + \nu} \quad \dots\dots\dots(7-102)$$

j) 确定 f_r 值[见式(7-103)~式(7-106)]:

1) $m \geq 0.9$ [指图 7-16 a)中曲线以上范围],按 7.4.6.4 计算 f_{rb} 。

$$f_r = f_{rb} \quad \dots\dots\dots(7-103)$$

2) $0.3 \leq m < 0.9$ [指图 7-16 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 7.4.6.4 确定 f_{ri} 、 f_{rb} 。

$$f_r = \begin{cases} f_{ri} & (|f_{ri}| \geq |f_{rb}|) \\ f_{rb} & (|f_{ri}| < |f_{rb}|) \end{cases} \quad \dots\dots\dots(7-104)$$

3) $-3 \leq m < 0.3$,按 7.4.6.4 确定 f_{ri} 。

$$f_r = f_{ri} \quad \dots\dots\dots(7-105)$$

4) $m < -3$ 时, f_r 按式(7-106)计算。

$$f_r = m - \frac{0.7}{K} \quad \dots\dots\dots(7-106)$$

k) 按式(7-107)确定 G_1 值。

$$G_1 = \frac{3f_r}{K} \quad \dots\dots\dots(7-107)$$

l) 按式(7-108)~式(7-114)计算应力 $\tilde{\sigma}_r$ 、 σ_r 、 τ_p 、 σ_c 、 σ_t 、 q 。

$$\tilde{\sigma}_r = \frac{(1 + \nu)G_1}{4(Q_{ex} + G_2)} \quad \dots\dots\dots(7-108)$$

$$\sigma_r = \tilde{\sigma}_r P_a \frac{\lambda}{\mu} \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \quad \dots\dots\dots(7-109)$$

$$\tilde{\tau}_p = \frac{1}{4} \cdot \frac{1 + \nu}{Q_{ex} + G_2} \quad \dots\dots\dots(7-110)$$

$$\tau_p = \tilde{\tau}_p \frac{\lambda P_a \left(\frac{D_i}{\delta} \right)}{\mu} \dots\dots\dots (7-111)$$

$$\sigma_c = \frac{A}{A_s} \left[p_t + \frac{\lambda(1+\nu)}{Q_{ex} + G_2} P_a \right] \dots\dots\dots (7-112)$$

$$\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - \frac{G_2 - \nu Q_{ex}}{Q_{ex} + G_2} P_a \right] \dots\dots\dots (7-113)$$

$$q = \frac{\sigma_t a}{\pi d l} \dots\dots\dots (7-114)$$

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:

计入膨胀变形差:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

对于对接连接的内孔焊结构,换热管轴向应力应满足 $|\sigma_t| \leq \phi \min \{ [\sigma]_t^t, [\sigma]_r^t \}$,同时不再校核拉脱力。

对于兼作法兰的管板延长部分,还应按式(7-115)、式(7-116)计算 \tilde{M}_{ws} ,再由 \tilde{M}_{ws} 按式(7-117)计算法兰应力 σ'_f 。

$$\tilde{M}_{ws} = \begin{cases} \xi \cdot \tilde{M}_m - (\Delta \tilde{M}_f) M_1 & \text{壳程压力作用} \dots\dots\dots (7-115) \\ \xi \cdot \tilde{M}_p - M_1 & \text{管程压力作用} \dots\dots\dots (7-116) \end{cases}$$

$$\sigma'_f = \frac{\pi}{4} Y \tilde{M}_{ws} \lambda P_a \left(\frac{D_i}{\delta'_f} \right)^2 \dots\dots\dots (7-117)$$

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 按式(7-42)计算。

对于计算工况⑤⑥应分别按式(7-115)、式(7-116)计算 \tilde{M}_{ws} ,取其中绝对值大者之 \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 1) 中的条件不能满足时,应重新假设管板厚度或壳体法兰厚度,也可以调整其他元件结构尺寸,直至满足上述条件为止。

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

n) 由计算厚度按 7.4.1 确定管板厚度。

7.4.6.4 f_{ri} 、 f_{rb} 的确定

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 7-16 a)、图 7-16 b),得到 f_{ri} 。

当 K 值超出图 7-16 a)、图 7-16 b) 所给曲线范围时, f_{ri} 取值见式(7-118)、式(7-119):

当 $K < 1$ 时,

$$f_{ri} = m - 0.412 5K \dots\dots\dots (7-118)$$

当 $K > 6$ 时,取

$$f_{ri}(m, K) = f_{ri}(m, 6) \quad \dots\dots\dots (7-119)$$

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。

按式(7-120)计算边缘弯矩折减系数 ξ_b 。7.4.6 适用范围内的管板,如 $\rho_t < 0.8$ 则以 $\rho_t = 0.8$ 计算 k, ξ_b :

$$\xi_b = 1 + c_1 k + c_2 k^2 + c_3 k^3 + \frac{1}{m}(c_4 k + c_5 k^2 + c_6 k^3) \quad \dots\dots\dots (7-120)$$

当式(7-120)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:

$$f_{rb} = \xi_b m = m(1 + c_1 k + c_2 k^2 + c_3 k^3) + (c_4 k + c_5 k^2 + c_6 k^3) \quad \dots\dots\dots (7-121)$$

式中:

$$c_1 = \begin{cases} \frac{0.7}{K} - \frac{0.7}{K^2} \left(1 + \frac{2}{1.35 + 0.4 \sqrt{K}} \right) & K > 2.0 \\ 0 & K \leq 2.0 \end{cases}$$

$$c_2 = \begin{cases} K^2 \left(\frac{0.019 + 0.005 2 (0.25K)^4}{0.275 + 0.081 / (0.25K)^4 + 0.059 (0.25K)^4} - 0.088 5 \right) & K \leq 4 \\ -0.5 & K > 4 \end{cases}$$

$$c_3 = \begin{cases} K \left(0.084 93 - \frac{0.073 2 + 0.137 2 (0.25K)^4}{1.65 + 0.487 5 / (0.25K)^4 + 3.292 8 (0.25K)^4} \right) & K \leq 4 \\ 0.235 7 - \frac{0.2}{K} & K > 4 \end{cases}$$

$$c_4 = \begin{cases} 0.91 \left(0.194 - \frac{0.182}{1 + (3/K)^4} \right) - 1 & K \leq 10 \\ -1 & K > 10 \end{cases}$$

$$c_5 = \begin{cases} \frac{1}{K} \left(0.412 5 + \frac{1 + 0.430 5 (0.25K)^4 + 0.023 6 (0.25K)^8}{0.5 + 0.148 / (0.25K)^4 + 0.107 (0.25K)^4 + 0.011 66 (0.25K)^8} \right) & K \leq 4 \\ 0.707 1 - \frac{0.5}{K} & K > 4 \end{cases}$$

$$c_6 = \begin{cases} -\frac{1}{K^2} \left(\frac{1 + 0.74 (0.25K)^4 + 0.125 (0.25K)^8}{0.69 + 0.204 / (0.25K)^4 + 0.147 48 (0.25K)^4} \right) & K \leq 4 \\ \frac{1}{12 \sqrt{K} - 1.9} - \frac{1}{6} & K > 4 \end{cases}$$

7.4.6.5 壳程圆筒分段时的管板计算

壳程圆筒分段设计时(见图 7-4),应满足本节结构要求并按照本节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二者弹性模量引起的偏差,可用本法计算。图 7-4 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

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

b) 计算

壳程筒体分段设计时,参数 Q, α_s 应按本节进行调整后,再按 7.4.6.3 进行固定管板式热交换器的计算。

Q 按式(7-122)计算:

$$Q = \frac{E_1 n a}{E_s A_s} \left[\frac{L'_1 + L''_1}{L} + \frac{(L - L'_1 - L''_1) \delta_s}{L \delta_{s2}} \right] \dots\dots\dots (7-122)$$

α_s 按式(7-123)计算:

$$\alpha_s = \alpha_{s1} \cdot \frac{L'_1 + L''_1}{L} + \alpha_{s2} \cdot \frac{(L - L'_1 - L''_1)}{L} \dots\dots\dots (7-123)$$

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, mm/(mm·°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, mm/(mm·°C)。

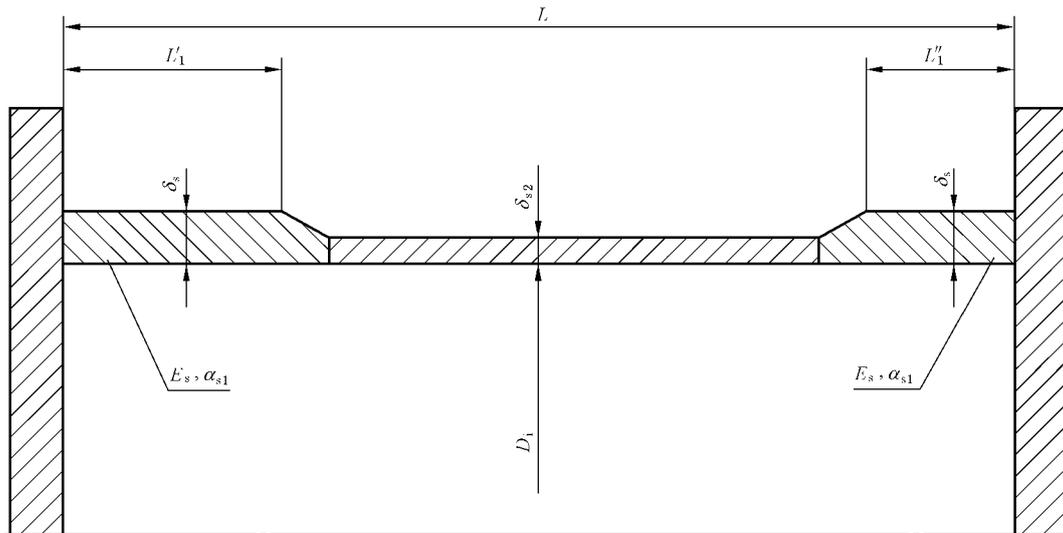


图 7-4 壳程圆筒分段

7.4.6.6 应力计算公式及管板计算表

见表 7-13、表 7-16 和表 7-17。

7.4.7 换热管与管板连接的许用拉脱力

换热管与管板连接的许用拉脱力按表 7-12 选取。

表 7-12 许用拉脱应力

MPa

换热管与管板连接结构型式			[q]
胀接	钢管	管端不卷边,管孔不开槽	2
		管端卷边或管孔开槽	4
	其他金属管	管孔开槽	3
焊接(钢管、其他金属管)			0.5 min{[σ] _t ¹ , [σ] _t ² }

7.4.8 管板布管区计算参数

7.4.8.1 管板分程处面积 A_d

管板分程处面积 A_d (即图 7-5 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°)、转角三角形(60°)、正方形(90°)、转角正方形(45°)4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 7-5。

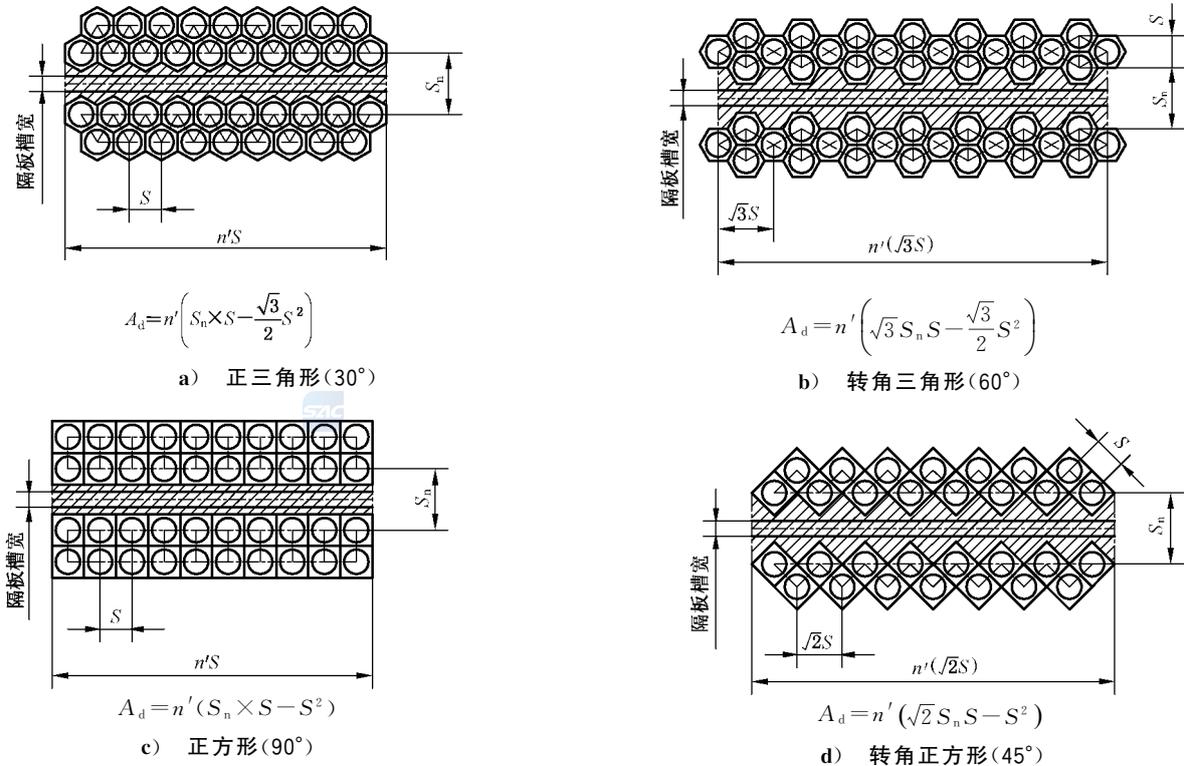


图 7-5 管板分程处面积

7.4.8.2 管板布管区面积 A_t

a) 对于 U 形管式热交换器管板, 见式(7-124)、式(7-125):

三角形排列 $A_t = 1.732nS^2 + A_d \dots\dots\dots (7-124)$

正方形排列 $A_t = 2nS^2 + A_d \dots\dots\dots (7-125)$

b) 对于浮头式、填料函式与固定式热交换器管板, 见式(7-126)、式(7-127):

三角形排列 $A_t = 0.866nS^2 + A_d \dots\dots\dots (7-126)$

正方形排列 $A_t = nS^2 + A_d \dots\dots\dots (7-127)$

7.4.8.3 管板布管区其他参数

a) 管板布管区当量直径 D_t 见式(7-128):

$$D_t = \sqrt{4A_t/\pi} \dots\dots\dots (7-128)$$

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 150.3—2011 第 7 章计算 D_G , 见式(7-129):

$$R = D_G/2 \dots\dots\dots (7-129)$$

对于其他连接方式的管板, 见式(7-130):

$$R = D_i/2 \dots\dots\dots (7-130)$$

c) 布管区当量直径 D_t 与计算直径 $2R$ 之比 ρ_t 见式(7-131):

$$\rho_t = \frac{D_t}{2R} \dots\dots\dots (7-131)$$

7.4.9 计算表

计算表如下：

- a) 表 7-13 应力计算公式汇总表；
- b) 表 7-14 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)；
- c) 表 7-15 浮头式、填料函式热交换器管板计算表；
- d) 表 7-16 延长部分兼作法兰的固定管板式热交换器管板计算表；
- e) 表 7-17 不带法兰的固定管板式热交换器管板计算表。

表 7-13 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'_t	$\sigma'_t = \frac{\pi}{4} Y \tilde{M}_{ws} \lambda P_a \left(\frac{D_i}{\delta'_t}\right)^2$		仅对管板延长部分兼作法兰的热交换器计算
	q	$q = \frac{\sigma_t a}{\pi dl}$		
浮头式	σ_t	$\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - (p_s - p_t) \frac{A_1}{A_1} G_{we} \right]$	G_{we} 值按 $\frac{\tilde{K}_t^{1/3}}{P_a^{1/2}}, \frac{1}{\rho_t}$ 查图 7-11	
	q	$q = \frac{\sigma_t a}{\pi dl}$		
填料函式	σ_t	$\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left(P_c + \frac{A_1}{A_1} G_{we} p_t \right)$		
	q	$q = \frac{\sigma_t a}{\pi dl}$		
U 形管式	σ_r	$ \sigma_r _{r=0} = \left \frac{C_c}{\mu} (p_s - p_t) \left(\frac{D_i}{\delta}\right)^2 - \xi_T \frac{6M_{f0}}{\mu\delta^2} \right $ $ \sigma_r _{r=R_t} = \left \frac{C_e}{\mu} (p_s - p_t) \left(\frac{D_i}{\delta}\right)^2 - \xi_T \frac{6M_{f0}}{\mu\delta^2} \right $ $ \sigma_r _{r=R} = \left C_M (p_s - p_t) \left(\frac{D_i}{\delta}\right)^2 + \xi_R \frac{6M_{f0}}{\delta^2} \right $	对于 a 型、b 型、c 型、d 型 $M_{f0} = 0$	
	σ_f	$\sigma_f = \frac{\pi Y M_{ws}}{\delta_f^2}$	仅对 e 型、f 型	
	σ_t	$\sigma_t = -(p_s - p_t) \frac{\pi d^2}{4a} - p_t$		
	q	$q = \frac{\sigma_t a}{\pi dl}$		

表 7-14 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	
	厚度 δ_s	mm	
管箱	圆筒厚度 δ_h	mm	宽度 b_f mm 确定管箱法兰(凸缘)厚度 δ_f'' mm
U 形管	外径 d	mm	$\omega'' = 4.4k_h D_i [1 + (1 + k_h \delta_f'')^2] \left(\frac{\delta_h}{D_i}\right)^3$
	壁厚 δ_t	mm	旋转刚度参数 MPa
	根数 n		$K_f'' = \frac{E_h}{12} \left[\frac{E_f''}{E_h} \frac{2b_f}{D_i + b_f} \left(\frac{2\delta_f''}{D_i}\right)^3 + \omega'' \right]$
	管心距 S	mm	确定壳体法兰(凸缘)厚度 δ_f' mm
	一根管壁横截面积 a	mm ²	$\omega' = 4.4k_s D_i [1 + (1 + k_s \delta_f')^2] \left(\frac{\delta_s}{D_i}\right)^3$
	A_d ——见 7.4.8.1	mm ²	其中: $k_s = \frac{1.82}{\sqrt{D_i \delta_s}} \quad k_h = \frac{1.82}{\sqrt{D_i \delta_h}}$
布管区	布管区面积 A_t	mm ²	旋转刚度参数 MPa
	\triangle 排列: $A_t = 1.732nS^2 + A_d$		$K_f' = \frac{E_s}{12} \left[\frac{E_f'}{E_s} \frac{2b_f}{D_i + b_f} \left(\frac{2\delta_f'}{D_i}\right)^3 + \omega' \right]$
	\square 排列: $A_t = 2nS^2 + A_d$		$K_f = K_f' + K_f''$ MPa
	布管区当量直径 $D_t = 1.128 \sqrt{A_t}$ mm		旋转刚度无量纲参数 $\tilde{K}_f = \frac{D_i^2 D_t}{8D} K_f$
$\rho_t = \frac{D_t}{D_i}$		按 \tilde{K}_f, ρ_t , 查图 7-6, $C_c =$ 查图 7-7, $C_e =$ 查图 7-8, $C_M =$	
管板	假设计算厚度 δ	mm	
	开孔前抗弯刚度 $D = \frac{E_p \delta^3}{12(1-\nu^2)}$		
本框计算仅用于 e 型、f 型连接方式			
<p>对于 e 型连接方式,以管程设计压力 p_i 进行 M_m, M_p 计算;无量纲参数 $\tilde{K}_f^e = \tilde{K}_f K_f' / K_f =$</p> <p>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 $\tilde{K}_f^f = \tilde{K}_f K_f'' / K_f =$</p> <p>基本法兰力矩 $M_m = N \cdot \text{mm}$ 按 \tilde{K}_f^e, ρ_t 查图 7-9, $\xi_T =$</p> <p>操作法兰力矩 $M_p = N \cdot \text{mm}$ 按 $\tilde{K}_f^e, \rho_t = 1$ 查图 7-9, $\xi_R =$</p> <p>法兰应力参数 $Y = \frac{1}{X-1} \left(0.66845 + 5.71690 \frac{X^2 \lg X}{X^2 - 1} \right)$, 其中 $X = (D_i + 2b_f) / D_i$</p>			

表 7-14 (续)

U 形管式热交换器管板计算表(b、c、d、e、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 $p_t=0$			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		$p_d = p_s =$				$p_d = -p_t =$		
法兰预紧力矩 M_{f_0} N·mm/mm		— 见表 7-8				— 见表 7-8		
法兰设计力矩 M_{ws} N·mm/mm		— 见表 7-9				— 见表 7-9		
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	$(\sigma_r)_{r=0}$	$(\sigma_r^0)_{r=0}$	$\pm \frac{C_c}{\mu} A =$	$\mp \frac{\xi_r}{\mu} B =$	$\leq 1.5 [\sigma]_t^+$	$\pm \frac{C_c}{\mu} A =$	$\mp \frac{\xi_r}{\mu} B =$	$\leq 1.5 [\sigma]_t^+$
	$(\sigma_r)_{r=R_t}$	$(\sigma_r^0)_{r=R_t}$	$\pm \frac{C_e}{\mu} A =$	$\mp \frac{\xi_r}{\mu} B =$	$\leq 1.5 [\sigma]_t^+$	$\pm \frac{C_e}{\mu} A =$	$\mp \frac{\xi_r}{\mu} B =$	$\leq 1.5 [\sigma]_t^+$
	$(\sigma_r)_{r=R}$	$(\sigma_r^0)_{r=R}$	$\mp C_M A =$	$\mp \xi_R B =$	$\leq 1.5 [\sigma]_t^+$	$\mp C_M A =$	$\mp \xi_R B =$	$\leq 1.5 [\sigma]_t^+$
管板法兰应力 $\sigma_f = \frac{\pi Y M_{ws}}{\delta_f^2}$ MPa					$\leq 1.5 [\sigma]_t^+$			$\leq 1.5 [\sigma]_t^+$
换热管轴向应力 $\sigma_l = -(p_s - p_t) \frac{\pi d^2}{4a} - p_t$ MPa					$\leq [\sigma]_t^+$			$\leq [\sigma]_t^+$
拉脱力(见注 3) $q = \frac{\sigma_l a}{\pi d l}$ MPa					$\leq [q]$			$\leq [q]$

注 1: 在计算换热管轴向应力和拉脱力时,一般还应校核 $p_d = p_s - p_t$ 的压力作用工况。
 注 2: 对于 e 型、f 型连接方式,在计算管板法兰时,一般还应校核 $p_d = p_s - p_t$ 的压力作用工况。
 注 3: 对于对接连接的内孔焊结构,校核条件分别见 7.4.4.2 d), 7.4.4.3 d), 7.4.4.4 o)。

表 7-15 浮头式、填料函式热交换器管板计算表^a

初 始 数 据			
壳程设计压力 p_s	MPa	管 板	设计温度下管板材料的弹性模量 E_p
管程设计压力 p_t	MPa		管板刚度削弱系数 η
垫片压紧力作用中心圆直径 D_G	mm		管板强度削弱系数 μ
管板计算压力 p_d	MPa		换热管与管板胀接长度或焊脚高度 l
			设计温度下管板材料的许用应力 $[\sigma]_t^t$
			许用拉脱力 $[q]$
		系 数 计 算	
换热管	换热管外径 d	mm	管板布管区面积 A_t (按 7.4.8)
	换热管壁厚 δ_t	mm	mm ²
	换热管根数 n		三角形排列 $A_t = 0.866nS^2 + A_d$
	管心距 S	mm	正方形排列 $A_t = nS^2 + A_d$
	面积 A_d ——见 7.4.8.1	mm ²	布管区内开孔后面积 $A_1 = A_t - n\pi d^2/4$
	换热管金属总截面积 $na = n\pi\delta_t(d - \delta_t)$	mm ²	管板布管区当量直径 $D_t = \sqrt{4A_t/\pi}$
	开孔面积 $n\pi d^2/4$	mm ²	mm
	换热管有效长度 L	mm	管束模数 $K_t = \frac{E_t na}{LD_t}$
	设计温度下换热管材料的弹性模量 E_t	MPa	管束无量纲刚度 $\tilde{K}_t = \frac{K_t}{\eta E_p}$
	设计温度下换热管材料的许用应力 $[\sigma]_t^t$	MPa	系数 $\beta = na/A_1$
	设计温度下换热管材料的屈服强度 R_{el}^t	MPa	$\rho_t = \frac{D_t}{D_G}$
	换热管回转半径		无量纲压力 $\tilde{P}_a = \frac{p_d}{1.5\mu[\sigma]_t^t}$
	$i = 0.25 \sqrt{d^2 + (d - 2\delta_t)^2}$	mm	计算 $\tilde{K}_t^{1/3}/\tilde{P}_a^{1/2} =$
	换热管受压失稳当量长度 l_{cr} (见图 7-2)	mm	计算 $1/\rho_t =$
系数 $C_r = \pi \sqrt{2E_t/R_{el}^t}$		查图 7-10 $C =$	
换热管稳定许用压力 $[\sigma]_{cr}^t$		查图 7-11 $G_{we} =$	
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, $[\sigma]_{cr}^t = \frac{R_{el}^t}{1.5} \cdot [1 - \frac{l_{cr}/i}{2C_r}]$	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 $\sigma_t \leq [\sigma]_t^t$	
填料函式 $\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c + p_t \frac{A_t}{A_1} G_{we} \right]$	MPa	当 $\sigma_t < 0$ 时 $ \sigma_t \leq [\sigma]_{cr}^t$	
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 型式的填料函式热交换器。 ^b 一般情况下,应按三种不同组合工况分别进行计算与校核,见 7.4.5.2。 ^c 对于对接连接的内孔焊结构,校核条件见 7.4.5.2 h)。			

表 7-16 (续)

法兰 力矩	基本法兰力矩 M_m	N · mm					
	管程压力作用时法兰力矩 M_p	N · m					
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
$\gamma = \alpha_t(t_t - t_0) - \alpha_s(t_s - t_0)$			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		—	—		—	—
$\nu = \psi\tilde{M}$							
$m = (m_1 + \nu m_2) / (1 + \nu)$							
f_{ri}							
f_{rb}							
f_r (见 7.4.6.3)						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 7-16 (续)

		以下校核计算除换热管压缩应力外,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 $\sigma'_f = \frac{\pi}{4} Y \tilde{M}_{ws} \lambda P_a \left(\frac{D_i}{\delta_f} \right)^2$	MPa	$\leq 1.5 [\sigma]_f^t$	$\leq 3 [\sigma]_f^t$	$\leq 1.5 [\sigma]_f^t$	$\leq 3 [\sigma]_f^t$	$\leq 1.5 [\sigma]_f^t$	$\leq 3 [\sigma]_f^t$
换热管应力 $\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - \frac{G_2 - \nu Q_{ex}}{Q_{ex} + G_2} P_a \right]$	MPa	$\leq 1.0 [\sigma]_t^t$ 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 $\sigma_c = \frac{A}{A_s} \left[p_t + \frac{\lambda(1+\nu)}{Q_{ex} + G_2} P_a \right]$	MPa	$\leq \phi [\sigma]_c^t$	$\leq 3\phi [\sigma]_c^t$	$\leq \phi [\sigma]_c^t$	$\leq 3\phi [\sigma]_c^t$	$\leq \phi [\sigma]_c^t$	$\leq 3\phi [\sigma]_c^t$
拉脱应力 ^a $q = \frac{\sigma_t a}{\pi d l}$	MPa	$\leq [q]$	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 $\leq 3 [q]$
<p>注 1: \tilde{M} 的计算过程 7.4.6.3 h)~7.4.6.3 k) 的规定,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。</p> <p>注 2: \tilde{M}_{ws} 的计算过程按 7.4.6.3 l) 的规定,最后取该工况内两条路径计算得到的 \tilde{M}_{ws} 绝对值较大者作为最终 \tilde{M}_{ws}。</p>							
<p>^a 对于对接连接的内孔焊结构,校核条件见 7.4.6.3 l)。</p>							

表 7-17 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			
壳程 圆筒	内径 D_i	mm	管板
	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	
			假定管板厚度 δ mm
			管子加强系数 $K = \left[1.32 \frac{D_i}{\delta} \sqrt{\frac{E_t n a}{E_p \eta L \delta}} \right]^{1/2} =$
			$k = K(1 - \rho_t) =$
管箱	厚度 δ_h	mm	法 兰 或 凸 缘
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 , 见 7.4.8.1	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 $K_t = \frac{E_t n a}{L D_i}$	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 7-2)	mm	
	系数 $C_r = \pi \sqrt{2E_t / R_{el}^1}$		
换热管稳定许用压应力 $[\sigma]_{cr}^t$	MPa		
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, $[\sigma]_{cr}^t = \frac{R_{el}^1}{1.5} \cdot \left[1 - \frac{l_{cr} / i}{2C_r} \right]$	MPa		
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_1 (按 7.4.8)	mm ²	
	管板布管区当量直径 $D_t = \sqrt{4A_1 / \pi}$	mm	
	系数 $\lambda = \frac{A_1}{A}, Q = \frac{E_t n a}{E_s A_s}, \beta = \frac{n a}{A_1}$		
	$Q_{ex} = \begin{cases} Q + \frac{E_t n a}{K_{ex} L} & (\text{壳体带膨胀节}) \\ Q & (\text{壳体不带膨胀节}) \end{cases}$		
	$\rho_t = \frac{D_i}{D_t}, \lambda_{ex} = \left(\frac{D_{ex}}{D_i} \right)^2 - 1$		
	$\Sigma_s = 0.4 + \frac{0.6}{\lambda} (1 + Q) - \frac{\lambda_{ex}}{2\lambda} (Q_{ex} - Q)$		
	$\Sigma_t = 0.4(1 + \beta) + \frac{1}{\lambda} (0.6 + Q_{ex})$		
			管箱 (对于 c 型连接方式, $\omega'' = 0, C'' = 0$)
			$\omega'' = 4.4k_h D_i [1 + (1 + k_h \delta_t'')^2] (\delta_h / D_i)^3$
		$C'' = \frac{2(1 + k_h \delta_t'')}{(k_h D_i)^2}$	
		壳程圆筒 (对于 b 型连接方式, $\delta_t' = 0$)	
		$\omega' = 4.4k_s D_i [1 + (1 + k_s \delta_t')^2] (\delta_s / D_i)^3$	
		$C' = \frac{2(1 + k_s \delta_t')}{(k_s D_i)^2}$	
		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	
		$K_f' = \frac{E_s}{12} \left[\frac{E_t'}{E_s} \frac{2b_f}{D_i + b_f} \left(\frac{2\delta_t'}{D_i} \right)^3 + \omega' \right]$	
		MPa	
		$K_f'' = \frac{E_h}{12} \omega''$	
		MPa	
		(对于 c 型连接方式, $K_f'' = 0$)	
		旋转刚度无量纲参数	
		$\tilde{K}_f = \frac{\pi K_f' + K_f''}{4 K_t}$	
		按 K, \tilde{K}_f 查图 7-12 $m_1 =$	
		$\phi = \frac{m_1}{K \tilde{K}_f}$	
		按 K, \tilde{K}_f 查图 7-13 $G_2 =$	
		按 K, Q_{ex} 查图 7-14 $m_2 =$	

表 7-17 (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	
	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
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
$\gamma = \alpha_t(t_1 - t_0) - \alpha_s(t_s - t_0)$	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						
$P_b = C'(p_s - 0.15p_t) - 0.85C''p_t$						
$\tilde{M} = \tilde{M}_b = P_b / (\lambda P_a)$						
$\nu = \phi \tilde{M}$						
$m = (m_1 + \nu m_2) / (1 + \nu)$						
f_{ri}						
f_{rb}						
f_r (见 7.4.6.3)						
$G_1 = 3f_r / K$						
$\tilde{\sigma}_r = 0.25(1 + \nu)G_1 / (Q_{ex} + G_2)$						
$\tilde{\tau}_p = 0.25(1 + \nu) / (Q_{ex} + G_2)$						
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					
$\sigma_r = \tilde{\sigma}_r P_a \frac{\lambda}{\mu} \left[\frac{D_1}{\delta} \right]^2$	$\leq 1.5 [\sigma]_r^t$	$\leq 3 [\sigma]_r^t$	$\leq 1.5 [\sigma]_r^t$	$\leq 3 [\sigma]_r^t$	$\leq 1.5 [\sigma]_r^t$	$\leq 3 [\sigma]_r^t$
$\tau_p = \tilde{\tau}_p \frac{\lambda P_a}{\mu} \left(\frac{D_1}{\delta} \right)$	$\leq 0.5 [\sigma]_r^t$	$\leq 1.5 [\sigma]_r^t$	$\leq 0.5 [\sigma]_r^t$	$\leq 1.5 [\sigma]_r^t$	$\leq 0.5 [\sigma]_r^t$	$\leq 1.5 [\sigma]_r^t$
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 $\sigma_c = \frac{A}{A_s} \left[p_t + \frac{\lambda(1 + \nu)}{Q_{ex} + G_2} P_a \right]$	$\leq \phi [\sigma]_c^t$	$\leq 3\phi [\sigma]_c^t$	$\leq \phi [\sigma]_c^t$	$\leq 3\phi [\sigma]_c^t$	$\leq \phi [\sigma]_c^t$	$\leq 3\phi [\sigma]_c^t$
拉脱应力 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 $\leq 3 [q]$
注: 对于对接连接的内孔焊结构,校核条件见 7.4.6.3 D)。						

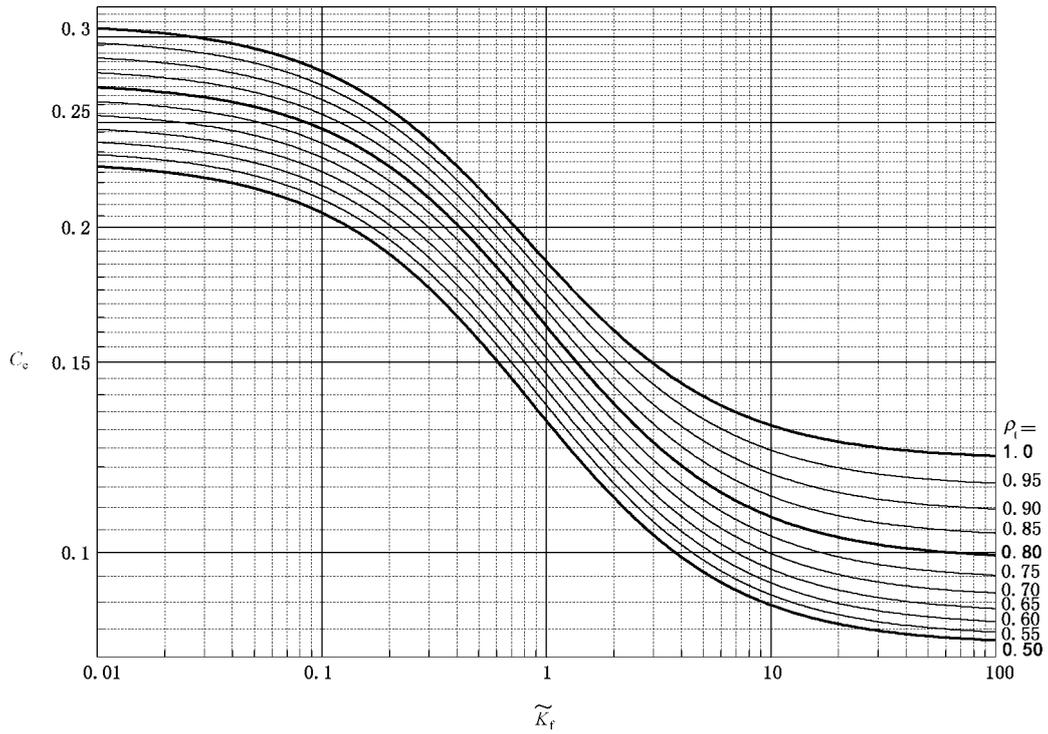


图 7-6 U 形管式热交换器管板厚度计算系数 C_c

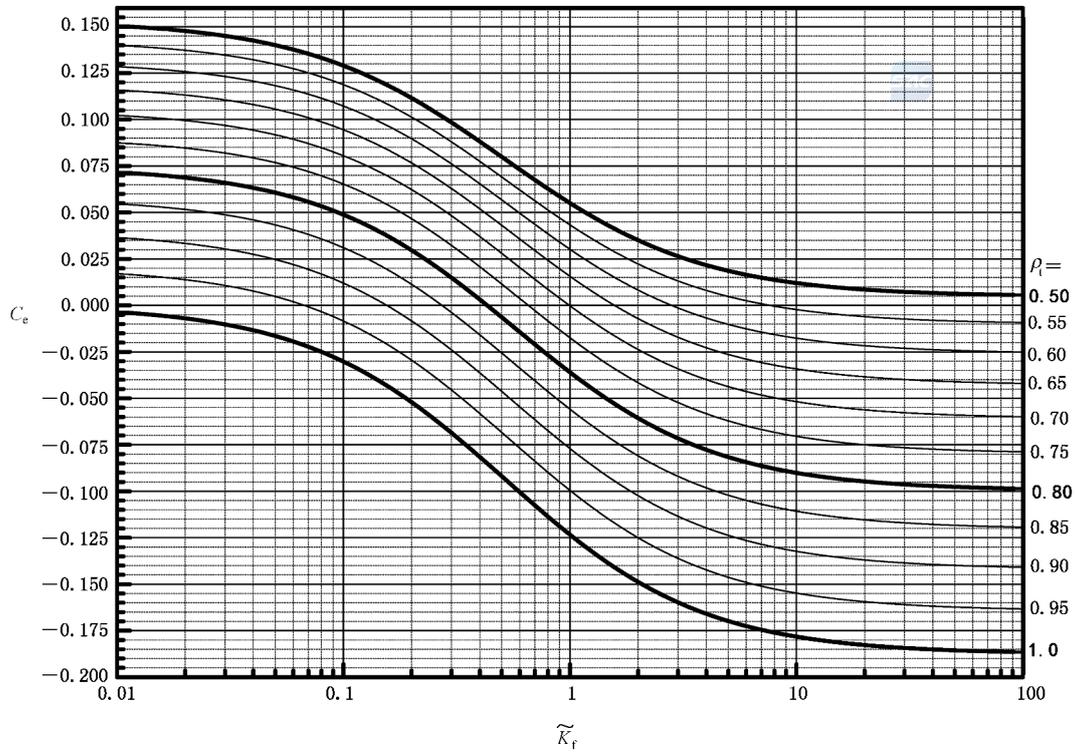


图 7-7 U 形管式热交换器管板厚度计算系数 C_c

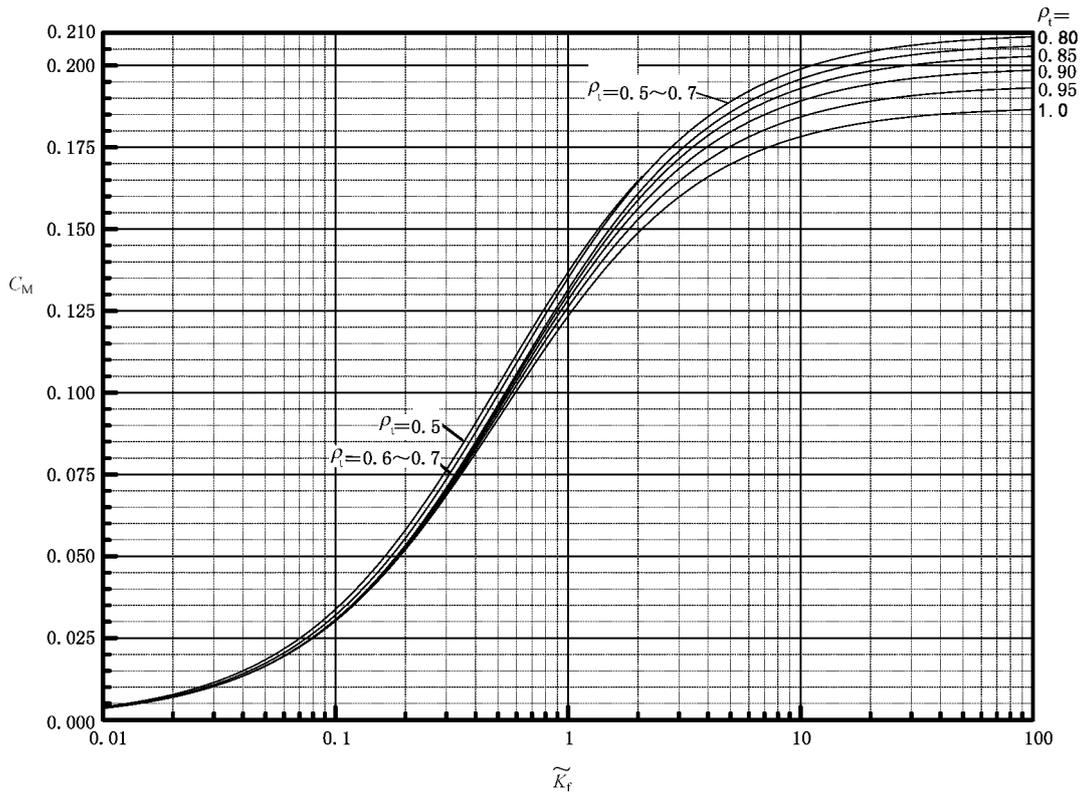


图 7-8 U 形管式热交换器管板厚度计算系数 C_M

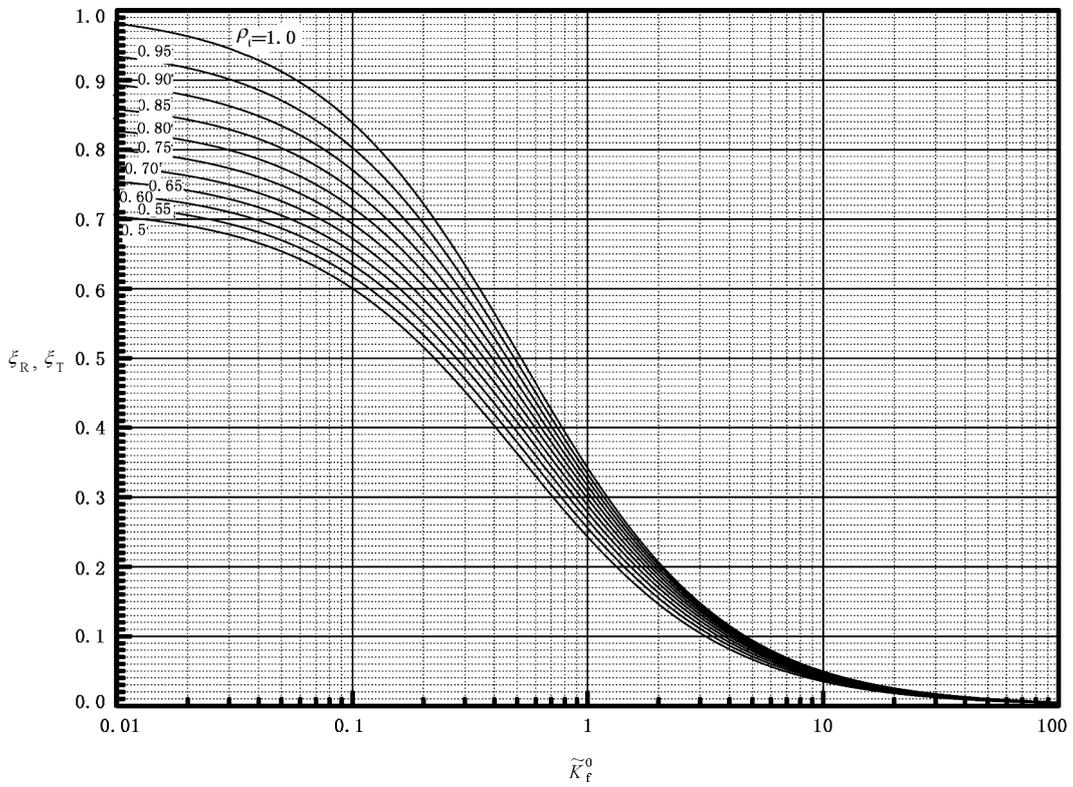


图 7-9 U 形管式热交换器设计曲线

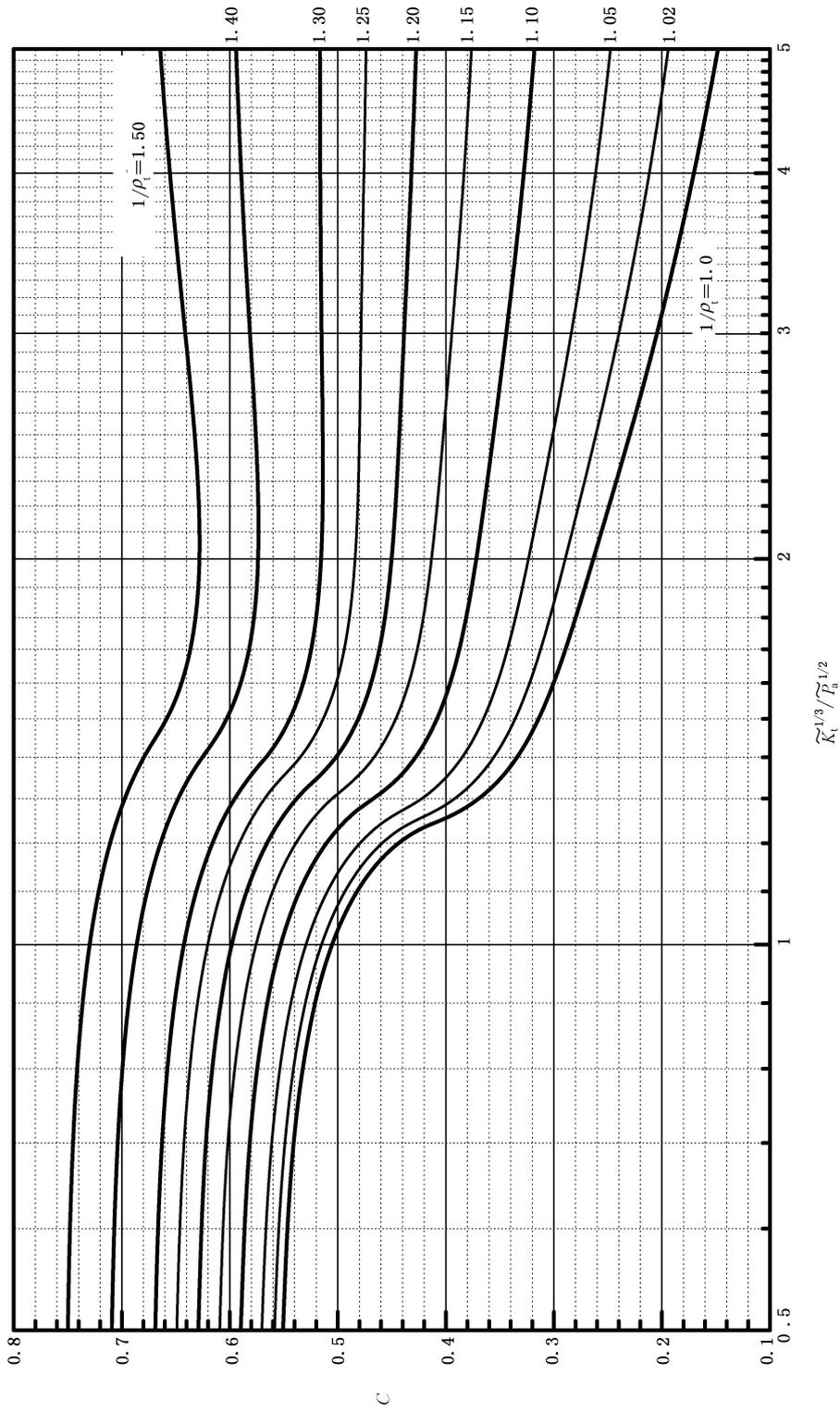
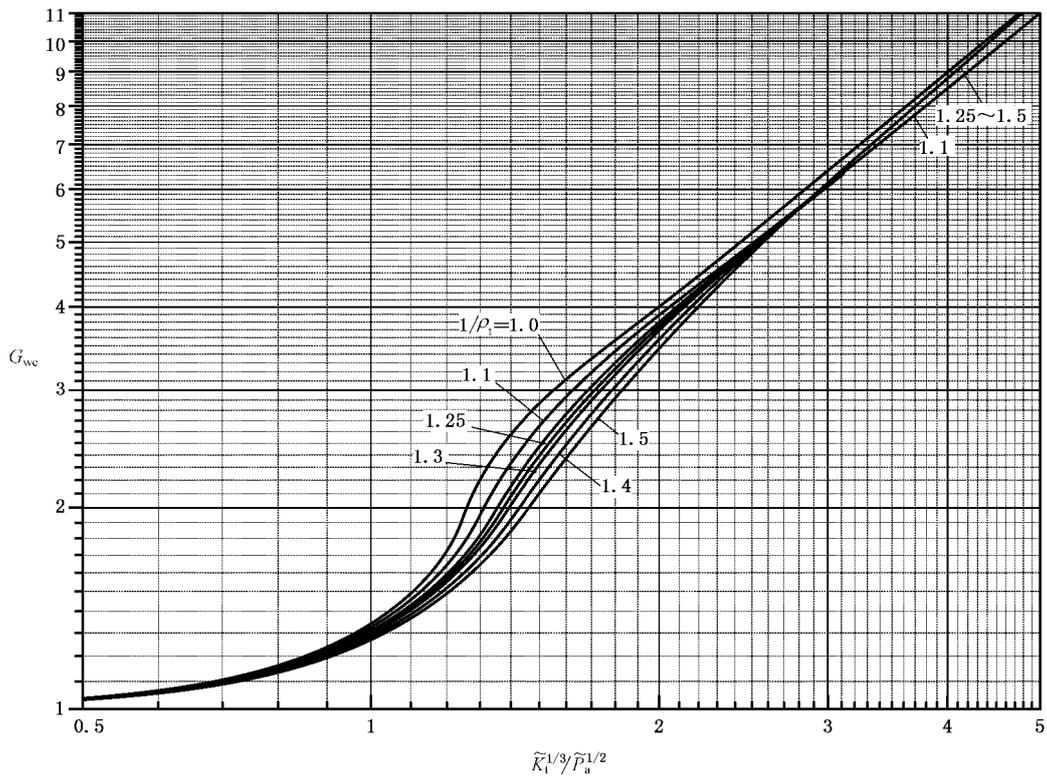
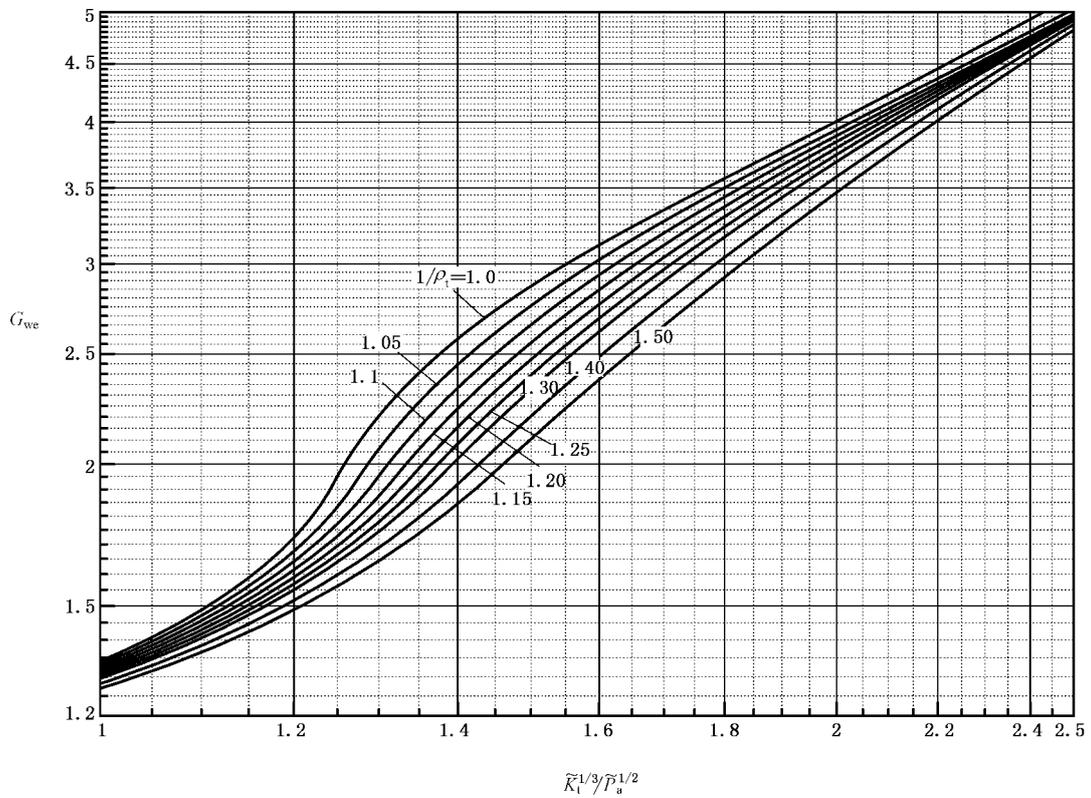


