



中 国 船 级 社

钢质内河船舶建造规范

(2016)

生效日期：2016年7 月1 日

北京

总目录

总则	0-1
第 1 篇 船体	1-1
第 2 篇 轮机	2-1
第 3 篇 电气设备	3-1
第 4 篇 控制、监测、报警和安全系统	4-1
第 5 篇 货物冷藏	5-1
第 6 篇 消防	6-1
第 7 篇 材料与焊接	7-1
第 8 篇 其他	8-1



中 国 船 级 社

钢质内河船舶建造规范

2016

总 则

总 则

1 适用范围

1.1 除另有规定外,本规范适用航行于表 1.1 规定的内河水域且船长大于或等于 20m 的钢质船舶,但下列船舶除外:

- (1) 军船;
- (2) 渔船;
- (3) 帆船;
- (4) 运动竞赛艇;
- (5) 游艇。

航区航段分级 表 1.1

航区/急流航段	波高 H_s (m)	滩上流速 V (m/s)
A 级航区	2.0	—
B 级航区	1.25	—
C 级航区	0.5	—
J ₁ 级航段	—	6.5
J ₂ 级航段	—	5

注: ①航区级别按5%保证率对应的有义波高从高到低划分为A、B、C三级,各航区不超过表中所列值;
②急流航段系指包含在A、B或C级航区中的滩上流速大于3.5m/s的航段,从高到低划分为J₁和J₂两级,各急流航段滩上流速不超过表中所列值;
③当环境条件超出表列范围时,本社将另行规定或予以特别考虑。

1.2 船舶的强度、结构、布置、舾装、机电设备等的设计、制造、安装和试验应满足本规范要求。对于散装运输液化气体船,除满足本规范相关要求外,还应满足中国船级社(以下简称“本社”)相应的规范;对于高速船、江海通航船、船长小于 20m 的船舶等应分别满足本社相应规范。

1.3 船舶的吨位丈量、载重线、构造、消防、救生设备、无线电通信设备、航行及信号设备、完整稳性、乘客定额及舱室设备、防止水域污染及法定检验与发证等法定检验要求,应符合《内河船舶法定检验技术规则》的有关规定。

- 1.4 凡欲取得或保持本社船级的船舶,尚应符合本社《内河船舶入级规则》的规定。
- 1.5 船用产品的检验与发证尚应符合本社的有关规定。
- 1.6 除另有说明外,本规范适用于新建船舶和新制造产品。
- 1.7 船舶应尽可能降低振动,船体振动可按本社《船上振动控制指南》进行计算评估。

2 定义

2.1 除另有规定外,本规范适用的定义如下:

- (1) 认可:系指按本规范执行具体船舶检验中的认可、同意以及批准,由本社具体实施。
- (2) 自航船:系指设有主要用于航行目的机械推进装置的船舶。
- (3) 非自航船:系指自航船以外的船舶,包括虽设置机械推进装置,但仅用于船舶非航行状态下局部调整船位等用途的船舶。
- (4) 乘客:系指除下列人员以外的每一个人:船长、船员和在船上以任何职业从事或参与该船业务工作的人员;或一周岁以下的儿童。
- (5) 油类:系指包括原油、燃油、油泥、油渣和精制石油产品在内的任何形式的石油,但《内河

散装运输危险化学品船舶法定检验技术规则》所规定的石油化学品除外。

(6) 滚装处所：系指通常不予分隔并延伸至船舶的大部分长度或整个长度的处所，能以水平方向正常装卸油箱内备有自用燃油的机动车辆和/或货物（在铁路或公路车辆、运载车辆（包括公路或铁路槽罐车）、拖车、集装箱、货盘、可拆槽罐之内或之上，或在类似装载单元或其他容器之内或之上的包装或散装货物）。

(7) 产品：系指材料、设备和系统的统称。

(8) 驳船：系指专门运输货物的非自航船。

(9) 趸船：系指不航行的、用锚及缆索或其他设施长期系固于岸线边或特定水域的船舶及水上设施。

(10) 餐饮趸船：系指系固于内河水域岸线边，与岸上有永久性通道连接的用于餐饮、娱乐、住宿的趸船。

(11) 客船：系指载运乘客超过12人的船舶。

(12) I型客滚船：系指自始发港至终点港逆水延续航行时间超过2h，设有滚装处所的客船（II型客滚船除外）。

(13) II型客滚船：系指自始发港至终点港逆水延续航行时间超过2h，且仅载运油箱内备有闪点大于60℃（闭杯试验）自用燃油的载货汽车（不包括装载危险货物的货车）及全船载运的载货汽车司机和随车工作人员超过12人的客船。

(14) 车客渡船（驳）：系指自始发港至终点港逆水延续航行时间不超过2h，设有滚装处所，载运汽车和乘客的客船（包括仅载运汽车的船舶，但不包括仅载运商品汽车的船舶）。

(15) 货船：系指非客船的任何船舶。

(16) 干货船：系指在舱内或甲板上主要载运干燥货物（包括桶装液体货物）的货船；

(17) 散货船：系指在舱内或甲板上主要载运散装干燥货物的干货船。

(18) 集装箱船：系指适合在货舱内和在甲板上专门装载集装箱的货船。

(19) 滚装货船：系指设有滚装处所的货船。

(20) 商品汽车滚装船：系指专门载运新乘用车和新商用车的滚装货船。

(21) 自卸砂船：系指采用货斗装载砂石等散装颗粒状货物并在船上设有货物自卸装置的货船。

(22) 液货船：系指适合载运散装液体货物的货船。

(23) 油船：系指适合载运散装油类的货船。

(24) 化学品液货船：系指适合载运《内河散装运输危险化学品船舶法定检验技术规则》所规定的液体化学品的货船。

(25) 液化气体船：系指适合载运《内河散装运输液化气体船舶法定检验技术规则》所规定的液化气体的货船。

(26) 工程船：系指承担水上或航道施工任务的船舶，包括挖泥船、起重船、打桩船、开底泥驳（船）、对开泥驳（船）等。

(27) 推(拖)船：系指设有顶推设备（或拖曳设备），专门用于在水上顶推（或拖曳）船舶或其他浮体的船舶。

(28) 高速船：系指《内河高速船入级与建造规范》所规定的船舶。

(29) 新船：系指本规范生效之日及以后签订建造合同的新建船舶。

(30) 现有船：系指除新船以外的船舶。

(31) 船龄：系指船舶自建造完工之日起至今的周年数。

3 等效与免除

3.1 对于具有新型结构和新型特性的任何船舶，如应用本规范的任何规定会严重妨碍这些船舶对其特性的应用或这些船舶的营运时，经本社总部同意，可免除规范的任一要求，但需有等效措施，以保证船舶安全。

3.2 船上安装的任何装置、材料、设备和器具可以代替本规范要求的装置、材料、设备和器具，条件是经试验和其他方法证明这些装置、材料、设备和器具至少与本规范要求具有同等效能。

3.3 若对规范要求的计算方法、评定标准、制造程序、材料、检验和试验方法，能提供相应的试验、理论依据、使用经验或有效的公认标准，经本社总部同意，可以接受作为代替和等效方法。

4 规范生效

4.1 除另有说明外，规范（含修改通报）发布后，一般在 3 个月后生效。生效日期注明在相应篇的第 1 页或出版物的扉页上。

4.2 如经建造厂、船东和本社同意，对建造中的船舶可以采用新规范的要求；同样，如新规范的要求比较合理而可行时，可同意建造中的船舶采用新规范的要求。不管何种情况，均应在相应技术文件中注明。

4.3 本规范的生效日期仅与规范批准颁布日期有关，不受其他法定要求生效的影响。

5 规范解释

5.1 本社颁布的规范、指导性文件及其他有关出版物的解释权属本社总部。

5.2 如对本社规范的英文版有不同理解时，应以中文版为准。

5.3 验船师在执行检验活动中应严格执行批准的图纸、计算书、说明书和其他技术文件。如本社颁布的指导性文件等与规范要求有不协调之处，应以规范要求为准。



中国船级社

钢质内河船舶建造规范

2016

第 1 篇 船体

目录

第1章 通则	1
第1节 一般规定	1
第2节 结构设计原则	2
第3节 船体结构用钢	15
第4节 船体结构的焊缝设计	17
第5节 通风筒、空气管、排水管、排水舷口、舷窗和舷门	17
第6节 结构布置	18
第7节 稳性	22
第8节 载重线	22
第9节 结构强度直接计算	22
第2章 船体结构	36
第1节 一般规定	36
第2节 总纵强度	37
第3节 外板及内底板	46
第4节 甲板	48
第5节 单底骨架	50
第6节 双底骨架	53
第7节 舷侧骨架	56
第8节 甲板骨架	57
第9节 悬臂梁	66
第10节 无支柱的甲板强骨架	67
第11节 支柱及桁架	69
第12节 舱壁	77
第13节 首尾结构及尾轴架	83
第14节 主机基座、轴隧及机舱骨架	87
第15节 舱口和舱口盖	89
第16节 上层建筑及甲板室	91
第17节 舷墙、栏杆及护舷材	94
第18节 航行冰区船舶的附加要求	95
第3章 舾装	98
第1节 一般规定	98
第2节 舵设备	98
第3节 导流管	107
第4节 锚泊及系泊设备	109
第5节 拖、曳及系结设备	116
第6节 集装箱系固与系固设备	120
第7节 车辆系固与系固设备	127
第8节 其他	129
第4章 客船船体结构补充规定	130
第1节 一般规定	130
第2节 总纵强度	131
第3节 外板	132
第4节 甲板	134
第5节 甲板间骨架及横舱壁	134
第6节 舱口	135
第7节 上层建筑及甲板室	135
第8节 玻璃幕墙结构	136
附录I 客船结构直接计算	138
第5章 拖、推船船体结构补充规定	139
第1节 一般规定	139
第2节 外板及甲板	139

第 3 节	舷侧骨架.....	140
第 4 节	首尾结构.....	141
第 5 节	机舱围壁及其他.....	143
第 6 章	油船船体结构补充规定.....	144
第 1 节	一般规定.....	144
第 2 节	总纵强度.....	144
第 3 节	外板及内底板.....	146
第 4 节	甲板.....	146
第 5 节	船底骨架.....	147
第 6 节	舷侧及舷舱骨架.....	148
第 7 节	甲板骨架.....	151
第 8 节	凸形甲板结构.....	153
第 9 节	纵桁架.....	153
第 10 节	舱壁.....	154
第 11 节	货油舱舱口.....	155
第 12 节	载运石油沥青的附加要求.....	156
附录 I	油船结构直接计算.....	158
附录 II	液货舱结构温度场及热应力分析.....	161
第 7 章	甲板船船体结构补充规定.....	164
第 1 节	一般规定.....	164
第 2 节	总纵强度.....	164
第 3 节	外板.....	165
第 4 节	甲板及其骨架.....	166
第 5 节	船底骨架和舷侧骨架.....	167
第 6 节	桁架.....	168
第 8 章	大舱口船船体结构补充规定.....	169
第 1 节	一般规定.....	169
第 2 节	总纵强度.....	170
第 3 节	外板、内底板、甲板.....	173
第 4 节	双底骨架.....	176
第 5 节	单底骨架.....	178
第 6 节	舷舱骨架.....	180
第 7 节	单舷侧骨架.....	183
第 8 节	甲板骨架.....	184
第 9 节	抗扭箱结构.....	186
第 10 节	舱壁.....	187
第 11 节	集装箱角布置及局部加强.....	187
第 12 节	载运散装水泥的附加要求.....	188
附录 I	大舱口船结构直接计算.....	190
第 9 章	双体船船体结构补充规定.....	192
第 1 节	一般规定.....	192
第 2 节	片体结构.....	193
第 3 节	抗扭箱.....	195
第 4 节	连接桥.....	197
第 5 节	上层建筑及甲板室.....	203
附录 I	双体船结构直接计算.....	206
第 10 章	工程船船体结构补充规定.....	209
第 1 节	一般规定.....	209
第 2 节	总纵强度.....	211
第 3 节	外板及内底板.....	214
第 4 节	甲板及舱口.....	216
第 5 节	船底骨架.....	218
第 6 节	舷侧骨架.....	221

第 7 节	甲板骨架.....	223
第 8 节	支柱.....	225
第 9 节	舱壁.....	226
第 10 节	对开泥驳甲板铰链和甲板室铰链.....	229
第 11 节	连接装置.....	233
第 12 节	其他.....	235
附录 I	起重设备支撑结构直接计算	238
附录 II	开槽式工程船结构直接计算	239
第 11 章	滚装船船体结构补充规定.....	241
第 1 节	一般规定.....	241
第 2 节	总纵强度.....	242
第 3 节	外板.....	243
第 4 节	甲板及其骨架.....	243
第 5 节	桁架.....	245
第 6 节	特殊结构.....	245
第 7 节	跳板结构.....	247
附录 I	门式结构直接计算	251
第 12 章	趸船船体结构补充规定.....	253
第 1 节	一般规定.....	253
第 2 节	外板及甲板.....	254
第 3 节	船体骨架及护舷材.....	254
第 13 章	自卸砂船船体结构补充规定.....	255
第 1 节	一般规定.....	255
第 2 节	总纵强度.....	255
第 3 节	外板、内舷板、甲板.....	256
第 4 节	船底结构.....	257
第 5 节	舷舱结构.....	258
第 6 节	甲板结构.....	261
第 7 节	货斗结构.....	262
第 8 节	舱壁.....	264
第 9 节	其他.....	264
第 14 章	化学品液货船船体结构补充规定.....	266
第 1 节	一般规定.....	266
第 2 节	总纵强度.....	267
第 3 节	整体液货舱周界结构.....	267
第 4 节	舷舱骨架.....	272
第 5 节	凸形甲板结构.....	272
第 6 节	纵桁架.....	272
第 7 节	独立液货舱.....	272
第 8 节	液货舱舱口.....	273
附录 I	独立液货舱支座及支承构件结构直接计算.....	274

第1章 通则

第1节 一般规定

1.1.1 适用范围

1.1.1.1 本篇适用于航行于内河水域船长大于等于 20m 且小于等于 140m 的焊接结构钢质民用船舶。

1.1.1.2 航行于内河水域船长大于140m的焊接结构钢质民用船舶应按本社《船长大于140m钢质内河船舶设计评估指南》进行计算评估。

1.1.2 定义

1.1.2.1 船长 L (m) ——系指沿满载水线自首柱前缘量至舵柱后缘的长度；无首柱船舶，自船体侧投影面前缘与满载水线的交点量起；无舵柱船舶，量至舵杆中心线，若舵杆位于船体侧投影面外面时，则量至船体侧投影面后缘与满载水线的交点；但均应不大于满载水线长度，亦不小于满载水线长度的96%。无舵船舶的船长取满载水线长度。对于具有非常规船首和船尾的船舶，船长 L 需特别考虑。

满载水线系指主管机关或主管机关授权本社核定的船舶的最高级别航区载重线对应的水线。

满载水线长度系指满载水线面的前后两端之间的水平距离。

1.1.2.2 船宽 B (m) ——不包括船壳板在内的船体最大宽度，舷伸甲板宽度不计入。

1.1.2.3 型深 D (m) ——在船长中点处沿舷侧自平板龙骨上表面量至干舷甲板下表面的垂直距离。对甲板转角为圆弧形的船舶，应由平板龙骨上表面量至干舷甲板下表面的延伸线与舷侧板内缘延伸线的交点。

1.1.2.4 吃水 d (m) ——在船长中点处由平板龙骨上表面量至满载水线的垂直距离。

1.1.2.5 方形系数——方形系数 C_b 由下式确定：

$$C_b = \frac{\nabla}{LB_{wl}d}$$

式中： ∇ ——相应于满载水线时的型排水体积， m^3 ；

L 、 d ——见本节1.1.2.1和1.1.2.4；

B_{wl} ——满载水线在中部不包括船壳板在内的船体最大宽度， m 。

1.1.2.6 中部——船长 L 中点向前、后各 $0.2L$ 长度范围。

1.1.2.7 首、尾部——船长 L 中点前、后各 $0.4L$ 以外的长度范围。

1.1.2.8 过渡区域——介于中部与首、尾部之间的区域。

1.1.2.9 干舷甲板——用以量计干舷的甲板，它应符合主管机关的规定。

1.1.2.10 强力甲板——构成船体等值梁剖面最上层翼板的纵通连续甲板。

1.1.2.11 上层建筑及甲板室——位于强力甲板以上，由一舷伸至另一舷或其侧壁板离船体舷侧板向内不大于船宽(B)4%的围蔽建筑称为上层建筑，即桥楼、首楼、尾楼；其他围蔽建筑称为甲板室。

1.1.2.12 深舱——除双层底以外的压载舱、船用水舱、货油舱及燃油舱等。

1.1.2.13 首、尾垂线——首垂线为通过首柱前缘与满载水线交点的垂线。尾垂线为通过舵柱后缘与满载水线交点的垂线；对无舵柱的船舶，尾垂线为通过舵杆中心线与满载水线交点的垂线；对无舵杆的船舶，尾垂线为通过船长 L 尾端点的垂线。对于具有非常规船首和船尾的船舶，需特别考虑。

1.1.2.14 主要构件——船体的主要支撑构件称为主要构件，如强横梁、甲板纵桁、实肋板、船底桁材、强肋骨、舷侧纵桁、舱壁桁材等。

1.1.2.15 次要构件——船体板的扶强构件称为次要构件，如横梁、纵骨、肋骨、舱壁扶强材、组合肋板的骨材等。

第2节 结构设计原则

1.2.1 一般要求

1.2.1.1 船体结构可采用纵骨架式、横骨架式或纵横混合骨架型式。

1.2.1.2 甲板、舷侧及船底骨架应有效地连接，构成完整的刚性整体。

1.2.1.3 航行于急流航段船舶的船体结构应不小于 B 级航区船舶的规定。

1.2.1.4 船长小于 50m 时，肋骨或纵骨间距应不大于 600mm。船长大于等于 50m 时，肋骨或纵骨间距应不大于 700mm，且强力甲板及其以下主体部分的肋骨或纵骨间距与板厚之比应不大于 120。

1.2.1.5 强力甲板相邻板材之间、船体外板相邻板材间的建造厚度的差值，应不大于较厚板厚度的 50%。

1.2.1.6 本篇计算公式中所涉及的半波高值 r ，取值如下：

A 级航区	$r=1.25\text{m}$
B 级航区	$r=0.75\text{m}$
C 级航区	$r=0.25\text{m}$

1.2.2 构件尺寸的确定

1.2.2.1 本篇引用增量方法确定构件尺寸时，除明确规定外，均应以计算值为基础进行增量。

1.2.2.2 按本篇计算所得板厚值如果小于 10mm，其小数点后的数值小于等于 0.25mm 时舍去；大于等于 0.75mm 时进 1mm；大于 0.25mm 并小于 0.75mm 时取 0.5mm，如无此规格板材则应进 1mm。如果计算所得板厚大于 10mm，小数点后的数值可按四舍五入取舍。

1.2.2.3 T 型组合型材的面板宽度应不大于其厚度的 20 倍，折边型材的折边宽度 b 应不大于下式计算之值：

$$b = 10t + 15 \quad \text{mm}$$

式中： t ——折边型材板厚，mm。

1.2.2.4 强横梁、甲板纵桁、强肋骨、实肋板及龙骨等组合型材（含折边型材）腹板的剖面积 a 、腹板高度 h 与其厚度 t 之比应符合下式要求：

$$a \geq 0.154 \frac{W}{l} \quad \text{cm}^2$$

$$\frac{h}{t} \leq 75\sqrt{K}$$

式中： W ——本篇各章要求的型材剖面模数， cm^3 ；
 l ——型材的计算跨距， m ；
 h ——型材的腹板高度， mm ；
 t ——型材的腹板厚度， mm ；
 K ——材料换算系数，按本篇1.3.2.3确定。

1.2.2.5 当主要构件腹板高度与其厚度之比大于 $75\sqrt{K}$ 时，应在腹板上设置水平加强筋或设置间距不大于腹板高度2倍且不小于500mm的垂直加强筋。加强筋的厚度一般不小于主要构件腹板的厚度，宽度一般不小于其厚度的8倍，但不必大于主要构件面板宽度的0.5倍（主要构件为折边型材时不必大于面板的宽度）。

1.2.2.6 当骨材直接与板相连接时，规范要求的剖面模数和惯性矩为连带板的最小要求值；当骨材不直接与板相连时，规范要求的剖面模数和惯性矩仅为骨材自身的最小要求值。

1.2.2.7 对于采用轧制型材的构件，其包括有效带板的剖面模数可比规范要求值降低3%。

1.2.2.8 普通骨材的带板宽度取骨材间距；主要构件带板宽度取主要构件跨距的1/6，但不大于负荷平均宽度，亦不小于普通骨材间距。若骨材仅一侧有带板时，则带板宽度取上述规定的50%。

1.2.2.9 当骨材的腹板与带板不垂直且腹板与带板的夹角小于 75° 时，其剖面特性（惯性矩、剖面模数和剪切面积）应以与带板平行的参考轴进行计算。

当构件为轧制型材时，其实际剖面模数可按下式近似计算：

$$W = W_{\perp} \sin \alpha \quad \text{cm}^3$$

式中： $W_{\perp}$ ——假定构件腹板与带板垂直时的构件剖面模数， cm^3 ；
 α ——构件腹板与带板之间的夹角， $(^\circ)$ 。

1.2.3 构件计算跨距

1.2.3.1 主要构件（甲板强横梁、甲板纵桁、强肋骨、舱壁垂直桁、实肋板、底龙骨或纵桁等）可作为次要构件（甲板横梁、甲板纵骨、舷侧纵骨、船底纵骨、底肋骨、舱壁水平扶强材等）的刚性支撑。

1.2.3.2 船底结构、舷侧结构、甲板结构（含舷舱内平台甲板）、纵、横舱壁（围壁）以及在两横舱壁（或两舷）间连续且高度（上弦杆上缘与下弦杆下缘间的最小垂直距离）不小于型深的0.5倍、长度不大于高度6倍的双向桁架，可作为实肋板、龙骨、强肋骨、桁材、甲板强横梁及甲板纵桁等主要构件的刚性支撑。

1.2.3.3 自船底向上在连续2层及以上的甲板下方设有支柱（上下方的支柱应尽可能对正）时，支柱可作为所支撑甲板构件的刚性支撑。首、尾尖舱内的支柱，可作为所支撑构件的刚性支撑。

1.2.3.4 构件的计算跨距为构件上两刚性支撑中心点间的距离。当构件相对于垂向或水平轴向的倾斜超过 10° 时，其跨距应沿着构件量取。

1.2.3.5 主要构件（桁材、强横梁、实肋板、强肋骨等）的端部若在舱壁、舷侧处有肘板加强固定时，距构件端部 b_e 处的点可作为计算其跨距的端点。距离 b_e 由下式确定：

$$b_e = b_b \left(1 - \frac{d_w}{d_b} \right)$$

式中符号见图 1.2.3.5。

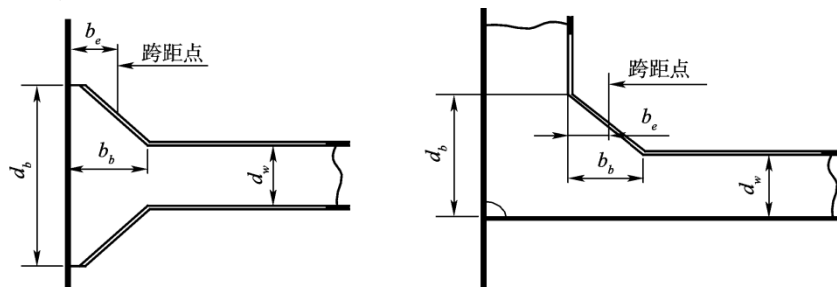


图 1.2.3.5

1.2.4 结构连续与过渡

1.2.4.1 无论采用何种骨架型式，纵向构件均应有良好的结构连续性。

1.2.4.2 参与总纵弯曲的纵向骨材不应突然中断在同一横剖面处。结构骨架由一种型式过渡到另一种型式时，应采用增设肘板，或延续构件等办法，相互延伸 2 个或交错 4 个肋距。强力甲板的甲板纵骨，应尽量向首尾延伸，相邻纵骨的末端应相互错开至少一个肋骨间距，并用肘板与横向骨材连接。

1.2.4.3 在甲板、纵舱壁（或内舷壁）以及船中部 0.4L 范围内终断的平台甲板的终断处，应设肘板或其他能降低应力集中的过渡结构，见图 1.2.4.3。

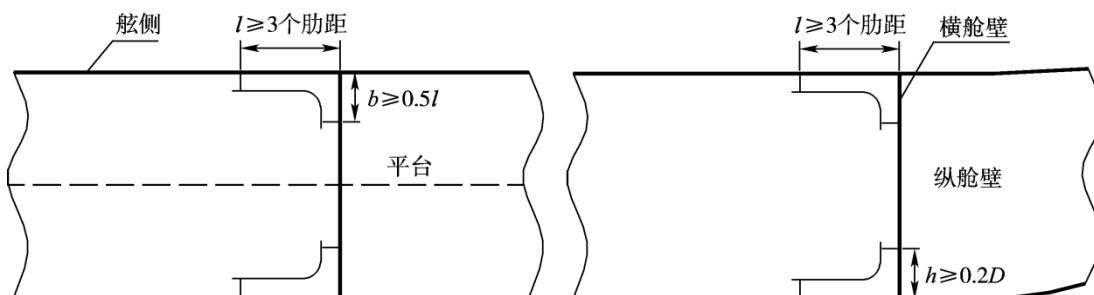


图 1.2.4.3

1.2.4.4 船底骨架由双层底过渡到单层底时，其结构应满足以下要求（如图 1.2.4.4 所示）：

(1) 双层底终断处船底纵向骨架应保持连续性，若骨架型式由一种型式过渡到另一种型式时，应符合本章 1.2.4.2 的规定；

(2) 终断区域单底的中内龙骨（旁内龙骨）应与双层底中桁材（旁桁材）在同一平面内，且应为双层底中桁材和旁桁材的直接延续。中内龙骨（旁内龙骨）与中桁材（旁桁材）高度不相等时，应在不少于 3 个肋距范围内逐渐变化；

(3) 终断区域单底不与双层底旁桁材在同一平面内的旁内龙骨，应至少向双层底内延伸 3 个肋距，其高度应逐渐降低，其自由边应设面板（或折边）；

(4) 内底板应在不小于 3 个肋距范围内逐渐缩小为中内龙骨和旁内龙骨的面板。内底边板亦应在其平面内向终断区域延伸不小于 3 个肋距；当内底边板为倾斜时，其延伸部分的自由边应有面板或折边，其宽度可逐渐减小。

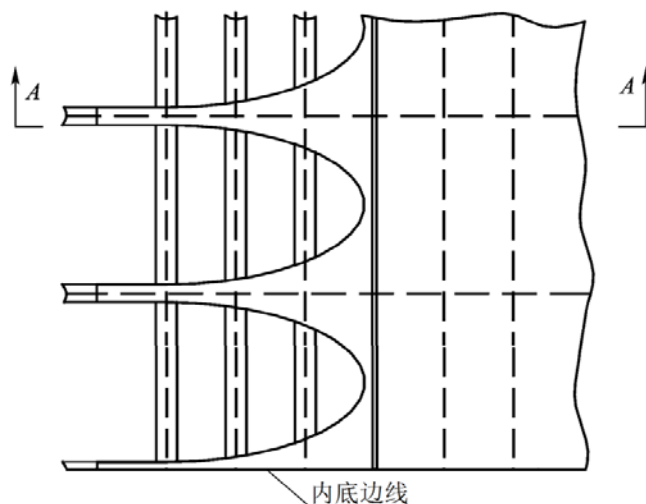


图 1.2.4.4

1.2.4.5 若双层底延伸至距首尾垂线距离小于等于 $0.15L$ 的舱壁上时,也可按下述要求进行过渡(自船首或尾端滚上滚下装卸货物的船舶除外):

(1) 双层底终断处船底纵向骨架应保持连续性,若骨架型式由一种型式过渡到另一种型式时,应符合本章 1.2.4.2 的规定;

(2) 舱壁背面装设与内底板平齐的水平桁(折边材)。水平桁(折边材)的尺寸取不小于舱壁垂直桁的尺寸;

(3) 终断区域单底的中内龙骨(旁内龙骨)应与双层底中桁材(旁桁材)在同一平面内,并应为双层底中桁材和旁桁材的直接延续,且与上述(2)所要求的水平桁有效连接。中内龙骨(旁内龙骨)与中桁材(旁桁材)高度不相等时,应在不少于3个肋距范围内逐渐变化。

1.2.4.6 若双层底延伸至距首尾垂线距离小于等于 $0.075L$ 的舱壁上时,也可按下述要求进行过渡(自船首或尾端滚上滚下装卸货物的船舶除外):

(1) 双层底终断处船底纵向骨架应保持连续性,若骨架型式由一种型式过渡到另一种型式时,应符合本章1.2.4.2的规定;

(2) 终断区域单底的中内龙骨(旁内龙骨)应与双层底中桁材(旁桁材)在同一平面内,并应为双层底中桁材和旁桁材的直接延续,中内龙骨(旁内龙骨)与中桁材(旁桁材)高度不相等时,应在不少于3个肋距范围内逐渐变化;

(3) 终断区域单底不与双层底旁桁材在同一平面内的旁内龙骨,应至少向双层底内延伸3个肋距,其高度应逐渐降低,其自由边应设面板(或折边)。

1.2.4.7 中内龙骨与旁内龙骨及基座纵桁不应在舱壁处突然中断,应各自向舱壁的另一面延伸,相互交错不小于3个肋距;或加过渡性肘板,肘板长度不小于2个肋距。过渡肘板连接到实肋板时的端部高度一般应不小于100mm,如图1.2.4.7所示。

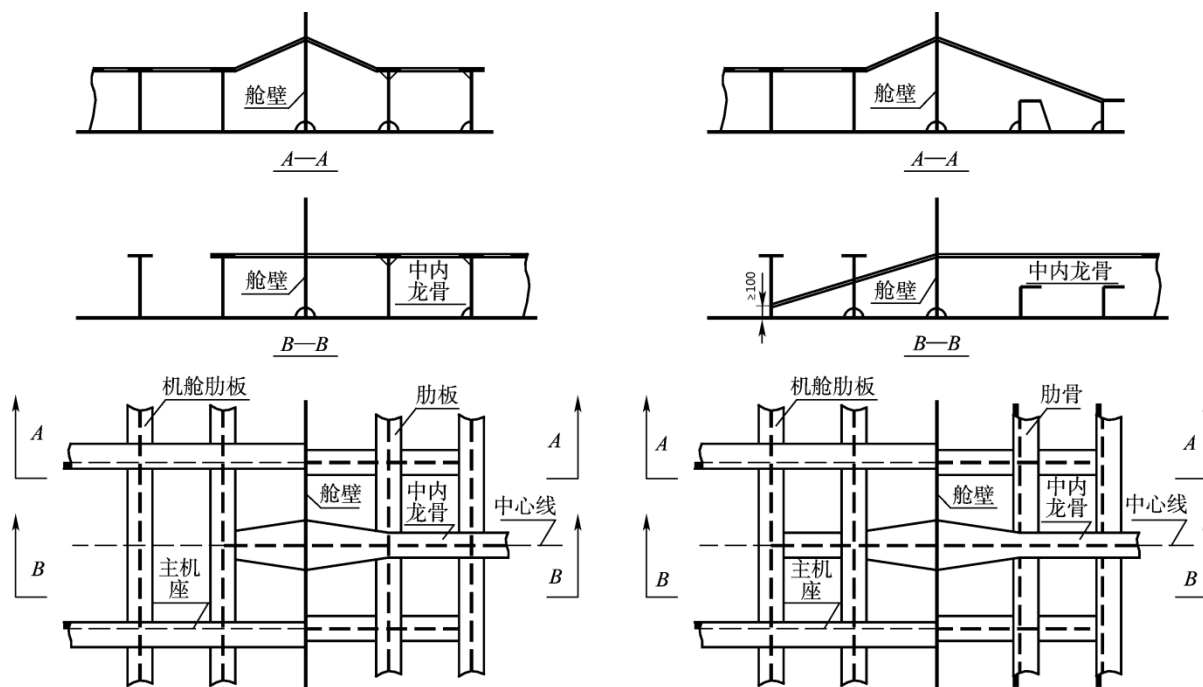


图 1.2.4.7

1.2.4.8 桥楼、首尾楼端壁处的侧壁应向首尾或船中延伸至等于桥楼高度的距离，并应弧形过渡。过渡侧壁板的厚度应较侧壁板增厚 1mm。过渡侧壁板应设置垂直加强筋，其弧形边缘应有面板或型钢。

1.2.4.9 升高甲板端部应设置舱壁且应延伸至升高甲板，侧壁应是舷侧外板的延续。升高甲板端部结构应设置过渡性构件，以保证构件的连续性。舷侧外板在升高甲板端部所形成的角隅处，应设置弧形过渡肘板，如图 1.2.4.9 所示。过渡肘板的厚度应不小于舷侧外板的厚度，肘板的高度与升高甲板相同，肘板在船长方向的长度应不小于肘板高度的 1.5 倍。

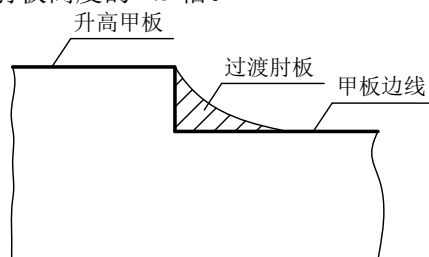


图 1.2.4.9

1.2.4.10 若升高甲板的端壁位于船中 0.6L 范围内时，则应按如图 1.2.4.3 所示，在升高甲板端壁的背面设置强力甲板的过渡结构，且升高甲板距强力甲板的垂直距离应不小于 600mm。

1.2.5 主要构件之间的连接

1.2.5.1 除本篇另有规定外，主要构件之间的连接应符合本条的规定。

1.2.5.2 主要构件的端部可采用肘板连接，或将其中一个主要构件的端部在不小于其腹板高度 1.5 倍的范围内，将腹板逐渐升高至腹板高度的 1.5 倍后再与另一主要构件连接的形式，如图 1.2.5.2 所示。

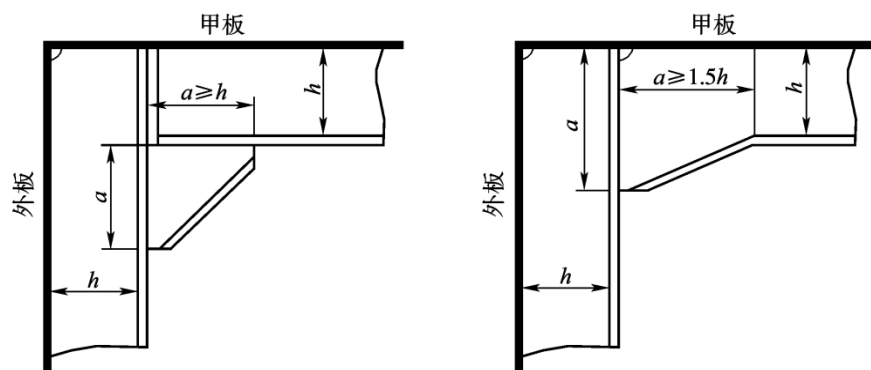


图 1.2.5.2

除另有规定外,肘板的尺寸一般可按剖面模数较小的主要构件的尺寸确定。肘板的直角边长应不小于主要构件腹板高度,肘板的厚度应不小于主要构件腹板的厚度。肘板的自由边应设面板(或折边),其尺寸与主要构件的面板(或折边)相同。

1.2.5.3 中内龙骨、旁内龙骨在舱壁处中断时应采用下列方式之一与舱壁连接:

(1) 将龙骨腹板在一个肋距内逐渐升高至原高度的1.5倍,龙骨的面板应延伸至舱壁并与舱壁焊接。如图1.2.5.3 (1) 所示。

(2) 用有面板或折边的肘板与舱壁或垂直桁(或扶强材)连接,肘板的直角边长应等于中内龙骨的高度,肘板的厚度及面板(或折边)尺寸与中内龙骨相同,此时龙骨面板可不与舱壁焊接,如图1.2.5.3 (2) 所示。

(3) 将龙骨面板的宽度在一个肋距内逐渐放宽,至舱壁处为原宽度的2倍,并与舱壁焊接,如图1.2.5.3 (3) 所示。

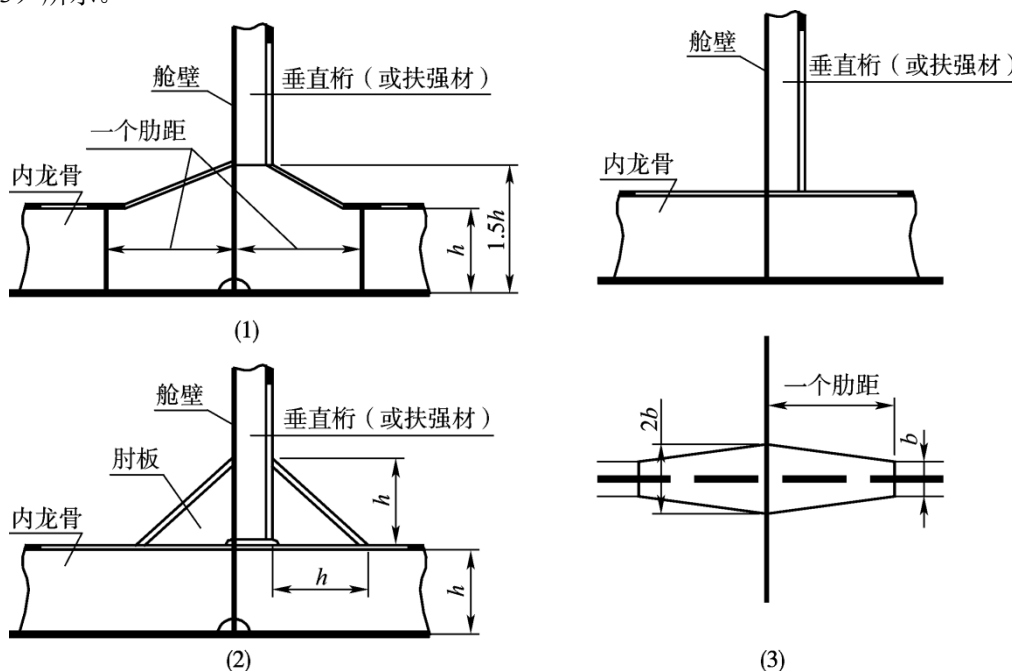


图 1.2.5.3

1.2.5.4 舷侧纵桁在舱壁处选用下列方式之一与舱壁(或舱壁水平桁)连接:

(1) 将舷侧纵桁的腹板在一个肋距内逐渐升高至舱壁处,在该处的高度应为原高度的1.5倍,舷侧纵桁腹板应与舱壁焊接,参见本章图1.2.5.3 (1);

(2) 用肘板与舱壁(舱壁水平桁)连接,肘板的直角边长应等于舷侧纵桁腹板高度,肘板的厚度及面板(或折边)尺寸与舷侧纵桁相同,舷侧纵桁腹板应与舱壁焊接,参见本章图 1.2.5.3 (2)。

1.2.5.5 甲板纵桁在舱壁处选用下列方式之一与舱壁垂直桁(或扶强材)连接:

- (1) 采用高度不小于纵桁高度，厚度与纵桁腹板厚度相同，面板与纵桁面板相同的肘板连接；
- (2) 采用纵桁腹板在一个肋距内逐渐升高到原高度的 1.5 倍的形式连接；
- (3) 也可采用将纵桁面板宽度在一个肋距内逐渐加宽至原宽度 2 倍的形式连接等。

所述连接方式可参见本章 1.2.5.3 (1)、(2)、(3)。

1.2.5.6 船底为单层底、舷侧为单舷侧时，强肋骨与实肋板应用舦肘板连接，并符合下述规定：

- (1) 舦肘板的高度由基线算起应不小于纵中剖面处实肋板高度的 2 倍，但由舦肘板处实肋板上缘算起不必大于强肋骨腹板高度的 1.65 倍；
- (2) 舦肘板的宽度由强肋骨内缘算起应不小于纵中剖面处实肋板的高度，但不必大于强肋骨腹板高度的 2 倍；
- (3) 舦肘板厚度等于实肋板厚度；舦肘板的自由边应有折边（或面板），折边（面板）的宽度一般不小于舦肘板厚度的 10 倍。

1.2.5.7 船底为双层底、舷侧为单舷侧时，强肋骨与内底板应用舦肘板连接，并符合下述规定：

- (1) 舦肘板的高度为强肋骨腹板高度的 1.65 倍，宽度与舦肘板的高度相同，厚度与实肋板相同；
- (2) 双层底肋板在舦肘板趾端处应设置符合本章 2.6.2.3 规定的垂直加强筋，如图 1.2.5.7 所示；
- (3) 舦肘板的自由边应设面板（或折边），面板（折边）的宽度一般不小于舦肘板厚度的 10 倍。

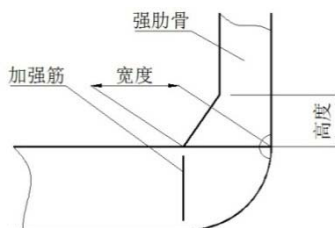


图 1.2.5.7

1.2.5.8 若将强横梁与强肋骨的连接结构设计成整体型式时，连接处的肘板应为圆弧形，圆弧的半径一般应不小于强横梁和强肋骨腹板高度中的较小者。圆弧边缘应设面板并与强横梁和强肋骨的面板相连接。面板的尺寸与强横梁面板尺寸相同。