图 7-10 浮头式与填料函式热交换器管板厚度的设计曲线



a) 浮头式与填料函式热交换器设计系数 G_{we} 曲线



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 7-11

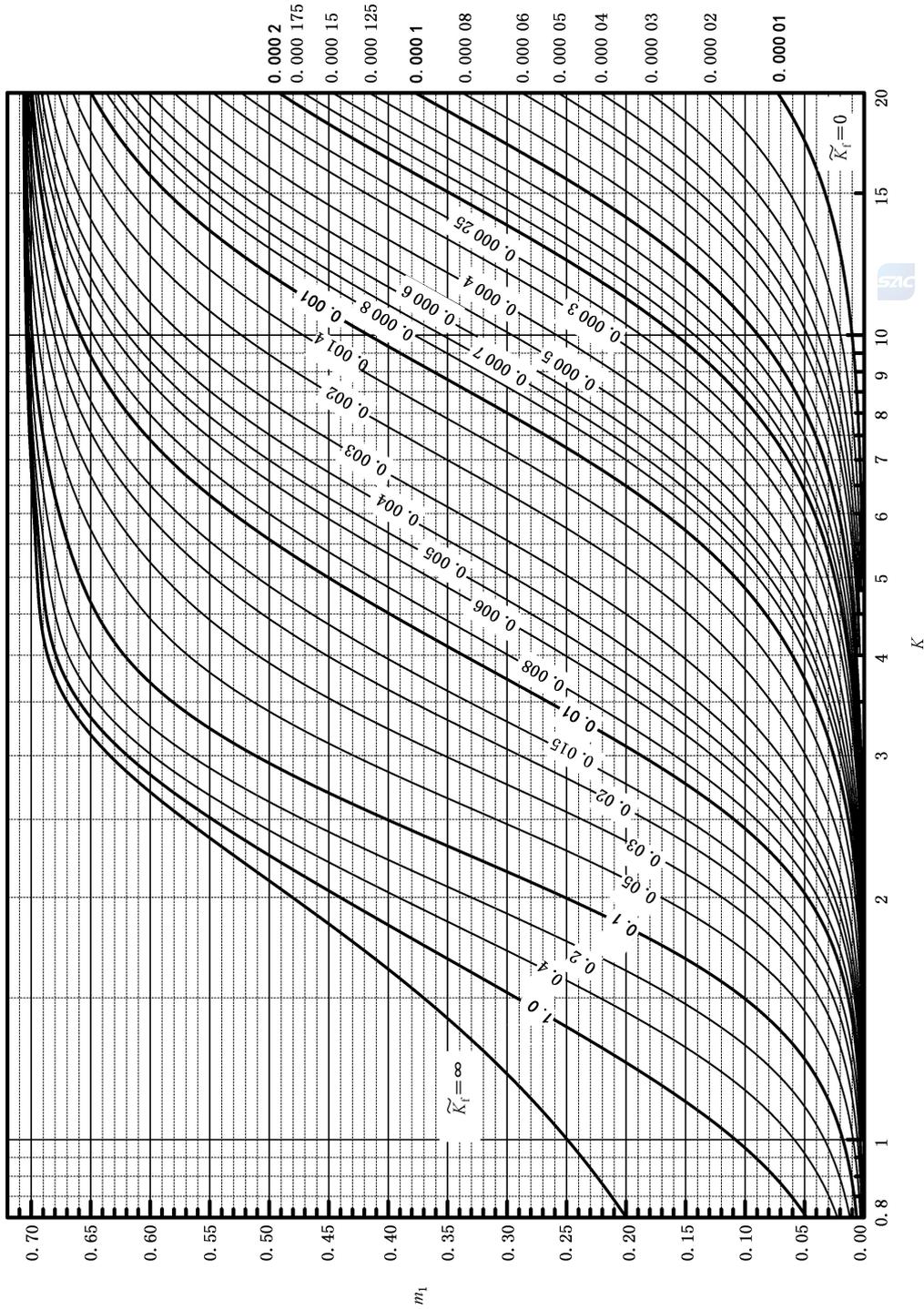


图 7-12 固定管板式热交换器管板第一弯矩系数 m_1

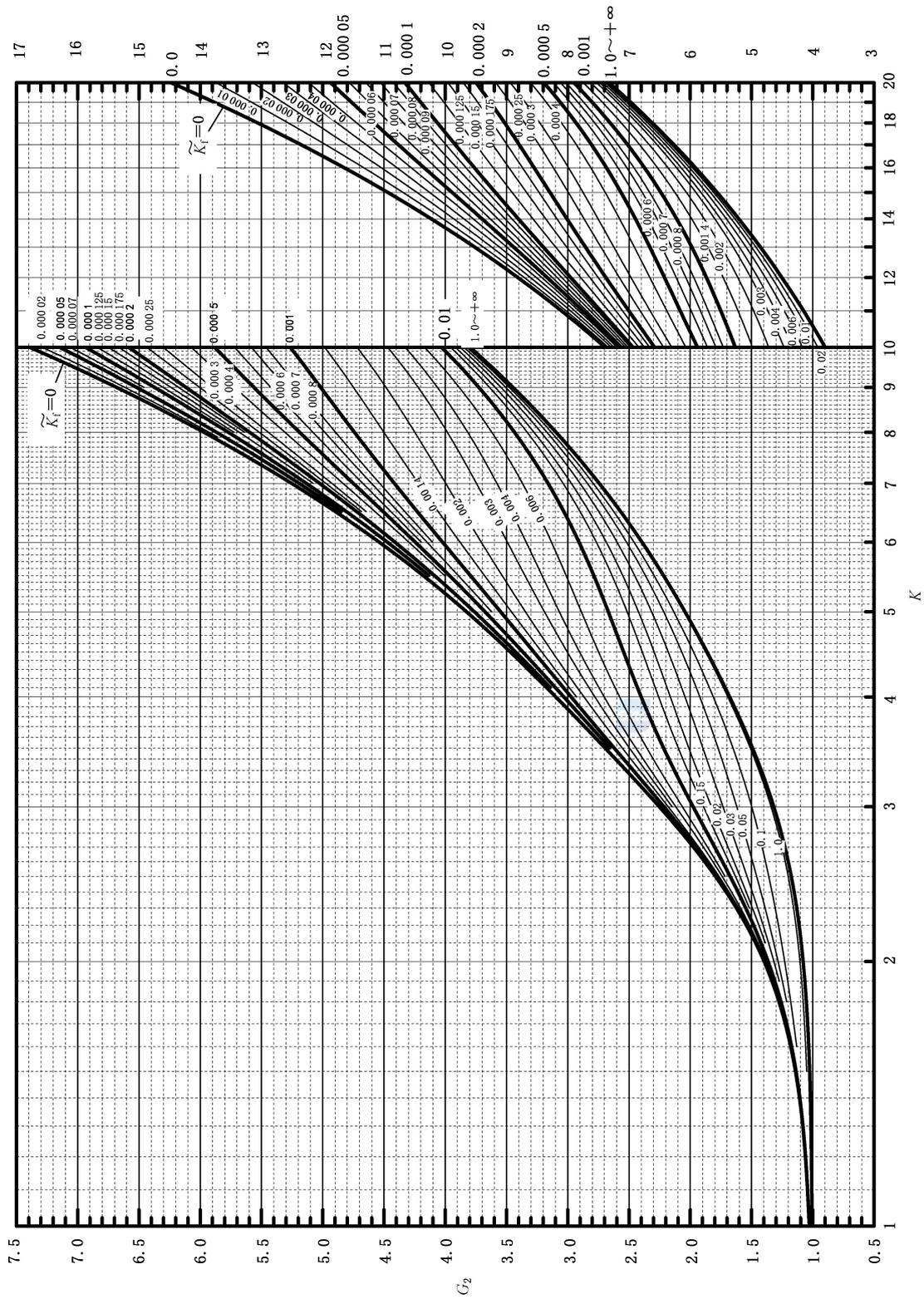
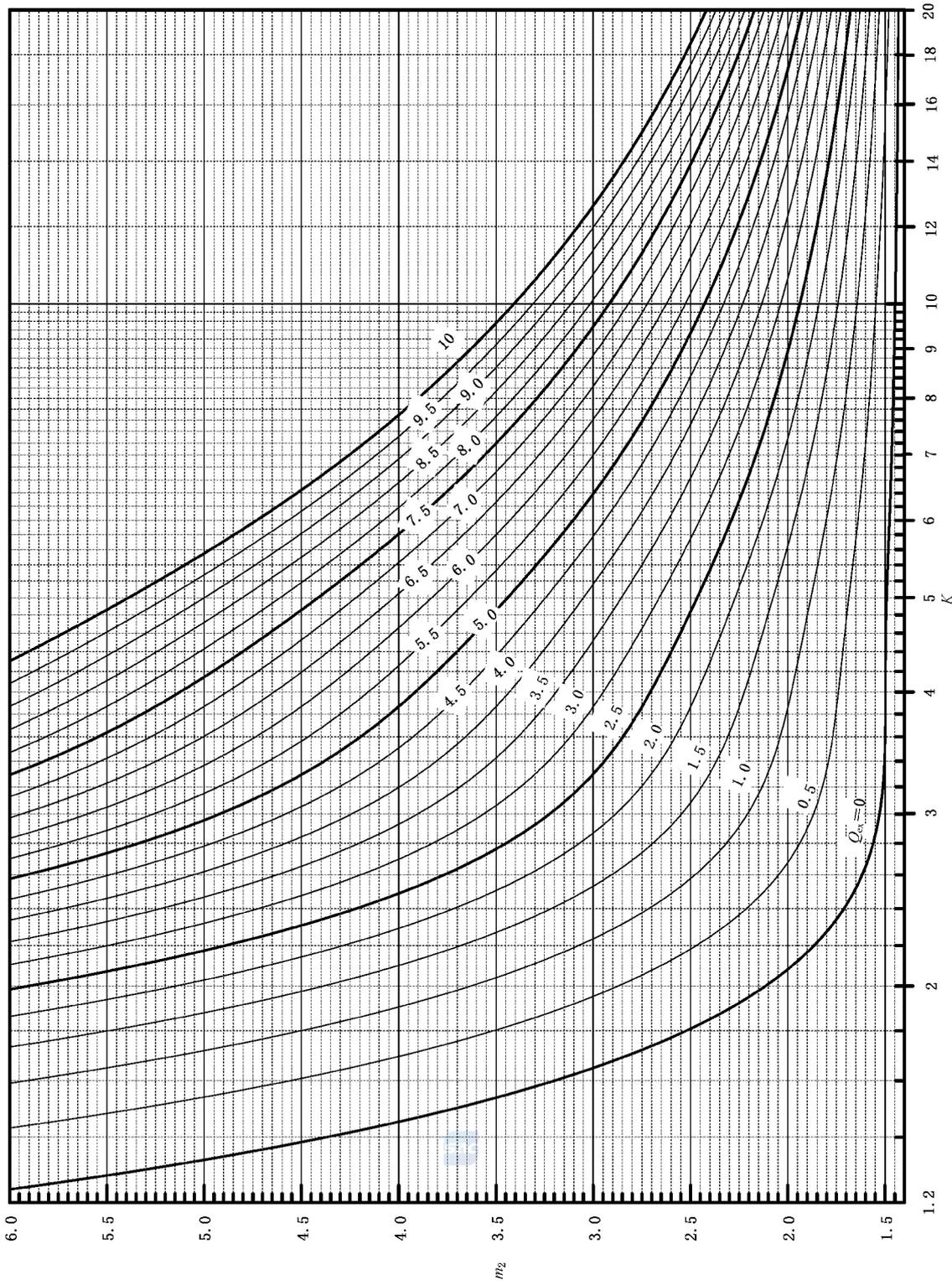
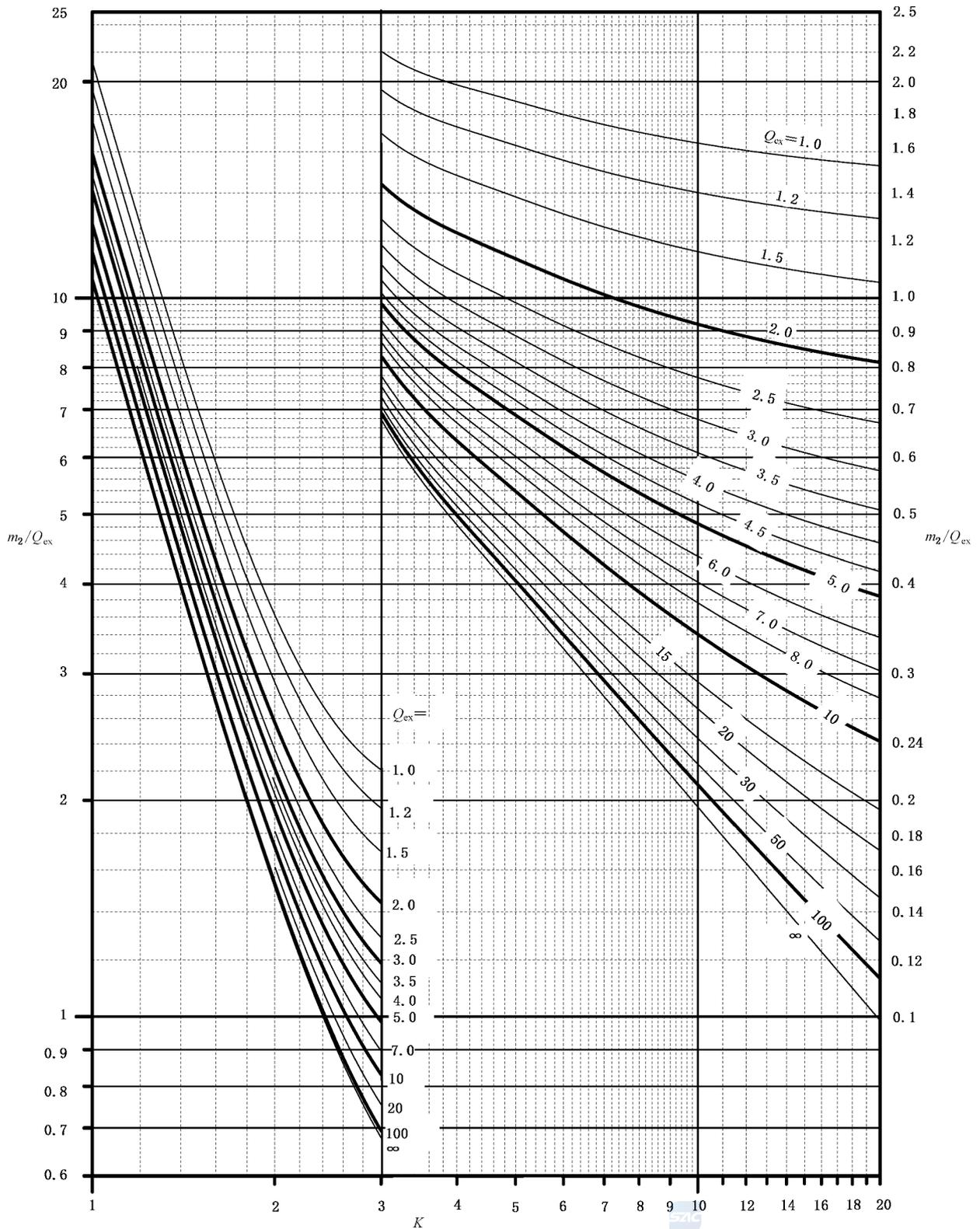


图 7-13 固定管板式热交换器管板计算系数 G_2



a) 固定管板式热交换器管板第二弯矩系数 m_2

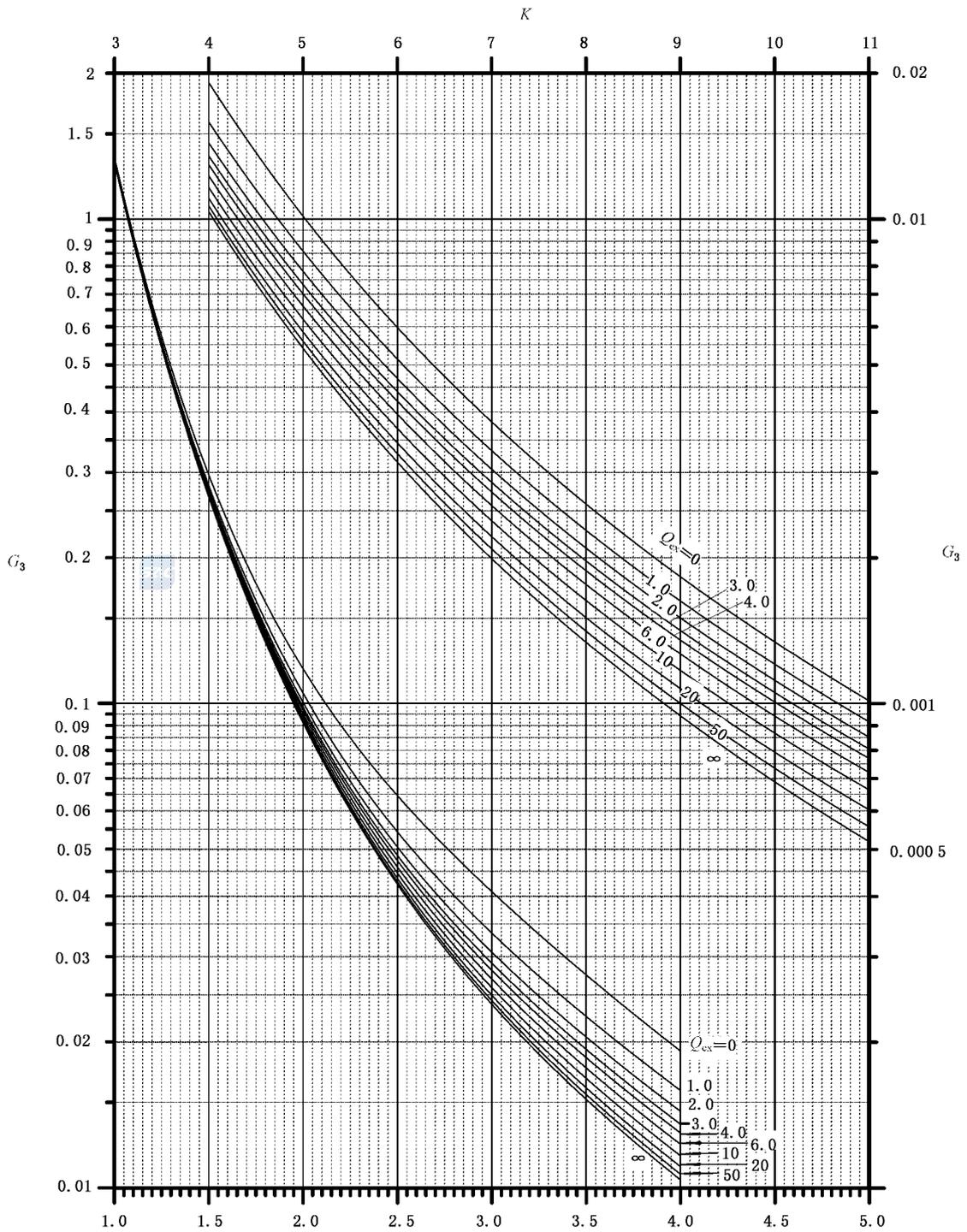
图 7-14



当 $K < 1$ 时, $\frac{m_2}{Q_{ex}} = \frac{10.4}{K^3} \left(1 + \frac{1}{Q_{ex}}\right)$

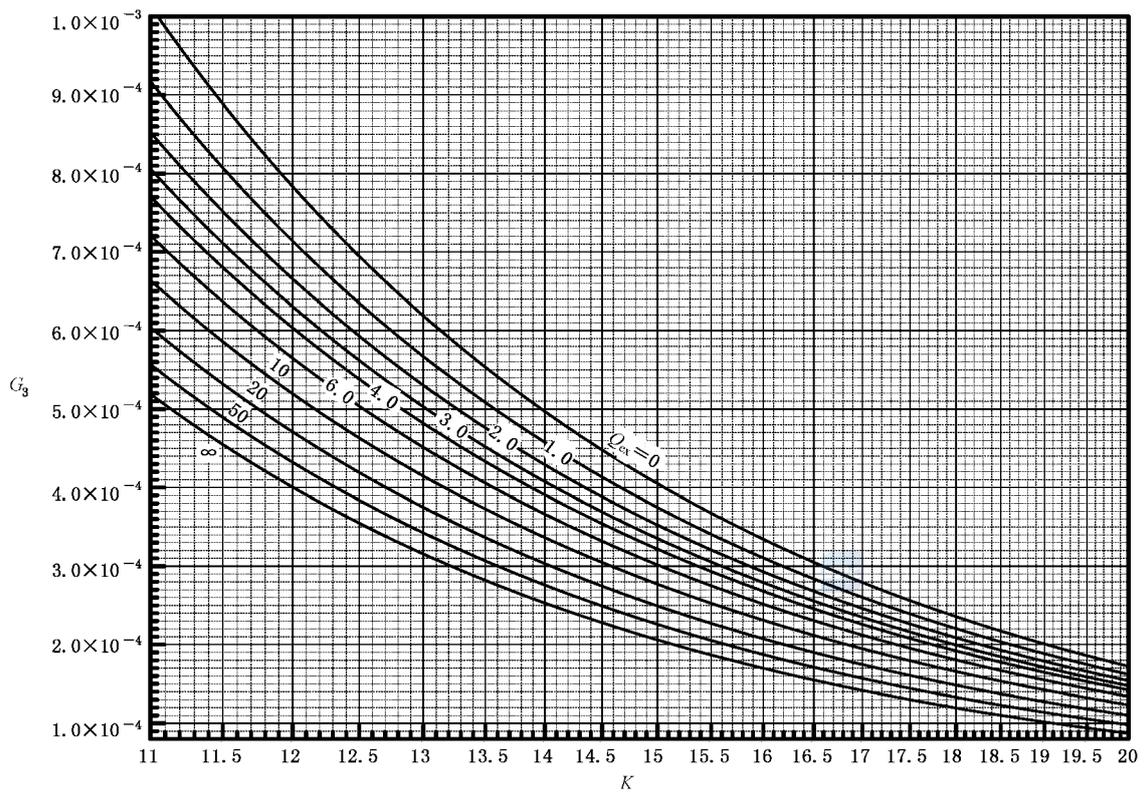
b) 固定管板式热交换器管板设计系数

图 7-14 (续)



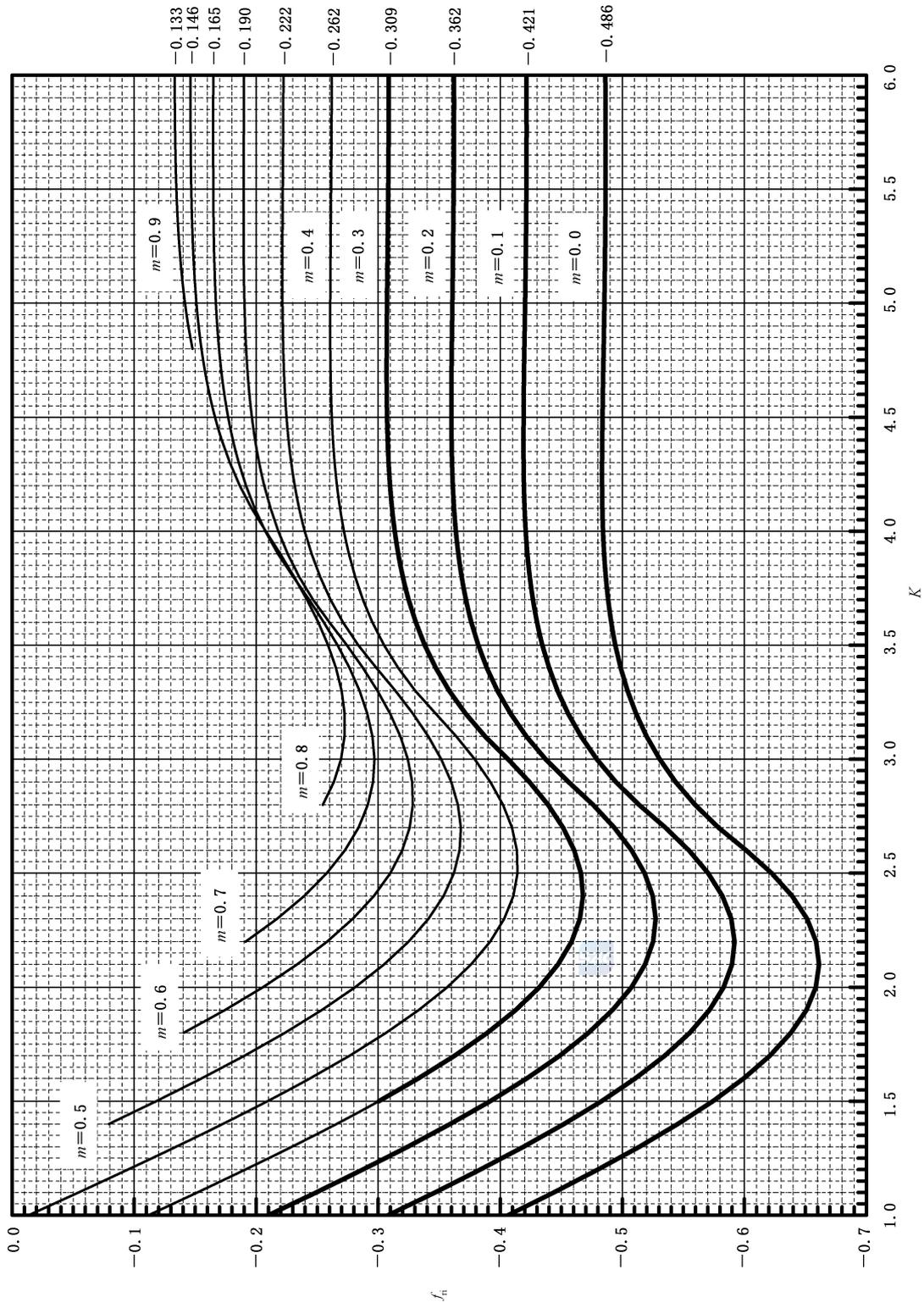
a) 固定管板式热交换器设计系数 G_3

图 7-15



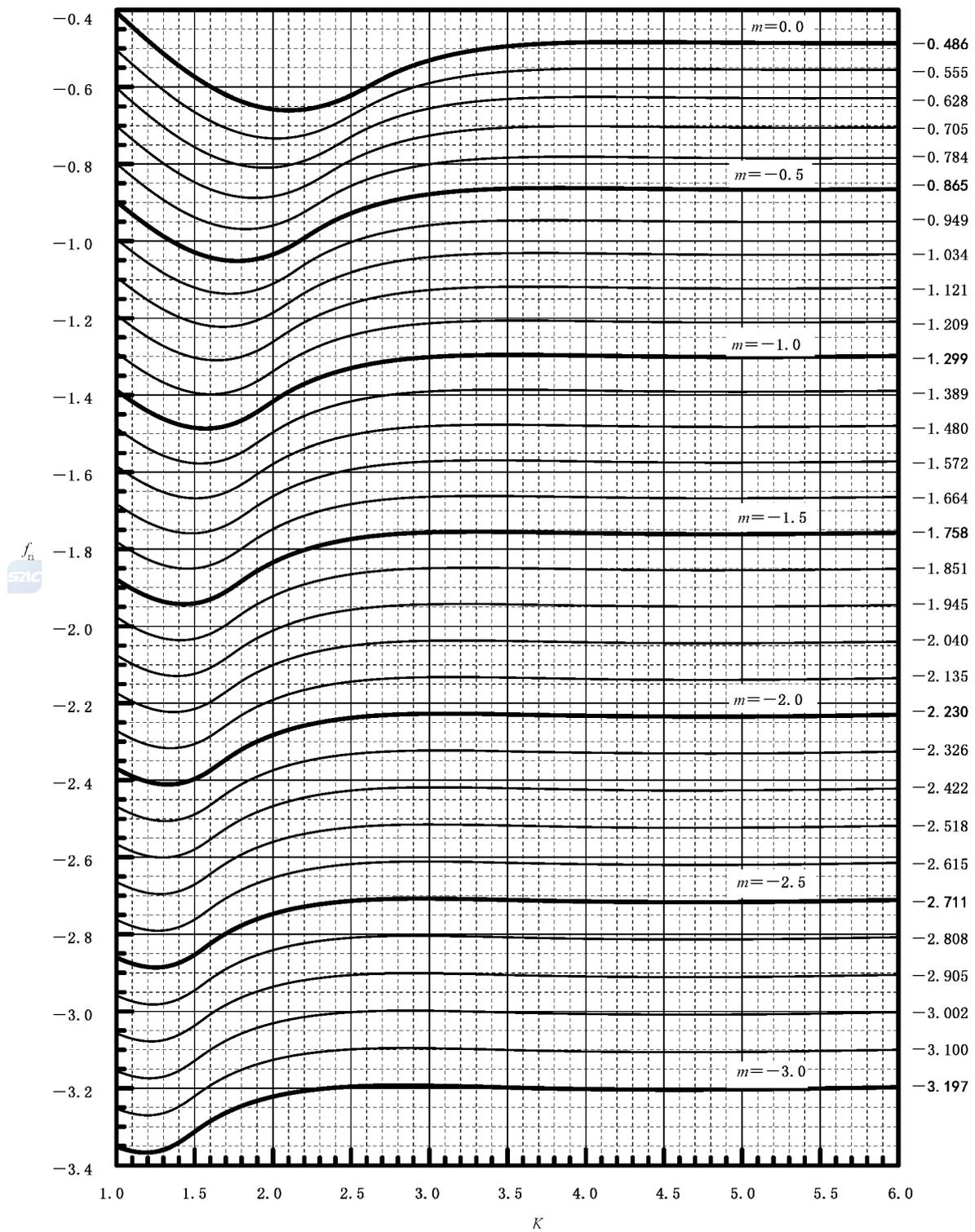
b) 固定管板式热交换器设计系数 G_3

图 7-15 (续)



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

图 7-16



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

b) $f_{ri}(m, K)$ 函数曲线 $(-3.0 \leq m \leq 0.0)$

图 7-16 (续)

7.4.10 双管板设计计算

7.4.10.1 适用范围

7.4.10.1.1 本计算方法适用于 U 形管式和固定管板式换热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如图 7-3 所示。

7.4.10.1.2 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。

7.4.10.2 双管板连接结构

7.4.10.2.1 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,如图 7-17 所示。

7.4.10.2.2 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。

7.4.10.2.3 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。隔离腔应设置排净口。

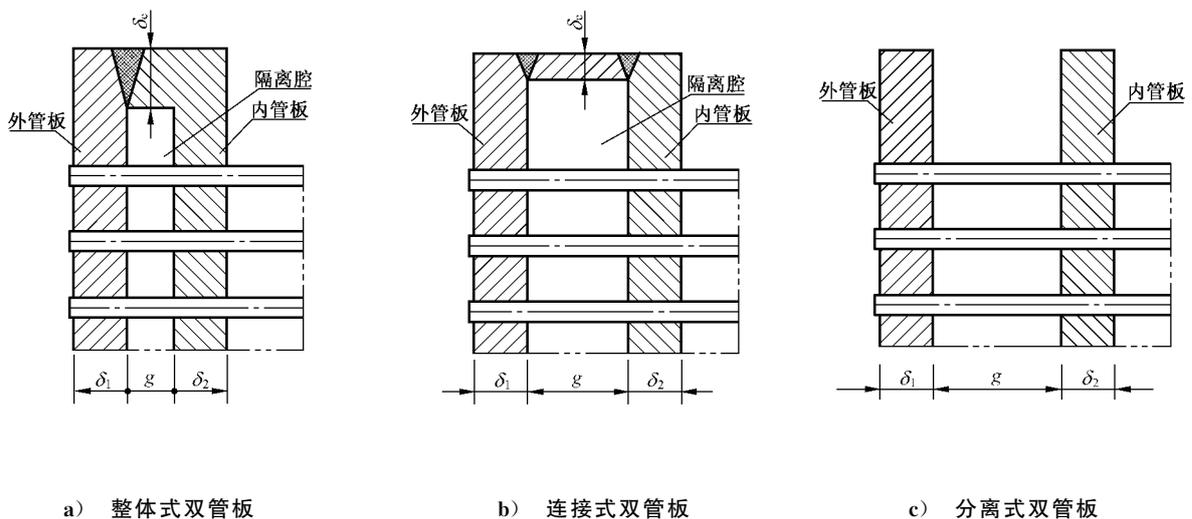


图 7-17 双管板的连接结构

7.4.10.3 符号

- D_t ——管板布管区当量直径,按 7.4.8.3 计算,mm;
- d ——换热管的外径,mm;
- E_t ——换热管材料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} ——换热管材料在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,°C;
- ΔT_2 ——内管板平均金属温度与制造环境温度差,°C;

- α_1 ——外管板在其平均金属温度下的线膨胀系数, mm/(mm·°C);
 α_2 ——内管板在其平均金属温度下的线膨胀系数, mm/(mm·°C);
 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。

7.4.10.4 管板

管板的设计计算按以下规定进行,对于分离式双管板,仅需满足 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 7-3)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 7.4.2 规定的最小厚度。内、外管板可以具有不同的厚度:
- 1) 内管板:根据该管板与其两侧圆筒的连接方式(见图 7-3)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 7-3)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: $\delta_1 + \delta_2 \geq \delta_0$ 。

7.4.10.5 连接元件



7.4.10.5.1 总则

连接元件的计算应遵从如下原则:

- a) 设计条件应该提供可靠、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功使用经验,可免除计算。

7.4.10.5.2 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式(7-134)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式(7-132)计算,剪切应力 τ 按式(7-133)计算:

$$F_e = \left| \frac{(\alpha_1 \Delta T_1 - \alpha_2 \Delta T_2)(\delta_1 E_1)(\delta_2 E_2)}{(\delta_1 E_1) + (\delta_2 E_2)} \right| \dots\dots\dots (7-132)$$

$$\tau = \frac{F_e}{\delta_e} \dots\dots\dots(7-133)$$

b) 应力评定

$$\tau \leq 0.8 [\sigma]_e^t \dots\dots\dots(7-134)$$

7.4.10.5.3 连接式双管板

连接式双管板的圆筒连接元件应符合下列规定：

a) 连接式双管板的内、外管板间距 g 应满足式(7-135)的要求，且不小于 150 mm：

$$g \geq \sqrt{\frac{d \Delta r E_t}{0.27 R_{el}^t}} \dots\dots\dots(7-135)$$

其中 Δr 按式(7-136)计算：

$$\Delta r = \left| \left(\frac{D_t}{2} \right) (a_2 \Delta T_2 - a_1 \Delta T_1) \right| \dots\dots\dots(7-136)$$

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 7-1 规定的圆筒最小厚度。

7.4.10.6 分离式双管板

分离式双管板的内、外管板间距 g 应满足式(7-135)的要求，且不小于 150 mm。

8 制造、检验与验收

8.1 通则

管壳式热交换器的制造、检验与验收，除遵守本章规定外，还应符合 GB 150.1—2011 和 GB 150.4—2011 的有关规定。

8.2 圆筒

8.2.1 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 章有关标准的规定。

8.2.2 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：

- 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。

8.2.3 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。

注：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° 四个部位测量。

8.2.4 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。

8.3 换热管

8.3.1 换热管的尺寸偏差应符合本标准和设计文件的要求。

8.3.2 碳素钢、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,管端清理长度应不小于换热管外径,且不小于 25 mm;
- b) 对胀接接头,管端清理长度应不小于强度胀接长度,且不得影响胀接质量;
- c) 双管板热交换器换热管的管端清理长度按设计文件规定。

8.3.3 U形管弯制

8.3.3.1 U形管弯管段的圆度偏差应符合下列要求:

- a) 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%;
- b) 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%;

8.3.3.2 U形管不宜热弯;

8.3.3.3 U形管弯制后应逐根进行耐压试验,试验压力不得小于热交换器的耐压试验压力(管、壳程试验压力的高值)。

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

- 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 (JB/T 4708) 的规定;
- b) 直管换热管的对接焊缝不得超过一条;U形管的对接焊缝不得超过两条,包括至少 50 mm 直管段的 U形弯管段范围内不得有拼接接头;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,并不得影响穿管;
- e) 对接后应进行通球检查,以钢球通过为合格,钢球直径应按表 8-1 选取;
- f) 对接接头应按 JB/T 4730.2 进行 100%射线检测,合格级别不低于Ⅲ级,检测技术等级不低于 AB 级;
- g) 对接后应逐根进行耐压试验,试验压力不得小于热交换器的耐压试验压力(管、壳程试验压力的高值)。

表 8-1 钢球直径

mm

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。			

8.4 管板、管箱平盖

8.4.1 DN \leq 2 600 mm 的热交换器管板不宜拼接。

8.4.2 管板、管箱平盖拼接时,除应满足下列要求外,还应符合 GB 150.4—2011 的相关要求:

- a) 对接接头应采用全焊透结构,并按 JB/T 4730 进行 100%射线或超声检测;射线检测合格级别不低于Ⅱ级,技术等级不低于 AB 级;超声检测合格级别为Ⅰ级,技术等级不低于 B 级;采用衍射时差法超声检测时,合格级别应符合 NB/T 47013.10 (JB/T 4730.10) 规定的Ⅱ级;
- b) 碳素钢和低合金钢管板、管箱平盖应进行焊后热处理;除设计文件另有规定,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。

8.4.3 管板、管箱平盖的堆焊应符合下列要求:

- a) 堆焊前应按 NB/T 47014 (JB/T 4708) 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 JB/T 4730 进行表面检测,合格级别为Ⅰ级;

c) 不得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。

8.4.4 管板管孔偏差应符合下列要求：

- a) 允许有 4% 的管孔上偏差超出表 6-10~表 6-17 中的相应值,但不超出相应上偏差的 50%；
- b) 检查时,先抽查不小于 60°管板中心角区域内的管孔,未达到 8.4.4 a)要求时应 100% 检查。

8.4.5 管板孔桥宽度

8.4.5.1 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} 应分别按式(8-1)和式(8-2)进行计算；常用的钢制管束管板孔桥宽度见表 8-2 和表 8-3；当管板厚度超过 160 mm 时,按 160 mm 挡选取 B 值,不再按式(8-1)进行计算：

$$B = (S - d_h) - \Delta_1 \quad \dots\dots\dots(8-1)$$

$$B_{\min} = 0.6(S - d_h) \quad \dots\dots\dots(8-2)$$

式中：

- B ——允许孔桥宽度,mm；
- B_{\min} ——最小孔桥宽度,mm；
- d ——换热管外径,mm；
- d_h ——管孔直径,mm；
- S ——换热管中心距,mm；
- Δ_1 ——孔桥偏差,mm；
 当 $d < 16$ mm 时, $\Delta_1 = 2\Delta_2 + 0.51$ ；
 当 $d \geq 16$ mm 时, $\Delta_1 = 2\Delta_2 + 0.76$ ；
- Δ_2 ——钻头偏移量, $\Delta_2 = 0.041 \times \frac{\delta}{d}$, mm；
- δ ——管板厚度,mm。

表 8-2 钢制 I 级管束孔桥宽度 mm

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	14.25	4.75	4.12	4.01	3.89	3.77	3.65	3.54	3.42	3.30	2.85
16	22	16.25	5.75	4.89	4.79	4.68	4.58	4.48	4.38	4.27	4.17	3.45
19	25	19.25	5.75	4.90	4.82	4.73	4.64	4.56	4.47	4.39	4.30	3.45
25	32	25.25	6.75	5.92	5.86	5.79	5.73	5.66	5.60	5.53	5.47	4.05
30	38	30.35	7.65	6.84	6.78	6.73	6.67	6.62	6.56	6.51	6.45	4.59
32	40	32.40	7.60	6.79	6.74	6.69	6.64	6.58	6.53	6.48	6.43	4.56
35	44	35.40	8.60	7.79	7.75	7.70	7.65	7.61	7.56	7.51	7.47	5.16
38	48	38.45	9.55	8.75	8.70	8.66	8.62	8.57	8.53	8.49	8.44	5.73
45	57	45.50	11.50	10.70	10.67	10.63	10.59	10.56	10.52	10.48	10.45	6.90
50	64	50.55	13.45	12.66	12.62	12.59	12.56	12.53	12.49	12.46	12.43	8.07
55	70	55.65	14.35	13.56	13.53	13.50	13.47	13.44	13.41	13.38	13.35	8.61
57	72	57.65	14.35	13.56	13.53	13.50	13.47	13.45	13.42	13.39	13.36	8.61

表 8-3 钢制Ⅱ级管束孔桥宽度

mm

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

8.4.5.2 当换热管与管板采用强度焊接或强度焊接加贴胀接头形式时,钢制Ⅰ级管束的管板孔桥宽度可参照钢制Ⅱ级管束适当放宽,其他金属制管束的管板孔桥宽度可通过试验适当放宽。

8.4.5.3 终钻后应抽查不小于 60° 管板中心角区域内的孔桥宽度,允许孔桥宽度 B 值的合格率不应小于 96%,最小孔桥宽度 B_{\min} 值的数量应控制在 4% 之内;未达到上述合格率时,则应 100% 检查。

8.4.6 管板管孔表面粗糙度 Ra 应符合下列要求:

- a) 焊接连接时, Ra 值不大于 $25 \mu\text{m}$;
- b) 胀接连接时, Ra 值不大于 $12.5 \mu\text{m}$ 。

8.4.7 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。

8.5 折流板、支持板

8.5.1 管孔直径尺寸及偏差应符合表 6-22~表 6-30 的规定。对于钢制管束,允许有 4% 的管孔上偏差比表 6-22~表 6-23 中的数值大,但超过值不大于 0.1 mm。检查一块折流板或支持板不小于 60° 中心角区域内的管孔,未达到要求时,应 100% 检查。

8.5.2 折流板或支持板的外径尺寸及偏差应符合表 6-20 的规定。机械加工表面的粗糙度 Ra 值不应大于 $25 \mu\text{m}$,外圆面的尖角应倒钝,应去除折流板或支持板上的毛刺。

8.5.3 换热管为铝、铜、钛、镍和锆等其他金属管时,折流板或支持板上的管孔应两端倒角。对于钢制换热管,当设计文件要求时折流板或支持板上的管孔两端也应倒角。



8.6 其他零部件

8.6.1 管箱隔板密封面应与管箱法兰的环形密封面平齐或略低于环形密封面(控制在 0.5 mm 以内)。

8.6.2 定距管两端应去除毛刺。

8.6.3 防冲板(杆)、导流筒及旁路挡板的尺寸应符合设计图样的要求。

8.6.4 滑道结构的尺寸及安装方位应符合设计图样的要求。

8.6.5 釜式重沸器的零部件应符合下列要求:

- 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 3mm。

8.7 管束的组装

8.7.1 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得影响穿管。

8.7.2 折流板应固定牢靠,折流板间距及缺口方位应符合设计图样的要求。

8.7.3 穿管时不应强行组装,换热管表面不应出现凹瘪或划伤。

8.7.4 除管板外,其他任何零件均不得与换热管相焊。

8.7.5 防冲板(杆)、导流筒、旁路挡板及滑道应固定牢靠。

8.8 换热管与管板的连接

8.8.1 胀接连接

8.8.1.1 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。

8.8.1.2 对强度胀接接头,胀前应进行胀接工艺试验,确定合适的胀度。

8.8.1.3 采用先胀后焊工艺时,不得采用影响焊接质量的润滑剂。

8.8.1.4 对有冷作硬化倾向和有耐应力腐蚀要求的换热管,宜采取柔性胀接方法。

8.8.2 焊接连接

8.8.2.1 焊接接头的焊脚尺寸应符合设计文件的规定。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。

8.8.2.2 对强度焊接及内孔焊的焊缝,焊接前应按 NB/T 47014(JB/T 4708)进行焊接工艺评定。

8.9 焊接

8.9.1 焊接应采用经评定合格的焊接工艺。

8.9.2 产品焊接试件应按 TSG R0004—2009 和 GB 150.4—2011 的有关规定并符合设计文件的要求。

8.10 热处理

8.10.1 管箱、浮头盖

8.10.1.1 碳素钢、低合金钢制的浮头盖应进行焊后热处理。

8.10.1.2 碳素钢、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) 焊有分程隔板；
- b) 侧向开孔直径超过 1/3 圆筒内径。

8.10.1.3 除图样另有规定，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。

8.10.1.4 设备法兰、分程隔板的密封面应在热处理后加工。

8.10.2 换热管与管板焊接接头

8.10.2.1 根据材料类别必须进行焊后热处理时，可以采用局部热处理方法，但应保证整个管板面加热均匀，且测温点不少于 4 个，每个象限至少 1 个。

8.10.2.2 图样有要求时，按照图样要求进行热处理。

8.10.3 U 形管

有耐应力腐蚀要求或要求消除残余应力时，碳素钢和低合金钢 U 形换热管弯管段及至少 150 mm 的直管段应进行热处理。其他材料 U 形换热管弯管段的热处理由供需双方协商。

8.11 组装

8.11.1 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。

8.11.2 吊装管束时，应防止管束变形和损伤换热管。

8.11.3 垫片应安装到位。

8.11.4 螺柱的紧固至少应分 3 遍进行，每遍的起点应相互错开 120°，紧固顺序可按图 8-1 进行。

8.11.5 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。

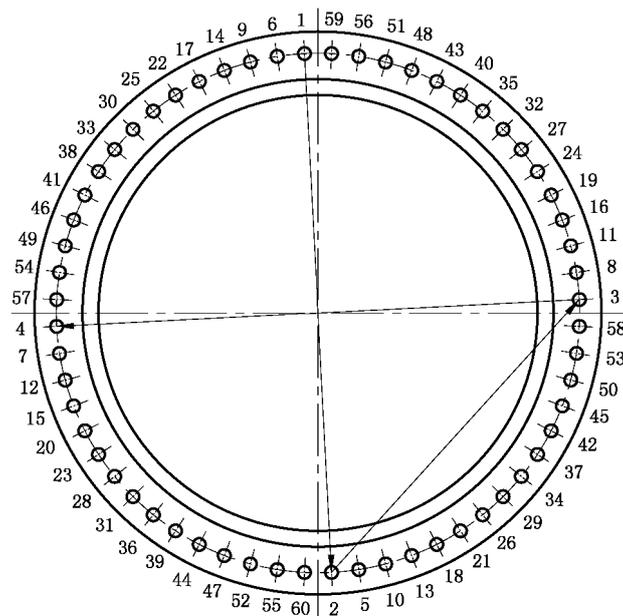


图 8-1 螺柱紧固顺序

8.12 尺寸偏差

8.12.1 热交换器安装尺寸的允许偏差见图 8-2。

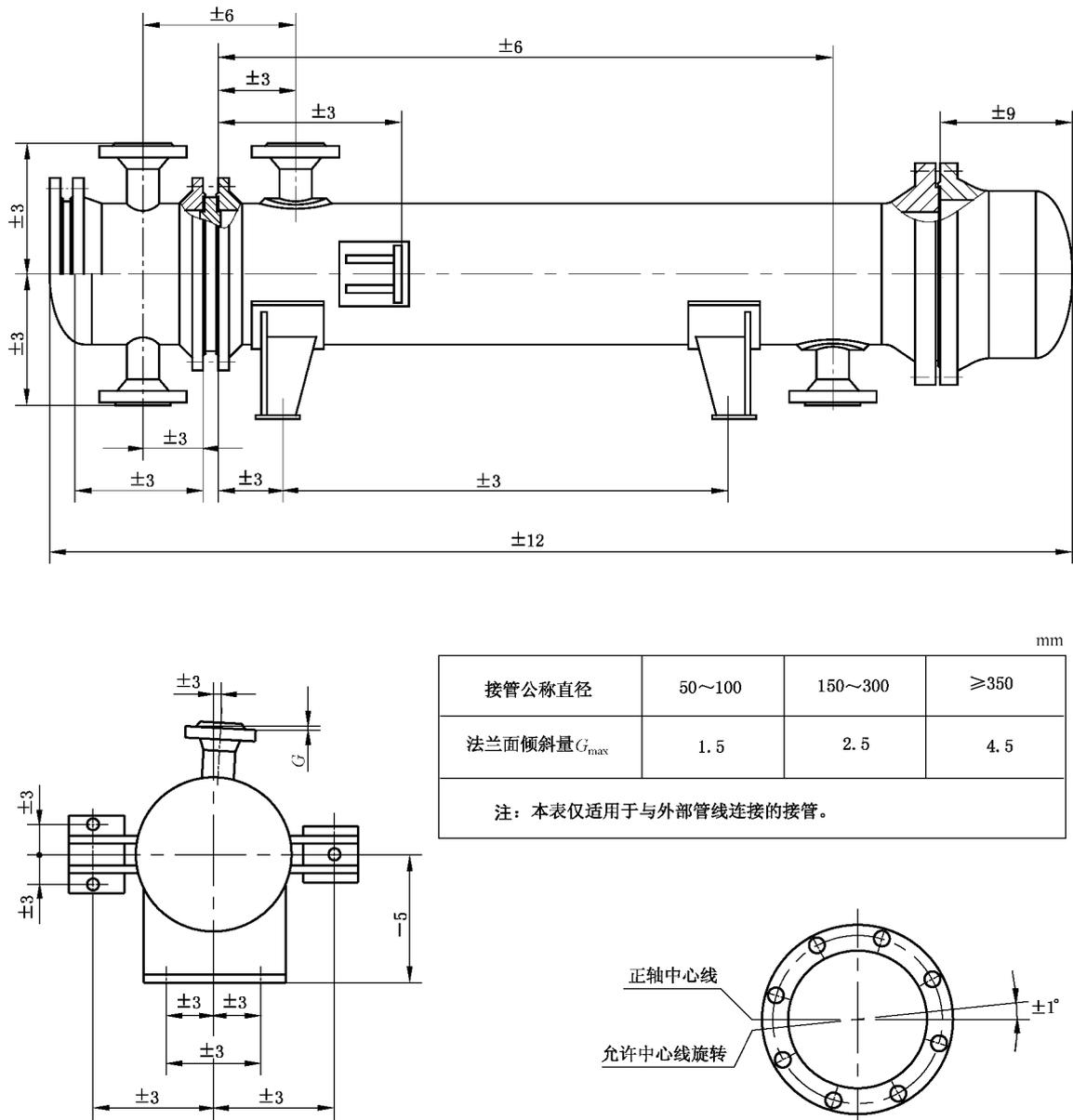


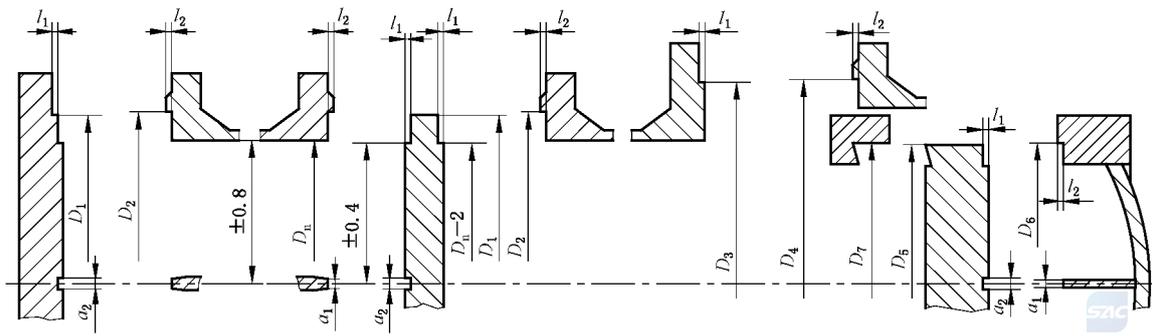
图 8-2 安装尺寸允许偏差

8.12.2 管箱平盖、法兰、分程隔板、管板等装配尺寸的允许偏差见图 8-3。图中 $D_1 \sim D_7$ 的允许偏差按 GB/T 1804 规定的 m 级,但极限偏差不得超过 ± 1.2 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 7-1。

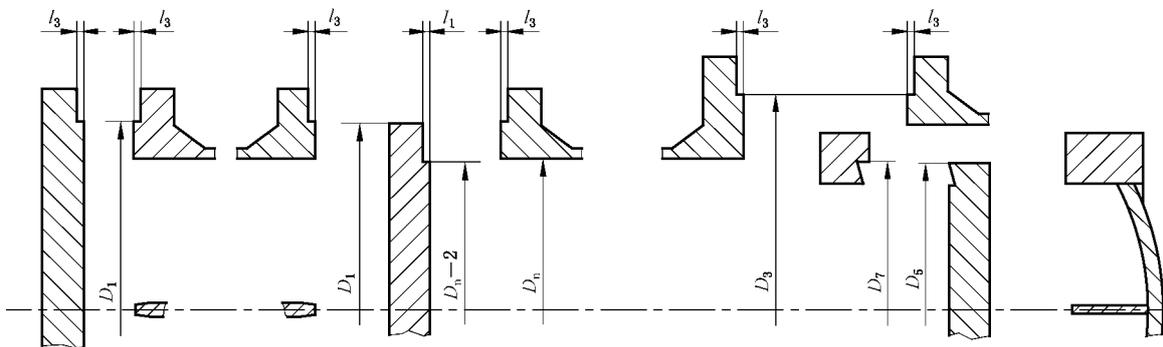
8.12.3 填料函装配尺寸的公差等级见图 8-4。

8.12.4 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 6-20),纵向隔板两对角线之差不应大于 2.5 mm。

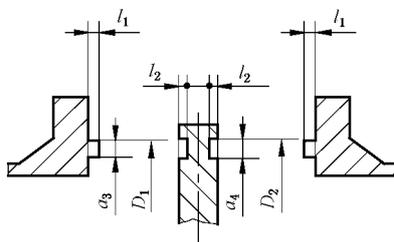
8.12.5 除另有规定外,零件机械加工表面和非机械加工表面的线性尺寸的极限偏差,分别按 GB/T 1804 中的 m 级和 c 级的规定。



a) 凹凸面连接



b) 平面连接



c) 榫槽面连接

mm		
符号	基本尺寸	偏差
l_1	≥ 5	$+0.5$ 0
l_2	≥ 5	0 -0.5
l_3	≥ 3	$+0.5$ 0
a_1, a_3	—	0 -0.8
a_2, a_4	—	$+1.5$ 0

图 8-3 装配尺寸的允许偏差

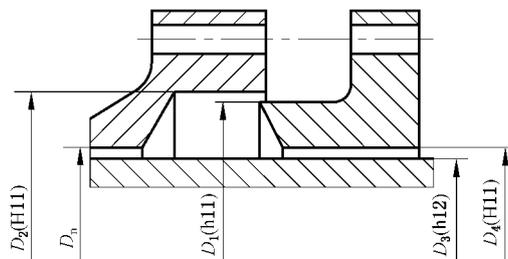


图 8-4 填料函装配尺寸的允许偏差

8.13 耐压试验和泄漏试验

8.13.1 热交换器耐压试验的顺序应符合本标准的规定,耐压试验的方法及要求应符合 GB 150.4—2011 的规定。

8.13.2 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。

8.13.3 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。

8.13.4 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。

8.13.5 按压差设计的热交换器耐压试验顺序:

- a) 管头试压(按图样规定的最大试验压力差值);
- b) 管程和壳程步进试压(按图样规定的试验压力和步进程序);
- 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。

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

8.13.7 泄漏试验

8.13.7.1 泄漏试验应符合 GB 150.4—2011 中 11.5 的规定。

8.13.7.2 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。

8.13.8 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。

8.13.9 对无法更换有缺陷换热管的热交换器,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) 换热管堵管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;
- c) 出厂资料应标记出堵管位置,并提供给采购方。

8.13.10 热交换器耐压试验合格后,内部积水应排净、吹干。

8.14 出厂资料

8.14.1 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。

8.14.2 热交换器出厂资料应满足 GB 150.4—2011 中的要求。

8.15 铭牌

8.15.1 热交换器应装有 TSG R0004—2009 规定内容的铭牌。

8.15.2 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。

8.15.3 重叠热交换器的每台热交换器上,应各有一块铭牌。

8.15.4 铭牌的材料应耐大气腐蚀。

8.16 涂敷与运输包装

热交换器的涂敷与运输包装应符合 JB/T 4711 的规定。

9 安装、操作和维护

9.1 现场安装

9.1.1 拆装空间

9.1.1.1 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。

9.1.1.2 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。

9.1.1.3 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。

9.1.2 基础和地脚螺栓

9.1.2.1 基础不得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。

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

9.1.3 安装

9.1.3.1 在不影响热交换器支座滑动的情况下,可采用平垫铁与斜垫铁组进行找平;不得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)。

9.1.3.2 热交换器重叠安装时,应按制造厂的竣工图样进行组装。

9.1.3.3 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。

9.1.3.4 必要时,安装前应进行耐压试验。

9.1.3.5 现场进行管束抽芯检查后,还应进行耐压试验;图样有规定时还应进行泄漏试验。

9.1.4 管路配置

9.1.4.1 推荐设置旁路和旁路阀。

9.1.4.2 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。

9.1.4.3 热交换器应配置排气阀和排液阀,对于易燃、有毒等有害介质不得直接排放。

9.1.4.4 管道配置应避免流体冲击或将机械振动传递到热交换器上。

9.1.4.5 与热交换器连接的外部管道应避免强力装配。

9.1.5 其他要求

9.1.5.1 安装前不得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。

9.1.5.2 紧固螺柱的顺序见图8-1;必要时,螺纹表面应涂抹适当的防咬合剂。

9.1.5.3 设计文件中未规定涂敷防腐涂层的钢制热交换器管束,如需涂敷防腐涂层应经传热核算。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。

9.1.5.4 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。

9.2 试车和操作

9.2.1 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,不得违背规程

操作。

9.2.2 热交换器不得在超过设计文件规定的条件下运行。

9.2.3 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。

9.2.4 热交换器如无旁路,试车时宜增设临时旁路。

9.2.5 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。

9.2.6 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。

9.2.7 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。禁止冷态时快速导入热介质、或热态时快速导入冷介质。

9.2.8 对涂敷防腐涂层的热交换器,在操作运行或吹扫时,应严格控制温度,防止防腐涂层损坏失效。

9.2.9 开停车时应注意:

a) 对固定管板式热交换器,开、停车及吹扫等过程中,应尽可能减小壳体与管束之间的温差应力;

b) 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。

9.2.10 对介质工作温度高于 250 °C 的热交换器,升温时需及时做好法兰的热紧工作。

9.2.11 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,还应采取充氮等保护措施。

9.3 维护

9.3.1 热交换器宜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。

9.3.2 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。

9.3.3 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。

9.3.4 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。

附 录 A
(规范性附录)

标准的符合性声明及修订

A.1 本标准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 R0004—2009 的相应规定。按本标准要求的管壳式热交换器可以满足 TSG R0004—2009 的基本安全要求。

A.2 本标准的修订采用提案审查制度。任何单位和个人均有权利对本标准的修订提出建议,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,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:北京市朝阳区和平街西苑 2 号楼 D 座三层 邮政编码:100029
电子邮箱:GB151@cscbpv.org

附 录 B
(资料性附录)
管壳式热交换器传热计算

B.1 适用范围

本附录适用于管壳式热交换器的无相变传热计算。

B.2 计算流程

- 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),计算阻力降；
 - f) 计算阻力降与允许阻力降比较,若大于允许阻力降,应重复 B.2 d)~B.2 f)；
 - g) 计算管、壳程的对流传热系数,确定污垢热阻,计算总传热系数；
 - 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,应重复 B.2 c)~B.2 h)。
- 计算流程见图 B.1。



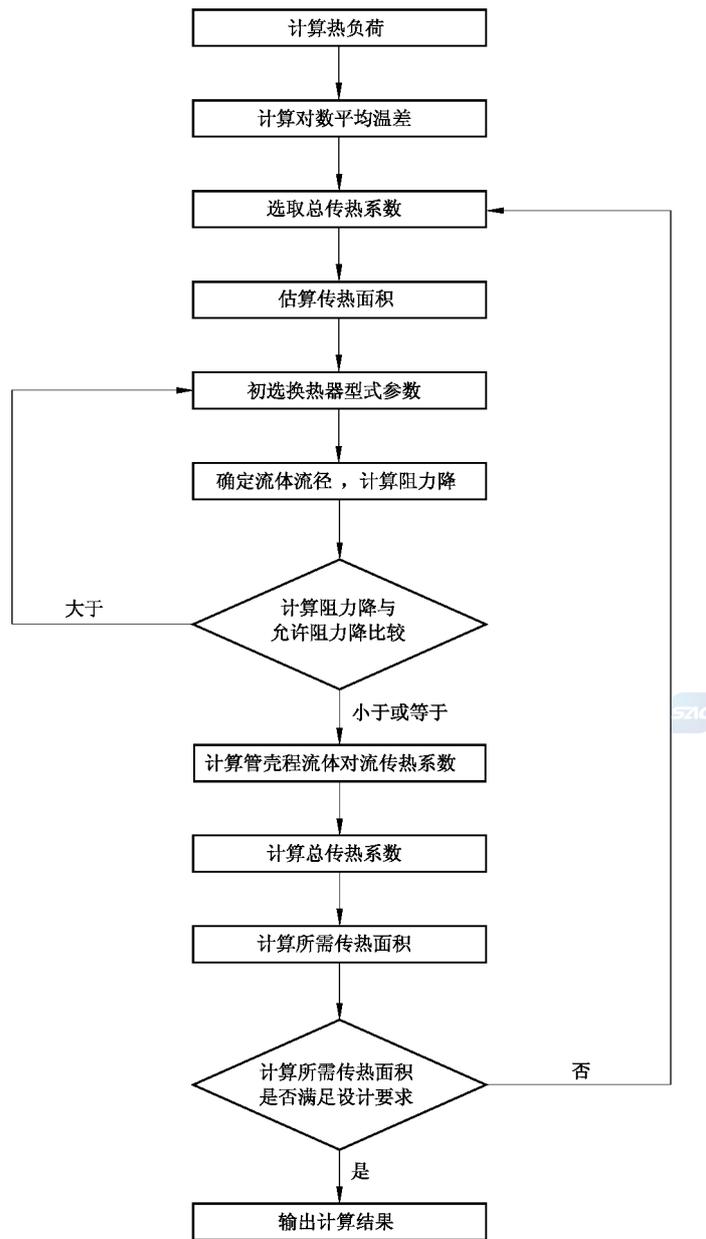


图 B.1 管壳式热交换器传热计算流程

B.3 设计条件

B.3.1 输入数据

B.3.1.1 操作参数

- 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、出口两个温度点下的密度、等压比热、黏度、导热系数和液相表面张力。
- b) 两相流体,应分别给出气、液相流体的物性参数,至少包含出一个压力点下进、出口3个温度点下的密度、等压比热、黏度、导热系数和液相表面张力。此外,还应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,均应给出冷、热流体的污垢热阻。