当整体式肘板所连接构件的腹板高度大于 600mm 时，应在肘板上沿圆弧径向尽可能均匀设置三道加强筋或采取其他等效的加强方式。加强筋的高度应不小于 60mm，厚度应不小于肘板厚度，端部应削斜。

1.2.5.9 悬臂梁与强肋骨交点处可以圆弧过渡，亦可增大悬臂梁腹板高度或用肘板过渡。若用圆弧过渡，则圆弧半径应不小于悬臂梁计算剖面处的高度；若采用肘板时，肘板的直角边长度应等于悬臂梁计算剖面处的高度。肘板的厚度及其面板的尺寸与悬臂梁的腹板和面板相同。

在悬臂梁和强肋骨的交接范围内的腹板上应设置适当数量的防倾肘板或加强筋，如图 1.2.5.9 所示。

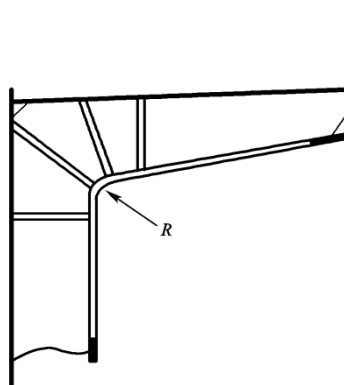


图 1.2.5.9

1.2.5.10 支柱上下两端应设置在主要构件上，并应加设垫板和肘板与主要构件牢固焊接，如图 1.2.5.10 所示。强力甲板以上甲板间的支柱可免设肘板。支柱肘板应符合下述规定：

(1) 肘板的厚度应不小于支柱或组合型材的壁厚；

(2) 肘板垂直边的高度对于管形支柱应不小于管子直径的 2 倍，对于“十”型角钢组合支柱应不小于截面最大线尺度的 2 倍；肘板水平边的宽度对于管形支柱应不小于管子直径的 1.5 倍，对于“十”型角钢组合支柱应不小于截面最大线尺度的 1.5 倍；

(3) 当肘板的直角边长与其厚度之比大于 30 时，肘板的自由边应设面板或折边。面板的厚度应不小于肘板的厚度，面板（折边）的宽度应不小于其厚度的 10 倍，且不小于 50mm。

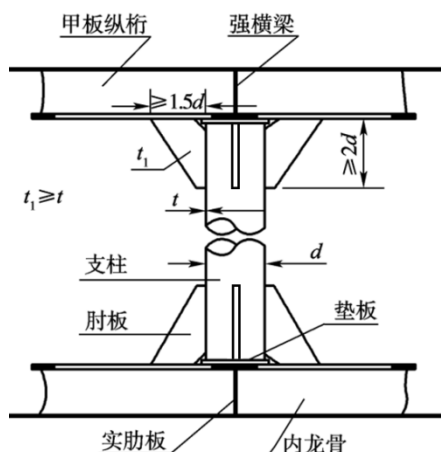


图 1.2.5.10

1.2.6 次要构件之间的连接

1.2.6.1 除本篇另有规定外，次要构件之间的连接应符合本条的规定。

1.2.6.2 次要构件端部一般应设置肘板连接，如图 1.2.6.2 所示。

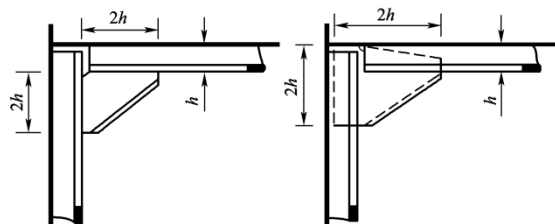


图 1.2.6.2

1.2.6.3 连接次要构件的肘板其直角边长应为较小次要构件高度的 2 倍，如图 1.2.6.2 (1)、(2) 所示，肘板的厚度取不小于较小次要构件。

1.2.6.4 当肘板任一直角边长与肘板厚度的比值大于 30 时,肘板的自由边应折边或设面板,折边(或面板)的宽度一般不小于肘板厚度的 10 倍。

1.2.6.5 舷侧与甲板之间的连接应符合下述规定:

(1) 当舷侧为横骨架式甲板为纵骨架式时,舷侧肋骨应用肘板与甲板固定,并应延伸至相邻的甲板纵骨,肘板的高度不小于纵骨高度的 2.5 倍,厚度与肋骨相同,采用搭接时搭接长度应不小于肋骨高度的 2 倍,如图 1.2.6.5 所示;

(2) 当舷侧与甲板均为纵骨架式,应在两横向强框架间距的中点处采用肘板连接外舷纵骨和甲板纵骨。

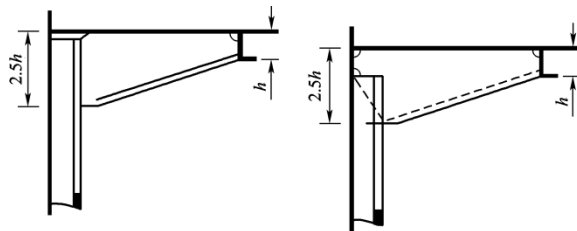


图 1.2.6.5

1.2.6.6 舷侧与船底之间的连接应符合下述规定:

(1) 纵骨架式舷侧的最下一根纵骨与船底纵骨应在实肋板间距的中点设置舦肘板如图 1.2.6.6 (1) 所示;

(2) 肋骨与底肋骨应用舦肘板连接,舦肘板与肋骨及舦肘板与底肋骨的搭接长度应不小于连接肋骨高度的 2 倍,如图 1.2.6.6 (2) 所示;

(3) 船底如为纵骨架式单底,应用舦肘板将肋骨及底纵骨与船底板固定,并延伸至相邻的船底纵骨,舦肘板与肋骨的搭接长度应不小于肋骨高度的 2 倍,如图 1.2.6.6 (3) 所示;

(4) 船底如为双层底时,应用舦肘板将肋骨与内底边板固定,舦肘板的直角边长应不小于肋骨高度的 3 倍,其搭接长度应不小于肋骨高度的 2 倍。

舦肘板的自由边应有折边(或面板),折边(面板)的宽度一般不小于舦肘板厚度的 10 倍。

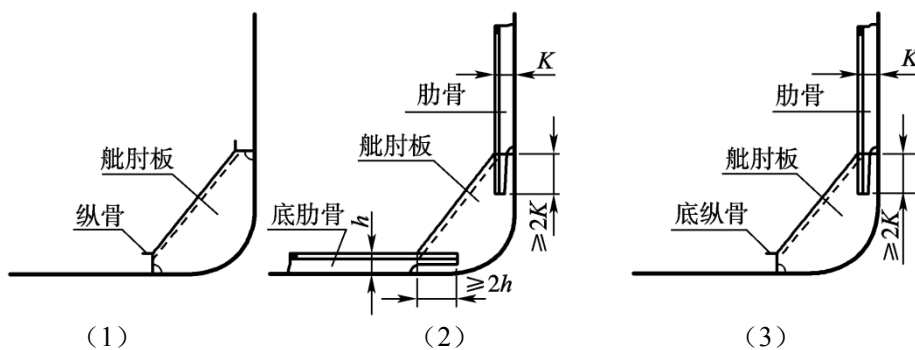


图 1.2.6.6

1.2.7 次要构件与主要构件的相交及连接

1.2.7.1 当次要构件穿过主要构件时应与主要构件的腹板焊接(切口的角隅应为圆角),且沿主要构件的轴线方向每隔一个肋位(或骨材间距)设置单面肘板,也可每 4 个骨材间距或者不大于 2m 的间距设置双面肘板,如图 1.2.7.1 所示;肘板的厚度应不小于主要构件腹板的厚度。

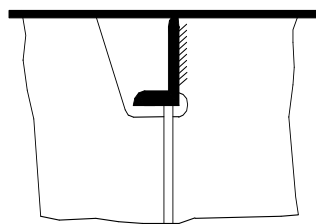


图 1.2.7.1

1.2.7.2 主要构件腹板在次要构件通过处的剩余高度应不小于该处腹板高度的 0.6 倍，如设有补板时可计入补板的高度，否则开口处剖面模数应符合对主要构件的要求。

1.2.7.3 参与总纵弯曲的次要构件在舱壁或横向主要构件处切断时，应在构件的端部设置连接肘板。位于舱壁或横向主要构件两侧的肘板应对齐，以保证结构的纵向连续性。

1.2.7.4 横骨架式双层底的组合肋板在中桁材的两侧及内底边板处，均应设置与实肋板厚度相同的肘板。肘板宽度，在中桁材的每一侧和倾斜的内底边板处均应不小于双层底高度的 0.75 倍；在水平内底边板处应不小于双层底高度。当肘板高度与厚度之比大于 100 时，其自由边应折边或加面板，如图 1.2.7.4 所示。在旁桁材一侧应设置撑材，撑材尺寸与内底骨材相同。

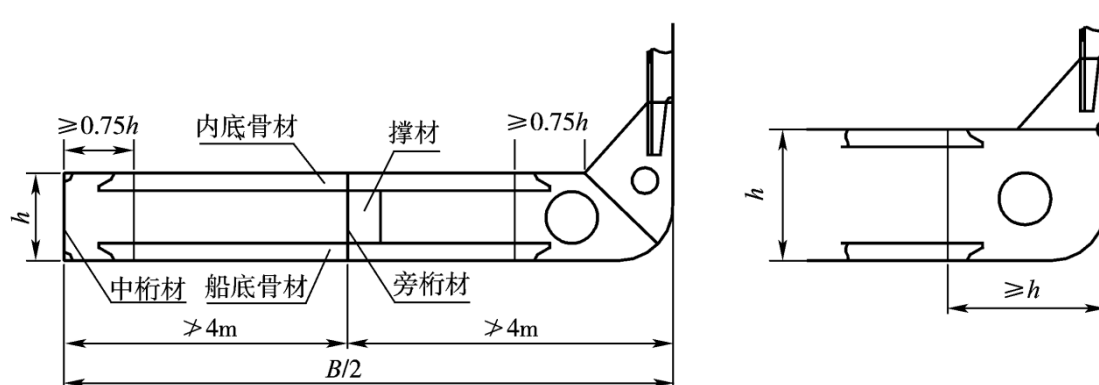


图 1.2.7.4

1.2.7.5 纵骨架式双层底在中桁材及内舷板处，应在实肋板间距的中点设置与邻近的内底和船底纵骨连接的肘板。肘板厚度与实肋板相同，肘板的最小宽度 b 应不小于纵骨间距的 0.5 倍，当双层底高度与肘板厚度之比大于 100 时，应在肘板上设置垂向加强筋，加强筋的厚度取与肘板相同，宽度应不小于其厚度的 8 倍，如图 1.2.7.5 所示。

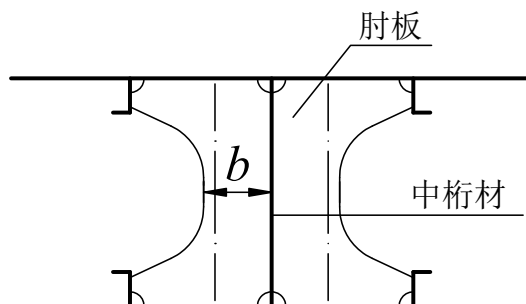


图 1.2.7.5

1.2.7.6 纵骨架式双层底的纵骨在水密肋板处中断时，应用宽度不小于 2.5 倍纵骨高度，厚度与水密肋板相同的肘板与水密肋板连接，肘板的最小宽度 b 应不小于纵骨高度的 1.25 倍。当双层底高度与肘板厚度之比大于 100 时，应在肘板上设置垂向加强筋，加强筋的厚度与肘板相同，宽度应不小于其厚度的 8 倍。如采用搭接时，搭接长度应不小于纵骨高度的 2 倍，如图 1.2.7.6 所示。

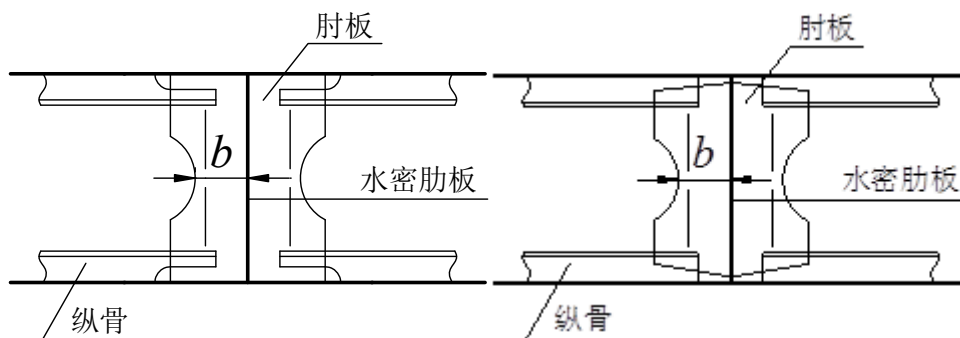


图 1.2.7.6

1.2.7.7 纵骨架式双层底的舭部无实肋板的肋位上应设置与实肋板厚度相同的肘板,连接邻近的船底纵骨和内底纵骨,肘板的自由边应设面板,面板的厚度取与肘板相同,宽度不小于厚度的 8 倍,如图 1.2.7.7 所示。肘板若开设减轻孔时,其孔径应不大于双层底高度的 0.4 倍,孔缘距肘板周边的距离应不小于 120mm。

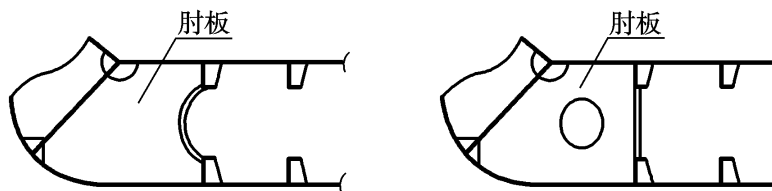


图 1.2.7.7

1.2.7.8 肋骨与实肋板的连接,对斜底船可采用如图 1.2.7.8 (1) 所示的形式,对平底船应用舭肘板连接,舭肘板高出肋板的高度应不小于肋骨高度的 3 倍,舭肘板的宽度约等于中纵剖面处实肋板的高度,舭肘板的厚度取与实肋板相同,如图 1.2.7.8 (2) 所示,也可采用连体肘板,如图 1.2.7.8 (3) 所示。

舭肘板的自由边应有折边(或面板),折边(面板)的宽度一般为舭肘板厚度的 10 倍。

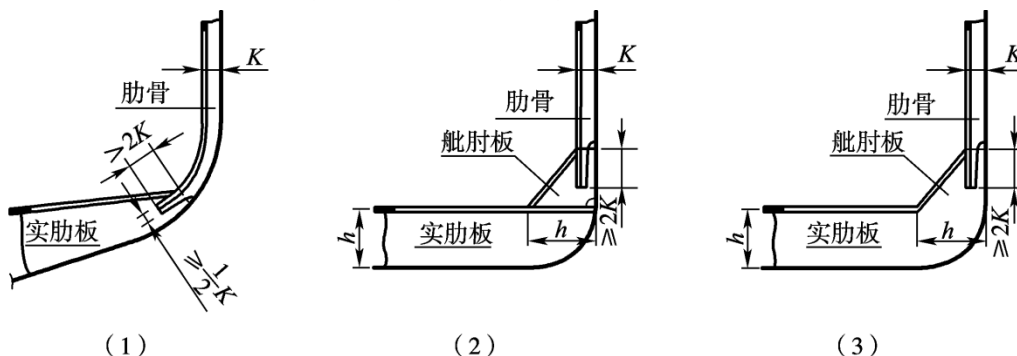


图 1.2.7.8

1.2.8 开孔

1.2.8.1 如需在强横梁、甲板纵桁、强肋骨、实肋板及龙骨等组合型材(含折边型材)的腹板上开设电缆、管子或其他穿孔时,应满足下述规定(如图 1.2.8.1 所示):

(1) 开孔的高度 h_1 应不大于开孔处腹板高度 h 的 0.4 倍,开孔的长度 b 应不大于开孔高度的 3 倍,开孔的边缘距面板的距离应不小于开孔处腹板高度的 0.35 倍;当有骨材穿过腹板时,则开孔的长度尚应不大于骨材间距 s 的 0.4 倍且开孔边缘距骨材穿孔边缘的距离应不小于 60mm,如图 1.2.8.1 (1) 所示;否则应予以补强。

通常补强的办法是设置环形面板、加厚板或补强复板,补强构件的剖面积应不小于因开孔损失的腹板剖面积。

- (2) 任何情况下, 开孔边缘距构件端部肘板趾端的距离应不小于肘板趾端处的腹板高度 H , 开孔边缘距面板的距离应不小于开孔处腹板高度的 0.2 倍, 距带板的距离应不小于开孔处腹板高度的 0.1 倍;
- (3) 开孔的边缘应平滑, 角隅应设圆弧。孔缘与孔缘之间的距离应尽可能远离, 且不小于开孔高度。

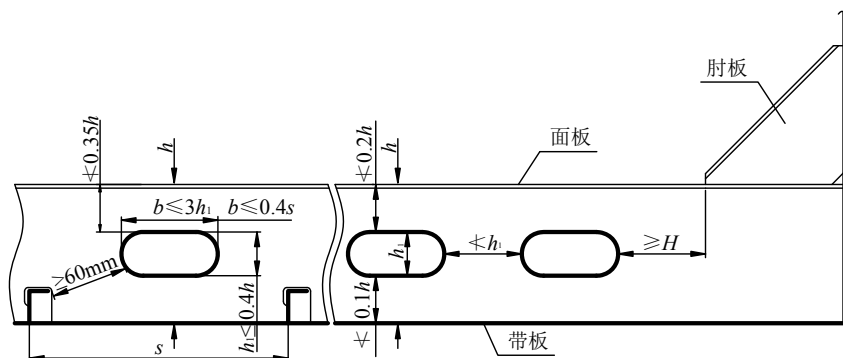


图 1.2.8.1

1.2.8.2 如需在双层底实肋板或纵桁的腹板上开设电缆、管子或其他穿孔时, 应满足下述规定 (如图 1.2.8.2 所示):

- (1) 开孔一般应为圆形且不得位于人孔区域的正上方或正下方。在同一剖面处开孔的总直径应不大于腹板高度的 0.4 倍。开孔边缘距人孔边缘的距离应不小于人孔高度的 0.5 倍, 距支柱下方肘板趾端的距离应不小于 500mm, 距船底板和内底板的距离应不小于腹板高度的 0.3 倍, 否则应按本节 1.2.8.3 的规定予以补强;
- (2) 开孔边缘应光滑。孔缘与孔缘之间的距离应尽可能远离, 且不小于开孔高度;
- (3) 任何情况下开孔边缘距骨材穿孔边缘的距离应不小于 60mm, 距人孔边缘的距离应不小于 120mm, 距船底板和内底板的距离应不小于腹板高度的 0.2 倍。

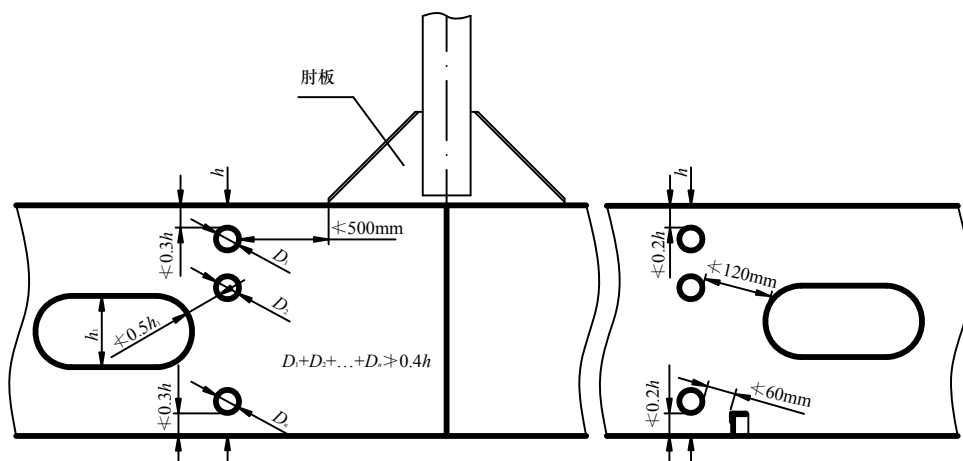


图 1.2.8.2

1.2.8.3 双层底实肋板 (旁桁材) 应开设人孔, 并应符合下述规定 (如图 1.2.8.3 所示):

- (1) 人孔位置沿船长、船宽方向应尽量呈直线排列, 孔口边缘应光滑;
- (2) 人孔高度应不大于该处双层底高度 h 的 0.5 倍, 宽度不大于开孔高度的 2 倍, 否则应予以补强;
- (3) 孔缘与孔缘之间的距离、孔缘距支柱下方肘板趾点的距离及孔缘距纵舱壁 (横舱壁) 的距离应不小于中桁材处双层底高度 H 的 0.5 倍且不小于 500mm, 否则应予以补强;
- (4) 孔口补强, 一般采用在孔缘设置厚度不小于腹板厚度的 1.2 倍、宽度不小于厚度的 8 倍且不小于 50mm 的环形面板进行。

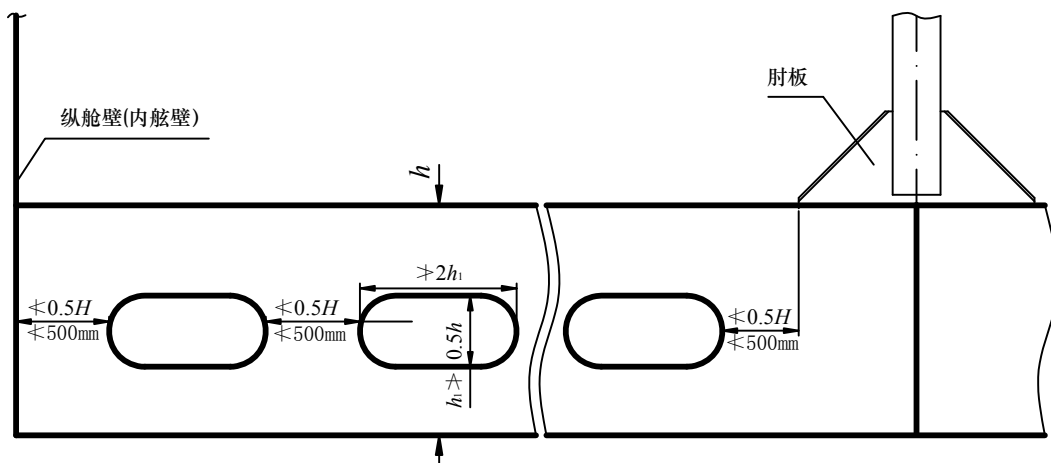


图 1.2.8.3

1.2.8.4 实肋板与旁桁材上应开设适当的流水孔和透气孔，并应考虑到泵的抽吸率，使自舱内各处到空气管和吸口的水和空气能自由流通。

1.2.8.5 内底板上的人孔，应尽量开在双层底舱的对角处，并用水密盖封闭。

1.2.8.6 单层底实肋板与旁内龙骨腹板的下方应开设流水孔。流水孔的大小应考虑到泵的抽吸率，使自船底部的各个流水孔至吸口均能自由流通。

1.2.8.7 中内龙骨的腹板上禁止开孔(流水孔除外)。

1.2.8.8 主机基座纵桁腹板上的开孔宽度应不大于 150mm，高度应不大于腹板高度的 1/3，否则应予以补强。

1.2.8.9 强力甲板上的机舱或货舱开口宽度应小于 $0.7B$ 。在强力甲板开口两侧及其边线延长线外的甲板上应尽量减少开孔，若需开孔应符合下述规定：

(1) 开孔应为圆形或长轴沿船长方向布置的椭圆形，孔口边缘应适当补强。各孔口间应互相远离，且应避开舱口角隅。

(2) 当船长大于等于 45m 时，开口一侧甲板上的孔口宽度不得超过该处甲板宽度的 0.5 倍。当船长小于 45m 时，开口一侧甲板上的孔口宽度不得超过该处甲板宽度的 0.6 倍。

(3) 当船中部区域以内的孔口宽度超过甲板开口一侧甲板宽度的 0.15 倍时，或船中部区域以外的孔口宽度超过甲板开口一侧甲板宽度的 0.3 倍时，应补偿孔口所损失的甲板剖面积。

1.2.8.10 甲板上所有货舱口和机舱口的开口角隅应符合下述规定：

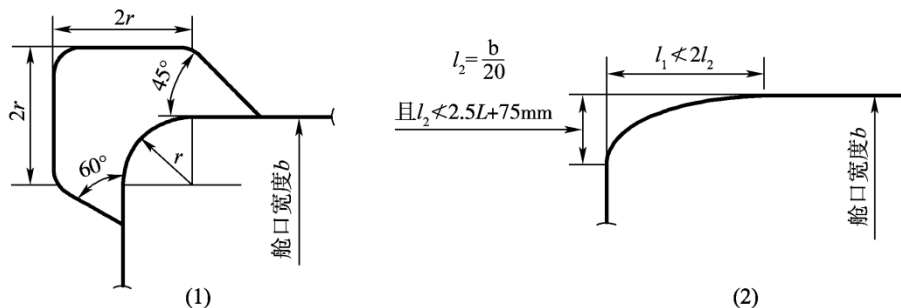


图 1.2.8.10

(1) 当开口角隅为圆角且开口边缘设有甲板纵桁和强横梁时，圆角的半径 r 应不小于开口宽度的 1/20，若开口边缘未设有甲板纵桁和强横梁时，圆角的半径 r 应不小于开口宽度的 1/10；

(2) 当圆角半径 r 小于 610mm 时，应采用等于甲板厚度 1.5 倍的加厚板或用厚度相等的复板对舱口角隅进行补强，补强范围应符合图 1.2.8.10 (1) 的规定，复板与甲板应用塞焊焊妥；

(3) 当圆角半径大于等于 610mm 或采用抛物线形、椭圆形的舱口角隅时，可不须对角隅进行补

强，抛物线形、椭圆形舱口角隅的尺寸应符合图 1.2.8.10（2）的规定；

（4）若货舱舱口端线与首或尾升高甲板横端壁重合时，货舱舱口端部可不设圆弧角隅。

1.2.8.11 干舷甲板以下的外板开口，应尽可能为圆形或长轴沿船长方向布置的椭圆形。位于船中部的矩形开口，其角隅应为圆角，并须用等于原厚度 1.5 倍的加厚板或等厚复板补强。位于船中部以外的开口可视具体情况决定其补偿与否，但须经本社同意。

1.2.9 直接计算

1.2.9.1 对于 $L/B < 3.5$ 且有中剖面模数要求的船舶，尚应由直接计算校核总纵强度。

1.2.9.2 当主体纵向结构在中部 $0.6L$ 范围内突变（如存在局部双层底、纵向舱壁的终断或纵向强力构件终断于同一剖面等）且船长大于等于 80m 时，尚应由直接计算校核总纵强度及结构突变区域的局部强度。

1.2.9.3 当船舶的 B/D 不满足本篇各章的规定时，尚应由直接计算校核局部强度。

1.2.9.4 当甲板或船底局部承载较大集中载荷时，尚应由直接计算校核总纵强度和/或局部强度。

1.2.9.5 对于结构型式特殊、布置不符合本篇规定或特定用途的船舶，经本社同意由直接计算校核总纵强度和/或局部强度。

1.2.9.6 当船舶主尺度比 L/D 或 B/D 不符合本篇规定时，船体梁总纵强度计算所采用的船体梁波浪载荷应按本章 1.9.3 的规定由直接计算确定。

1.2.9.7 直接计算应符合本章第 9 节、本篇各章及其附录的相关规定。除经本社同意外，直接计算不能降低本篇所要求的构件尺寸。

第 3 节 船体结构用钢

1.3.1 一般要求

1.3.1.1 除本节明确规定外，船体结构用钢以及尾柱、舵柱、尾轴架、舵杆和其他结构的锻钢件、铸钢件应符合第 7 篇的规定。

1.3.2 船体结构用钢要求

1.3.2.1 适用于本节公式的钢材最低屈服点 R_{eH} 为 235N/mm^2 ；除另有规定外，普通钢的弹性模量可取为 $2.06 \times 10^5 \text{N/mm}^2$ 。

1.3.2.2 船体上使用高强度钢时，其等级及分布情况应在结构图上注明，以便维修。

1.3.2.3 材料换算系数 K 按表 1.3.2.3 选取：

材料换算系数 K

表 1.3.2.3

屈服应力 R_{eH} (N/mm^2)	K
235	1
315	0.78

屈服应力 R_{eH} (N/mm ²)	K
355	0.72
390	0.68

1.3.2.4 当船中部区域强力甲板及其甲板边线向下不小于 $Z_1(1-K)$ 的范围和（或）船底及其平板龙骨向上不小于 $Z_2(1-K)$ 的范围（ Z_1 和 Z_2 分别为船体横剖面中和轴至甲板边线和平板龙骨的距离，m， K 为材料换算系数）使用高强度钢时，船中部最小剖面模数 W_{h0} 和剖面惯性矩 I_{h0} 应不小于按下列各式计算所得之值：

$$W_{h0} = K W_0 \quad \text{cm}^2 \cdot \text{m}$$

$$I_{h0} = I_0 \quad \text{cm}^2 \cdot \text{m}^2$$

式中：
 W_0 ——本篇各章对船体采用低碳钢时所要求的船中最小剖面模数， $\text{cm}^2 \cdot \text{m}$ ；
 K ——材料换算系数，按本节表 1.3.2.3 选取；
 I_0 ——本篇各章对船体采用低碳钢时所要求的船中剖面惯性矩， $\text{cm}^2 \cdot \text{m}^2$ 。

1.3.2.5 当船底板、强力甲板使用高强度钢时，板的厚度 t_h 应不小于按下式计算所得之值：

$$t_h = \frac{S_h}{S} \sqrt{K} \cdot t \quad \text{mm}$$

式中：
 t ——本篇各章对船底板或强力甲板采用低碳钢时所要求的厚度，mm；
 K ——材料换算系数，按本节表 1.3.2.3 选取；
 s ——采用低碳钢时板格的短边长度，m；
 s_h ——采用高强钢时板格的短边长度，m。

1.3.2.6 当强力甲板、船底板采用高强度钢时，与强力甲板、船底板连接的纵向连续构件及在船中部连续的大舱口围板等也应采用相同等级的高强度钢。

1.3.2.7 当船中部采用高强度钢而剩余部分采用低碳钢时，高强度钢的区域应延伸至过渡区域要求的低碳钢板厚与中部高强度钢板厚相同处为止。如图 1.3.2.7 所示。

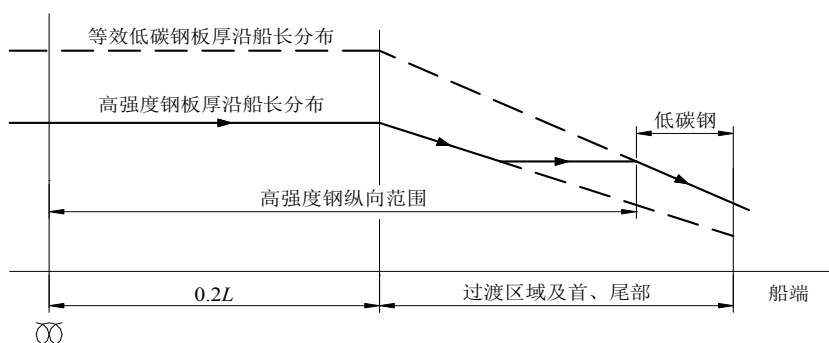


图 1.3.2.7

1.3.2.8 当强力甲板、船底板和舷侧外板（或纵舱壁）采用高强度钢时，应按本篇 2.2.5 的规定校核板格的屈曲强度。

1.3.2.9 除船底板、强力甲板外其他构件使用高强度钢时，板的厚度 t_h ，构件的剖面模数 W_h 和惯性矩 I_h 应不小于按下列各式计算所得之值：

$$t_h = \sqrt{K} t \quad \text{mm}$$

$$W_h = K W \quad \text{cm}^3$$

$$I_h = I \quad \text{cm}^4$$

式中： t ——规范对采用低碳钢的船体构件所要求的厚度，mm；
 W ——规范对采用低碳钢的船体构件所要求的剖面模数， cm^3 ；
 I ——规范对采用低碳钢的船体构件所要求的剖面惯性矩， cm^4 ；
 K ——材料换算系数，按本节1.3.2.3选取。

第 4 节 船体结构的焊缝设计

1.4.1 一般要求

1.4.1.1 船体结构和构件的焊缝设计、焊接工艺、焊缝质量检查应符合第 7 篇的有关规定。

第 5 节 通风筒、空气管、排水管、排水舷口、舷窗和舷门

1.5.1 一般要求

1.5.1.1 通风筒、空气管、排水孔、排水舷口、舷窗及舷门等，除满足本节规定外，尚应满足主管机关的相关要求。

1.5.2 通风筒

1.5.2.1 在干舷甲板（含首、尾升高甲板）上位于露天部分的通风筒应具有坚固的钢质（或其他相当材料）围板和合适的关闭装置。

1.5.2.2 通风筒的围板应有足够的强度，如为钢质时，其壁厚应不小于所穿过甲板或围壁板厚的 0.6 倍，且不小于 3mm 也不必大于 6mm。当通风筒围板的直径大于 250mm（或等效截面积）时，甲板或围壁在通风管围板开孔处应设复板或采用等于甲板或围壁厚度 1.5 倍的加厚板加强。

1.5.2.3 干舷甲板（含首、尾升高甲板）上的通风筒围板高度大于 900mm 时，建议其下端设置 3 个以上尽可能均匀布置的径向肘板，肘板的厚度取与通风筒围板厚度相同，肘板的垂向臂长不小于 250mm、水平臂长不小于 150mm。

1.5.3 空气管

1.5.3.1 航行于 A、B 级航区或急流航段船舶的空气管口应具有防止外部水进入的关闭装置。

1.5.3.2 延伸至干舷甲板以上的空气管，其壁厚应不小于所穿过甲板板厚的 0.5 倍，且不小于 3mm 也不必大于 6mm。

1.5.4 排水孔和排水舷口

1.5.4.1 在各层甲板上，均应设置足够数量和大小的排水孔或排水舷口，以便有效地排水。

1.5.4.2 甲板排水孔的布置应使船舶在正常营运条件下的正浮和倾斜状态均能及时排除甲板积水，并应防止舷外水浸入船内。

1.5.4.3 用作排出干舷甲板上的封闭上层建筑或封闭甲板室以及用来保护干舷甲板开口的非封闭上层建筑或非封闭甲板室内的水至舷外的排水管,如排水管舷外端位于干舷甲板以下时,其孔口下缘至满载水线之间的距离一般应不小于 100mm,否则,每一独立的排水口应设置一个自动止回阀。

用作排出干舷甲板以下处所或半舱船的货舱区内的水至舷外的排水管,每一独立的排水口应设置一个自动止回阀,且半舱船货舱区排水管舷外端的孔口下缘至满载水线之间的距离应不小于 100mm。

1.5.4.4 在每舷的连续舷墙上均应开设高度不大于舷墙高度 1/3 的排水舷口,其总面积为该连续舷墙面积的 5%~10%。排水舷口应间断设置,每个排水舷口的长度应不大于 2.5m,两排水舷口端部之间的最小间距应不小于一个肋距。

1.5.4.5 穿过强力甲板(或干舷甲板)和舷侧外板的排水管的壁厚,应不小于所穿过板厚度的 0.5 倍且不小于 3mm。当排水管的直径大于 100mm 时,强力甲板(或干舷甲板)在开孔处的背面及舷侧外板在开孔处应设复板补强。

1.5.5 舷窗和舷门

1.5.5.1 舷窗的框架及风暴盖,应由钢或其他适宜材料制成。舷窗的钢化玻璃厚度应不小于 9mm。

1.5.5.2 干舷甲板(含首、尾升高甲板)以下的舷窗,对 A 级航区和急流航段的船舶应选用固定水密圆窗,B、C 级航区船舶可选用活动式水密圆窗。舷窗应设有防碰装置和风暴盖。

1.5.5.3 舷门可设在干舷甲板以上或以下。舷门的设置应保证其密闭性和结构完整性,并与其所处位置的船体结构相当。干舷甲板以下的舷门应位于防撞舱壁之后。

1.5.5.4 干舷甲板(含首、尾升高甲板)以下的舷门(或其他类似开口)应设置为水密门,且在可能产生的水压下能够防止水从任何方向进入船体。上述开口的数目应为符合船舶的设计意图和实际工作需要的最低数目。未经本社同意,上述开口的下边缘不得低于满载水线。

第 6 节 结构布置

1.6.1 一般要求

1.6.1.1 船舶的结构布置应符合本节和其他各章的规定。

1.6.2 强力甲板下横舱壁的布置

1.6.2.1 除大舱口船外,船舶强力甲板下横向舱壁的间距应不大于下式计算所得之值:

$$l = K_l D_1 \quad \text{m}$$

式中: K_l ——系数, $K_l = 5.93 - 0.94\left(\frac{L}{B}\right) + 0.164\left(\frac{L}{B}\right)^2$, 取不大于 6;

D_1 ——在船长中点处沿舷侧自平板龙骨上表面量至强力甲板下表面的垂直距离, m;

L ——船长, m;

B ——船宽, m。

1.6.2.2 若横舱壁的间距不能满足本节 1.6.2.1 的要求时,应在两舱壁之间增设符合本章 2.11.4 规定

的双向横桁架，桁架之间或桁架与舱壁的间距应满足本节 1.6.2.1 的要求，或经本社同意，可采用其他等效替代措施。

1.6.3 水密舱壁的布置

1.6.3.1 船舶应在船首设置水密防撞舱壁和在船尾设置水密尾尖舱舱壁，船长大于 30m 的船舶的机舱前后壁以及船长小于等于 30m 的船舶的机舱前壁应为水密舱壁。

1.6.3.2 客船干舷甲板下相邻水密横舱壁的间距 l 应不大于下式计算所得之值。机舱的前后水密横舱壁的间距大于按下式计算所得之值时，则应满足主管机关对破损稳性的相关要求：

$$l = 0.75 \left(1 - \frac{d}{D} \right) L \quad \text{m}$$

式中： L ——船长，m；
 D ——型深，m；
 d ——吃水，m。

当 $l > 6D$ 时，取 $l = 6D$ ；当 $l < 0.15L$ 时，取 $l = 0.15L$ 。

1.6.3.3 水密舱壁应至少延伸至干舷甲板或首尾升高甲板。

1.6.3.4 船舶水密舱壁的设置除满足本节规定外，尚应满足主管机关关于破损稳性的相关要求（如有时）。

1.6.4 防撞舱壁/尾尖舱舱壁的布置

1.6.4.1 防撞舱壁一般应设置在距首垂线 0.05~0.1L 范围内。如满载水线以下的任何部分自首垂线向前延伸，例如球鼻艏，则上述规定的距离应自下列任一点来量计，取小者：

- (1) 这类延伸部分的长度中点；
- (2) 首垂线以前船长的 1.5% 处。

对于船长小于等于 30m 的船舶，防撞舱壁距首垂线的距离应不大于 3m。

1.6.4.2 防撞舱壁可以具有阶层或凹入，但其应在本节 1.6.4.1 规定的区域内。

1.6.4.3 尾尖舱舱壁一般应设置在距尾垂线 0.1L 范围内。对于首、尾部都装有主推进装置的船舶，其尾尖舱舱壁应视为防撞舱壁，其位置应满足本节 1.6.4.1 对防撞舱壁的要求。

1.6.4.4 船长大于 30m 且小于等于 60m 的货船，在按 1.6.3.1 的规定设置尾尖舱舱壁和机舱后舱壁时，若符合下列任一条件，其尾尖舱舱壁可兼做机舱后舱壁：

- (1) 机舱前舱壁至尾尖舱舱壁的距离小于 $0.15L$ ，且机舱前舱壁至尾垂线的距离小于 $0.20L$ ，或；
- (2) 机舱前舱壁至尾尖舱舱壁的区域破损时，其破损稳性满足主管机关的相关要求。

1.6.5 双层底或防撞边舱的布置

1.6.5.1 下列船舶应设置双层底或在舳部设置防撞边舱。

- (1) 船长大于 40m 航行急流航段的自航船；
- (2) 船长小于等于 40m 航行于急流航段的客船；
- (3) 航行三峡库区的客船。

1.6.5.2 双层底和防撞边舱应尽量由防撞舱壁延伸至尾尖舱舱壁。

1.6.5.3 对于 1.6.5.1 (1) 所述的船舶, 当船长大于 60m 时, 机舱应设置满足有关要求的双层底或防撞边舱; 当船长小于等于 60m 时, 若机舱内确有困难不能设置完全满足有关要求的双层底或防撞边舱时, 则应经本社同意, 并满足主管机关有关破损稳性的要求; 机舱外的舱室, 若未设置满足有关要求的双层底或防撞边舱时, 则应满足主管机关有关破损稳性的有关要求。

1.6.5.4 对于 1.6.5.1 (2) 所述的船舶和 1.6.5.1 (3) 所述船长小于等于 40m 的船舶, 若未设置满足有关要求的双层底或防撞边舱时, 则应满足主管机关有关破损稳性的有关要求。