B.3.2 标准规范

热交换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

- a) 管、壳程设计温度；
- b) 管、壳程设计压力；
- c) 腐蚀裕量等；
- d) 热交换器结构型式(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(立置或卧置)；
- f) 程数；
- g) 换热管类型(光管、螺纹管、T形翅片管、表面烧管、纵槽管、翅片管、螺旋槽管、锯齿形管、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) 若选用多台热交换器操作,应给出多台热交换器的串、并联方式要求。

B.4 设计结果

B.4.1 结构参数

- 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接口公称直径；
- k) 串联热交换器的壳程中间接口公称直径；
- 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

- a) 热负荷；
- b) 有效平均温差；
- c) 污垢和清洁状态下总传热系数；
- d) 换热管壁温；
- e) 壳程圆筒壁温；
- f) 管板温度。

B.4.3 流体动力学参数

- a) 冷、热流体阻力降；
- b) 冷、热流体在热交换器进、出口接管内的流速；
- c) 壳程入口及管束进、出口处 ρv^2 值。

B.4.4 重量参数

- a) 管束重；
- b) 设备净重；
- c) 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	制造商:			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:	
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			

表 B.1 (续)

17	不凝气质量流量	kg/h					
18	温度	°C					
19	密度	kg/m ³	/	/	/	/	
20	黏度	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	m ² ·°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/(m ² ·°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	入口	mm/MPa				
38	直径与	出口	mm/MPa				
39	压力	中间接口	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: 换热管材质:						
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: ;形式: ;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	

r_i ——管内污垢热阻, $\text{m}^2 \cdot \text{°C}/\text{W}$;

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, $\text{m}^2 \cdot \text{°C}/\text{W}$ 。对于光管, 管壁热阻按式(B.5)计算:

$$r_w = \frac{d}{2\lambda_w} \ln\left(\frac{d}{d - 2\delta_w}\right) \dots\dots\dots(\text{B.5})$$

式中:

d ——光管外径, m ;

δ_w ——光管壁厚, m ;

λ_w ——换热管导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{°C})$ 。

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, 按式(B.6)计算:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \dots\dots\dots(\text{B.6})$$

B.8.2 其他流动方式

有效平均温差按式(B.7)进行修正:

$$\Delta t_m = F \cdot \Delta t_{m,ctf} \dots\dots\dots(\text{B.7})$$

式中:

$\Delta t_{m,ctf}$ ——冷、热流体逆流时的对数平均温差, °C ;

F ——温差校正系数。

温差校正系数 F 用无量纲参数 P 和 R 由曲线图 B.3~图 B.15 查得, 无量纲参数 P 按式(B.8)计算; R 按式(B.9)计算:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{\text{冷流体温升}}{\text{两流体的最初温差}} \dots\dots\dots(\text{B.8})$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{\text{热流体温降}}{\text{冷流体温升}} \dots\dots\dots(\text{B.9})$$

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.3~图 B.15 中相应图线查得 F 值。

B.9 流体定性温度



液体的平均温度(过渡流及湍流)按式(B.10)、式(B.11)计算:

$$T_m = 0.4T_1 + 0.6T_2 \dots\dots\dots(\text{B.10})$$

$$t_m = 0.4t_1 + 0.6t_2 \dots\dots\dots(\text{B.11})$$

液体(层流)和气体的平均温度按式(B.12)、式(B.13)计算:

$$T_m = \frac{1}{2}(T_1 + T_2) \dots\dots\dots(\text{B.12})$$

$$t_m = \frac{1}{2}(t_1 + t_2) \quad \dots\dots\dots (B.13)$$

注: Re 为雷诺准数, $Re \leq 2\,000$ 为层流, $2\,000 < Re < 4\,000$ 为过渡流, $Re \geq 4\,000$ 为湍流。

B.10 壁温计算

B.10.1 换热管壁温

a) 热流体侧的壁温按式(B.14)计算:

$$t_h = T_m - K \left(\frac{1}{\alpha_h} + r_h \right) \Delta t_m = T_m - \frac{Q}{A} \left(\frac{1}{\alpha_h} + r_h \right) \quad \dots\dots\dots (B.14)$$

式中:

t_h ——热流体侧的壁温, $^{\circ}\text{C}$;

α_h ——热流体侧的对流传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$;

r_h ——热流体侧的污垢热阻, $\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{W}$ 。

b) 冷流体侧的壁温按式(B.15)计算:

$$t_c = t_m + K \left(\frac{1}{\alpha_c} + r_c \right) \Delta t_m = t_m + \frac{Q}{A} \left(\frac{1}{\alpha_c} + r_c \right) \quad \dots\dots\dots (B.15)$$

式中:

t_c ——冷流体侧的壁温, $^{\circ}\text{C}$;

α_c ——冷流体侧的对流传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$;

r_c ——冷流体侧的污垢热阻, $\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{W}$ 。

c) 一般情况下, 换热管壁平均温度按式(B.16)计算:

$$t_t = \frac{1}{2}(t_h + t_c) \quad \dots\dots\dots (B.16)$$

式中:

t_t ——换热管壁平均温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

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两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, 在设计中应考虑污垢热阻。

污垢热阻可参照附录 E。



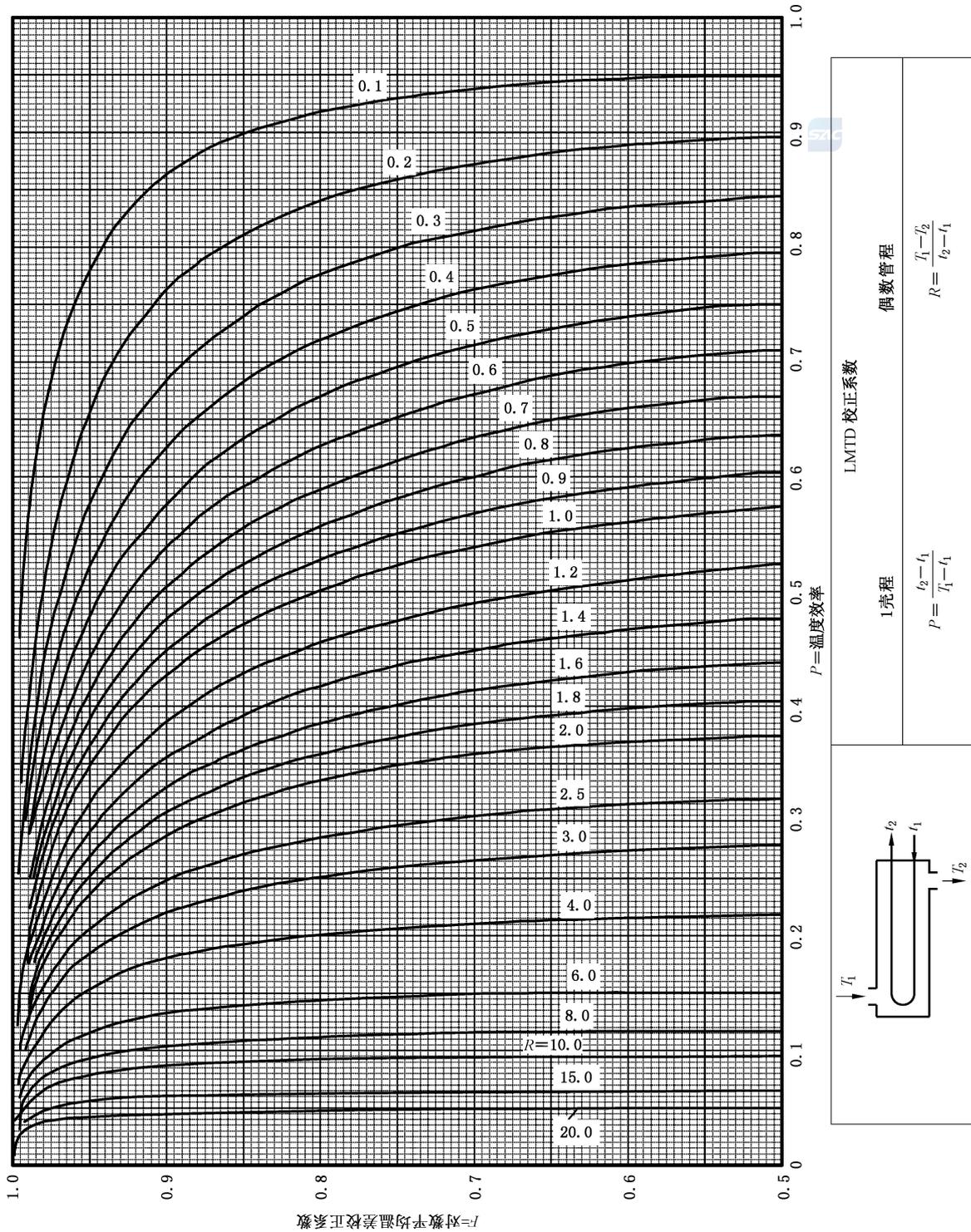


图 B.3 对数平均温差校正系数(一壳程)

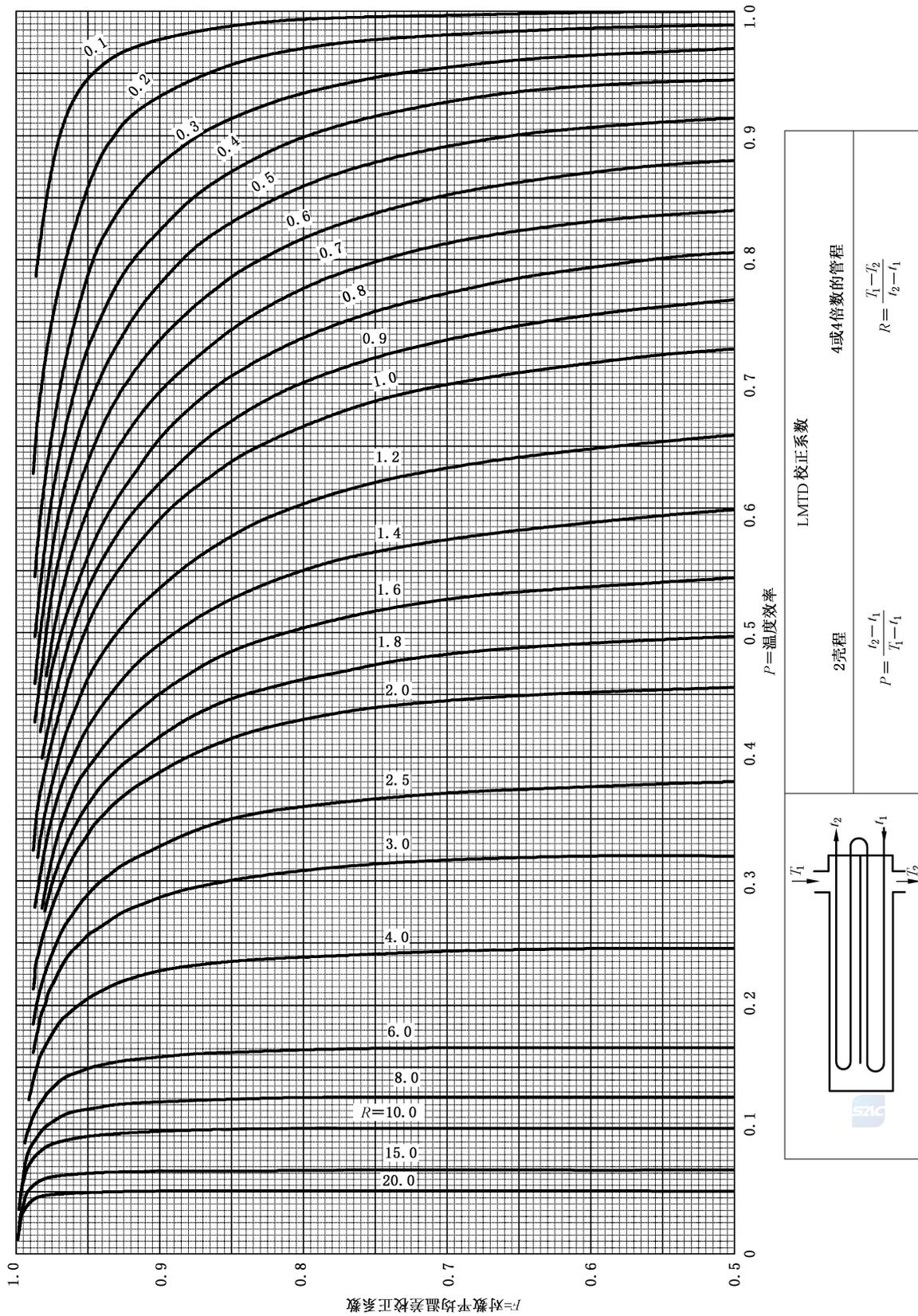


图 B.4 对数平均温差校正系数(二壳程)

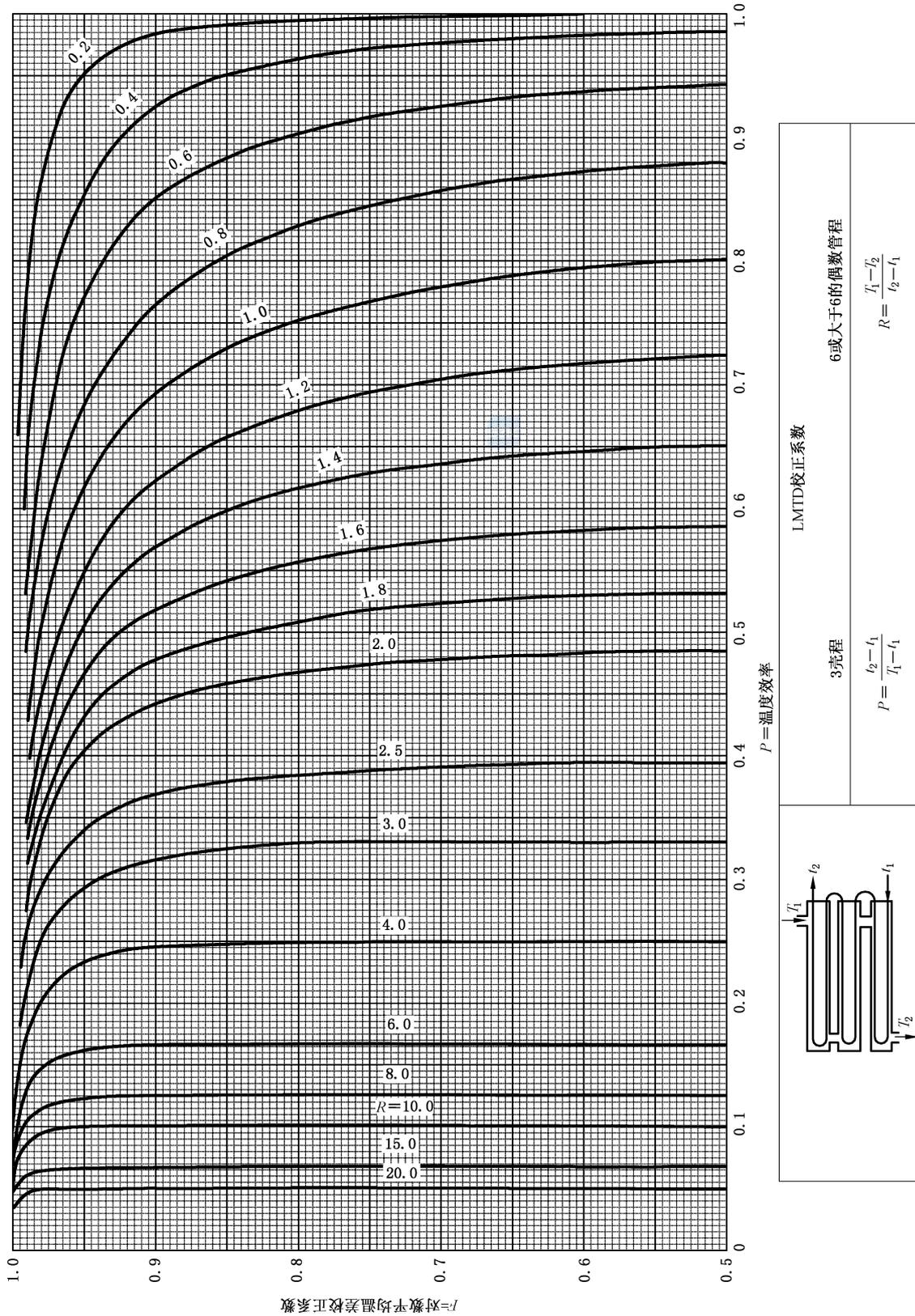


图 B.5 对数平均温差校正系数(三壳程)

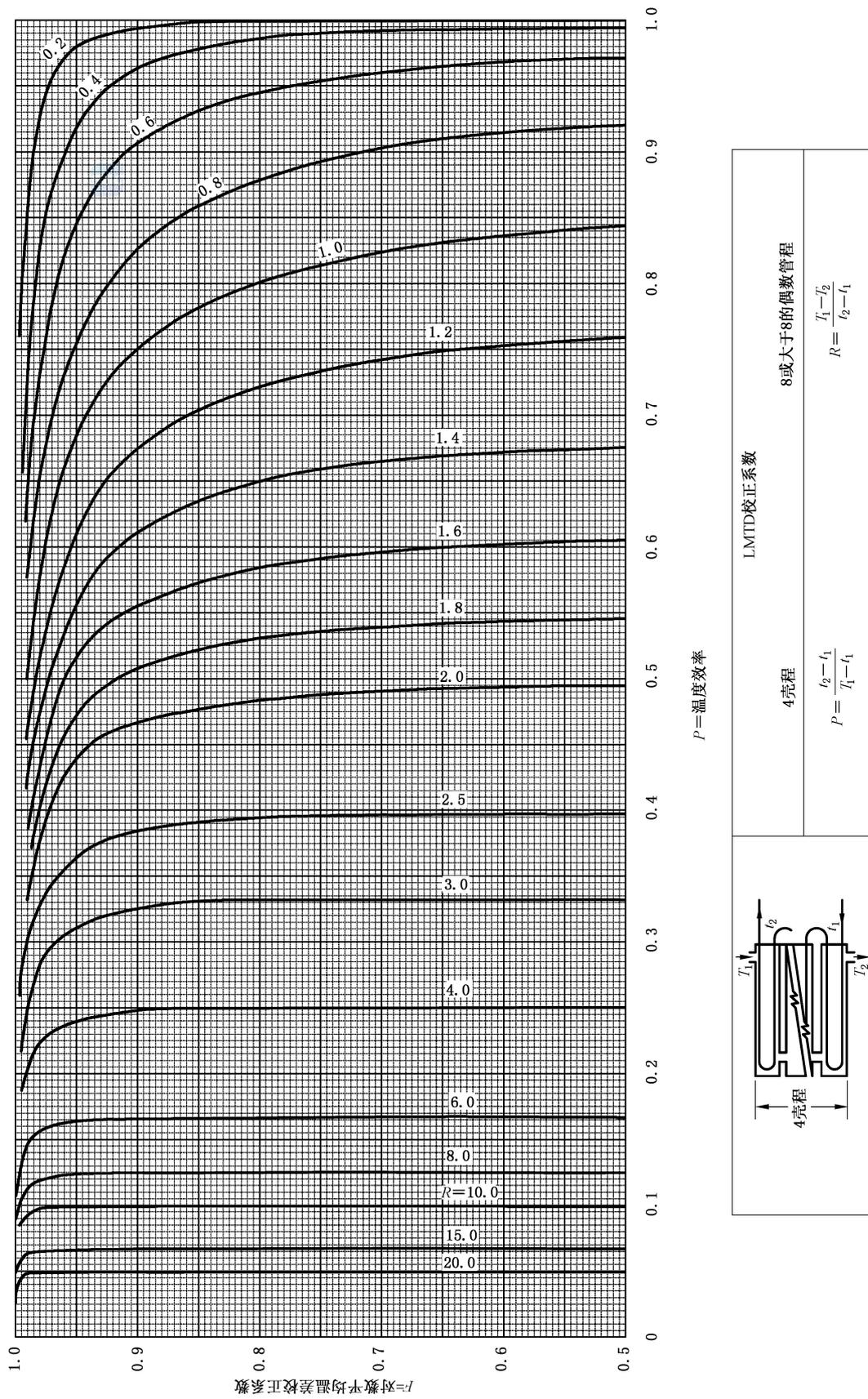


图 B.6 对数平均温差校正系数(四壳程)

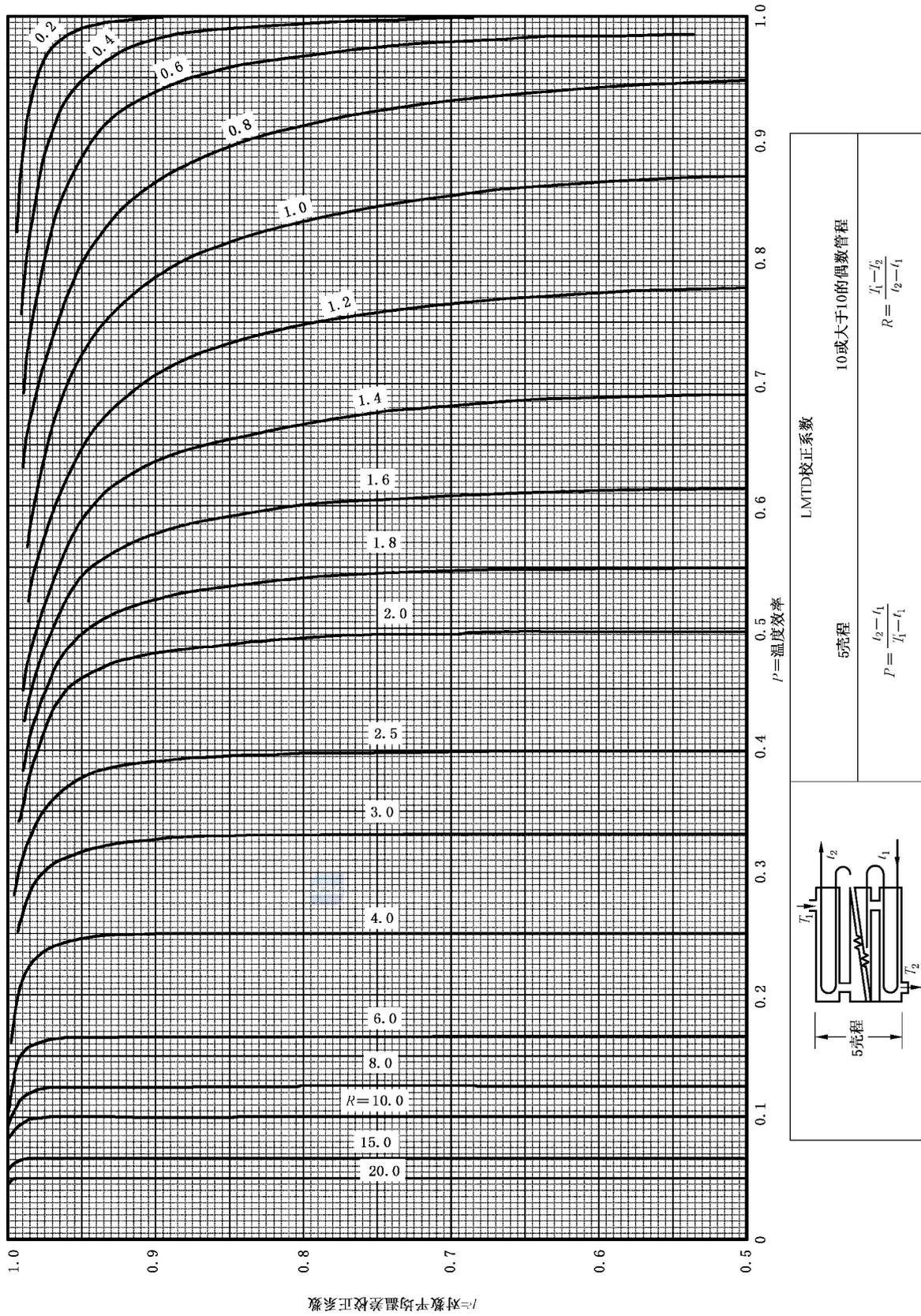


图 B.7 对数平均温差校正系数(五壳程)

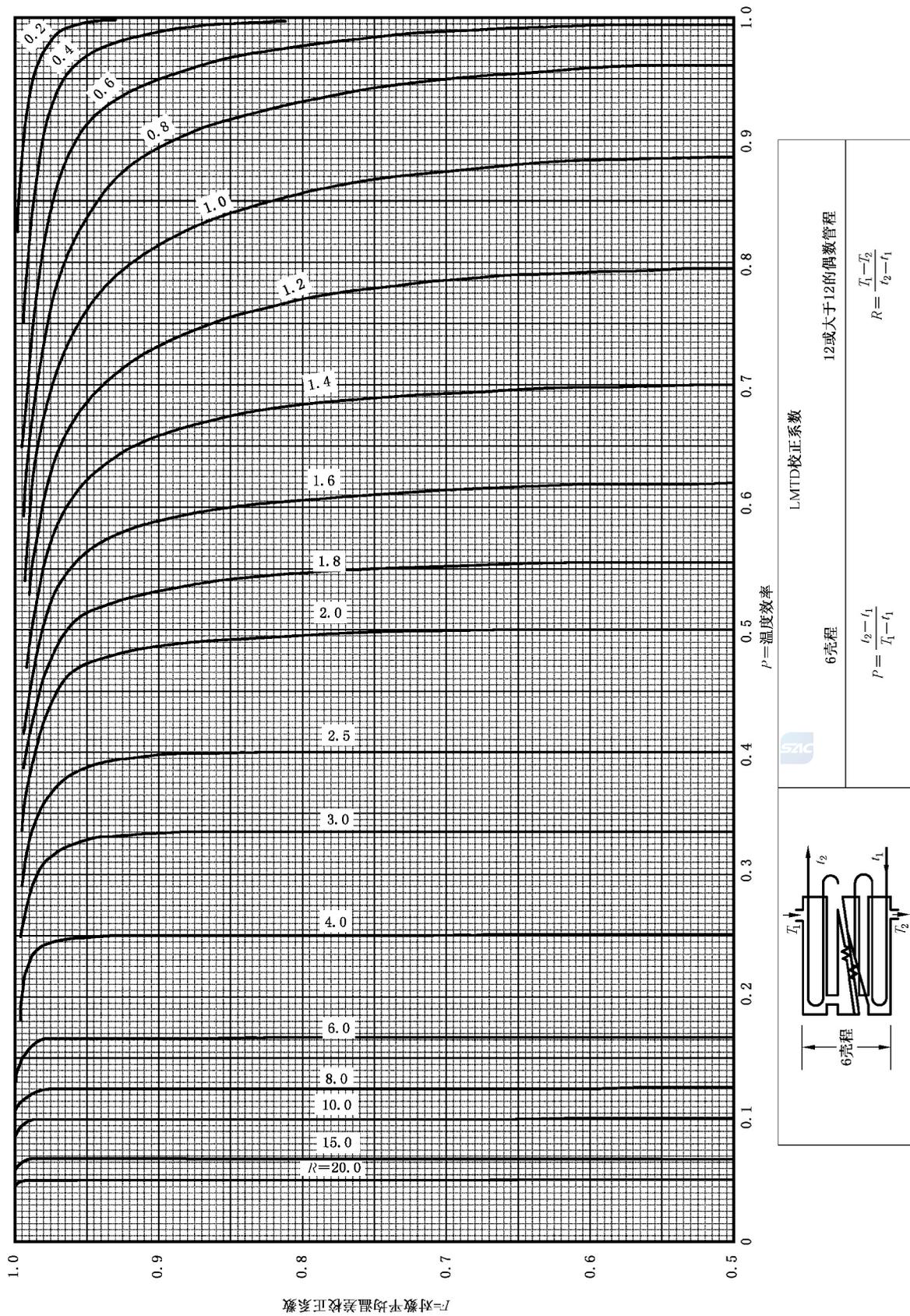


图 B.8 对数平均温差校正系数(六壳程)

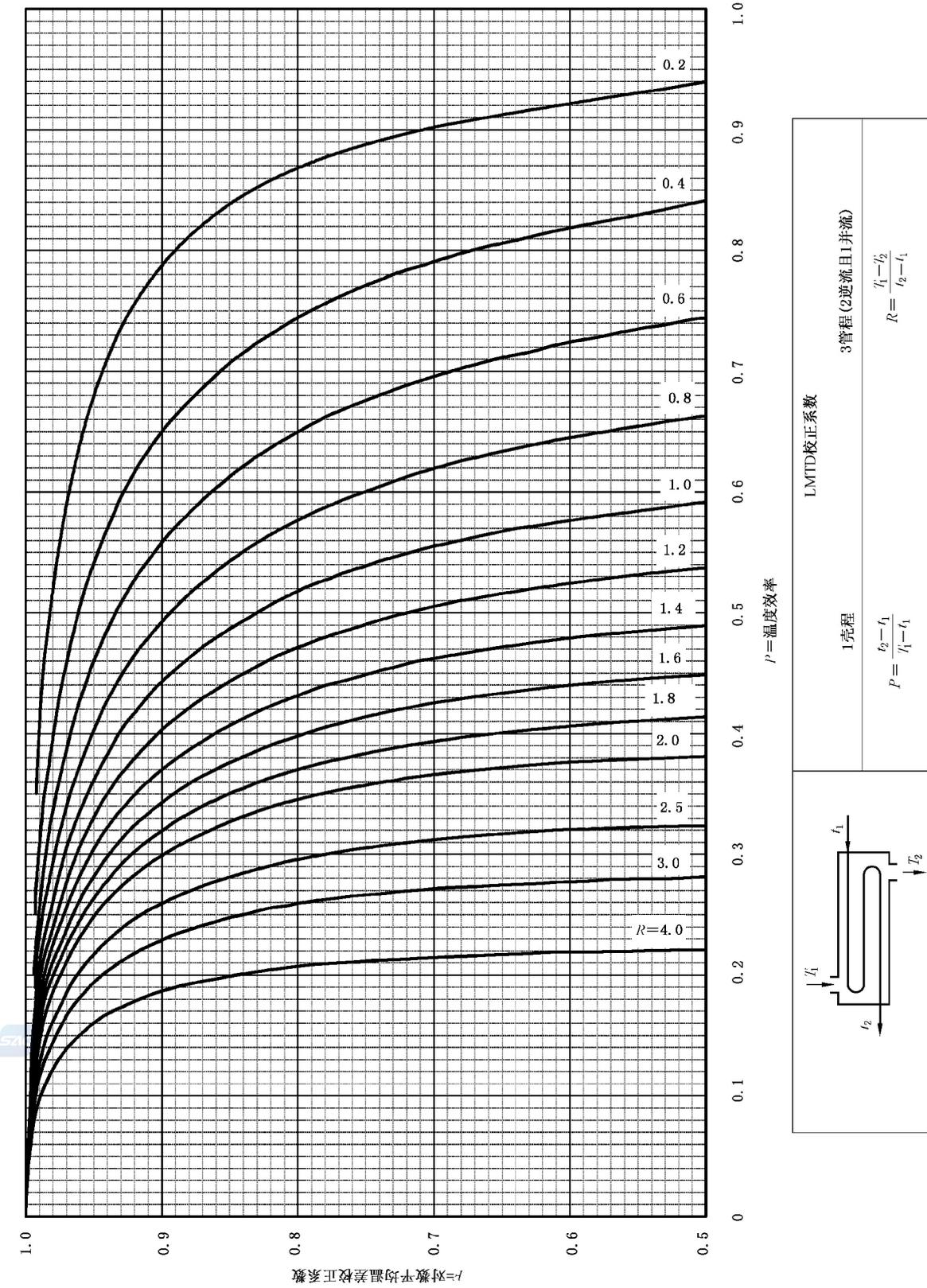


图 B.9 对数平均温差校正系数(一壳程,三管程)

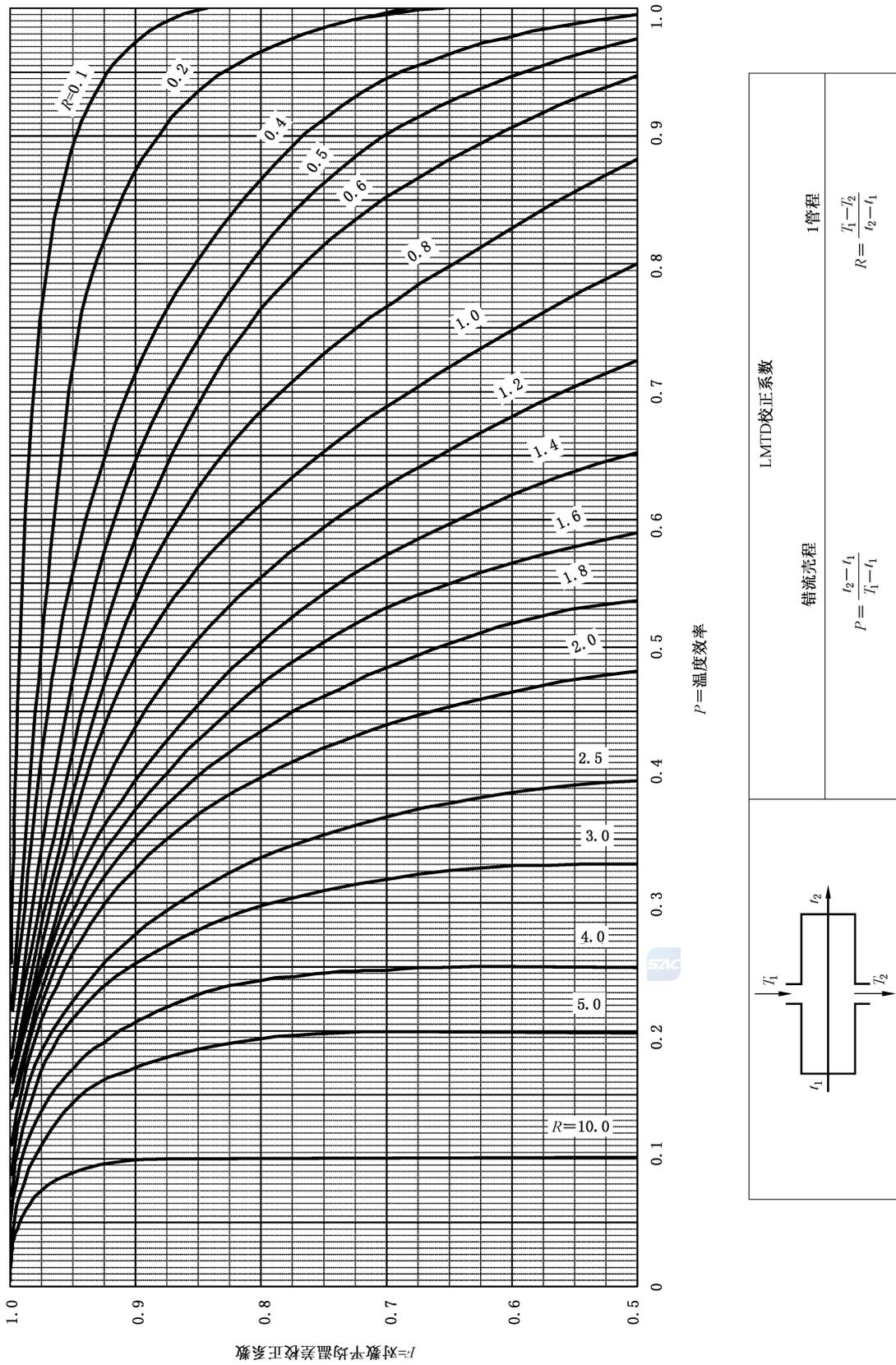


图 B.10 对数平均温差校正系数 (错流壳程)

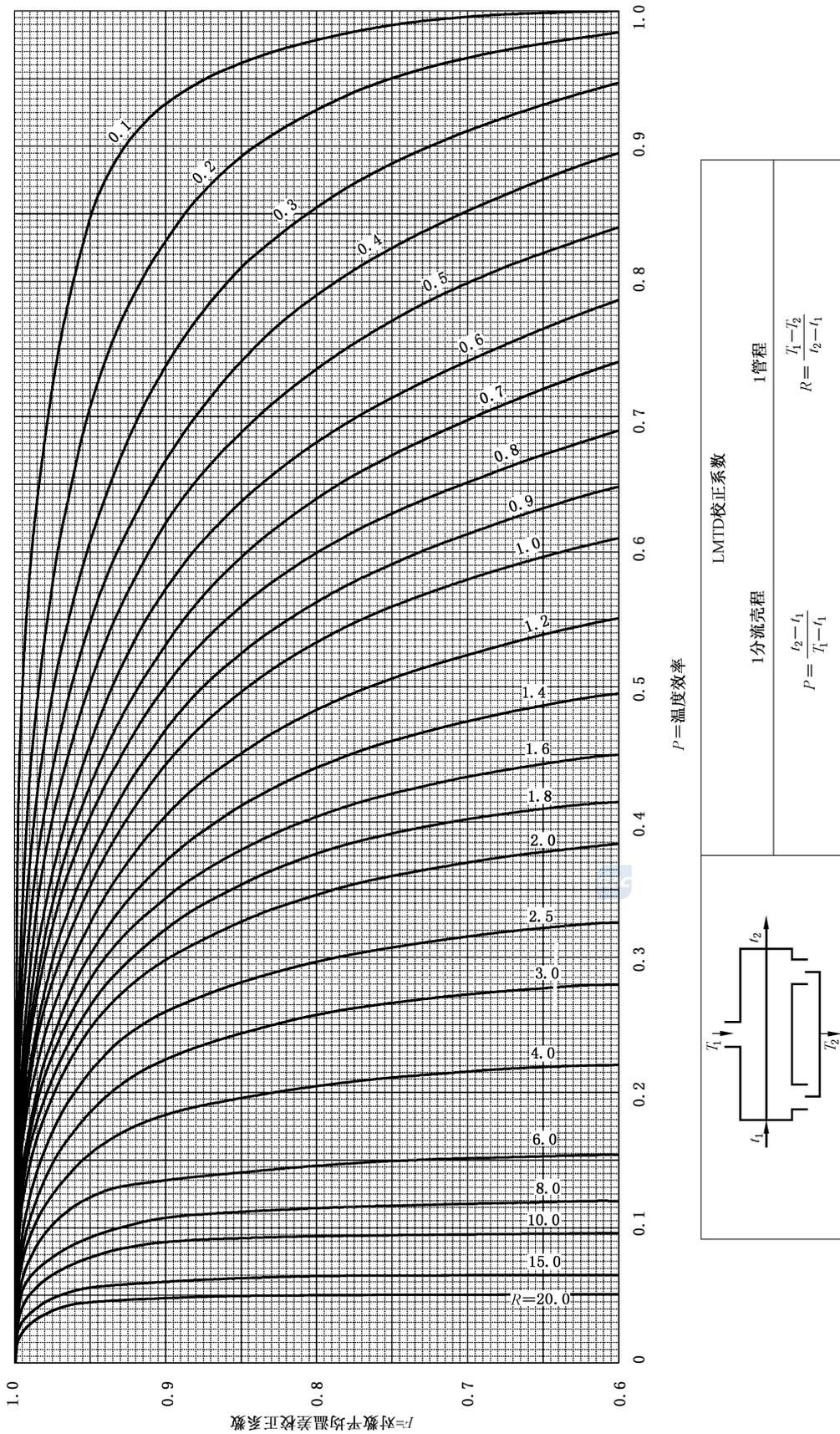


图 B.11 对数平均温差校正系数(1分流壳程,1管程)

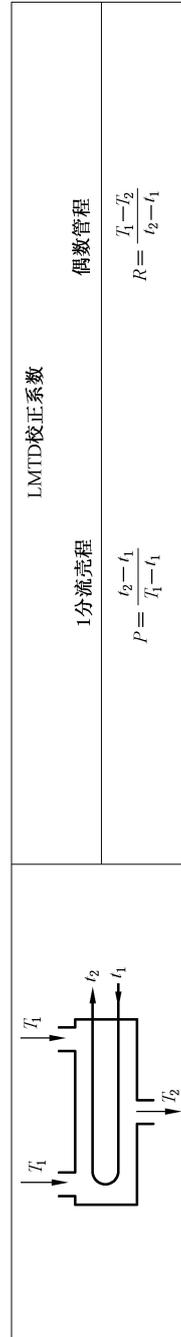
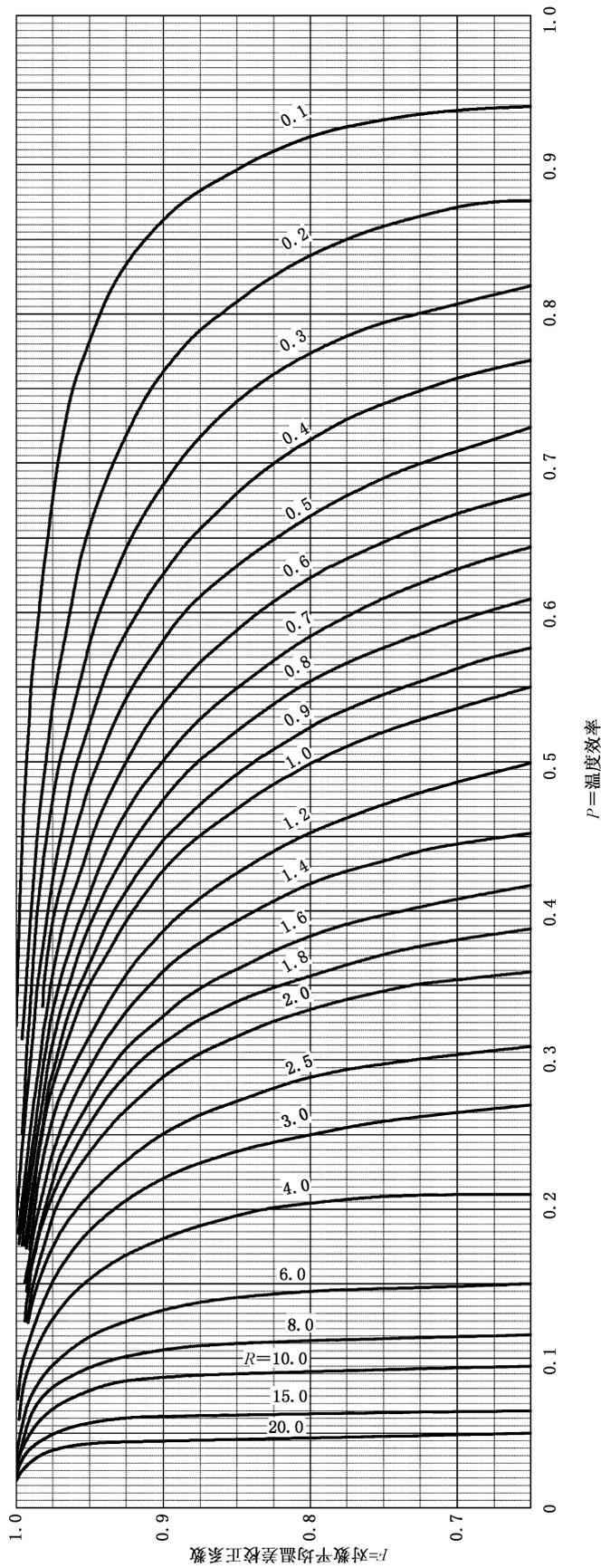


图 B.12 对数平均温差校正系数(1分流壳程,偶数管程)

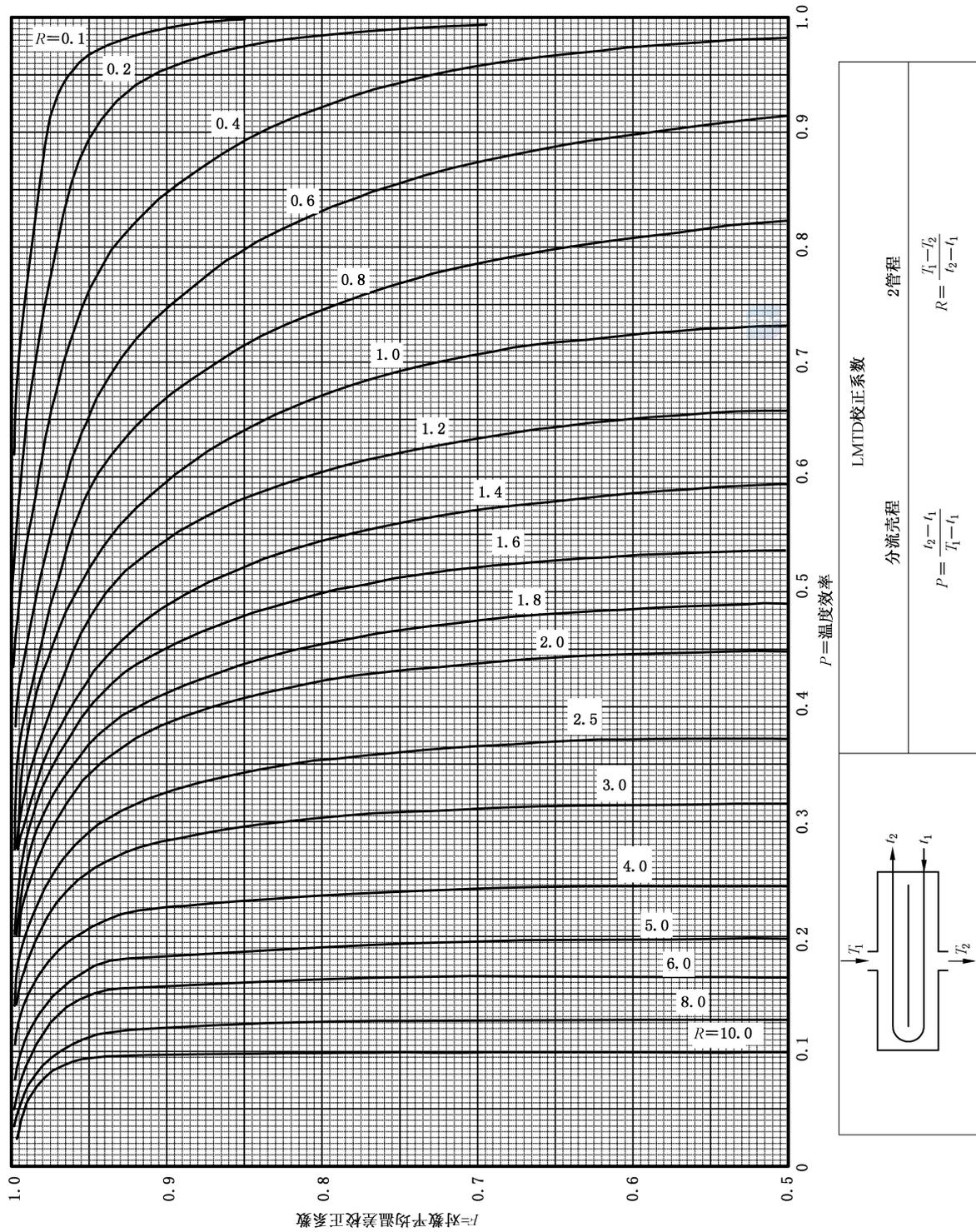
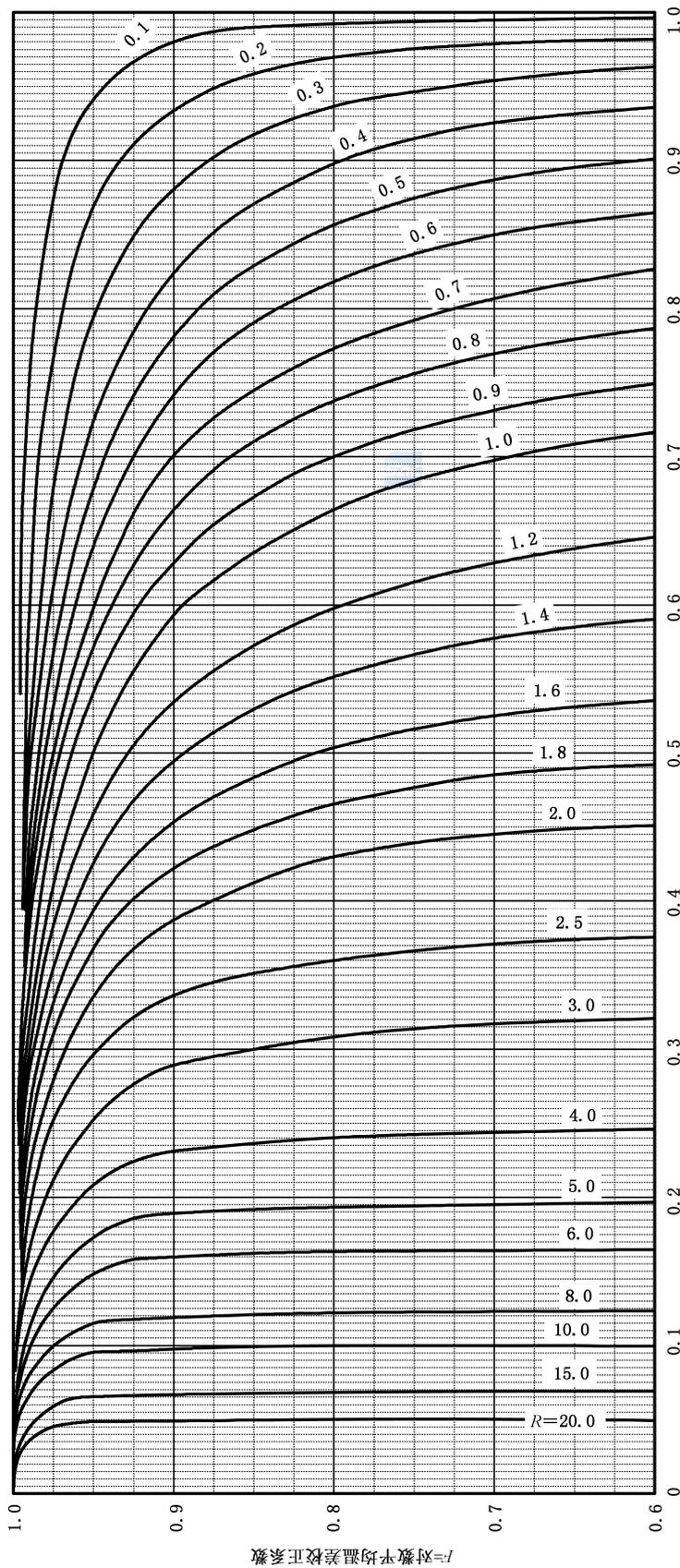


图 B.13 对数平均温差校正系数(有隔板分流程壳程, 2管程)



P = 温度效率

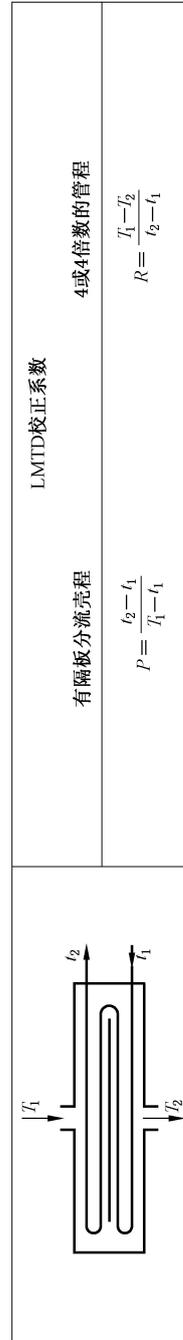


图 B.14 对数平均温差校正系数(有隔板分流壳程, 4 管程)

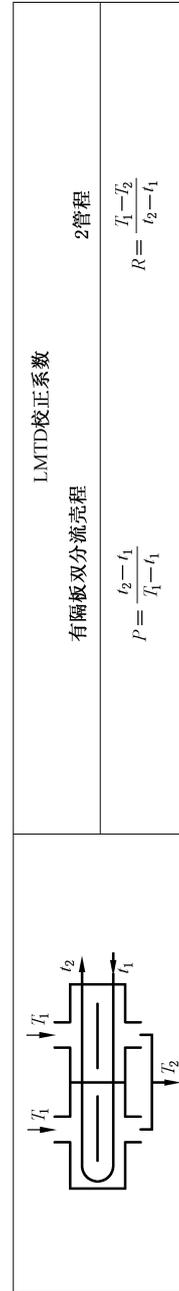
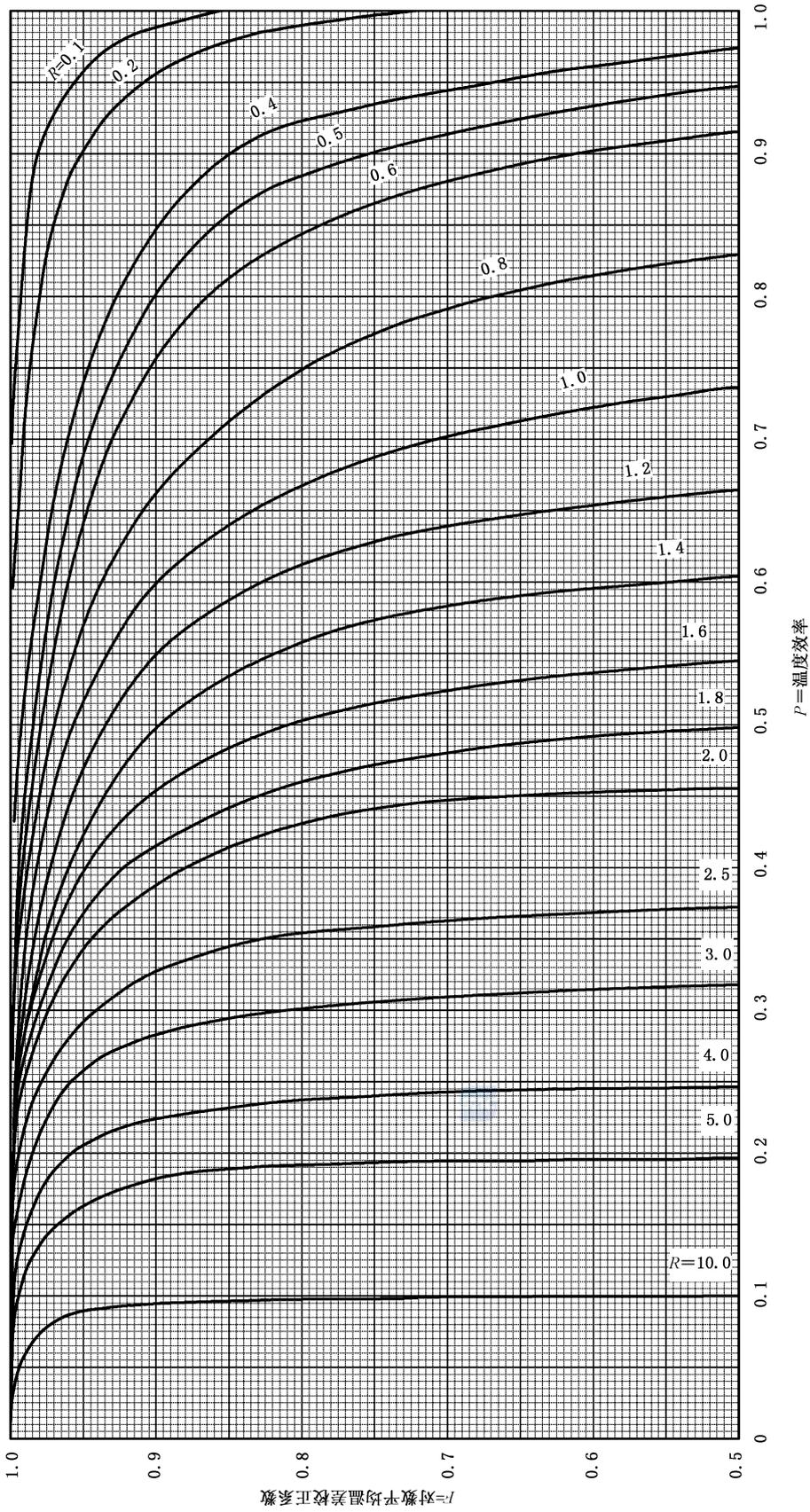


图 B.15 对数平均温差校正系数(有隔板双流壳程,2管程)

附录 C
(资料性附录)
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, m;
- f_v —— 卡门旋涡频率, Hz;
- S —— 换热管中心距, m;
- St —— 斯特罗哈数, 无量纲, 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, m/s。



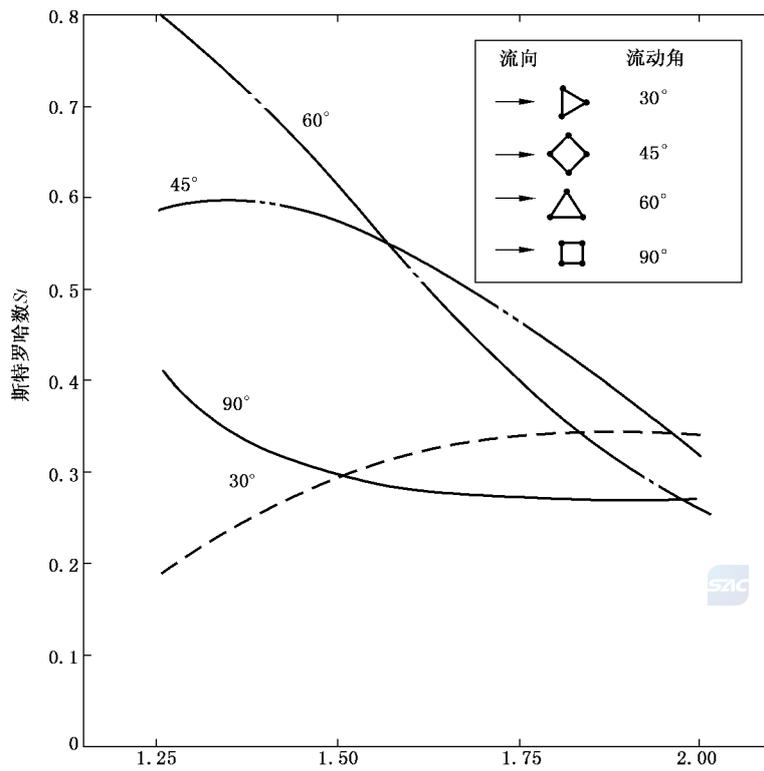


图 C.1 换热管节径比 S/d_o 。

C.1.3 湍流抖振主频率

湍流抖振主频率 f_t 按式(C.2)计算,且只在流体为气体时予以计算:

$$f_t = \frac{Vd_o}{lT} \left[3.05 \left(1 - \frac{d_o}{T} \right)^2 + 0.28 \right] \dots\dots\dots (C.2)$$

式中:

l ——纵向的换热管中心距[如图 C.2 b)所示],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),m。

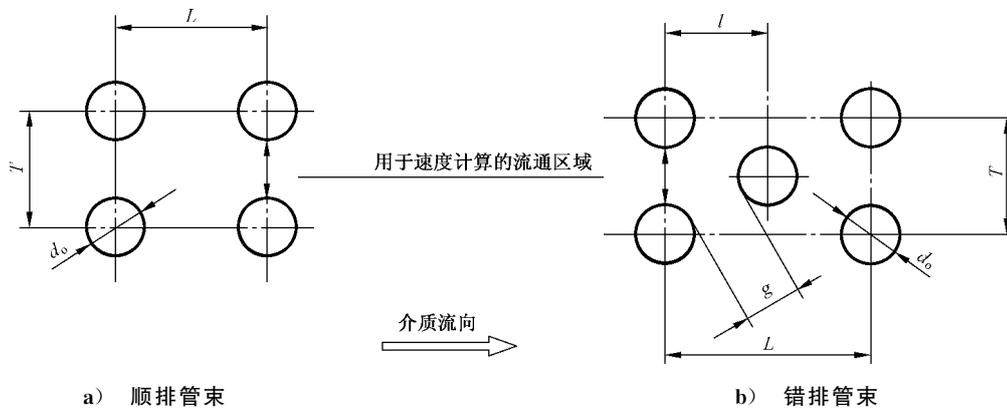


图 C.2 管束中的几何尺寸符号

C.1.4 声学驻波频率

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。

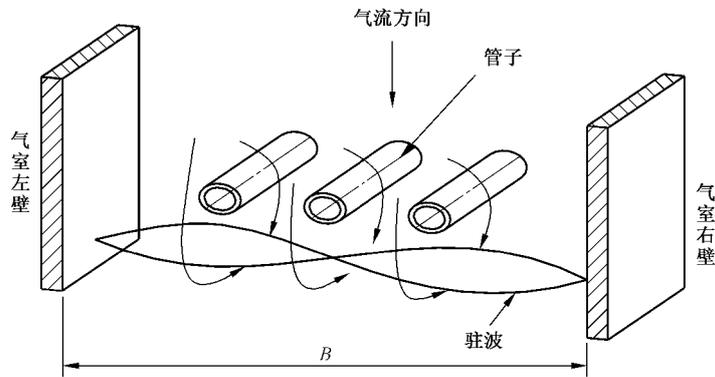


图 C.3 声学驻波

C.1.4.1 声速

在气体中声波的传播速度 c 按式(C.3)计算:

$$c = 1\,000 \sqrt{\frac{p_s Z \gamma}{\rho_o \left(1 + k \frac{d_o^2}{S^2}\right)}} \dots\dots\dots (C.3)$$

式中:

- c —— 声速, 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), 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, kg/m^3 。

C.1.4.2 声频

声频 f_a 按式(C.4)计算:

$$f_a = \frac{nc}{2D} \dots\dots\dots (C.4)$$

式中:

- c —— 声速, m/s。
- D —— 特性长度, 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 值取壳体内径的 0.707 倍。
- n —— 振型数, 指半波的整数倍, 无因次, 见图 C.4 b)。

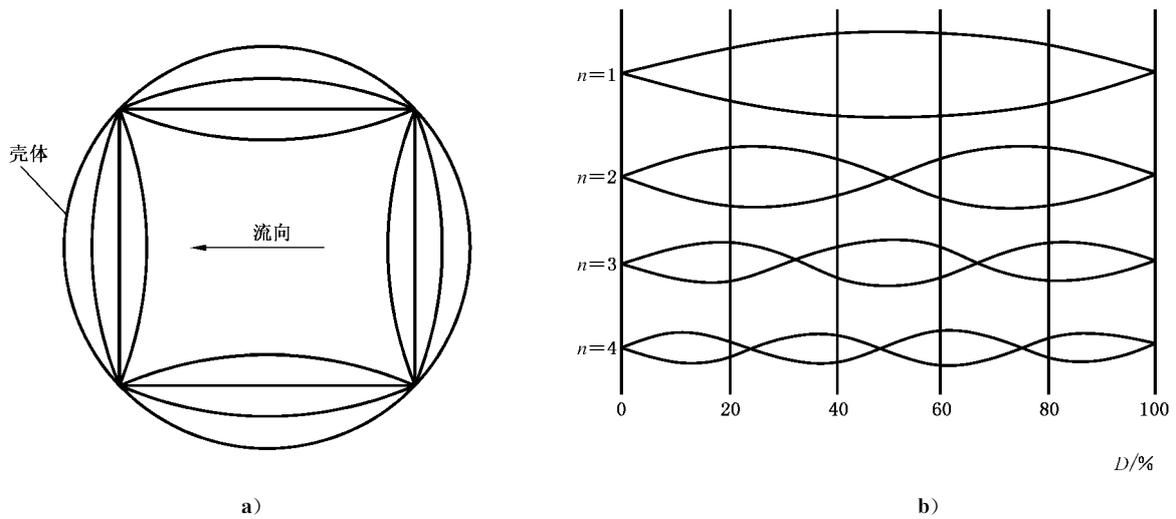


图 C.4

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, m;

f_n ——换热管的固有频率, Hz, 计算方法见 C.2;

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, m;

m ——单位管长的质量, kg/m, 计算方法见 C.2;

δ ——换热管的对数衰减率, 无因次, 计算方法见 C.3;

ρ_o ——壳程流体的密度, 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	3.58($S/d_o - 0.9$)	0.1
	>2~300	6.53($S/d_o - 0.9$)	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	2.8	0.17
	>1~300	2.8	0.5
正方形(90°)	0.03~0.7	2.1	0.15
	>0.7~300	2.35	0.5

C.2 换热管的固有频率

C.2.1 符号说明

- C_M ——附加质量系数,根据节径比 S/d_o 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,且 $m = m_i + m_o + m_t$, kg/m;
- 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。

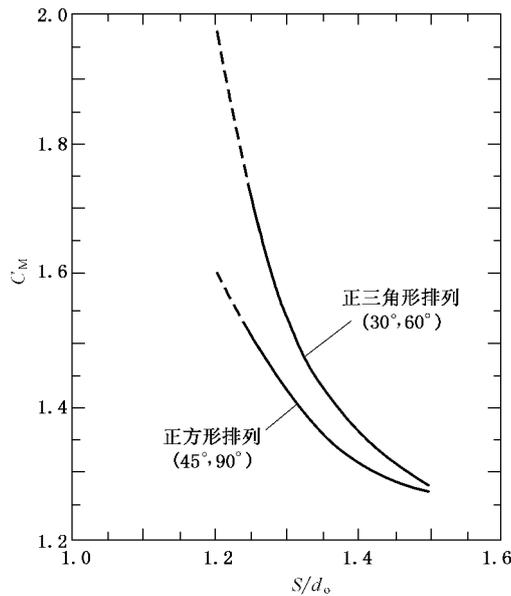


图 C.5 附加质量系数(静止流体)

C.2.2 支承条件

一般情况下换热管的支承条件是: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 按式(C.7)计算:

$$f_n = 35.3\lambda_n \sqrt{\frac{E(d_o^4 - d_i^4)}{ml^4}} \dots\dots\dots (C.7)$$

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 $K=1$ 。

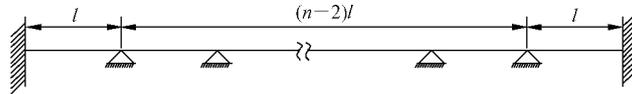


图 C.6

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	$\alpha_n \beta_0 + \beta_n \delta_0 = 0$	$\alpha_n \gamma_0 + \gamma_n \alpha_0 = 0$	$\alpha_n \delta_0 + \gamma_n \beta_0 = 0$

$\alpha_n, \beta_n, \gamma_n, \alpha_0, \beta_0, \gamma_0, \delta_0$ 分别按式(C.9)~式(C.11)计算:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_n &= S_n - \frac{T_n U_n}{V_n} \\ \beta_n &= T_n - \frac{U_n^2}{V_n} \\ \gamma_n &= V_n - \frac{T_n^2}{V_n} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (C.9)$$

$$\left. \begin{aligned} S_n &= \frac{1}{2} [ch(kl_n) + \cos(kl_n)] \\ T_n &= \frac{1}{2} [sh(kl_n) + \sin(kl_n)] \\ U_n &= \frac{1}{2} [ch(kl_n) - \cos(kl_n)] \\ V_n &= \frac{1}{2} [sh(kl_n) - \sin(kl_n)] \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (C.10)$$

$$\begin{bmatrix} \alpha_0 & \beta_0 \\ \gamma_0 & \delta_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{n-1} & \beta_{n-1} \\ \gamma_{n-1} & \delta_{n-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_{n-2} & \beta_{n-2} \\ \gamma_{n-2} & \delta_{n-2} \end{bmatrix} \dots\dots \begin{bmatrix} \alpha_2 & \beta_2 \\ \gamma_2 & \delta_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_1 & \beta_1 \\ \gamma_1 & \delta_1 \end{bmatrix} \dots\dots (C.11)$$

式中:

n ——总跨数;

l_n ——第 n 跨的间距, 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 $K = l_1/l$ 。

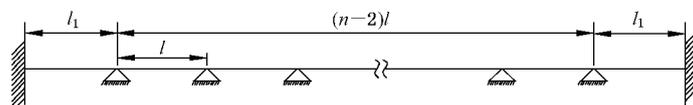


图 C.7

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、图 C.14 查得, 但跨距比应按 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式(C.13)计算:

$$f_{na} = f_a \sqrt{1 + \frac{64Fl^2}{\pi E (d_o^4 - d_i^4) K_r^2} \times 10^{-6}} \dots\dots\dots (C.13)$$

式中:

F ——轴向力, 拉伸时取正值, 压缩时取负值, N;

K_r ——与管端固定条件有关的系数;

两端固定时, $K_r = 2\pi$;

两端简支时, $K_r = \pi$;

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, Hz;
 f_{na} ——轴向力作用下换热管的固有频率, 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, MPa;
- f_{nU} ——U形管的最低固有频率, Hz;
- l ——折流板间距, m;
- m ——单位长度换热管质量, 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, m;
- l_1 ——半圆形弯管端部与相邻折流板间的距离, m;
- l_2 ——管板与相邻折流板间的距离, m。

C.2.6.2 弯管段中部增设支承板或支承条时, U形管的最低固有频率仍按式(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。

C.3 对数衰减率

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实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.3.1 壳程介质为气体时, $\delta = \delta_v$ 且按式(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:

- t_b ——折流板厚度, m;
- n ——总跨数;
- l_m ——换热管的跨距, m; 取 3 个最长跨距的平均值。

C.3.2 壳程介质为液体时, $\delta = \delta_{l_1} + \delta_{l_2}$, 此处:

$$\delta_{l_1} = 5.57 \left(\frac{d_o}{m}\right) \left(\frac{\rho_1 \nu_1}{f_1}\right)^{0.5} C_e \dots\dots\dots (C.16)$$

$$\delta_{l_2} = 138.2 \left(\frac{n-1}{n}\right) \left(\frac{\rho_1 d_o^2}{f_1 m}\right) \left(\frac{t_b}{l_m}\right)^{0.6} \dots\dots\dots (C.17)$$

式中:

- f_1 ——换热管的基频, Hz;
- C_e ——界限函数, 由表 C.4 确定;
- m ——换热管单位长度的质量, kg/m。由 C.2.1 确定;
- ν_1 ——液体的运动黏度, m^2/s ;
- ρ_1 ——液体的密度, kg/m^3 。

如果由式(C.16)、式(C.17)计算得出的 δ_{l_1} 、 δ_{l_2} 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°, 60°)	方形排列(45°, 90°)
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

C.3.3 壳程介质为两相流体时, $\delta = \delta_{TP}$ 。先按式(C.18)、式(C.19)分别计算出 δ_{TP1} 、 δ_{TP2} :

$$\delta_{TP1} = 5.57 \left(\frac{d_o}{m} \right) \left(\frac{\rho_{TP}^2 \nu_{TP}}{f_1} \right)^{0.5} C_e \dots\dots\dots (C.18)$$

$$\delta_{TP2} = 0.314 \left(\frac{\rho_1 d_o^2}{m} \right) [f(\epsilon_g)] C_e \left(\frac{\sigma_t}{\sigma_{20}} \right) \dots\dots\dots (C.19)$$

总的对数衰减率见式(C.20):

$$\delta_{TP} = \delta_{TP1} + \delta_{TP2} + \delta_V \dots\dots\dots (C.20)$$

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:

$$\epsilon_g = \frac{V_g}{V_g + V_l} \dots\dots\dots (C.21)$$

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, m^3/s ;

V_l —— 通过流道截面时液相流体的体积流量, m^3/s ;

ν_{TP} —— 两相流体的运动黏度, m^2/s ;

σ_t 、 σ_{20} —— 依次为液体在 t °C 和 20 °C 的表面张力, N/m ;

ρ_{TP} —— 两相流体的密度, kg/m^3 。

ρ_{TP} 按式(C.22)计算, ν_{TP} 按式(C.23)计算:

$$\rho_{TP} = \rho_l (1 - \epsilon_g) + \rho_g \epsilon_g \dots\dots\dots (C.22)$$

$$\nu_{TP} = \frac{1}{\frac{(1 - \epsilon_g)}{\nu_l} + \frac{\epsilon_g}{\nu_g}} \dots\dots\dots (C.23)$$

式中：

ν_g, ν_l ——依次为气相和液相流体的运动黏度, m^2/s ;

ρ_g, ρ_l ——依次为气相和液相流体的密度, kg/m^3 。

C.4 振幅

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, 应按式 (C.24) 或式 (C.25) 计算换热管的振幅。

C.4.1 卡门旋涡激振时换热管的振幅：

$$y_v = \frac{C_L \rho_o d_o V^2}{2\pi^2 \delta f_1^2 m} \dots\dots\dots (C.24)$$

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, m；

f_1 ——换热管的基频, Hz；

m ——换热管单位长度的质量, kg/m (参见 C.2.1)；

δ ——对数衰减率 (参见 C.3)；

ρ_o ——壳程流体的密度, kg/m^3 。

符号 d_o, V 与 C.1.2 的说明相同。

C.4.2 湍流抖振时换热管的振幅：

$$y_t = \frac{C_F \rho_o d_o V^2}{8\pi \delta^{1/2} f_1^{3/2} m} \dots\dots\dots (C.25)$$

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, m。

C.4.3 推荐的最大振幅见式 (C.26)：

$$y_v \leq 0.02d_o \dots\dots\dots (C.26)$$

$$y_t \leq 0.02d_o$$

表 C.5 升力系数 C_L

S/d_o	流动角 (参见表 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

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
	$> 40, < 88$	$-0.000 45 f_1 + 0.04$
	≥ 88	0
离入口较远处换热管	≤ 40	0.012
	$> 40, < 88$	$-0.000 25 f_1 + 0.022$
	≥ 88	0

C.5 振动的判据

C.5.1 壳程流体为气体或液体时,当符合下列条件中的任何一条,管束可能发生振动和破坏:

- a) 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;
- b) 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;
- c) 换热管的最大振幅 $y_{\max} > 0.02d_o$;
- d) 横流速度 V 大于临界横流速度 V_c 。

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:

- a) 前几阶振型,尤其是一、二阶振型的声频在下列范围内,见式(C.27):

$$\left. \begin{aligned} &0.8f_v < f_a < 1.2f_v \\ \text{或} &0.8f_t < f_a < 1.2f_t \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (C.27)$$

- b) 对顺排管束按式(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[(参见图 C.2 a)],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[(参见图 C.2 a)],m;
- V ——横流速度,m/s,根据管间最小的自由截面计算;
- ν ——壳程气体的运动黏度, m^2/s 。

- c) 对错排管束,按式(C.30)计算的无因次声共振参数 ψ_2 值处于图 C.8 的共振区内:

$$\psi_2 = \sqrt{\frac{Vd_o}{\nu}} \left[\frac{\sqrt{L(T-d_o)}}{L-d_o} \right] \frac{\nu}{cd_o} \dots\dots\dots (C.30)$$

式(C.30)与图 C.8 中的符号:

- L ——纵向的换热管中心距〔参见图 C.2 b〕, m;
 T ——横向的换热管中心距〔参见图 C.2 b〕, m;
 c ——声速, m/s;
 g ——管间隙〔参见图 C.2 b〕, m;
 h ——管束中气体喷射的最小宽度, m;
 $g > (T - d_o)/2$ 时, $h = (T - d_o)/2$;
 $g < (T - d_o)/2$ 时, $h = g$ 。

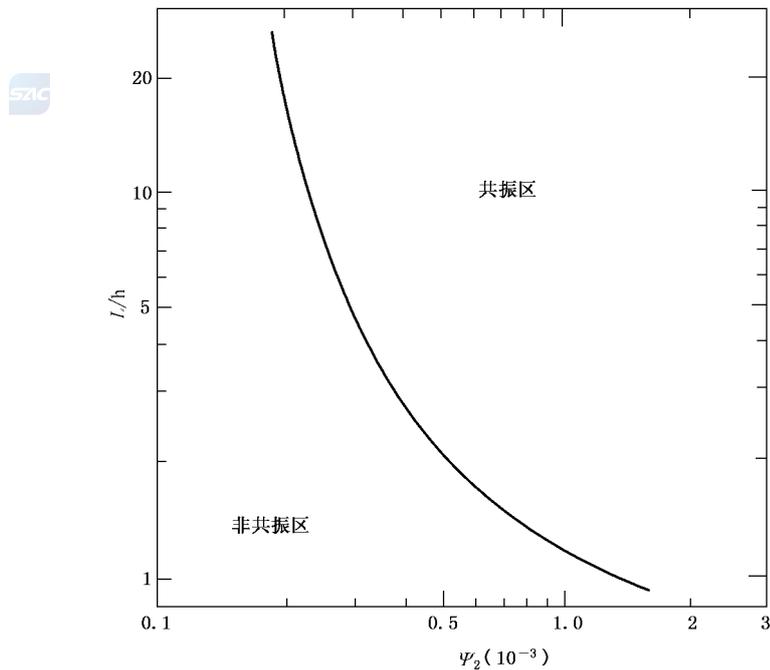


图 C.8 错列管束的声共振区

C.6 防振措施

C.6.1 改变流速

- 用分流壳程代替单壳程(参见图 6-7);
- 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

- 改变折流板的形式与布置,减小换热管的无支撑跨距;
- 在换热管二阶振型的节点处增设支承件;
- U形弯管段设置支承板或支承条。

C.6.3 在壳程沿平行于气流的方向插入纵向隔板,以减小式(C.4)中的特性长度 D ,可提高声频,防止声振动。纵向隔板位置应错开驻波的节点而靠近波腹,如图 C.9 所示。

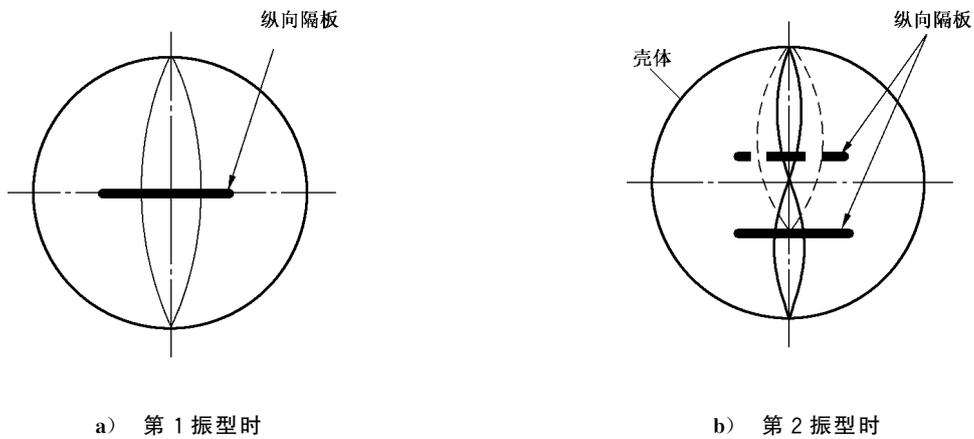


图 C.9 消除声振动的纵向隔板位置



C.6.4 采用杆状或条状支承,代替折流板。

C.6.5 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 例题

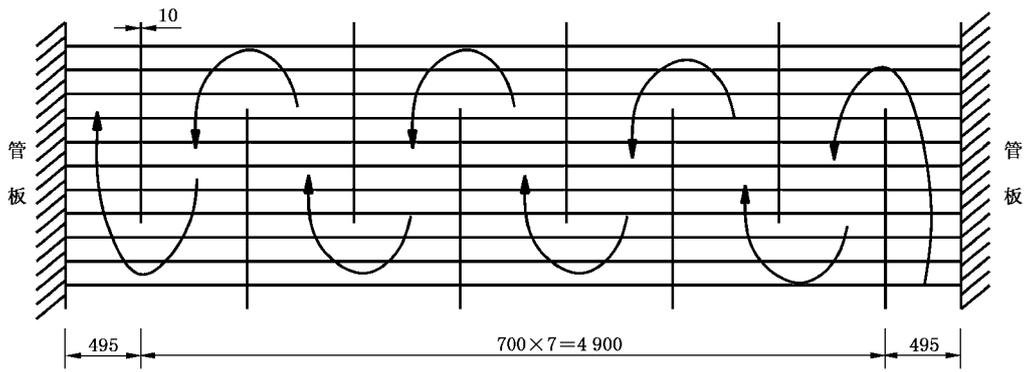
一台型号为 BEM1000— $\frac{0.54}{0.88}$ —343— $\frac{6}{25}$ —2I 钢制固定管板式热交换器。

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)。

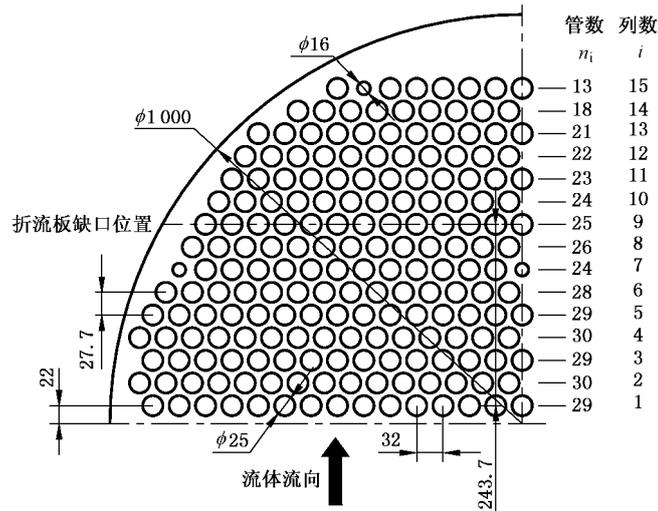
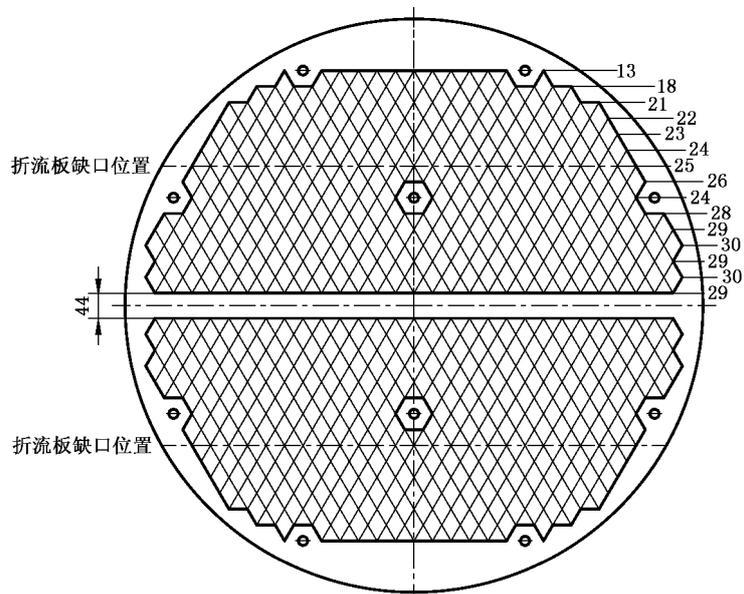
操作条件见表 C.7, 换热管的对数衰减率为 0.03。预测管束振动情况。

表 C.7

	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/°C	37	46
密度/(kg/m ³)	1 000	9.64
流量 Q/(kg/h)		30 000
运动黏度 ν /(m ² /s)		1.1×10^{-6}



a) 折流板布置图



b) 布管图

图 C.10 管束结构参数

C.7.1 计算横流速度

在图 C.10 b) 中已知流动角为 30° , $l=0.0277\text{ m}$, $T=0.032\text{ m}$, 各列换热管之间的间隙总和 b_i 按式 (C.31) 计算:

$$b_i = 2\sqrt{(D/2)^2 - [(i-1)l + 0.022]^2} - n_i d_o - n_r d_r \quad \dots\dots\dots (C.31)$$

式中:

d_r ——拉杆直径, 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 :

$$V_1 = \frac{Q_o}{3600 b_{\min} (l_1 - 0.5t_b) \rho_o} = \frac{30000}{3600 \times 0.18 \times (0.495 - 0.005) \times 9.64} = 9.8\text{ m/s}$$

折流板间的横流速度 V_2 :

$$V_2 = \frac{Q_o}{3600 b_{\min} (l - t_b) \rho_o} = \frac{30000}{3600 \times 0.18 \times (0.7 - 0.01) \times 9.64} = 6.96\text{ m/s}$$

C.7.2 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为:

$$f_{v_1} = St \frac{V_1}{d_o} = 0.19 \times \frac{9.8}{0.025} = 74.48\text{ Hz}$$

折流板间的卡门旋涡频率为:

$$f_{v_2} = St \frac{V_2}{d_o} = 0.19 \times \frac{6.96}{0.025} = 52.90\text{ Hz}$$

C.7.3 计算湍流抖振主频率

$T = S = 0.032\text{ m}$, $l = S \cdot \sin 60^\circ = 0.0277\text{ m}$, 由式 (C.2) 知进、出口处的湍流抖振主频率为:

$$f_{t_1} = \frac{9.8 \times 0.025}{0.0277 \times 0.032} \left[3.05 \left(1 - \frac{0.025}{0.032} \right)^2 + 0.28 \right] = 117.73\text{ Hz}$$

折流板间的湍流抖振主频率为：

$$f_{t_2} = \frac{6.96 \times 0.025}{0.0277 \times 0.032} \left[3.05 \left(1 - \frac{0.025}{0.032} \right)^2 + 0.28 \right] = 83.61 \text{ Hz}$$

C.7.4 计算声频

乙烯的定压比热容与定容比热容的比值 $\gamma = 1.25$ 。

取乙烯的压缩系数 $Z = 1$ 。用式(C.3)得声速为：

$$c = 1000 \sqrt{\frac{0.8829 \times 1.25 \times 1}{9.64 \times \left(1 + 0.907 \frac{0.025^2}{0.032^2} \right)}} = 271.46 \text{ m/s}$$

声频为：

$$f_a = \frac{nc}{2D} = \frac{1 \times 271.46}{2 \times 1} = 135.73 \text{ Hz}$$

C.7.5 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： $m_i = 1.39 \text{ kg/m}$ ；

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： $m = m_i + m_i + m_o = 1.71 \text{ kg/m}$

对于两端固定的换热管，用式(C.8)～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 知：

$$f'_1 = 35.3 \times 11.4 \sqrt{\frac{2.03 \times 10^5 (0.025^4 - 0.02^4)}{1.71 \times 1.4^4}} = 34.0 \text{ Hz}$$

电算与估算法得出的结果相差仅为 1.05%。

C.7.6 临界横流速度

流动角为 30° ，节径比为 1.28 的管束，其 K_c 值与 b 值可根据表 C.1 确定。已知换热管的对数衰减率 $\delta = 0.03$ ，故：

$$\delta_s = m\delta / \rho_o d_o^2 = 1.71 \times 0.03 / (9.64 \times 0.025^2) = 8.51$$

则:

$$K_c = 6.53 \left(\frac{S}{d_o} - 0.9 \right) = 6.53 (1.28 - 0.9) = 2.48$$

$$b = 0.5$$

$$V_{c1} = K_c f_1 d_o \delta_s^b = 2.48 \times 34.36 \times 0.025 \times 8.51^{0.5} = 6.21 \text{ m/s}$$

$$V_{c2} = K_c f_2 d_o \delta_s^b = 2.48 \times 46.09 \times 0.025 \times 8.51^{0.5} = 8.34 \text{ m/s}$$

C.7.7 计算振幅

C.7.7.1 计算 y_v

由表 C.6 知 $S/d_o = 1.28$ 时, $C_L = 0.081$, 由式 (C.24) 得:

$$y_{v1} = \frac{0.081 \times 9.64 \times 0.025 \times 9.8^2}{2\pi^2 \times 0.03 \times 34.36^2 \times 1.71} = 15.68 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$y_{v2} = \frac{0.081 \times 9.64 \times 0.025 \times 6.96^2}{2\pi^2 \times 0.03 \times 34.36^2 \times 1.71} = 7.91 \times 10^{-4} \text{ m}$$

C.7.7.2 计算 y_t

由表 C.5 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:

$$y_{t1} = \frac{0.022 \times 9.64 \times 0.025 \times 9.8^2}{8\pi \times 0.03^{1/2} \times 34.36^{3/2} \times 1.71} = 3.40 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$y_{t2} = \frac{0.012 \times 9.64 \times 0.025 \times 6.96^2}{8\pi \times 0.03^{1/2} \times 34.36^{3/2} \times 1.71} = 0.94 \times 10^{-4} \text{ m}$$

C.7.8 结论

1) 由于

$$f_{v1}/f_1 = 74.48/34.36 = 2.17 > 0.5$$

$$f_{v2}/f_1 = 52.90/34.36 = 1.54 > 0.5$$

$$f_{t1}/f_1 = 117.73/34.36 = 3.43 > 0.5$$

$$f_{t2}/f_1 = 83.61/34.36 = 2.43 > 0.5$$

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

$$0.02d_o = 0.02 \times 0.025 = 5.0 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$y_{v1} = 15.68 \times 10^{-4} \text{ m} > 0.02d_o$$

$$y_{v2} = 7.91 \times 10^{-4} \text{ m} > 0.02d_o$$

$$y_{t1} = 3.40 \times 10^{-4} \text{ m} < 0.02d_o$$

$$y_{t2} = 0.94 \times 10^{-4} \text{ m} < 0.02d_o$$

故只有卡门旋涡激振时振幅超过推荐值。

2) 由于

$$V_1 = 9.8 \text{ m/s} > V_{c1}$$

$$V_2 = 6.96 \text{ m/s} > V_{c1}$$

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。

3) 由于

$$f_{v_1}/f_a = 74.48/135.73 = 0.549 < 0.8$$

$$f_{v_2}/f_a = 52.90/135.73 = 0.390 < 0.8$$

$$f_{t_1}/f_a = 117.73/135.73 = 0.867 > 0.8$$

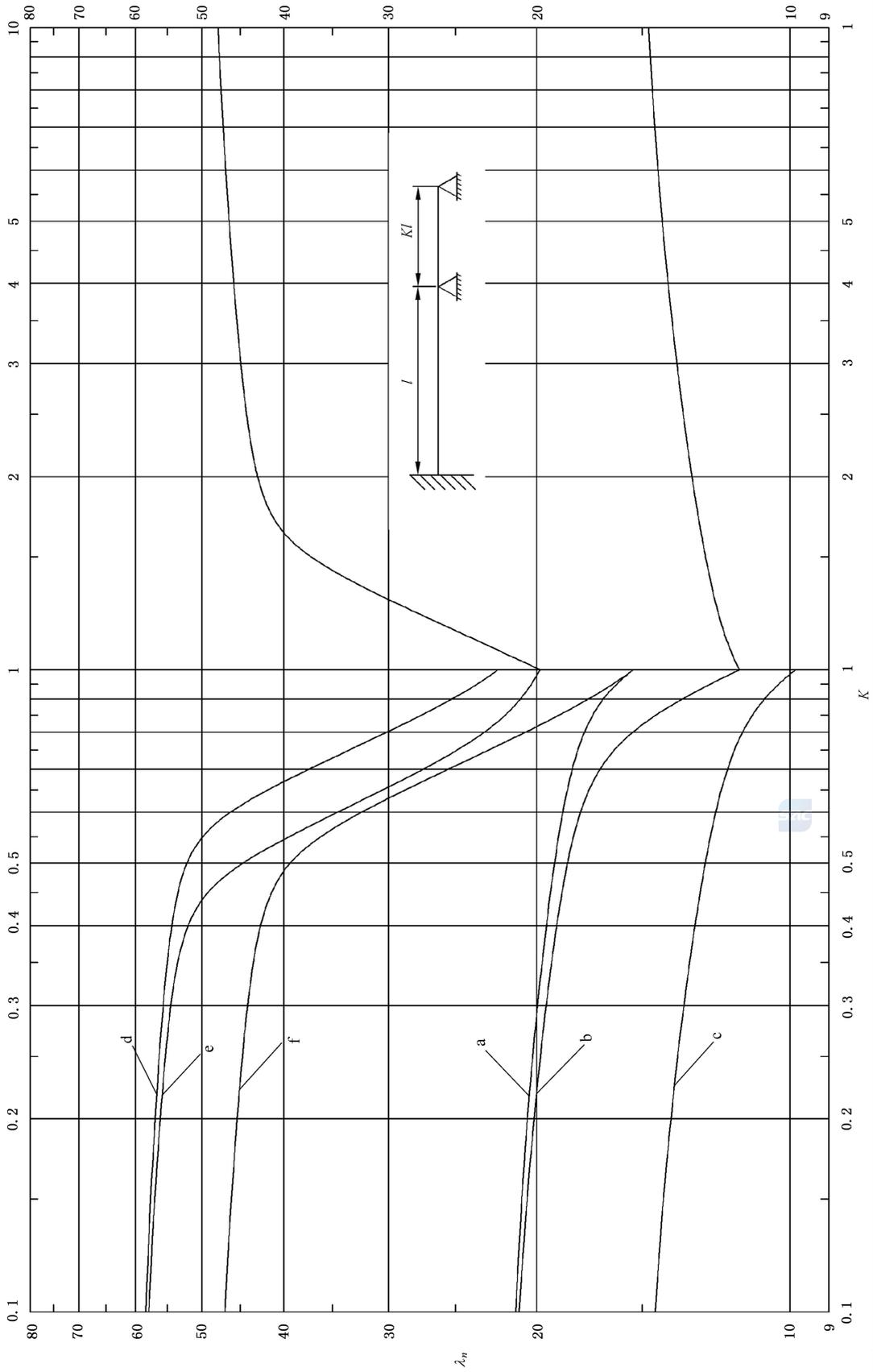
$$f_{t_2}/f_a = 83.61/135.73 = 0.616 < 0.8$$

在进、出口处将因极度湍流诱发声振动。故需按式(C.30)计算声共振参数 ψ_2 :

$$\psi_2 = \sqrt{\frac{9.8 \times 0.025}{1.1 \times 10^{-6}}} \times \left[\frac{\sqrt{0.0554 \times (0.032 - 0.025)}}{0.0554 - 0.025} \right] \times \frac{1.1 \times 10^{-6}}{271.46 \times 0.025} = 0.05 \times 10^{-3}$$

由图 C.8 可看出无论 L/h 值为何值, 坐标点 $(\psi_2, L/h)$ 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

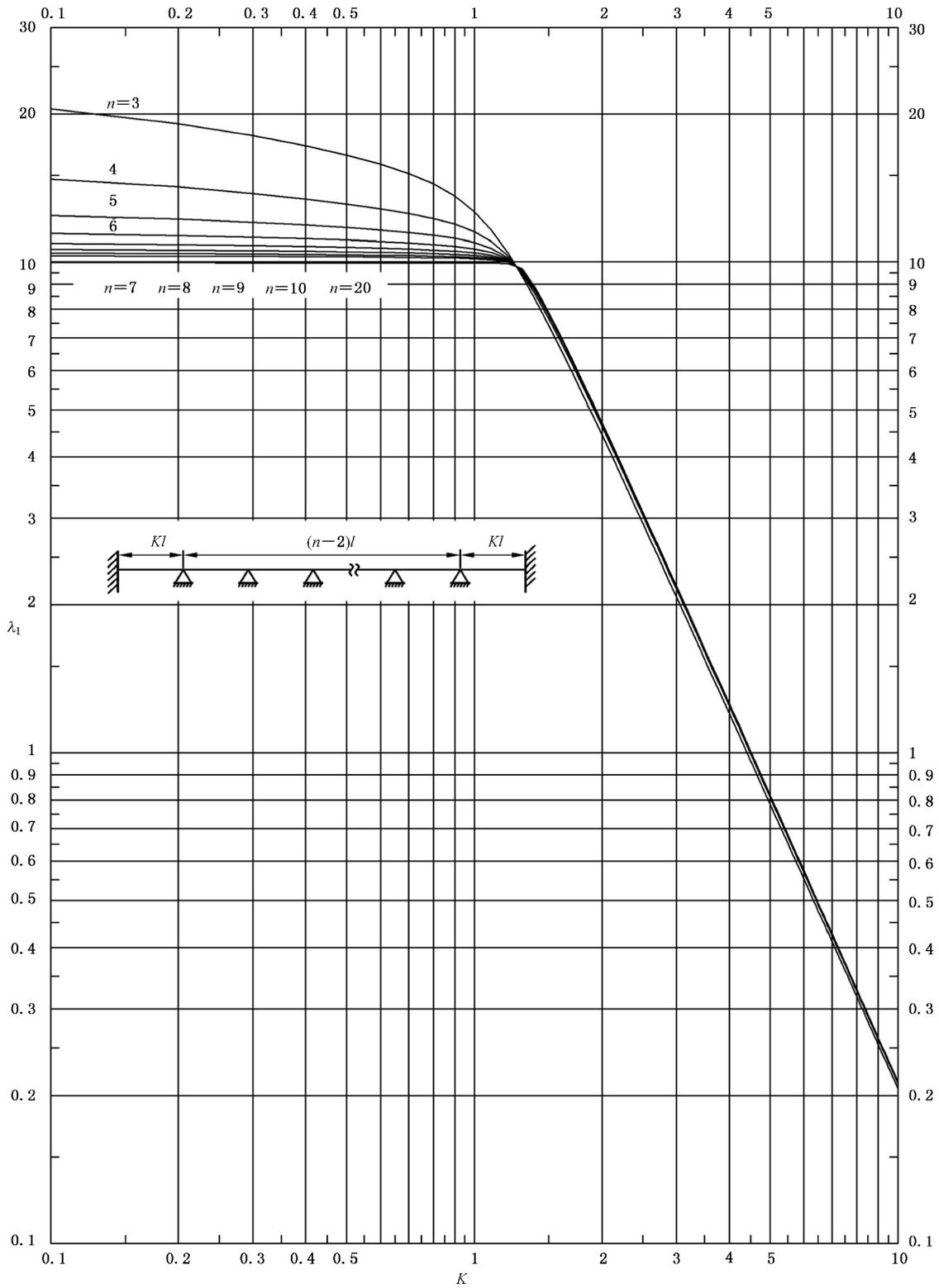


图 C.12 多跨管频率常数图(两端固定、一阶)

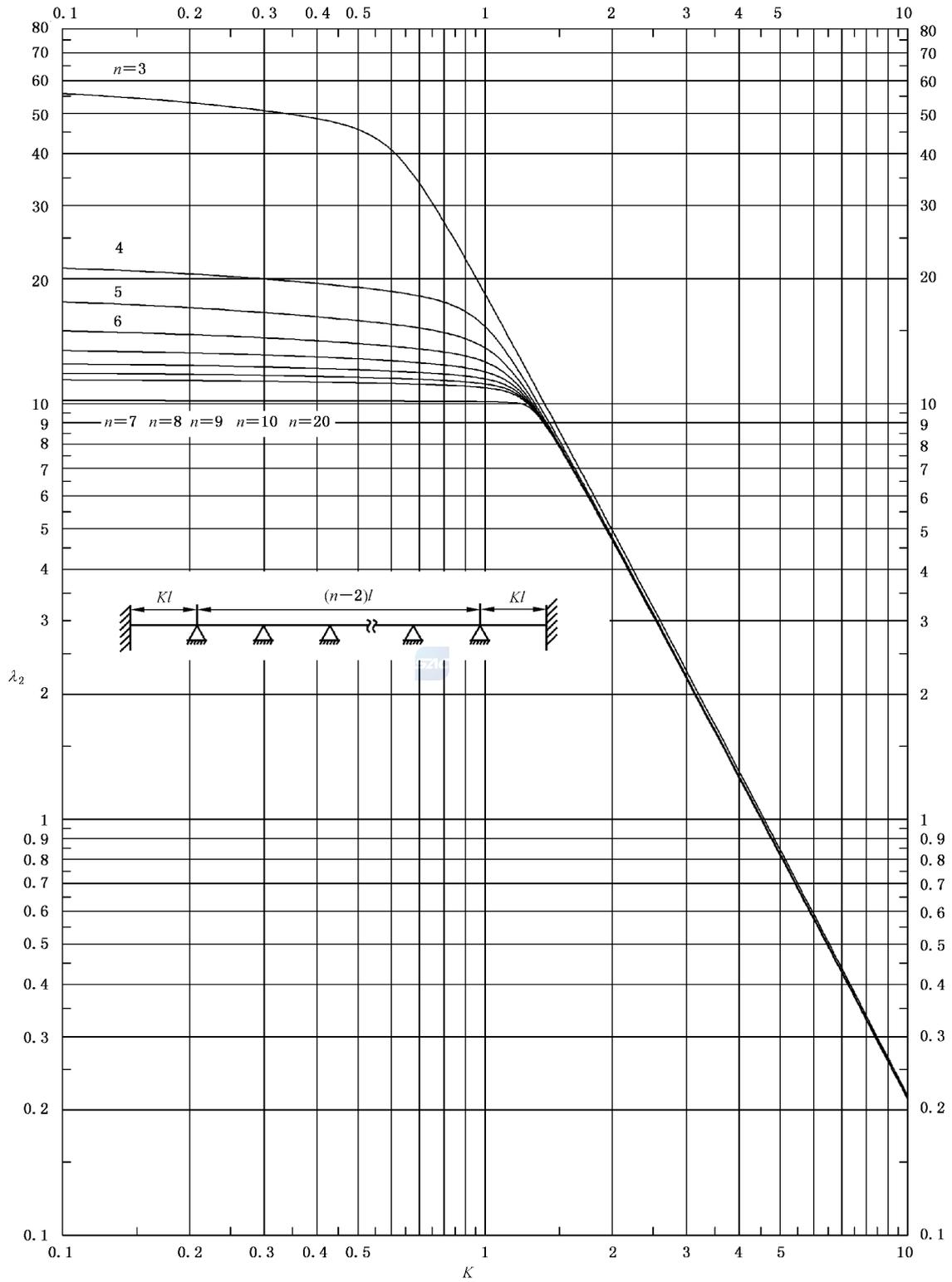


图 C.13 多跨管频率常数图(两端固定、二阶)

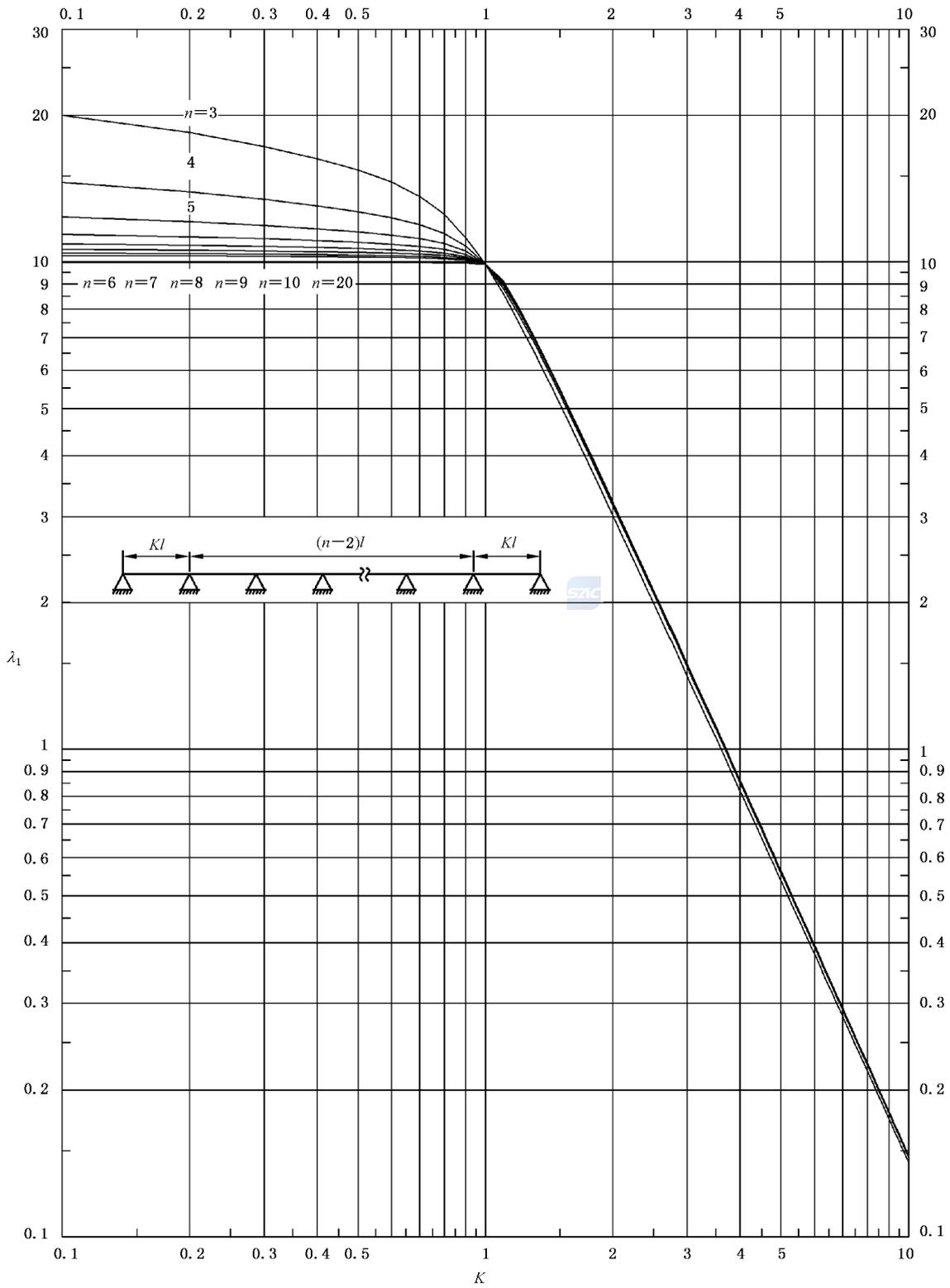


图 C.14 多跨管频率常数图(两端简支、一阶)

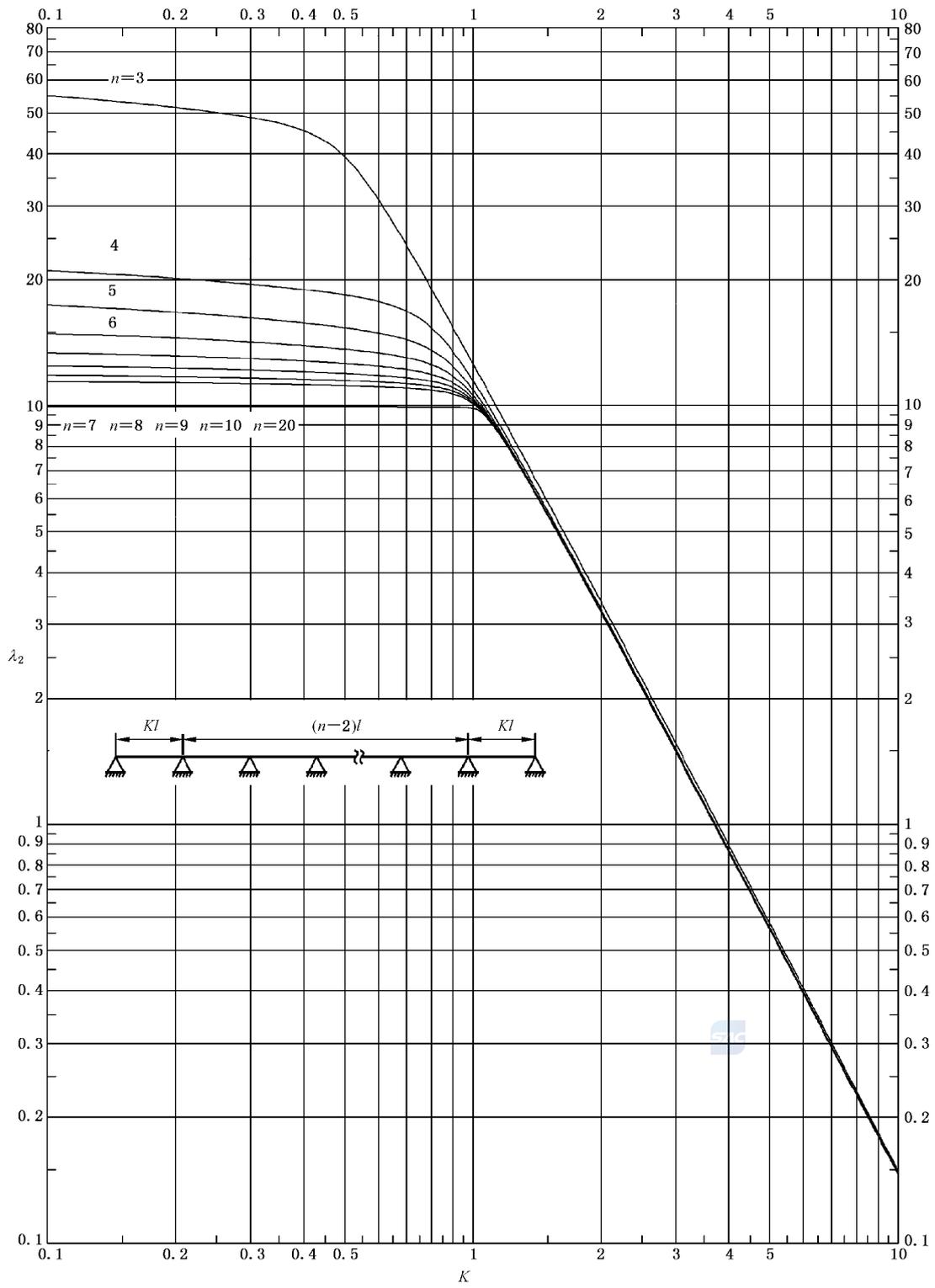


图 C.15 多跨管频率常数图(两端简支、二阶)

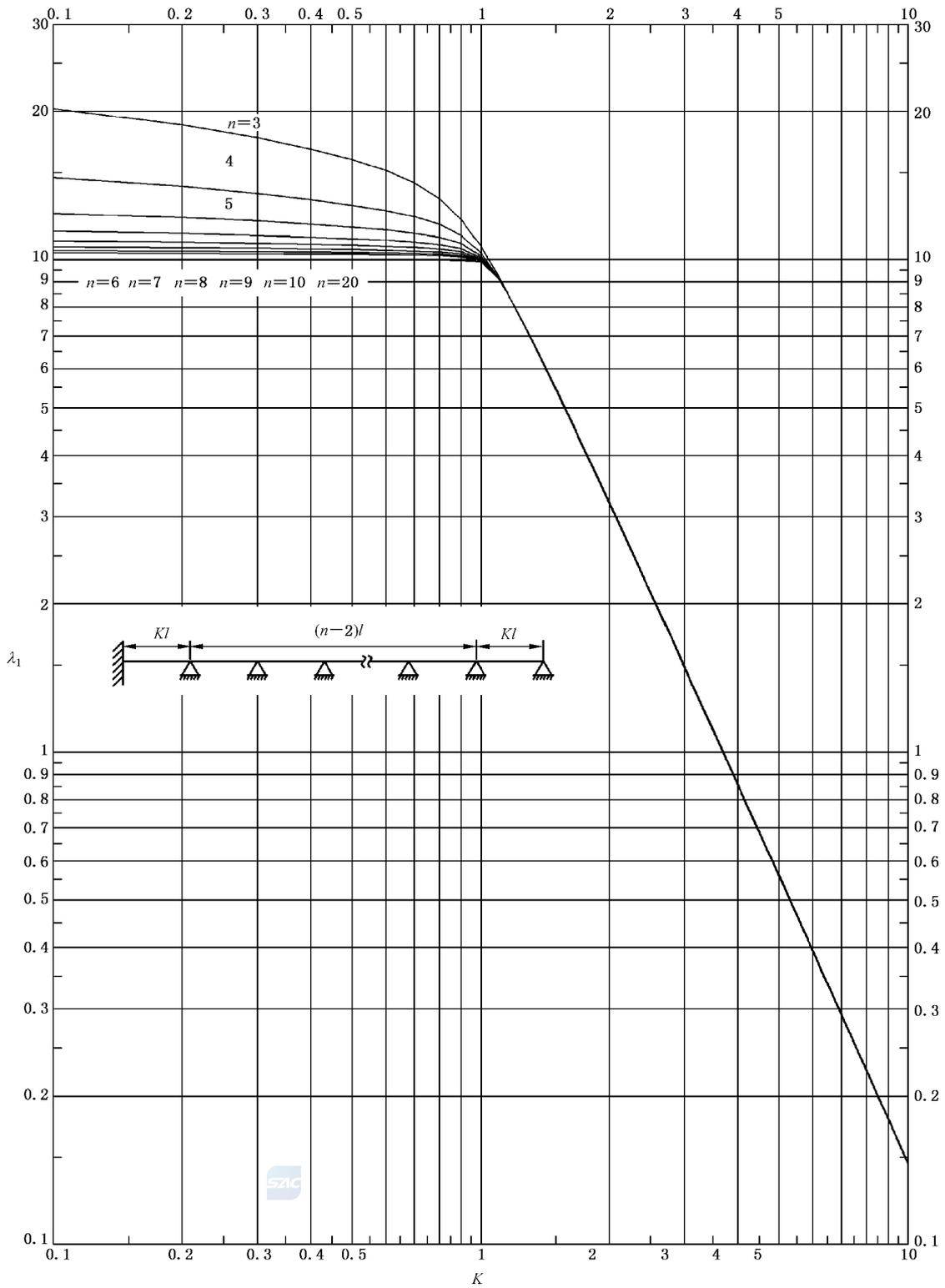


图 C.16 多跨管频率常数图(一端固定、一端简支、一阶)