1.6.5.5 对于 1.6.5.1 (3) 所述船长大于 40m 的船舶, 当船长大于 60m 时, 机舱应设置满足有关要求的双层底或防撞边舱; 当船长小于等于 60m 时, 若机舱内确有困难不能设置完全满足有关要求的双层底或防撞边舱时, 则应经本社同意, 并满足主管机关有关破损稳性的有关要求; 机舱外的舱室, 若未设置满足有关要求的双层底或防撞边舱时, 则应满足主管机关有关破损稳性的有关要求。

1.6.5.6 内底板上设污水阱时, 污水阱底板至船底的距离应不小于 300mm。

1.6.6 水密舱壁与干舷甲板及以下外板上的开口和水密性

1.6.6.1 水密舱壁上开口的数量应在适应船舶设计及船舶正常作业的情况下减至最少, 这些开口均应设有可靠的关闭设备。

1.6.6.2 当管子、排水管和电缆等通过水密舱壁时, 应设有保证该舱壁水密完整性的装置。船长 40m 及以下船舶, 舵链、车钟链、主机操纵线等穿过水密舱壁时, 应沿干舷甲板下表面敷设。

1.6.6.3 防撞舱壁上不应设置门、人孔、通道开口、通风管道或任何其他开口。当管子通过防撞舱壁时, 应在防撞舱壁上设置易于操作的截止阀。除客船、油船、化学品船和液化气体船外, 其他船舶因船舶布置确需在防撞舱壁上设置水密人孔时, 应满足主管机关的相关要求。

1.6.6.4 航行 A、B 级航区的客船和航行急流航段的船舶, 不应在机舱前舱壁上设置门。

1.6.6.5 客船的机舱后舱壁上, 除通往轴隧的水密门外, 不应设置其他形式的门。通往轴隧的水密门应能正反两面手动开启, 并应尽可能设置较高之处。其他船舶在机舱后舱壁上设置门时, 应满足 1.6.6.10 的要求。

1.6.6.6 航行 A、B 级航区的客船和航行急流航段的船舶, 不应在相邻的水密横舱壁上同时设门, 如若机舱后舱壁设有通往轴隧的门, 则与机舱后舱壁相邻的舱壁不应设门。

1.6.6.7 当机舱前后壁上设有水密门时, 应在驾驶室内设有表明水密门是开启或关闭的显示装置, 并应装设从干舷甲板上操纵这些门的手动装置。

1.6.6.8 对于首、尾部都设有主推进装置的船舶, 尾尖舱舱壁的水密完整性应满足本节 1.6.6.3 对防撞舱壁的要求。

1.6.6.9 对于航行于 A 级航区、B 级航区和急流航段, 且航行时间不超过 0.5h 的车客渡船, 当船舶符合下列条件时, 可允许在除防撞舱壁和尾尖舱舱壁之外的其他水密横舱壁上开设水密门:

- (1) 首、尾部都设有主推进装置, 机舱设置在船舶中部;
- (2) 在防撞舱壁和尾尖舱舱壁之间设有左、右水密舷边舱, 其舷边舱的纵侧壁(内舷壁)在船舶的满载水线平面上距舷侧外板的距离应不小于 $0.1B$ 或 1.0m, 取小者;
- (3) 水密门设在左、右纵侧壁(内舷壁)之间的中间横舱壁上。

1.6.6.10 当机舱前、后壁上设有门时, 应为滑动水密门, 并符合下列条件:

- (1) 该滑动水密门应确保机舱前、后舱壁的水密完整性;
- (2) 该门能从驾驶室遥控关闭,也能从舱壁的每一边就地操纵;
- (3) 在控制位置应装设显示门是开启或关闭的指示器,并且在门关闭时发出声响报警;
- (4) 在主动动力失灵时,动力、控制和指示器应能工作。特别应注意减少系统失灵的影响;
- (5) 该动力操纵的滑动式水密门应有一个独立的手动机械操纵装置。该装置应能从门的任一边用手开启和关闭该门;
- (6) 船舶航行中该滑动水密门应保持关闭。若因船舶机械作业必须开启时,在不影响船舶安全和有效监控的条件下,可允许开启这些水密门,但进入作业处后必须迅速关闭该门。该水密门开启和关闭的时间应计入航行日志中。

1.6.7 其他开口及其关闭装置

1.6.7.1 干舷甲板(含首、尾升高甲板)上露天舱口围板和舱室及舱棚门槛等的高度应符合主管机关的有关规定。舱口围板的结构应符合本篇 2.15.2 的规定。

1.6.7.2 干舷甲板(含首、尾升高甲板)上位于上层建筑内及甲板室内的舱口,若舱口位于距船中纵线 $0.2B$ 范围或设有风雨密舱盖时,其舱口围板高度不作要求;其他舱口的舱口围板高度一般应不小于 50mm。

1.6.7.3 在封闭上层建筑的露天甲板和在干舷甲板上封闭甲板室的露天顶部,通往下层处所的任何开口应设有风雨密舱盖,且舱口围板高度应不小于 50mm。

1.6.7.4 其他的露天甲板上通往下层处所的任何开口,应设有防雨顶篷或相应装置作保护,且舱口围板高度应不小于 50mm。

1.6.8 隔离空舱的布置

1.6.8.1 隔离空舱系指空的处所,其设置是为了使隔离空舱每一侧的舱室没有公共界面;隔离空舱可以垂直或水平设置。隔离空舱应有足够大的尺寸,以便可进入检查、维修和安全撤离。隔离空舱应适当通风且尽可能设置两个相互远离的通风筒。

1.6.8.2 燃油舱与滑油舱之间、燃油舱或滑油舱与淡水舱之间应设置隔离舱。压载水舱可以代替隔离舱。深油舱与干货舱相邻的舱壁上不应开孔,有加热设备的燃油舱和干货舱相邻的舱壁,应在货舱的一侧采取适当的隔热措施。

1.6.8.3 货油舱与其他舱室(空舱、压载舱除外)之间应设置隔离舱。

1.6.9 燃油舱的布置

1.6.9.1 燃油舱的布置应尽可能避免因船舶碰撞或搁浅而造成溢油。

1.6.9.2 燃油舱的界面与船体外板的间距应符合主管机关的有关规定。

1.6.10 防撞舱壁前舱室的布置

1.6.10.1 位于防撞舱壁以前的首尖舱和其他舱室不得用于装载燃油或其他易燃物品。

第7节 稳性

1.7.1 一般规定

1.7.1.1 符合本篇规定的船舶应具有在航行水域安全航行的完整稳性，其完整稳性应满足主管机关的相关要求。

1.7.1.2 符合本篇规定的船舶应满足主管机关对破损稳性的相关要求（如适用时）。

1.7.2 图纸资料

1.7.2.1 应将下列图纸资料提交批准：

- (1) 各种装载工况稳性计算书或装载手册；
- (2) 许用重心高度或初稳性高度曲线图或表；
- (3) 进水角开口坐标及其进水角曲线图或表；
- (4) 破损稳性计算书（如适用时）；
- (5) 船舶破损许用重心高度或初稳性高度曲线图或表（如适用时）；
- (6) 破损控制图（如适用时）。

1.7.2.2 应将下列图纸资料提交备查：

- (1) 总布置图；
- (2) 线型图和型值表；
- (3) 稳性横截曲线图或表；
- (4) 吃水或载重线标志图；
- (5) 横剖面图（如适用时）；
- (6) 经批准的倾斜试验报告或空船检验报告；
- (7) 全船门窗、舱口、通风筒、空气管布置图。

1.7.2.3 对已获得批准的船舶，上述资料可适当减少，但对航区改变者除外。

第8节 载重线

1.8.1 一般规定

1.8.1.1 满足本篇规定的船舶应在船舶两舷勘划载重线。

1.8.1.2 载重线的核定、载重线的勘划以及载重线标志应符合主管机关的相关规定。

第9节 结构强度直接计算

1.9.1 一般要求

1.9.1.1 除另有规定外，本节适用于本篇要求的船体结构强度有限元直接计算校核。

1.9.1.2 直接计算时有限元模型的结构尺寸应采用船舶实际构件的尺寸。

1.9.1.3 直接计算一般应采用适用的通用计算程序，如使用非通用计算用程序，送审单位应提供所采用计算程序的可靠性说明文件。

1.9.1.4 应提交下列资料：

- (1) 所用图纸清单；
- (2) 所用的有限元计算程序说明；
- (3) 结构有限元模型的详细说明；
- (4) 模型中结构构件属性与材料特性说明；
- (5) 边界条件的详细说明；
- (6) 装载工况的详细说明；
- (7) 所施加的载荷的详细说明；
- (8) 总体和局部变形图；
- (9) 屈服强度评估结果；
- (10) 屈曲强度评估结果；
- (11) 表明结构是否满足设计衡准的结果列表。

1.9.2 坐标系与符号

1.9.2.1 坐标系取右手坐标系，见图 1.9.2.1，即：

- (1) x 方向为船体的纵向，向船首方向为正；
- (2) y 方向为船体的横向，向左舷为正；
- (3) z 方向为船体的垂向，向上为正。

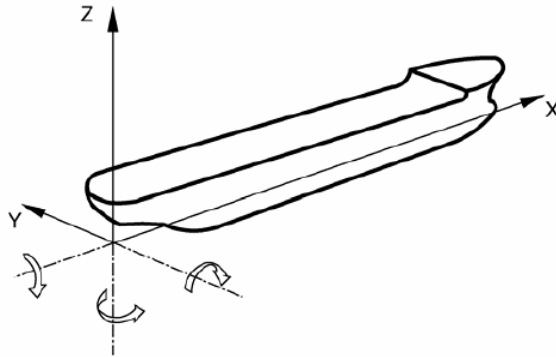


图 1.9.2.1

1.9.2.2 符号规定：

- (1) u_x 、 u_y 、 u_z ——沿 x 、 y 、 z 坐标轴方向的位移。
- (2) θ_x 、 θ_y 、 θ_z ——绕 x 、 y 、 z 坐标轴的转角。
- (3) σ_e ——相当应力（Von Mises 应力），平面应力状态的相当应力按下式计算：

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad \text{N/mm}^2$$

式中：
 σ_x ——单元 x 方向的应力， N/mm^2 ；
 σ_y ——单元 y 方向的应力， N/mm^2 ；
 τ_{xy} ——单元 xy 平面的剪应力， N/mm^2 。

- (4) τ ——剪应力，对于主要构件沿腹板深度方向，板单元的平均剪应力可按下式计算：

$$\tau = \frac{\sum_{i=1}^n (\tau_i A_i)}{A_w} \quad \text{N/mm}^2$$

式中： A_i ——第*i*单元的有效剪切面积， mm^2 ；
 τ_i ——第*i*单元的剪应力， N/mm^2 ；
 A_w ——实际结构总的有效剪切面积， mm^2 。

1.9.3 船舶运动和波浪载荷

1.9.3.1 船舶运动和波浪载荷应按本社认可的计算程序进行计算。

1.9.3.2 波浪谱、波浪散布图及计算参数等应根据船舶及其航行水域确定，并经本社认可。

1.9.3.3 波浪载荷应采用等效设计波方法确定。

1.9.4 板梁模型建模原则

1.9.4.1 单元选取应符合下述原则：

(1) 甲板、船体外板、内舷壁板、内底板、横舱壁、围壁，以及实肋板、强横梁、纵桁、龙骨等构件的腹板一般应采用板单元模拟。

(2) 对于承受水压力或货物压力的各类板上的扶强材一般应采用梁单元模拟，并考虑偏心的影响；纵桁、肋板上加强筋、肋骨和肘板等主要构件的面板和加强筋可用杆单元模拟。

1.9.4.2 网格划分应符合下述原则：

(1) 单元的网格沿船长方向应按不大于肋距尺寸划分，沿船宽方向应按不大于纵骨间距或肋距尺寸划分，沿型深方向可根据情况参照肋距或纵骨间距尺寸划分。

(2) 船底纵桁和肋板在腹板高度方向应不少于 3 个单元。组合强框架在腹板高度方向应不少于 2 个单元。

(3) 板单元的长宽比通常应不超过 3。模型中应尽可能减少使用三角形板单元；在可能产生高应力或高应力梯度的区域内，板单元的长宽比应尽可能接近 1，并应避免使用三角形单元。

1.9.4.3 当主要构件的开孔影响到构件的应力分布或刚度时，如人孔、减轻孔等，可通过下列方法之一处理：

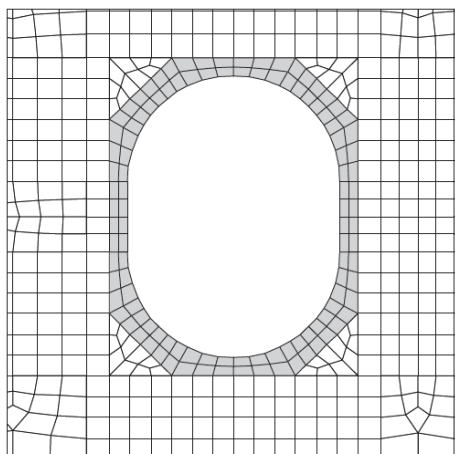


图 1.9.4.3

(1) 等效板厚方法；

(2) 对开孔进行几何建模；

(3) 详细应力分析法。采用详细应力分析时，开孔四周的最内两圈单元网格大小应不大于 $50\text{mm} \times 50\text{mm}$ ，网格划分应保证从细化区域向粗网格区域的平稳过渡。直接与开孔边缘焊接的加强筋应以板单

元模拟；位于开孔附近距离边缘 50mm 以外的腹板加强筋可以杆或梁单元模拟；如图 1.9.4.3 所示。开孔四周细化单元的许用应力取 $[\sigma_e] = 1.6 \times 235 / K$ 。

1.9.4.4 构件的连接肘板，在结构模型化时可忽略。

1.9.5 总纵弯曲强度

1.9.5.1 总纵弯曲强度计算工况，应包括船舶设计中对中拱和中垂条件下总纵强度最为不利的装载工况。

1.9.5.2 总纵弯曲强度直接计算一般是评估(校核)目标区域的主要构件在典型载荷工况下的强度。

1.9.5.3 总纵弯曲强度直接计算可以采用整船或舱段板梁模型。

1.9.5.4 采用整船模型进行船体总纵强度直接计算时，一般应包含强力甲板及以下部分的船体结构，以及连续的舱口围板等参与总纵强度的纵向连续结构。

1.9.5.5 采用舱段模型进行船体总纵强度直接计算时，模型范围应满足：

(1) 一般情况下，可采用截取以船舳为 midpoint 向首尾两端分别延伸至临近的横舱壁且不少于 3 倍型深的舱段作为有限元分析模型。

(2) 当突变剖面或载荷集中区域位于船中部时，取以突变剖面或载荷集中区域端界向首尾端各延伸至临近的横舱壁且不少于 3 倍型深的舱段作为有限元分析模型。

(3) 当突变剖面或载荷集中区域位于船体首、尾部时，取突变剖面或载荷集中区域的首部（或尾部）向尾部（或首部）延伸至临近的横舱壁且不少于 3 倍型深的首部舱段（或尾部舱段）作为有限元分析模型。

1.9.5.6 如结构和载荷关于中纵剖面对称，也可采用本节 1.9.5.4、1.9.5.5 所述模型中纵剖面左侧或右侧的 1/2 模型。

1.9.5.7 采用整船模型计算时边界条件应符合下述要求：

(1) 在船体首、尾相应节点上施加线位移约束，如图 1.9.5.7 所示。

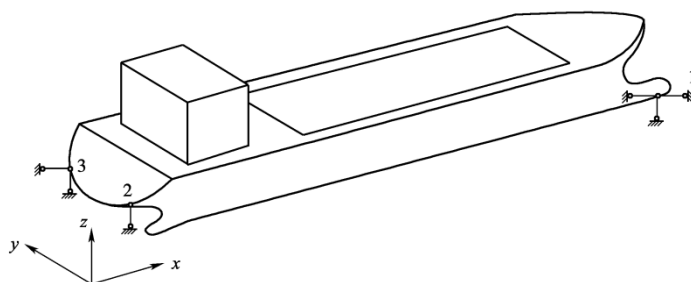


图 1.9.5.7

①首端节点 1：施加纵向、横向、垂向线位移约束，即 $u_x = u_y = u_z = 0$ ；

②尾封板节点 2：施加垂向线位移约束，即 $u_z = 0$ ；

③尾封板节点 3：施加横向、垂向线位移约束，即 $u_y = u_z = 0$ 。

(2) 如采用半宽的 1/2 模型，应约束中纵剖面内所有节点的横向线位移和绕中纵剖面内两坐标轴的角位移，即 $u_y = \theta_x = \theta_z = 0$ 。

1.9.5.8 采用中部舱段模型计算时边界条件应符合下述要求：

(1) 在两端面中和轴与中纵剖面交点处各建立一个独立点 N_1 、 N_2 ，端面上的各节点与独立点进行刚性关联。在独立点 N_1 、 N_2 上分别施加线位移约束： $u_{1x} = u_{1y} = u_{1z} = 0$ 和 $u_{2y} = u_{2z} = 0$ ；

(2) 如采用半宽的 1/2 模型, 应约束中纵剖面内所有节点的横向线位移和绕中纵剖面内两坐标轴的角位移, 即 $u_y=\theta_x=\theta_z=0$ 。

1.9.5.9 采用首部(或尾部)舱段模型计算时:

- (1) 在靠近船舳端面上的各节点上施加全位移约束: $u_x=u_y=u_z=0$ 、 $\theta_x=\theta_y=\theta_z=0$, 见图1.9.5.9;
- (2) 如采用半宽的1/2模型, 应约束中纵剖面内所有节点的横向线位移和绕中纵剖面内两坐标轴的角位移, 即 $u_y=\theta_x=\theta_z=0$ 。

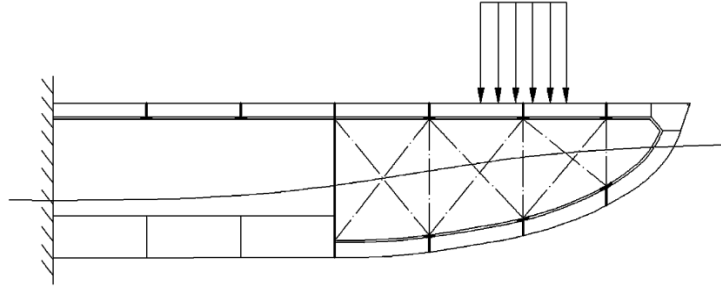


图 1.9.5.9

1.9.5.10 整船模型计算载荷及施加:

- (1) 计算载荷应包括舷外水压、货物载荷、结构重量等;
- (2) 舷外水压: 根据计算工况船舶处于平衡状态时的设计波(包括中拱波面和中垂波面), 按压力分布施加到模型的湿表面各单元上;

等效设计波可取为余弦波(或坦谷波), 其波长等于船长, 波高 h_e 按下式计算:

$$h_e = \alpha_w K_{Cw} K_w (C_b + 0.7) \quad \text{m}$$

式中: K_w ——系数, $K_w = (192.9 \frac{L}{D} - 5.332 \frac{L}{D} B - 33.09L + 12650.6) \times 10^{-4}$;

K_{Cw} ——系数, $K_{Cw} = 8.134 - 13.23C_w + 5.887C_w^2$;

其中: C_w ——满载水线面系数, 小于0.6取0.6;

L ——船长, m;

B ——船宽, m;

D ——船宽, m;

C_b ——方形系数, 小于0.6取0.6;

α_M ——航区修正系数, A级航区取1.0, B级航区取0.6, C级航区取0.25。

等效设计波也可按 1.9.3 由直接计算确定;

- (3) 货物载荷: 根据计算工况的实际货物分布, 按分布力施加到甲板或底板相应单元上;
- (4) 结构重量: 结构重量载荷应根据空船重量分布, 以适当的方式施加到模型上;
- (5) 平衡调整: 采用整船模型时, 总重力与总浮力的误差应不大于 0.002 倍排水量 (t), 重心与浮心的纵坐标误差应不大于 0.005 倍船长 (m), 否则应重新调整。

1.9.5.11 采用中部舱段模型计算时应包括如下载荷:

- (1) 计算载荷应包括: 舷外水压、货物载荷、端面弯矩等;
- (2) 舷外水压应按下式计算, 按压力分布施加到模型的湿表面各单元上:

$$P = 9.81(h - z) \quad \text{kN/m}^2$$

式中: h ——计算水柱高, m, 对于航行工况, 取 $h=d \pm r$, 但 $0 \leq h \leq D$, 对于码头工况取 $h=d$;

- d ——计算工况的船舶吃水, m;
 r ——半波高, m, 按本篇1.2.1确定;
 D ——型深, m;
 z ——单元压力中心距基线的距离, m。

(3) 货物载荷: 根据模型范围内计算工况的实际货物分布, 按分布力施加到甲板或底板相应单元上;

(4) 端面弯矩: 为了消除局部载荷对目标区域弯矩的影响, 施加在端面独立点上的弯矩应由静水弯矩 M_s 、波浪附加弯矩 M_w 和修正弯矩 M_r 三部分组成。

$$M = M_s + M_w + M_r \quad \text{kN} \cdot \text{m}$$

- 式中: M_s ——静水弯矩, $\text{kN} \cdot \text{m}$, 根据计算工况的弯矩分布图, 取模型范围内的最大值;
 M_w ——波浪附加弯矩, $\text{kN} \cdot \text{m}$, 码头工况取0, 航行工况应可按本篇第2章第2节确定, 波浪附加弯矩方向与静水弯矩一致;
 M_r ——修正弯矩, $\text{kN} \cdot \text{m}$, 是由于局部载荷引起的附加弯矩, 按下式计算:

$$M_r = M_1 + M_2 + M_3$$

- 其中: M_1 ——独立点支座反力对舱段中心处的垂向弯矩, 可采用简支梁弯曲理论进行计算;
 M_2 ——船底舷外水压对舱段中心处的弯矩, 可采用简支梁弯曲理论进行计算;
 M_3 ——货物载荷对舱段中心处的弯矩, 可采用简支梁弯曲理论进行计算。

1.9.5.12 采用首部(或尾部)舱段模型计算时应包括如下载荷:

- (1) 计算载荷应包括舷外水压、货物载荷、结构重量等;
- (2) 舷外水压: 根据计算工况船舶处于平衡状态时的设计波(包括中拱波面和中垂波面), 按压力分布施加到模型的湿表面各单元上。等效设计波按 1.9.5.10 (2) 确定。
- (3) 货物载荷: 根据计算工况的实际货物分布, 按分布力施加到甲板或底板相应单元上;
- (4) 结构重量: 结构重量载荷应根据空船重量分布, 以适当的方式施加到模型上。

1.9.5.13 总纵强度衡准

- (1) 板单元采用中面应力, 梁单元采用轴向应力。
- (2) 对于应力集中和形状很差单元的应力可以不采纳, 但网格细化区域除外。
- (3) 主要构件端部 1.5 倍腹板高度范围内的应力可以不采纳。
- (4) 在各种计算工况下目标区域内主要构件的应力应不超过表 1.9.5.13 中给出的值。

许用应力 (N/mm^2)

表 1.9.5.13

构件名称	应力种类	码头装载工况	航行工况
主甲板, 内、外底板, 舷侧外板、纵舱壁、平台甲板、双层底纵桁	σ_l	144/K	165/K
	σ_e	179/K	192/K
	τ	80/K	91/K
甲板纵桁、龙骨及船底纵桁、中部连续纵向舱口围板腹板	σ_l	144/K	165/K
	σ_e	179/K	192/K
	τ	80/K	91/K
甲板纵桁、龙骨及船底纵桁、中部连续纵向舱口围板面板	σ_z	168/K	181/K
横舱壁、双层底实肋板	σ_e	192/K	192/K
	τ	105/K	105/K
强横梁、强肋骨、实肋板腹板	σ_e	192/K	192/K
	τ	105/K	105/K

构件名称	应力种类	码头装载工况	航行工况
强横梁、强肋骨、实肋板面板	σ_z	176/K	176/K

表中： σ_e ——单元 von Mises 应力；
 σ_l ——船长方向应力；
 τ ——剪应力，对于组合强构件为腹板总深度上的平均剪应力；
 σ_z ——梁单元节点合成应力；
K——材料换算系数，按本篇 1.3.2.3 确定。

(5) 若使用了比本节 1.9.4 规定的更细密的网格时，计算应力取规定网格尺寸范围内所有细网格单元应力的平均值。

1.9.6 屈曲强度

1.9.6.1 采用有限元方法计算总纵强度时，应按本节规定校核船体梁的强力甲板、船底板、内底板、舷侧外板、纵舱壁和双层底纵桁、船中部连续的舱口围板等纵向主要结构的屈曲强度。

1.9.6.2 板格的屈曲强度校核应考虑板格的双向压应力和剪应力，且应以板的中面应力进行屈曲计算。

1.9.6.3 根据有限元分析结果提取所校核板格周界上的应力，并按下式确定板格屈曲计算中的工作应力 $\sigma_{x(y)}$ ：

$$\sigma_{x(y)} = \frac{\sigma_{x0(y0)} t_0}{(t_0 - t_r)} \quad \text{N/mm}^2$$

式中： $\sigma_{x0(y0)}$ ——有限元计算所得的板格周界上的应力；

t_0 ——有限元计算中所使用的原始板厚值；

t_r ——计算板格按本篇表2.2.5.2规定的折减值；

x 、 y ——板格的长边和短边方向。

若板格 x 方向或 y 方向的工作应力为拉应力时，该应力分量取为零。

1.9.6.4 板格的临界屈曲应力 $\sigma_{xcr(ycr)}$ 按下式计算：

$$\sigma_{xcr(ycr)} = \sigma_{xE(yE)} \quad \sigma_{xE(yE)} \leq \frac{R_{eH}}{2}$$

$$\sigma_{xcr(ycr)} = R_{eH} \left(1 - \frac{R_{eH}}{4\sigma_{xE(yE)}} \right) \quad \sigma_{xE(yE)} > \frac{R_{eH}}{2}$$

式中： R_{eH} ——材料的屈服强度， N/mm^2 ，普通碳素钢取235；

$\sigma_{xE(yE)}$ ——板格在单轴应力作用下的 x 轴（ y 轴）弹性屈曲应力， N/mm^2 。

1.9.6.5 板格的剪切临界屈曲应力 τ_{cr} 按下式计算：

$$\tau_{cr} = \tau_E \quad \tau_E \leq \frac{\tau_s}{2}$$

$$\tau_{cr} = \tau_s \left(1 - \frac{\tau_s}{4\tau_E} \right) \quad \tau_E > \frac{\tau_s}{2}$$

式中: $\tau_s = \frac{R_{eH}}{\sqrt{3}}$

R_{eH} ——材料的屈服强度, N/mm^2 , 普通碳素钢取235;

τ_E ——板格弹性屈曲剪切应力, N/mm^2 。

1.9.6.6 板格的弹性屈曲应力 σ_E 按下述规定计算:

(1) 短边受压时板格的弹性屈曲应力 σ_{xE} 按下式计算:

$$\sigma_{xE} = k_x C_1 \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{s} \right)^2 \quad \text{N/mm}^2$$

式中: t ——取经折减后的板厚, mm ;

s ——板格的短边长度, mm ;

E ——材料的弹性模量, N/mm^2 , 普通钢取 2.06×10^5 ;

ν ——材料的泊松比, 对钢材取0.3;

k_x ——短边受压时的屈曲系数, 按表1.9.6.6 (1) 计算;

C_1 ——边界约束系数, 按表1.9.6.6 (2) 确定;

x (下标) ——表示板格长边方向。

(2) 长边受压时板格的弹性屈曲应力 σ_{yE} 按下式计算:

$$\sigma_{yE} = k_y C_2 \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{s} \right)^2 \quad \text{N/mm}^2$$

式中: k_y ——长边受压时的屈曲系数, 按表1.9.6.6 (1) 计算;

C_2 ——边界约束系数, 按表1.9.6.6 (2) 确定;

y (下标) ——表示板格短边方向;

t 、 s ——同本节1.9.6.6式 (1);

E 、 ν ——同本节1.9.6.6式 (1)。

(3) 受剪切板格的弹性屈曲应力 τ_E 按下式计算:

$$\tau_E = k_t C_1 \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{s} \right)^2 \quad \text{N/mm}^2$$

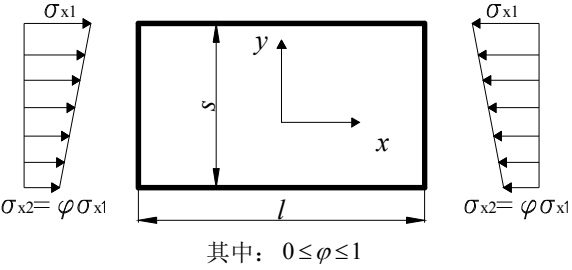
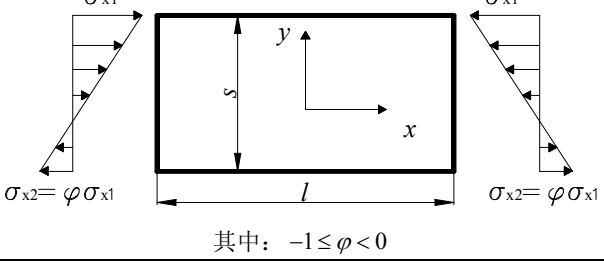
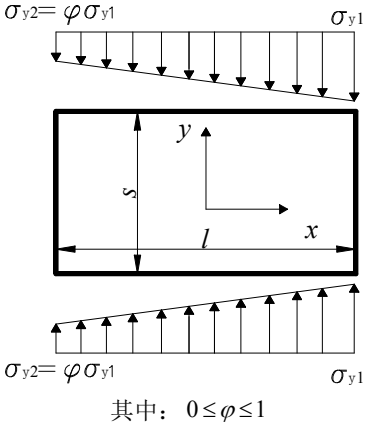
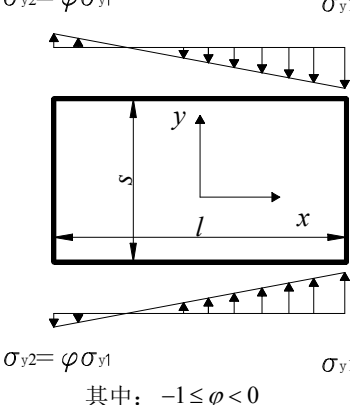
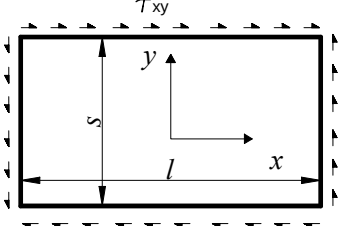
式中: k_t ——剪切屈曲系数, 按表1.9.6.6 (1) 计算;

t 、 s ——同本节1.9.6.6式 (1);

E 、 ν 、 C_1 ——同本节1.9.6.6式 (1)。

屈曲系数 K

表 1.9.6.6 (1)

	屈曲载荷工况	屈曲系数
短边受压	 其中: $0 \leq \varphi \leq 1$	$k_x = \frac{8.4}{\varphi + 1.1}$
	 其中: $-1 \leq \varphi < 0$	$k_x = 7.6 - 6.4\varphi + 10\varphi^2$
长边受压	 其中: $0 \leq \varphi \leq 1$	$k_y = \left[1 + \left(\frac{s}{l} \right)^2 \right]^2 \frac{2.1}{\varphi + 1.1}$
	 其中: $-1 \leq \varphi < 0$	$k_y = 1.909(1 + \varphi) \left[1 + \left(\frac{s}{l} \right)^2 \right]^2 - k_p \varphi + 10\varphi(1 + \varphi) \left(\frac{s}{l} \right)^2$ 其中: $k_p = \begin{cases} 24 \left(\frac{s}{l} \right)^2 & \frac{l}{s} \leq \frac{3}{2} \\ 2 + 16 \left(\frac{s}{l} \right)^2 + 8 \left(\frac{s}{l} \right)^4 & \frac{l}{s} > \frac{3}{2} \end{cases}$
边缘受剪		$k_t = 5.34 + 4 \left(\frac{s}{l} \right)^2$

边界约束系数 C

表 1.9.6.6 (2)

边界情况	C_1	C_2	
		位于双层底或双壳之间	其他位置
角钢或 T 型扶强材	1.1	1.3	1.2
扁钢或球扁钢	1.0	1.2	1.1

1.9.6.7 屈曲强度衡准

(1) 板格的屈曲强度应满足下式规定：

$$\lambda \geq 0.8$$

式中： λ ——屈曲安全因子，按表1.9.6.7的规定计算。

(2) 计算屈曲安全因子 λ 时，工作应力 σ_x 、 σ_y 、 τ_{xy} 取绝对值代入。

屈曲安全因子 λ

表 1.9.6.7

应力状态	λ	
双向压缩	$1 \leq \frac{l}{s} \leq \sqrt{2}$	$\sqrt{2} < \frac{l}{s} \leq 8$
	$\frac{1}{(1+k_1)} \frac{\sigma_{xcr}}{\sigma_x}$	$\frac{1}{\sqrt{1+k_1^2}} \frac{\sigma_{xcr}}{\sigma_x}$
x 轴压缩+剪切	$\frac{1}{\sqrt{1+k_2^2}} \frac{\sigma_{xcr}}{\sigma_x}$	
y 轴压缩+剪切	$\frac{1}{\sqrt{1+k_3^2}} \frac{\sigma_{ycr}}{\sigma_y}$	
双向压缩+剪切	$\frac{1}{\sqrt{1+k_1^2+k_2^2}} \frac{\sigma_{xcr}}{\sigma_x}$	
表中： $k_1 = \frac{\sigma_y / \sigma_{ycr}}{\sigma_x / \sigma_{xcr}}$ ， $k_2 = \frac{\tau_{xy} / \tau_{cr}}{\sigma_x / \sigma_{xcr}}$ ， $k_3 = \frac{\tau_{xy} / \tau_{cr}}{\sigma_y / \sigma_{ycr}}$		

1.9.7 局部强度

1.9.7.1 局部强度计算的分析对象为甲板强横梁、甲板纵桁、实肋板、底龙骨（底纵桁）、强肋骨、舱壁桁材、支柱等主要支撑构件。

1.9.7.2 局部强度计算时，一般应采用三维板梁组合单元的有限元模型。

1.9.7.3 若仅需对于甲板强横梁、甲板纵桁、实肋板、底龙骨（底纵桁）、强肋骨及舱壁桁材等主要构件进行强度计算时，根据实际情况，可采用由支柱（或桁架）、甲板强构件、船底强构件及舷侧强构件组成的空间梁系、平面刚架或交叉梁系的有限元分析方法进行。

1.9.7.4 采用三维板梁组合单元的有限元模型时，模型范围应按照下述原则确定：

(1) 主体结构的计算模型一般应取两相邻横舱壁间舱段结构，且分别向首尾各延伸一个或二个强横梁间距。

(2) 上层建筑（甲板室）结构的计算模型，垂向范围一般应取计算甲板及其下方的所有结构，纵向范围一般应不小于计算区域分别向首尾各延伸一个或二个强横梁间距，横向范围一般应为整个船宽。

(3) 对于上层建筑（甲板室）中无支柱甲板结构的计算模型，垂向范围一般取计算甲板及其下方一层的端壁（或相当支撑结构）和围壁结构（或相当支撑结构），模型中甲板结构的纵向范围一般应不小于计算区域分别向首尾各延伸一个或二个强横梁间距，横向范围一般应为整个甲板宽度。

1.9.7.5 采用三维板梁组合单元的有限元模型时，舱段模型的边界条件应符合下述要求：

(1) 在模型一端面所有节点上施加 $u_x=u_y=u_z=0$ 约束, 在另一端面所有节点上施加 $u_y=u_z=0$ 约束; 在一舷所有实肋板的端部节点上施加 $u_y=u_z=0$ 约束, 在另一舷所有实肋板的端部节点上施加 $u_z=0$ 约束; 若模型中包含横舱壁时, 在横舱壁与船底板交线两端的节点上施加 $u_z=0$ 约束。

(2) 对于上层建筑(甲板室)中无支柱甲板结构的计算模型, 在端壁(或相当支撑结构)和围壁(或相当支撑结构)下缘的所有节点上施加 $u_x=u_y=u_z=0$ 、 $\theta_x=\theta_y=\theta_z=0$ 约束; 在甲板结构一端面所有节点上施加 $u_x=u_y=u_z=0$ 约束, 在另一端面所有节点上施加 $u_y=u_z=0$ 约束。

(3) 若边界条件的处理与本节规定不同时应经本社同意。

1.9.7.6 采用三维板梁组合单元的有限元模型时, 载荷及载荷施加应符合下述要求:

(1) 计算载荷包括舷外水压力、货物载荷(含压载)等。

(2) 舷外水压应考虑受到静水压力和波浪压力, 舷外水压应按下式计算, 施加在外板上:

$$P = 9.81(h - z) \quad \text{kN/m}^2$$

式中: h ——计算水柱高, m, 对于航行工况, 取 $h=d \pm r$, 但 $0 \leq h \leq D$, 对于码头工况取 $h=d$;

d ——计算工况的船舶吃水, m;

r ——半波高, m, 按本篇1.2.1确定;

D ——型深, m;

z ——单元压力中心距基线的距离, m。

(3) 舱内或甲板上颗粒装散货载荷按下式计算, 根据其性质施加在相应单元或节点上。

①颗粒状散货物的压力 P_{CS} 通过下式确定:

$$P_{CS} = \rho_c g K_c (h_c + h_1 - z) \quad \text{kN/m}^2$$

式中: ρ_c ——货物密度(容重), t/m^3 ;

z ——计算点在参考坐标系下的坐标值, m;

h_1 ——载货甲板、载货底板、载货内底板高度, m;

K_c ——系数:

对顶边舱下封板, $K_c=0$;

对载货甲板、载货底板、载货内底板、横舱壁、纵舱壁、内舷板、货斗斜板, 取值如下:

$$K_c = (1 - \sin \varphi) \sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha$$

其中: α ——所考虑的板与水平面之间的夹角, deg, 如舱壁为 90° , 内底板为 0° ;

φ ——散货计算休止角, deg, 黄砂为 37° , 矿石和煤为 35° , 盐、石子、谷物等为 30° , 散装水泥为 25° ;

h_c ——散货底部至散货表面的垂直距离, m, $h_c=h_0+h_y$, 货物顶面沿 x 方向均匀, 沿 y 方向为抛物线分布, 如图1.9.7.6;

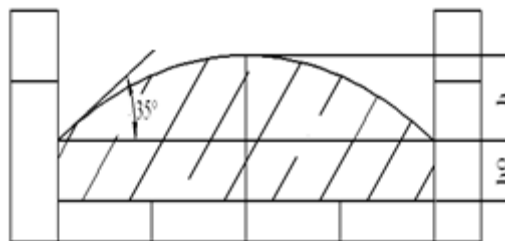


图 1.9.7.6

其中: h_y ——计算点处货物堆装表面的高度, m, 按下式计算:

$$h_y = h \left(1 - \frac{4y^2}{B_h^2} \right)$$

$$h = \frac{B_h}{4} \tan \varphi$$

B_h ——货舱宽度，m；

h_0 ——根据货舱的载货量、货物密度以及横剖面形状计算，m。

- ②当货舱周界板为倾斜时（如货斗斜板、底边舱斜板），尚应考虑颗粒状散货对斜板的剪切影响，剪切载荷 P_{CS-S} 按下式计算：

$$P_{CS-S} = \rho_c g \frac{1 - K_c}{\tan \alpha} (h_c + h_1 - z) \quad \text{kN/m}^2$$

式中： ρ_c 、 K_c 、 h_c 、 h_1 、 z ——与本节1.9.7.6（3）①相同。

- ③舱内液体引起的侧向压力 P_{BS} 通过下式确定：

$$P_{BS} = \rho g (z_{top} + d_{AP} - z) \quad \text{kN/m}^2$$

式中： ρ ——液体的质量密度， t/m^3 ；

z_{top} ——舱顶在参考坐标系中的坐标值，m；

d_{AP} ——舱顶至溢流管顶部的距离，m；

z ——计算点在参考坐标系下的坐标值，m。

- （4）集装箱的货物载荷取计算工况下集装箱箱角的总支撑力，并施加在箱角对应的节点上。

- （5）车辆的货物载荷取轮负荷，并施加在车轮对应的位置。

- （6）甲板计算载荷按规范规定确定，并根据其性质施加在单元或节点上。如按实际承载工况确定载荷，则应提供验证文件并经本社同意。

1.9.7.7 采用三维板梁组合单元的有限元模型时，局部强度衡准如下：

- （1）板单元采用中面应力，梁单元采用轴向应力。

- （2）按板梁组合模型计算得到的各构件应力应不大于表 1.9.7.7 所列的许用应力：

许用应力 (N/mm^2)

表 1.9.7.7

构件名称	应力种类	许用应力
强力甲板及以下结构：		
强力甲板、船体外板、内底板、纵舱壁板、舱口围板	σ_l	155/K
	σ_e	165/K
甲板纵桁、龙骨、双层纵桁、舱口围板水平桁等的腹板	σ_l	155/K
	σ_e	165/K
甲板纵桁、龙骨、舱口围板水平桁等的面板	σ_z	155/K
横舱壁板	σ_w	175/K
	σ_e	188/K
实肋板、强肋骨、主肋骨、强横梁、舱壁垂直桁等的腹板	σ_w	175/K
	σ_e	188/K
实肋板、强肋骨、主肋骨、强横梁、舱壁垂直桁等的面板	σ_z	175/K
板的剪应力	τ	91/K
上层建筑结构：		
上层建筑壁板及甲板	σ_e	188/K
上层建筑强骨材的腹板	σ_e	210/K
上层建筑强骨材的面板	σ_z	200/K
其他：		
舱口盖盖板、跳板甲板	σ_e	155/K
舱口盖强横梁及纵桁、跳板强横梁及纵桁、吊臂等的腹板	σ_e	135/K

舱口盖强横梁及纵桁、跳板强横梁及纵桁、吊臂等的面板	σ_z	128/K
表中: σ_e ——单元 von Mises 应力; σ_l ——船长方向应力; σ_w ——船宽或型深方向应力; σ_z ——梁单元节点合成应力; τ ——剪应力, 对于组合强构件为腹板总深度上的平均剪应力; K ——材料换算系数, 按本篇 1.3.2.3 确定。		

(3) 对于梁构件端部的应力校核, 可考虑端部肘板的影响。

(4) 支柱、桁架斜杆等支撑构件的轴向压应力应不大于本篇 2.11.3.3 规定的许用应力。

(5) 船体和上层建筑(甲板室)主要构件跨距间的最大挠度应不大于其跨距的 1/400。车辆跳板主要构件跨距间的最大挠度应不大于其跨距的 1/300。

1.9.7.8 当采用空间梁系、交叉梁系、平面刚架有限元模型对主要构件的局部强度直接计算时, 模型范围和建模应按照下述原则确定:

(1) 空间梁系、交叉梁系、刚架有限元模型一般由目标区域内的强横梁、甲板纵桁, 实肋板、龙骨(底纵桁)、强肋骨、支柱(或桁架)、垂直桁、水平桁等主要构件组成;

(2) 构件的带板宽度取构件跨距的 1/6 或构件间距之小者;

(3) 梁单元的网格按不大于构件间距 1/10 尺寸划分。

1.9.7.9 当采用空间梁系、交叉梁系、平面刚架有限元模型时, 载荷及载荷施加应符合下述要求:

(1) 载荷包括舷外水压力、货物载荷(含压载)等。

(2) 舷外水压力载荷根据 1.9.7.6 确定, 由横向构件承载, 横向构件的荷载按其平均承载面积分配。

(3) 舱内或甲板上货物载荷按 1.9.7.6 确定, 由横向构件承载, 横向构件的荷载按其平均承载面积分配。

(4) 舱内或甲板上集中荷重根据其实际位置按静力等效原则, 分配到与其临近的横向或纵向构件上。

(5) 舱内或甲板计算载荷按本篇的相关规定确定。若需按实际承载工况确定计算载荷时, 则应提供验证文件并经本社同意。

1.9.7.10 当采用空间梁系、交叉梁系、平面刚架有限元模型时, 边界条件应根据实际情况确定, 一般采用简支约束。

1.9.7.11 当采用空间梁系、交叉梁系、平面刚架有限元模型时, 局部强度衡准如下:

(1) 按空间梁系、交叉梁系、平面刚架有限元模型计算所得的各构件应力, 应不大于表 1.9.7.11 所列的许用应力:

许用应力 (N/mm²)

表 1.9.7.11

序号	构件类别与名称	应力种类	许用应力
1	甲板纵桁、龙骨、双层底纵桁	σ_l	135/K
2	实肋板、强肋骨、主肋骨、强横梁	σ_l	165/K
3	垂直桁、水平桁	σ_l	200/K
4	上层建筑(甲板室)强骨材	σ_l	200/K
5	车辆跳板纵桁及强横梁、吊臂	σ_l	128/K
6	各类强构件: 构件腹板	τ	91/K
表中: σ_l ——梁单元节点合成应力; τ ——剪应力; K ——材料换算系数, 按本篇 1.3.2.3 确定。			

(2) 对于梁构件端部的应力校核, 可考虑端部肘板的影响。

(3) 支柱、桁架斜杆等支撑构件的轴向压应力应不大于本篇 2.11.3.3 规定的许用应力。

(4) 梁构件的最大挠曲变形应不大于其跨距的 $1/400$ 。当梁构件为悬臂结构时，其自由端的最大挠曲变形应不大于其跨距的 $1/200$ 。

第 2 章 船体结构

第 1 节 一般规定

2.1.1 适用范围

2.1.1.1 本章主要适用于干货船。

2.1.1.2 如兼作推船或拖船时，尚应满足本篇第 5 章的有关要求。

2.1.1.3 当船舶设置自身装卸货使用的起重设备时，起重设备的支承结构应符合本篇第 10 章的相关规定。

2.1.2 图纸和资料

2.1.2.1 船舶建造前应将下列项目的图纸资料一式 3 份提交批准：

- (1) 总布置图；
- (2) 主要横剖面图；
- (3) 基本结构图，包括纵剖面、甲板和船底结构图；
- (4) 船首结构图，包括首柱结构；
- (5) 船尾结构图，包括尾柱结构；
- (6) 外板展开图；
- (7) 油密和水密舱壁图；
- (8) 机舱结构图；
- (9) 主机座和推力轴承座结构图；
- (10) 尾轴架结构图；
- (11) 货舱口结构图；
- (12) 舱盖结构图和强度计算书；
- (13) 甲板室和上层建筑结构图；
- (14) 通风筒、空气管和排水口布置及结构图；
- (15) 总纵强度计算书及有关局部强度计算书；
- (16) 冰区加强结构图及其强度计算书(如有冰区加强要求时)；
- (17) 焊接方式和规格；
- (18) 《安全装载手册》(如适用时)；
- (19) 集装箱或车辆的《系固手册》(如适用时)；
- (20) 装载手册允许工况的强度及稳性计算书；
- (21) 系固强度计算书；
- (22) 本社认为必要的图纸资料；

2.1.2.2 供备查的图纸资料：

- (1) 型线图；

- (2) 肋骨型线图;
- (3) 静水力曲线图;
- (4) 舱容图;
- (5) 船体设备说明书;
- (6) 船体结构规范计算书;
- (7) 船体空船及各种计算工况重量沿船长20站分布表或图（需要时）。

2.1.3 装载与系固

- 2.1.3.1 船长大于等于 80m 的货船应配备《安全装载手册》以指导船长对装卸过程及装载状态的控制。
- 2.1.3.2 《安全装载手册》应包括以下内容：
- (1) 船舶的主要参数及航区;
 - (2) 各种允许的装载工况;
 - (3) 各种允许装载工况货物分布图（表）;
 - (4) 允许装卸程序（包括装卸顺序、装卸轮次、堆装形式等）;
 - (5) 载货甲板（内底板）或舱口盖的最大允许荷重，车辆甲板的最大允许单轴负荷和轮印负荷;
 - (6) 各种允许装载工况的压载配置图（表）。
 - (7) 不同纵倾浮态下的排水量对照表（图）（如要求时）。
- 2.1.3.3 集装箱或车辆《系固手册》应包括以下内容：
- (1) 系固点布置图;
 - (2) 系固装置配备表;
 - (3) 不同装载形式集装箱或车辆的系固及绑扎要求。
- 2.1.3.4 手册的批准应以船舶的完工数据为依据。
- 2.1.3.5 船舶改建或其他原因导致船舶主要数据改变，则应根据新的船舶数据重新批准。
- 2.1.3.6 满足总纵强度要求的货船，仍应尽可能采取自尾向首(或自首向尾)的连续装卸货物的程序。尾机型货船一般应自尾向首装载，自首向尾卸载。

第 2 节 总纵强度

2.2.1 一般要求

2.2.1.1 船舶的主尺度比应符合表 2.2.1.1 的规定。

主尺度比 表 2.2.1.1

类别	L/D		B/D	
	A 级	B、C 级	A 级	B、C 级
自航船	≤25.0	≤30.0	≤4.0	≤4.5
非自航船	≤28.0	≤33.0	≤5.0	≤5.0

2.2.1.2 船长大于等于 50m 的船舶，应按本节 2.2.2、2.2.4 和 2.2.5 的规定校核中剖面模数、中剖面惯性矩、总纵弯曲强度和屈曲强度，当船长小于 80m 时，若船中部的强力甲板骨架和船底骨架采用

纵骨架式，可免于校核总纵弯曲强度和屈曲强度。

2.2.1.3 当船中部强力甲板具有符合以下条件之一的大舱口时，除另有明确规定外，尚应按本篇8.2.4的规定校核航行工况下船体梁的弯扭组合强度，半舱船（或设有类似凹形甲板的船舶）和自卸砂船除外。

$$(1) \frac{b}{B_1} \geq 0.7$$

$$(2) \frac{\sum l_H}{L} \geq 0.6$$

$$(3) \frac{b}{B_1} \geq 0.6 \text{ 且 } \frac{l_H}{l_{BH}} \geq 0.7$$

式中： b ——开口宽度，m，如有几个舱口并列，则为各开口宽度之和，即 $b=b_1+b_2$ ，见图2.2.1.3；
 B_1 ——开口长度中点处包括开口在内的甲板最大宽度，m；
 l_H ——舱口长度，m，见图2.2.1.3；
 L ——船长，m；
 l_{BH} ——每一舱口两端舱壁间的距离，或横向甲板条中心线之间的距离，或横向甲板条中心线与端舱壁间的距离，m，见图2.2.1.3。

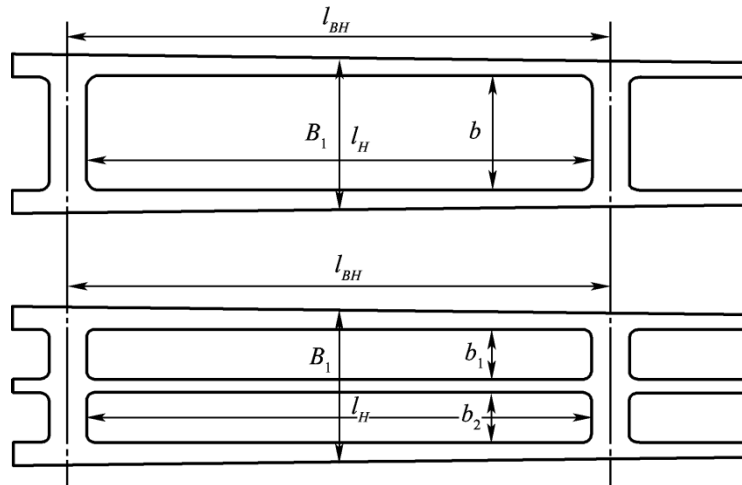


图 2.2.1.3

2.2.1.4 对于需对总纵强度及屈曲强度进行计算校核的船舶，若船舶完工后实船的空船重量与设计空船重量的误差大于 $\pm 10\%$ ，或实船的空船重心纵坐标与设计空船重心纵坐标的误差大于船长的 $\pm 1.5\%$ ，则应重新按本节的规定校核总纵弯曲强度和屈曲强度。

2.2.2 中剖面模数和中剖面惯性矩

2.2.2.1 船长大于等于 50m 时，船中部最小剖面模数 W_0 （强力甲板边线或平板龙骨处）应不小于按下式计算所得之值：

$$W_0 = aK_1K_2L^2B \quad \text{cm}^2 \cdot \text{m}$$

式中： L ——船长，m；

B ——船宽, m;

a ——航区系数, 对A级航区取1, B级航区取0.85, C级航区取0.75;

K_1 ——系数, $K_1 = (8195 - 50.4L + 0.27L^2) \times 10^{-5}$;

K_2 ——系数, $K_2 = 2.369 - 2.787C_b + 1.345C_b^2$;

其中: C_b ——方形系数, 小于0.6取0.6, 大于0.85取0.85;

当舱口围板在船中部连续时, 围板顶缘处的剖面模数尚应不小于按上式计算所得之值的0.9倍。

2.2.2.2 船长大于等于 50m 时, 船中部剖面对其水平中和轴的惯性矩 I_0 应不小于按下式计算所得之值:

$$I_0 = K_1 K_2 W_0 L \times 10^{-2} \quad \text{cm}^2 \cdot \text{m}^2$$

式中: W_0 ——船中剖面模数, $\text{cm}^2 \cdot \text{m}$, 按本节2.2.2.1计算;

L ——船长, m;

K_1 ——系数, $K_1 = (1053 + 32.8L - 0.138L^2) \times 10^{-3}$, 取不大于3.0;

K_2 ——系数, 自航船取1, 非自航船取0.75。

2.2.3 中剖面模数和中剖面惯性矩的计算

2.2.3.1 计算船中部剖面对其水平中和轴的惯性矩和剖面模数时, 应计入强力甲板及其以下所有在船中部连续的纵向构件 (如外板、甲板、内底板、纵舱壁板、舷伸甲板、纵桁、龙骨、纵骨及平板护舷材等)。如甲板纵骨和纵桁布置在强力甲板以上, 也可计入。强力甲板以上的连续凸形甲板和连续纵向舱口围板 (多个并列舱口的内侧舱口围板除外), 当由纵舱壁或高腹板桁材作有效支持时, 也可计入。

2.2.3.2 甲板上开口宽度 b 大于等于该处甲板宽度的 5% 时, 则开口面积和阴影面积不能计入剖面模数计算, 见图 2.2.3.3。如甲板开口线外侧的孤立圆形和椭圆形开孔符合本篇 1.2.8.9 或 8.3.6.3 的规定, 可不必扣除开孔的剖面积。

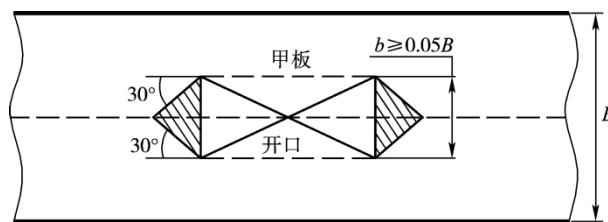


图 2.2.3.2

2.2.3.3 在船中部连续的纵向构件, 上层建筑侧壁、舱口围板等终断处其阴影部分不计入船体剖面模数, 见图 2.2.3.3。

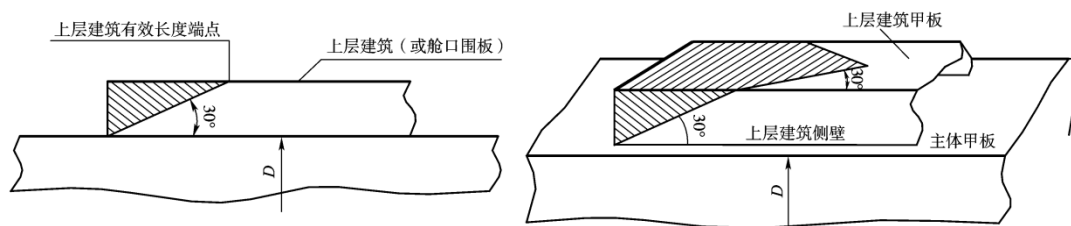


图 2.2.3.3

2.2.4 总纵弯曲强度校核

2.2.4.1 应至少对下述部位进行校核：

- (1) 船中部弯矩极值处剖面；
- (2) 船中部最弱剖面；
- (3) 剪力极值处剖面；
- (4) 机舱前端处；
- (5) 最前货舱的前端处；
- (6) 任何船体横剖面有重大改变处；
- (7) 任何骨架型式变化处；
- (8) 强力甲板具有大舱口的船舶的（如集装箱船）首尾四分之一船长处（或接近部位）；
- (9) 上层建筑（甲板室）或机舱后具有货舱的船舶的最后货舱的尾端处，以及甲板室或机舱的尾端处。

2.2.4.2 总纵强度的计算工况应符合下述规定：

航行工况：

- (1) 满载工况，包括出港、到港；
- (2) 空载加压载工况，包括出港、到港；
- (3) 隔舱装载工况（如适用时）；
- (4) 《安全装载手册》中规定的其他装载工况或船东要求的特殊工况；

码头工况：

- (5) 在载货区域尾 1/4 区域内，装载 1/4 总载货量工况；
- (6) 载货舱区域尾向首 3/4 区域内，装载 3/4 总载货量（此种计算工况若出现尾甲板边线入水情况时，可适当减少该区域的计算载货量使尾甲板边线在水线以上且甲板边线最低点距水线的距离应不大于 200mm）。
- (7) 在载货区域首 1/4 区域内，装载 1/4 总载货量工况；
- (8) 载货舱区域首向尾 3/4 区域内，装载 3/4 总载货量（此种计算工况若出现首甲板边线入水情况时，可适当减少该区域的计算载货量使首甲板边线在水线以上且甲板边线最低点距水线的距离应不大于 200mm）。
- (9) 《安全装载手册》中规定的其他装卸工况（应计及压载）或船东要求的特殊工况。

2.2.4.3 船舶的静水弯矩和静水剪力计算应符合下述要求：

- (1) 在计算静水剪力 $F_S(x)$ 和静水弯矩 $M_S(x)$ 时，向下的载荷取为正值，向上的载荷取为负值，从尾端向首端沿主体长度积分。静水弯矩、静水剪力的符号(正、负)规定见图 2.2.4.3。

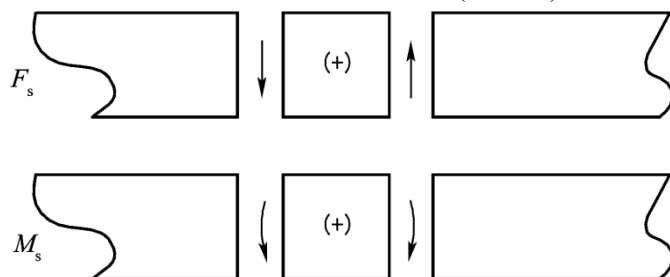


图 2.2.4.3

(2) 当自航船计算所得的最大静水弯矩和最大静水剪力小于按下列各式计算所得之值时, 则应按下列各式计算所得的静水弯矩 $M_{s\max}$ 和静水剪力 $F_{s\max}$ 进行总纵强度校核:

$$M_{s\max} = K_1 K_2 \Delta L \quad \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$F_{s\max} = \pi \frac{M_{s\max}}{L} \quad \text{kN}$$

式中: Δ ——满载排水量, t;

L ——船长, m;

K_1 ——系数, 货船(含工程船)取0.142, 客船取0.31;

K_2 ——系数, 客船和工程船取1.0, 货船取 $K_2 = 4.52 - 4.4 \frac{l}{L}$;

其中: l ——载货区域长度, m; 当 $l > 0.8L$ 时, 取 $l = 0.8L$;

此时静水弯矩 $M_s(\pm)$ 和静水剪力 $F_s(\pm)$ 沿船长的分布按下列各式确定:

$$M_s = \pm \frac{M_{s\max}}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{L} \right) \quad \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$F_s = \pm F_{s\max} \sin \frac{2\pi x}{L} \quad \text{kN}$$

其中: $M_{s\max}$ ——按上式计算所得的静水弯矩, kN·m;

$F_{s\max}$ ——按上式计算所得的静水剪力, kN;

x ——计算剖面至尾垂线的距离, m。

2.2.4.4 如果船体梁剖面最大静水弯矩产生在船中 $0.4L$ 区域以外剖面处, 则对船体总纵强度的要求将作特殊考虑。

2.2.4.5 船体梁任一剖面处的波浪附加弯矩 $M_w(+)$ (中拱)、 $M_w(-)$ (中垂)按下式计算:

$$M_w(\pm) = a_w K_M K_w L^2 B (C_b + 0.7) \quad \text{kN} \cdot \text{m}$$

式中: K_w ——系数, $K_w = \left(36.9 \frac{L}{D} - 1.02 \frac{B}{D} L - 6.33L + 2420 \right) \times 10^{-4}$;

L 、 B ——同本篇2.2.2.1;

D ——型深, m;

d ——吃水, m;

C_b ——方形系数, 小于0.6取0.6, 大于0.85取0.85;

a_w ——航区修正系数, A级航区取1.0, B级航区取0.6, C级航区取0.25;

K_M ——弯矩分布系数, 按图2.2.4.5确定。

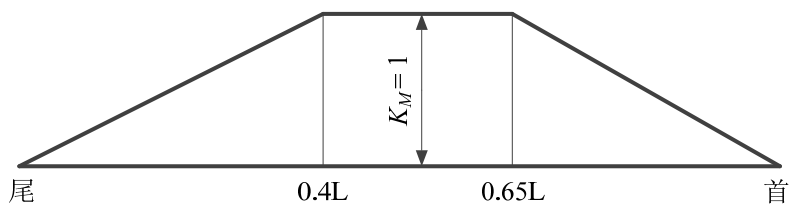


图 2.2.4.5

2.2.4.6 船体梁任一剖面处的波浪附加剪力 $F_w(+)$ (中拱)、 $M_w(-)$ (中垂)按下式计算:

$$F_w(\pm) = a_w K_F K_w L B (C_b + 0.7) \quad \text{kN}$$

式中: K_w ——系数, $K_w = \left(0.753 \frac{L^2}{D} - 1.67 \frac{B}{D} L + 0.0517 L^2 - 57.7 L + 12300 \right) \times 10^{-4}$;

L 、 B ——同本篇2.2.2.1;

D 、 C_b 、 a_w ——同本篇2.2.4.5;

K_F ——剪力分布系数, 按图2.2.4.6确定。

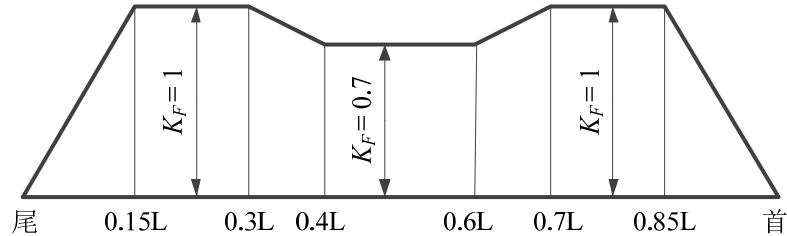


图 2.2.4.6

2.2.4.7 船体梁各计算剖面静水弯曲应力 σ_s 应按下式计算:

$$\sigma_s = 10 \frac{|M_s|}{W_c} \quad \text{N/mm}^2$$

式中: M_s ——按本节2.2.4.3计算的静水弯矩, kN·m;

W_c ——剖面计算点处的剖面模数, $\text{cm}^2 \cdot \text{m}$ 。

2.2.4.8 静水弯曲应力 σ_s 在强力甲板和船底处的值应不大于 $137/K \text{ N/mm}^2$, 在中部连续舱口围板顶缘处的值应不大于 $153/K \text{ N/mm}^2$, 其中 K 为材料换算系数按本篇表 1.3.2.3 选取。

2.2.4.9 船体梁各计算剖面的合成弯曲应力 σ_1 按下式计算:

$$\sigma_1 = 10 \frac{|M_s| + |M_w|}{W_c} \quad \text{N/mm}^2$$

式中: M_s ——同本节2.2.4.7;

W_c ——同本节2.2.4.7;

M_w ——按本节2.2.4.5计算的波浪附加弯矩, kN·m。

2.2.4.10 合成弯曲应力 σ_1 在强力甲板船底处的值应不大于 $157/K \text{ N/mm}^2$, 在中部连续舱口围板顶缘处的值应不大于 $175/K \text{ N/mm}^2$, 其中 K 为材料换算系数按本篇表 1.3.2.3 选取。

2.2.4.11 各计算工况船体梁剖面中和轴处舷侧外板及纵舱壁的剪切应力 τ 应按下式计算:

$$\tau_i = K_i \beta_i \frac{|F_{ext}|}{I} \sum t \quad \text{N/mm}^2$$

式中: F_{ext} ——各计算工况的静水剪力极值、航行计算工况的静水剪力与波浪附加剪力叠加的极值, kN, 其中波浪附加剪力按本节2.2.4.6计算;

I ——剪力极值处船体梁剖面惯性矩, $\text{cm}^2 \cdot \text{m}^2$;

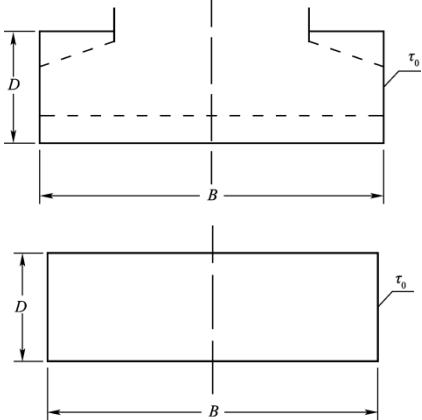
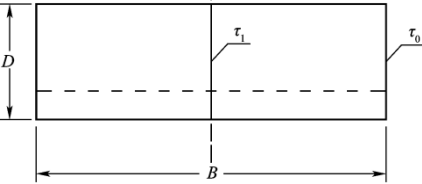
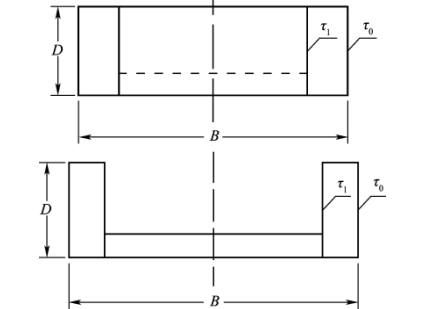
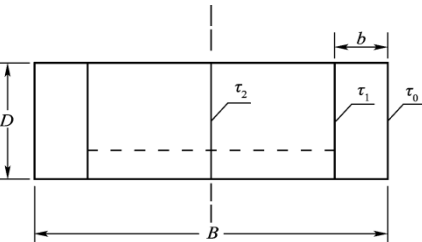
S ——计算剖面位于中和轴以上或以下剖分面积对中和轴的静矩, $\text{cm}^2 \cdot \text{m}$;

$\sum t$ ——计算剖面中和轴处舷侧外板和纵舱壁厚度之和, mm;

K_i 、 β_i ——舷侧外板、纵舱壁剪应力修正系数 (i 为 0、1、2), 根据剖面型式按表2.2.4.11确定。

剪应力修正系数

表 2.2.4.11

剖面型式	纵壁板剪应力修正系数
	$K_0 = 1.0$ $\beta_0 = 1.0$
	$K_0 = 0.9$ $K_1 = 0.2925 + 1.068 \left(\frac{t_1}{t_0} \right) - 0.1197 \left(\frac{t_1}{t_0} \right)^2$ $\beta_0 = \beta_1 = 1.0$ t_0 ——舷侧外板中和轴处板厚; t_1 ——中纵舱壁中和轴处板厚。
	$K_0 = 0.84$ $\beta_0 = 1.0$ $K_1 = 1.2$ $\beta_1 = 1.0$
	$K_0 = 0.75$ $\beta_0 = 1.0774 - 1.6497 \left(\frac{b}{B} \right) + 9.7868 \left(\frac{b}{B} \right)^2 - 10.2748 \left(\frac{b}{B} \right)^3$ $K_1 = 1.0$ $\beta_1 = 1.0$ $K_2 = 1.5$ $\beta_2 = 1.1573 - 1.5191 \left(\frac{b}{B} \right) - 0.8660 \left(\frac{b}{B} \right)^2 + 3.2433 \left(\frac{b}{B} \right)^3$

注：当船体梁剖面纵舱壁超过三道时，应根据实际结构按剪流理论计算剖面中和轴处的剪应力。

2.2.4.12 船体梁横剖面水平中和轴处舷侧外板及纵舱壁的剪切应力值，静水计算工况应不大于 $80/K \text{ N/mm}^2$ ，航行计算工况应不大于 $91/K \text{ N/mm}^2$ ，其中 K 为材料换算系数按本篇表 1.3.2.3 选取。

2.2.5 屈曲强度校核

2.2.5.1 受船体梁弯曲和剪切应力作用的板格、纵向构件，应按下述规定进行屈曲强度校核。

2.2.5.2 计算板格的临界应力时，应将实际板厚按表 2.2.5.2 的规定进行折减。

折减厚度 (mm)

表 2.2.5.2

构件名称	标准折减厚度 (mm)	折减厚度最小、最大极限值 (mm)
强力甲板板、舷侧顶列板、舱口围板	$0.10t$	0.7~2.0
船底板、内底板、舷侧板	$0.15t$	0.7~2.25

构件名称	标准折减厚度 (mm)	折减厚度最小、最大极限值 (mm)
舱壁板 (两面均为液舱)	$0.10t$	$0.7\sim 2.0$
舱壁板 (两面均为干舱)	$0.05t$	$0.5\sim 1.0$
舱壁板 (一面为干舱一面为液舱)	$0.08t$	$0.6\sim 1.5$
其他部位	$0.05t$	$0.5\sim 1.0$

注：表中 t 为实取板厚值 (mm)。

2.2.5.3 板格的临界屈曲应力 σ_{cr} 应不小于其所承受的最大总纵弯曲应力；纵骨的临界屈曲应力 σ_{cr} 应不小于其所承受的最大总纵弯曲应力的1.35倍。

2.2.5.4 板格的剪切临界屈曲应力 τ_{cr} 应不小于其所承受的最大总纵弯曲剪切应力。

2.2.5.5 板格及纵骨的临界屈曲应力 σ_{cr} 按下式计算：

$$\sigma_{cr} = \sigma_E \quad \text{当 } \sigma_E \leq \frac{1}{2} R_{eH}$$

$$\sigma_{cr} = R_{eH} \left(1 - \frac{R_{eH}}{4\sigma_E} \right) \quad \text{当 } \sigma_E > \frac{1}{2} R_{eH}$$

式中： R_{eH} ——材料的屈服强度， N/mm^2 ，普通碳素钢取235；
 σ_E ——弹性屈曲应力， N/mm^2 。

2.2.5.6 板格的剪切临界屈曲应力 τ_{cr} 按下式计算：

$$\tau_{cr} = \tau_E \quad \text{当 } \tau_E \leq \frac{1}{2} \tau_s$$

$$\tau_{cr} = \tau_s \left(1 - \frac{\tau_s}{4\tau_E} \right) \quad \text{当 } \tau_E > \frac{1}{2} \tau_s$$

式中： τ_E ——弹性屈曲剪切应力， N/mm^2 ；
 R_{eH} ——材料的屈服强度， N/mm^2 ，普通碳素钢取235；
 τ_s ——材料参数， N/mm^2 ，取 $\tau_s = \frac{R_{eH}}{\sqrt{3}}$ 。

2.2.5.7 纵骨的弹性屈曲应力 σ_E 按下式计算：

$$\sigma_E = \frac{\pi^2 EI}{l^2 (A + 10st)} \times 10^{-4} \quad \text{N/mm}^2$$

式中： E ——弹性模量， N/mm^2 ，普通钢取 2.06×10^5 ；
 I ——纵骨的剖面惯性矩 (含带板)， cm^4 ，带板宽度取0.5倍纵骨间距；
 l ——纵骨跨距， m ；
 A ——纵骨自身横截面积， cm^2 ；
 s ——纵骨间距， m ；
 t ——纵骨带板厚度， mm 。

2.2.5.8 纵骨架式板格的弹性屈曲应力 σ_E 按下式计算：

$$\sigma_E = \frac{\pi^2 E}{12(1-\mu^2)} C_y \left(\frac{t_b}{s} \right)^2 \times 10^{-6} \quad \text{N/mm}^2$$

式中: E ——弹性模量, N/mm², 普通钢取 2.06×10^5 ;
 μ ——泊松比, 钢材取0.3;
 t_b ——减去本节表2.2.5.2给定值后的板厚, mm;
 s ——板格的短边长度, m;
 C_y ——系数, $C_y = \frac{8.4}{\psi + 1.1}$;
 ψ ——板格短边上最小与最大应力之比(按船体梁弯曲应力的分布确定), $0 \leq \psi \leq 1$ 。

2.2.5.9 横骨架式板格的弹性屈曲应力 σ_E 按下式计算:

$$\sigma_E = K \frac{\pi^2 E}{12(1-\mu^2)} C_y \left(\frac{t_b}{s} \right)^2 \times 10^{-6} \quad \text{N/mm}^2$$

式中: E ——弹性模量, N/mm², 普通钢取 2.06×10^5 ;
 μ ——泊松比, 钢材取0.3;
 t_b ——减去本节表2.2.5.2给定值后的板厚, mm;
 s ——板格的短边长度, m;
 K ——系数, 取值如下:
 $K=1.00$, 板边是普通骨材时;
 $K=1.15$, 板边是组合肋板或单底实肋板时;
 $K=1.20$, 板边是双层底实肋板时;
 C_y ——系数, $C_y = \left(1 + \frac{s^2}{l^2} \right)^2 \frac{2.1}{\psi + 1.1}$;
 ψ ——板格长边上最小与最大应力之比(按船体梁弯曲应力的分布确定), $0 \leq \psi \leq 1$;
 l ——板格的长边长度, m。

2.2.5.10 板格的弹性剪切屈曲应力 τ_E 按下式计算:

$$\tau_E = \frac{\pi^2 E}{12(1-\mu^2)} C_y \left(\frac{t_b}{s} \right)^2 \times 10^{-6} \quad \text{N/mm}^2$$

式中: E ——弹性模量, N/mm², 普通钢取 2.06×10^5 ;
 μ ——泊松比, 钢材取0.3;
 t_b ——减去本节表2.2.5.2给定值后的板厚, mm;
 s ——板格的短边长度, m;
 C_y ——系数, $C_y = 5.34 + 4 \left(\frac{s}{l} \right)^2$;
 l ——板格的长边长度, m。

2.2.5.11 如横骨架式板格的弹性屈曲应力 $\sigma_E < R_{eH}$, 则允许计算压应力超过临界屈曲应力 σ_{cr} , 但不得大于按下式计算的板格平均极限应力 σ_u 的 0.8 倍:

$$\sigma_u = (1 - 2C_y) \sigma_E + C_y R_{eH} \quad \text{N/mm}^2$$

式中: σ_E ——同2.2.5.9;
 R_{eH} ——同2.2.5.5;

C_y ——系数, $C_y = \frac{0.75}{l/s + 1}$;

s ——板格的短边长度, m;
 l ——板格的长边长度, m。

2.2.5.12 支撑横骨架式板格的横向普通骨材应有足够的刚度, 其剖面惯性矩应不小于下式计算所得之值:

$$I = \frac{1}{u_0^4} \left(\frac{l}{s} \right)^3 \frac{lt^3}{12(1-\mu^2)} \chi_n \frac{\varphi}{10} \quad \text{cm}^4$$

式中: l ——骨材跨距, m;
 u_0 ——端部系数, 一般取1.25;
 s ——骨材间距, m;
 t ——骨材带板的厚度, mm;
 μ ——泊松比, 钢材取0.3;
 χ_n ——系数, 按下表取值 (表中 n 为主要构件间普通骨材的数量):

系数 χ_n								表 2.2.5.12
n	1	2	3	4	5	6	7	∞
χ_n	0.203	0.304	0.348	0.366	0.378	0.385	0.391	0.405

φ ——系数, 取值如下:

$$\varphi = \begin{cases} 1 & \sigma_0 \leq \frac{R_{eH}}{2} \\ \frac{R_{eH}}{\sigma_0} \left(1 - \frac{R_{eH}}{4\sigma_0} \right) & \sigma_0 > \frac{R_{eH}}{2} \end{cases}$$

$$\sigma_0 \text{——系数, N/mm}^2, \quad \sigma_0 = \frac{\pi^2 E}{12(1-\mu^2)} \left(\frac{t}{s} \right)^2 \times 10^{-6}。$$

E ——弹性模量, N/mm², 普通钢取 2.06×10^5 ;

第3节 外板及内底板

2.3.1 平板龙骨

2.3.1.1 船中部平板龙骨厚度应按船中部底板厚度增加1mm, 首、尾部平板龙骨厚度应不小于船中部船底板厚度。平板龙骨的宽度应不小于 $0.1B$, 但应不小于0.75m也不必大于1.5m。平底船的平板龙骨厚度可与船中部船底板厚度相同。

2.3.2 船底板

2.3.2.1 船中部船底板厚度 t 应不小于按下式计算所得之值:

$$t = a(\alpha L + \beta s + \gamma) \quad \text{mm}$$

式中: L ——船长, m;
 s ——肋骨或纵骨间距, m;
 a ——航区系数, A级航区取1, B级航区取0.85, C级航区0.7;
 α 、 β 、 γ ——系数, 按骨架型式由表2.3.2.1选取。

系数 α 、 β 、 γ			表 2.3.2.1
骨架型式	α	β	γ
纵骨架式	0.066	4.5	-0.8
横骨架式	0.076	4.5	-0.4

2.3.2.2 船底板厚度 t 尚应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 4.8s\sqrt{d+r} \quad \text{mm}$$

式中：
 d ——吃水，m；
 s ——肋骨或纵骨间距，m；
 r ——半波高，m，按本篇1.2.1的规定确定。

2.3.2.3 首、尾部船底板厚度应不小于船中部的船底板的厚度。

2.3.2.4 过渡区域的船底板厚度应不小于船中部的船底板厚度的 0.8 倍。

2.3.2.5 船底板在任何情况下，其厚度不得小于 3mm。

2.3.3 舳列板

2.3.3.1 舳列板厚度应按船中部船底板厚度增加 0.5mm。若船底板厚度大于 8mm 时，则舳列板厚度可与船底板相同。

2.3.3.2 如采用圆舳，则舳列板宽度应至少超过舳部圆弧以外 100mm，并应超过实肋板面板表面上 150mm。

2.3.3.3 如舳部为折角型，当用连接型材与船底板及舷侧外板对接或搭接相连时，型材厚度应不小于本节 2.3.3.1 规定的舳列板厚度。

2.3.3.4 舳板与相邻船底板或舷侧板采用搭接焊接时，则舳板应位于船底板和舷侧板的外层。

2.3.4 舷侧外板

2.3.4.1 船中部及过渡区域舷侧外板厚度应不小于按本节 2.3.2.1 式和 2.3.2.2 式计算所得之值的 0.9 倍。

2.3.4.2 首、尾部舷侧外板厚度，应不小于船中部舷侧外板的厚度。

2.3.5 舷侧顶列板

2.3.5.1 舷侧顶列板在强力甲板以下的宽度应不小于 $0.1D$ ，且应不小于 250mm。

2.3.5.2 船中部舷侧顶列板的厚度应不小于强力甲板边板厚度的 0.85 倍或舷侧外板厚度增加 1mm，取其大者。舷侧顶列板厚度可逐渐向首尾两端减至首、尾部的舷侧外板的厚度。

2.3.5.3 兼作护舷材的舷侧顶列板厚度应按舷侧外板厚度增厚，其增厚值 Δt 应不小于按下式计算

所得之值:

$$\Delta t = 0.05L + 2.5 \quad \text{mm}$$

式中: L ——船长, m。

2.3.5.4 舷侧顶列板高出甲板的上缘应平整;且在船中部 $0.4L$ 范围内的舷侧顶列板的甲板以上部分,不应开设流水孔。

2.3.6 首尾封板

2.3.6.1 平头型船的首封板厚度应按首部平板龙骨厚度增加 1mm,尾封板厚度应与尾部平板龙骨厚度相同。

2.3.7 局部加强

2.3.7.1 主机座下的船底板,尾轴出口处的外板以及螺旋桨叶梢附近的外板均应按船中部船底板厚度增加 1~2mm。尾轴架穿过处的外板厚度应增加 0.5 倍或加等厚复板。

2.3.7.2 锚链筒出口处的外板及其下方的一块外板厚度应增加 0.5 倍或加等厚复板。

2.3.7.3 测深管下方的外板应设垫板。

2.3.8 内底板

2.3.8.1 内底板的厚度 t 应不小于船底板厚度计算值的 0.8 倍。

2.3.8.2 载货部位内底板厚度 t 尚应不小于按下式计算所得之值:

$$t = 5.5s\sqrt{h} \quad \text{mm}$$

式中: s ——肋骨或纵骨间距, m;

h ——计算水柱高度, m, 自内底板上缘量至干舷甲板边线(或舱棚顶板与围壁板交线)的距离。

2.3.8.3 机舱内的内底板厚度和双层底内为燃油舱的内底板厚度尚应加厚 1mm。

2.3.8.4 如采用抓斗或其他类似机械卸货时,内底板尚应加厚 2mm。

2.3.8.5 内底边板的厚度应不小于内底板厚度。

第 4 节 甲板

2.4.1 强力甲板

2.4.1.1 船长小于 50m 的船舶,强力甲板的最小厚度 t 应不小于表 2.4.1.1 的规定。

强力甲板厚度 t (mm)

表 2.4.1.1

航区 船长 L (m)	A 级	B 级	C 级
$50 > L \geq 40$	5.0	5.0	4.0
$40 > L \geq 20$	3.5	3.5	3.0

对于无中剖面模数校核要求的船舶,中部强力甲板的半剖面积 a 尚应不小于按下式计算所得之值:

$$a = K \frac{B}{2} (0.48L + 10.8) \quad \text{cm}^2$$

式中: K ——系数

A级航区取 $K=1$;

B级航区取 $K = (6882 + 61.84L - 0.66L^2) \times 10^{-4}$;

C级航区取 $K = (6768 + 23.16L - 0.18L^2) \times 10^{-4}$;

L ——船长, m;

B ——船宽, m。

甲板半剖面积系包括船体中部甲板中纵剖线一侧,开口线以外的甲板、甲板边板、舷伸甲板、甲板纵骨、甲板纵桁、平板型护舷材等纵向连续构件的剖面积,若中纵剖线处有纵向连续构件时(如纵桁)计入该构件剖面积的 0.5 倍。

2.4.1.2 船长大于等于 50m 的船舶,船体中部强力甲板的最小厚度 t 应不小于按下式计算所得之值:

$$t = a\beta(3.89 + 0.038L) \quad \text{mm}$$

式中: a ——航区系数, A级航区取1, B级航区取0.85, C级航区取0.75;

β ——系数, 横骨架式取1, 纵骨架式取0.83;