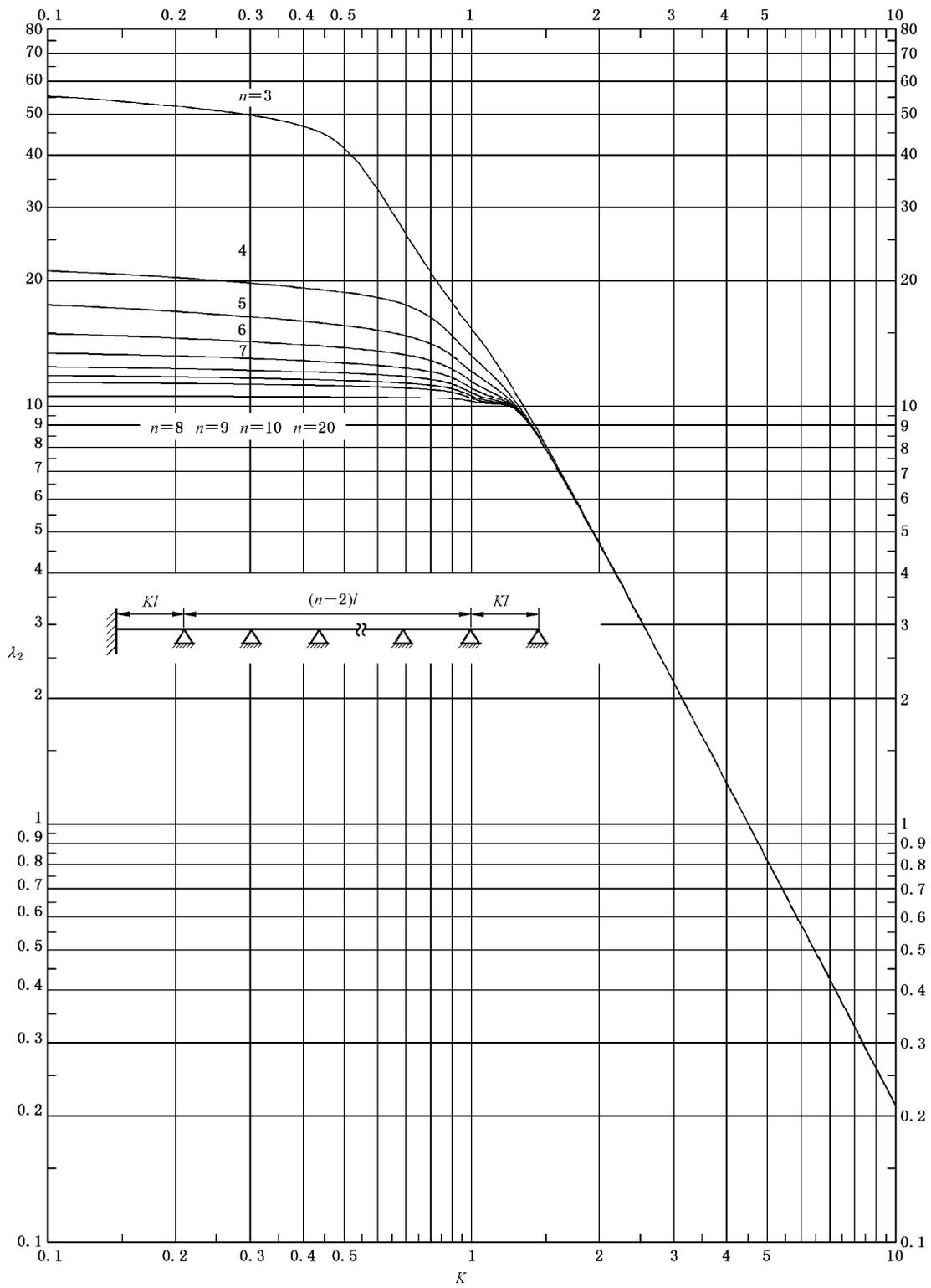


图 C.17 多跨管频率常数图(一端固定、一端简支、二阶)

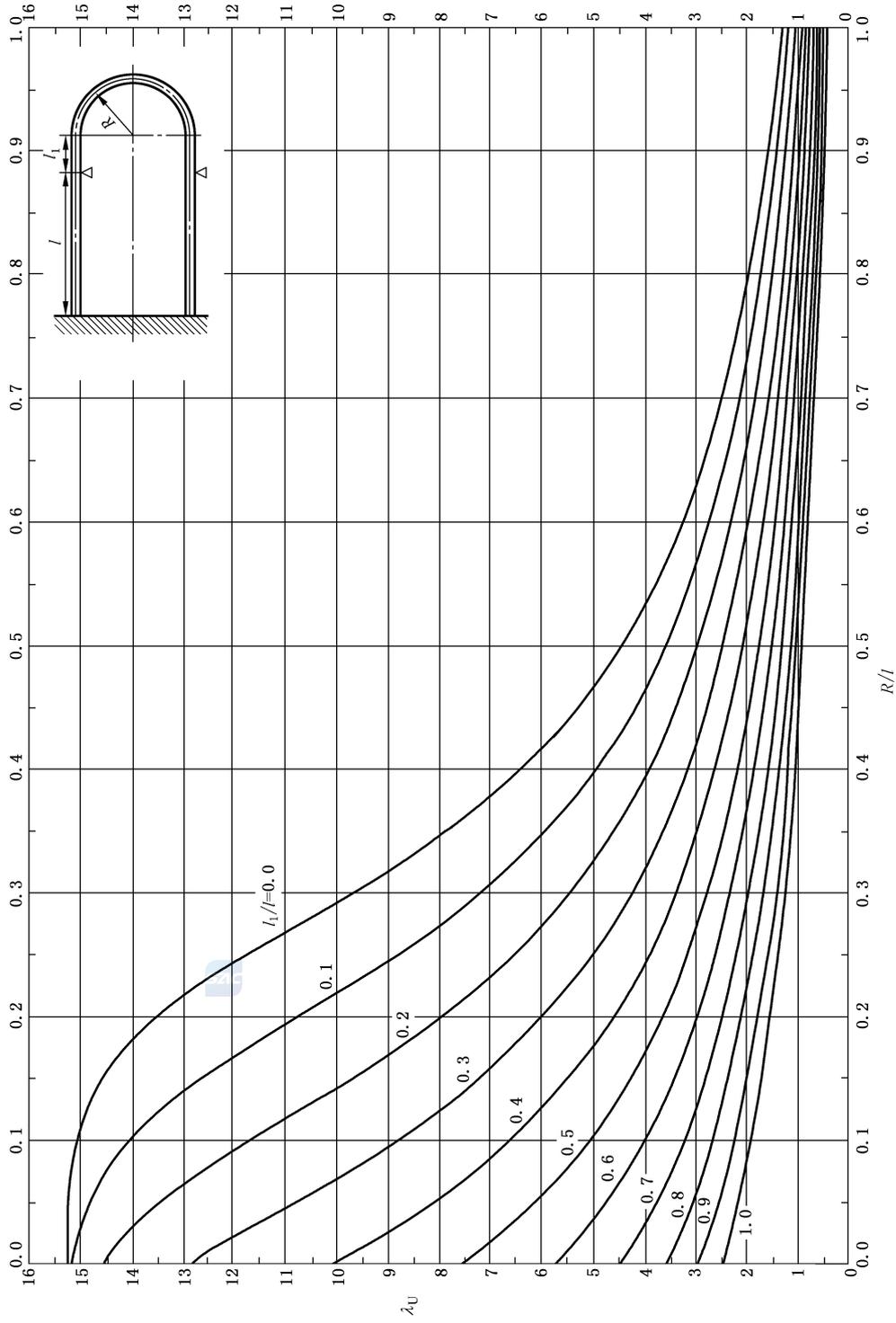


图 C.18 对称支承跨数 $n=3$ 时 U 形管频率常数图

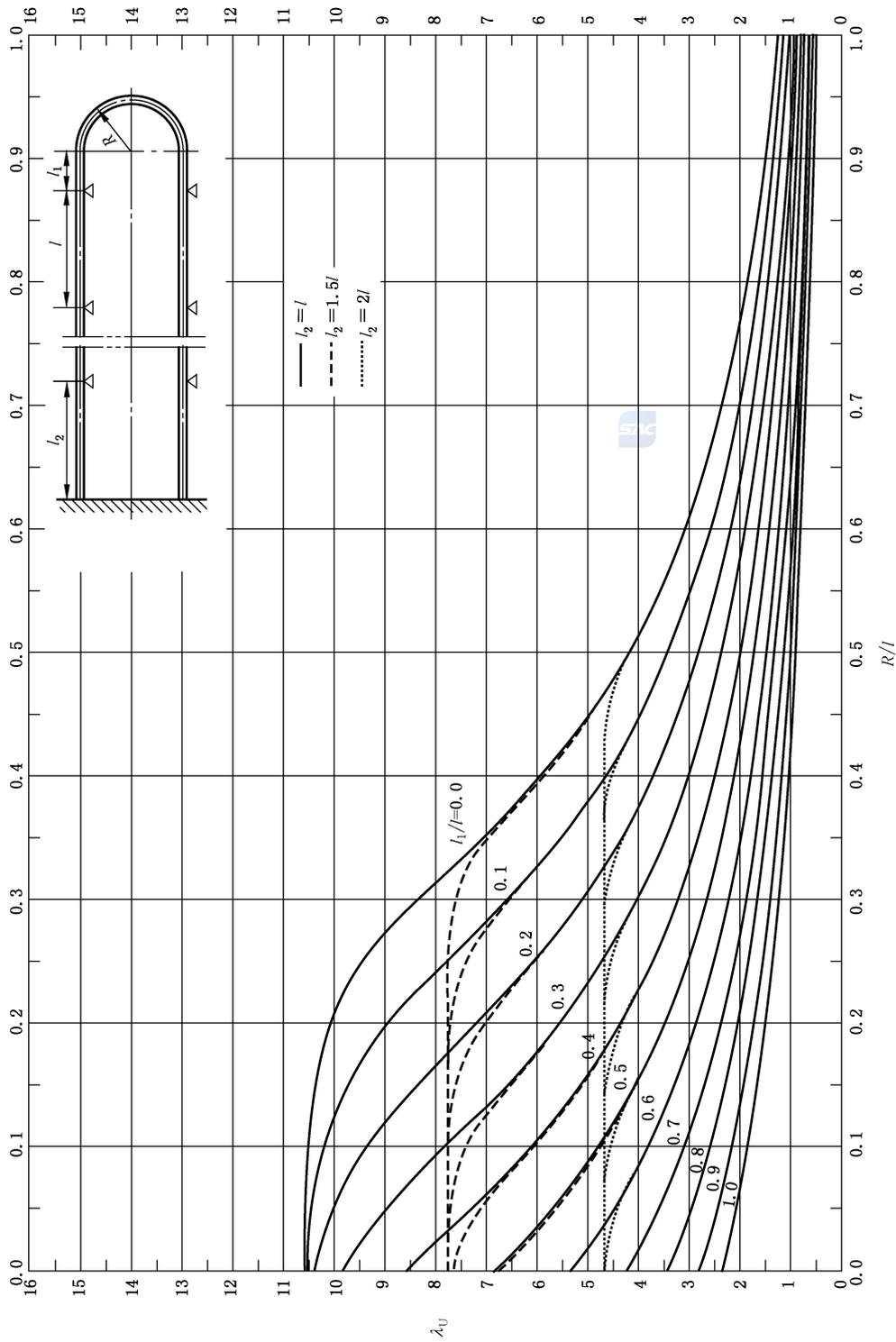


图 C.19 对称支承跨数 $n = 5 \sim 21$ 时 U 形管频率常数图

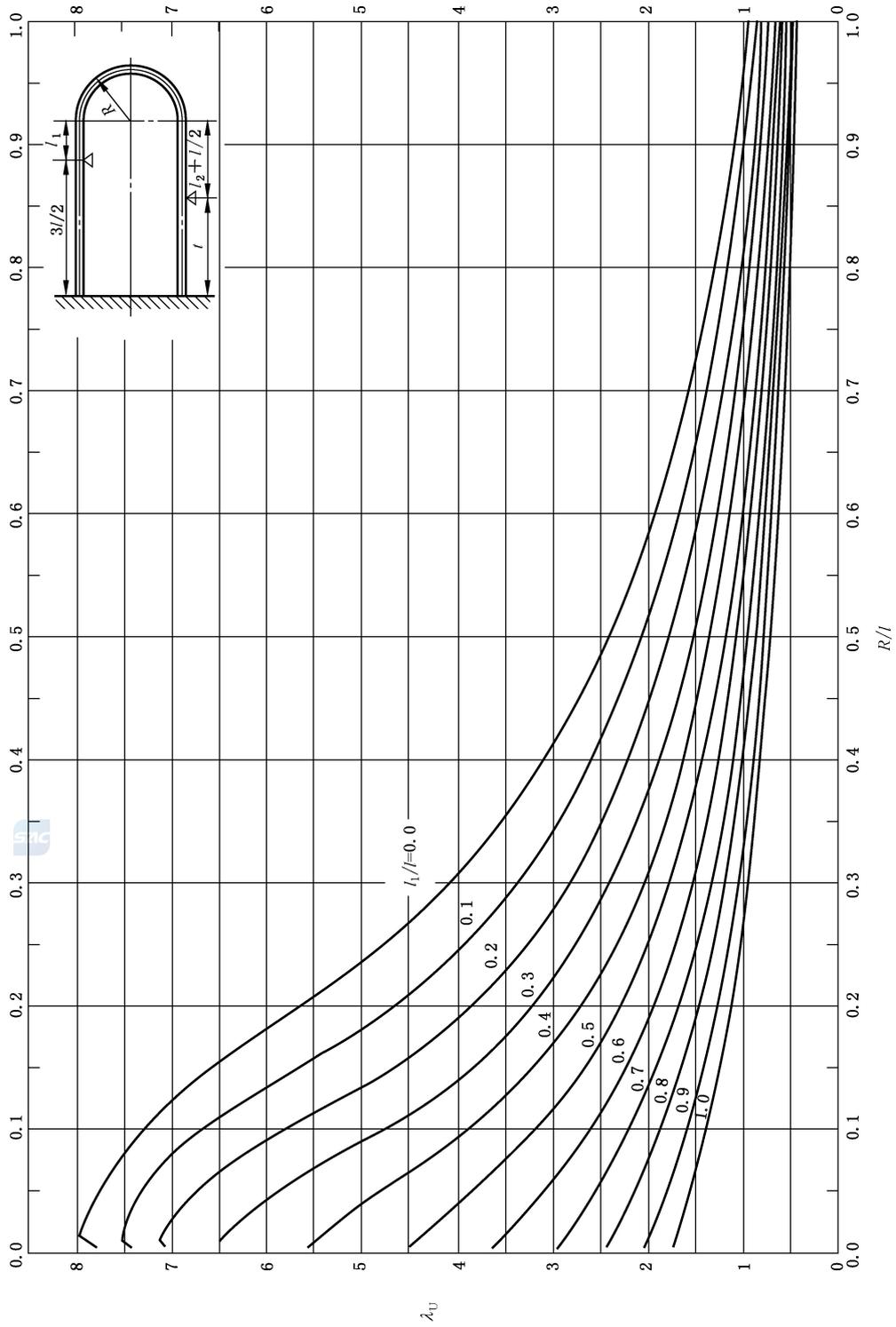


图 C.20 非对称支承跨数 $n = 3$ 时 U 形管频率常数图

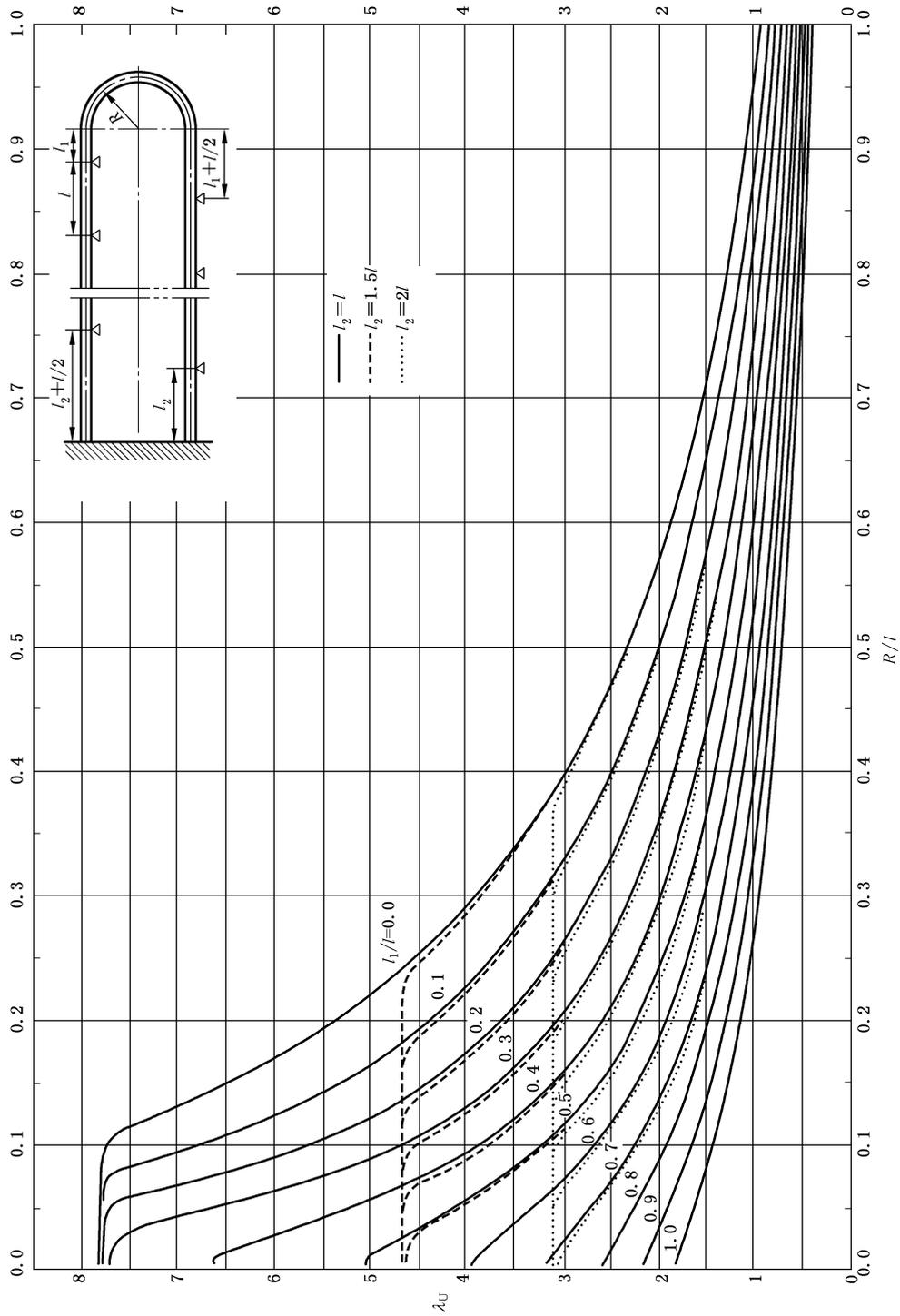


图 C.21 非对称支承跨数 $n = 4 \sim 12$ 时 U 形管频率常数图

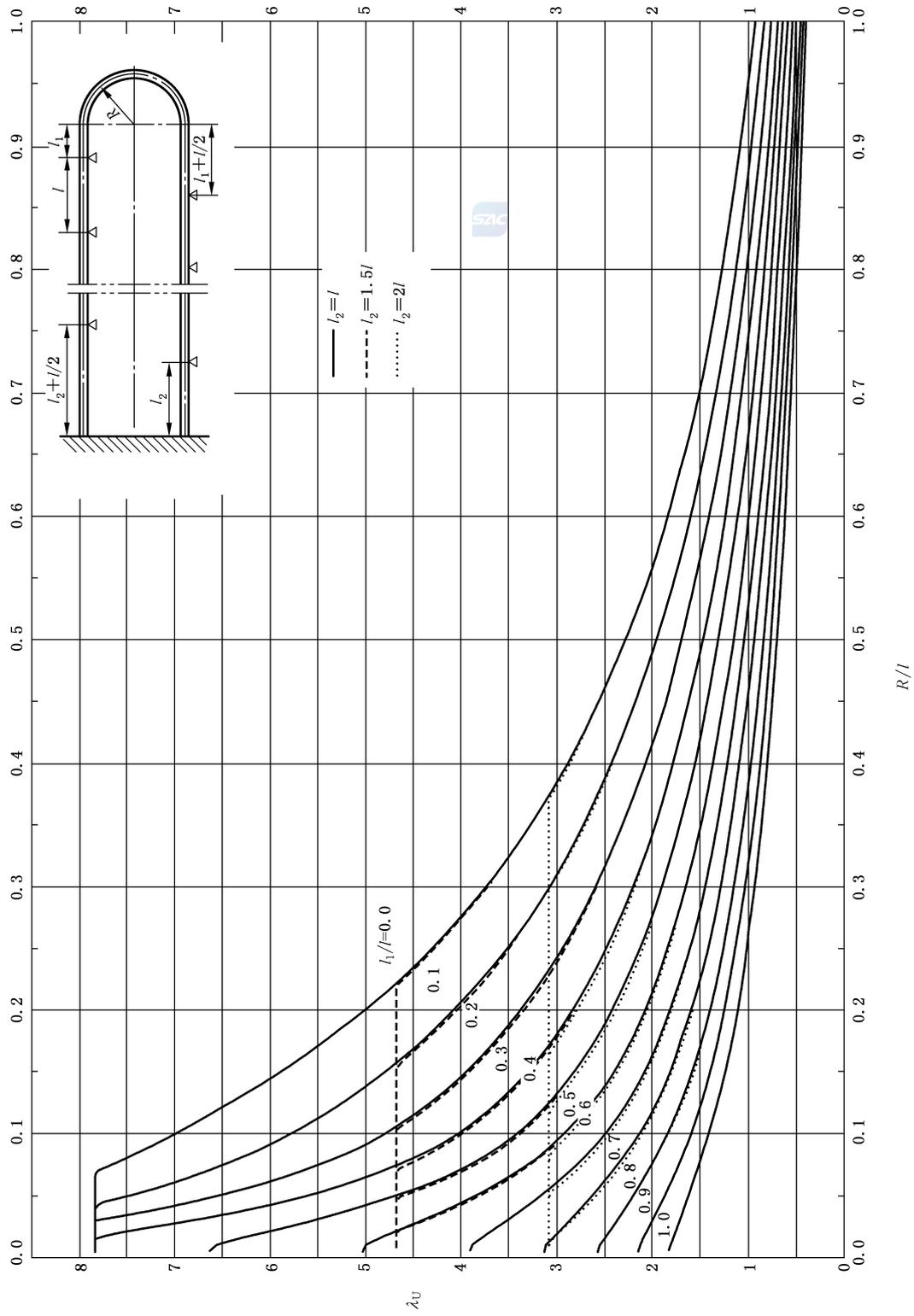


图 C.22 非对称支承跨数 $n = 13 \sim 21$ 时 U 形管频率常数图

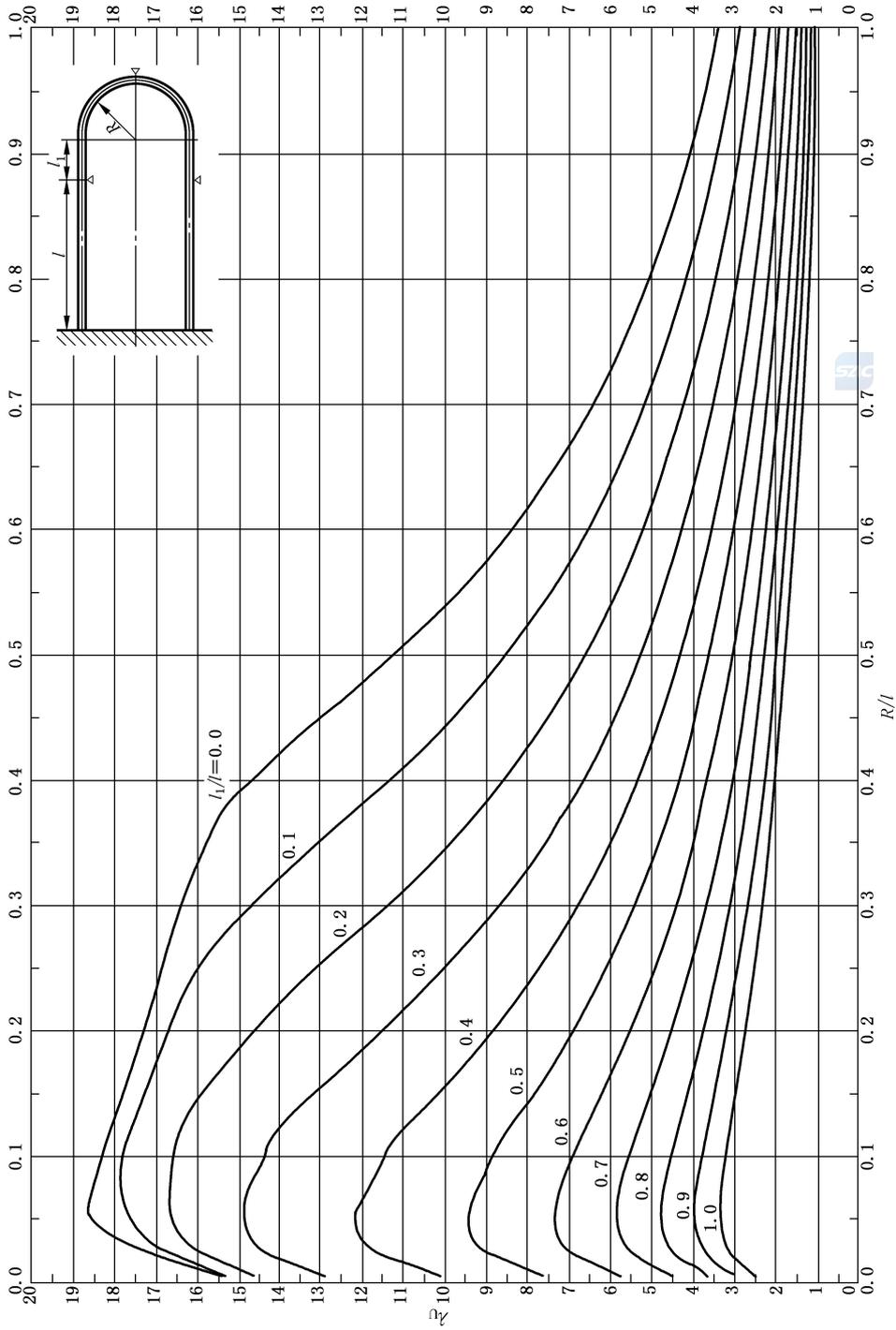


图 C.23 对称支承跨数 $n=3$ 时 U 形管频率常数图

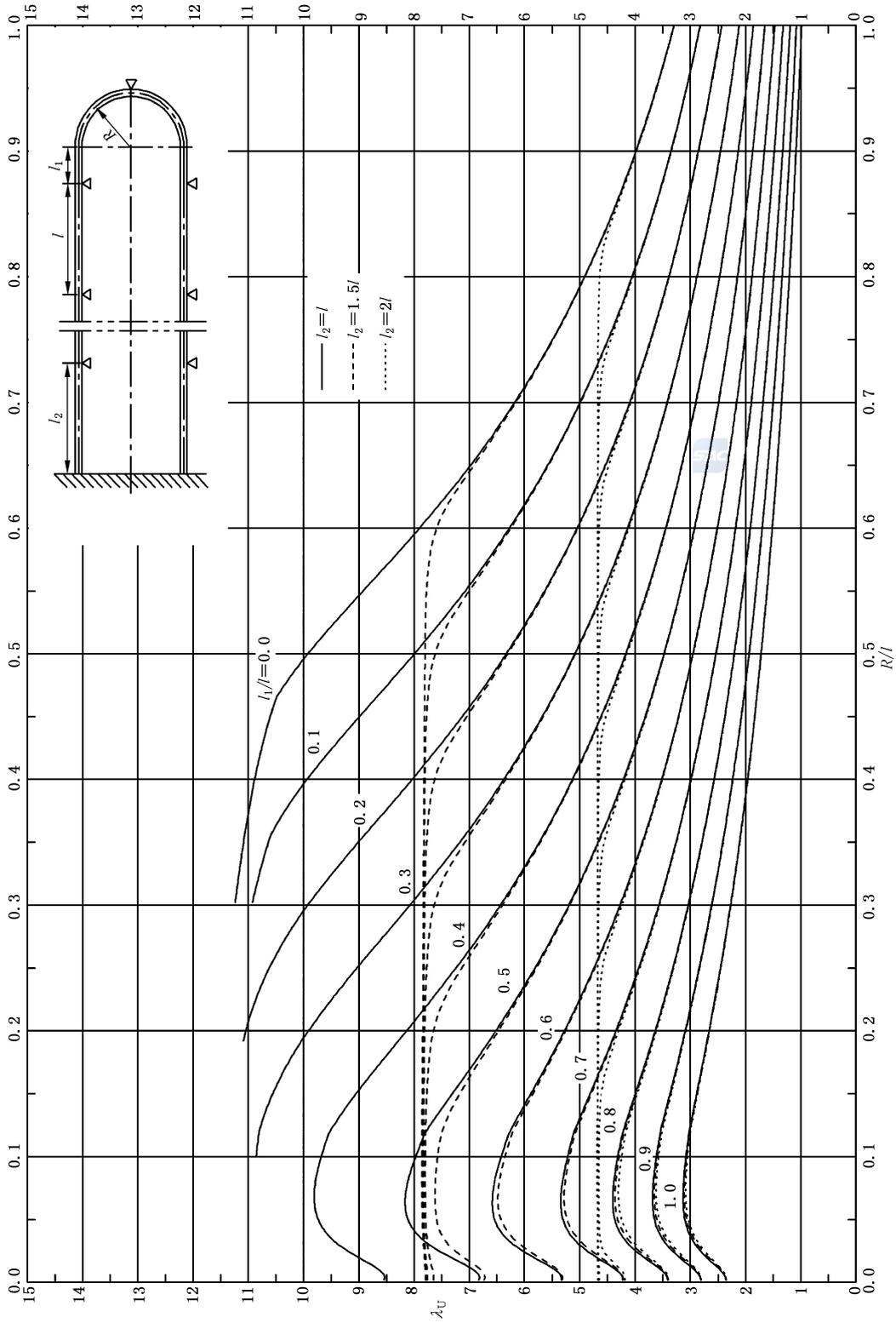


图 C.24 对称支承跨数 $n = 5 \sim 21$ 时 U 形管频率常数图

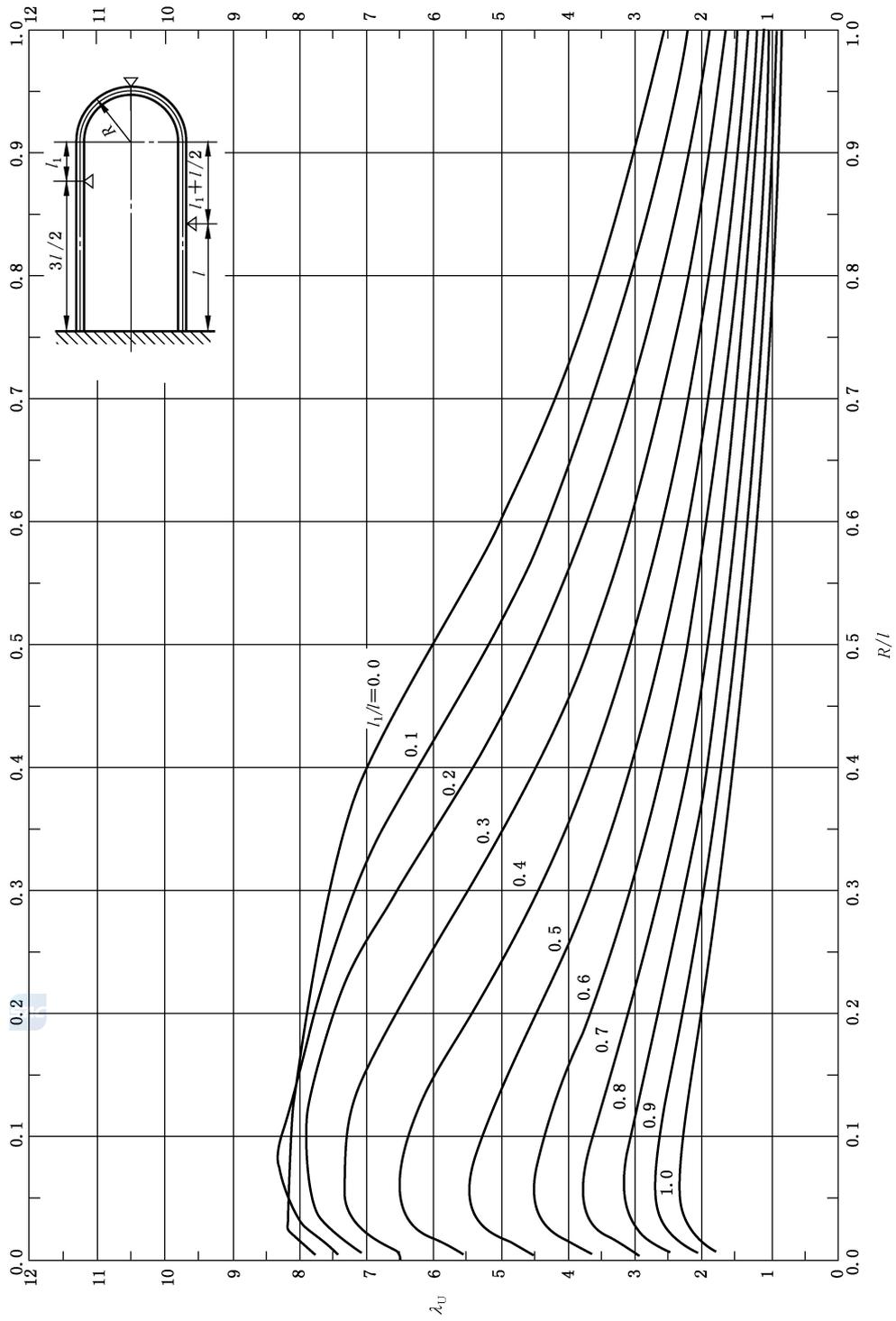


图 C.25 非对称支承跨数 $n = 3$ 时 U 形管频率常数图

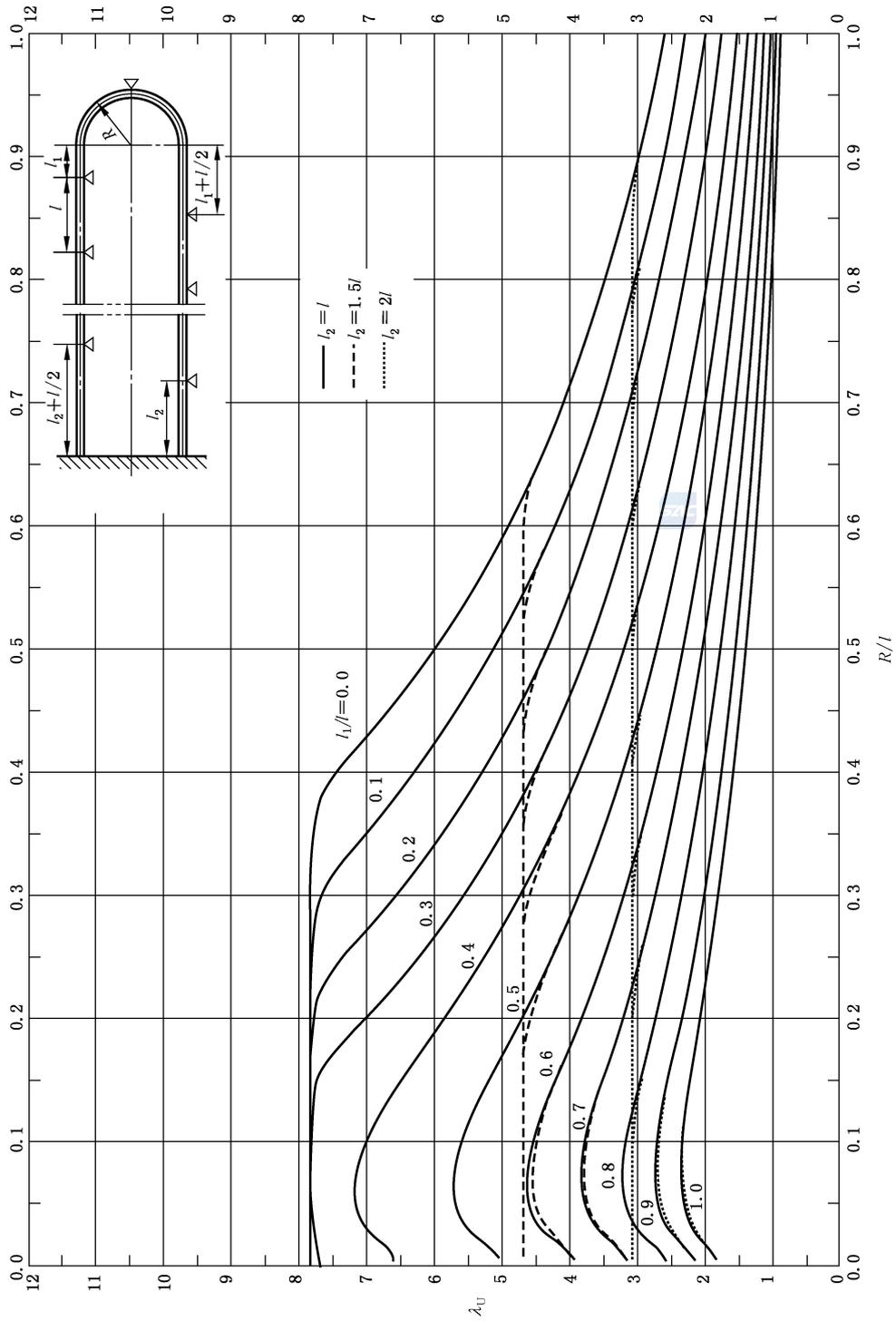


图 C.26 非对称支承跨数 $n = 4 \sim 21$ 时 U 形管频率常数图

附录 D

(资料性附录)

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 $-100\text{ }^{\circ}\text{C}\sim 260\text{ }^{\circ}\text{C}$ 之间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 气体和蒸汽的压缩因子

气体和蒸汽的 p - v - T 关系,可用式(D.1)描述:

$$pv = ZR_g T \quad \dots\dots\dots (D.1)$$

式中:

p ——绝对压力,Pa;

R_g ——气体常数,J/(kg·K);

T ——绝对温度,K;

v ——比容, m^3/kg ;

Z ——压缩因子,对于理想气体, $Z=1$ 。

图 D.3~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,可用式(D.2)和式(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 黏度

D.5.1 石油油品

不同黏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 的石油油品的黏度与温度关系曲线,见图 D.20~图 D.23。

D.5.2 液态石油馏分

典型石油馏分的黏度数据见图 D.24 和图 D.25。

D.5.3 其他液体和气体

其他液体的黏度见图 D.26 和表 D.8。

标准大气压下,其他气体和蒸气的黏度见图 D.27 和表 D.9。

D.5.4 压力对气体黏度的影响

已知临界温度、临界压力和低压下的黏度时,高压气体和蒸汽的黏度由图 D.28 确定。图中 μ_p/μ_{atm}

为高压下与常压下黏度比。

D.6 临界温度与临界压力

D.6.1 单一物质

单一物质的分子量、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式(D.4)、式(D.5)计算:

$$T_{p,c} = Y_1 T_{C1} + Y_2 T_{C2} + \dots + Y_n T_{Cn} \quad \dots\dots\dots (D.4)$$

$$P_{p,c} = Y_1 p_{C1} + Y_2 p_{C2} + \dots + Y_n p_{Cn} \quad \dots\dots\dots (D.5)$$

式中:

Y_1, Y_2, \dots, Y_n ——单一物质的摩尔分数;

$T_{C1}, T_{C2}, \dots, T_{Cn}$ ——单一物质的临界温度, K;

$p_{C1}, p_{C2}, \dots, p_{Cn}$ ——单一物质的临界压力, Pa。

D.7 气体和蒸气混合物的性质

已知各单一物质的质量分数和摩尔分数及性质时,气体和蒸气混合物的性质按式(D.6)~式(D.8)计算。

D.7.1 比热

$$c_{p,mix} = X_1 c_{p1} + X_2 c_{p2} + \dots + X_n c_{pn} \quad \dots\dots\dots (D.6)$$

D.7.2 导热系数

$$k_{mix} = \frac{k_1 Y_1 (M_1)^{\frac{1}{3}} + k_2 Y_2 (M_2)^{\frac{1}{3}} + \dots + k_n Y_n (M_n)^{\frac{1}{3}}}{Y_1 (M_1)^{\frac{1}{3}} + Y_2 (M_2)^{\frac{1}{3}} + \dots + Y_n (M_n)^{\frac{1}{3}}} \quad \dots\dots\dots (D.7)$$

D.7.3 黏度

$$\mu_{mix} = \frac{\mu_1 Y_1 (M_1)^{\frac{1}{2}} + \mu_2 Y_2 (M_2)^{\frac{1}{2}} + \dots + \mu_n Y_n (M_n)^{\frac{1}{2}}}{Y_1 (M_1)^{\frac{1}{2}} + Y_2 (M_2)^{\frac{1}{2}} + \dots + Y_n (M_n)^{\frac{1}{2}}} \quad \dots\dots\dots (D.8)$$

式中,对于组分“n”:

X_n ——质量分数;

Y_n ——摩尔分数;

M_n ——相对分子质量;

c_{pn} ——定压比热, J/(kg · K);

k_n ——导热系数, W/(m · °C);

μ_n ——黏度, mPa · s。

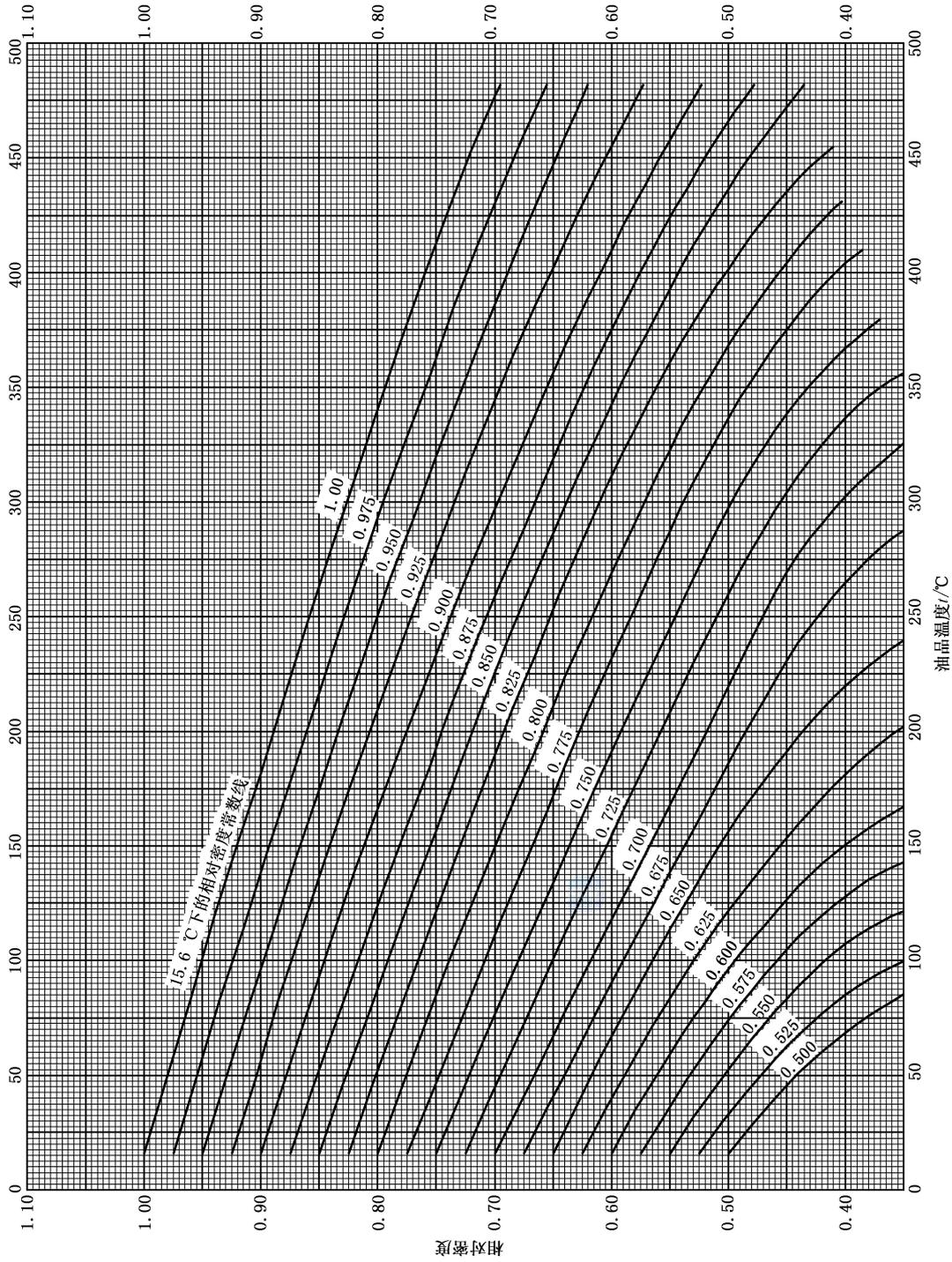


图 D.1 石油馏分在高温下的近似相对密度

注 1: 精确度±10%。

注 2: 特性因数 $K=11.8$ 。

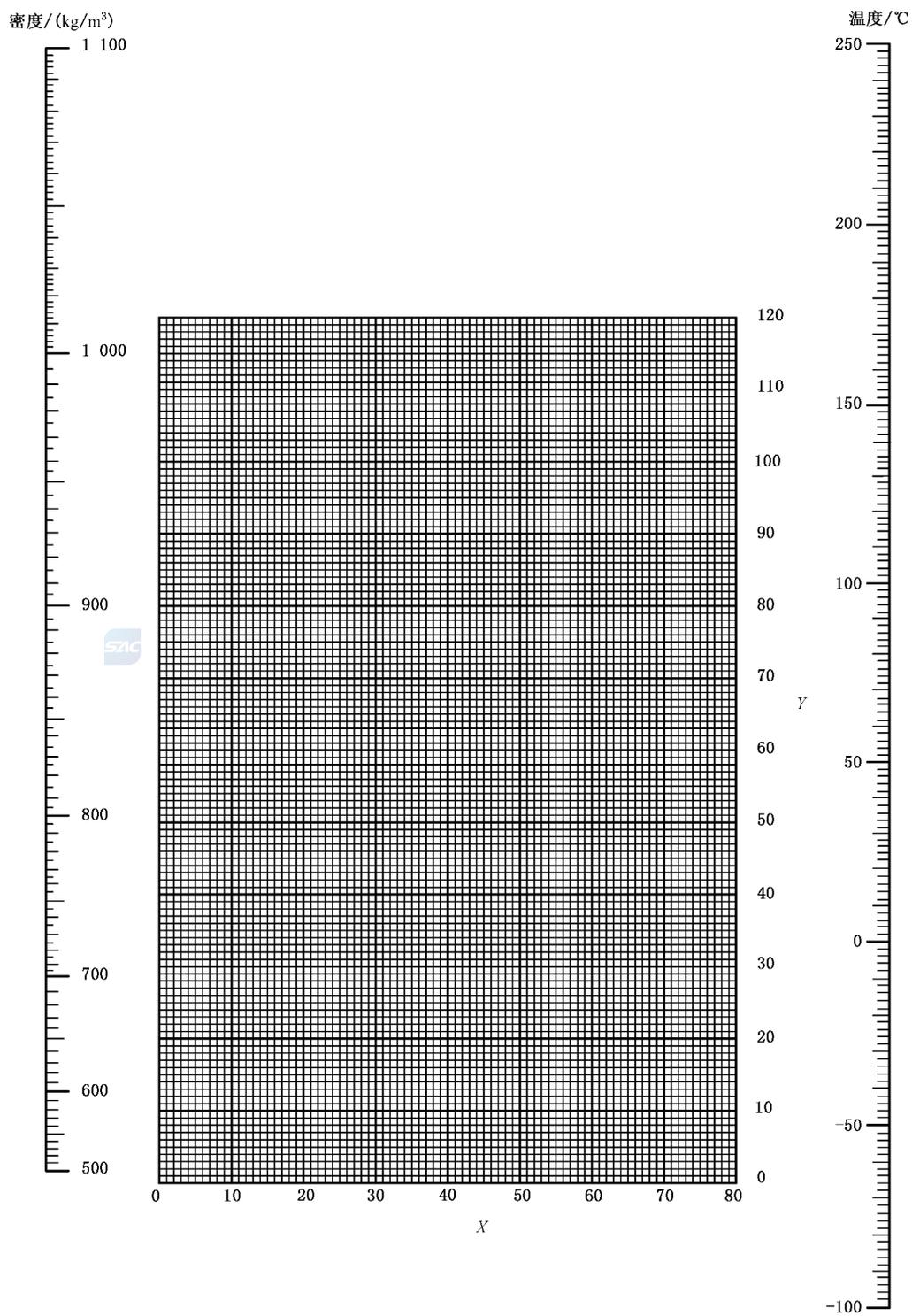


图 D.2 通用密度诺谟图

表 D.1 密度共线图的 X 和 Y 值

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
氮络物	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

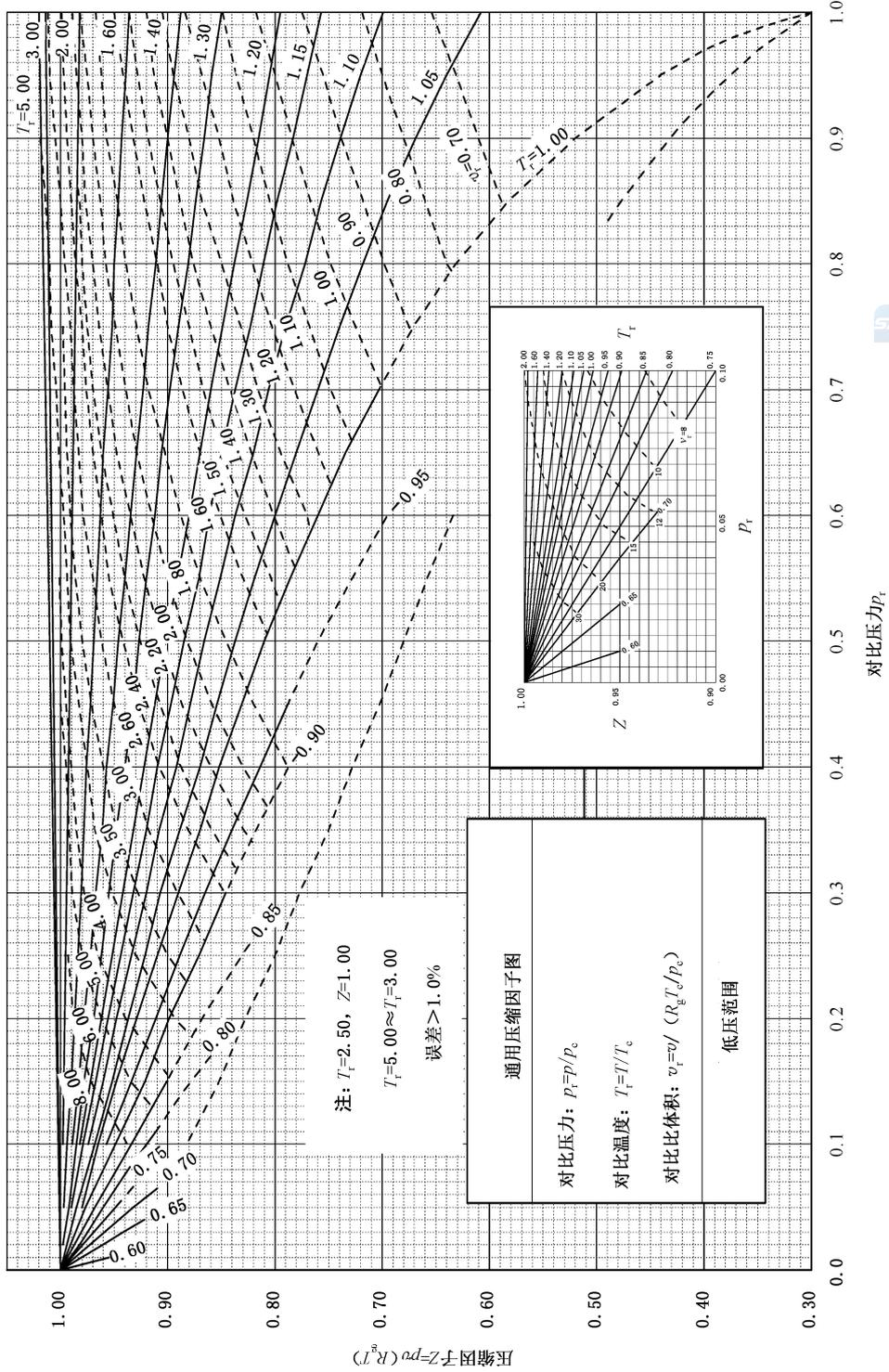


图 D.3

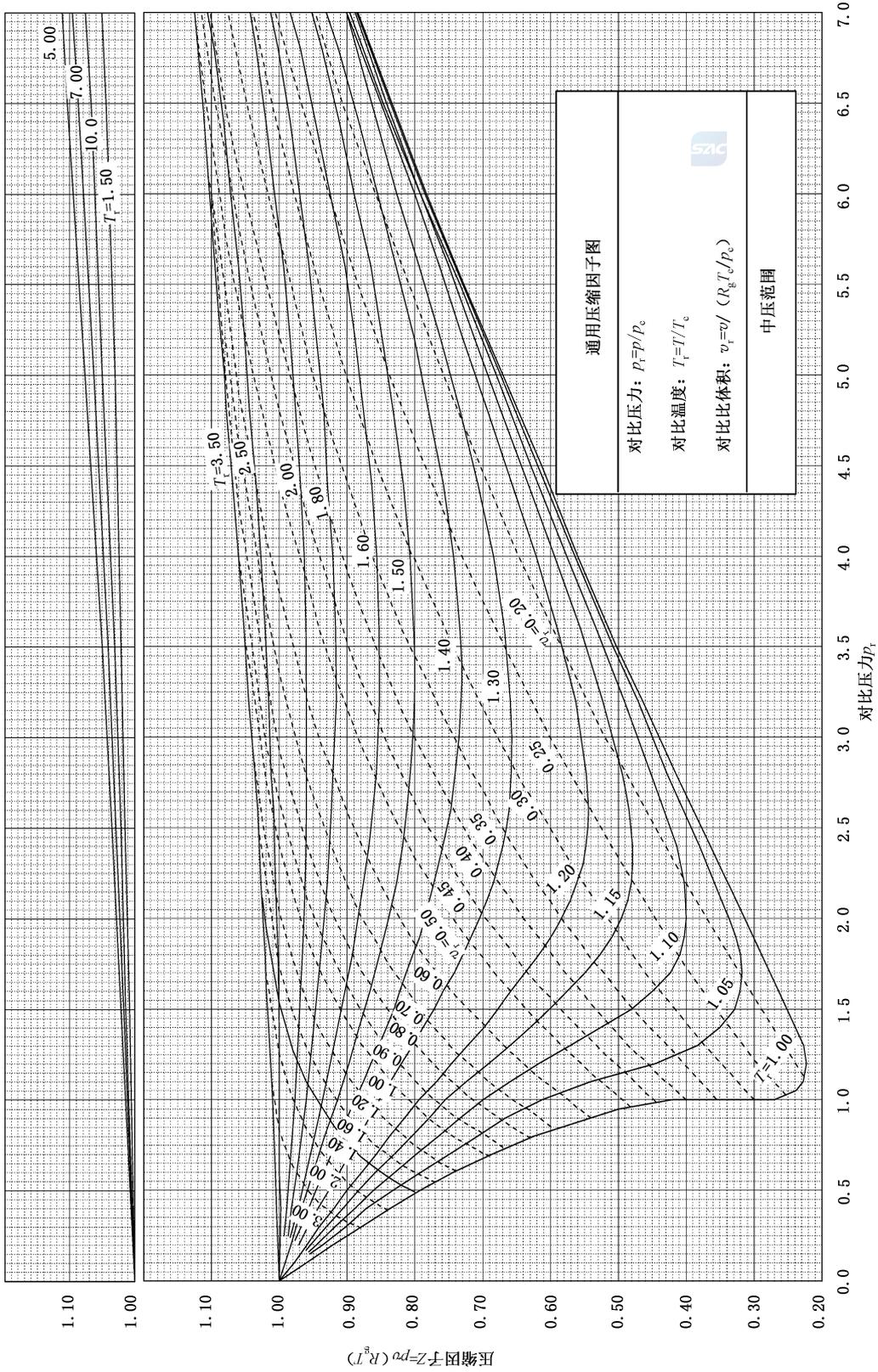
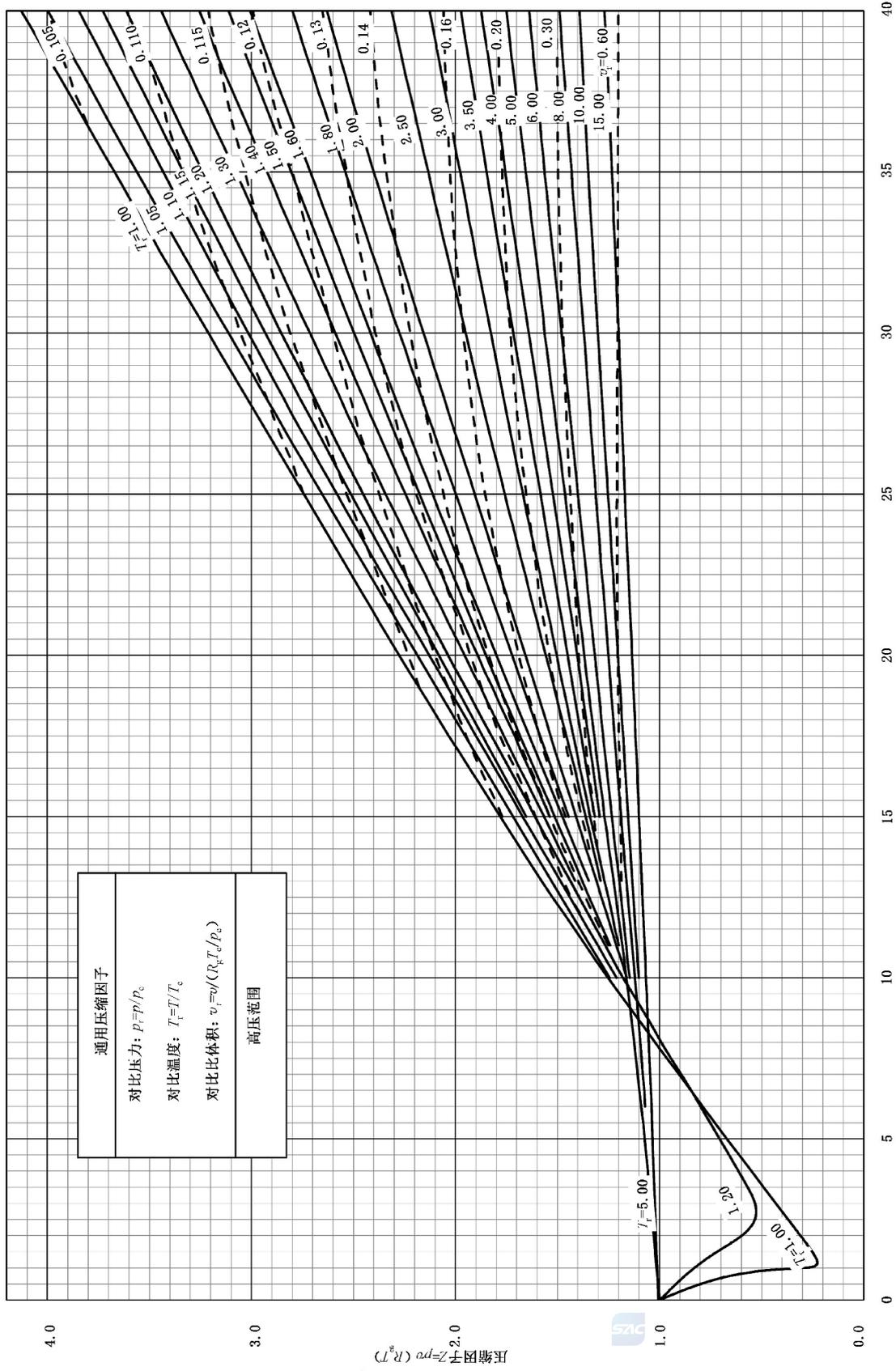


图 D.4



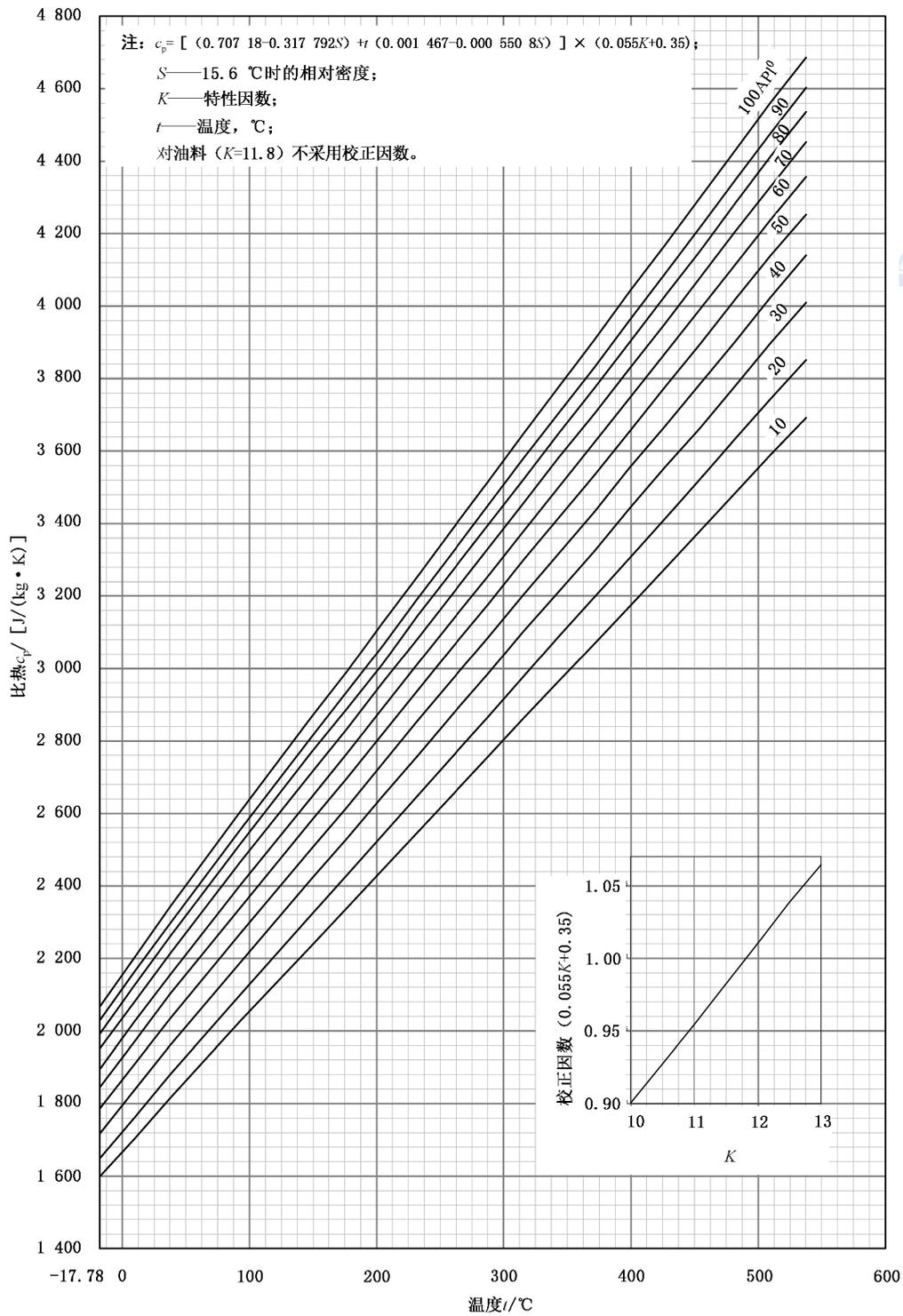


图 D.6 液态石油馏分的比热

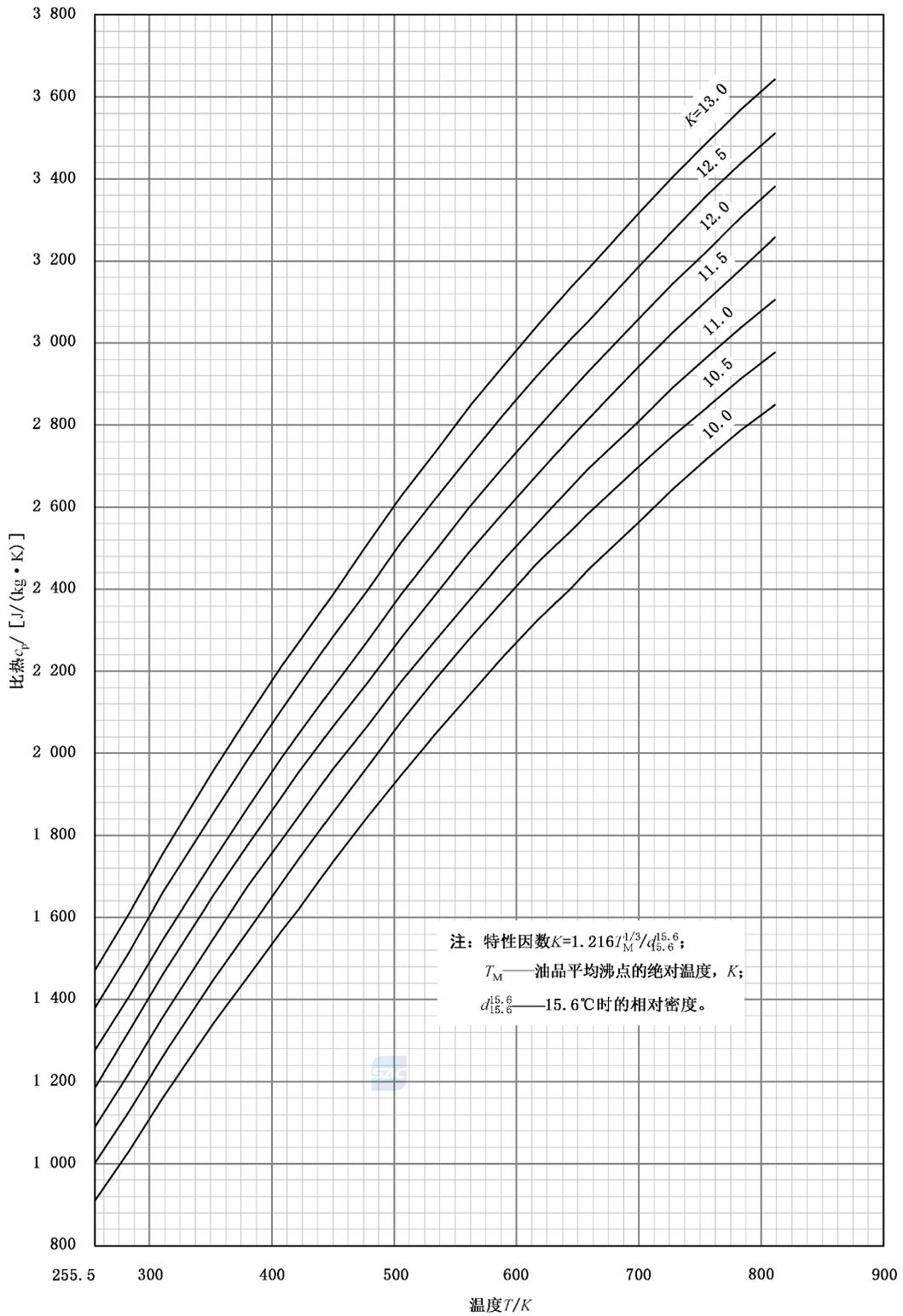


图 D.7 气相石油馏分的比热

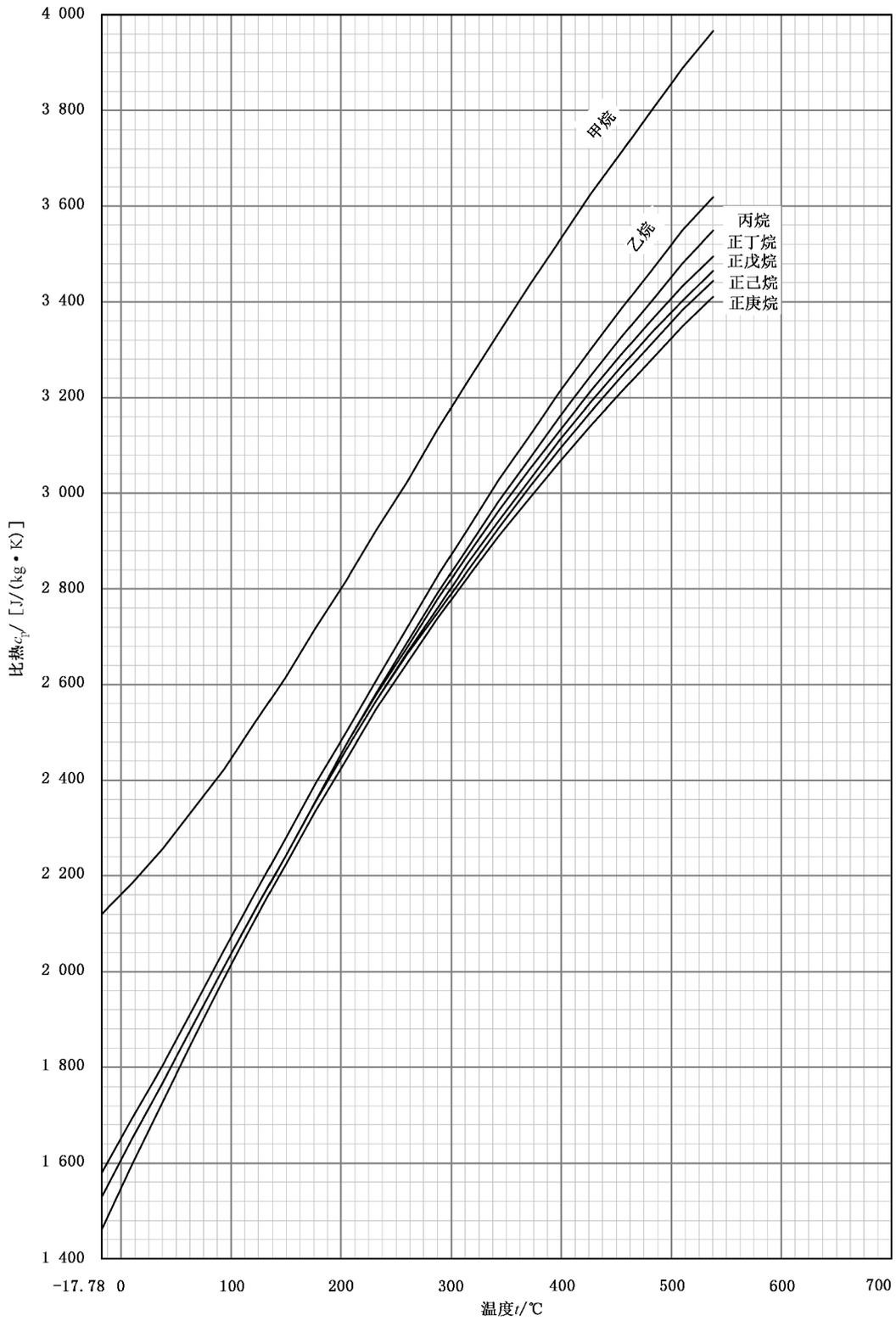


图 D.8 正构烷烃气体比热

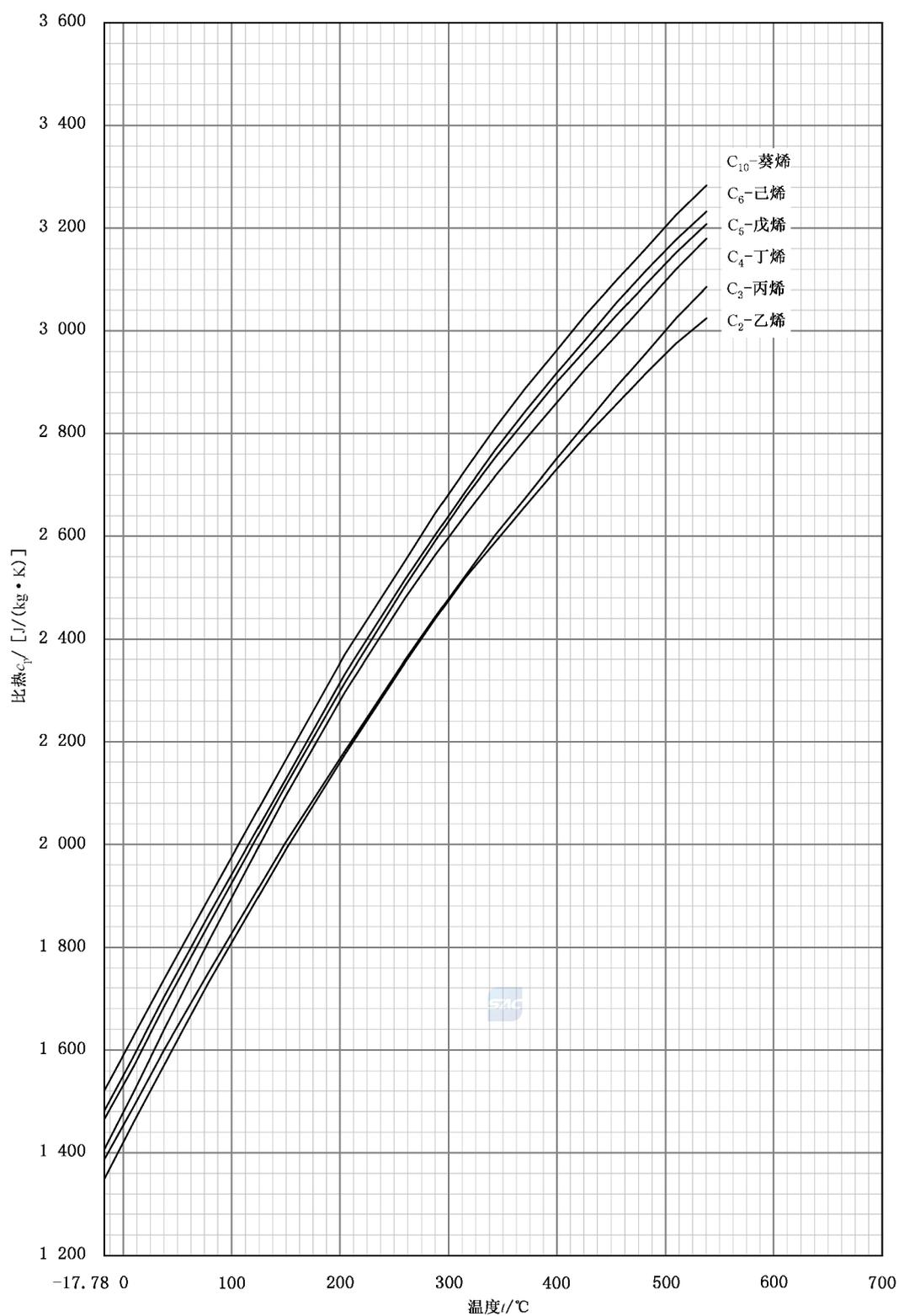


图 D.9 正单烯烃气体比热

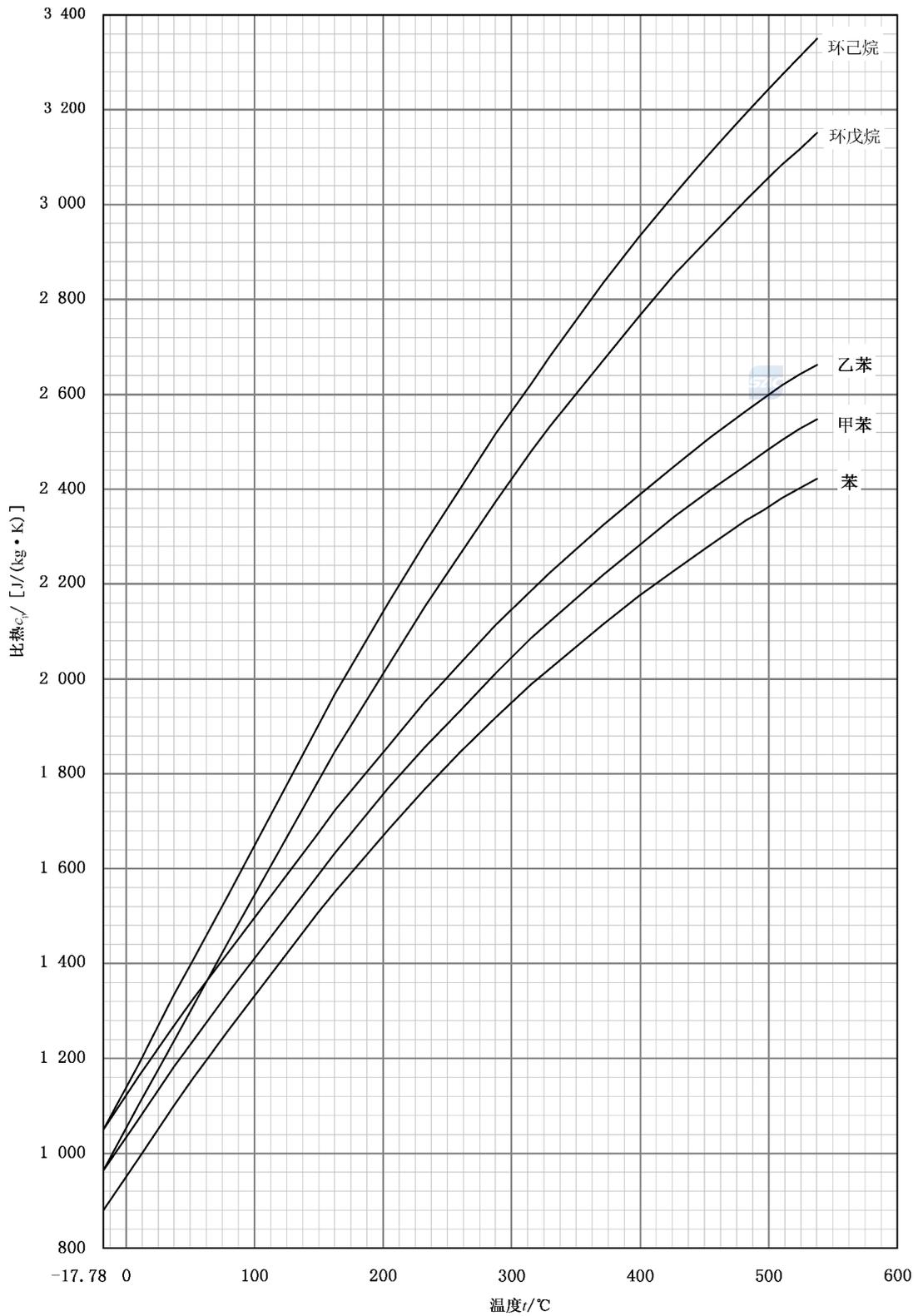


图 D.10 芳香烃和环烷烃气体比热

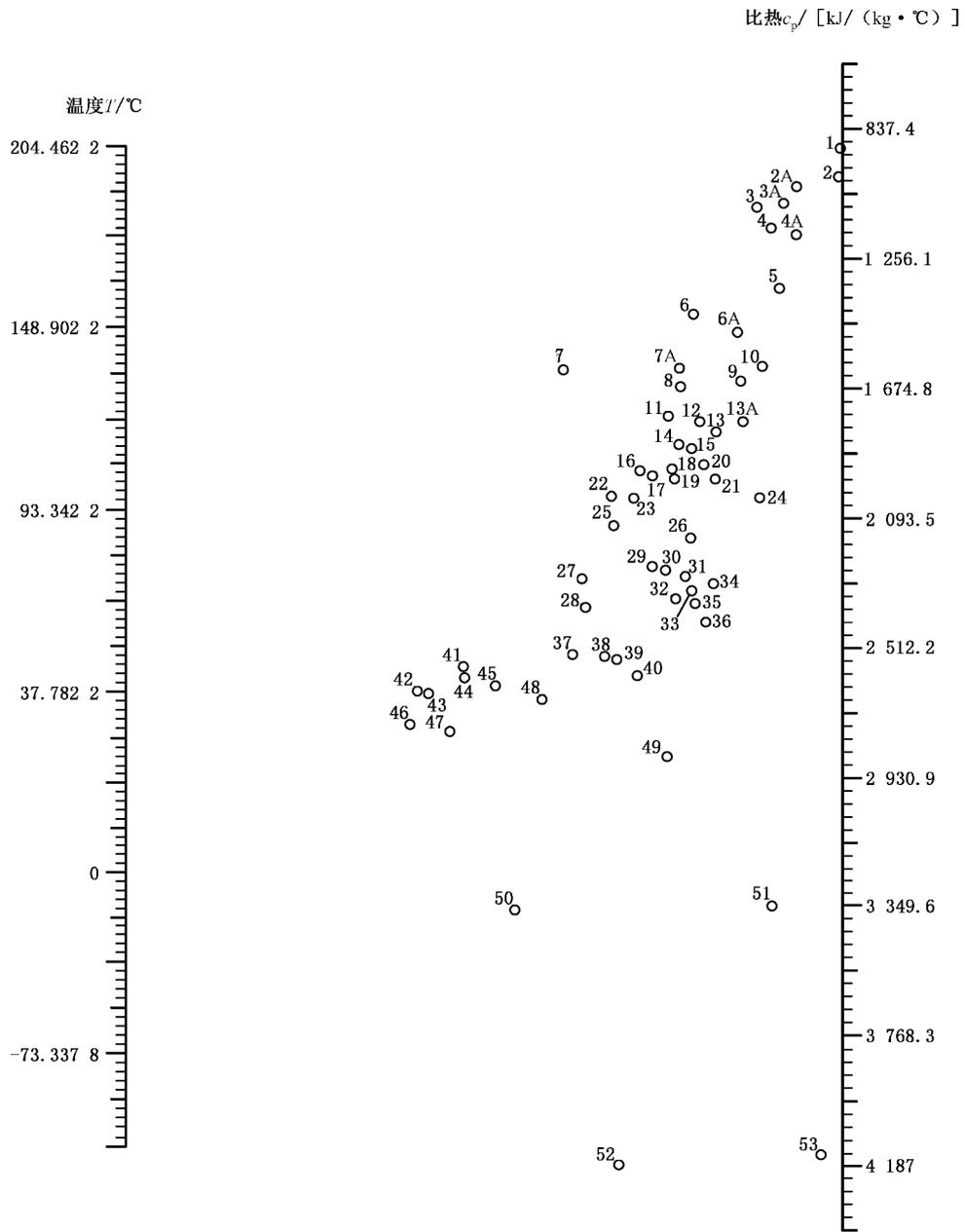


图 D.11 液体的比热共线图



表 D.2

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	二氯乙烷	-40~15	32	丙酮	20~50
6A	氟里昂-12	-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

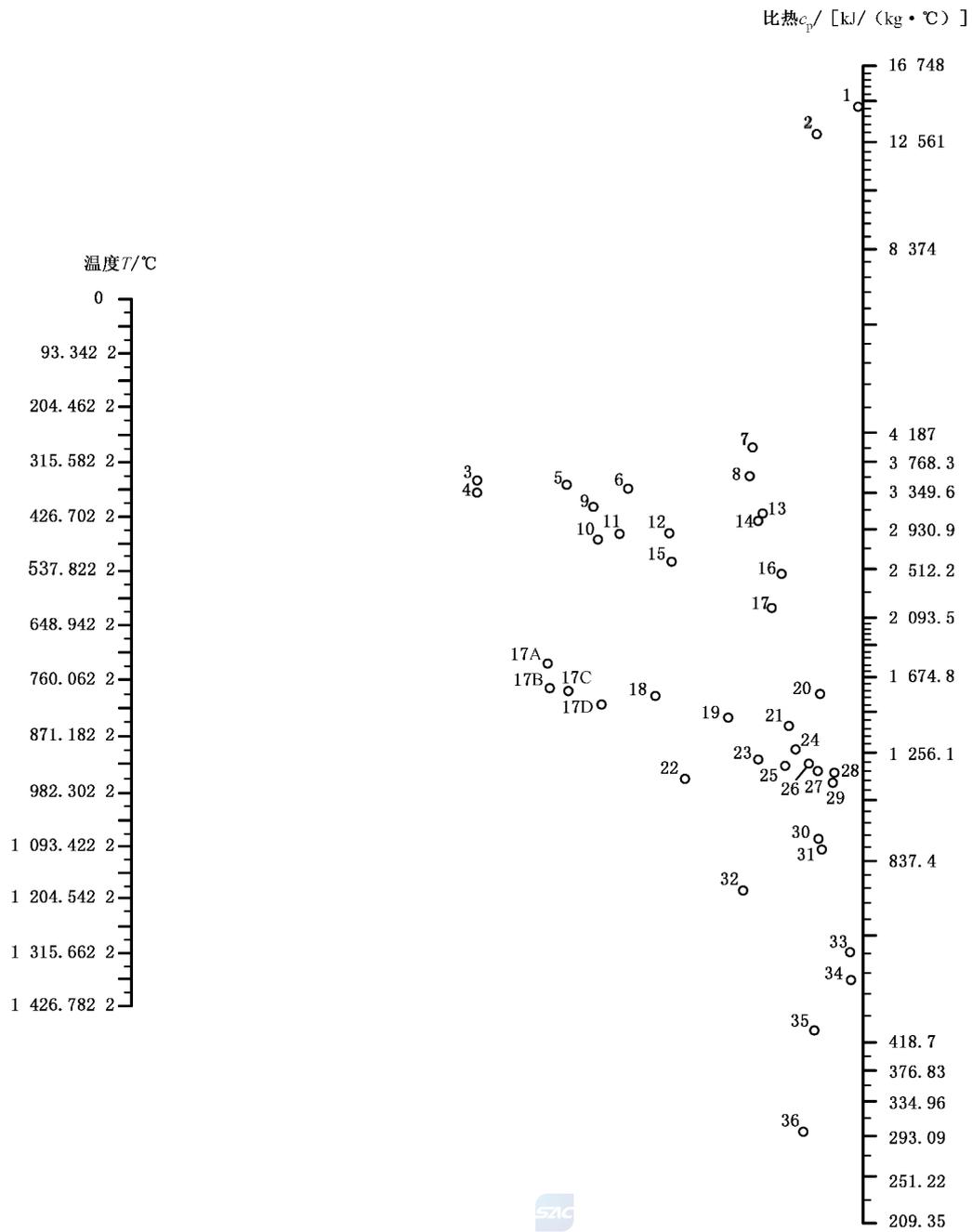


图 D.12 气体在一个大气压下的比热共线图

表 D.3

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			

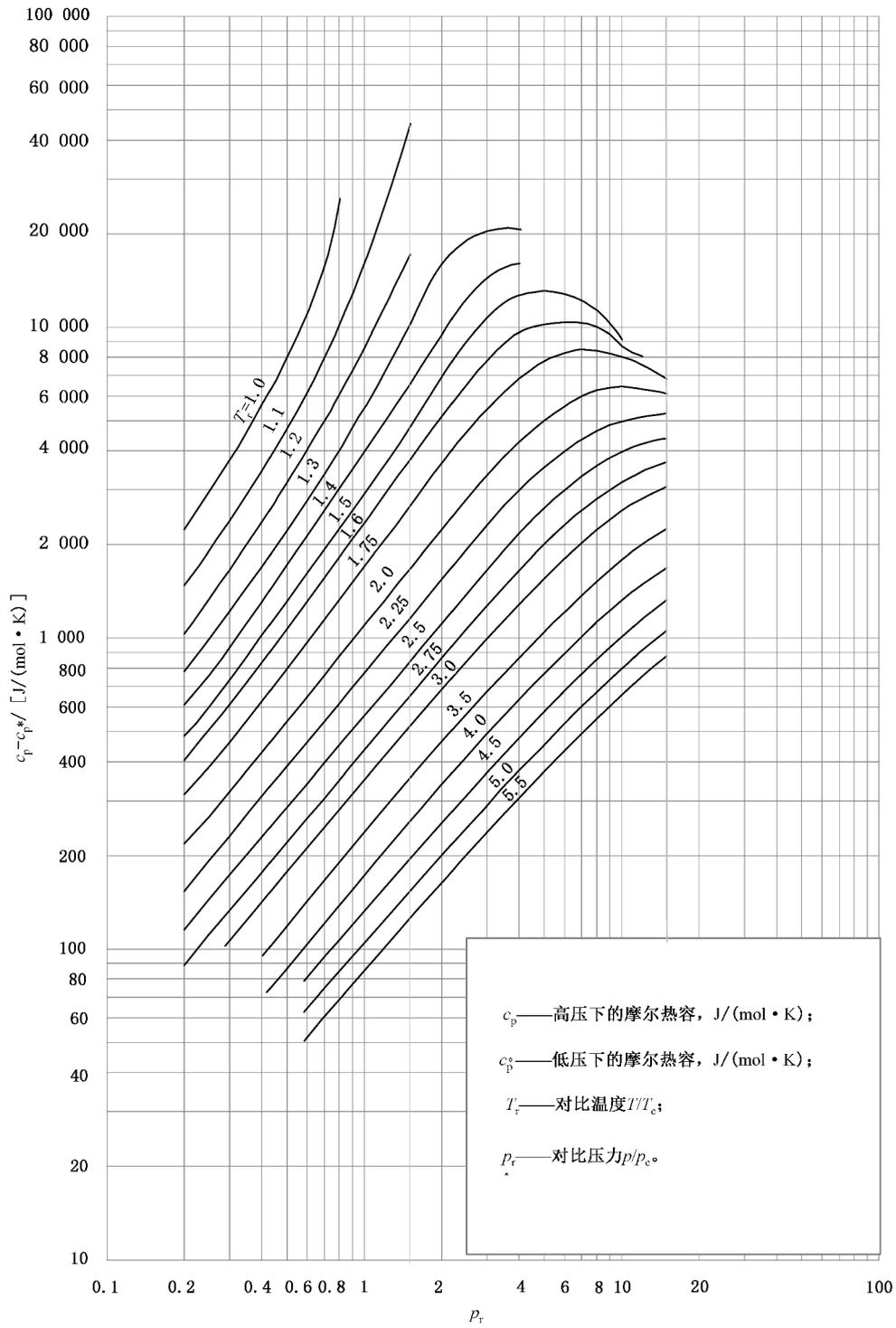


图 D.13 摩尔气体比热等温压力校正通用曲线图

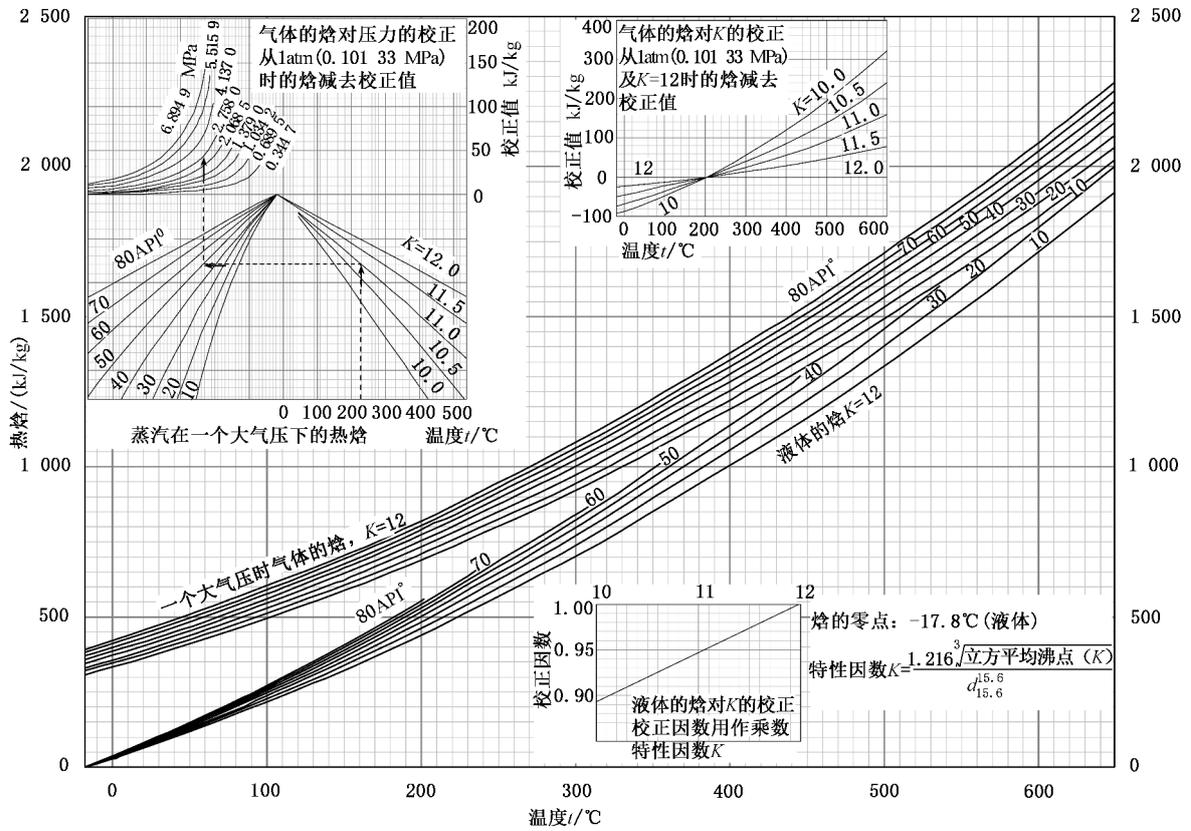
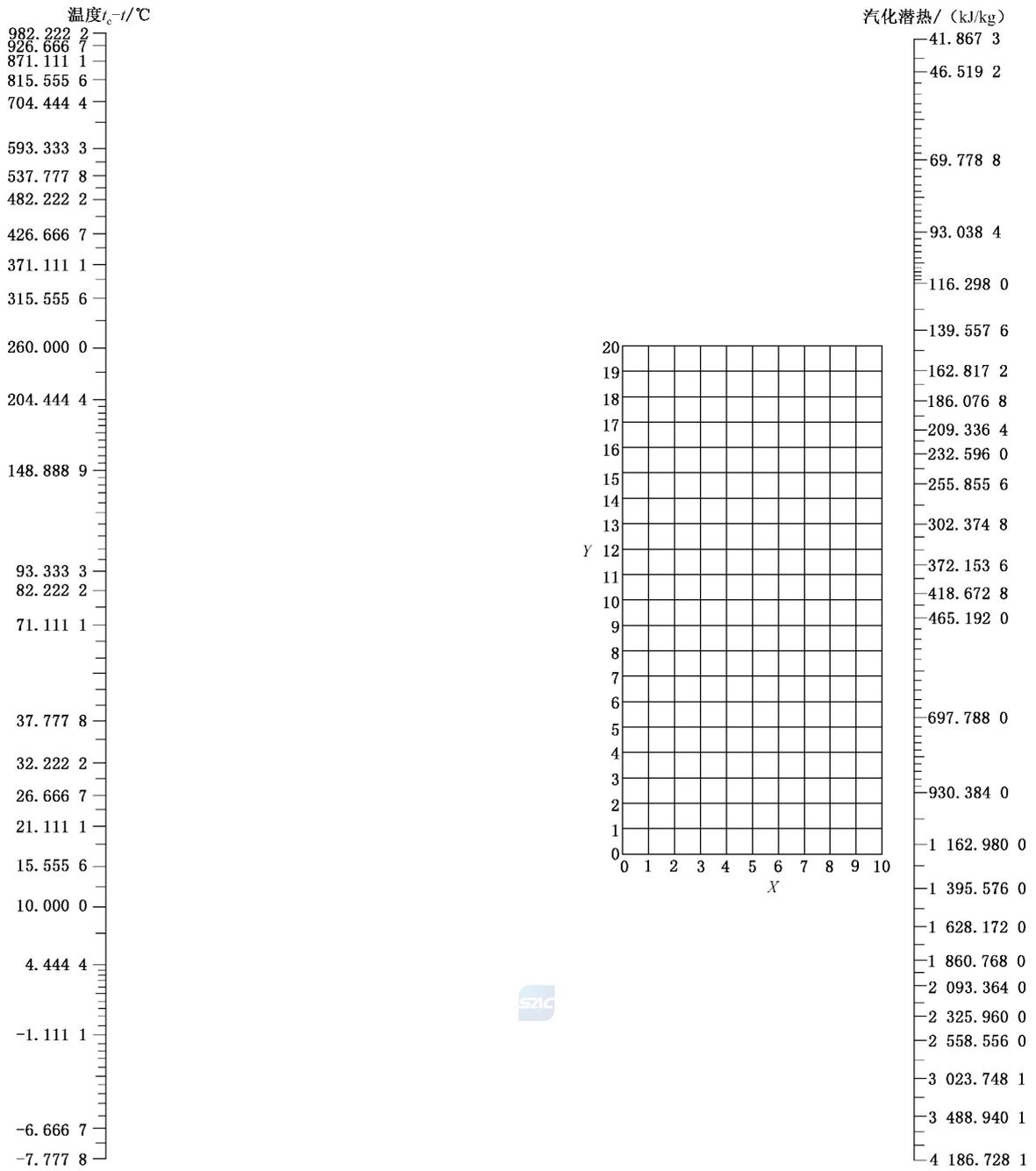


图 D.14 石油馏分的热焓



示例：如水在 100 °C， $t_c - t = 375 - 100 = 275$ °C，从而得到水的潜热为 2 256 kJ/kg。

图 D.15 各种液体的气化潜热

表 D.4

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 °C)
氨	1.310	正己烷	1.08(80 °C)
氩	1.688	氢	1.410
苯	1.10(93.3 °C)	甲烷	1.31
二氧化碳	1.304	甲醇	1.203(77.2 °C)
氯	1.355	氮	1.404
二氯二氟甲烷	1.139(25 °C)	氧	1.401
乙烷	1.22	正戊烷	1.086(87.2 °C)
乙醇	1.13(93.3 °C)	二氧化硫	1.29
乙醚	1.08(35 °C)		

注：除上述注明外，其余均为 15.6 °C 一个大气压下的数值。



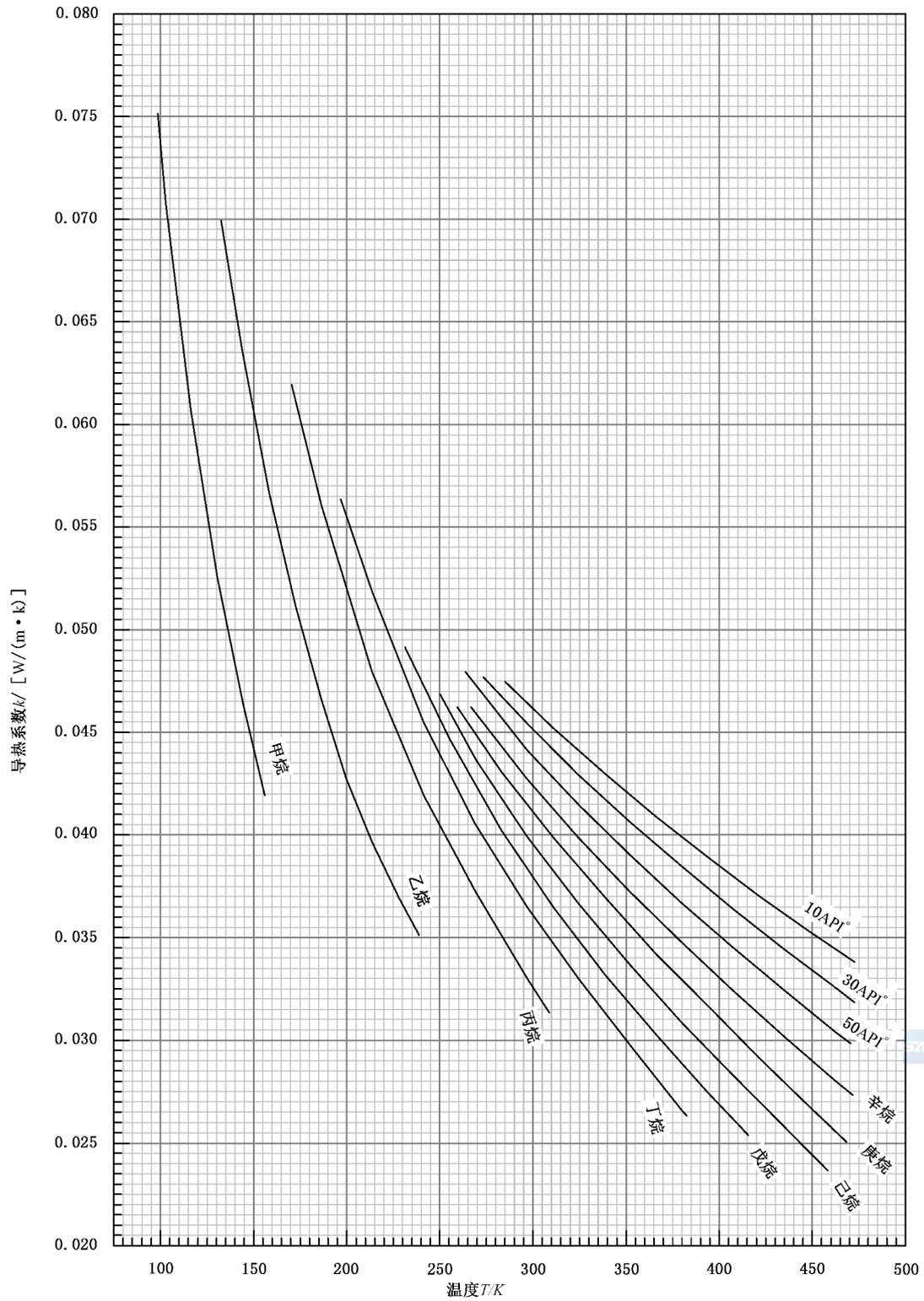


图 D.16 液态直链烷烃导热系数

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		293.2	0.200 8
	349.8	0.131 6	甘油	293.2	0.278 7
乙炔	133.2	0.237 1		472.0	0.313 3
	194.3	0.154 1	正庚烷	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
氯仿	199.8	0.143 7		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

表 D.6 (续)

液 体	T/K	$k/[W/(m \cdot K)]$	液 体	T/K	$k/[W/(m \cdot K)]$
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
	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 k $W/(m \cdot K)$

气体(蒸气)	温度 T/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
氩		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		
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		

表 D.7 (续)

W/(m·K)

气体(蒸气)	温度 T/K							
	73.2	173.2	273.2	323.2	373.2	473.2	573.2	673.2
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			
氨	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	0.0138 +				
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	0.0118 +				
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。

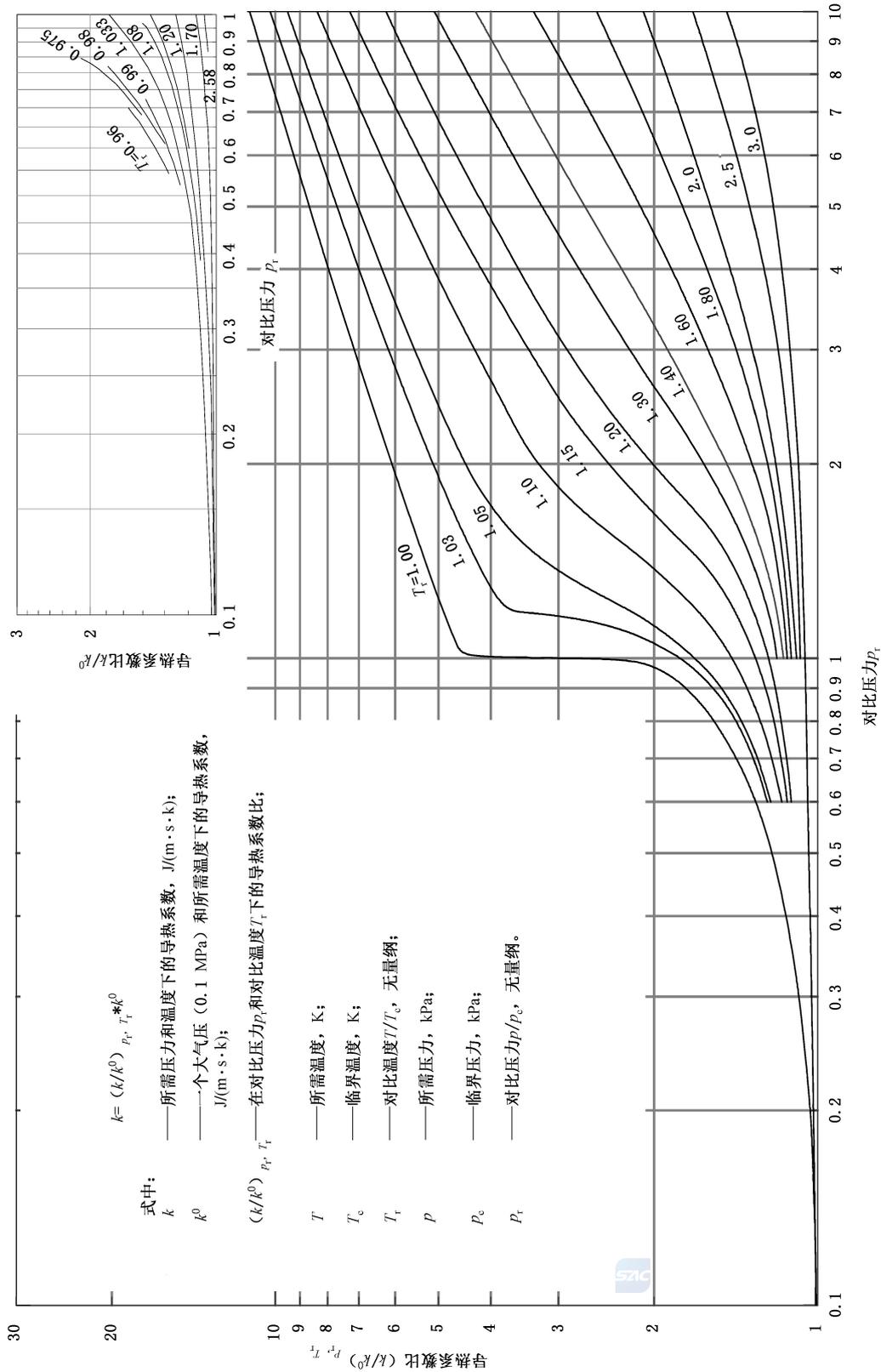
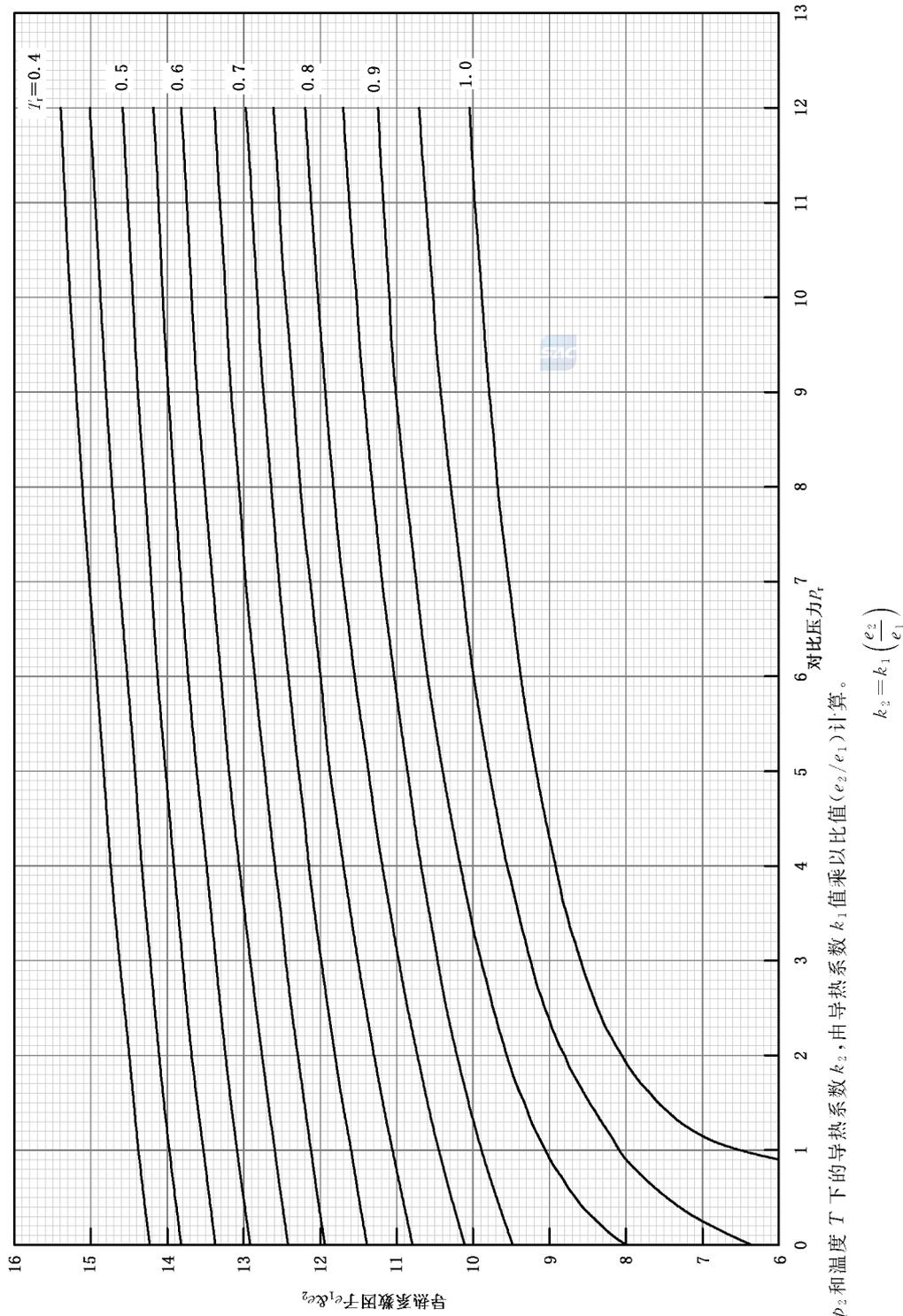