L ——船长, m。

2.4.1.3 船长大于等于 50m 的船舶,首、尾部强力甲板的最小厚度应不小于按本节 2.4.1.2 计算所得船中部强力甲板最小厚度的 0.9 倍。

2.4.1.4 载货部位甲板厚度 t 尚应不小于按下式计算所得之值:

$$t = 6.3s\sqrt{h} \quad \text{mm}$$

式中: s ——肋骨或纵骨间距, m;

h ——计算水柱高度, m, 按本章2.8.1.1对载货甲板的要求计算。

若甲板上的货物用抓斗装卸时,则载货部位甲板厚度应增加 2mm。

2.4.1.5 船中部甲板边板的宽度应不小于 $0.1B$, 厚度应按甲板厚度增加 1mm。首、尾部甲板边板厚度可与该处的甲板厚度相同。

船长小于等于 30m 的船舶,甲板边板宽度应不小于表 2.4.1.5 的规定,边板厚度对 B、C 级航区船舶应按甲板厚度增加 0.5mm。

甲板边板宽度（m）		表 2.4.1.5
船长（m）	甲板边板宽度（m）	
20≤L≤25	0.5	
25<L≤30	0.6	

船中部甲板上未布置大开口的船舶，其甲板边板厚度可与甲板厚度相同。

具有舷伸甲板的船舶，应将甲板边板布置在船舷的内侧。

2.4.1.6 在甲板开口之间的开口线以内的强力甲板厚度可比开口线以外的甲板厚度减薄 1mm。

2.4.2 舷伸甲板

2.4.2.1 强力甲板（或干舷甲板）两舷设置舷伸甲板时，舷伸甲板的厚度应与强力甲板（或干舷甲板）的厚度相同。

2.4.3 非强力甲板

2.4.3.1 非强力甲板（含平台甲板）的厚度 t 应不小于按下式计算所得之值，且不小于 3mm，其中顶篷甲板不小于 2.0mm。

$$t=5.1s\sqrt{h}$$

mm

式中： s ——肋骨或纵骨间距，m；
 h ——计算水柱高度，m，按本章2.8.1.1的规定确定。

2.4.4 局部加强

2.4.4.1 凡甲板上布置有甲板机械，系缆设备的部位应采用等于甲板厚度 1.5 倍的加厚板或用厚度相等的复板补强，复板应采用塞焊与甲板焊接。

第 5 节 单底骨架

2.5.1 一般要求

2.5.1.1 单层底的船底骨架可为横骨架式或纵骨架式。船长小于等于 30m 的船舶，宜采用横骨架式。

2.5.2 实肋板

2.5.2.1 横骨架式船底一般应每个肋位设实肋板，如有特殊需要实肋板间距可适当加大但应不大于 1.8m。纵骨架式船底的实肋板间距应不大于 2.5m。

2.5.2.2 实肋板剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W=Ks(fd+r)t^2$$

cm³

式中： s ——实肋板间距，m；
 f ——系数，按表2.5.2.2（1）选取；
 d ——吃水，m；
 r ——半波高，m，按本篇1.2.1的规定确定；
 l ——实肋板跨距，m，按本篇1.2.3的规定确定；
 K ——系数，根据实肋板跨距内的龙骨道数按下式计算：
$$K = a(l_1 / l - 1.1) + b$$

其中： $a、b$ ——系数，按表2.5.2.2（2）选取；
 l_1/l ——舱长比， l_1 为舱底平面长度，m，取两横舱壁（双向横桁架）的间距，取值范围按表2.5.2.2（3）。

系数 f			表 2.5.2.2（1）
货舱外 f 值	货舱内 f 值		
	自航船	非自航船	
1	0.5	0.25	

系数 a 和 b							表 2.5.2.2 (2)		
骨架型式 系数	横骨架式						纵骨架式		
	主肋骨制			交替肋骨制					
	1 根龙骨	3 根龙骨	5 根龙骨	1 根龙骨	3 根龙骨	5 根龙骨	1 根龙骨	3 根龙骨	5 根龙骨
a	2.50			2.00			1.25		
b	4.0	3.5	3.0	3.2	2.8	2.4	2.0	1.75	1.5

注：主肋骨制，交替肋骨制定义见2.7.1.1

舱长比 l_1/l				表 2.5.2.2（3）
龙骨数	1 根龙骨	3 根龙骨	5 根龙骨	
l_1/l				
上限值	1.5	1.7	1.9	
下限值	1.1			

2.5.2.3 斜底船中部自中纵剖面向舷侧延伸的实肋板的腹板高度可以逐渐减少，但离中纵剖面 $\frac{3}{8}B_i$ (B_i 为该剖面处船宽)处的腹板高度应不小于其在该中纵剖面处腹板高度的 1/2。如图 2.5.2.3 所示。

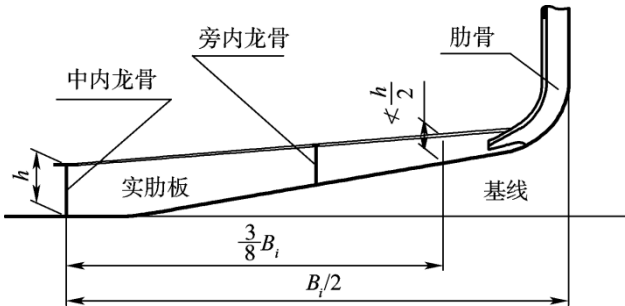


图 2.5.2.3

2.5.3 中内龙骨

2.5.3.1 船底应设置中内龙骨。中内龙骨应尽量贯通全船，首、尾尖舱部分可用间断板。平底船允许以 2 根旁内龙骨(左右各 1 根)代替中内龙骨。单机船的主机基座纵桁如在机舱内贯通，机舱内的中内龙骨可以省略，此时，与机舱毗邻的后舱允许以延伸机座纵桁的 2 根旁内龙骨代替中内龙骨。中

内龙骨与旁内龙骨及基座纵桁不应在舱壁处突然中断，其过渡连接应符合本篇 1.2.4.7 的规定。

2.5.3.2 中内龙骨腹板的高度和厚度与该处实肋板相同，面板剖面积应不小于实肋板面板剖面积的 1.5 倍。

2.5.3.3 中内龙骨在舱壁处中断时应符合本篇 1.2.5.3 的规定。

2.5.4 旁内龙骨

2.5.4.1 旁内龙骨应尽量均匀设置，旁内龙骨之间，以及旁内龙骨与中内龙骨、船舷（或纵舱壁）之间的距离应不大于 2.5m。旁内龙骨应向首、尾两端尽可能延伸。

2.5.4.2 旁内龙骨可为间断构件组成，其尺寸与该处实肋板相同。

2.5.4.3 旁内龙骨与舱壁的连接方式应符合本篇 1.2.5.3 的规定。在首尾部区域旁内龙骨的腹板应尽可能垂直于外板，若有困难，其与外板的夹角应不小于 45°。

2.5.5 底肋骨

2.5.5.1 横骨架式船底未设实肋板的肋位上应设置底肋骨。底肋骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 4.2s(d+r)l^2 + 5 \quad \text{cm}^3$$

式中： s ——肋骨间距，m；
 d ——吃水，m；
 r ——半波高，m，按本篇1.2.1的规定；
 l ——底肋骨跨距，m，内龙骨之间或内龙骨与舷侧之间的距离，取大者。

2.5.5.2 底肋骨的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值：

$$I = 3Wl \quad \text{cm}^4$$

式中： W ——按本节2.5.5.1计算所得的剖面模数；
 l ——同本节2.5.5.1式。

2.5.6 船底纵骨

2.5.6.1 船底纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = Ks(d+r)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： K ——系数，在船中部 $K=0.015L+5.6$ ，但不大于7.4，其中 L 为船长，船中部以外可逐步递减至0.8倍；
 s ——纵骨间距，m；
 d ——吃水，m；
 r ——半波高，m，按本篇1.2.1的规定；
 l ——纵骨跨距，m，取实肋板间距。

2.5.6.2 船底纵骨的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值:

$$I = 1.1(C_w W^{2/3} + f)l^2 \quad \text{cm}^4$$

式中: W ——按本节2.5.6.1计算所得的剖面模数, cm^3 ;
 f ——纵骨带板剖面积, cm^2 ;
 l ——同本节2.5.6.1式;
 C_w ——系数, 角钢取0.73, 球扁钢取0.66。

第6节 双底骨架

2.6.1 一般要求

2.6.1.1 双层底应尽可能自首防撞舱壁至艉尖舱舱壁间连续布置。双层底沿船长方向可采用阶梯形式, 但在船中部区域应保持高度不变。船底板距基平面的高度大于等于 350mm 的尾部区域及尾轴包区域可免设双层底。

2.6.1.2 双层底无论何种骨架形式, 其中纵剖面处的高度 h 应不小于下式计算之值, 且不小于 700mm 也不大于 1500mm。

$$h = 27 + 47B_1 \quad \text{mm}$$

式中: B_1 ——双层底计算跨度, m。单舷侧船取舷侧至舷侧之间的距离, 双舷侧船取内舷板至内舷板之间的距离。

2.6.1.3 双层底的内底板应延伸至船的两侧, 内底边板可以是水平的, 也可以是倾斜的, 如图 2.6.1.3 所示。航行于急流航段的船舶的内底边板应按图 2.6.1.3 (1)、(2)、(5) 所示盖没船的舳部。

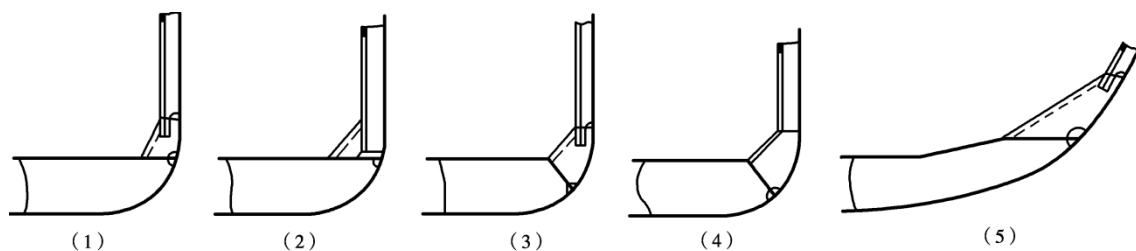


图 2.6.1.3

2.6.1.4 船底骨架由双层底过渡到单层底时, 应符合本篇 1.2.4.4、1.2.4.5 或 1.2.4.6 的规定。

2.6.2 实肋板

2.6.2.1 无论骨架型式如何双底实肋板的间距应不大于 2.5m。

2.6.2.2 横骨架式实肋板厚度 t 不小于按下式计算所得之值:

$$t = 0.005h + 2 \quad \text{mm}$$

式中: h ——双层底计算高度, mm, 取按本节2.6.1.2计算所得之值。

2.6.2.3 当实肋板在中纵剖面处的腹板高度与厚度之比大于 $100\sqrt{K}$ 时, 应在实肋板的腹板上设置

符合下述规定的垂直加强筋：

(1) 加强筋的间距 c 应不大于按下式计算所得之值：

$$c = \frac{50\sqrt{K}}{\frac{h}{t} - 70\sqrt{K}} h \quad \text{mm}$$

式中： t ——实肋板腹板厚度，mm；
 h ——实肋板腹板高度，mm；
 K ——材料换算系数，按本篇1.3.2.3确定。

(2) 加强筋的厚度与实肋板的厚度相同，宽度应不小于厚度的8倍。

2.6.2.4 纵骨架式实肋板厚度 t 应不小于按本节 2.6.2.2 计算值的 1.15 倍。

2.6.3 水密肋板

2.6.3.1 双层底内应设置间距不大于 $0.3L$ 的水密实肋板。水密横舱壁下方应设置水密实肋板。水密实肋板的厚度与实肋板的厚度相同，且应符合本节 2.6.2.3 的规定。

2.6.4 中桁材

2.6.4.1 中桁材应连续贯通。

2.6.4.2 中桁材的厚度应与所在部位平板龙骨的厚度相同，但应不小于相连实肋板的厚度。

2.6.5 旁桁材

2.6.5.1 旁桁材可由间断板构成。

2.6.5.2 旁桁材的厚度应与所在部位船底板厚度相同，但应不小于相连实肋板的厚度。

2.6.5.3 纵骨架式的旁桁材当其腹板的高度与厚度之比大于 $100\sqrt{K}$ 时，应设置符合本节 2.6.2.3 规定的垂向加强筋。

2.6.5.4 旁桁材间距：横骨架式应不大于 4.0m；纵骨架式应不大于 4.5m。如图 2.6.5.4 所示：

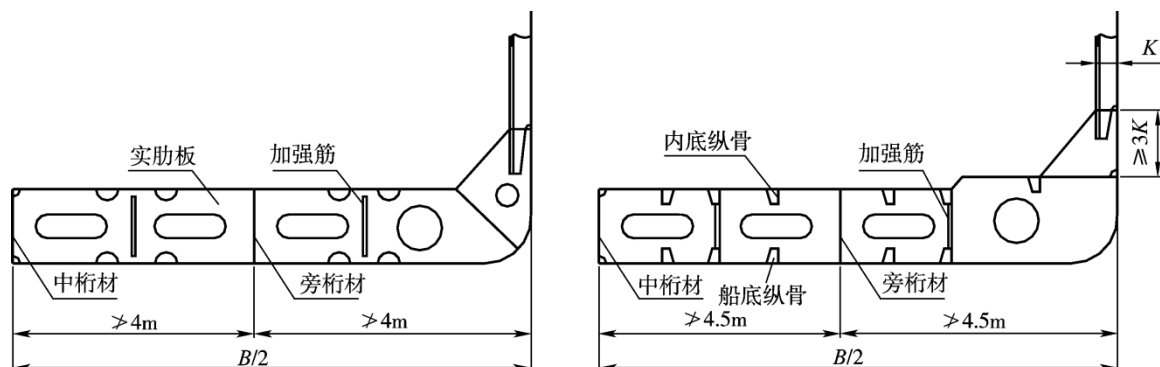


图 2.6.5.4

2.6.5.5 旁纵舱壁下方应设置旁桁材。

2.6.6 组合肋板

2.6.6.1 横骨架式双层底未设实肋板的肋位上, 应设置组合肋板。

组合肋板船底骨材的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 3.8s(d+r)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: s ——船底骨材间距, m;

d ——吃水, m;

r ——半波高, m, 按本篇1.2.1的规定确定;

l ——船底骨材跨距, m, 量自桁材与桁材或桁材与舷侧之间的距离, 取大者。

2.6.6.2 若在船底骨材跨距中点设置撑材, 船底骨材的剖面模数可按本节 2.6.6.1 的要求减少 40%, 此时, 撑材的剖面积应不小于船底骨材的剖面积。撑材应用高度不小于船底骨材高度 1.5 倍, 厚度与其相同的肘板与内外底骨材连接。

2.6.6.3 内底骨材的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = W_1 \frac{h}{D} \quad \text{cm}^3$$

式中: W_1 ——按本节 2.6.6.1 式计算所得的剖面模数;

h ——自内底板量至干舷甲板(或舱棚顶板)下缘的垂直距离, m;

D ——型深, m。

内底骨材的剖面模数尚应不小于船底骨材剖面模数的 0.85 倍。

2.6.7 船底纵骨与内底纵骨

2.6.7.1 船底纵骨的剖面模数为本章 2.5.6.1 式计算所得之值的 0.8 倍。惯性矩应符合本章 2.5.6.2 的规定。内底纵骨的剖面模数应符合本节 2.6.6.3 的规定, 其中 W_1 为船底纵骨的剖面模数。

2.6.7.2 若在船底与内底纵骨跨中设置垂直撑材时, 则船底及内底纵骨的剖面模数可按本节 2.6.7.1 的要求减少 40%。撑材的剖面积不小于船底纵骨的剖面积。撑材应用高度不小于船底纵骨高度 1.5 倍厚度与其相同的肘板与内外底纵骨连接。

2.6.7.3 当船底纵骨跨中设置垂直撑材时, 其剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值:

$$I = \frac{1.1}{k} (C_w W^{2/3} + f) l^2 \quad \text{cm}^4$$

式中: W ——按本节2.6.7.2计算所得的剖面模数, cm^3 ;

f ——纵骨带板剖面积, cm^2 ;

l ——纵骨跨距, m, 取实肋板间距;

C_w ——系数, 角钢取0.73, 球扁钢取0.66;

k ——系数, $k = 1.85 - 1.54\beta + 0.64\beta^2$;

其中: β ——系数, $\beta = -0.34 + 0.29D - 0.022D^2$;

D ——型深, m。

2.6.8 污水阱

2.6.8.1 船舱内设置的内底板如本章图 2.6.1.3 (1)、(2)、(5) 所示者,应在内底板上设置污水阱。污水阱底板至船底板的距离应不小于 300mm。污水阱围壁板及底板厚度应按实肋板厚度加厚 2mm。

第 7 节 舷侧骨架

2.7.1 一般要求

2.7.1.1 舷侧骨架可采用横骨架式或纵骨架式。横骨架式舷侧骨架可采用单一主肋骨制或强肋骨与普通肋骨相间布置的交替肋骨制结构形式。对船底和甲板为纵骨架式而舷侧为横骨架式的船舶,舷侧骨架则应采用交替肋骨制。

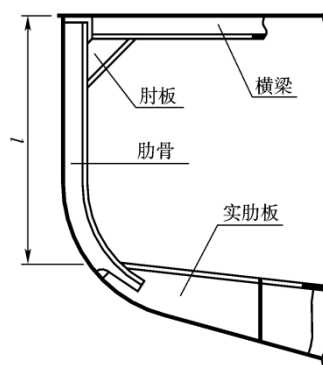
2.7.1.2 主肋骨和普通肋骨的间距应符合本篇 1.2.1.4 的规定。强肋骨间距应不大于 2.5m。强肋骨应设置在实肋板平面内。

2.7.2 肋骨和纵骨

2.7.2.1 主肋骨和交替肋骨制的普通肋骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = Ks(d+r)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: K ——系数,按表2.7.2.1选取;
 s ——肋骨间距, m;
 d ——吃水, m;
 r ——半波高, m,按本篇1.2.1确定;
 l ——肋骨跨距, m,取肋骨与实肋板内缘交点至肋骨与横梁内缘交点间的距离。



当设有舷侧纵桁时,主肋骨的剖面模数仍应不小于按上式计算所得之值。

对于交替肋骨制的普通肋骨,当设有1道舷侧纵桁时其剖面模数取不小于上式计算所得之值的0.5倍,当设有2道舷侧纵桁时其剖面模数取不小于上式计算所得之值的0.3倍,当设有3道及以上舷侧纵桁时其剖面模数取不小于上式计算所得之值的0.25倍。舷侧纵桁应尽可能均匀分布。

系数 k

表 2.7.2.1

船舶类别	主肋骨	普通肋骨
自航船	3.8	3.2
非自航船	4.4	3.8

2.7.2.2 舷侧纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 4.63s(d+r)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: s ——纵骨间距, m;
 l ——纵骨跨距, m,取强肋骨间距;
 d ——设计吃水, m;

r ——半波高, m, 按本篇1.2.1的规定。

2.7.2.3 舷侧纵骨的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值:

$$I = 1.1(C_w W^{2/3} + f)l^2 \quad \text{cm}^4$$

式中: W ——按本节2.7.2.2计算所得的剖面模数, cm^3 ;

f ——纵骨带板剖面积, cm^2 ;

l ——同本节2.7.2.2式;

C_w ——系数, 角钢取0.73, 球扁钢取0.66。

2.7.3 强肋骨

2.7.3.1 舷侧骨架为交替肋骨制时, 强肋骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = Ks(d + r)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: K ——系数, 自航船取4.0, 非自航船取4.7;

s ——强肋骨间距, m;

d ——吃水, m;

r ——半波高, m, 按本篇1.2.1的规定确定;

l ——强肋骨跨距, m, 按本篇1.2.3的规定确定。

2.7.3.2 舷侧骨架为纵骨架式时, 强肋骨剖面模数应不小于横骨架式强肋骨剖面模数的 1.1 倍。

2.7.4 舷侧纵桁

2.7.4.1 舷侧骨架如设置舷侧纵桁时, 舷侧纵桁的剖面尺寸应与强肋骨相同, 且应尽量延伸至首尾。

2.7.4.2 非自航船当肋骨跨距超过 2m 时, 应至少设置一道舷侧纵桁。

第8节 甲板骨架

2.8.1 甲板横梁

2.8.1.1 横骨架式甲板应在每个肋位上设置横梁, 其剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 5cshl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: c ——系数, 对A级航区强力甲板取1.45, B级航区强力甲板取1.2, C级航区强力甲板取1.0; 当强力甲板载货时取1.0; 其余甲板均取1.0;

s ——横梁间距, m;

l ——横梁跨距, m, 取舷侧与甲板纵桁(纵舱壁)或甲板纵桁(纵舱壁)之间距离之大者, 且不小于2m。船长小于30m的船舶, 载货区域甲板横梁取实际跨距;

h ——甲板计算水柱高度, m, 按表2.8.1.1确定。

甲板计算水柱高度 h (m)

表 2.8.1.1

甲板名称及处所	计算水柱高度 h	备注
强力甲板	0.5m	
双甲板船的干舷甲板	0.35m	
起居甲板	0.35m	
顶篷甲板	0.2m	
平台甲板	机舱及机修平台: 1.0m; 深舱平台: 取平台甲板上表面至上一层甲板下表面的垂直距离, m, 但不小于 2m; 其他平台: 0.35m。	
厨房、餐厅、储物间	0.4m	当处所位于强力甲板上时应取 0.5m。
客船的门厅	0.45m	当处所位于强力甲板上时应取 0.5m。
载货甲板	$h = K \frac{Q}{F} \quad \text{m}$ 式中: Q ——甲板载货 (或局部载货) 总重量, t; F ——载货所占面积, m ² ; K ——系数, 货物的积载因数小于等于 0.45m ³ /t 时取 1.30, 货物的积载因数大于 0.45m ³ /t 时取 1.15。	A 级航区强力甲板应不小于 0.725m; B 级航区强力甲板应不小于 0.6m; C 级航区强力甲板应不小于 0.5m; 其余甲板应不小于 0.35m。

2.8.1.2 强力甲板横梁的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值:

$$I = 3Wl \quad \text{cm}^4$$

式中: W ——按本节2.8.1.1式计算所得之剖面模数;
 l ——同本节2.8.1.1式。

2.8.1.3 露天甲板的梁拱一般不小于船宽的 1/50, 客船不小于船宽的 1/80。遮蔽处所甲板的梁拱应不小于甲板宽度的 1/100, 如有特殊需要可适当降低。

2.8.1.4 顶篷甲板的横梁间距必要时可适当加宽。

2.8.2 甲板纵骨

2.8.2.1 甲板纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = kcs h l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: k ——系数, 船中部强力甲板取 $k = 0.05L + 4$, 但不必大于10; 中部以外向首、尾逐步递减至 $0.8k$, 但应不小于5.5; 非强力甲板取5.5;
 c 、 h ——按本节2.8.1.1的规定确定;
 s ——纵骨间距, m;
 l ——纵骨跨距, m, 取强横梁间距。

2.8.2.2 强力甲板纵骨的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值:

$$I = 1.1(C_w W^{2/3} + f) l^2 \quad \text{cm}^4$$

式中: W ——按本节2.8.2.1计算所得的剖面模数, cm³;

f ——纵骨带板剖面积, cm^2 ;
 l ——同本节2.8.2.1式;
 C_w ——系数, 角钢取0.73, 球扁钢取0.66。

2.8.3 甲板纵桁

2.8.3.1 甲板纵桁间距一般不大于 2.5m。强力甲板纵桁应尽可能在龙骨（底纵桁）平面内。

2.8.3.2 横骨架式甲板纵桁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = kcbhl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: k ——系数, 强力甲板取 $k = 0.03L + 4.8$, 但不必大于8.4; 非强力甲板取5.5;
 c 、 h ——按本节2.8.1.1的规定;
 b ——甲板纵桁支承面积的平均宽度, m;
 l ——纵桁跨距, m, 按本篇1.2.3的规定确定。

2.8.3.3 横骨架式甲板纵桁的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值:

$$I = 2.75Wl \quad \text{cm}^4$$

式中: W ——按本节2.8.3.2式计算所得之剖面模数;
 l ——同本节2.8.3.2式。

2.8.3.4 当仅在强力甲板（或干舷甲板）下方设置支柱时, 横骨架式强力甲板（或干舷甲板）甲板纵桁剖面模数应不小于按下式计算所得之值:

$$W = kk_z k_{zg} k_b bhl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: b ——甲板纵桁支承面积的平均宽度, m;
 h ——甲板计算载荷相当水柱高度, 按本节2.8.1.1确定;
 l ——纵桁跨距, m, 取两横舱壁间的距离;
 k ——系数, $k = 0.03L + 4.8$, 但不必大于8.4, 其中 L 为船长, m;
 k_z ——系数, 按表2.8.3.4确定;
 k_{zg} ——系数, $k_{zg} = C_1 \lambda + C_2$

其中: λ ——参数, $\lambda = h/d_0$; 当 $\lambda < 0.2$ 时, 取 $\lambda = 0.2$; 当 $\lambda > 0.2$ 时, 取 $\lambda = d_0/h$;
 d_0 ——计算吃水, m, 支柱位于空舱内时取为满载吃水; 支柱位于货舱（含机舱）内时, 取为满载吃水的0.6倍;

$$C_1 \text{——参数, } C_1 = 0.926 \left(\frac{B_1}{L_1} \right)^3 - 3.194 \left(\frac{B_1}{L_1} \right)^2 + 1.806 \left(\frac{B_1}{L_1} \right) + 0.474;$$

$$C_2 \text{——参数, } C_2 = -0.858 \left(\frac{B_1}{L_1} \right)^3 + 2.917 \left(\frac{B_1}{L_1} \right)^2 - 1.420 \left(\frac{B_1}{L_1} \right) + 0.352;$$

B_1 ——甲板板架宽度, m, 取两舷（或两内舷壁）间的距离;

L_1 ——甲板板架长度, m, 取两横舱壁间的距离;

当 $B_1/L_1 < 0.5$ 时, 取 $B_1/L_1 = 0.5$; 当 $B_1/L_1 > 1.75$ 时, 取 $B_1/L_1 = 1.75$;

k_b ——系数, 当支柱坐落在单底结构上时, 取1; 当支柱坐落在双层底结构上时, 取

$$k_b = 0.23 + 0.77\lambda。$$

系数 k_z

表 2.8.3.4

λ	甲板纵桁跨间支柱数					
	1	2	3	4	5	≥ 7
0.1	0.858	0.524	0.416	0.364	0.317	0.276
0.2	0.548	0.324	0.250	0.212	0.181	0.158
0.3	0.391	0.223	0.166	0.136	0.114	0.097
0.4	0.313	0.173	0.124	0.099	0.081	0.066
0.5	0.266	0.143	0.099	0.076	0.061	0.048
0.6	0.235	0.123	0.082	0.061	0.047	0.036
0.8	0.196	0.097	0.061	0.042	0.031	0.021
1.0	0.181	0.091	0.056	0.039	0.031	0.022

表中：当比值 λ 不在表中时，可内插值确定。

支柱应尽可能均匀布置。支柱间距的不均匀度应满足 $|b-b_0|/b_0 \leq 0.3$ （式中 b 为支柱的实际间距， b_0 为支柱均匀布置时的间距）。

甲板纵桁的剖面尺寸也可按本篇 1.9.7 的规定由直接计算确定。

2.8.3.5 纵骨架式甲板纵桁的剖面尺寸取与纵骨架式强横梁相同。

2.8.3.6 甲板纵桁在同一舱室内的跨距相差较大时纵桁腹板可做成不等高度，但高腹板应逐渐过渡到低腹板，过渡范围的长度应不小于腹板高度之差的 3 倍。

2.8.3.7 甲板纵桁在横舱壁处应与舱壁垂直桁或扶强材对正，如有困难应采取有效支承措施。

2.8.3.8 顶篷甲板纵桁的上面若无钢质甲板时，应增设钢质牵条板，其厚度应不小于 2.5mm，宽度应不小于 150mm，包括牵条板在内的甲板纵桁剖面模数应不小于本节 2.8.3.2 的规定。

2.8.3.9 甲板纵桁跨距内如承受上方支柱传递的集中载荷时，其剖面尺寸应按梁理论计算确定或按本篇 1.9.7 的规定由直接计算确定。计算时，假定甲板纵桁的两端为刚性固定，并叠加由上方支柱传递的集中载荷，许用弯曲应力 $128/K \text{ N/mm}^2$ ，其中 K 为材料换算系数，按本篇 1.3.2.3 确定。

2.8.4 舱口边甲板纵桁

2.8.4.1 舱口边甲板纵桁（含舱口围板）的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值

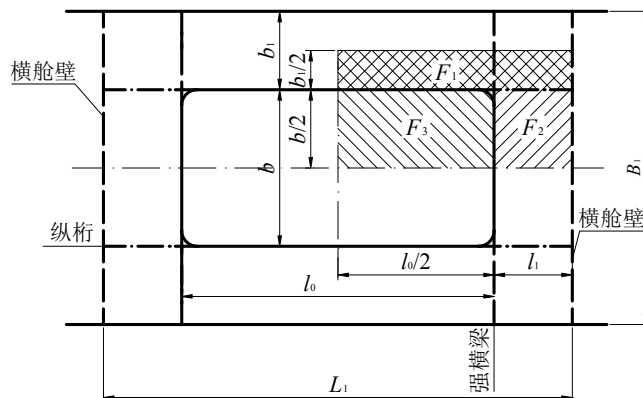


图 2.8.4.1

(1) 舱口四角及舱内无支柱时:

$$W = 3.6k_1k_2k_3Pl \quad \text{cm}^3$$

式中: l ——舱口纵桁跨距, m, 取两横舱壁间的间距; m

P ——相当负荷, t, $P = 2[(F_1 + F_2)ch + F_3h_0]$;

k_1 ——系数, $k_1 = 2.54 - 2.464\delta$;

k_2 ——系数, $k_2 = -0.275 + 2.04\alpha$;

k_3 ——系数, $k_3 = 2.0 - \beta$;

其中: h ——甲板载荷相当水柱高度, m, 按本节2.8.1.1的规定;

F_1 、 F_2 、 F_3 ——载荷支承面积, m^2 , 按图2.8.4.1所示计算;

c ——系数, 按本节2.8.1.1的规定;

h_0 ——舱口盖载荷相当水柱高度, m, 钢质舱盖取0.25; 其他非钢质舱盖取0.15; 若舱口盖上装载货物时, 取货物的相当水柱高度;

δ ——参数, $\delta = b/B_1$, 取 $0.4 \leq \delta \leq 0.8$;

α ——参数, $\alpha = l_0/L_1$, 取 $0.4 \leq \alpha \leq 0.8$;

β ——参数, $\beta = L_1/B_1$, 取 $0.5 \leq \beta \leq 1.5$;

l_0 ——舱口长度, m;

b ——舱口宽度, m;

L_1 ——舱口区域甲板板架的长度, m, 取两横舱壁间的距离;

B_1 ——舱口区域甲板板架宽度, m, 取两舷(或两内舷壁)间的平均距离。

(2) 在舱口端强横梁跨中设有支柱时:

$$W = 7.1k_1k_2k_bk_qPl \quad \text{cm}^3$$

式中: l ——舱口纵桁的跨距, m, 同本节2.8.4.1 (1);

P ——相当负荷, t, $P = 2[(F_1 + F_2)ch + F_3h_0]$;

k_1 ——系数, $k_1 = -1.0 + 3.2\alpha$;

k_2 ——系数, $k_2 = 4.96 - 6.68\beta + 2.72\beta^2$;

k_b ——系数, 同本节2.8.3.4;

k_q ——系数, $k_q = 0.23 + 0.087\lambda - 0.049\lambda^2$,

其中: h 、 h_0 ——同本节2.8.4.1 (1);

F_1 、 F_2 、 F_3 ——同本节2.8.4.1 (1);

c 、 α 、 β ——同本节2.8.4.1 (1);

λ ——参数, 同本节2.8.3.4。

(3) 舱口四角设支柱时:

$$W = 7.1k_1k_qPl \quad \text{cm}^3$$

式中: l ——边纵桁的跨距, m, 同本节2.8.4.1 (1);

P ——相当负荷, t, $P = 2[(F_1 + F_2)ch + F_3h_0]$;

k_1 ——系数, $k_1 = -0.63 + 2.61\alpha$;

k_b ——系数, 同本节2.8.3.4;

k_q ——系数, $k_q = 0.38 - 0.24\lambda + 0.143\lambda^2$;

其中: h 、 h_0 ——同本节2.8.4.1 (1);

F_1 、 F_2 、 F_3 ——同本节2.8.4.1 (1);

c 、 α ——同本节2.8.4.1 (1);

λ ——参数, 同本节2.8.3.4。

2.8.4.2 舱口边甲板纵桁(含舱口围板)的剖面惯性矩 I 应符合本节 2.8.3.3 的规定。

2.8.4.3 舱口边甲板纵桁的剖面尺寸也可按本篇 1.9.7 的规定由直接计算确定。

2.8.5 强横梁

2.8.5.1 甲板应设置强横梁。强力甲板的强横梁间距应不大于 2.5m, 且应与强肋骨(或主肋骨)、实肋板在同一平面内。

2.8.5.2 纵骨架式甲板强横梁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = kcshl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: k ——系数, 强力甲板取5.7; 非强力甲板取5.1;

c 、 h ——按本节2.8.1.1的规定;

s ——强横梁间距, m;

l ——强横梁跨距, m, 按本篇1.2.3的规定确定。

2.8.5.3 甲板强横梁的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值:

$$I = kWl \quad \text{cm}^4$$

式中: W ——按本节2.8.5.2式计算所得之剖面模数;

k ——系数, 强力甲板取2.75; 非强力甲板取2.2;

l ——同本节2.8.5.2式。

2.8.5.4 当仅在强力甲板(或干舷甲板)下方设置支柱时, 纵骨架式强力甲板(或干舷甲板)强横梁剖面模数应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 5.7k_q k_{qs} k_b s l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: s ——强横梁间距, m;

h ——甲板计算载荷相当水柱高度, 按本节2.8.1.1的规定;

l ——强横梁跨距, m, 取舷侧至纵舱壁(纵桁架)或纵舱壁(纵桁架)之间的距离;

k_q ——系数, 按表2.8.5.4确定;

k_{qs} ——系数, $k_{qs} = C_1 \lambda + C_2$;

其中: λ ——参数, 同本节2.8.3.4;

$$C_1 \text{——参数, } C_1 = 1.482 \left(\frac{L_1}{B_1} \right)^3 - 5.027 \left(\frac{L_1}{B_1} \right)^2 + 3.416 \left(\frac{L_1}{B_1} \right) + 0.120 ;$$

$$C_2 \text{——参数, } C_2 = -1.433 \left(\frac{L_1}{B_1} \right)^3 + 4.893 \left(\frac{L_1}{B_1} \right)^2 - 3.322 \left(\frac{L_1}{B_1} \right) + 0.876 ;$$

B_1 ——甲板板架宽度, m, 取舷侧至纵舱壁(纵桁架)或纵舱壁(纵桁架)之间的距离;

L_1 ——甲板板架长度，m，取两横舱壁间的距离；
当 $L_1/B_1 < 0.5$ 时，取 $L_1/B_1 = 0.5$ ；当 $L_1/B_1 > 1.75$ 时，取 $L_1/B_1 = 1.75$ ；
 k_b ——系数
当支柱坐落在单底结构上时，取1；
当支柱坐落在双层底结构上时，取 $k_b = 0.097 + 0.903\lambda$ 。

系数 k_q

表 2.8.5.4

λ	强横梁跨间支柱数					
	1	2	3	4	5	≥ 7
0.1	1.302	0.860	0.671	0.560	0.505	0.501
0.2	0.816	0.515	0.385	0.320	0.285	0.283
0.3	0.571	0.341	0.245	0.200	0.175	0.171
0.4	0.448	0.254	0.175	0.140	0.120	0.115
0.5	0.375	0.202	0.135	0.105	0.088	0.081
0.6	0.325	0.167	0.105	0.080	0.066	0.058
0.8	0.264	0.124	0.072	0.048	0.039	0.030
1.0	0.227	0.098	0.053	0.032	0.023	0.017

表中：当比值 λ 不在表中时，可内插值确定。

支柱应尽可能均匀布置。支柱间距的不均匀度应满足 $|b - b_0|/b_0 \leq 0.3$ （式中 b 为支柱的实际间距， b_0 为支柱均匀布置时的间距）。

强横梁的剖面尺寸也可按本篇 1.9.7 的规定由直接计算确定。

2.8.5.5 横骨架式强横梁的剖面尺寸取与横骨架式甲板纵桁相同。

2.8.5.7 强横梁跨距内如承受上方支柱传递的集中载荷时，其剖面尺寸应按梁理论计算确定或按本篇 1.9.7 的规定由直接计算确定。计算时，假定甲板强横梁的两端为刚性固定，并叠加由上方支柱传递的集中载荷，许用弯曲应力 $128/K \text{ N/mm}^2$ ，其中 K 为材料换算系数，按本篇 1.3.2.3 确定。

2.8.6 舱口端横梁

2.8.6.1 舱口端横梁（含舱口围板）的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

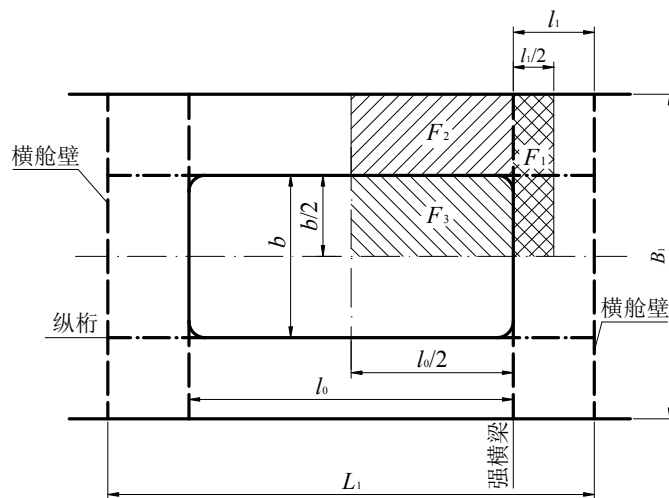


图 2.8.6.1

(1) 舱口四角及舱内无支柱时：

$$W = 1.55k_1k_2k_3Pl \quad \text{cm}^3$$

式中: l ——舱口端横梁跨距, m, 取两舷(或两内舷壁)间的距离;

P ——相当负荷, t, $P = 2[(F_1 + F_2)h + F_3h_0]$;

k_1 ——系数, $k_1 = -0.25 + 2.0\delta$;

k_2 ——系数, $k_2 = 2.35 - 2.16\alpha$;

k_3 ——系数, $k_3 = 0.20 - 1.04\beta + 1.84\beta^2$;

其中: h 、 h_0 ——同本节2.8.4.1 (1);

δ 、 α 、 β ——同本节2.8.4.1 (1);

F_1 、 F_2 、 F_3 ——载荷支承面积, m^2 , 按图2.8.6.1所示计算。

(2) 在舱口端横梁跨中设有支柱时:

$$W = 5.7k_1k_2k_bk_qPl \quad cm^3$$

式中: l ——舱口端横梁跨距, m, 同本节2.8.6.1 (1);

P ——相当负荷, t, $P = 2[(F_1 + F_2)h + F_3h_0]$;

k_1 ——系数, $k_1 = 1.75 - 1.2\alpha$;

k_2 ——系数, $k_2 = -0.67 + 1.67\beta$;

k_b ——系数, 同本节2.8.5.4;

k_q ——系数, $k_q = 0.68 - 1.76\lambda + 2.52\lambda^2 - 1.17\lambda^3$;

其中: h 、 h_0 ——同本节2.8.4.1 (1);

α 、 β ——同本节2.8.4.1 (1);

F_1 、 F_2 、 F_3 ——同本节2.8.6.1 (1);

λ ——参数, 同本节2.8.3.4。

(3) 舱口四角设支柱时:

$$W = 5.7k_1k_bk_qPl \quad cm^3$$

式中: l ——端横梁的跨距, m, 同本节2.8.6.1 (1);

P ——相当负荷, t, $P = 2[(F_1 + F_2)h + F_3h_0]$;

k_1 ——系数, $k_1 = -1 + 3.2\delta$;

k_b ——系数, 同本节2.8.5.4;

k_q ——系数, $k_q = 0.37 - 0.24\lambda + 0.15\lambda^2$;

其中: h 、 h_0 ——同本节2.8.4.1 (1);

δ ——同本节2.8.4.1 (1);

F_1 、 F_2 、 F_3 ——同本节2.8.6.1 (1);

λ ——参数, 同本节2.8.3.4。

2.8.6.2 舱口端横梁(含舱口围板)剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值:

$$I = 3Wl \quad cm^4$$

式中: W ——按本节2.8.6.1计算所得之剖面模数;

l ——同本节2.8.6.1式。

2.8.6.3 舱口端横梁的剖面尺寸也可按本篇 1.9.7 的规定由直接计算确定。

2.8.7 舷伸甲板骨架

2.8.7.1 强力甲板（或干舷甲板）两舷可设置如图 2.8.7.2 所示的舷伸甲板。舷伸甲板的舷伸梁间距应不大于 2.5m，其所在的舷侧处应设置强肋骨。舷伸甲板下应设置纵骨或在舷伸梁之间设置横梁，其尺寸与强力甲板（或干舷甲板）的纵骨或横梁相同。