图 D.17 气体导热系数压力校正通用关联图



注：压力 p_2 和温度 T_2 下的导热系数 k_2 ，由导热系数 k_1 值乘以比值 (e_2/e_1) 计算。

- 式中：
- k_1 —— p_1 和 T_1 下的导热系数；
 - k_2 —— p_2 和 T_2 下的导热系数；
 - e_1 —— p_{r1} 和 T_{r1} 下的导热系数因子；
 - e_2 —— p_{r2} 和 T_{r2} 下的导热系数因子；
 - p_1, p_2 —— 压力(绝压), Pa;
 - p_c —— 临界压力(绝压), Pa;
 - $p_{r1} = p_1/p_c$, 无量纲；
 - $p_{r2} = p_2/p_c$, 无量纲；
 - T —— 温度, K;
 - T_c —— 临界温度, K;
 - $T_r = T/T_c$, 无量纲。

$$k_2 = k_1 \left(\frac{e_2}{e_1} \right)$$

图 D.18 液体导热系数压力校正通用关联图

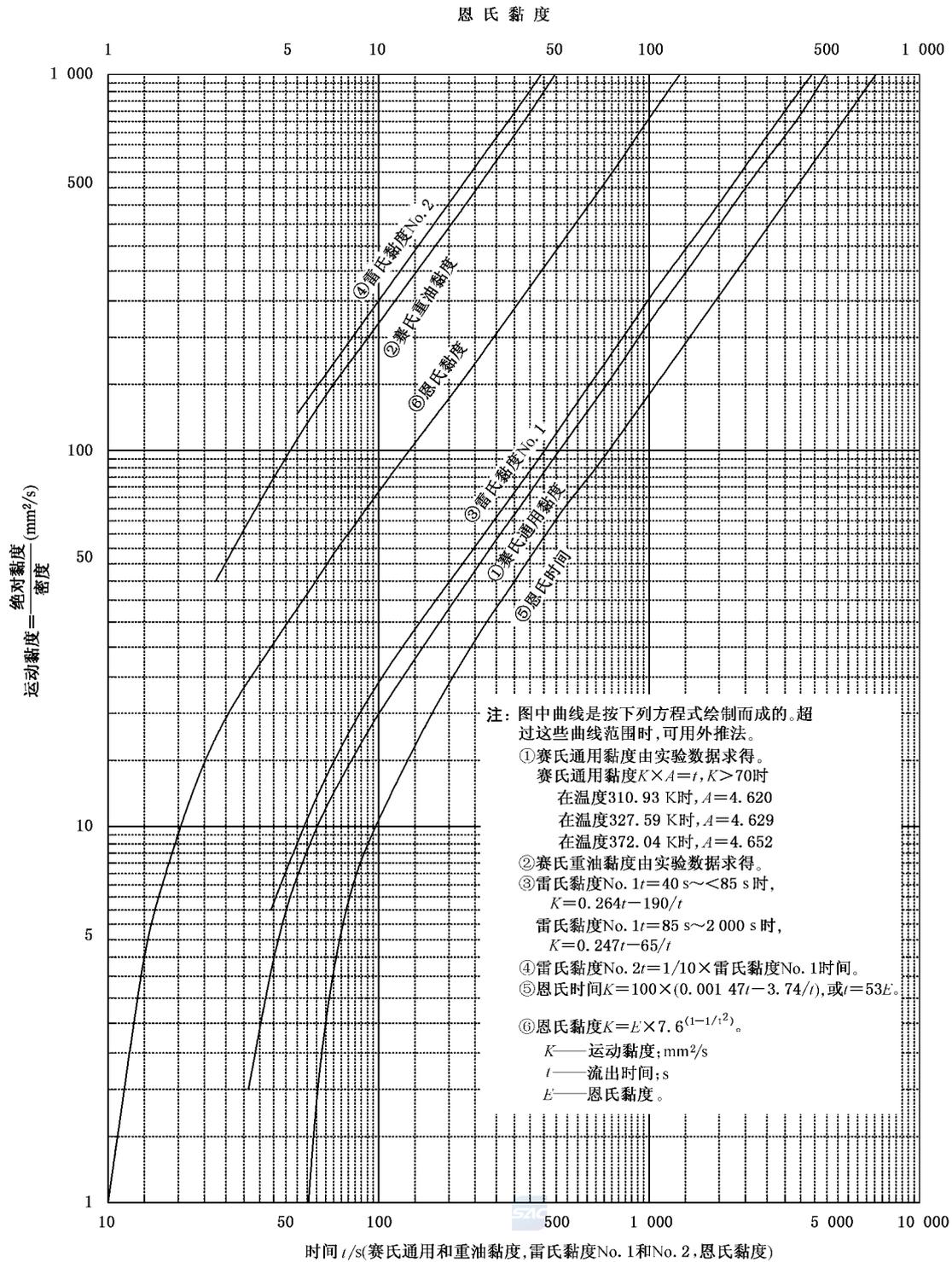


图 D.19 石油油品的黏度-温度关系

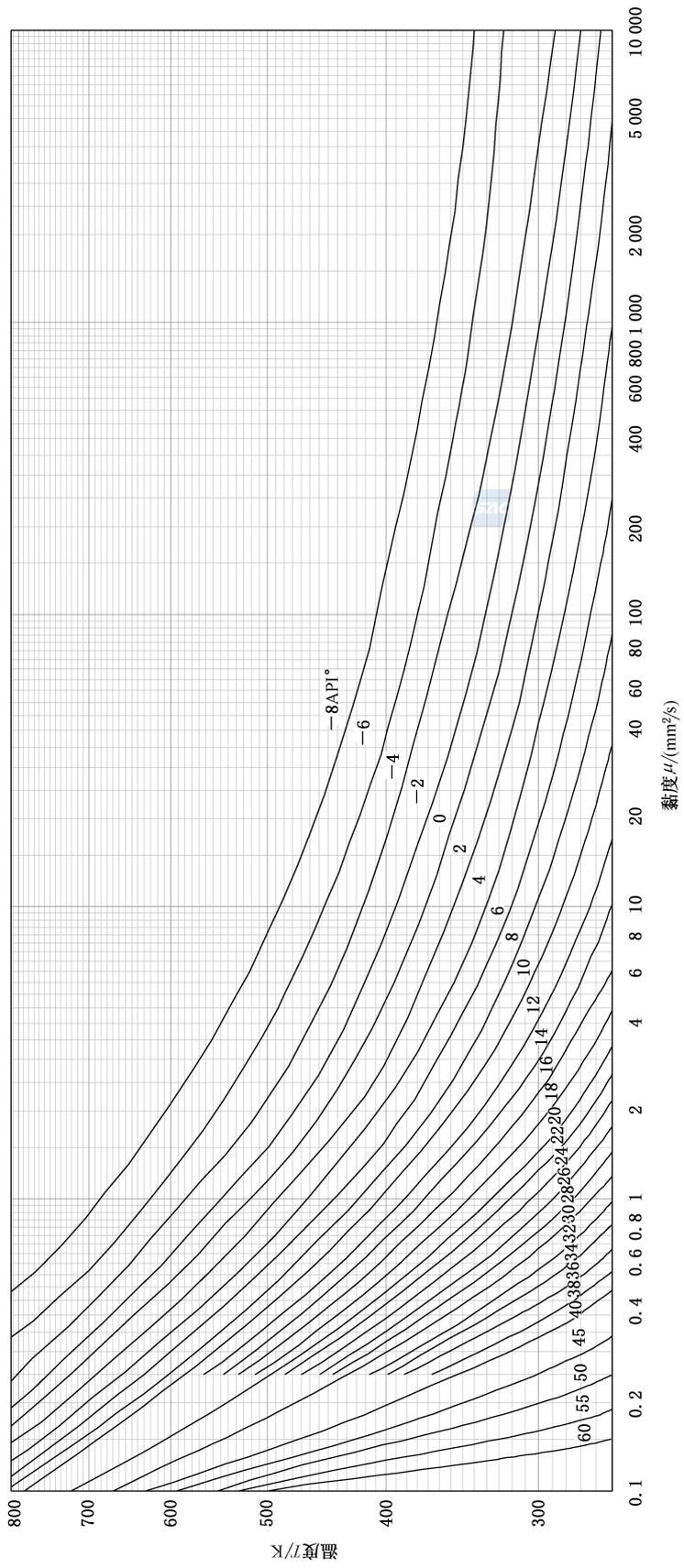


图 D.20 特性因数 $K = 10.0$ 石油产品的黏度-温度关系

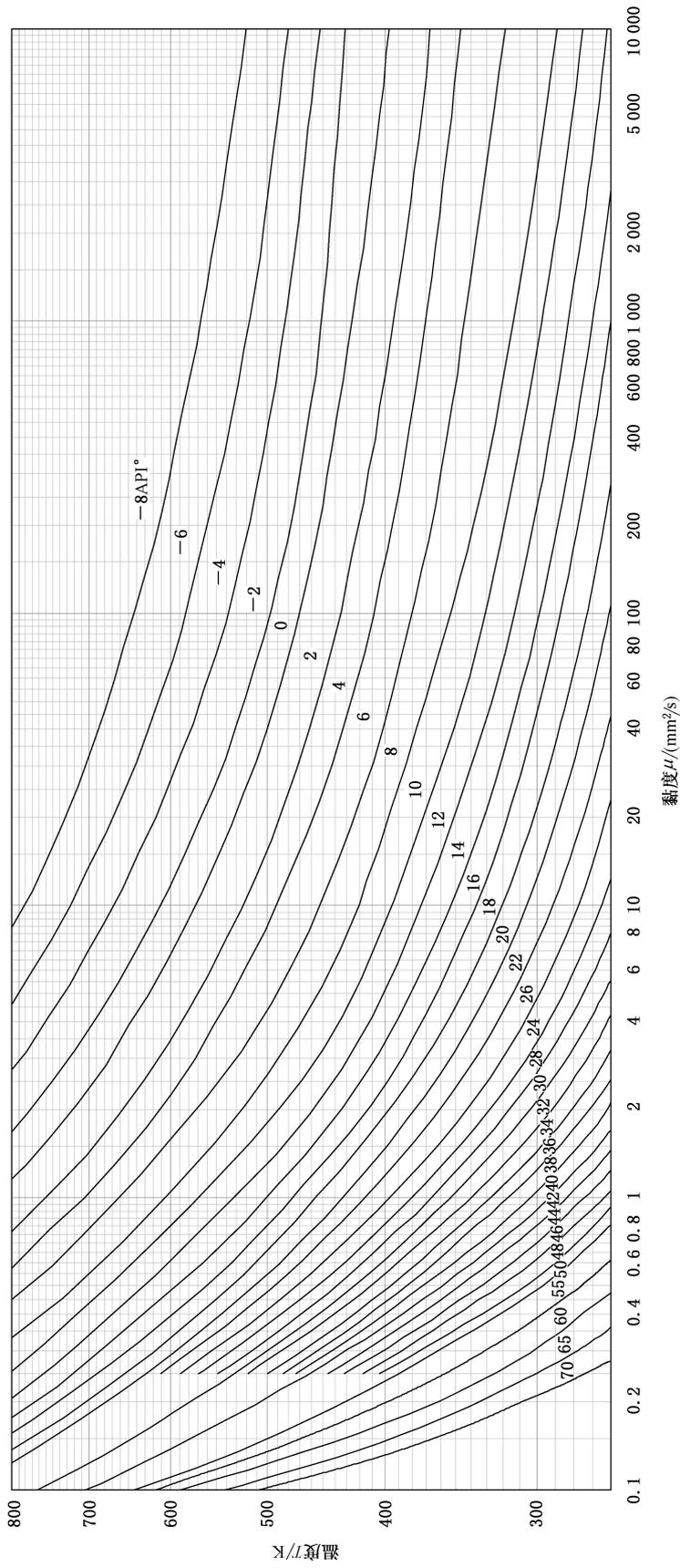


图 D.21 特性因数 $K = 11.0$ 石油产品的黏度-温度关系

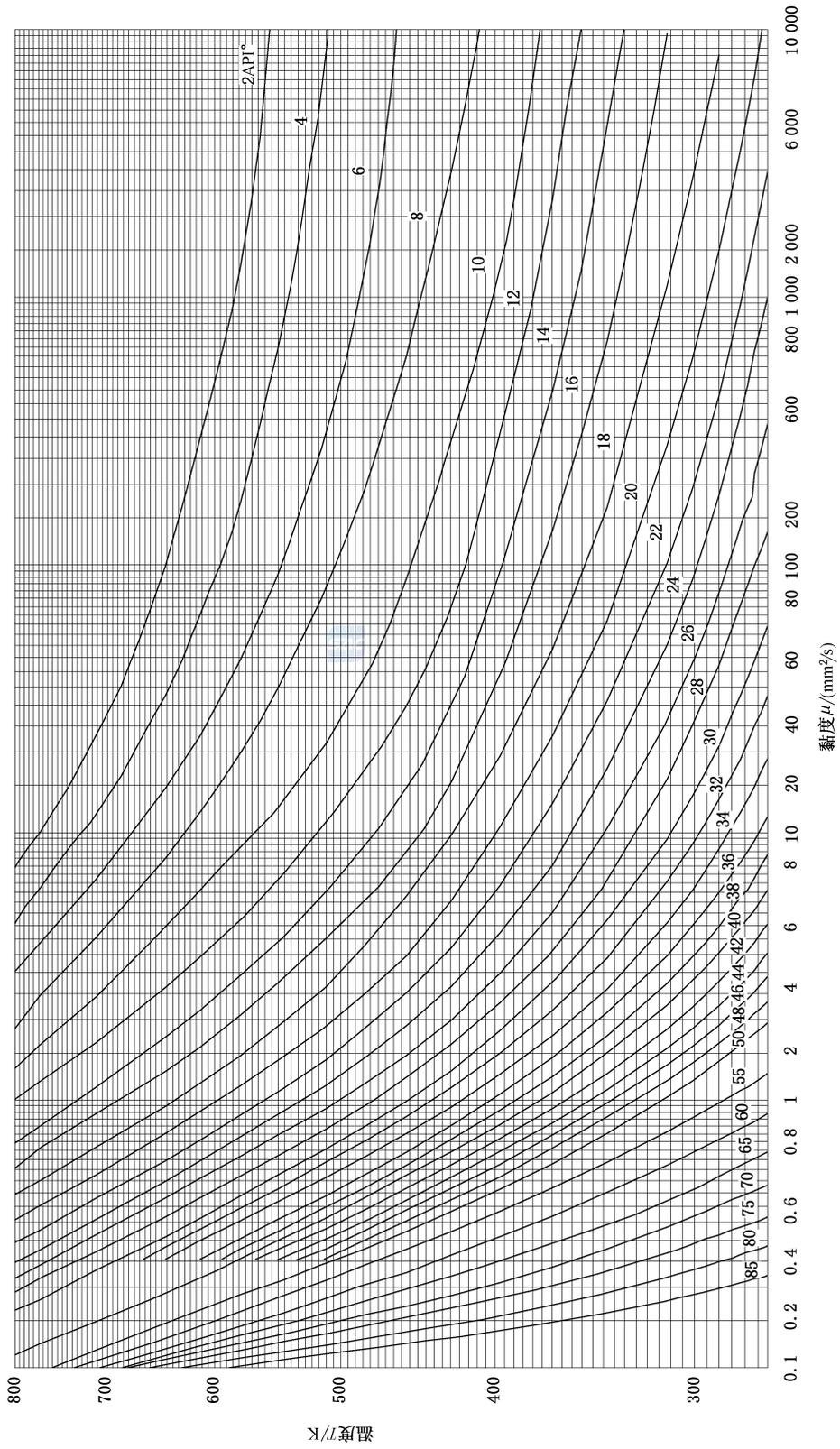


图 D.22 特性因数 $K = 11.8$ 石油产品的黏度-温度关系

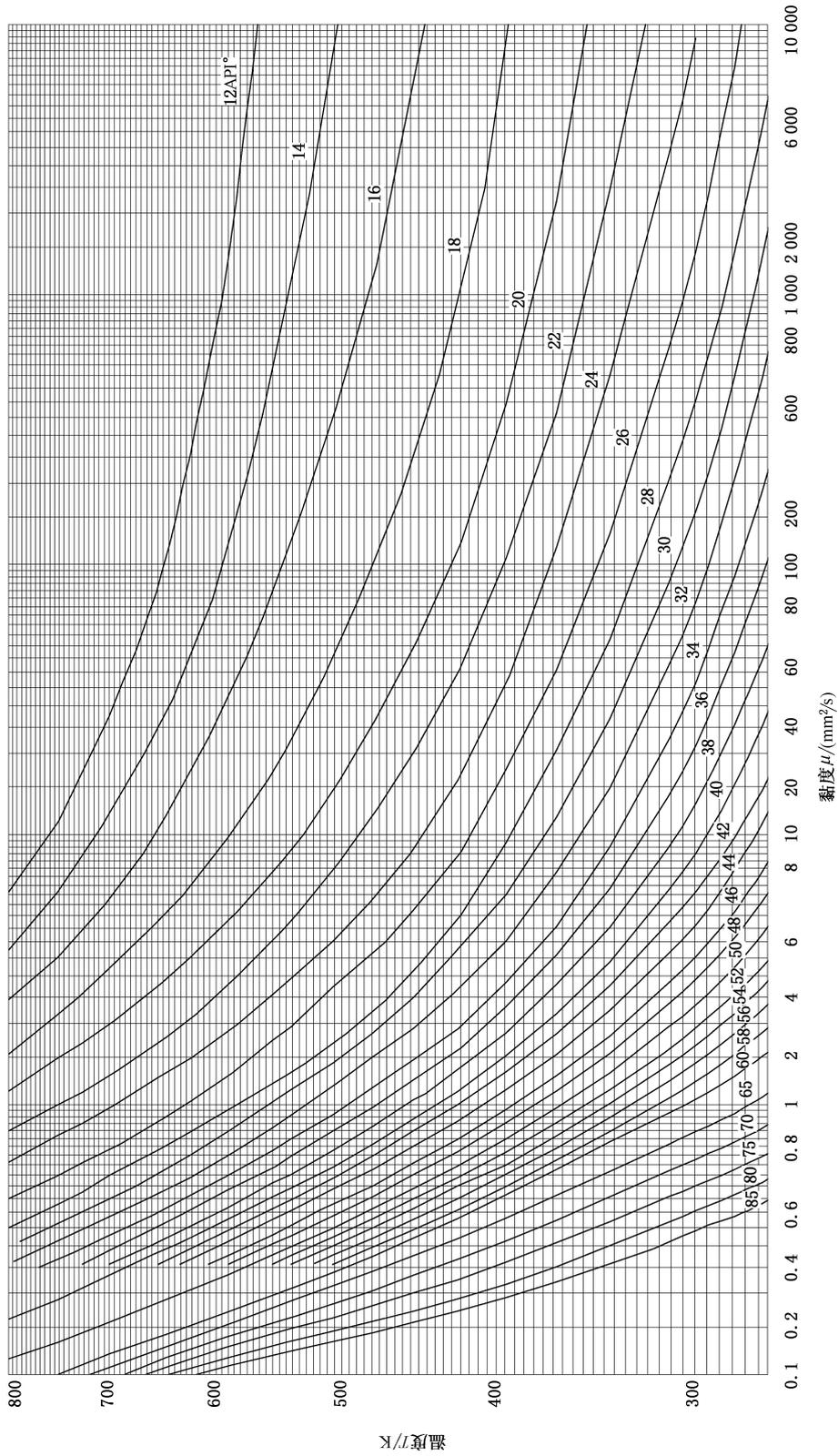
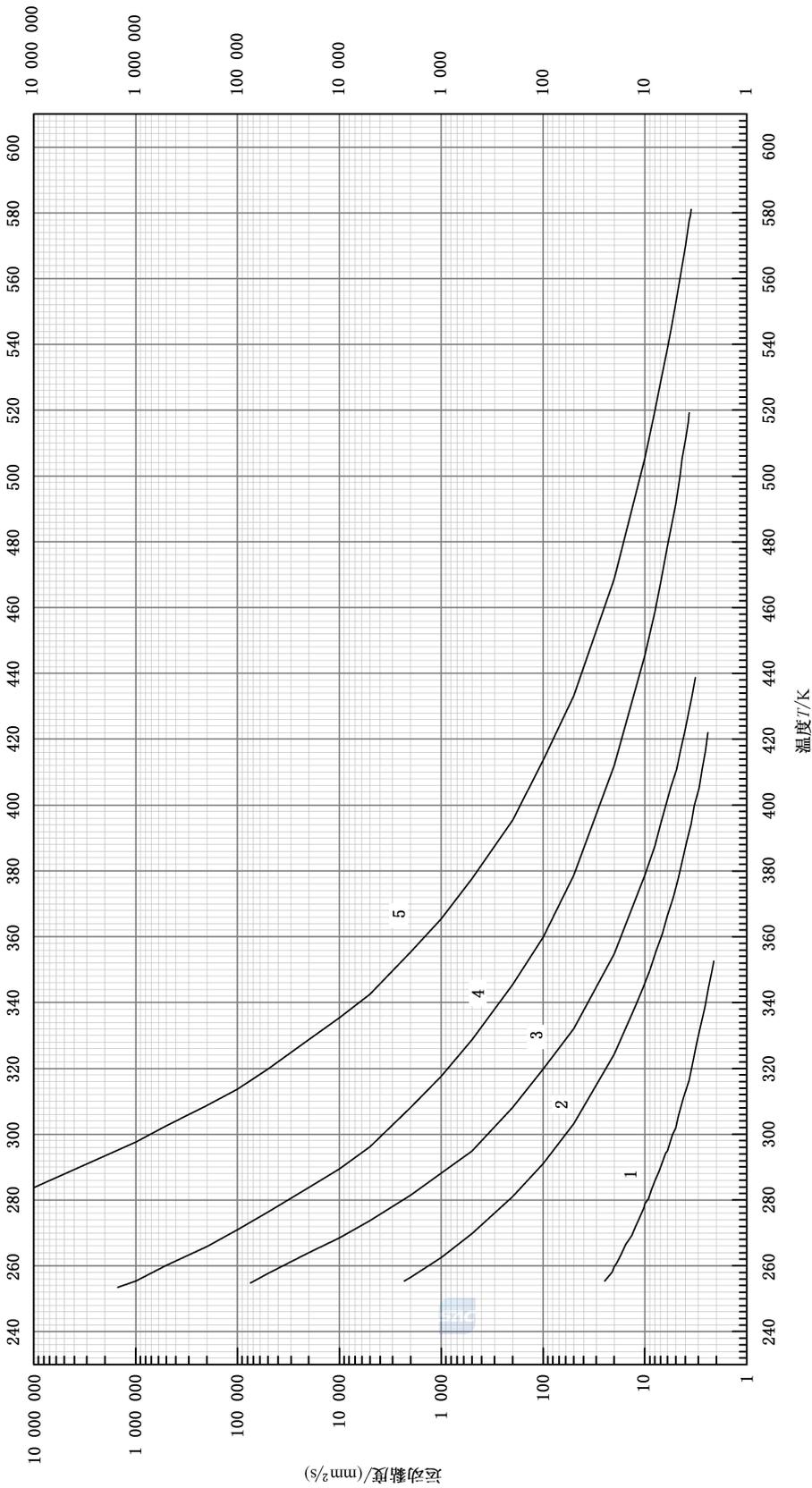


图 D.23 特性因数 $K = 12.5$ 石油产品的黏度-温度关系

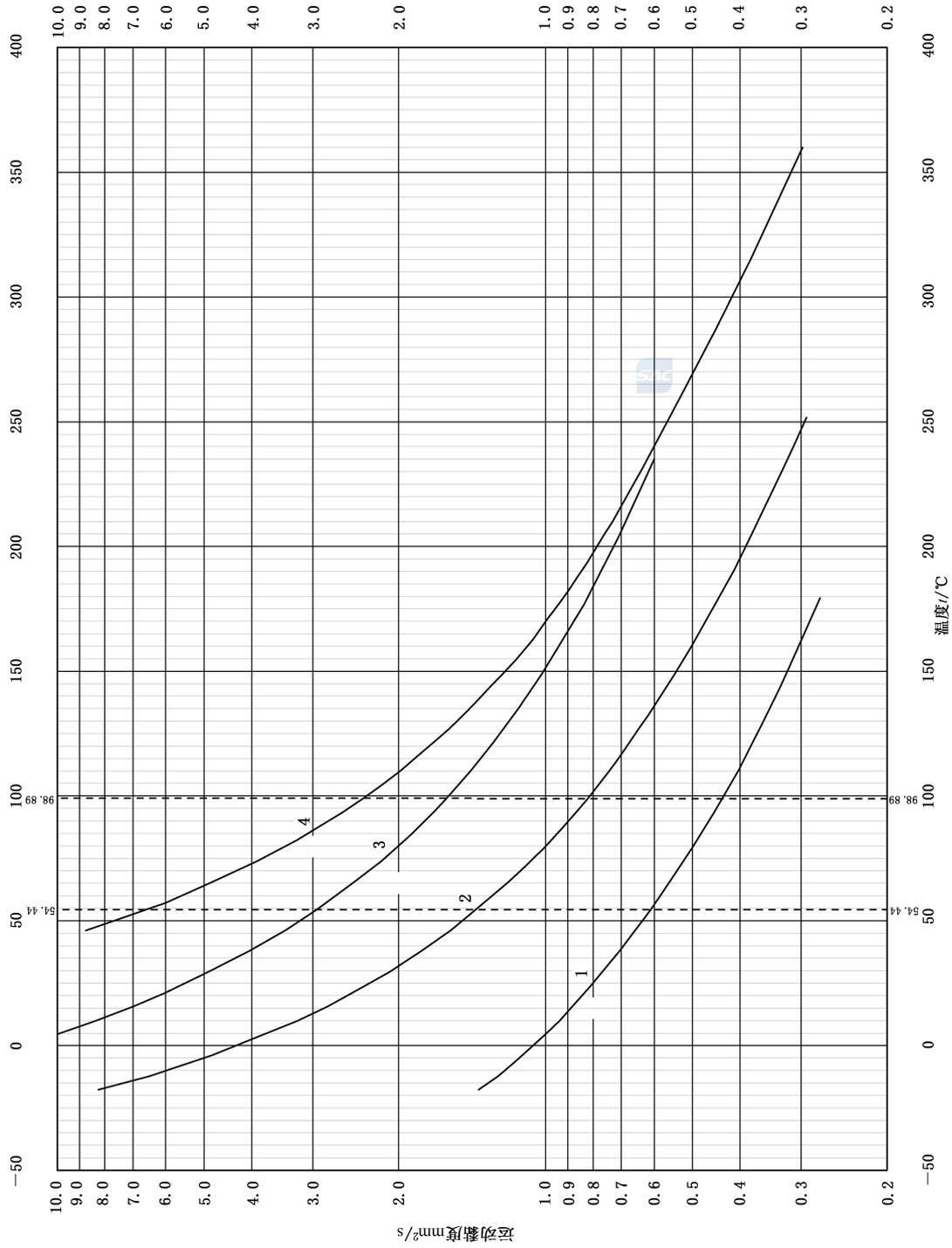




说明:

- 1——40 API°原油;
- 2——30 API°润滑油;
- 3——11 API°燃料油;
- 4——20 API°残渣油;
- 5——沥青。

图 D.24 烃类和石油馏分(高黏度)黏度-温度图



说明:

- 1——57 API°汽油; 3——40 API°原油;
- 2——40 API°煤油; 4——30 API°馏出物。

图 D.25 烃类和石油馏分(低黏度)黏度-温度图

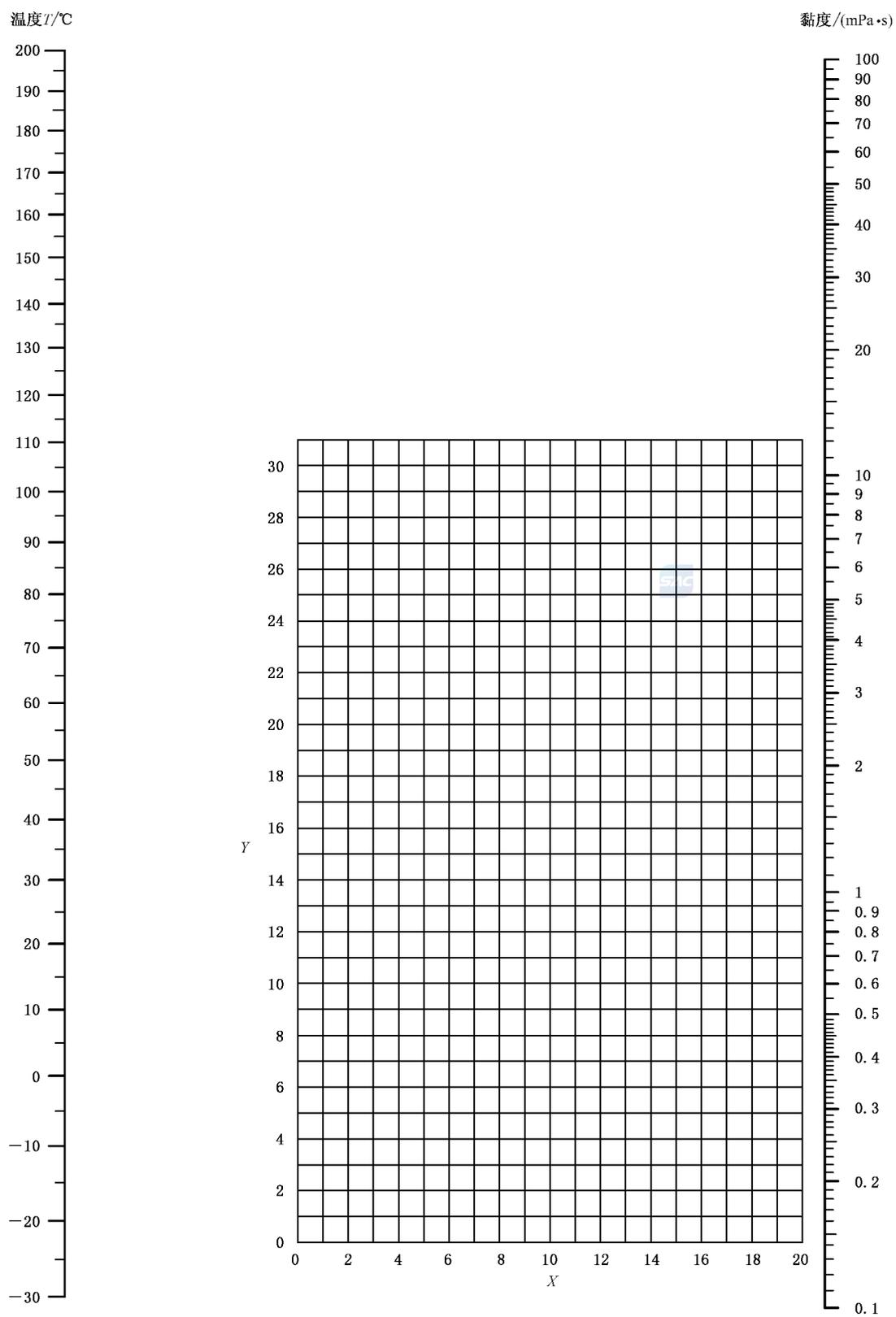


图 D.26 液体黏度共线图

表 D.8

编号	液 体	X	Y	编号	液 体	X	Y
1	乙醛	15.2	4.8	31	氟里昂-22	17.2	4.7
2	醋酸,100%	12.1	14.2	32	氟里昂-113	12.5	11.4
3	醋酸,70%	9.5	17.0	33	甘油,100%	2.0	30.0
4	醋酸酐	12.7	12.8	34	甘油,50%	6.9	19.6
5	丙酮,100%	14.5	7.2	35	庚烯	14.1	8.4
6	丙酮,35%	7.9	15.0	36	己烷	14.7	7.0
7	烯丙醇	10.2	14.3	37	盐酸,31.5%	13.0	16.6
8	氨,100%	12.6	2.0	38	异丁醇	7.1	18.0
9	氨,26%	10.1	13.9	39	异丁酸	12.2	14.4
10	醋酸戊酯	11.8	12.5	40	异丙醇	8.2	16.0
11	戊醇	7.5	18.4	41	煤油	10.2	16.9
12	苯胺	8.1	18.7	42	生亚麻籽油	7.5	27.2
13	茴香醚	12.3	13.5	43	汞	18.4	16.4
14	三氯化砷	13.9	14.5	44	甲醇,100%	12.4	10.5
15	苯	12.5	10.9	45	甲醇,90%	12.3	11.8
16	盐水,CaCl ₂ ,25%	6.6	15.9	46	甲醇,40%	7.8	15.5
17	盐水,NaCl,25%	10.2	16.6	47	醋酸甲酯	14.2	8.2
18	溴	14.2	13.2	48	甲基氯	15.0	3.8
19	溴甲苯	20.0	15.9	49	丁酮	13.9	8.6
20	醋酸丁酯	12.3	11.0	50	萘	7.9	18.1
21	丁醇	8.6	17.2	51	硝酸,95%	12.8	13.8
22	丁酸	12.1	15.3	52	硝酸,60%	10.8	17.0
23	二氧化碳	11.6	0.3	53	硝酸苯	10.6	16.2
24	二硫化碳	16.1	7.5	54	硝基甲苯	11.0	17.0
25	四氯化碳	12.7	13.1	55	辛烷	13.7	10.0
26	氯苯	12.3	12.4	56	辛醇	6.6	21.1
27	氯仿	14.4	10.2	57	五氯乙烷	10.9	17.3
28	氯磺酸	11.2	18.1	58	戊酚	14.9	5.2
29	邻氯甲苯	13.0	13.3	59	酚	6.9	20.8
30	间氯甲苯	13.3	12.5	60	三溴化磷	13.8	16.7

表 D.8 (续)

编号	液 体	X	Y	编号	液 体	X	Y
61	对氯甲苯	13.3	12.5	86	三氯化磷	16.2	10.9
62	间甲酚	2.5	20.8	87	丙酸	12.8	13.8
63	环己醇	2.9	24.3	88	丙醇	9.1	16.5
64	二溴乙烷	12.7	15.8	89	丙基溴	14.5	9.6
65	二氯乙烷	13.2	12.2	90	丙基氯	14.4	7.5
66	二氯甲烷	14.6	8.9	91	丙基碘	14.1	11.6
67	草酸二乙酯	11.0	16.4	92	钠	16.4	13.9
68	草酸二甲酯	12.3	15.8	93	氢氧化钠	3.2	25.8
69	联苯	12.0	18.3	94	氯化锡	13.5	12.8
70	草酸二丙酯	10.3	17.7	95	二氧化硫	15.2	7.1
71	醋酸乙酯	13.7	9.1	96	硫酸,110%	7.2	27.4
72	乙醇,100%	10.5	13.8	97	硫酸,98%	7.0	24.8
73	乙醇,95%	9.8	14.3	98	硫酸,60%	10.2	21.3
74	乙醇,40%	6.5	16.6	99	硫酰氯	15.2	12.4
75	乙苯	13.2	11.5	100	四氯乙烷	11.9	15.7
76	乙基溴	14.5	8.1	101	四氯乙烯	14.2	12.7
77	乙基氯	14.8	6.0	102	四氯化钛	14.4	12.3
78	乙醚	14.5	5.3	103	甲苯	13.7	10.4
79	甲酸乙酯	14.2	8.4	104	三氯乙烯	14.8	10.5
80	乙基碘	14.7	10.3	105	松节油	11.5	14.9
81	乙二醇	6.0	23.6	106	醋酸乙烯酯	14.0	8.8
82	甲酸	10.7	15.8	107	水	10.2	13.0
83	氟里昂-11	14.4	9.0	108	邻二甲苯	13.5	12.1
84	氟里昂-12	16.8	5.6	109	间二甲苯	13.9	10.6
85	氟里昂-21	15.7	7.5	110	对二甲苯	13.9	10.9

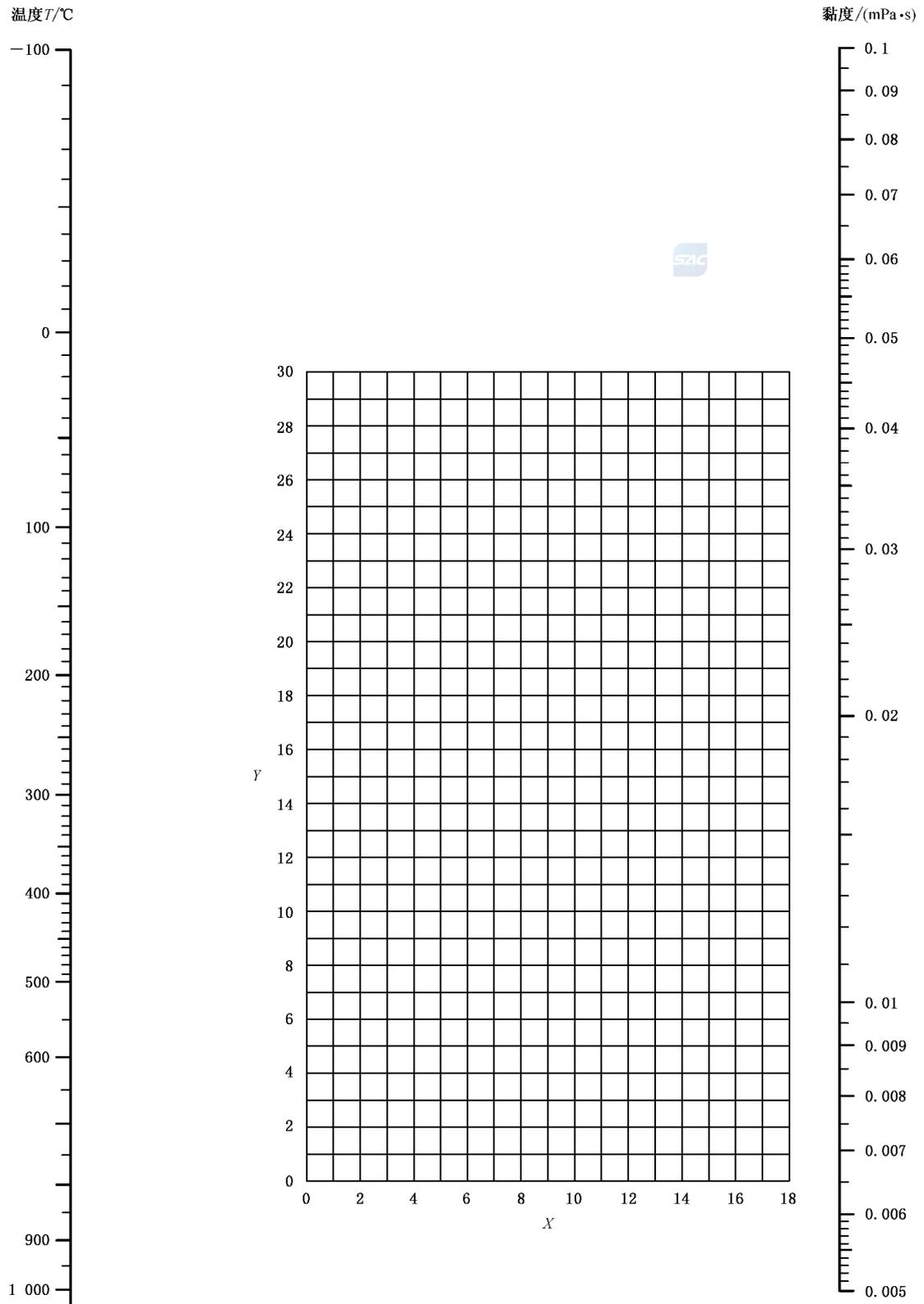


图 D.27 一个大气压下气体和蒸气的黏度

表 D.9

编号	气 体	X	Y	编号	气 体	X	Y
1	醋酸	7.7	14.3	29	氟里昂-113	11.3	14.0
2	丙酮	8.9	13.0	30	氮	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

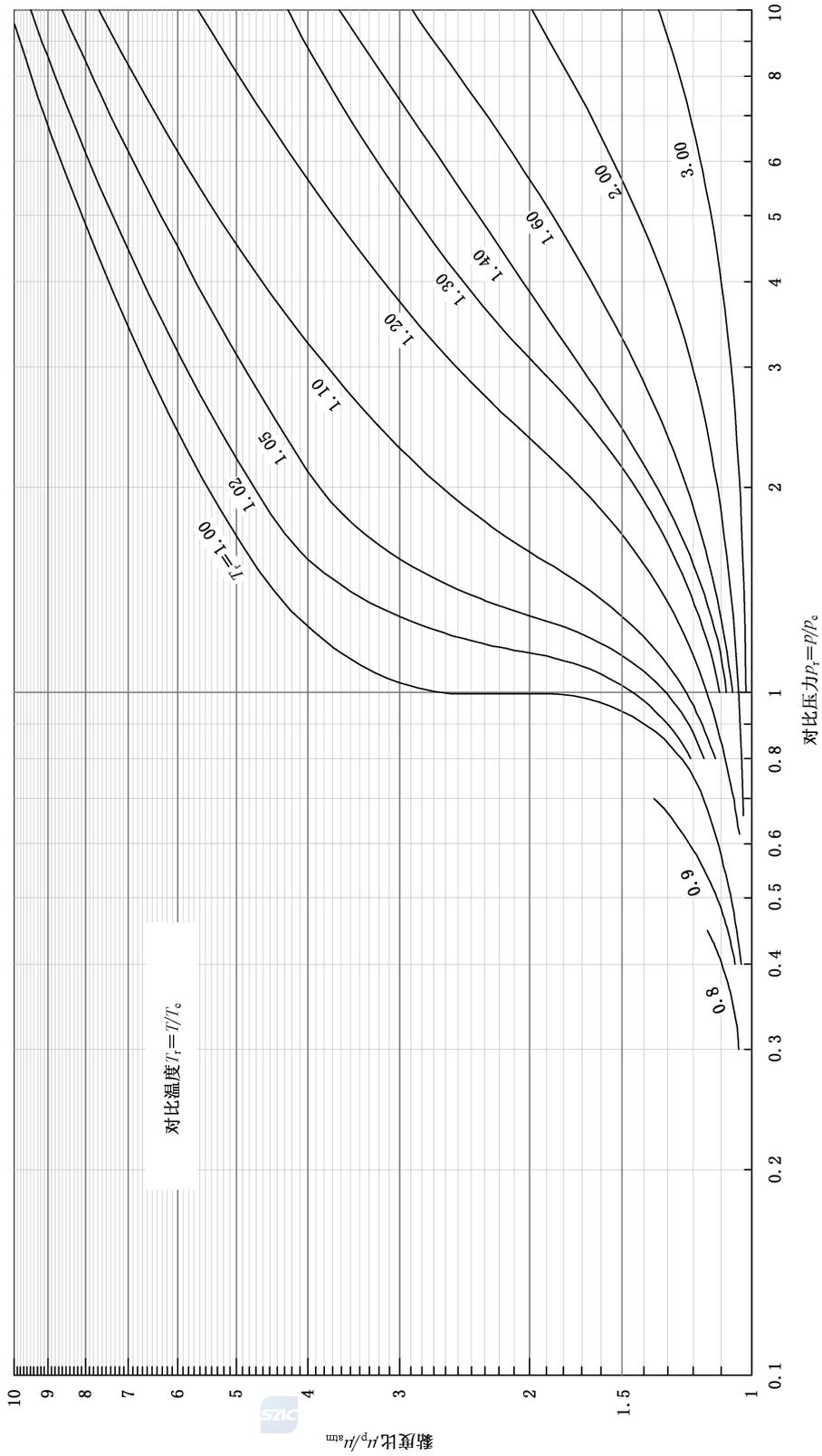


图 D.28 高压气体黏度

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
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	氮	4,003	5.6	228 907.36
36	正庚烷	100.2	540.0	2 737 235.60

表 D.10 (续)

编号	物 质	分 子 量	临界温度/K	临界压力/Pa
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	氨	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	氟	20.18	44.4	2 723 446.00
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	醋酸乙酯	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
(资料性附录)
污垢热阻

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.1 水的污垢热阻

水的污垢热阻见表 E.1。

表 E.1

$10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$

加热介质温度		$\leq 115 \text{ }^\circ\text{C}$		$116 \text{ }^\circ\text{C} \sim 205 \text{ }^\circ\text{C}$	
水的温度		$\leq 52 \text{ }^\circ\text{C}$		$> 52 \text{ }^\circ\text{C}$	
水的种类		流速/(m/s)		流速/(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($> 257 \text{ mg/L}$)		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 $205 \text{ }^\circ\text{C}$ ，且冷介质会结垢时，表中数值应作相应修改。

E.2 工业流体的污垢热阻($10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$)

a) 油类

- 燃料油:88.0;
- 淬火油:70.4;
- 变压器油:17.6;
- 发动机润滑油:17.6。

b) 气体和蒸气

- 工厂废气(高炉燃烧气):176.1;
- 发动机排气:176.1;

水蒸气(不带油):8.8;
 废水蒸气(带油):17.6;
 制冷剂蒸气(带油):35.2;
 工业用有机载热体蒸气:17.6;
 压缩空气:35.2;
 干燥气体(如 H_2 、 N_2):8.8;
 潮湿空气:26.4;
 常压空气:8.8~17.6。

c) 液体

制冷剂液体:17.6;
 液压流体:17.6;
 工业用有机载热体液体:17.6;
 传热用的熔融盐:8.8。

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

a) 气体和蒸气

酸性气体:17.6;
 溶剂蒸气:17.6;
 稳定塔顶馏出物蒸气:17.6;
 乙烯:35.2;
 HCl 气:52.8;
 含饱和水蒸气的氢:35.2;
 氯化碳氢化合物蒸气:17.6;
 乙醇蒸气:0;
 带触媒的气体:52.8;
 可聚合蒸气(含有缓蚀剂):52.8。

b) 液体

一乙醇胺和二乙醇胺溶液:35.2;
 二甘醇和三甘醇溶液:35.2;
 稳定塔侧线塔底物料:17.6;
 苛性碱溶液:35.2;
 植物油:52.8;
 盐酸:0;
 乙醇:17.6;
 轻有机化合物:17.6;
 氯化碳氢化合物:17.6~35.2;
 一般稀无机物溶液:88.0。

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

a) 气体和蒸气

天然气:17.6;

塔顶蒸气:17.6。

b) 液体

贫油:35.2;

富油:17.6;

天然汽油和液化石油气:17.6。

E.5 石油炼制过程液体的污垢热阻($10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$)

a) 常减压装置中的气体和蒸气

常压精馏塔塔顶蒸气:17.6;

轻质石脑油蒸气:17.6;

减压精馏塔塔顶蒸气:35.2。

b) 常减压装置中的液体

汽油:17.6;

石脑油和轻馏分:17.6;

重质柴油:52.8;

重质燃料油:88.0;

煤油:17.6;

轻质柴油:35.2;

沥青和残渣油:176.1;

原油:见表 E.2。



表 E.2

$10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$

介 质	温度/ $^{\circ}\text{C}$	流速/(m/s)		
		<0.6	$0.6\sim 1.2$	>1.2
脱水原油	0~92	52.8	35.2	35.2
含盐原油		52.8	35.2	35.2
脱水原油	93~148	52.8	35.2	35.2
含盐原油		88.0	70.4	70.4
脱水原油	149~259	70.4	52.8	35.2
含盐原油		105.7	88.0	70.4
脱水原油	>260	88.0	70.4	52.8
含盐原油		123.3	105.7	88.0

c) 裂化和焦化装置中的流体

塔顶蒸气:35.2;

轻质循环油:35.2;

重质循环油:52.8;

轻质焦化瓦斯油:52.8;

重质焦化瓦斯油:70.4;

塔底油浆(最小流速 $1.4 \text{ m}/\text{s}$):52.8;

- 轻质液态产品:35.2。
- d) 催化重整和加氢脱硫装置中的流体
- 重整炉进料:35.2;
 - 重整炉出料:17.6;
 - 加氢脱硫进料和出料:35.2;
 - 塔顶蒸气:17.6;
 - 50 °C以上 API 的液态产品:17.6;
 - 30 °C~50 °C API 的液态产品:35.2。
- e) 轻馏分加工物料
- 塔顶蒸气及气体:17.6;
 - 液态产品:17.6;
 - 吸收油:35.2;
 - 微酸烷基化物料:35.2;
 - 再沸器物料:52.8。
- f) 润滑油加工物料
- 进料:35.2;
 - 混合溶剂进料:35.2;
 - 溶剂:17.6;
 - 提取物:52.8;
 - 提余液:17.6;
 - 沥青:88.0;
 - 蜡膏:52.8;
 - 精制滑油:17.6。



附录 F
(资料性附录)
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

W/(m·K)

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	—	—	—	—	—	—
锰钼钢	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	—	—	—	—
06Cr13	24.5	26.1	26.1	27.2	27.2	27.2	27.7	27.7	28.2	29.4	29.4	31.2	—	—
06Cr19Ni10	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

W/(m·K)

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

W/(m·K)

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

W/(m·K)

牌号	HSn70-1	HAl77-2	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

W/(m·K)

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
(资料性附录)
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 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 $I = \frac{\pi}{64}(d^4 - d_i^4) \text{mm}^4$	截面模量 $W = \frac{\pi(d^4 - d_i^4)}{32d} \text{mm}^3$	回转半径 $i = \frac{1}{4}\sqrt{d^2 + d_i^2} \text{mm}$	金属横截面积 $a = \frac{\pi}{4}(d^2 - d_i^2) \text{mm}^2$	换热管内径横截面积 $f = \frac{\pi}{4}d_i^2 \text{mm}^2$
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 ——换热管外径，mm； d_i ——换热管内径，mm。

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

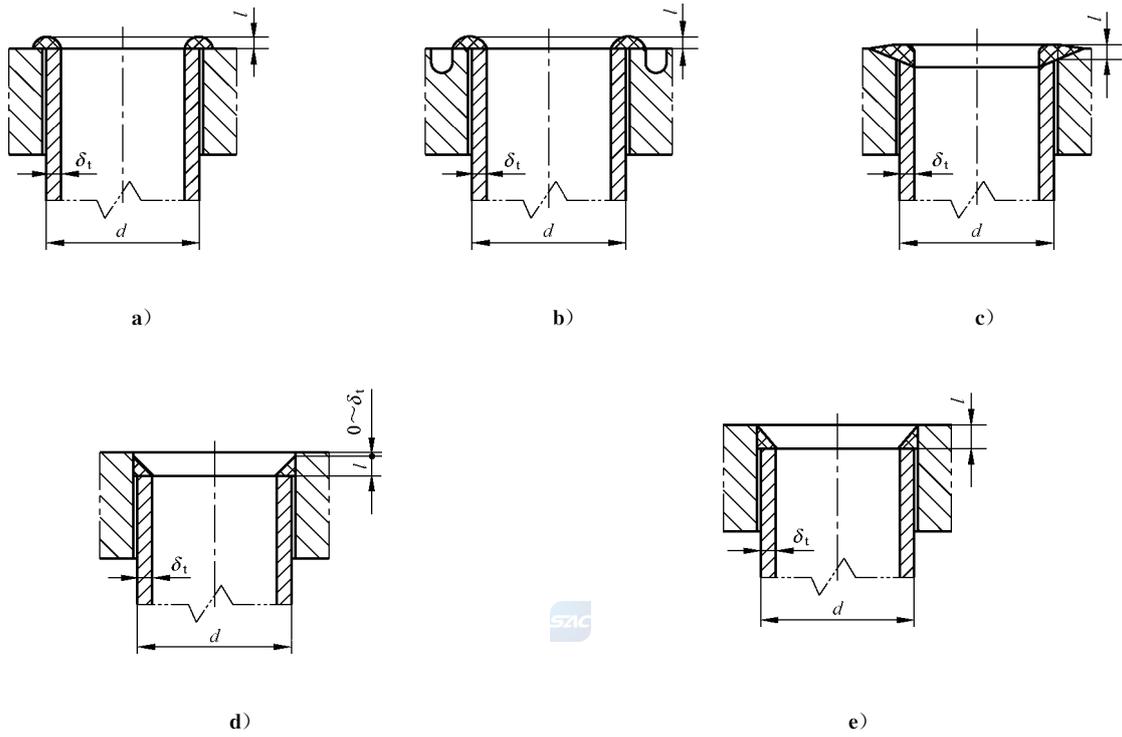
kg/m

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
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
(资料性附录)

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 H.1。



注: 图 d)、e)可用于立式热交换器的上管板不允许有积液的场合。

图 H.1 换热管与管板焊接接头的焊缝形式

附录 I

(资料性附录)

管板与管箱、壳体的焊接连接

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本附录所示结构；也可采用其他可靠的连接结构。

I.1 延长部分兼作法兰的管板

延长部分兼作法兰的管板与筒体连接可采用图 I.1 所示的结构。

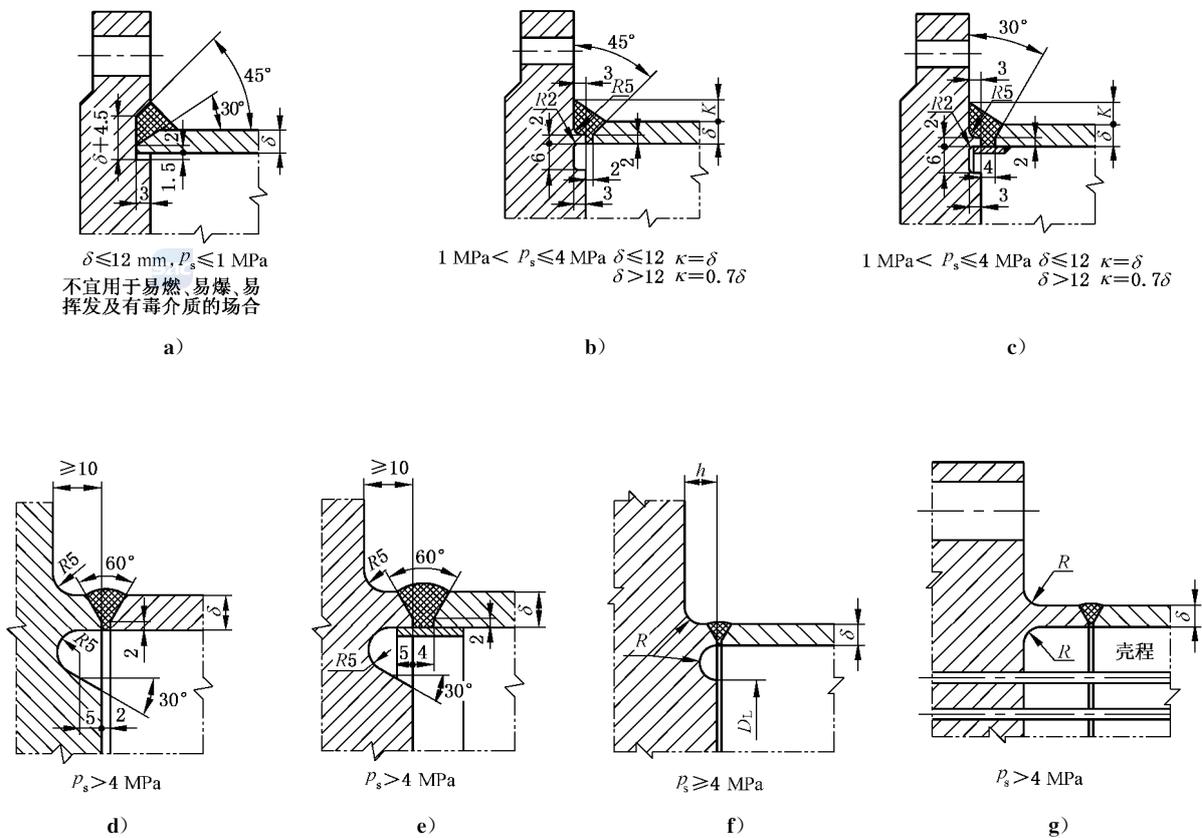


图 I.1 延长部分兼作法兰的管板与筒体连接

I.2 不兼作法兰的管板

不兼作法兰的管板与筒体连接可采用图 I.2 所示的结构。

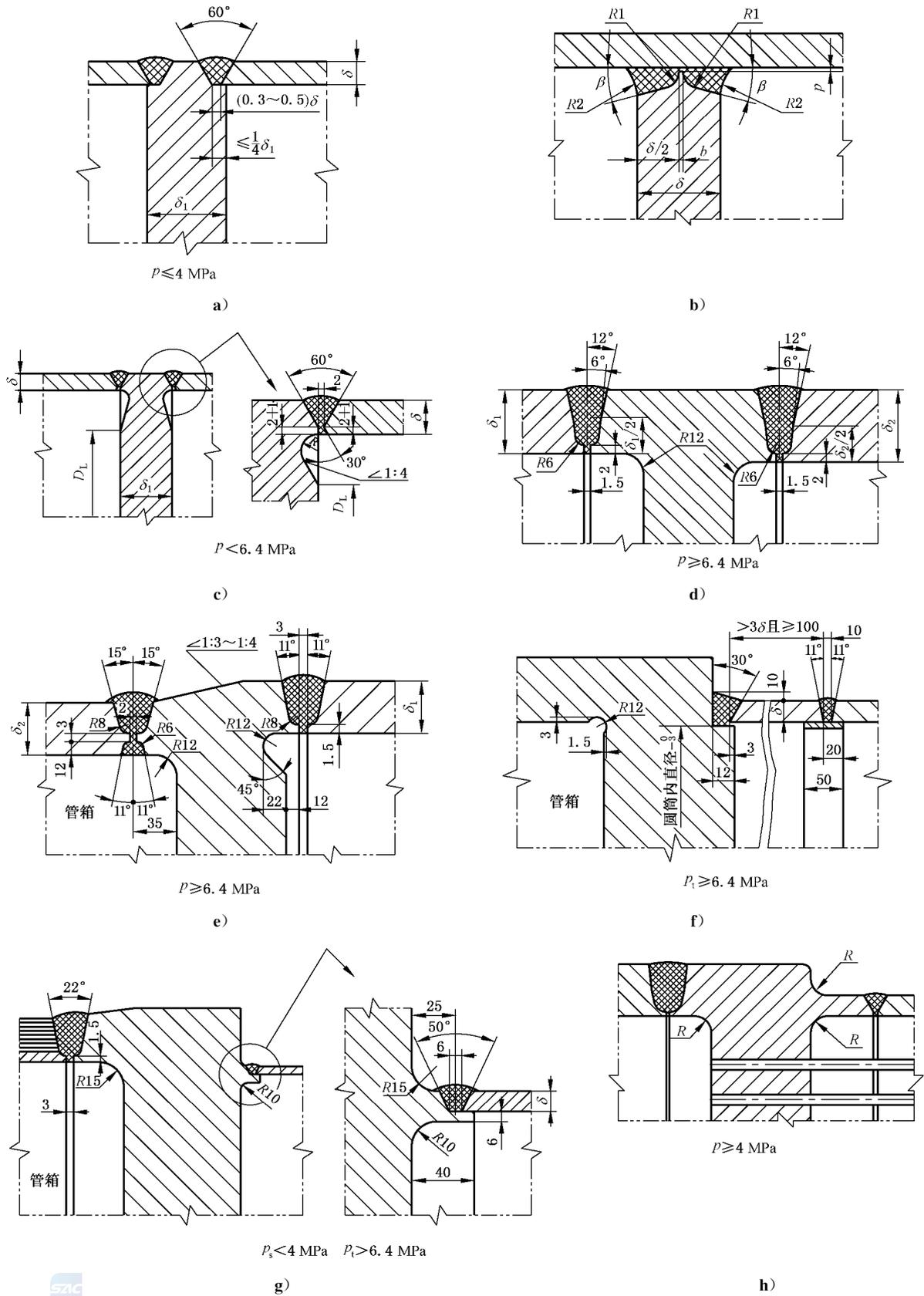
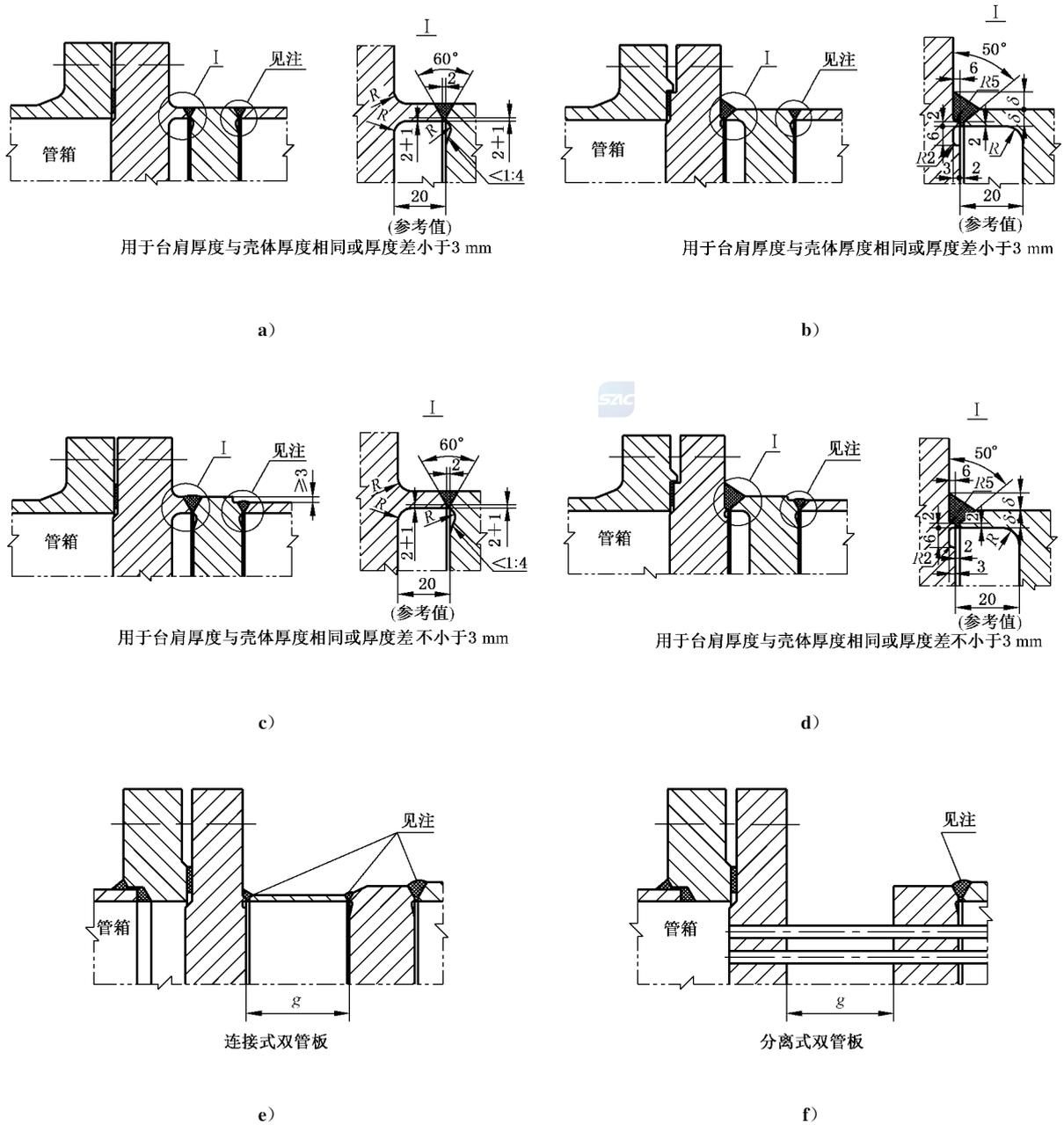