2.8.7.2 船中部舷伸甲板的宽度 b 一般应不大于 $0.1B$ 且不大于 2.0m。舷伸梁在舷侧连接处的腹板高度应不小于舷伸甲板宽度的 $1/3$ ，其厚度应不小于上述高度的 $1/100$ ，但不小于 3mm，如图 2.8.7.2 所示。舷伸梁腹板在自由边上应设面板，面板的厚度不小于腹板厚度加 1mm，面板的宽度不小于其厚度的 8 倍且不小于 50mm。

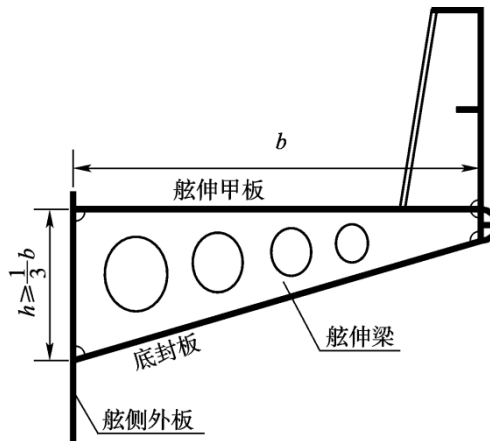


图 2.8.7.2

2.8.7.3 舷伸甲板如设底封板时，其厚度应不小于舷侧外板厚度的 0.8 倍，且不大于 6mm。

2.8.7.4 当舷伸甲板设有底封板时，应在舷伸梁的底角处开设流水孔。每舷应尽可能在底封板的最低处适当布置泄水孔，并配有不锈钢材料制成的水密栓塞。

2.8.7.5 舷伸梁的腹板上可以开圆形减轻孔，且开孔直径应不大于该处腹板高度的 0.5 倍。

2.8.7.6 舷伸甲板一般是作为通道使用，若用于其他用途且承受较大载荷时，其结构布置应特殊考虑，且尚需由直接计算校核结构强度。直接计算校核一般可按下述原则：

- (1) 计算模型采用板梁组合单元的有限元模型。
- (2) 模型范围一般应取在同一平面内的舷伸梁、甲板强横梁、强肋骨、实肋板的半宽模型，其中舷伸梁、甲板强横梁、强肋骨和实肋板的带板宽度应符合本篇 1.2.3.1 的规定。
- (3) 舷伸梁、强横梁、强肋骨、实肋板的腹板采用板单元模拟，面板和带板采用杆单元模拟。单元网格尺寸不大于 50mm×50mm。
- (4) 在强横梁和实肋板的中纵剖面节点上施加全位移约束，即 $u_x=u_y=u_z=0$ ， $\theta_x=\theta_y=\theta_z=0$ 。在实肋板的舭部节点上施加线位移约束 $u_x=u_y=u_z=0$ 。
- (5) 计算载荷按实际承载工况确定，以线性分布力或集中力施加在舷伸梁的带板上。
- (6) 舷伸梁、强横梁、强肋骨的强度衡准应满足本篇 1.9.7.7 的要求。

2.8.8 局部加强

2.8.8.1 在设置甲板机械，舾装设备的部位，应视具体情况加设强横梁，短纵桁或支柱等。

第9节 悬臂梁

2.9.1 一般要求

2.9.1.1 本节所指的悬臂梁，是从舷边延伸至其所支持的舱口甲板纵桁的甲板强横梁，并假设悬臂梁均匀布置，舱口纵桁受悬臂梁支持，甲板及舱口盖承受均匀负荷。

2.9.1.2 悬臂梁面板与强肋骨面板内缘相交处为悬臂梁及支承强肋骨的计算剖面，如图 2.9.1.2 所示。

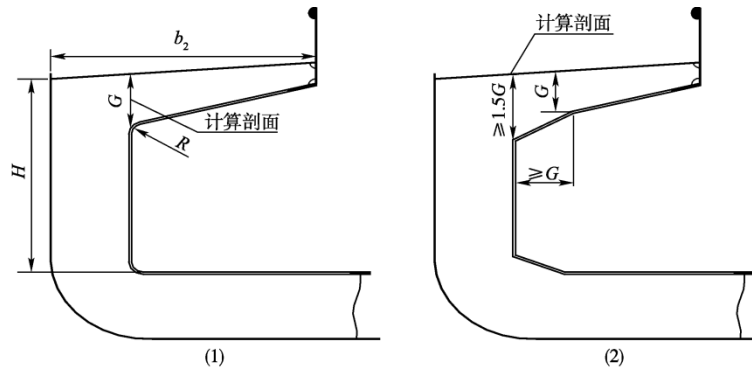


图 2.9.1.2

2.9.1.3 如舱口甲板纵桁由舱口端横梁和悬臂梁共同支承，舱口甲板纵桁的甲板下部分可与其他纵桁尺寸相同；甲板以上舱口围板应符合本章第 15 节的规定。

2.9.2 悬臂梁

2.9.2.1 悬臂梁的间距应不大于 2.5m。

2.9.2.2 悬臂梁计算剖面的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 5.5hsb_2^2 + 28.5b_2l_0 \left(\frac{b_1h_1 + b_2h - 0.144I/l_0^3}{n+1} \right) \text{ cm}^3$$

式中： h ——按本章 2.8.1.1 的规定计算；

h_1 ——舱口盖载荷相当水柱高度，m，取等于本章 2.8.4.1 规定的 h_0 ；

s ——悬臂梁间距，m；

n ——舱口一侧的悬臂梁数目；

b_1 ——舱口宽度，m；

b_2 ——舱口一侧的甲板宽度，m；

l_0 ——舱口长度，m；

I ——舱口甲板纵桁的剖面惯性矩， cm^4 。

2.9.2.3 悬臂梁末端腹板的截面积 a 应不小于按下式计算所得之值：

$$a = \frac{0.7l_0^3(b_1h_1 + b_2h) - 0.1I}{(n+1)l_0^2} \text{ cm}^2$$

式中： h 、 h_1 ——同本节 2.9.2.2；

b_1 、 b_2 ——同本节 2.9.2.2；

l_0 、 I 、 n ——同本节2.9.2.2。

悬臂梁腹板末端的高度尚应不小于计算剖面处腹板高度的0.5倍。

2.9.2.4 悬臂梁上方若设置有甲板机械或其他集中载荷时，悬臂梁应作特别考虑。

2.9.3 支承强肋骨

2.9.3.1 每根悬臂梁均应设置支承强肋骨，强肋骨计算剖面处的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = W_e \left(1 - \frac{G}{H} \right) \quad \text{cm}^3$$

式中： W_e ——悬臂梁计算剖面处的剖面模数， cm^3 ；

G ——悬臂梁计算剖面处的高度， m ；

H ——自实肋板面板与强肋骨面板相交点至甲板边线的垂直距离， m ，如图2.9.1.2所示。

2.9.3.2 支承强肋骨的剖面模数从计算剖面起向下端可逐渐减少，但下端最小剖面模数应不小于计算剖面处剖面模数的0.8倍，且应不小于一般强肋骨的剖面尺寸。

第10节 无支柱的甲板强骨架

2.10.1 一般要求

2.10.1.1 无支柱甲板板架的强横梁和甲板纵桁应尽可能均匀布置，强横梁间距和甲板纵桁间距的不均匀度应符合下式规定：

$$\frac{|b - b_0|}{b_0} \leq 0.25$$

式中： b ——构件间的实际间距， m ；

b_0 ——构件均匀布置时的间距， m 。

2.10.1.2 无支柱甲板强横梁的端部应设有强肋骨或围壁扶强材。围壁扶强材的剖面模数应不小于强横梁剖面模数的0.6倍。

2.10.1.3 无支柱甲板纵桁的端部应设有舱壁垂直桁或围壁扶强材。围壁扶强材的剖面模数应不小于甲板纵桁剖面模数的0.6倍。

2.10.1.4 无支柱甲板板架的构件尺寸也可按本篇1.9.7的规定由直接计算确定。

2.10.2 甲板强横梁

2.10.2.1 当甲板板架下方未设置支柱时，甲板强横梁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值，且不小于甲板纵桁的剖面模数：

$$W = k k_b s h l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： k ——系数，对于强力甲板取5.7，对于非强力甲板取5.1；
 k_b ——系数，按表2.10.2.1选取；
 s ——强横梁间距，m；
 h ——计算载荷相当水柱高度，m，按本节2.8.1.1确定；
 l ——强横梁计算跨距，m，取两舷侧之间（或两侧围壁之间）的距离。

系数 k_b 表 2.10.2.1

$\frac{l_c}{B_c}$	1 道甲板纵桁				3 道甲板纵桁				≥5 道甲板纵桁			
	强横梁数量				强横梁数量				强横梁数量			
	1	3	5	≥7	1	3	5	≥7	1	3	5	≥7
0.5	0.154	0.162	0.184	0.213	0.052	0.089	0.120	0.148	0.041	0.062	0.074	0.094
0.75	0.172	0.250	0.317	0.369	0.107	0.188	0.247	0.294	0.064	0.131	0.186	0.230
1.0	0.231	0.374	0.448	0.498	0.178	0.300	0.374	0.424	0.128	0.238	0.310	0.362
1.25	0.298	0.473	0.537	0.567	0.250	0.400	0.469	0.509	0.199	0.340	0.413	0.459
1.5	0.354	0.540	0.579	0.591	0.314	0.474	0.530	0.556	0.266	0.421	0.486	0.521
1.75	0.400	0.575	0.592	0.593	0.364	0.524	0.563	0.576	0.322	0.481	0.532	0.555
≥2.0	0.431	0.591	0.591	0.584	0.402	0.554	0.577	0.580	0.366	0.522	0.559	0.571

表中： l_c/B_c 为板架长宽比； l_c 为甲板平面长度，m，取两横舱壁的间距； B_c 为甲板平面宽度，m，取两舷侧之间（或两侧围壁之间）的距离。

注：当数值不在表中时，可内插值确定。

2.10.2.2 强力甲板强横梁的剖面惯性矩应不小于甲板纵桁的剖面惯性矩。

2.10.3 甲板纵桁

2.10.3.1 当甲板下方无支柱时，甲板纵桁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值，且不小于甲板强横梁的剖面模数：

$$W = k k_s b h l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： k ——系数，对于强力甲板取 $k = 0.03L + 4.8$ ，其中 L 为船长，m，但 k 取不大于 8.4；对于其他甲板取 $k = 5.5$ ；
 k_s ——系数，按表 2.10.3.1 选取；
 b ——纵桁间距，m；
 h ——计算载荷相当水柱高度，m，按本节 2.8.1.1 确定；
 l ——纵桁计算跨距，m，取两横舱壁之间的距离。

系数 k_s 表 2.10.3.1

$\frac{l_c}{B_c}$	1 道甲板纵桁				3 道甲板纵桁				5 道甲板纵桁			
	强横梁数量				强横梁数量				强横梁数量			
	1	3	5	≥7	1	3	5	≥7	1	3	5	≥7
0.5	0.753	0.567	0.491	0.438	0.847	0.704	0.645	0.601	0.842	0.722	0.681	0.651
0.75	0.560	0.353	0.271	0.220	0.725	0.518	0.426	0.365	0.770	0.583	0.501	0.444
1.0	0.393	0.205	0.141	0.106	0.569	0.348	0.258	0.205	0.647	0.429	0.336	0.277
1.25	0.269	0.115	0.074	0.056	0.426	0.222	0.150	0.112	0.514	0.298	0.214	0.166
1.5	0.185	0.070	0.046	0.041	0.313	0.138	0.088	0.065	0.398	0.200	0.133	0.097
1.75	0.130	0.055	0.036	0.031	0.230	0.084	0.059	0.050	0.304	0.132	0.084	0.062
≥2.0	0.094	0.045	0.033	0.024	0.171	0.068	0.041	0.040	0.233	0.085	0.060	0.050

表中： l_c/B_c 为板架长宽比； l_c 为甲板平面长度，m，取两横舱壁的间距； B_c 为甲板平面宽度，m，取两舷侧之间（或

两侧围壁之间)的距离。

注:当数值不在表中时,可内插值确定。

2.10.3.2 强力甲板纵桁的剖面惯性矩(带板宽度取纵桁间距和 $\frac{l}{4\sqrt{k}}$ 两者的较小者)应不小于按下式计算所得之值:

$$I = \frac{1.1}{k}(A+10bt)l^2 \quad \text{cm}^4$$

式中: A ——纵桁的剖面积(不含带板), cm^2 ;

t ——甲板厚度, mm ;

b 、 l ——按本节2.10.3.1确定;

k ——系数,按表2.10.3.2选取。

系数 k

表 2.10.3.2

$\frac{l_c}{B_c}$	1 道甲板纵桁				3 道甲板纵桁				5 道甲板纵桁			
	强横梁数量				强横梁数量				强横梁数量			
	1	3	5	≥ 7	1	3	5	≥ 7	1	3	5	≥ 7
0.25	1.035	1.098	1.114	1.153	1.018	1.060	1.057	1.076	1.012	1.048	1.038	1.051
0.5	1.283	1.626	1.916	2.221	1.142	1.324	1.458	1.610	1.094	1.224	1.305	1.407
0.75	1.956	3.059	4.090	5.030	1.478	2.041	2.545	3.060	1.319	1.701	2.030	2.373
1.0	3.266	5.238	5.831	6.441	2.133	3.436	4.662	5.221	1.755	2.632	3.441	4.255
1.25	4.000	6.380	7.576	8.768	3.213	5.210	5.788	6.384	2.475	4.165	5.192	5.589
1.5	4.000	8.053	10.180	12.240	4.000	6.064	7.090	8.120	3.549	5.389	6.060	6.747
1.75	4.000	10.326	13.361	14.815	4.000	7.240	8.907	10.542	4.000	6.182	7.271	8.361
2.0	4.000	12.728	15.510	17.681	4.000	8.777	11.324	13.340	4.000	7.224	8.883	10.510
2.25	4.000	14.018	18.270	21.360	4.000	10.704	13.635	15.180	4.000	8.542	10.952	13.120
2.5	4.000	15.392	21.716	25.537	4.000	12.652	15.358	17.477	4.000	10.156	13.239	14.651

注:表中未注明的数值可线性内插选取。

第 11 节 支柱及桁架

2.11.1 支柱的设置与连接形式

2.11.1.1 各层甲板间的支柱应尽量设置在同一垂线上。

2.11.1.2 最下层支柱的下端应尽量设置在实肋板与龙骨(或底纵桁)的交叉点上。若支柱仅由实肋板或龙骨(或底纵桁)支持时,则应在实肋板或龙骨(或底纵桁)两侧设置短桁材(或肘板)并与相邻的骨材连接。

2.11.1.3 油舱内禁止选用管形支柱。

2.11.2 支柱负荷的确定

2.11.2.1 当仅在强力甲板(或干舷甲板)下方设置支柱时,支柱的计算负荷 P 应按下式计算:

$$P = 9.81kabh \quad \text{kN}$$

式中: a 、 b ——支柱所支撑甲板面积的长度和宽度, m , 如图2.11.2.2(1)所示;

h ——甲板上的计算水柱高度, m , 按本章2.8.1.1的规定确定;

k ——系数, $k = 0.5(1 + d_0 / h)$;

其中: d_0 ——船底计算水柱高度, m, 空舱内的支柱取等于满载吃水, 货舱(含机舱)内的支柱取为满载吃水的0.6倍; 当 $d_0 < 1.0\text{m}$ 时, 取 $d_0 = 1.0\text{m}$ 。

2.11.2.2 当多层甲板自下而上连续设置支柱时, 各层甲板下支柱的计算负荷 P 应按下式计算:

$$P = 9.8lcahb + c_1(0.95P')$$

kN

式中: c 、 h ——按本章2.8.1.1的规定确定;

a 、 b ——支柱所支撑甲板面积的长度和宽度, m, 如图2.11.2.2 (1) 所示;

P ——上方支柱的负荷, kN;

c_1 ——系数, $c_1 = 2(l_1 / l)^3 - 3(l_1 / l)^2 + 1$;

其中: l_1 ——为上方支柱中心线至如图2.11.2.2 (2) 所示的下方计算支柱中心线间的距离, m;

l ——为下方计算支柱中心线至如图2.11.2.2 (2) 所示的相邻支柱中心线(或舱壁)间的距离, m。

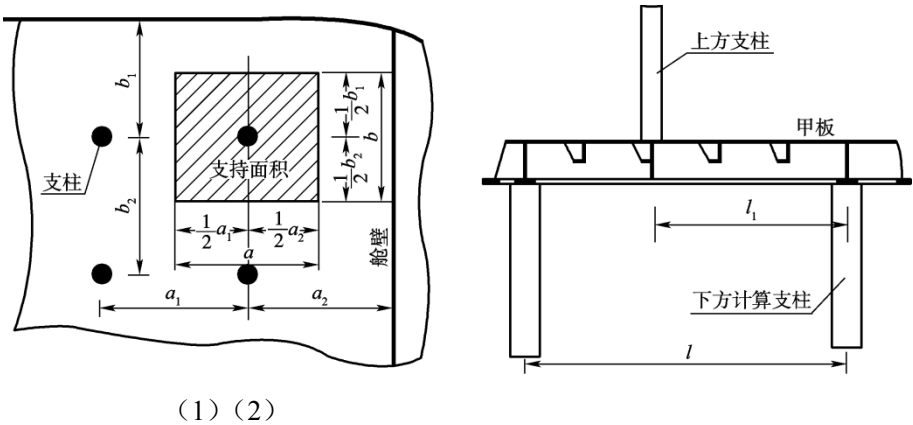


图 2.11.2.2

2.11.3 支柱

2.11.3.1 管形支柱

管形支柱尺寸可根据其长度(包括两端肘板在内)及负荷 P 按表 2.11.3.1 选取。

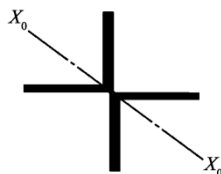
管形支柱许用负荷 P (kN)										表 2.11.3.1		
直径 (mm)	厚度 (mm)	剖面面积 (cm2)	惯性半径 (cm)	支柱长度 (m)								
				1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0
32	4	3.52	1.00	24.8	11.1							
	5	4.24	0.97	28.6	12.5							
42	3	3.68	1.38	34.5	22.7	12.3						
	4	4.78	1.35	44.3	28.2	15.4						
	5	5.81	1.32	53.1	32.7	17.8						
45	4	5.15	1.45	49.6	34.6	19.1						
	5	6.28	1.42	59.8	40.8	22.3						
	6	7.35	1.39	69.3	46.0	25.1						
50	4	5.78	1.63	58.4	45.1	27.1	17.4					
	5	7.07	1.60	71.1	54.1	32.0	20.5					
	6	8.29	1.57	82.6	62.0	36.1	23.0					
54	4	6.28	1.77	64.7	53.0	35.8	22.3					
	5	7.70	1.74	79.6	64.0	42.2	26.4					

直径 (mm)	厚度 (mm)	剖面面积 (cm ²)	惯性半径 (cm)	支柱长度 (m)								
				1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0
60	6	9.01	1.71	92.6	73.8	47.3	29.8					
	4	7.04	1.99	75.5	64.6	49.3	31.5	21.9				
	5	8.64	1.95	92.2	78.3	58.8	37.1	25.8				
63.5	6	10.20	1.92	108.8	91.4	67.7	42.4	29.5				
	4	7.48	2.11	81.2	71.0	56.6	38.0	26.1				
	5	9.19	2.08	100.0	86.4	68.2	44.9	31.2				
70	6	10.80	2.04	116.6	100.9	78.3	50.8	35.3				
	4	8.29	2.34	91.7	82.4	69.5	52.7	35.6	26.2			
	5	10.20	2.31	112.7	100.9	84.5	63.4	42.6	31.4			
76	6	12.10	2.27	133.3	118.6	99.0	72.7	48.9	36.0			
	4	9.04	2.55	100.9	92.8	80.9	65.5	46.8	34.0			
	5	11.20	2.51	125.4	114.7	99.0	79.5	55.5	40.7			
89	6	15.20	2.45	169.5	153.9	132.3	103.9	71.5	52.5			
	4	10.70	3.01	122.5	114.7	104.9	91.7	75.9	55.9	42.7		
	5	13.20	2.98	150.9	141.1	128.4	112.7	92.3	68.6	51.7		
108	6	15.60	2.94	177.4	166.6	150.9	131.3	106.8	78.2	59.5		
	8	20.40	2.88	232.3	216.6	196.0	168.6	135.2	97.5	74.6		
	4	13.10	3.68	151.9	146.0	138.2	127.4	113.7	99.0	80.8	61.8	50.1
133	5	16.20	3.65	188.2	180.3	169.5	156.8	140.1	120.5	98.0	75.2	61.0
	6	19.20	3.61	222.5	213.6	200.9	184.2	164.6	141.1	113.7	87.2	70.7
	7	22.20	3.58	256.8	246.0	231.3	212.7	189.1	161.7	129.4	99.0	80.3
146	8	25.10	3.54	290.1	278.3	260.7	239.1	211.7	180.3	143.1	109.8	88.8
	5	20.10	4.53	235.2	229.3	221.5	210.7	197.0	181.3	163.7	143.1	120.5
	6	23.90	4.49	280.3	272.4	262.6	249.9	233.2	214.6	193.1	168.6	140.1
159	8	31.40	4.43	368.5	357.7	344.0	326.3	304.8	279.3	249.9	217.6	179.3
	10	38.60	4.36	451.8	439.0	421.4	399.8	372.4	340.1	302.8	259.7	212.7
	5	22.20	4.98	260.7	255.8	247.8	238.1	226.4	211.7	195.0	176.4	155.8
168	6	26.40	4.96	310.7	303.8	295.0	283.2	268.5	250.9	231.3	208.7	184.2
	8	34.70	4.89	407.7	398.9	386.1	370.4	350.8	328.3	300.9	270.5	237.2
	10	42.70	4.82	501.8	490.0	474.3	454.7	429.2	399.8	366.5	328.3	285.2
180	5	24.20	5.45	285.2	280.3	273.4	264.6	253.8	240.1	225.4	208.7	189.1
	6	28.80	5.41	339.1	333.2	325.4	314.6	300.9	285.2	267.5	247.0	223.4
	7	33.40	5.38	394.0	392.0	374.4	363.6	348.9	330.3	308.7	285.2	257.7
194	9	42.40	5.32	499.8	490.0	477.3	461.6	441.0	408.7	389.1	358.7	323.4
	11	51.10	5.25	601.7	590.9	574.3	554.7	529.2	499.8	465.5	427.3	384.2
	5.5	28.10	5.75	332.2	326.3	319.5	309.7	298.9	285.2	269.5	251.9	232.3
219	7	35.40	5.70	417.5	411.6	401.8	390.0	375.3	357.7	338.1	315.6	290.1
	9	45.00	5.63	531.2	522.3	510.6	494.9	475.3	452.8	426.3	396.9	364.6
	11	54.30	5.56	640.9	630.1	614.5	595.8	571.3	543.9	511.6	475.3	434.1
180	5.5	30.20	6.17	357.7	352.8	345.9	337.1	330.3	313.6	298.9	282.2	264.6
	7	38.10	6.12	450.8	443.9	436.1	424.3	411.6	394.9	375.3	354.8	331.2
	9	48.40	6.05	572.3	564.5	552.7	538.3	520.4	499.8	475.3	447.9	416.5
194	11	58.40	5.99	689.9	680.1	666.4	648.8	626.2	600.7	570.4	537.0	498.8
	5.5	32.60	6.67	386.1	382.2	375.3	367.5	357.7	345.9	332.2	317.5	299.9
	7	41.10	6.62	487.1	481.2	473.3	462.6	449.8	435.1	417.5	398.9	376.3
219	8	46.20	6.58	546.8	541.0	531.2	519.4	505.7	488.0	468.4	446.9	421.4
	10	57.80	6.52	684.0	676.2	664.4	649.7	631.1	609.6	584.1	556.6	524.3
	12	68.60	6.45	812.4	801.6	787.9	769.3	747.7	721.3	690.9	656.6	618.4
219	6	40.20	7.53	477.3	473.3	466.5	458.6	449.8	438.1	425.3	410.6	394.0
	7	46.60	7.50	552.7	547.8	541.0	532.1	520.4	507.6	492.0	475.3	455.7
	8	53.00	7.47	629.2	623.3	615.4	604.7	591.9	576.2	559.6	539.0	517.4
219	10	65.70	7.40	784.0	772.2	762.4	748.7	733.0	713.4	691.9	664.4	639.0
	12	78.00	7.33	925.1	916.3	904.5	887.9	868.3	843.7	819.3	788.9	754.6

2.11.3.2 “十”字型组合支柱

角钢组合支柱采用“十”字型组合时，支柱尺寸可根据其长度(包括两端肘板在内)及其负荷 P 按表 2.11.3.2 选取。

长度超过 0.8m 的“十”字型组合支柱型钢之间应设连接板连接。连接板长度应不小于型材高度的 2 倍，宽度应不小于型材高度，厚度应不小于型材厚度的 0.8 倍。连接板间距应不大于 0.8m。



“十”字型组合支柱许用负荷 P (kN)

表 2.11.3.1 (2)

单角钢型号		双角钢		支柱长度 (m)								
		剖面积 (cm ²)	惯性半径 (cm)	1.0	1.3	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5
4.0	4	6.14	1.54	60.7	53.6	44.9	25.7					
	5	7.28	1.52	71.5	62.9	52.3	29.7					
4.5	4	6.94	1.74	71.7	65.4	57.7	38.1	23.7				
	5	8.58	1.72	88.4	80.4	70.6	45.7	28.7				
	6	10.15	1.70	104.1	94.5	82.6	52.5	33.1				
5.0	4	7.79	1.94	83.0	77.3	70.3	52.6	33.1	23.0			
	5	9.61	1.92	102.1	94.9	86.2	63.8	40.0	27.8			
	6	11.38	1.91	120.8	112.2	101.7	74.9	46.9	32.5			
5.6	4	8.78	2.18	95.9	90.8	84.6	68.8	48.4	32.7	24.0		
	5	10.83	2.17	118.2	111.9	104.1	84.4	59.1	40.0	29.4		
	6	16.73	2.11	181.6	171.3	158.6	126.4	84.9	58.4	42.9		
6.5	4	9.96	2.46	111.0	106.0	100.9	86.8	68.7	47.3	34.7		
	5	12.29	2.45	136.9	131.3	124.4	106.8	84.2	57.8	42.5		
	6	14.58	2.43	162.2	155.4	147.1	125.9	98.7	67.5	49.6		
	8	19.08	2.40	211.9	202.8	191.6	163.2	126.7	86.2	63.3		
7.0	4	11.14	2.74	125.9	121.8	116.8	104.1	87.8	67.8	48.2	36.9	
	5	13.71	2.73	154.9	149.8	143.6	127.9	107.6	82.8	58.9	45.1	
	6	16.32	2.71	184.2	178.1	170.6	151.6	127.1	97.1	69.0	52.9	
	7	18.85	2.69	212.6	205.4	196.7	174.3	145.6	110.5	78.6	60.2	
	8	21.33	2.68	240.5	232.3	222.3	196.8	164.1	124.1	88.2	67.6	
7.5	5	14.73	2.92	167.7	162.9	157.1	142.3	123.2	99.9	72.4	55.4	43.8
	6	17.59	2.90	200.1	194.3	187.3	169.3	146.3	118.1	85.2	65.2	51.6
	7	20.32	2.89	231.0	224.3	216.1	195.3	168.4	135.7	97.8	74.8	59.1
	8	23.01	2.88	261.5	253.9	244.5	220.7	190.2	152.8	109.9	84.2	66.5
8.0	5	15.82	3.13	181.2	176.8	171.3	157.5	139.7	117.9	92.2	68.4	54.0
	6	18.79	3.11	215.1	209.8	203.2	186.6	165.2	139.0	108.0	80.2	63.0
	7	21.72	3.10	248.6	242.4	234.8	215.4	190.5	160.0	124.0	92.1	72.7
	8	24.61	3.08	281.5	274.4	265.6	243.4	214.8	179.8	138.5	103.0	81.4
9.0	6	21.27	3.51	245.9	241.1	235.3	220.5	201.4	178.2	150.7	119.0	91.3
	7	24.60	3.50	284.3	278.7	272.0	254.8	232.6	205.6	173.6	136.7	105.0
	8	27.89	3.48	322.2	315.8	308.1	288.3	262.9	231.9	195.2	152.9	117.7
	10	34.33	3.45	396.3	388.4	378.7	353.9	322.1	283.3	237.3	184.3	142.4
10.0	6	23.86	3.90	277.6	273.3	268.0	254.5	237.2	216.1	191.1	162.3	129.6
	7	27.59	3.89	320.9	315.9	309.8	294.1	274.0	249.5	220.4	186.9	149.0
	8	31.27	3.88	363.7	358.0	351.0	333.2	310.3	282.3	249.2	211.0	167.8
	10	38.52	3.84	447.7	440.6	431.8	409.3	380.5	345.3	303.7	255.7	201.3
	12	45.60	3.81	529.8	521.1	510.5	483.6	449.0	406.7	356.6	298.9	233.5
	14	52.51	3.77	609.7	599.5	587.1	555.4	514.7	464.9	406.1	338.2	261.2

单角钢型号		双角钢		支柱长度（m）								
		剖面积 （cm2）	惯性半径 （cm）	1.0	1.3	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5
12.5	8	39.50	4.88	464.1	459.6	454.0	439.6	421.5	399.1	372.7	342.2	307.7
	10	48.74	4.85	572.6	566.9	559.9	542.1	519.3	491.4	458.4	420.3	377.1
	12	57.82	4.82	679.1	672.2	663.9	642.5	615.1	581.5	541.9	496.2	444.4
	14	66.73	4.78	783.5	775.5	765.6	740.6	708.4	669.0	622.5	588.9	508.0

2.11.3.3 采用其他型式的支柱、斜杆或支柱、斜杆的尺寸分别超出本节表 2.11.3.1、表 2.11.3.2、表 2.11.5.12（1）、2.11.5.12（2）的规定时，支柱、斜杆的剖面积*a*应不小于下式计算所得之值：

$$a=\frac{10P_0}{[\sigma]}\qquad\qquad\qquad\text{cm}^2$$

式中： *P*₀——计算负荷，kN，对于支柱取按本节2.11.2计算所得*P*，对于斜杆取按本节2.11.5.12计算所得*P*₁；

[σ]——许用应力，N/mm²，按下式计算确定：

$$l_0/r\leq120\sqrt{K}\text{ 时, }[\sigma]=\frac{119.56}{K}-\frac{4.9\times10^{-3}}{K^2}\left(\frac{l_0}{r}\right)^2$$

$$l_0/r>120\sqrt{K}\text{ 时, }[\sigma]=7.056\times10^5\Big/\left(\frac{l_0}{r}\right)^2$$

*l*₀——杆件计算长度，cm，对于支柱取包括肘板在内的支柱长度，对于斜杆取按本节 2.11.5.12 计算所得*l*₁；

r——支柱、斜杆剖面的最小惯性半径，cm；

K——材料换算系数，按本篇表1.3.2.3选取。

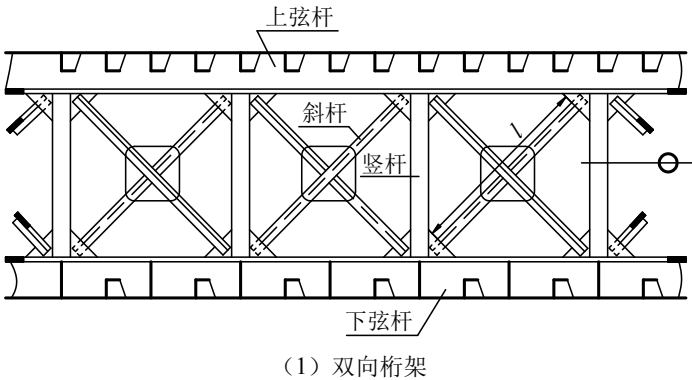
2.11.4 桁架设置范围与形式

2.11.4.1 纵、横桁架应至少在两横舱壁之间和两舷之间连续。

2.11.4.2 纵桁架在横舱壁终断处应在舱壁上对应设置垂直桁，并在舱壁另一面纵桁架平面内，设置过渡性的大肘板分别与甲板纵桁、内龙骨连接。

2.11.5 桁架

2.11.5.1 桁架由上弦杆、下弦杆、竖杆和斜杆组成，如图 2.11.5.1 所示。



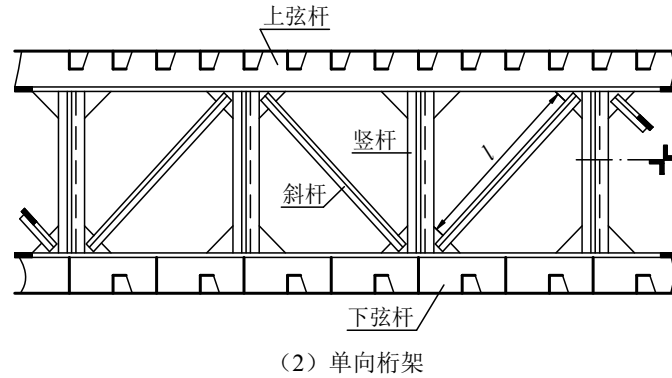


图 2.11.5.1

对于船长小于 50m 且甲板上无大开口的船舶及半舱船，若设置斜杆有困难时，经本社同意，可不设斜杆，但此时竖杆间距不得大于 3 个肋距。

2.11.5.2 桁架的上弦杆为甲板纵桁或甲板强横梁，桁架的下弦杆为船底龙骨或实肋板。

2.11.5.3 桁架的竖杆可为管形或角钢组合“十”字型或其他形式。桁架竖杆应符合本节对支柱的规定。

2.11.5.4 桁架竖杆的间距一般不大于其高度的 1.1 倍。

2.11.5.5 桁架的斜杆可设置为双向型或单向型，每根斜杆可由双并角钢或单根角钢组成。

2.11.5.6 双并角钢的斜杆应用连接板搭接，连接板尺寸和间距与本节 2.11.3.2 支柱连接板相同。

2.11.5.7 双向斜杆在交叉处，应保持一根斜杆的连续。交叉处应设节点板，其尺寸应能保证间断型材端部搭接长度不小于型材高度的 2 倍。

2.11.5.8 斜杆端点应设置肘板，其尺寸除应符合本节 1.2.5.10 的规定外，还应能保证斜杆与肘板的搭接长度不小于型材高度。

2.11.5.9 桁架上弦杆的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值，其剖面尺寸尚应不小于强横梁的剖面尺寸：

$$W = k_1 k_2 k_3 k_4 b h l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： l ——上弦杆计算跨距，m，取桁架竖杆间距且不小于 1.5；
 b ——桁架支承面积的宽度，m，纵桁架取桁架间的平均宽度，横桁架取强横梁间距；
 h ——甲板计算水柱高度，m，按本章 2.8.1.1 的规定确定；
 k_1 ——系数，根据比值 h/d_0 由表 2.11.5.9 插值确定；

$$k_2 \text{——系数，} k_2 = 2.85 - 3.12 \left(\frac{h}{d_0} \right) + 1.35 \left(\frac{h}{d_0} \right)^2$$

$$\text{当 } \frac{h}{d_0} < 0.1 \text{ 时，取 } \frac{h}{d_0} = 0.1$$

$$\text{当 } \frac{h}{d_0} > 1.5 \text{ 时，取 } \frac{h}{d_0} = 1.5$$

其中： d_0 ——船底计算水柱高度，m；空舱内的桁架取等于满载吃水，货舱（含机舱）内的桁架取为满载吃水的 0.6 倍；当 $d_0 < 1.0\text{m}$ 时，取 $d_0 = 1.0\text{m}$ 。

k_3 ——系数，横向桁架取 $k_3 = 5.682$ ；纵向桁架取 $k_3 = 5.147 + 0.0185L$ ；

其中： L ——为船长，m；

k_4 ——系数， $k_4 = 2.0553 - 2.0884\left(\frac{s}{H}\right) + 0.9359\left(\frac{s}{H}\right)^2$ ，计算时取 $0.5 \leq \frac{s}{H} \leq 1.1$ ；

其中： s ——竖杆间距，m；

H ——竖杆高度，m。

系数 k_1

表 2.11.5.9

h/d_0	≤ 0.1	0.2	0.5	0.75	1.0	1.2	≥ 1.5
k_1	3.51	1.97	1.05	0.88	0.84	0.83	0.81

2.11.5.10 桁架下弦杆的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值（当下弦杆为双层底纵桁时除外），其剖面尺寸尚应不小于实肋板的剖面尺寸：

$$W = k_1 k_2 k_3 k_4 b d_0 l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： l ——下弦杆计算跨距，m，取桁架竖杆间距且不小于1.5；

b ——桁架支持面积的宽度，m，纵桁架取桁架间的平均宽度，横桁架取强横梁间距；

d_0 ——船底计算水柱高度，m，空舱内的桁架取等于满载吃水，货舱（含机舱）内的桁架取 d_0 为满载吃水的0.6倍；当 $d_0 < 1.0$ 时取1.0；

k_1 ——系数， $k_1 = 0.7553 + 0.0917\left(\frac{h}{d_0}\right)$ ，当 $\frac{h}{d_0} < 0.1$ 时，取 $\frac{h}{d_0} = 0.1$ ；

其中： h ——甲板载荷计算水柱高度，m，按本章2.8.1.1的规定确定；

k_2 ——系数，当 $\frac{h}{d_0} < 1$ 时，取 $k_2 = 1.5644 - 0.5676\left(\frac{h}{d_0}\right)$ ，当 $\frac{h}{d_0} < 0.1$ 时，取 $\frac{h}{d_0} = 0.1$ ；当 $\frac{h}{d_0} \geq 1$

时，取 $k_2 = 0.5257 + 0.4823\left(\frac{h}{d_0}\right)$ ；

k_3 、 k_4 ——系数，同本节2.11.5.9。

2.11.5.11 桁架上弦杆的剖面惯性矩设计值应不小于下弦杆的 0.65 倍（当下弦杆为双层底纵桁时除外），也不大于下弦杆的 1.5 倍。

2.11.5.12 斜杆的剖面尺寸应根据斜杆的计算负荷 P_1 和换算长度 l_1 由表 2.11.5.12(1)或表 2.11.5.12(2) 选取。

计算负荷 P_1 按下式计算：

$$P_1 = \frac{P}{2} \quad \text{kN}$$

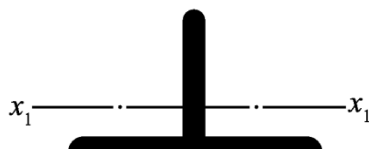
式中： P ——按本节2.11.2的规定计算。

斜杆的换算长度 l_1 按下式计算：

$$l_1 = kl \quad \text{m}$$

式中： k ——系数，双向斜杆取0.6；单向斜杆取1.0；

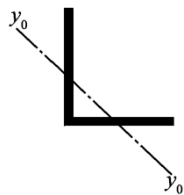
l ——斜杆长度，m，见本节图2.11.5.1所示。



双并角钢斜杆许用负荷 (kN)

表 2.11.5.12 (1)

单角钢型号		单角钢		斜杆的换算长度 (m)								
		剖面积 (cm ²)	惯性半径 (cm)	1.0	1.25	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5
4.0	4	6.14	1.22	53.2	41.9	28.7						
	5	7.28	1.21	62.5	49.0	33.4						
4.5	4	6.94	1.38	65.2	55.1	42.8	23.3	14.9				
	5	8.58	1.37	80.2	67.6	52.2	28.4	18.2				
	6	10.15	1.36	94.5	79.4	60.9	33.1	21.2				
5.0	4	7.79	1.54	77.0	68.0	56.9	32.6	20.9	14.5			
	5	9.61	1.53	94.8	83.5	69.7	39.7	25.4	17.6			
	6	11.38	1.52	111.7	98.0	81.7	46.4	29.7	20.6			
5.6	4	8.78	1.73	90.7	82.5	72.6	47.4	29.7	20.6	15.2		
	5	10.83	1.72	111.7	101.9	89.1	57.7	36.2	25.1	18.2		
	6	16.73	1.68	171.5	154.8	134.3	83.9	53.3	37.0	27.2		
6.5	4	9.96	1.96	106.8	99.0	90.5	68.3	43.2	30.0	22.1	16.9	
	5	12.29	1.94	131.3	121.5	110.7	82.9	52.2	36.3	26.7	20.4	
	6	14.58	1.93	154.8	144.1	131.3	98.0	61.4	42.6	31.3	23.9	
	8	19.08	1.90	210.9	188.2	169.5	124.5	77.8	54.0	39.7	30.4	
7.0	4	11.14	2.18	121.5	115.6	107.8	87.2	61.5	41.6	30.5	23.3	18.4
	5	13.71	2.16	149.9	141.1	131.3	106.8	73.9	50.2	36.9	28.2	22.3
	6	16.32	2.15	178.4	168.6	155.8	126.4	87.0	59.2	43.4	33.3	26.5
	7	18.85	2.14	204.8	194.0	180.3	145.0	99.0	67.7	49.7	38.1	30.1
	8	21.33	2.12	232.3	218.5	202.9	161.7	109.8	75.2	55.3	42.2	33.4
7.5	5	14.73	2.33	162.7	155.8	146.0	122.5	93.0	62.7	46.1	35.3	27.8
	6	17.59	2.31	194.0	185.2	174.4	146.0	109.8	73.6	54.1	41.4	32.7
	7	20.32	2.30	224.4	213.6	200.9	167.6	125.4	84.3	61.9	47.4	37.4
	8	23.01	2.28	253.8	241.1	226.4	188.2	139.2	93.8	68.9	52.7	41.7
8.0	5	15.82	2.48	176.4	169.5	160.7	139.2	110.7	76.2	56.1	42.9	33.9
	6	18.79	2.47	209.7	200.9	191.1	164.6	130.3	89.9	66.1	50.6	40.0
	7	21.72	2.46	242.1	232.3	220.5	189.1	149.9	102.9	75.8	58.0	45.8
	8	24.61	2.44	274.4	262.6	248.9	213.6	167.6	114.7	84.4	64.6	51.5
9.0	6	21.27	2.79	241.1	233.2	224.4	200.9	170.5	134.3	95.4	73.0	57.7
	7	24.60	2.78	278.3	269.5	258.7	232.3	197.0	153.9	109.8	83.9	66.3
	8	27.89	2.76	315.6	305.8	293.0	261.7	221.5	172.5	122.5	93.7	74.0
	10	34.33	2.74	388.1	375.3	359.7	320.5	270.5	208.7	140.0	113.7	89.8
10.0	6	23.86	3.10	273.4	266.6	257.7	236.2	209.7	175.4	136.2	100.9	79.9
	7	27.59	3.09	315.9	307.7	297.9	273.4	241.1	202.9	156.8	116.6	91.8
	8	31.27	3.09	357.7	348.9	337.1	309.7	273.4	228.3	176.4	131.3	103.9
	10	38.52	3.05	440.0	429.2	414.5	379.3	334.2	278.3	211.7	157.8	124.5
	12	45.60	3.03	521.4	507.6	490.0	447.9	393.0	326.3	247.0	184.2	146.0
	14	52.51	3.00	599.8	583.1	563.5	513.5	448.8	370.8	277.3	208.7	164.6
12.5	8	39.50	3.88	459.6	451.8	443.0	420.4	392.0	356.7	314.6	266.6	211.7
	10	48.74	3.85	566.4	557.6	546.8	518.4	482.2	438.1	385.1	325.4	256.8
	12	57.82	3.83	672.3	661.5	647.8	614.5	570.4	517.4	454.7	382.2	299.9
	14	66.73	3.80	775.2	762.4	746.8	707.6	656.6	593.9	520.4	435.1	339.1