图 I.2 不兼作法兰的管板与筒体连接

1.3 双管板与筒体的连接

双管板与筒体的连接可采用图 I.3 中所示的结构。



注：焊接接头见图 I.1~图 I.2。

图 I.3 双管板与筒体的连接

附录 J
(资料性附录)

壳体和管束的进口或出口面积计算

本附录给出了如图 J.1~图 J.6 的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。

J.1 壳体进口或出口面积 A_s

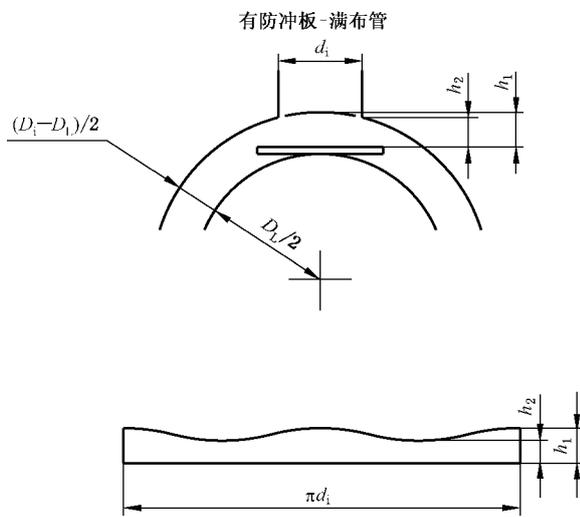


图 J.1

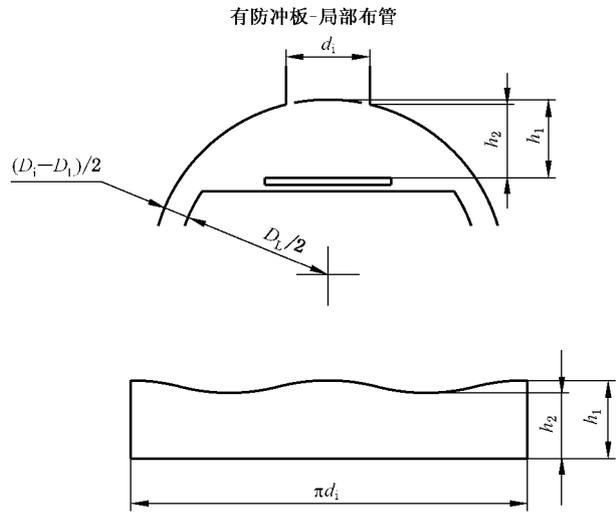


图 J.2

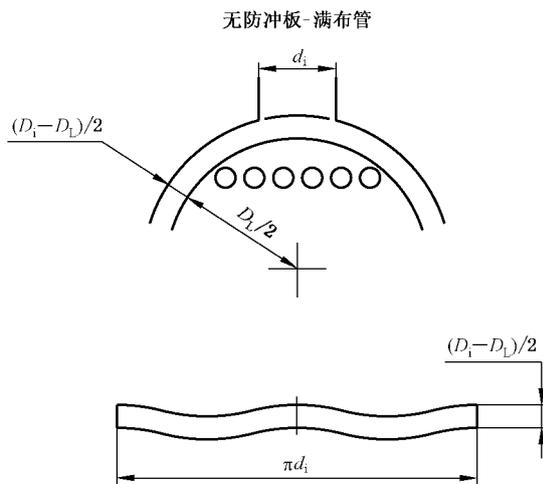


图 J.3

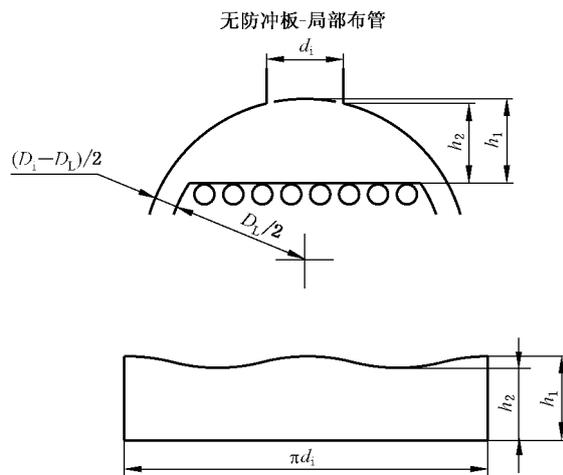


图 J.4

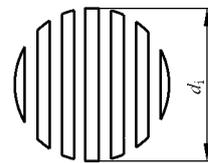
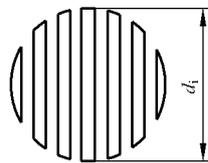


图 J.1~图 J.4 所示壳体进口或出口的最小面积可按式(J.1)进行近似计算:

$$A_s = \pi d_i h + F_1 \left(\frac{\pi d_i^2}{4} \right) \frac{(S - d)}{F_2 S} \dots\dots\dots (J.1)$$

式中:

A_s ——壳体进口或出口的最小面积, mm^2 ;

d_i ——接管内径, mm ;

d ——换热管外径, mm ;

F_1 ——系数;

有防冲板时, $F_1 = 0$;

无防冲板时, $F_1 = 1$;

F_2 ——换热管排列形式和流体流动方向的相对位置系数;

$F_2 = 1.0$ 用于 $\square \rightarrow$ 和 $\triangleright \rightarrow$;

$F_2 = 0.866$ 用于 $\triangle \rightarrow$;

$F_2 = 0.707$ 用于 $\diamond \rightarrow$;

h ——管束上方或防冲板上方自由高度的平均值, mm ;

对于图 J.1、图 J.2 及图 J.4, $h = 0.5(h_1 + h_2)$, mm ;

对于图 J.3, $h = 0.5(D_i - D_L)$, mm ;

D_i ——壳体内径, mm ;

D_L ——布管限定圆直径, mm ;

h_1 ——最大自由高度(在接管中心线处), mm ;

h_2 ——最小自由高度(在接管边缘处), mm ,

$$h_2 = h_1 - 0.5 [D_i - \sqrt{D_i^2 - d_i^2}], \text{mm};$$

S ——换热管中心距, mm 。

J.2 管束的进口或出口面积 A_t

图 J.5、图 J.6 所示管束进口或出口的最小面积,可按式(J.2)近似计算。

$$A_t = B_s(D_i - D_L) + (B_s K - A_P) \frac{(S - d)}{F_2 S} + A_L \dots\dots\dots (J.2)$$

式中:

A_t ——管束进口或出口的最小面积, mm^2 ;

B_s ——进口或出口处折流板间距, mm ;

K ——横过管束的有效弦长,见图 J.5, mm ;

对图 J.6 $K = d_i$;

A_P ——防冲板的面积, mm^2 ;

$A_P = 0$ 用于无防冲板时, mm^2 ;

$A_P = \frac{\pi L_P^2}{4}$ 用于圆形防冲板, mm^2 ;

$A_P = L_P^2$ 用于正方形防冲板, mm^2 ;

L_P ——防冲板直径或边长, mm ;

A_L ——无限制的纵向流动面积, mm^2 ;

$A_L = 0$ 用于折流板切口垂直于接管中心线, mm^2 ;

$A_L = 0.5ab$ 用于折流板切口平行于接管中心线(如图 J.5), mm^2 ;

$A_L = 0.5(D_i - D_L)c$ 用于折流板切口平行于接管中心线(如图 J.6), mm^2 ;

a 、 b 见图 J.5, mm ;

c 见图 J.6, mm 。

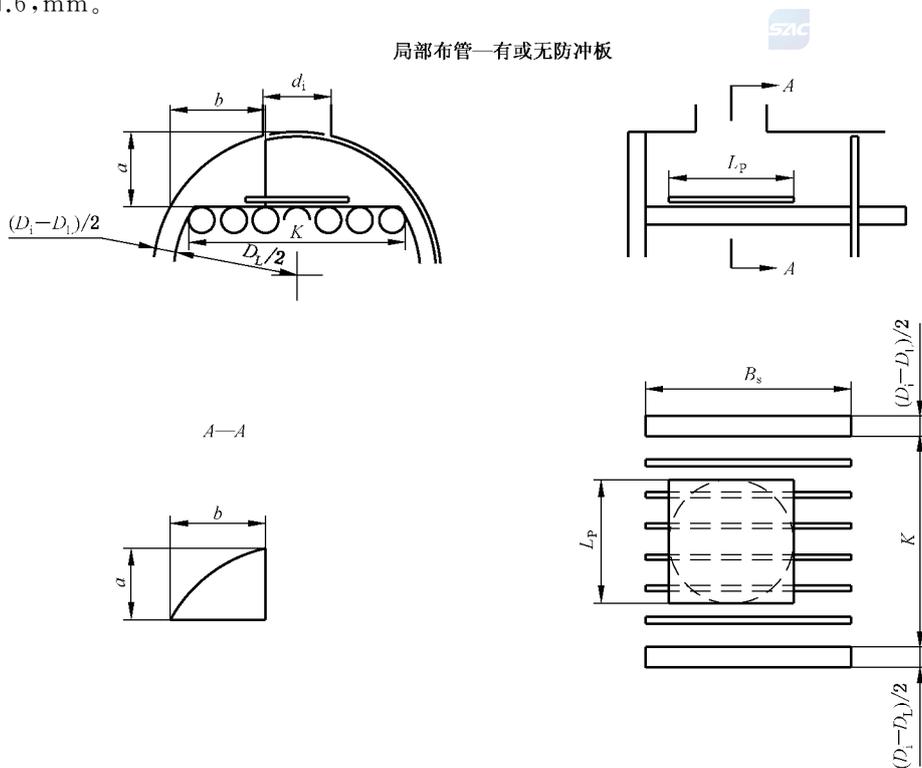


图 J.5

满布管—无防冲板

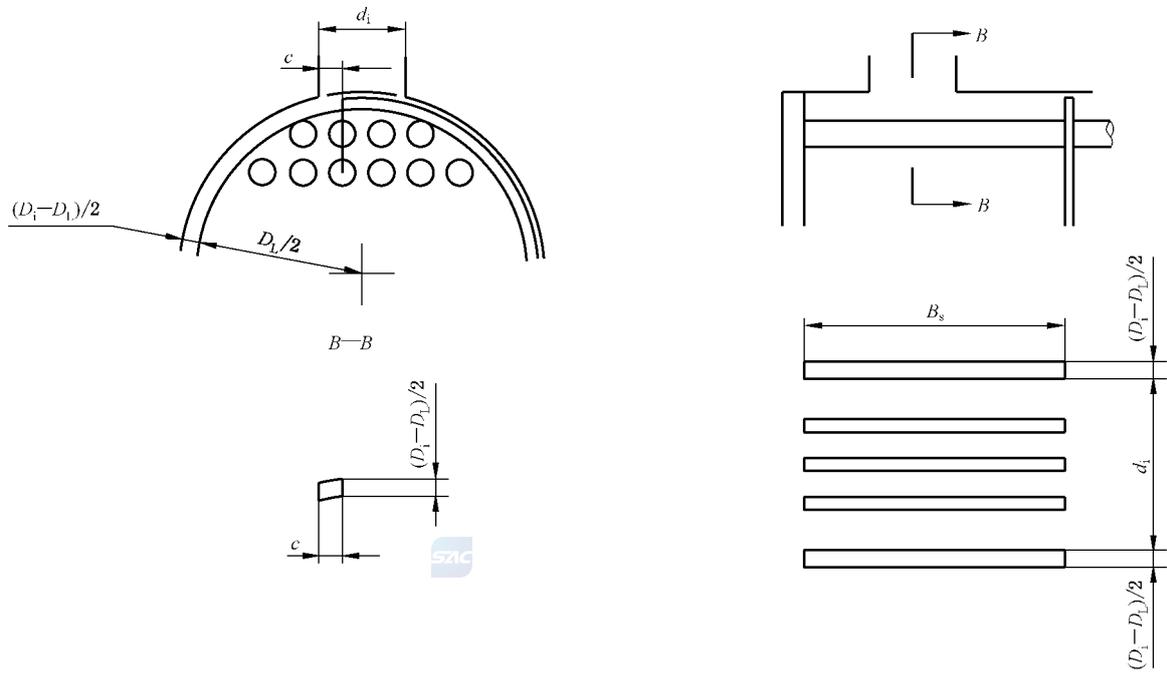


图 J.6

附 录 K
(资料性附录)
波纹换热管热交换器的管板

K.1 总则

K.1.1 本附录适用于奥氏体型不锈钢波纹换热管(以下简称“波纹管”)热交换器管板的设计。

K.1.2 本附录适用的参数范围:

- a) 设计压力不大于 4.0 MPa;
- b) 设计温度不大于 300 ℃;
- c) 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。

K.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。

K.1.4 本附录未作规定者应符合本标准有关章节的规定。

K.2 结构设计

K.2.1 折流板最大间距为波纹管波谷外径的 25 倍;

K.2.2 波纹管用作 U 形换热管时除满足 6.4.3 的规定外,尚应满足以下要求:

- a) 弯管段不允许制造波纹;
- b) 波纹管直管段与弯管段之间应保留光管过渡段,光管过渡段长度应满足 50 mm~100 mm。

K.2.3 波纹管的形状和结构尺寸见图 K.1。

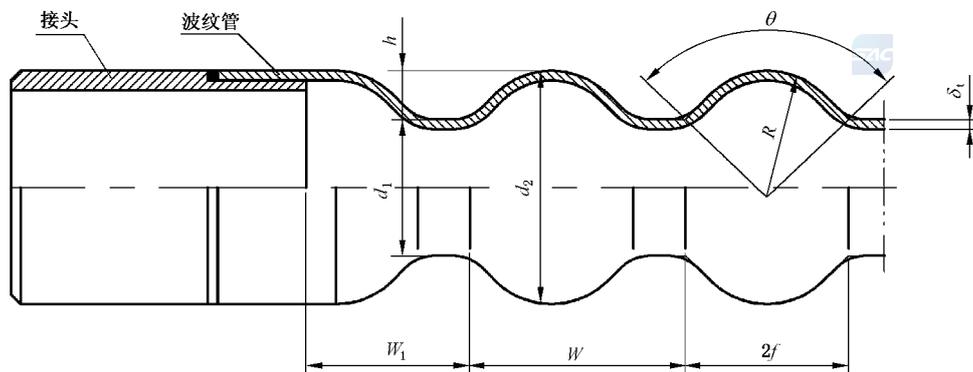


图 K.1 波纹管形状和结构尺寸

K.3 符号

- 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 ——1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(波纹管波宽与波节直边之和), $W = (0.8 \sim 0.9)d_1$, 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 ;
 $[\sigma]_i^t$ ——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。

K.4 波纹管轴向刚度

波纹管的轴向单波刚度 K_1 应通过拉伸试验来确定,常用波纹管的轴向单波刚度可按表 K.1 查取。

表 K.1 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: 本表适用范围为波宽与波距之比 $2f/W=0.65\sim 0.85$ 。			

K.5 波纹管的许用压力

K.5.1 波纹管许用内压力按式(K.1)计算:

$$[p]_i = \frac{C_p [\sigma]_t \delta_t}{d_1 - \delta_t} \dots\dots\dots (K.1)$$

K.5.2 波纹管许用外压力按式(K.2)计算:

$$[p]_o = \frac{B \delta_t}{d_1} \dots\dots\dots (K.2)$$

式中 B 值按 GB 150.3—2011 中第 4 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 K.1)中的较大值。

K.5.3 波纹管的设计压力应满足下列条件:

- a) 管程设计压力 p_t 不得大于波纹管的许用内压力,即: $p_t \leq [p]_i$;
- b) 壳程设计压力 p_s 不得大于波纹管的许用外压力,即: $p_s \leq [p]_o$ 。

K.6 波纹管稳定许用压应力

K.6.1 波纹管的稳定许用压应力应按式(K.6)或式(K.7)进行计算, K_{bl} 、 C_r 、 i 分别按式(K.3)、式(K.4)、式(K.5)计算:

$$K_{bl} = \frac{W \cdot K_1}{l_{cr}} \dots\dots\dots (K.3)$$

$$C_r = \pi \sqrt{\frac{2l_{cr} K_{bl}}{a R_{p0.2}^t}} \dots\dots\dots (K.4)$$

$$i = 0.25 \sqrt{d_1^2 + (d_1 - 2\delta_t)^2} \dots\dots\dots (K.5)$$

当 $C_r \leq l_{cr}/i$ 时:

$$[\sigma]_{cr}^t = \frac{R_{p0.2}^t C_r^2}{3(l_{cr}/i)^2} = \frac{1}{1.5} \cdot \frac{\pi^2 \cdot i^2 \cdot K_{bl}}{a \cdot l_{cr}} \dots\dots\dots (K.6)$$

当 $C_r > l_{cr}/i$ 时:

$$[\sigma]_{cr}^t = \frac{R_{p0.2}^t}{1.5} \cdot \left[1 - \frac{l_{cr}/i}{2C_r} \right] \dots\dots\dots (K.7)$$

K.6.2 波纹管的稳定许用压应力 $[\sigma]_{cr}^t$ 值不应大于设计温度下的换热管材料许用应力 $[\sigma]^t$ 。

K.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 7.4.4 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应按本附录予以调整。

a) 换热管加强系数 K 按式(K.8)计算:

$$K = \left[1.32 \frac{D_i}{\delta} \sqrt{\frac{K_{b2} n}{E_p \eta \delta}} \right]^{1/2} \dots\dots\dots (K.8)$$

式中:

$$K_{b2} = \frac{W \cdot K_1}{L}$$

b) 管束模数 K_t 按式(K.9)计算:

$$K_t = \frac{n \cdot K_{b2}}{D_i} \dots\dots\dots (K.9)$$

c) 管束与壳体刚度比 Q_{ex} 按式(K.10)计算:

$$Q_{ex} = \begin{cases} Q + \frac{nK_{b2}}{K_{ex}} & \text{(壳体带膨胀节)} \\ Q & \text{(壳体不带膨胀节)} \end{cases} \dots\dots\dots (K.10)$$

式中:

$$Q = \frac{nK_{b2}L}{E_s A_s}$$

d) 有效组合压力 p_a 按式(K.11)计算:

$$p_a = \sum_s p_s - \sum_t p_t + \frac{\gamma n K_{b2} L}{A_1} \dots\dots\dots (K.11)$$

将上述各参数修正后, 代入 7.4 各式进行波纹管热交换器的管板计算。



附录 L
(资料性附录)
拉撑管板

L.1 总则

L.1.1 本附录适用于壳体不带膨胀节的管壳式换热器的拉撑管板(以下简称“管板”)设计,两端管板结构应相同;其中一端结构见图 L.1。

L.1.2 本附录适用的参数范围:

- a) 设计压力:管程和壳程分别不大于 1.0 MPa;
- b) 温度范围:管程和壳程的设计温度范围 0 °C~300 °C;换热管与壳体平均壁温差不超过 30 °C;
- 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。

L.1.3 换热管应采用光管,且与壳体材料的线膨胀系数接近(两者的数值相差不大于 10%)。

L.1.4 本附录未作规定者,应符合本标准有关章节的规定。

L.2 结构设计

L.2.1 管板结构分为搭焊式和角焊式。搭焊式的结构及部件名称见图 L.1 a);角焊式的结构及部件名称见图 L.1 b),图中 $L_1 \geq \sqrt{D_i \delta_s} / 2$ 。

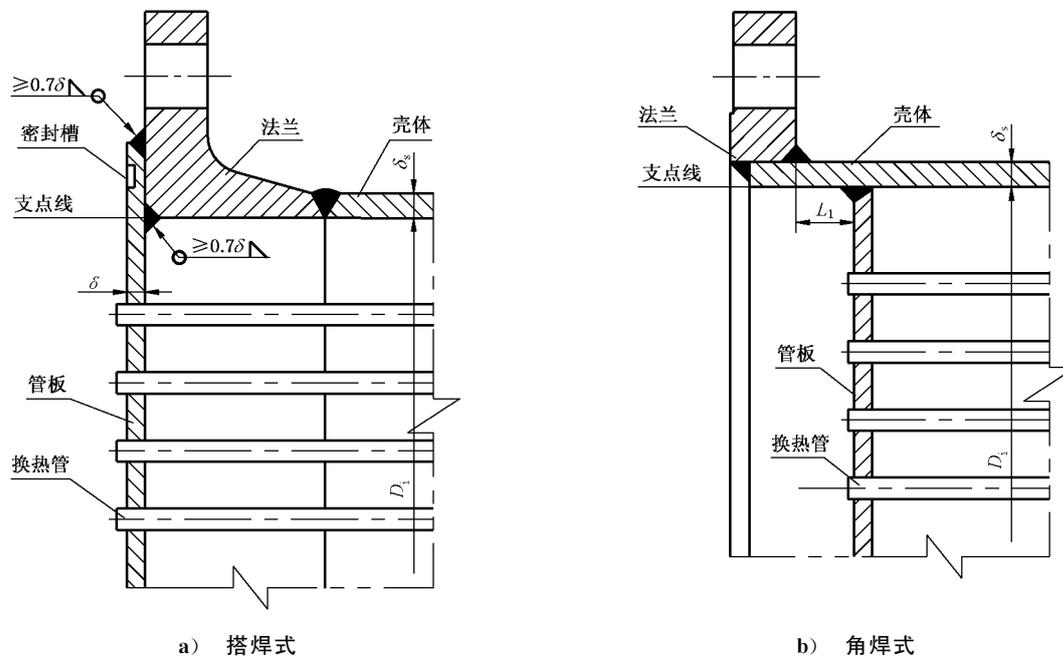


图 L.1 管板结构

L.2.2 管板最小厚度见表 L.1。

表 L.1 管板最小厚度

mm

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		10
$> 51 \sim 57$	14		

L.2.3 布管除应满足 6.3.1 的规定外,换热管中心距不应小于 1.3 倍的换热管外径,换热管与管板连接接头的焊缝边缘不得相互重叠。

L.2.4 换热管与管板的连接应符合下述要求:

- 换热管与管板的连接接头形式可采用强度焊接、强度焊接加贴胀或全焊透,见图 L.2;其中图 L.2 a) 不适用于壳程存在缝隙腐蚀倾向的场合。
- 外伸焊脚高度 $a_f \leq 1 \text{ mm}$, α 宜为 $6^\circ \sim 10^\circ$ 。

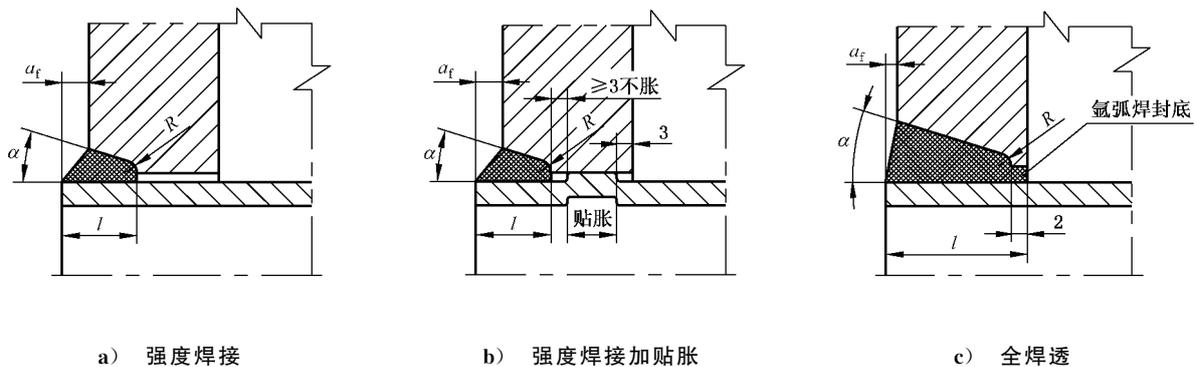


图 L.2 换热管与管板连接

L.2.5 搭焊式管板与法兰的焊接应牢固可靠;角焊式管板与壳体的焊接应采用全焊透结构,当采用单面焊时,应氩弧焊打底。

L.2.6 管板组装及焊接时,应采取有效措施防止管板变形,焊接后其平面度不应大于 4 mm。

L.2.7 管束周边换热管外表面至壳体内壁的最小距离 b_3 不宜小于 40 mm。

L.3 设计计算

L.3.1 符号

- $A_{b\max}$ —— 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 L.4, mm^2 ;
- A_z —— 换热管与管板连接的拉脱力计算时,单根换热管支撑面积, mm^2 ;
- A_ω —— 换热管轴向稳定性校核时,单根换热管支撑的面积, mm^2 ;
- a —— 1 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 L.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, $l \geq 4$ mm;
- p_c ——计算压力,取管程和壳程设计压力的较大值,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_i ——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;
- $[\sigma]_i^t$ ——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 7.3.2,MPa;
- ϕ ——换热管与管板连接接头系数,取 0.8。

L.3.2 管板厚度

L.3.2.1 管板计算厚度按式(L.1)计算:

$$\delta = K d_j \sqrt{\frac{p_c}{[\sigma]_r^t \eta_g}} \dots\dots\dots (L.1)$$

按 L.3.2.3、L.3.2.4 和 L.3.2.6 分别确定 K 和 d_j ,并按相应的假想圆分别计算 δ 值,取大者。

L.3.2.2 管板厚度不应小于表 L.1 的最小厚度,同时还应考虑制造、运输和安装等要求。

L.3.2.3 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,按表 L.2 确定;
- b) 通过 3 个以上支撑点(支点线)画假想圆 d_j 时,按表 L.2 规定的 K 值降低 10%取值。

表 L.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	换热管中心点	0.45

L.3.2.4 支点线位置按图 L.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。

L.3.2.5 每根换热管的中心点均视为支撑点。

L.3.2.6 假想圆画法如图 L.3,假想圆内不应有支撑点,假想圆直径 d_j 应符合以下规定:

- a) 如经过 3 个支撑点(支点线)画圆时,支撑点(支点线)不应同时位于半圆周上;
- 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)不应同时位于半圆周上。

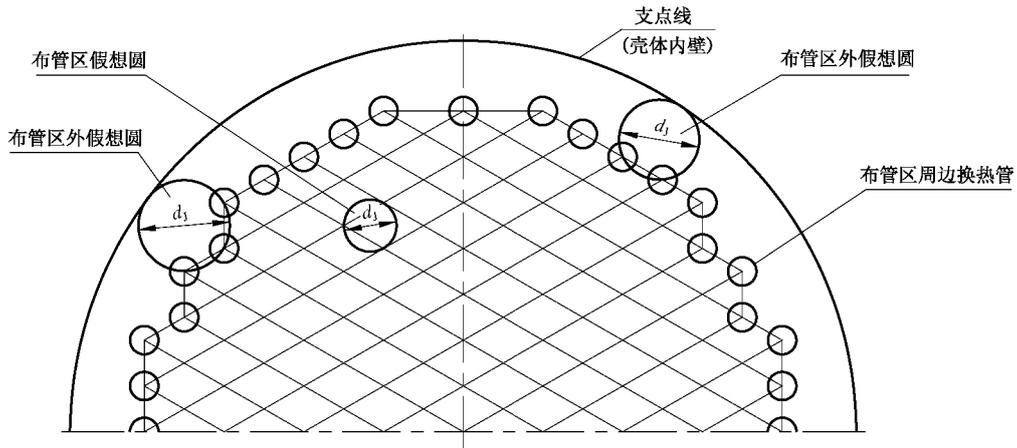


图 L.3 假想圆画法

L.3.3 换热管与管板连接接头的拉脱力校核

L.3.3.1 换热管支撑面积按如下方法确定：

- a) 布管区周边单根换热管支撑面积 A_z 按式(L.2)计算：

$$A_z = A_{bmax} - \pi d^2 / 4 \quad \dots\dots\dots (L.2)$$

- b) 布管区单根换热管支撑面积 A_z ：

三角形排列时, A_z 按式(L.3)计算：

$$A_z = 0.866S^2 - \pi d^2 / 4 \quad \dots\dots\dots (L.3)$$

正方形排列时, A_z 按式(L.4)计算：

$$A_z = S^2 - \pi d^2 / 4 \quad \dots\dots\dots (L.4)$$

- c) 换热管支撑面积画法见图 L.4。

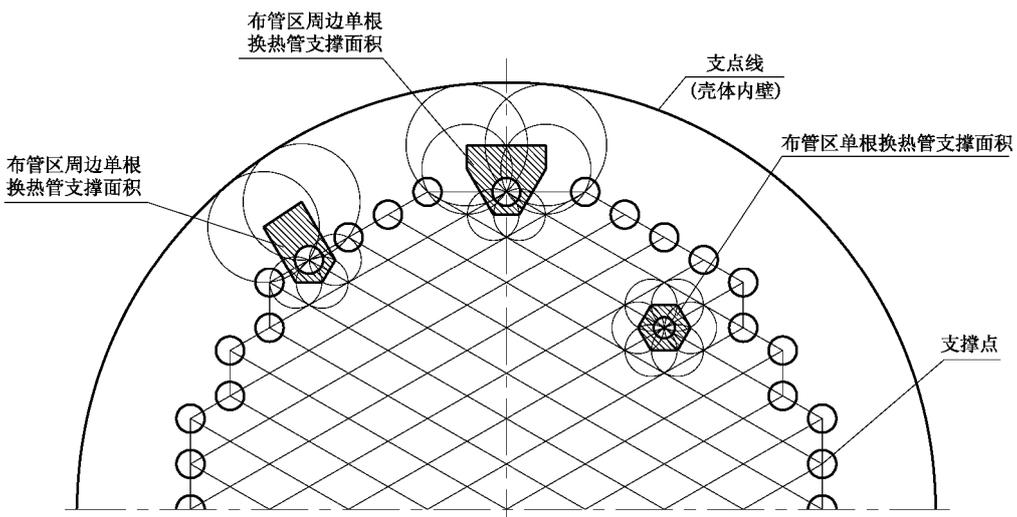


图 L.4 换热管支撑面积画法

L.3.3.2 拉脱力按式(L.5)计算, A_z 取式(L.2)、式(L.3)或式(L.2)、式(L.4)两者的大值。

$$q = \frac{p_c A_z}{\pi d l \phi} \dots\dots\dots (L.5)$$

L.3.3.3 换热管与管板连接接头的许用拉脱力按式(L.6)计算:

$$[q] = 0.5 \min\{\eta_h [\sigma]_t^t, \eta_s [\sigma]_r^t\} \dots\dots\dots (L.6)$$

L.3.3.4 换热管与管板连接接头的拉脱力按式(L.7)校核:

$$q \leq [q] \dots\dots\dots (L.7)$$

L.3.4 管程压力作用时,换热管轴向稳定许用压应力校核

L.3.4.1 换热管支撑面积按如下方法进行计算:

a) 布管区周边单根换热管支撑面积 A_ω 按式(L.8)计算:

$$A_\omega = A_{bmax} - \pi d_i^2 / 4 \dots\dots\dots (L.8)$$

b) 布管区单根换热管支撑面积 A_ω :

三角形排列时, A_ω 按式(L.9)计算:

$$A_\omega = 0.866 S^2 - \pi d_i^2 / 4 \dots\dots\dots (L.9)$$

正方形排列时, A_ω 按式(L.10)计算:

$$A_\omega = S^2 - \pi d_i^2 / 4 \dots\dots\dots (L.10)$$

L.3.4.2 轴向力 F_k 按式(L.11)计算, A_ω 取式(L.8)、式(L.9)或式(L.8)、式(L.10)两者的大值。

$$F_k = A_\omega p_t \dots\dots\dots (L.11)$$

L.3.4.3 换热管轴向压应力按式(L.12)计算:

$$\sigma_k = F_k / a \dots\dots\dots (L.12)$$

L.3.4.4 换热管轴向压应力按式(L.13)校核,且不应大于换热管在设计温度下的许用应力 $[\sigma]_t^t$:

$$\sigma_k \leq [\sigma]_t^t \dots\dots\dots (L.13)$$

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。

L.3.5 换热管厚度

L.3.5.1 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 150.3—2011 进行计算;

b) 拉撑作用下的换热管计算厚度按式(L.14)计算:

$$\delta_t = \frac{p_c A_z}{\pi d \eta_h [\sigma]_t^t} \dots\dots\dots (L.14)$$

L.3.5.2 换热管名义厚度不得小于计算厚度,且不宜小于 2 mm。

附 录 M
(资料性附录)
挠性管板

M.1 总则

M.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管壳式余热锅炉的挠性管板(以下简称“管板”)设计。

M.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,且壳程压力应大于管程压力;
- 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。

M.1.3 超出 M.1.2 范围时,应符合 4.1.6 的规定。

M.1.4 管程介质温度大于 550 ℃时,应在换热管高温端设置保护套管,并应在管板端面设置耐高温隔热衬里。

M.1.5 本附录未作规定者,应符合本标准各有关章节的规定。

M.2 材料

M.2.1 换热管应采用光管,且与壳体材料的线膨胀系数接近(两者的数值相差不应大于 10%)。

M.2.2 换热管和中心管应采用 5.4 规定的无缝钢管,且不允许拼接。

M.2.3 管板布管区不允许拼接。

M.2.4 保护套管材料的选取见表 M.1。

表 M.1 保护套管材料

管程介质温度/℃	材 料
≤700	奥氏体不锈钢,如 S30408、S32168 等
>700~1 050	高铬镍奥氏体钢,如 S31008 等,或刚玉陶瓷
>1 050	刚玉陶瓷

M.2.5 管板端面的耐高温隔热衬里宜采用高强度耐火浇注料,衬里的厚度可通过计算确定。

M.2.6 设计时应考虑管程介质对保护套管和耐高温隔热衬里的腐蚀和冲蚀。

M.3 结构设计**M.3.1 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名称见图 M.1。

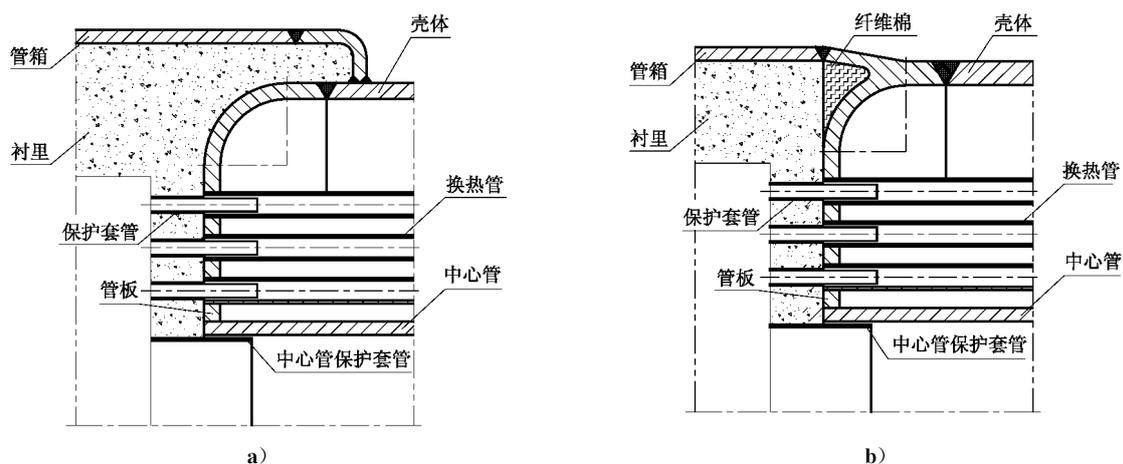


图 M.1 挠性管板的主要零部件

M.3.2 管板结构

M.3.2.1 管板结构分为 I 型(见图 M.2)和 II 型(见图 M.3)：

- a) I 型: 管程设计压力小于或等于 0.6 MPa;
- b) II 型: 管程设计压力小于或等于 1.0 MPa。

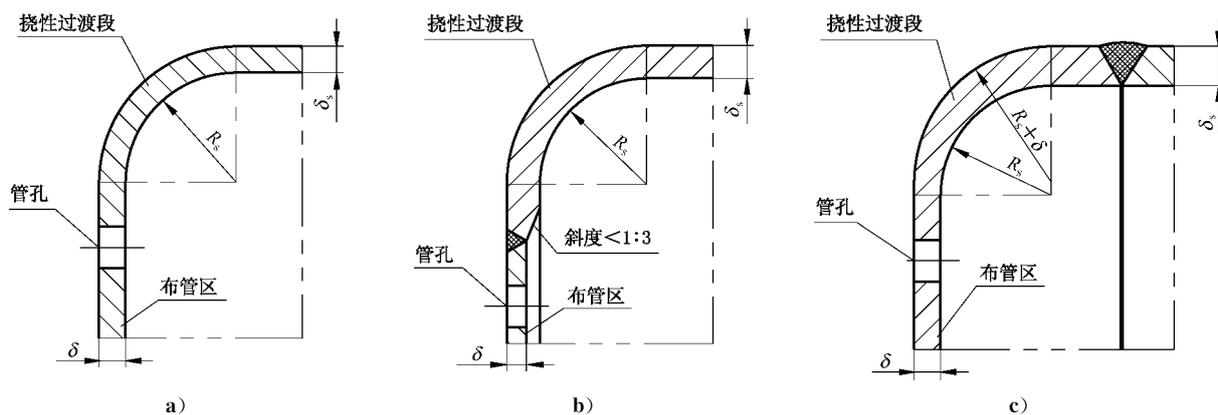


图 M.2 I 型管板

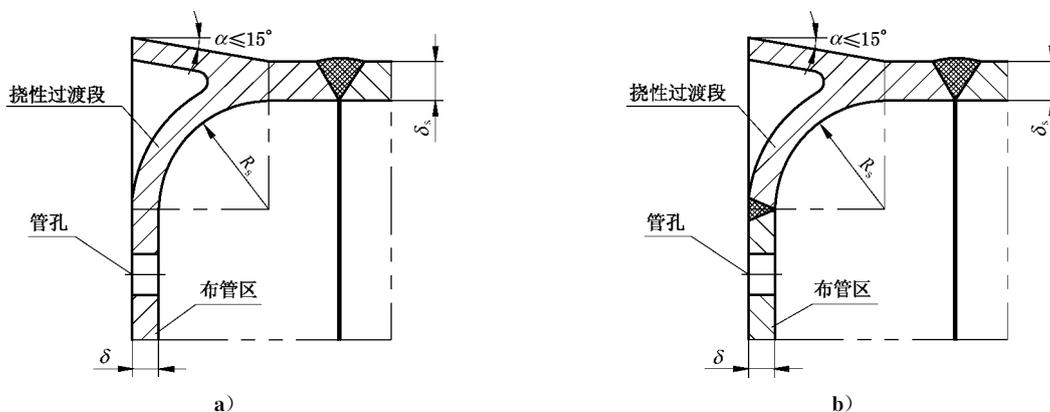


图 M.3 II 型管板

M.3.2.2 挠性过渡段折边内半径 R_s 尺寸见表 M.2。

表 M.2 挠性过渡段折边内半径

mm

结构	R_s
I 型	$2\delta \leq R_s \leq 6\delta$ 且不小于 38 mm
II 型	$2\delta \leq R_s \leq 8\delta$ 且不小于 38 mm

M.3.2.3 管板最小厚度见表 M.3。

表 M.3 管板最小厚度

mm

换热管外径	换热管与管板的连接	
	强度焊接+贴胀	全焊透
≤ 51	12	10
> 51	14	

M.3.2.4 布管除应满足 6.3.1 的规定外,还应同时符合以下要求:

- a) 管孔中心距不应小于 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。

M.3.3 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 M.4 a)]和全焊透[见图 M.4 b)]两种结构,图中外伸焊脚高度 $a_f \leq 1$ mm, α 宜为 $6^\circ \sim 10^\circ$ 。

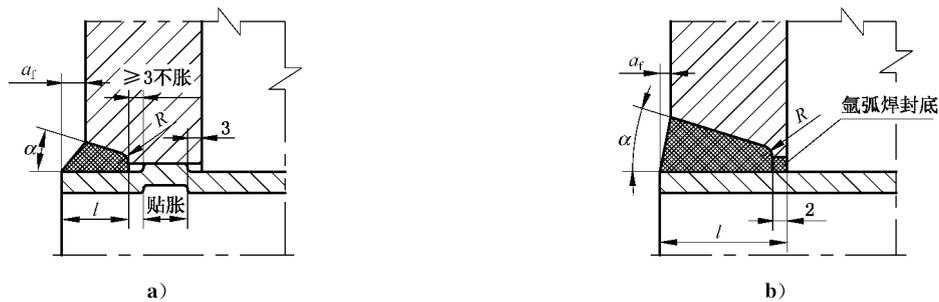


图 M.4 换热管与管板的连接

M.3.4 中心管与管板的连接

M.3.4.1 当管程介质入口温度大于或等于 900°C 时,中心管与管板的连接宜采用图 M.5 a) 的对接全焊透结构,其中折边内半径 R_s 应符合 M.3.2.2 的规定。

M.3.4.2 当管程介质入口温度小于 900°C 时,中心管与管板的连接可采用图 M.5 b) 的全焊透结构,焊缝根部应氩弧焊打底。图中外伸焊脚高度 $a_f \leq 1$ mm, α 宜为 $6^\circ \sim 10^\circ$ 。焊接时应采取有效措施防止管板变形。

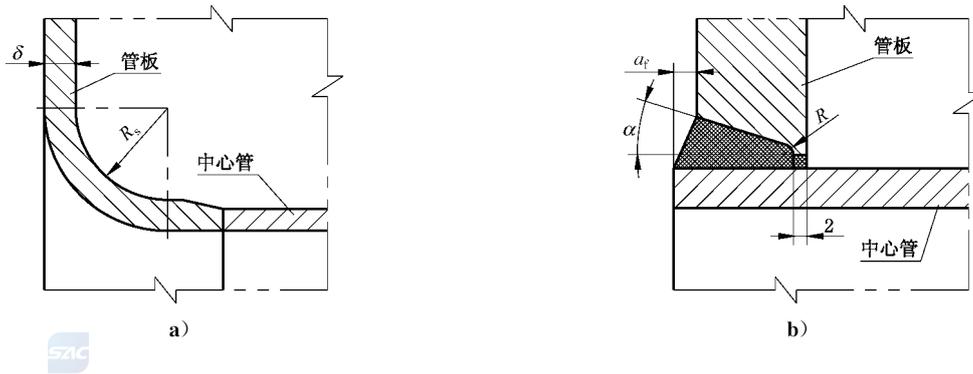


图 M.5 中心管与管板的连接

M.3.5 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 M.6 a) 的结构, II 型管板与壳体(管箱)的连接采用图 M.6 b) 的结构。管板与管箱、壳体的连接应采用全焊透结构,当采用单面焊时应氩弧焊打底。焊接时应采取有效措施防止管板变形。

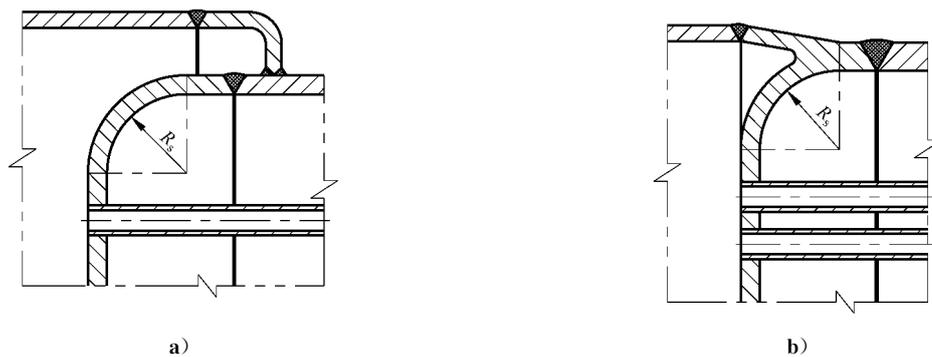


图 M.6 管板与壳体(管箱)的连接

M.3.6 管板平面度偏差

管板组装及焊接时,应采取有效措施防止管板变形,焊接后其平面度偏差应不大于 4 mm。

M.3.7 支持板

M.3.7.1 支持板间距除满足结构强度设计外,还应满足水循环计算的相关要求。

M.3.7.2 支持板与壳体的连接可采用螺栓连接或焊接连接,见图 M.7。

M.3.7.3 支持板管孔直径及允许偏差按表 M.4 确定。

表 M.4 支持板管孔直径及允许偏差

mm

换热管外径 d	管孔直径	允许偏差
$d \leq 51$	$d + 0.80$	$\begin{matrix} +0.45 \\ 0 \end{matrix}$
$d > 51$	$d + 1.0$	$\begin{matrix} +0.5 \\ 0 \end{matrix}$

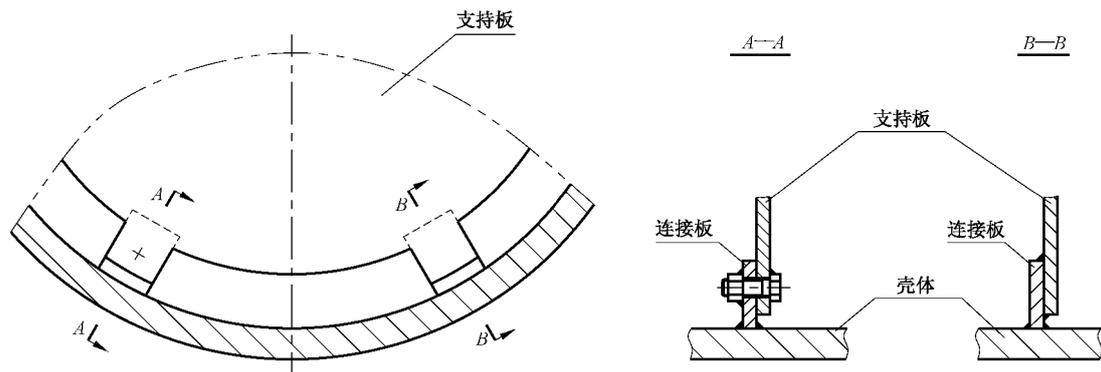


图 M.7 支持板与壳体连接结构

M.4 设计计算

M.4.1 符号

- 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 M.10), mm^2 ;
- A_z —— 换热管与管板连接的拉脱力计算时, 单根换热管支撑的面积, mm^2 ;
- A_ω —— 换热管轴向稳定性校核计算时, 单根换热管支撑的面积, mm^2 ;
- a —— 1 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 M.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, $\geq 6 \text{ mm}$;
- p_c —— 计算压力, 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 —— 对应壳程设计压力下介质(水)的饱和温度, $^\circ\text{C}$;
- δ —— 管板计算厚度, mm ;
- δ_i —— 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 ;
- $[\sigma]_t^i$ —— 设计温度下管板材料的许用应力, MPa ;
- $[\sigma]_t^h$ —— 设计温度下换热管材料的许用应力, MPa ;
- $[\sigma]_{cr}^i$ —— 设计温度下换热管稳定许用压应力见 7.3.2, MPa ;
- ϕ —— 换热管与管板连接接头系数, 取 0.8。

M.4.2 设计温度

管板、换热管及中心管的设计温度按表 M.5 确定,但在任何情况下设计温度不应小于 250 °C。

表 M.5 设计温度 °C

受压元件及工作条件		设计温度
管板	管程介质温度 900 °C 以上	$t_j + 70$
	管程介质温度 600 °C ~ 900 °C	$t_j + 50$
	管程介质温度 600 °C 以下	$t_j + 25$
换热管、中心管		$t_j + 50$

M.4.3 管板厚度

M.4.3.1 管板计算厚度按式(M.1)计算:

$$\delta = K d_j \sqrt{\frac{p_c}{[\sigma]_t \eta_s}} \dots\dots\dots (M.1)$$

按 M.4.3.3、M.4.3.4 和 M.4.3.6 分别确定 K 和 d_j ,并按相应的假想圆分别计算 δ 值,取大者。

M.4.3.2 管板名义厚度不应小于表 M.3 的最小厚度,同时还应考虑制造、运输和安装等要求。

M.4.3.3 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,按表 M.6 确定;
- b) 通过 3 个以上支撑点(支点线)画假想圆 d_j 时,按表 M.6 规定的 K 值降低 10%取值。

表 M.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 M.8 a)、图 M.8 b)、图 M.8 d)]	0.35
	管板与中心管焊接连接[图 M.8 c)]	0.5
支撑点	换热管中心点	0.45

M.4.3.4 支点线位置按图 M.8 确定。如一个假想圆的支撑型式不同时,则结构特征系数 K 取各支撑点(支点线)的算术平均值。

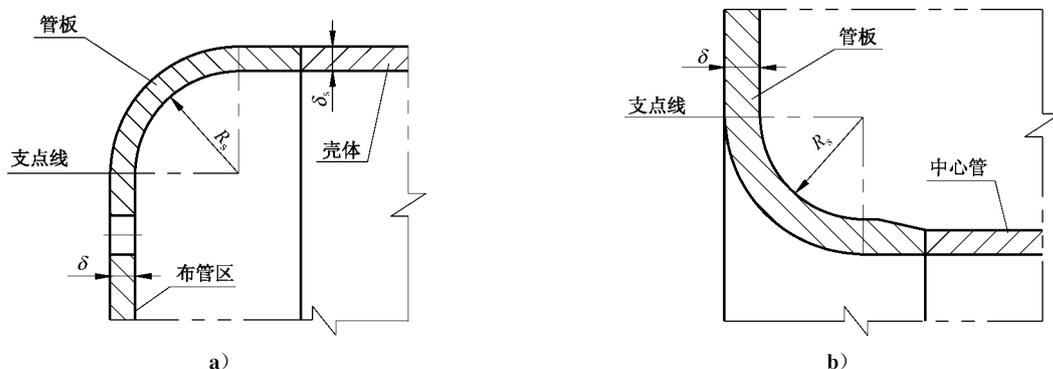


图 M.8 支点线位置

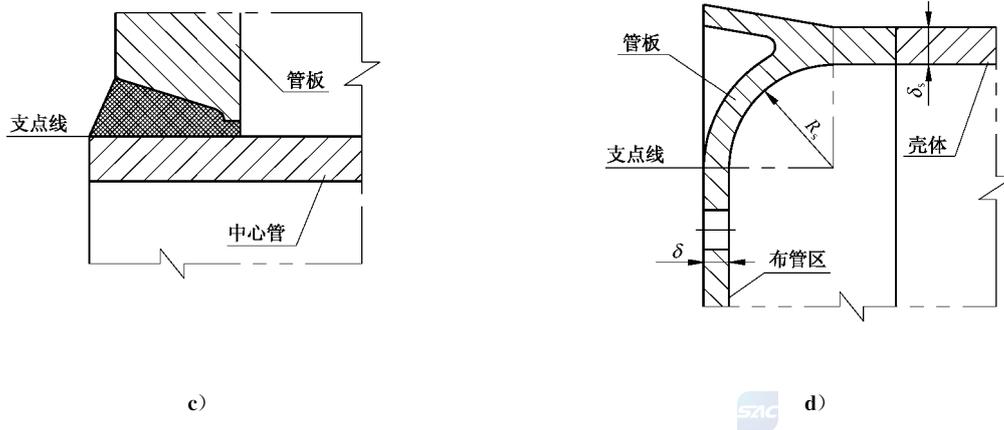


图 M.8 (续)

M.4.3.5 每根换热管的中心点均视为支撑点。

M.4.3.6 假想圆画法如图 M.9,假想圆内不应有支撑点,假想圆直径 d_j 应符合以下规定:

- a) 如为经过 3 个支撑点(支点线)画圆时,支撑点(支点线)不应同时位于半圆周上;
- 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)不应同时位于半圆周上。

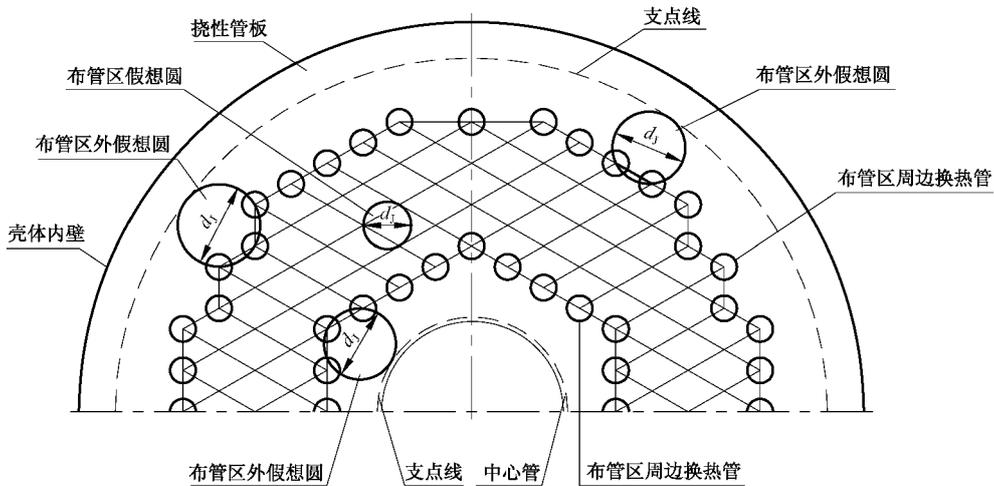


图 M.9 假想圆画法

M.4.4 换热管与管板连接的拉脱力

M.4.4.1 拉脱力按式(M.2)计算:

$$q = \frac{p_c A_z}{\pi d l \phi} \dots\dots\dots (M.2)$$

M.4.4.2 换热管支撑面积按如下方法确定:

- a) 布管区周边单根换热管支撑面积 A_z 按式(M.3)计算:

$$A_z = A_{bmax} - \pi d^2 / 4 \dots\dots\dots (M.3)$$

- b) 布管区内单根换热管支撑面积 A_z :

三角形排列时, A_z 按式(M.4)计算:

$$A_z = 0.866S^2 - \pi d^2/4 \quad \dots\dots\dots (M.4)$$

正方形排列时, A_z 按式(M.5)计算:

$$A_z = S^2 - \pi d^2/4 \quad \dots\dots\dots (M.5)$$

c) 换热管支撑面积画法如图 M.10。

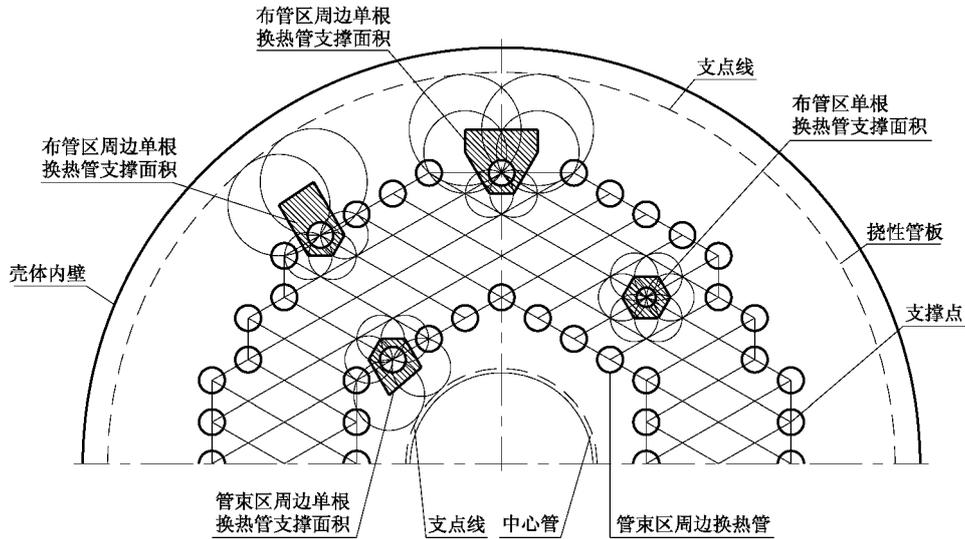


图 M.10 换热管支撑面积画法

M.4.4.3 换热管与管板连接接头的许用拉脱力按式(M.6)计算:

$$[q] = 0.5 \min\{\eta_h [\sigma]_t^t, \eta_g [\sigma]_r^t\} \quad \dots\dots\dots (M.6)$$

M.4.4.4 换热管与管板连接的拉脱力按式(M.7)校核:

$$q \leq [q] \quad \dots\dots\dots (M.7)$$

M.4.5 换热管轴向稳定许用压应力校核

M.4.5.1 换热管支撑面积按如下方法计算:

a) 布管区周边单根换热管支撑面积 A_w 按式(M.8)计算:

$$A_w = A_{bmax} - \pi d_i^2/4 \quad \dots\dots\dots (M.8)$$

b) 布管区单根换热管支撑面积 A_w :

三角形排列时, A_w 按式(M.9)计算:

$$A_w = 0.866S^2 - \pi d_i^2/4 \quad \dots\dots\dots (M.9)$$

正方形排列时, A_w 按式(M.10)计算:

$$A_w = S^2 - \pi d_i^2/4 \quad \dots\dots\dots (M.10)$$

M.4.5.2 轴向力 F_k 按式(M.11)计算, A_w 取式(M.8)、式(M.9)或式(M.8)、式(M.10)两者的大值:

$$F_k = A_w p_t \quad \dots\dots\dots (M.11)$$

M.4.5.3 换热管轴向压应力按式(M.12)计算:

$$\sigma_k = F_k/a \quad \dots\dots\dots (M.12)$$

M.4.5.4 换热管轴向压应力按式(M.13)校核, 且不应大于换热管在设计温度下的许用应力 $[\sigma]_t^t$:

$$\sigma_k \leq [\sigma]_{cr}^t \quad \dots\dots\dots (M.13)$$

M.4.6 换热管壁厚**M.4.6.1 计算厚度取以下大值：**

- a) 压力作用下的换热管计算厚度按 GB 150.3—2011 进行计算；
- b) 拉撑作用下的换热管计算厚度按式(M.14)计算：

$$\delta_t = \frac{p_c A_z}{\pi d \eta_h [\sigma]_t} \dots\dots\dots (M.14)$$

M.4.6.2 换热管名义厚度不得小于计算厚度，且不宜小于 3.5 mm。