单根角钢斜杆许用负荷 (kN)

表 2.11.5.12 (2)

单角钢型号		单角钢		斜杆的换算长度 (m)								
		剖面积 (cm ²)	惯性半径 (cm)	1.0	1.25	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5
5.0	3	2.97	1.00	21.0	13.4	9.3	5.3					
	4	3.90	0.99	27.2	17.3	12.0	6.8					
	5	4.80	0.98	32.9	20.8	14.5	8.1					
	6	5.70	0.98	39.1	24.7	17.2	9.7					
5.6	3	3.34	1.13	27.2	19.9	13.4	7.6					
	4	4.39	1.11	35.0	25.2	17.0	9.5					
	5	5.42	1.10	42.8	30.5	20.6	11.6					
	6	8.37	1.09	65.6	46.2	31.2	17.5					
6.5	4	4.98	1.26	44.2	35.6	25.0	13.9	8.9				
	5	6.14	1.25	54.2	43.3	30.1	17.0	10.9				
	6	7.29	1.24	63.9	50.9	35.2	19.8	12.6				
	8	9.52	1.23	83.0	65.7	45.2	25.4	16.3				
7.0	4	5.58	1.40	52.7	44.9	35.4	19.3	12.3				
	5	6.88	1.39	64.8	55.0	43.0	23.4	15.0				
	6	8.16	1.38	76.5	64.8	50.3	27.4	17.5				
	7	9.42	1.38	88.4	74.8	58.1	31.7	20.3				
	8	10.68	1.37	100.0	84.1	65.0	35.4	22.6				
7.5	5	7.37	1.50	72.0	63.0	52.0	29.3	18.7	13.0			
	6	8.80	1.49	85.8	74.9	61.5	34.5	22.1	15.3			
	7	10.16	1.48	99.0	86.0	70.4	39.3	25.1	17.4			
	8	11.50	1.47	111.7	96.7	78.8	43.8	28.0	19.5			
8.0	5	7.91	1.60	79.5	71.0	60.5	35.8	22.8	15.9			
	6	9.40	1.59	94.2	83.9	71.4	41.9	26.9	18.6			
	7	10.86	1.58	108.8	96.5	81.9	47.8	30.6	21.3			
	8	12.30	1.57	122.5	108.8	92.0	53.5	34.2	23.8			
9.0	6	10.64	1.80	110.7	101.9	91.0	62.8	38.9	27.1	19.9		
	7	12.30	1.78	128.4	117.6	103.9	71.0	44.0	30.6	22.4		
	8	13.94	1.77	145.0	133.3	118.6	80.5	49.9	34.6	25.5		
	10	17.18	1.76	178.4	162.7	144.1	96.7	60.1	41.8	30.7		
10.0	6	11.93	2.00	128.4	119.6	109.8	84.2	53.9	37.4	27.5	21.1	
	7	13.80	1.99	148.0	138.2	126.4	96.7	61.7	42.8	31.5	24.1	
	8	15.64	1.98	167.6	156.8	143.1	108.8	69.2	48.1	35.3	27.1	
	10	19.26	1.96	205.8	192.1	175.4	132.3	83.5	58.0	42.6	32.6	
	12	22.80	1.95	243.0	226.4	206.8	154.8	97.9	68.0	50.0	38.2	

第 12 节 舱壁

2.12.1 一般要求

2.12.1.1 舱壁扶强材应尽量与甲板、船底、舷侧等部位的骨材相连接。

2.12.1.2 客船干舷甲板下的水密横舱壁以及货船为满足破损稳性所设置的水密舱壁，其结构应满足本章对深舱舱壁的要求。

2.12.1.3 平面舱壁各列板的厚度自下向上可逐渐递减,但顶列板的厚度应不小于底列板厚度的0.7倍且不小于3mm。舱壁底列板的宽度由内底板算起(单底时自船底算起)不小于900mm,如舱壁一侧为双层底而另一侧为单底时,底列板至少高出双层底平面300mm。舱壁顶列板的宽度应不大于舱深的0.2倍。

2.12.2 平面舱壁板

2.12.2.1 平面舱壁板的厚度 t 应不小于按下式计算所得之值:

$$t = Ks\sqrt{h} + c \quad \text{mm}$$

式中: K 、 c ——系数,按表2.12.2.1选取;

s ——扶强材间距, m;

h ——由舱壁板列下缘量至舱壁顶端(深舱舱壁另加0.5m)或量至溢流管顶端的垂直距离, m, 取大者, 但应不小于2.0m。

系数 K 、 c

表 2.12.2.1

舱壁种类	防撞舱壁	干舱舱壁	深舱舱壁
K	4.0	3.2	4.2
c	0.5	0	1.0

2.12.2.2 污水沟、污水阱处的舱壁板应局部增厚。尾轴通过处的舱壁板应局部增厚50%。

2.12.3 平面舱壁扶强材

2.12.3.1 平面舱壁扶强材一般应竖向布置。

2.12.3.2 平面舱壁扶强材的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = Kshl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: K ——系数,按表2.12.3.2选取;

s ——扶强材间距, m, 防撞舱壁和深舱舱壁扶强材间距应不大于650mm, 干舱舱壁扶强材间距应不大于750mm;

h ——自扶强材跨距中点量至舱顶(深舱舱壁加0.5m)或量至溢流管顶端的垂直距离, 取大者, m, 但应不小于2.0m;

l ——扶强材的跨距, m, 取包括肘板在内的扶强材长度。

对于垂直扶强材, 当设有1道水平桁时其剖面模数取不小于上式计算所得之值的0.5倍, 当设有2道水平桁时其剖面模数取不小于上式计算所得之值的0.3倍, 当设有3道及以上水平桁时其剖面模数取不小于上式计算所得之值的0.25倍。舱壁水平桁应尽可能均匀分布。

系数 K

表 2.12.3.2

扶强材种类	固定情况	K		
		防撞舱壁	干舱舱壁	深舱舱壁
垂直扶强材	两端有肘板	4.0	3.0	5.0
	一端有肘板	4.8	3.6	6.0
	两端无肘板	5.35	4.0	6.6
水平扶强材		—	3.8	3.8

2.12.3.3 平面纵舱壁扶强材的剖面模数应符合本节 2.12.3.2 的规定。

2.12.3.4 支持强力甲板（或双甲板船的干舷甲板）纵桁的舱壁垂直桁（或扶强材）的剖面积 a （含宽度不大于扶强材间距的带板），应符合本章 2.11.3.3 的规定。

2.12.4 垂直桁和水平桁

2.12.4.1 平面舱壁应设置垂直桁。横舱壁垂直桁应与底纵桁（底龙骨）和甲板纵桁在同一平面内。纵舱壁垂直桁间距应不大于 2.5m 且与强肋骨（主肋骨）和强横梁在同一平面内。

2.12.4.2 垂直桁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = Kbh l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： K ——系数，按表2.12.4.2选取；
 b ——垂直桁的支撑宽度，m，即垂直桁间距中点之间或垂直桁间距中点与舷边(或纵舱壁)间距中点的距离，如图2.12.4.2所示；
 h ——由垂直桁中点量至舱壁顶缘（深舱舱壁加0.5m）或量至溢流管顶端的垂直距离，m，取大者，但应不小于2.0m；
 l ——垂直桁跨距，m，按本篇1.2.3的规定确定。

系数 K			表 2.12.4.2
舱壁种类	防撞舱壁	干舱舱壁	深舱舱壁
K	4.6	4.0	5.0

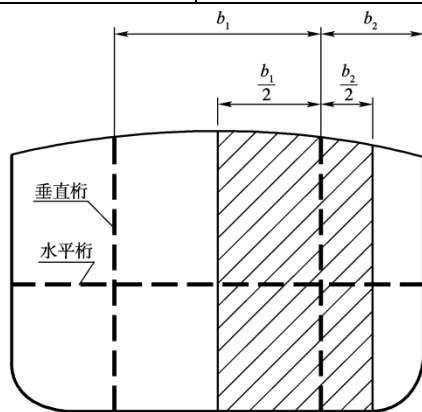


图 2.12.4.2

2.12.4.3 若船舶需要增加水平方向的抗挤压强度，可在平面水密舱壁上设置水平桁。水平桁的剖面尺寸应与垂直桁的剖面尺寸相同。

2.12.5 对称槽形舱壁

2.12.5.1 船上允许采用对称槽形舱壁替代平面舱壁。

2.12.5.2 舱壁槽形各部尺度的代号如下图所示，其中槽形的折角圆弧半径应不小于板厚的 2.5

倍。

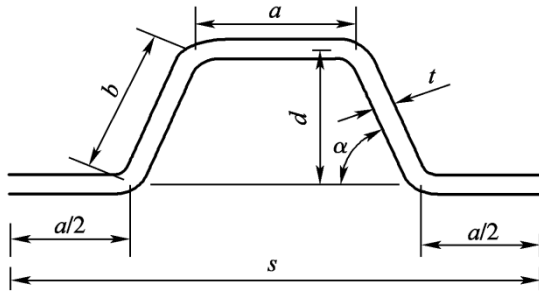


图 2.12.5.2

图中：

- s ——槽形全宽，mm；
 a ——槽形平面部分宽度，mm；
 b ——槽形斜面部分宽度，mm；
 d ——槽形深度，mm；
 α ——槽形斜面部分与平面部分的夹角，应大于 40° ；
 t ——舱壁厚度，mm。

2.12.5.3 槽形舱壁厚度 t 应不小于按下列各式计算所得之值：

$$t = \frac{6s(\rho h + h_p)l^2}{(a + b/3)d} \quad \text{mm} \quad (1)$$

$$t = \frac{a}{70} \quad \text{mm} \quad (2)$$

式中： a 、 s ——同本节2.12.5.2；

b 、 d ——同本节2.12.5.2；

l ——槽形跨距，m，槽形垂直布置时，取舱壁上下缘间的垂直距离；槽形水平布置时，取两舷侧（或两内舷壁）之间或两横舱壁之间的距离但不大于5m；

ρ ——货物的比重，液体货物取 $\rho \geq 1$ ，颗粒状散货取 $\rho = 1$ ；

h_p ——舱顶压力相当水柱高度，m， $h_p = 100(P_V - 0.02)$ ，计算值取不小于0；

P_V ——舱顶的设计压力（表压），MPa；

h ——计算水柱高度，m，当槽形垂直布置时由跨距中点（当槽形水平布置时由槽形中心线）量至舱顶（深舱舱壁加0.5m）或量至溢流管顶端的垂直距离，取大者，但不小于2.0m。对于装载颗粒状散货时，计算水柱高度尚应不小于按下式计算所得之值：

$$h = \frac{H}{v}(1 - \sin \varphi)$$

H ——计算点竖直向上量至货物表面的距离，m，取不小于舱深的0.5倍；当槽形垂直布置时，计算点取槽形跨距的中点；当槽形水平布置时，计算点取槽形的中心线；

φ ——散货的休止角（内摩擦角），deg，矿石和煤取 35° ，黄砂为 37° ，盐、石子、谷物等取 30° ，散装水泥取 25° ；

v ——货物的积载因数， m^3/t 。

2.12.5.4 对于垂直槽形横舱壁，其厚度 t 除满足本节 2.12.5.3 的规定外，尚应不小于按下式计算所得之值：

$$t = k_1 k_2 k_3 (3.0 + 0.75l) \quad \text{mm}$$

式中： l ——槽形跨距，m；

k_1 ——系数，不设水平桁时取1，设水平桁时取0.88；

k_2 ——系数， $k_2 = 0.92 + 1.739a \times 10^{-4}$ ；

k_3 ——系数, $k_3 = 0.90 + 2.525d \times 10^{-4}$;

l ——槽形跨距, m, 取舱壁上下缘间的垂直距离;

a 、 d ——同本节2.12.5.2。

2.12.5.5 槽形舱壁的槽形可以垂直布置或水平布置。应避免横舱壁和纵舱壁的槽形同时为水平布置。

2.12.5.6 垂直槽形横舱壁与舷侧连接的平直部分宽度应不大于槽形的平直宽度 a 且不大于 600mm, 否则应增设垂直加强筋 (或扶强材)。

2.12.5.7 水平槽形舱壁应在垂直槽形舱壁的平直部分与垂直槽形舱壁相交, 且垂直槽形舱壁的平直宽度 a 应不小于水平槽形舱壁的深度 d 。

2.12.5.8 槽形舱壁的槽形如水平布置时应设置垂直桁。水平槽形纵舱壁的垂直桁间距应不大于强肋骨或强横梁的间距且应与强肋骨或强横梁在同一平面内; 水平槽形横舱壁的垂直桁间距应不大于甲板纵桁或船底龙骨的间距且应与甲板纵桁或船底龙骨在同一平面内。垂直桁的剖面模数 W 应不小于本节 2.12.4.2 的规定。

2.12.5.9 垂直槽形舱壁若设置水平桁, 水平桁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = kb(\rho h + h_p)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: k ——系数, $k = 3.33D_h / b_1$;

D_h ——舱壁深度, m;

b_1 ——舱壁宽度, m;

b ——水平桁支持宽度, m, 即水平桁与舱底、舱顶间距中点之间的距离;

h_p ——舱顶压力相当水柱高度, m, $h_p = 100(P_v - 0.02)$, 计算值取不小于0;

P_v ——舱顶的设计压力 (表压), MPa。

ρ ——货物的比重, 液体货物取 $\rho \geq 1$, 颗粒状散货取 $\rho = 1$;

l ——水平桁跨距, m, 按本篇1.2.3的规定确定;

h ——计算水柱高度, m, 自水平桁量至舱顶 (深舱舱壁加0.5m) 或量至溢流管顶端的垂直距离, 取大者, 但不小于2.0m。对于装载颗粒状散货时, 计算水柱高度尚应不小于按下式计算所得之值:

$$h = \frac{H}{v}(1 - \sin \varphi)$$

H ——水平桁竖直向上量至货物表面的距离, m, 取不小于舱深的0.5倍;

φ ——散货的休止角 (内摩擦角), deg, 矿石和煤取35°, 黄砂为37°, 盐、石子、谷物等取30°, 散装水泥取25°;

v ——货物的积载因数, m³/t。

2.12.5.10 若在槽形舱壁一面设置水平桁或垂直桁时, 其腹板的计算高度取面板与槽形壁间的最小距离。若在槽形舱壁两面对称设置水平桁或垂直桁时, 其腹板的计算高度取两面板之间的垂直距离。水平桁或垂直桁的腹板应嵌入槽形焊接。

若在槽形舱壁一面设置水平桁或垂直桁时, 其腹板的一侧应设有肘板, 肘板间距应为槽形的全宽。肘板的一边和桁材面板焊接, 另一边的宽度应不小于腹板高度的一半, 肘板厚度与桁材腹板厚度相同。

2.12.5.11 垂直槽形舱壁坐落在内底板上时应符合下述规定：

(1) 若双层底为横骨架式时，则应在横向槽形舱壁的一侧翼板的下方应设置实肋板，在另一侧翼板的下方应设置横向加强桁材，如图 2.12.5.11 (1) 所示。纵向槽形舱壁的两翼板应在组合实肋板端部连接肘板的区域内，如图 2.12.5.11 (2)。

(2) 若双层底为纵骨架式时，则应在纵向槽形舱壁的翼板下方设置纵桁或纵向加强桁材，如图 2.12.5.11 (1) 所示。横向槽形舱壁的两翼板应在内底纵骨端部连接肘板的区域内，如图 2.12.5.11 (2)。

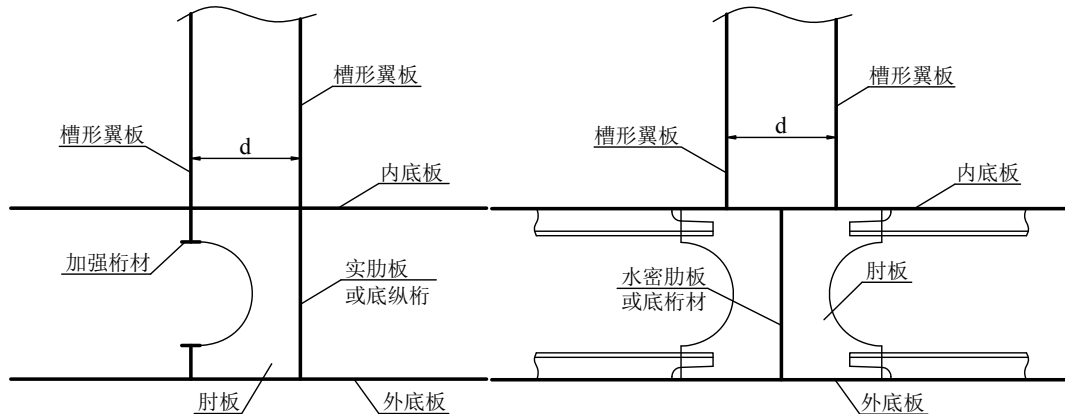


图 2.12.5.11 (1) 图 2.12.5.11 (2)

图 2.12.5.11 (1) 中，加强桁材的剖面模数应不小于内底纵骨或内底骨材剖面模数的 1.5 倍。加强桁材的跨间应设置如图所示的支撑肘板。肘板的间距应不大于 2 个肋距，厚度应不小于该处船底板的厚度且应与内外底板、加强桁材、实肋板（或底纵桁）及外底骨材（或纵骨）有效焊接。

2.12.5.12 水平槽形舱壁若坐落在内底板上时，其平直板的下方应设置实肋板或底纵桁。

2.12.5.13 允许采用与对称槽形舱壁等强度的其他形式的槽形舱壁。

2.12.6 平面制荡舱壁

2.12.6.1 制荡舱壁应尽量设计成对其他构件不起有效支持作用，以便减轻制荡舱壁的结构重量。否则应按平面纵舱壁的有关要求设计。

2.12.6.2 制荡舱壁的厚度应不小于 2.5mm。

2.12.6.3 制荡舱壁扶强材的剖面模数应不小于相应平面纵舱壁扶强材剖面模数的 50%。

2.12.6.4 制荡舱壁上开孔面积应不小于舱壁总面积的 5%，也不大于 10%。

2.12.7 防撞边舱

2.12.7.1 防撞边舱是由纵侧壁板、顶板（或干舷甲板）及舷侧外板构成的水密舱，如图 2.12.7.1 所示。防撞边舱应尽可能自首防撞舱壁至艉尖舱舱壁间连续布置。防撞边舱内应设置水密横隔板（或横舱壁），其间距应不大于船长的 0.15 倍。船宽与 1/2 吃水处的水线宽度之差值大于等于 900mm 的尾部区域可免设防撞边舱。

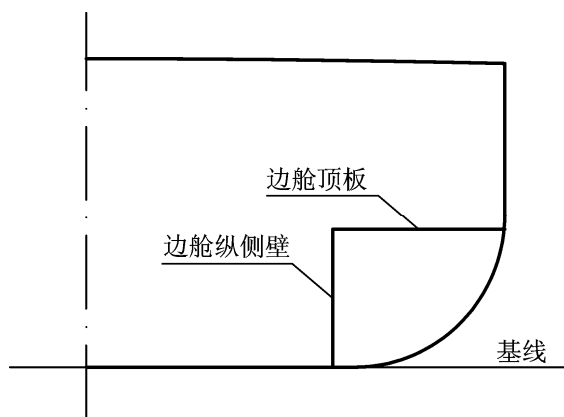


图 2.12.7.1

2.12.7.2 防撞边舱的纵侧壁应尽可能与中纵剖面平行，其与顶板的交线距舷侧外板的水平距离应不小于 760mm，但也不大于船宽的 0.25 倍。

2.12.7.3 防撞边舱的顶板应尽可能水平布置并盖没舭部，其与纵侧壁的交线距船底板的垂向高度应不小于满载吃水的 0.3 倍或 700mm 之大者。

2.12.7.4 防撞边舱纵侧舱壁和顶板的结构应符合本节 2.12.2、2.12.3 和 2.12.4 对防撞舱壁的规定。

第 13 节 首尾结构及尾轴架

2.13.1 板型首柱及型材首柱

2.13.1.1 板型首柱的厚度，应较中部船底板增厚 2mm(包括火加工余量在内)。

此厚度应从平板龙骨与首柱连接处的圆弧部位开始，保持至满载水线处；其以上部分可逐渐减小，至顶部可为该处舷侧外板的厚度。

首柱内应设置纵向加强筋和间距不大于 0.8m 的横肘板，满载水线以上横肘板间距可增大至 1m。横肘板厚度应与邻接舷侧板厚度相同。在曲率半径较小的部位，如安装纵向加强筋有困难时允许免设，但横肘板间距应不大于 0.5m。中内龙骨、甲板纵桁均应与首柱及邻近的横肘板牢固连接。如图 2.13.1.1 所示。

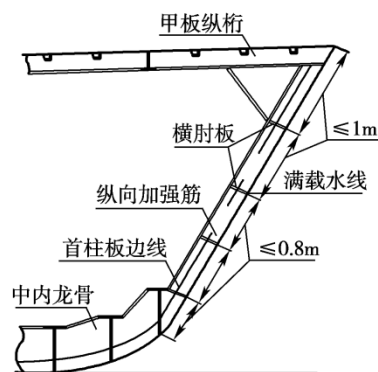


图 2.13.1.1

2.13.1.2 如曲率半径较小可用圆钢或钢管代替板型首柱。其下端与平板龙骨、上端与板型首柱牢固连接，钢管尺寸应根据船长 L 按表 2.13.1.2 选取。若采用圆钢，圆钢直径应不小于按下式计算所得之值：

$$d = C(L + 35) \quad \text{mm}$$

式中：C——系数，A 级航区船舶取 1.0，B、C 级航区船舶取 0.8；

L——船长，m。

钢管尺寸

表 2.13.1.2

船长 L (m)		≥20 至 25	>25 至 30	>30 至 35	>35 至 40	>40 至 45	>45 至 50	>50 至 55	>55 至 60	>60 至 65
钢管外径 ×厚度 (mm)	A 级 航区	70×6	83×6	89×7	89×8	102×8	108×8	114×8.5	121×9	121×10
	B、C 级 航区	55×5	62×5 57×6	63×6	70×6	77×6 68×6	83×6 74×8	91×6 80×8	86×8	92×8

2.13.2 首尖舱骨架

2.13.2.1 首尖舱内可采用纵骨架式或横骨架式结构。若采用横骨架式结构则应于每个肋位设置实肋板，尖瘦型船实肋板的高度应向船首逐渐升高。中内龙骨应延伸至首柱(平头型船应延伸至与首封板垂直桁连接)，其高度和厚度应与实肋板相同。若底部特别尖瘦设置中内龙骨有困难可允许设置不到船底的中内龙骨，此时，中内龙骨腹板高度应不小于原高度的 1/3；或中内龙骨在防撞舱壁前逐渐消失，此时与中内龙骨不连接的实肋板应用加强筋加强。

2.13.2.2 舷侧为主肋骨制的船舶，首尖舱内应设置强肋骨与舷侧纵桁，强肋骨的间距应不大于 2.5m。舷侧纵桁应自防撞舱壁延伸至首柱并与首柱横肋板连接。首尖舱舱深小于等于 2m 者，舷侧纵桁可免设。强肋骨腹板厚度应与实肋板厚度相同，高度应为主肋骨型材高度的 2.5 倍，其自由边应折边或加面板，舷侧纵桁剖面尺寸应与强肋骨相同。

2.13.2.3 首尖舱内干舷甲板下若设置有平台甲板可免设舷侧纵桁与强肋骨。

2.13.3 尾柱

2.13.3.1 无舵柱的螺旋桨船的矩形推进器柱，可采用铸钢、锻钢或轧制扁钢焊接组成。尾柱最小剖面尺寸(如图 2.13.3.1 所示)应不小于按下式计算所得之值：

型深 $D \leq 4\text{m}$ 时：

推进器柱宽度： $b = 0.55L + 11D + 80$ mm；

推进器柱厚度： $t = 0.25L + 5D + 20$ mm；

型深 $D > 4\text{m}$ 时：

推进器柱宽度： $b = 0.55L + 22D + 36$ mm；

推进器柱厚度： $t = 0.25L + 10D$ mm；

式中：L——船长，m。

C 级航区船舶的尾柱厚度可按上两式减少 5mm。

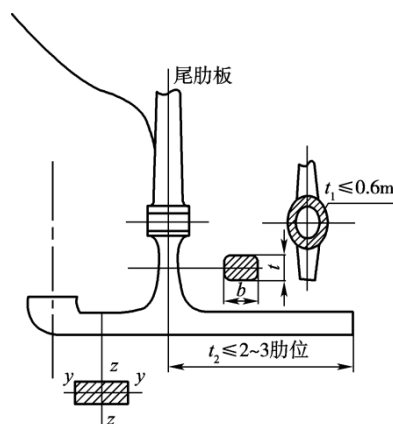


图 2.13.3.1

2.13.3.2 舵托自推进器柱起向前延伸应不少于 2 个肋距，船长大于 80m 时，应不少于 3 个肋距。舵托骨材应与船底牢固焊接，向后延伸应尽可能缩短。对双螺旋桨船舵托骨材延伸部分可减少 50%。

舵托骨材在靠近推进器柱处的剖面处对垂直中和轴的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 0.19Al(V + 4)^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： A ——舵面积， m^2 ；
 V ——最大计算航速， km/h ，且应不小于 10km/h ；
 L ——舵杆中心线至计算剖面距离， m 。

上述剖面对水平中和轴的剖面模数 W 应不小于上式计算所得之值的 $1/3$ 。

2.13.3.3 板形推进器柱的厚度应为中部船底板厚度的 2 倍。

剖面长度 l 为本节 2.13.3.1 所述推进器柱宽度 b 的两倍。剖面宽度 b_1 可根据船尾线型决定，一般约为 $0.8l$ 。如图 2.13.3.3。

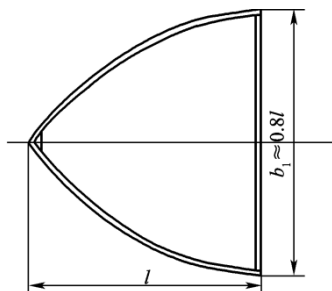


图 2.13.3.3

双螺旋桨船舶的板型推进器柱厚度可与首柱相同。非自航船的板型尾柱厚度可与平板龙骨相同。板型推进器柱或尾柱内应设置水平肘板，其间距应不大于 650mm 。肘板厚度应为板型推进器柱或尾柱厚度的 $0.6\sim 0.8$ 倍。板型推进器柱或尾柱与外板应用对接焊连接。

2.13.3.4 推进器柱或尾柱上端应伸入船体内部与尾肋板或舱壁板牢固连接。此时尾肋板或舱壁底列板应增厚 0.5 倍。尾肋板应适当加高。

2.13.3.5 推进器柱轴毂在搪孔后的壁厚应不小于矩形推进器柱厚度的 0.6 倍。

2.13.4 尾轴架

2.13.4.1 尾轴架可用铸钢、锻钢或钢板焊接制成。

2.13.4.2 钢板焊接组成的人字轴架或单臂空心尾轴架应与本节 2.13.4.5 或 2.13.4.7 规定的强度相等。

2.13.4.3 尾轴架应伸入船底内部与强骨材连接，并适当加强。轴架穿过处的外板厚度应符合本章 2.3.8.1 的规定。

2.13.4.4 人字轴架两个支臂间的夹角应尽可能为 90° ，允许 $\pm 10^\circ$ 的变化，采用四叶螺旋桨时，允许夹角变化 $\pm 20^\circ$ 。

2.13.4.5 铸钢或锻钢人字轴架每个支臂和轴毂的尺寸应不小于下列规定：

$$\text{支臂厚度} \quad t \geq 0.44d_t \quad \text{mm}$$

$$\text{支臂剖面积} \quad a \geq 0.44d_t^2 \quad \text{mm}^2$$

轴毂搪孔后厚度 $t_1 \geq 0.33d_t$ mm

轴毂长度 $l_1 \approx 3d_t$ mm

与船体连接的焊缝剖面面积 $a_1 = 0.2d_t^2$ mm²

式中: d_t ——尾轴架处螺旋桨轴直径, mm。

2.13.4.6 主机功率小于等于 220kW 的船舶, 允许采用可拆卸人字轴架, 其构件尺寸应不小于本节 2.13.4.5 的规定, 其连接螺旋栓应提供强度计算。

2.13.4.7 单臂尾轴架在与船壳外板连接处的横剖面对纵向中和轴的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 1.05d_t^3 \sqrt{\frac{122l^2 + 0.12d_t^2}{9d_t^2 + 0.187D^2}} \quad \text{cm}^3$$

式中: d_t ——尾轴架处的螺旋桨轴直径, cm;
 D ——螺旋桨直径, cm;
 l ——支臂轴毂中心线至轴架中心与船体交点的距离, m, 如图2.13.4.7所示。

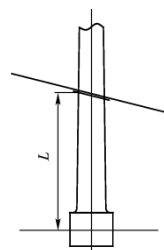


图 2.13.4.7

2.13.4.8 如一根尾轴上设置两个尾轴架, 则距离螺旋桨较远的尾轴架的构件剖面尺寸可适当减少为本节 2.13.4.5、2.13.4.7 规定的 0.8 倍。

2.13.5 尾尖舱骨架

2.13.5.1 自航船的尾尖舱应于每个肋位设置实肋板。对单螺旋桨船, 实肋板应伸至尾轴套筒以上足够高度。

2.13.5.2 线型较丰满的尾端当设置放射形状的斜肋骨和横梁时, 斜肋骨沿满载水线的间距应不大于 650mm。

2.13.5.3 有尾突出体的船舶, 旁内龙骨和甲板纵桁应尽可能伸至尾突出体的末端。若有困难则至少应伸至尾柱后 3 个肋距。在中纵剖面处应有与肋板和强横梁尺寸相同的船底中桁材和甲板纵桁。对于尾突出体较长的船舶, 应特别注意尾柱部位过渡范围的结构连续性。

2.13.6 尾封板及平头型船首封板骨架

2.13.6.1 首尾封板应设置垂直或水平扶强材, 其剖面尺寸应按本章 2.12.3.2 对深舱舱壁扶强材的要求进行计算, 间距不大于肋骨或纵骨间距。

2.13.6.2 首尾封板应设置垂直桁, 其剖面尺寸应按本章 2.12.4.2 对深舱舱壁垂直桁的要求进行计算, 且应不小于甲板纵桁的剖面尺寸。垂直桁应与甲板纵桁及底龙骨在同一平面内并用肘板连接。首尾封板的高度大于 1.2 m 时, 尚应设置一道水平桁, 其剖面尺寸与垂直桁相同。

2.13.7 桨叶与外板的间隙

2.13.7.1 双桨船的螺旋桨叶与外板间隙 C 建议不小于按下式计算所得之值:

$$C = K_1 K_2 D \frac{(0.1166\sqrt{N_e} + 10)}{100} \quad \text{m}$$

式中: N_e ——主机单机额定功率, kW;

D ——螺旋桨直径, m;

K_1 ——螺旋桨叶数修正系数, 三叶取1.2, 四叶取1.0, 五叶取0.85;

K_2 ——船型修正系数, 船长小于等于30m的船舶取0.8, 船长大于30m的船舶取1.0, 船长大于等于40m的客船取1.1。

2.13.7.2 单桨船的螺旋桨桨叶与外板的间隙建议不小于 $0.1D$ (D 为螺旋桨直径)。

2.13.7.3 隧道型船舶的螺旋桨桨叶与外板的间隙可适当减小。

2.13.8 首侧推横向贯通圆筒形通道结构

2.13.8.1 在中纵剖面内, 距首侧推横向贯通圆筒形通道边缘不小于 0.5 倍通道半径范围内的船体外板厚度, 应不小于中部船底板厚度的 1.2 倍。

2.13.8.2 首尖舱内在中纵剖面处, 应设置环绕横向贯通圆筒形通道的板状加强筋, 并与中内龙骨有效连接。

2.13.8.3 侧推器推力轴支架处的船体结构应予以适当加强。

第 14 节 主机基座、轴隧及机舱骨架

2.14.1 主机基座

2.14.1.1 主机基座的结构应具有足够的强度和刚度。主机基座通常是由两道纵桁及设在每个肋位处的横隔板及横肘板组成。横隔板设在两基座纵桁之间。横隔板应尽可能升高, 其自由边缘应设置厚度与隔板相同、宽度等于厚度 10 倍的面板。横肘板设在基座纵桁的外侧。横肘板的宽度一般不小于其高度, 如有困难应不小于其高度的 0.75 倍。横肘板应与基座纵桁面板焊接, 其自由边缘应设置厚度与肘板相同、宽度等于厚度 10 倍的面板。

2.14.1.2 主机基座的构件尺寸应不小于按下式计算所得之值:

$$\text{基座纵桁面板厚度:} \quad t = 1.55\sqrt[3]{N_e} + 3.6 \quad \text{mm}$$

$$\text{基座纵桁腹板厚度:} \quad t_1 = (0.1h + 0.6)t \quad \text{mm}$$

$$\text{横隔板及横肘板厚度:} \quad t_2 = 0.77t_1 \quad \text{mm}$$

式中: N_e ——主机单机额定功率, kW;

h ——纵桁腹板高度, m。

2.14.1.3 基座纵桁腹板上的开孔宽度应不大于 150mm，高度应不大于腹板高度的 1/3，否则应予以补强。

2.14.1.4 单底船的主机基座纵桁应延伸至机舱前后舱壁，并用肘板与舱壁相应扶强材连接。在主机底座范围以外，基座纵桁高度可逐渐减小至肋板高度，其尺寸也可减小至相应的机舱内旁内龙骨尺寸。

2.14.1.5 双层底船的主机基座纵桁应与双层底内的桁材处于同一平面内，如不可能应在双层内基座纵桁下设置局部桁材。

2.14.2 轴隧

2.14.2.1 轴隧系指供机舱人员出入对轴系进行检查的通道。轴隧应水密，轴隧和机舱之间的舱壁应设置水密门。轴隧长度超过 10m 时应设置通向上层甲板的应急通道。

2.14.2.2 轴隧的自由通道宽度应不小于 400mm。

2.14.2.3 轴隧壁的厚度及扶强材，应分别不小于对水密舱壁的要求。轴隧通过深水舱、燃油舱或顶部载有货物时，则轴隧壁的厚度应按深水舱、燃油舱或按甲板的有关规定进行校核。

2.14.2.4 轴隧扶强材应与实肋板设置在同一平面内，其下端应用肘板与实肋板相连接。

2.14.3 机舱骨架

2.14.3.1 在机舱骨架特别是船底骨架设计时，应注意避免应力集中。

2.14.3.2 横骨架式单底应在每个肋位设置实肋板，纵骨架式实肋板间距应不大于 1.25m。实肋板应为“T”形组合型材。双层底实肋板间距不论何种骨架形式均应不大于 1.25m，但在主机底座和推力轴承座范围内应每个肋位设置实肋板。

2.14.3.3 单底实肋板的剖面模数应不小于按本章 2.5.2.2 对货舱内实肋板计算所得值的 1.3 倍。双层层实肋板腹板厚度应按机舱外实肋板的厚度增厚 1mm，且应设置间距不大于双层底高度的加强筋。加强筋的厚度取与实肋板厚度相同，宽度为厚度的 8 倍。

2.14.3.4 双层底内组合肋板的船底骨材和内底骨材的剖面模数应为本章 2.6.6 规定值的 1.2 倍。

2.14.3.5 单层底船机舱内内龙骨的面板和腹板应不小于机舱实肋板的尺寸。双层底船中桁材和旁桁材的厚度应较机舱外的中桁材、旁桁材增加 1mm。

基座范围内的底桁材的厚度应不小于本节 2.14.1.2 规定的基座桁材的腹板厚度的 0.8 倍。

2.14.3.6 当型深大于 2.0m 且机舱区域的舷侧骨架为交替肋骨制时，应在机舱前壁与后壁之间设置与强肋骨尺寸相同的舷侧纵桁。当机舱区域的舷侧骨架为主肋骨制时，则主肋骨的剖面模数应不小于按本章 2.7.2.1 计算所得之值的 1.3 倍。

第 15 节 舱口和舱口盖

2.15.1 一般要求

2.15.1.1 干舷甲板上的舱口除满足本节要求外，尚应符合主管机关的相关规定。

2.15.1.2 本节对舱口盖的规定适用于主管机关要求的干舷甲板上露天部分客/货舱口的风雨密舱口盖。

2.15.2 舱口围板

2.15.2.1 舱口围板的高度应满足本篇 1.6.7 的要求。

2.15.2.2 强力甲板上非纵通舱口围板厚度一般应不小于表 2.15.2.2 的规定，非强力甲板上的舱口围板厚度可适当减薄。围板顶缘应设有加强型材。

舱口围板厚度 (mm)

表 2.15.2.2

航区	船长 L (m)	围板厚度 (mm)
A 级	≤ 50	4.5
	$50 \sim 100$	6
	≥ 100	7
B、C 级	≤ 50	4
	> 50	5

2.15.2.3 舱口围板应在强横梁（甲板纵桁）平面内设置垂向肘板，其下端的宽度一般不小于围板高度的 1/3 但不必大于 150mm。当围板高度大于 600mm 时，尚应设置间距不大于 500mm 的水平加强筋，其厚度不小于围板厚度，宽度不小于厚度的 8 倍。

2.15.3 钢质舱口盖及其封闭装置

2.15.3.1 钢质舱口盖由板、主要支撑构件和扶强材构成。主要支撑构件的间距一般不大于 2.5m。舱口盖扶强材应垂直于主要支撑构件，其间距一般不大于 700mm。

2.15.3.2 舱口盖主要支撑构件在跨中的剖面模数 W 及惯性矩 I 应不小于按下列各式计算所得之值：

$$W = 6.5sh_1l^2 \quad \text{cm}^3$$

$$I = 15.5sh_1l^3 \quad \text{cm}^4$$

式中： h_1 ——舱口盖上计算水柱高度，m，舱口盖上不载货时取 0.25；若舱口盖上装载货物时，则取货物的相当水柱高度；

s ——主要支撑构件的间距，m；

l ——主要支撑构件的跨距，m，取其两端支撑点间的距离。

主要支撑构件两端的腹板高度可以逐渐减小至中部的 0.6 倍，但不小于 150mm。

钢质舱口盖的主要构件的尺寸也可按本节 2.15.3.8 的规定由直接计算确定。

2.15.3.3 舱口盖应在与主要支撑构件垂直的方向上设置加强桁材。桁材的尺寸应不小于该处主要支撑构件的尺寸，间距不大于主要支撑构件跨距的 1/3。

2.15.3.4 舱口盖扶强材的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 4.1sh_1l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: h_1 ——舱口盖上计算水柱高度, m, 按本节2.15.3.2确定;
 s ——舱口盖扶强材的间距, m;
 l ——舱口盖扶强材的跨距, m, 取主要支撑构件的间距。

2.15.3.5 舱口盖盖板的厚度 t 应不小于按下式计算所得之值, 且不小于 3mm:

$$t = 5.1s\sqrt{h_1} \quad \text{mm}$$

式中: h_1 ——舱口盖上计算水柱高度, m, 按本节2.15.3.2确定;
 s ——舱口盖扶强材的间距, m。

2.15.3.6 舱口盖侧围板的厚度 t 应不小于本节 2.15.3.5 计算所得之值加 1mm, 且不小于 4mm。舱口盖侧围板的下缘应设置加强筋或折边。

2.15.3.7 对于下述情况, 舱口盖的主要构件尺寸应由直接计算确定:

- (1) 舱口盖上装载集装箱;
- (2) 舱口盖承受较大集中载荷;
- (3) 舱口盖的结构型式不同于本节规定的结构型式。

2.15.3.8 舱口盖的直接计算应符合下述规定:

- (1) 计算模型可采用板梁组合单元或梁系有限元模型, 建模原则满足本篇 1.9.7 的要求;
- (2) 模型范围取整个舱口盖结构;
- (3) 在支承块处的节点上施加 $u_z=0$, 在限位器限制的方向上施加线位移约束;
- (4) 舱口盖计算载荷取 0.25m 水柱高, 若舱口盖上堆装货物尚应叠加货物载荷。当装载集装箱时, 应在集装箱箱角处叠加集中载荷;
- (5) 舱口盖的强度衡准应满足本篇 1.9.7 的要求。

2.15.3.9 对于有风雨密要求的钢质舱口盖应装设可靠的扣紧装置及合适的衬垫材料, 其布置应保证在任何情况下维持舱口盖的密性。

2.15.3.10 舱口盖如采用其他材料制成, 其应具有与钢质舱口盖等效的强度和刚度。

2.15.3.11 舱口盖如采用机械开闭, 对于暴露的牵引链条(钢索)、推动油缸及传动齿轮等部件应设置有效的防护装置, 以保证操作人员的安全。

2.15.3.12 舱口盖开闭控制站的位置及布置应保证操控人员在操控舱口盖开闭时, 能有效观察舱口四周的情况, 没有视野死角。

2.15.4 带活动横梁的舱口盖及其封闭装置

2.15.4.1 带活动横梁的舱口盖是由沿舱口长度方向均匀布置且可拆卸的活动横梁和在两活动横梁间铺设的盖板构成; 活动横梁应为钢质, 盖板可以是木质的, 亦可是钢质的; 活动横梁的间距一般不大于 2.5m。

2.15.4.2 舱口活动横梁在跨中的剖面模数 W 及剖面惯性矩 I 应不小于按下列各式计算所得之值:

$$W = 7sh_1l^2 \quad \text{cm}^3$$

$$I = 18sh_1l^3 \quad \text{cm}^4$$

式中: h_1 ——舱口盖上计算水柱高度, m, 舱口盖上不载货时取0.25; 若舱口盖上装载货物时, 则取货物的相当水柱高度;

s ——活动舱口横梁的间距, m;

l ——活动舱口横梁跨距, m, 取舱口宽度。

活动横梁两端的腹板高度可以逐渐减小至中部的0.6倍, 但不小于150mm。

2.15.4.3 活动横梁的上下缘应设有连续面板。上缘面板的宽度应达到使支承舱口盖板的宽度不小于65mm, 并在活动横梁腹板的平面内设置高度不小于50mm扁钢。

2.15.4.4 舱口两边活动横梁的承座上应设置有效的装置, 以便把舱口活动横梁固定于其中。活动横梁在承座处的支承长度应不小于70mm。

2.15.4.5 木质舱口盖板的厚度 t 不小于按下式计算计算所得之值, 且不小于50mm:

$$t = 24s\sqrt{h_1} \quad \text{mm}$$

式中: s ——舱口盖板的跨距, m, 取舱口活动横梁的间距;

h_1 ——舱口盖板上的计算水柱高度, m, 按本节2.15.3.2确定。

2.15.4.6 钢质舱口盖板的剖面模数 W 及剖面惯性矩 I 应不小于按列各式计算所得之值:

$$W = 6.1bh_1s^2 \quad \text{cm}^3$$

$$I = 15.5bh_1s^3 \quad \text{cm}^4$$

式中: h_1 ——舱口盖板上的计算水柱高度, m, 按本节2.15.3.2确定;

b ——盖板的宽度, m;

s ——舱口盖板的跨距, m, 取舱口活动横梁的间距。

钢质盖板的板厚不得小于3mm。盖板长度方向的加强筋间距不得大于300mm, 盖板宽度方向的加强筋间距不得大于1200mm。

2.15.4.7 带活动横梁的舱口盖如要保证风雨密, 则应在舱口盖上铺设防水帆布和压紧装置。

(1) 防水帆布单位面积最小重量应符合下述要求:

如帆布涂煤焦油 0.65kg/m^2 ;

如帆布涂化学涂料 0.65kg/m^2 ;

如帆布涂黑油 0.55kg/m^2 ;

(2) 在舱口围板或水平加强筋上应设置具有一定斜度的楔耳。楔耳的宽度不小于65mm, 中心间距不大于600mm, 楔耳距舱口角隅应不大于150mm。

(3) 在舱口围板应设置供系缚用的松紧螺栓或其他等效装置。

第16节 上层建筑及甲板室

2.16.1 一般要求

2.16.1.1 本章规定的上层建筑均不参与总纵弯曲。当上层建筑或甲板室参与总纵弯曲时, 应满足本篇第4章第4节、第7节规定。

- 2.16.1.2 上层建筑及甲板室甲板骨架应符合本章第 8 节的规定。
- 2.16.1.3 上层建筑及甲板室的外围壁应为钢质，亦可采用铝合金等经本社认可的轻型材料。

2.16.2 上层建筑

2.16.2.1 上层建筑端部甲板下面应设置舱壁、强横梁或其他等效强力构件以支持上层建筑。

2.16.2.2 上层建筑横向构件应与船舶主体横向构件安装在同一平面内。上层建筑围壁扶强材的设置应与甲板横梁或甲板纵骨对齐，围壁扶强材的上端应用肘板与甲板横梁或甲板纵骨连接，下端可削斜或与甲板焊接。围壁强扶强材端部的连接应符合本篇第 1 章第 2 节对主要构件的规定，强力甲板以上第一层上层建筑之外的其他上层建筑围壁强扶强材的下端可直接与甲板焊接。

2.16.2.3 上层建筑或甲板室的外壁板厚度应不小于 2mm，内壁板厚度可减薄 0.5mm。

2.16.2.4 上层建筑的围壁扶强材的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 3sl^2$$

cm³

式中： s ——扶强材间距，m；
 l ——扶强材跨距，m。

上层建筑内壁扶强材剖面模数 W ，应不小于按上式计算所得之值的 0.8 倍。

2.16.2.5 最上一层上层建筑的围壁及内壁允许采用如图 2.16.2.5 所示的三角形剖面或半圆形剖面的压筋板。压筋板的剖面要素按表 2.16.2.5（1）、（2）选取。

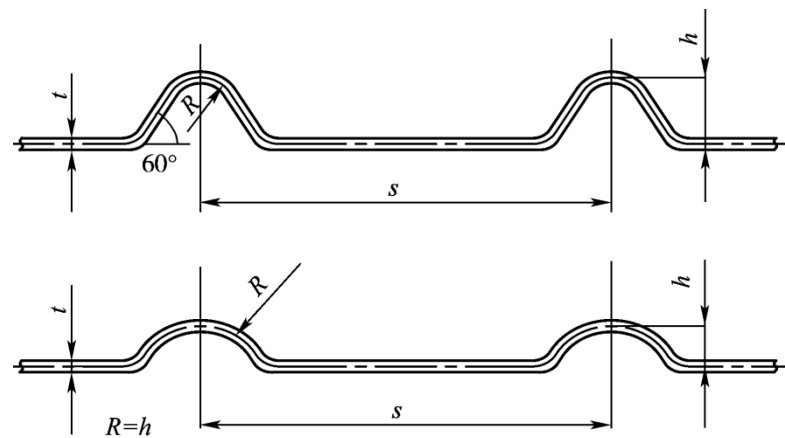


图 2.16.2.5

三角压筋板剖面要素表					表 2.16.2.5 （1）	
压筋高度 h (mm)	压筋轴线间距 s (mm)	顶圆半径 R (mm)	板厚 t (mm)	最大剖面模数 W (cm ³)	惯性矩 I (cm ⁴)	惯性半径 r (cm)
30	390	15	2	2.11	5.10	0.77
			3	3.18	7.67	
			4	4.22		
30	435	15	2	2.13	5.25	0.75
			3	3.21	7.90	
			4	4.26	10.50	

压筋高度 h (mm)	压筋轴线间距 s (mm)	顶圆半径 R (mm)	板厚 t (mm)	最大剖面模数 W (cm ³)	惯性矩 I (cm ⁴)	惯性半径 r (cm)
30	470	15	2	2.14	5.34	0.73
			3	3.22	8.02	
			4	4.28	10.65	
40	320	15	2	3.08	9.30	1.12
			3	4.62	13.95	
			4	6.18	18.65	
40	370	15	2	3.12	9.75	1.08
			3	4.68	14.60	
			4	6.18	19.55	
40	400	15	2	3.14	9.90	1.05
			3	4.72	14.90	
			4	6.30	19.90	

半圆压筋板剖面要素表

表 2.16.2.5 (2)

压筋高度 h (mm)	压筋轴线间距 s (mm)	顶圆半径 R (mm)	板厚 t (mm)	最大剖面模数 W (cm ³)	惯性矩 I (cm ⁴)	惯性半径 r (cm)
15	300	15	2	0.62	0.85	0.37
			2.5	0.77	1.07	
			3	0.92	1.29	

2.16.2.6 桥楼、首尾楼侧壁和端壁板厚度应由舷侧顶列板厚度逐渐减薄，但应不小于 2.5mm，侧壁和端壁扶强材的剖面模数 W 应符合本节 2.16.4.2 的规定。

2.16.2.7 桥楼、首尾楼端壁处的侧壁应向首尾或船中延伸至等于桥楼高度的距离，并应弧形过渡。过渡侧壁板的厚度应较侧壁板增厚 1mm。过渡侧壁板应设置垂直加强筋，其弧形边缘应有面板或型钢。

2.16.2.8 上层建筑（或甲板室）围壁在甲板强横梁和甲板纵桁处应设置强扶强材。强扶强材的剖面模数应不小于按本节 2.16.2.4 计算所得之值的 2 倍。

2.16.3 甲板室

2.16.3.1 甲板室围壁为平壁板时，其结构要求应符合本节 2.16.2 的规定。

2.16.3.2 最上一层甲板室的围壁及内壁允许采用压筋板，压筋板应符合本节 2.16.2.5 的规定。

2.16.3.3 甲板室横向构件一般应与船舶主体横向构件安装在同一平面内。围壁扶强材的设置一般应与甲板横梁或甲板纵骨对齐，上端应用肘板与甲板横梁或甲板纵骨连接，下端可削斜或与甲板焊接。围壁强扶强材的端部连接应符合本篇第 1 章第 2 节对主要构件的规定，下端可直接与甲板焊接。

2.16.4 机舱棚、货舱棚

2.16.4.1 机舱棚围壁和货舱棚围壁采用平壁板时，平壁板的厚度应不小于 3mm。

2.16.4.2 机舱棚围壁和货舱棚围壁扶强材剖面模数应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 3.6sl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： s ——扶强材间距，m；
 l ——扶强材跨距，m。

2.16.4.3 围壁扶强材兼作支柱时, 应满足本章第 11 节对支柱的要求。

2.16.4.4 甲板室及机舱棚顶板承受荷重时, 其横梁和纵桁的剖面模数应满足本章第 8 节的有关规定。

2.16.5 升高甲板

2.16.5.1 若升高甲板是阶梯形强力甲板的组成部分, 则升高甲板及其骨架应符合本章对强力甲板的规定。

2.16.5.2 升高甲板端壁板厚度与甲板相同, 其扶强材尺寸与甲板横梁(纵骨)相同。

2.16.6 铝合金材料的使用

2.16.6.1 上层建筑、甲板室、舱口盖等局部结构允许使用铝合金材料等效代替本规范要求的船体结构钢。铝合金结构尺寸可按下式求得:

$$\text{板厚:} \quad t_a = t_s \sqrt{K_a} \quad \text{mm}$$

$$\text{剖面模数:} \quad W_a = W_s K_a \quad \text{cm}^3$$

式中: t_s ——使用低碳钢规范要求的板厚, mm;

W_s ——使用低碳钢规范对构件要求的剖面模数, cm^3 ;

K_a ——铝合金材料换算系数, $K_a=235/R_{p0.2}$;

$R_{p0.2}$ ——铝合金材料在退火状态下的0.2%规定非比例伸长应力, N/mm^2 , 但不大于66%的材料抗拉强度值。

2.16.6.2 铝合金上层建筑(甲板室)与钢结构主体的采用铆接或焊接型式进行连接。

2.16.6.3 铝合金的焊接工艺(包括铝合金之间和铝合金与钢材之间)及铆接工艺应经本社认可。

第 17 节 舷墙、栏杆及护舷材

2.17.1 一般要求

2.17.1.1 舷墙和栏杆的设置应符合主管机关的规定。

2.17.2 舷墙

2.17.2.1 舷墙高度应不小于 0.55m, 船长小于等于 30m 时, 舷墙高度可以降低但应不小于 0.35m。如果舷边过道太窄设置舷墙有困难时, 应在甲板上设置防滑设施, 且甲板室外壁应装设扶手。

2.17.2.2 舷墙结构的布置应尽可能不参加船体的总纵弯曲。舷墙板厚度应不小于 4mm。船长小于等于 30m 时, 舷墙板厚度应不小于 3.5mm。舷墙上缘应设有面板。舷墙应用带折边或面板的肘板加强。舷墙肘板应设置在肋骨与横梁构成的框架平面内, 其间距应不大于 1.25m, 其厚度和舷墙板厚度相同。肘板应与舷墙、舷墙面板及甲板焊接。肘板在舷墙的角隅处应开有流水孔。

2.17.2.3 舷墙上设置导缆钳、导缆桩及导缆孔时, 其骨架应视具体情况加强。

2.17.3 栏杆

2.17.3.1 船舶如设置栏杆,其高度应不小于 0.8m,客船的栏杆高度或舷墙与栏杆的组合高度应不小于 1.0m。栏杆的最低一根横杆与甲板的间隙应不超过 0.23m,其他横杆的间隙应不超过 0.38m,竖杆间距应不大于 2m,竖杆下方一般应设有骨材。

2.17.3.2 栏杆竖杆的剖面模数 W 和剖面惯性矩 I 应不小于按下列各式计算所得之值:

$$W = 3.3sl \quad \text{cm}^3$$

$$I = 5.3sl^3 \quad \text{cm}^4$$

式中: l ——竖杆的高度, m;

s ——竖杆的间距, m。

当竖杆剖面为非对称剖面时,其最大惯性矩的主轴应与栏杆平面平行。

2.17.3.3 栏杆最上面一根横杆的剖面惯性矩 I 应满足下式的规定,且不小于竖杆的剖面惯性矩:

$$I \geq 24.5 \quad \text{cm}^4$$

其他横杆的剖面惯性矩应不小于竖杆的 0.3 倍;当横杆剖面为非对称剖面时,其最大惯性矩的主轴应与水平面垂直。

2.17.3.4 栏杆竖杆的下端在与栏杆平面垂直的平面内应设置固定肘板,或采取其他等效措施。肘板高度一般不小于 100mm、底边宽度一般不小于 60mm,肘板的厚度一般不小于 4mm 且不小于竖杆的壁厚。

2.17.4 护舷材

2.17.4.1 船舶两舷均应设置钢质护舷材,护舷材可采用加厚板或半圆形的护舷材,亦可采用其他等效设施。

2.17.4.2 半圆型护舷材板的厚度应不小于舷侧外板厚度但不必大于 6mm。半圆型护舷材内部应设有肘板和水平加强筋,其厚度应不小于护舷材板厚的 0.8 倍。

2.17.4.3 如果舷侧顶列板符合本章 2.3.5.3 的规定,可以免设其他型式的护舷材。

第 18 节 航行冰区船舶的附加要求

2.18.1 适用范围

2.18.1.1 本章适用于有冰封的航区,在冰封前或解冰后流冰期航行的船舶。

2.18.2 定义

2.18.2.1 冰带区——指船长范围内(包括首尾封板),垂向自满载水线上 250mm 至空载水线下 300mm 的舷侧范围。冰带区应在设计图纸上注明。

2.18.3 冰带区外板

2.18.3.1 冰带区舷侧外板（包括首尾封板）的厚度 t 除符合本篇2.3.4的规定外，尚应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 15.7 \frac{a}{1 + 0.4a/b} \quad \text{mm}$$

式中： a ——舷侧板板格的短边长度，m；
 b ——舷侧板板格的长边长度，m。

2.18.3.2 在冰封前或融冰后的流冰期航行的船舶，其冰带区自船首垂线向后 $0.25L$ 范围内的舷侧外板厚度，尚应不小于本篇2.3.4.2规定的首部舷侧外板厚度的1.25倍。

2.18.4 首柱

2.18.4.1 板型首柱应不小于本篇2.13.1.1规定的1.25倍。

2.18.4.2 圆钢首柱的圆钢直径 d 应不小于按下式计算所得之值：

$$d = 0.91(L + 35) \quad \text{mm}$$

式中： L ——船长，m。

2.18.4.3 采用其他型材首柱时，其剖面积应与圆钢首柱剖面积相当。

2.18.4.4 航行冰区船舶的首柱不宜使用钢管等管状型材。

2.18.5 舷侧纵桁

2.18.5.1 当型深大于1.2m时，冰带区内在满载水线与空载水线之间应至少设一道舷侧纵桁。舷侧纵桁的尺寸应不小于强肋骨的尺寸。

2.18.6 强肋骨与中间肋骨

2.18.6.1 强肋骨（外舷）的剖面模数 W 除满足本篇各章的规定外，尚应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 984 \frac{s(l-d)^2 d^2}{l^3} \quad \text{cm}^3$$

式中： d ——空载吃水，m；
 l ——强肋骨跨距，m；
 s ——强肋骨间距，m。

2.18.6.2 在冰封前或融冰后的流冰期航行的船舶，其冰带区自船首垂线向后 $0.25L$ 范围内的舷侧应设置中间肋骨。中间肋骨的剖面模数应不小于主肋骨或普通肋骨剖面模数的0.75倍。中间肋骨的上、下端应分别超出冰带区的上、下缘，其两端应用短纵骨固定。短纵骨的剖面模数不小于中间肋骨的剖面模数，两端与肋骨焊接。

2.18.7 舵托骨材

2.18.7.1 舵托骨材剖面模数 W 应为本篇 2.13.3.2 规定的 1.15 倍。

2.18.8 舵设备

2.18.8.1 舵杆直径小于等于 120mm 时，舵杆和舵销的直径应为第 3 章第 2 节规定的 1.08 倍；舵杆直径大于 120mm 者可以除外。

2.18.8.2 舵杆和舵销的连接零件应按增加后的舵杆和舵销直径选取。

2.18.8.3 对设有襟翼舵的船舶，其行星齿轮如伸至船体外板内的箱体内部，则该箱应有防结冰措施。

2.18.9 导流管

2.18.9.1 导流管的外壳板厚度应为本篇 3.3.3 规定的 1.2 倍。

2.18.9.2 转动导流管的舵杆直径应为本篇 3.3.2 规定的 1.15 倍。

2.18.10 舷窗及其他

2.18.10.1 在干舷甲板下如需设置舷窗时，舷窗应设置在冰带区以上。

2.18.10.2 旅客和船员活动的露天处所，甲板上应设置防滑措施。

第 3 章 舾装

第 1 节 一般规定

3.1.1 适用范围

3.1.1.1 本章规定适用于本篇第 1 章及其他各章规定的适用范围内的船舶的舾装,包括舵设备、导流管、锚泊及系泊设备、拖、曳及系结设备以及桅、护舷木条和涂料等。对超出上述适用范围的船舶、特殊型式的舾装设备或本社规范规定以外的材料的使用,应经本社同意。

3.1.2 图纸和资料

3.1.2.1 船舶在建造前应将下列项目的图纸资料一式 3 份提交批准。对特殊型式的舾装设备或布置,如本社认为必要,可要求增加送审图纸资料的范围。

- (1) 舵系布置图;
- (2) 舵、舵杆、舵轴和舵扇或舵柄结构图及其强度计算书;
- (3) 舵叶结构图;
- (4) 导流管结构图及其强度计算书;
- (5) 锚、系泊设备布置图及其计算书;
- (6) 拖、曳及系结设备布置图及其计算书;
- (7) 桅及其支撑结构图。

第 2 节 舵设备

3.2.1 一般要求

3.2.1.1 本节适用于普通舵(单板舵及流线型舵),也适用于襟翼舵及组合舵。对于本规范未涉及的其他特种舵,应另提供强度计算并经本社审查同意。

3.2.1.2 自航船舶应具有舵设备或与舵设备相当的其他装置。非自航船一般应装设舵设备,分节驳、趸船可免设舵装置。

3.2.1.3 倒车舵(当船舶向后倒航行驶时,为改善操纵性在螺旋桨前面设置的舵)的构件尺寸应满足对正车普通舵的要求。

3.2.1.4 舵应通过舵承座或舵托有效地支承在船体结构上,当由舵承座支承舵重量时,舵承座所在处的甲板及其构件应作适当加强。

3.2.1.5 应设有防止舵杆沿轴向移动的装置。舵杆上端应设有供起吊用的装置。

3.2.1.6 舵设备材料应符合本规范第 7 篇的有关规定。

3.2.1.7 操舵装置应符合本规范第 2 篇第 9 章的规定。

3.2.1.8 船长大于等于 120m 且需通过内河船闸的船舶,应采用双舵和双推进螺旋桨(或全回转推进螺旋桨)配置。船首部建议设置侧推装置,艏侧推装置的推力 T_c 一般应不小于按下式计算所得之值:

$$T_c = 0.15k_1k_2\Delta^{2/3} \quad \text{kN}$$

式中：
 k_1 ——系数，按表3.2.1.8（1）选取；
 k_2 ——系数，按表3.2.1.8（2）插值选取；
 Δ ——设计排水量，t。

系数 k_1 表 3.2.1.8（1）

船型	货船	旅游客船
系数 k_1	0.56	1.0

系数 k_2 表 3.2.1.8（2）

船长（m）	≤120	125	130	≥135
系数 k_2	1.24	1.26	1.28	1.30

3.2.2 普通舵及组合舵舵杆

3.2.2.1 各种支承型式的舵，其下舵承处的舵杆直径 D 应不小于按下式计算所得之值：

$$D = 73.25 \times \sqrt[3]{\frac{KC_nNAV^2R}{R_M}} \quad \text{mm}$$

式中：
 A ——舵面积， m^2 ；
 V ——船舶最大计算航速， km/h ，自航船应不小于10，倒车舵取船舶最大计算航速的0.6倍，非自航船舶应不小于8；
 R_M ——舵杆材料的抗拉强度， N/mm^2 ；
 N ——系数，单板舵、流线型舵取1.0，带上下制流板的组合舵取1.2；
 K ——系数，急流航段取3.8，其他航区取3.5；
 C_n ——系数，按下列公式计算确定：

平板舵： $C_n = 0.604$

流线型舵： $C_n = 1.069 \quad \lambda \leq 1.0$

$C_n = -0.55(\lambda - 1)^2 + 1.069 \quad 1 < \lambda \leq 1.4$

$C_n = 0.1722(\lambda - 1)^2 + 0.9192 \quad 1.4 < \lambda \leq 2.0$

$C_n = 0.9192 \quad \lambda > 2.0$

其中：
 λ ——展弦比；
 R ——按下列公式确定：

对于悬挂舵： $R = \sqrt{h^2 + 0.9075r^2}$

对于双支点舵： $R = \sqrt{0.0625h^2 + 0.9075r^2}$

其中：
 h ——舵面积形心至下舵承中点的垂直距离，m；
 r ——舵面水压力中心至舵杆中心线的水平距离，m；取下列两式计算值之大者：

$$r = |C_p - e|b$$

$$r = 0.1b$$

其中：
 b ——舵叶的平均宽度，m；
 e ——舵的平衡系数；
 C_p ——系数，按下列公式确定：

平板舵： $C_p = 0.357$

$$\begin{aligned} \text{流线型舵: } C_p &= 0.385 & \lambda \leq 1.0 \\ C_p &= -0.3375(\lambda - 0.8778)^2 + 0.385 & 1 < \lambda \leq 1.4 \\ C_p &= 0.2333(\lambda - 1.85)^2 + 0.25 & 1.4 < \lambda \leq 2.0 \\ C_p &= 0.25 & \lambda > 2.0 \end{aligned}$$

3.2.2.2 空心舵杆外径 D_k 应不小于按下式计算所得之值:

$$D_k = fD \quad \text{mm}$$

式中: D ——按本节3.2.2.1计算所得的舵杆直径, mm;
 f ——系数, 根据空心舵杆壁厚与外径之比 t/D_k 按表3.2.2.2用内插法选取。

系数 f

表 3.2.2.2

t/D_k	0.5	0.25	0.20	0.15	0.10	0.08
f	1.0	1.02	1.05	1.10	1.20	1.26

3.2.2.3 舵柄设在上舵承以上时, 该处的舵杆直径 D_1 应不小于按下式计算所得之值:

$$D_1 = 69 \times \sqrt[3]{\frac{KC_nNAV^2R_2}{R_M}} \quad \text{mm}$$

$$R_2 = 1.1r$$

式中: K 、 C_n ——同本节3.2.2.1;

N 、 A 、 V ——同本节3.2.2.1;

R_2 、 R_M 、 r ——同本节3.2.2.1。

如舵柄处舵杆剖面选用方樨, 则方樨的边长应不小于 D_1 的计算值。

3.2.2.4 当舵柄位于上、下舵承之间时, 上舵承处的舵杆直径应符合本节 3.2.2.3 的规定; 舵柄处舵杆直径 D_2 除应不小于上舵承处的舵杆直径外, 尚应不小于按下式计算所得之值:

$$D_2 = D \sqrt[3]{\frac{b}{a}} \quad \text{mm}$$

式中: D ——按本节3.2.2.1计算所得的舵杆直径, mm;

a ——上下舵承长度中点之间的距离, m;

b ——上舵承长度中点至舵柄毂部中点的距离, m。

3.2.3 襟翼舵舵杆

3.2.3.1 襟翼舵的下舵承处的舵杆直径 D 应不小于按下式计算所得之值:

$$D = 73.25 \times \sqrt[3]{\frac{KNC_nAV^2(R+R_1)}{R_M}} \quad \text{mm}$$

$$R_1 = 0.032 \frac{A_f}{A} \cdot \frac{\beta}{\alpha} \cdot b_f$$

式中: K 、 A ——同本节3.2.2.1;

V 、 R 、 R_M ——同本节3.2.2.1;

N ——系数, 普通流线型舵取1.0;

β/α ——转角比, β 为副舵转角, α 为主舵转角;

A_f ——副舵面积, m^2 ;

b_f ——副舵宽, m ;

C_n ——系数, $C_n = \left[0.868 \left(\frac{\beta}{\alpha} - 1.75 \right)^2 - 1.283 \right] (\lambda - 1.66)^2 + \left[1.558 - 0.424 \left(\frac{\beta}{\alpha} - 1.75 \right)^2 \right]$

其中: λ ——展弦比;

r ——舵叶水压力中心至舵杆中心线的水平距离, m , 取下列两式计算值之大者:

$$r = |C_p - e|b$$

$$r = 0.2b$$

其中: b ——舵叶的平均总舵宽, m ;

e ——舵的平衡系数, m ;

C_p ——系数, 取0.432。

3.2.3.2 襟翼舵舵柄位于上舵承以上时, 该舵柄处的舵杆直径 D_1 应不小于按下式计算所得之值:

$$D_1 = 69 \times \sqrt[3]{\frac{KNC_nAV^2R_2}{R_M}} \quad \text{mm}$$

$$R_2 = 1.1r + R_1$$

式中: K 、 A ——同本节3.2.2.1;

V 、 R_M ——同本节3.2.2.1;

N 、 C_n ——同本节3.2.3.1;

r 、 R_1 ——同本节3.2.3.1。

3.2.3.3 襟翼舵舵柄位于上、下舵承之间时, 上舵承处舵杆直径 D_1 应符合本节 3.2.3.2 的规定, 舵柄处的舵杆直径 D_2 应按本节 3.2.2.4 式计算所得, 其中 D 应取本节 3.2.3.1 计算所得的舵杆直径。

3.2.3.4 襟翼舵副舵舵叶顶板处的舵杆直径 D_3 应不小于按下式计算所得之值:

$$D_3 = 18.5 \times \sqrt[3]{\frac{KNC_nA_fb_fV^2R_3}{R_M}} \quad \text{mm}$$

$$R_3 = \sqrt{3 + 4 \left(\frac{h_f}{r_2} \right)^2}$$

式中: K ——同本节3.2.2.1;

V 、 R_M ——同本节3.2.2.1;

N 、 C_n ——同本节3.2.3.1;

A_f 、 b_f ——同本节3.2.3.1;

r_2 ——行星齿轮半径, mm ;

h_f ——副舵上端面至行星齿轮厚度中心的垂直距离, mm 。

3.2.4 舵杆直径的增减

3.2.4.1 对于不在螺旋桨尾流中的舵杆直径可按公式计算所得之值减少 10%。对于设在导流管后方的舵杆直径应增加 10%。

3.2.4.2 下舵承处与舵柄（或舵扇）之间的舵杆直径应逐步过渡。锥体的长度应至少为直径减小值的3倍。应特别注意在锥体上端避免形成凹槽。

3.2.4.3 下舵承处的舵杆直径应保持至舵叶顶板，然后向下逐渐减小，至舵底端的直径应不小于 $0.5D$ 。若在舵叶内以垂直隔板代替舵杆，垂直隔板应设在舵杆中心线前后，其与舵杆中心线的距离应不大于舵剖面最大厚度的 $1/2$ 。若在舵叶内以圆管代替下舵杆，圆管直径应等于舵剖面的最大厚度。

3.2.5 舵叶

3.2.5.1 流线型舵的舵叶板（含顶板和底板）厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 1.5a\sqrt{10d + 0.0394NC_nV^2} + 1 \quad \text{mm}$$

式中： V 、 C_n ——同本节3.2.2.1；

N ——系数，流线型舵取1，带上下制流板的组合舵取1.2；

d ——吃水，m；

a ——最大板格的短边边长，m。

3.2.5.2 组合舵舵叶顶板及底板的宽度大于舵剖面最大宽度的1.8倍时，其厚度应不小于舵叶板厚度的1.5倍。

3.2.5.3 舵叶内的垂直隔板、水平隔板的厚度应不小于舵叶板的厚度。代替下舵杆的垂直隔板及与其相连接的舵板厚度和代替下舵杆的圆管壁厚度，均应不小于舵叶板厚度的2倍。

3.2.5.4 舵叶内部应涂以防锈涂料。舵叶的上、下部位应有排泄孔，并配有不锈钢材料制成的栓塞。

3.2.5.5 单板舵的舵板厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 0.7\sqrt{D} \quad \text{mm}$$

式中： D ——按本节3.2.2及3.2.4计算所得的舵杆直径，mm。

3.2.5.6 单板舵舵叶上的水平加强筋在舵杆处的带板剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 0.4ab^2V^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： a ——加强筋的间距，m；

b ——舵板后缘至舵杆中心线的水平距离，m；

V ——同本节3.2.2.1。

当舵不在螺旋桨尾流后方，其水平加强筋的剖面模数 W 可按上式减少15%。

水平加强筋的厚度可从舵杆处向舵后缘逐渐减少至原厚度的0.5倍。

3.2.6 襟翼舵齿轮传动机构

3.2.6.1 襟翼舵的齿轮材料应符合本规范第7篇的有关规定。

3.2.6.2 襟翼舵的转动齿轮在工作时的接触应力应按下式计算：

$$\sigma_H = \frac{1.18 \times 10^4}{a} \sqrt{\frac{(\beta / \alpha + 1)^3 k_e N C_n A_f b_f V^2}{b_e}} \quad \text{N/mm}^2$$

式中： A_f 、 b_f ——同本节3.2.3.1；
 β/α 、 C_n ——同本节3.2.3.1；
 V ——同本节3.2.2.1；
 N ——同本节3.2.5.1；
 a ——齿轮中心距， mm；
 b_e ——齿宽， mm；
 k_e ——载荷系数， 按表3.2.6.2选取。

载荷系数 k_e 表 3.2.6.2

$0.1(\beta/\alpha+1)$	k_e
0.2	1.15
0.4	1.22
0.6	1.32

3.2.6.3 传动齿轮的接触应力应不大于材料的许用接触应力 $[\sigma_{Hp}]$ ， $[\sigma_{Hp}]$ 应根据热处理状态按表3.2.6.3 选取。

许用接触应力 $[\sigma_{Hp}]$ (N/mm²) 表 3.2.6.3

热处理	硬度	$[\sigma_{Hp}]$ (Mpa)
退火、正火或调质	HB≤350	$2.5Q_1^{②}$
整体或表面淬火 ^①	HRC≤40	$19Q_2^{②}$
	HRC=60	$16Q_2^{②}$

注：①如果洛氏硬度HRC在40~60之间，材料的许用接触应力值由内插法求得。

② Q_1 ——材料布氏硬度值。

Q_2 ——材料洛氏硬度值。

3.2.6.4 行星齿轮的轮齿弯曲应力 σ_{F1} 和定齿轮的轮齿弯曲应力 σ_{F2} 应分别按下式计算：

$$\sigma_{F1} = 2.47 \times 10^3 \frac{k_e N C_n A_f b_f V^2 Y_1 \beta / \alpha}{b_e m d_1} \quad \text{N/mm}^2$$

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_2}{Y_1} \sigma_{F1} \quad \text{N/mm}^2$$

式中： A_f 、 b_f ——同本节3.2.3.1；
 β/α 、 C_n ——同本节3.2.3.1；
 V ——同本节3.2.2.1式；
 k_e 、 b_e ——同本节3.2.6.2式；
 m ——齿轮模数， mm；
 Y_1 、 Y_2 ——分别为行星齿轮和定齿轮的齿形系数， 由齿数 Z 由按下式计算：

$$Y_i = 3.71 - \sqrt{\frac{Z - 11.96}{12.88}} \quad Z < 25, (i=1, 2)$$

$$Y_i = 2.78 - \sqrt{\frac{Z - 24.65}{140.69}} \quad 25 \leq Z \leq 60, (i=1, 2)$$

d_1 ——行星齿轮分度圆直径， mm。

3.2.6.5 轮齿的计算弯曲应力应不大于材料的许用弯曲应力 $[\sigma_F]$ ， $[\sigma_F]$ 应根据材料的热处理状况按下

式计算确定:

$$\text{调质碳钢} \quad [\sigma_F] = 1.5(0.17R_M + 43) \quad \text{N/mm}^2$$

$$\text{渗碳、表面淬火钢} \quad [\sigma_F] = 1.5(0.22R_M + 52) \quad \text{N/mm}^2$$

式中: R_M ——材料的抗拉强度, N/mm^2 。

3.2.6.6 行星齿轮的宽度应不大于定齿轮的宽度。

3.2.7 舵销和舵托

3.2.7.1 单舵销的舵, 其舵销直径 d_p 应不小于按下式计算所得之值:

$$d_p = 2.5V\sqrt{A_p} + 20 \quad \text{mm}$$

式中: V ——同本节3.2.2.1;

A_p ——舵销支持的舵面积, m^2 ; 取舵销与下舵承长度中点之间的距离的1/2处水平线以下的舵面积。

3.2.7.2 如舵销镶有厚度不大于其直径10%的衬套时, 衬套厚度可计入舵销直径。

3.2.7.3 舵托臼内的深度应不小于舵销直径的1.2倍。

3.2.8 连接零件

3.2.8.1 舵叶与下舵杆如用法兰连接一般应采用水平法兰。

3.2.8.2 水平法兰的螺栓直径 d_2 应不小于按下式计算所得之值:

$$d_2 = \frac{0.65D}{\sqrt{n}} \quad \text{mm}$$

式中: D ——下舵承处的舵杆直径, mm ;

n ——螺栓个数, 应不少于6个。

3.2.8.3 法兰的连接螺栓应全部为紧配螺栓, 如设有键时, 紧配螺栓数量至少为2个。所有螺栓的螺帽应有锁紧装置。

3.2.8.4 法兰厚度应不小于螺栓直径, 螺栓中心至法兰边缘的距离应不小于螺栓直径的1.2倍。

3.2.8.5 舵杆与法兰的接合处应有圆弧过渡, 舵杆与法兰的焊接应在整个接合处焊透, 并应符合本规范第7篇的有关规定。

3.2.8.6 舵杆与舵叶采用锥面连接时, 锥面长度应不小于1.5倍舵杆直径, 锥度应不大于1:10。舵杆的锥面部分向圆柱面过渡不应有台阶, 相接锥面间应装有键, 其尺寸由计算决定。舵杆下端应用锁紧螺母紧固。

3.2.9 舵杆的轴承

3.2.9.1 舵杆支承可为滑动轴承或滚动轴承。

3.2.9.2 滑动轴承套的高度 h , 应不小于按下式计算所得之值:

$$h = 10 \frac{R}{pD} \quad \text{cm}$$

式中： R ——舵承计算反力，kN，按本节3.2.9.3的规定；
 p ——舵承材料的允许压应力，MPa，按表3.2.9.2选取；
 D ——在支承处的舵杆直径(如有外包套，应包括包套厚度)，cm。

舵承材料允许压应力 p (N/mm²)

表 3.2.9.2

舵承材料	p (MPa)	舵承材料	p (MPa)	舵承材料	p (MPa)
钢与黄铜	6.85	钢与巴氏合金	4.41	钢或黄铜与橡胶	2.36

轴承套的高度尚应不小于支承处的舵杆直径。

3.2.9.3 舵承计算反力 R 应不小于按下式计算所得之值：

$$\text{对悬挂舵：} \quad R = 38.58 N C_n A V^2 \frac{h+f}{f} \times 10^{-3} \quad \text{kN}$$

$$\text{对双支点舵：} \quad R = 29 N C_n A V^2 \times 10^{-3} \quad \text{kN}$$

式中： A ——同本节3.2.2.1；
 V 、 h ——同本节3.2.2.1；
 f ——上、下舵承中点平面间的垂直距离，m；
 N 、 C_n ——普通舵同本节3.2.2.1，襟翼舵同本节3.2.3.1。

3.2.9.4 悬挂舵的下舵承应通过纵向和横向支架牢固地与船体连接。

3.2.9.5 舵承应有适当的布置，防止舵和舵销产生意外的松动和脱落。

3.2.9.6 舵杆套筒的结构应能防止舷外水浸入船内。

3.2.10 舵柄、舵扇与连杆

3.2.10.1 舵柄在距舵杆中心任一剖面对其垂直轴的剖面模数 W ，应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 0.14 \left(1 - \frac{D_s}{R}\right) D_1^3 \quad \text{cm}^3$$

式中： R ——舵柄长度或舵扇半径，cm，见图3.2.10.1；
 D_s ——舵柄上计算剖面到舵杆中心的距离，cm，见图3.2.10.1，但不超过舵柄毂的孔径；
 D_1 ——舵柄（或舵扇）处的舵杆直径，cm，按本章3.2.2.3计算。
 对于一个幅条以上的舵扇，各幅条的剖面模数总和应不小于按上式计算所得之值。
 矩形舵柄剖面的宽度与高度之比应不大于2。

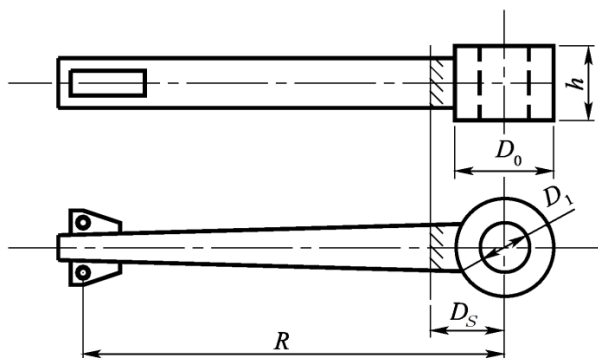


图 3.2.10.1

3.2.10.2 舵柄或舵扇的毂高 h 和毂径 D_0 (见图 3.2.10.1), 应满足下述要求:

$$h \geq D_1$$

$$D_0 \geq 1.8D_1$$

式中: D_1 ——舵柄(或舵扇)处的舵杆直径, 同本节3.2.10.1。

当舵柄(或舵扇)的毂高 h 大于舵柄(或舵扇)处的舵杆直径 D_1 时, 舵柄或舵扇的毂径 D_0 可适减少, 但应满足 $hD_0^2 \geq 1.8D_1^3$, 且无论如何不能小于 $1.6D_1$ 。

3.2.10.3 若舵柄(或舵扇)毂是由两个半块对合组成, 则应在每一边至少用 2 个螺栓进行栓固。全部螺栓的总剖面积 a 应不小于按下式计算所得之值:

$$a = 0.2 \frac{D_1^3}{b} \quad \text{cm}^2$$

式中: D_1 ——舵柄处的舵杆直径, cm, 同本节3.2.10.1;

b ——两端螺栓中心间距离, cm。

螺栓应进行预紧。当柄毂使用单键时, 每个螺栓的预紧力应不小于螺栓材料的许用应力的 70%, 当柄毂使用双键时, 预紧力可适当降低。

3.2.10.4 舵柄(或舵扇)与舵柄之间的连杆剖面积 a 和剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值:

$$a = 0.12 \frac{D_1^3}{R} \quad \text{cm}^2$$

$$I = 6.6 \frac{D_1^3 l^2}{R} \times 10^{-6} \quad \text{cm}^4$$

式中: D_1 ——被动舵舵柄处的舵杆直径, cm, 同本节3.2.10.1;

l ——连杆长度, cm;

R ——被动舵的舵柄长度, cm。

3.2.11 人力操舵装置传动零件

3.2.11.1 人力操舵装置的所有零件应布置得便于检查、修理和更换, 并应有保护措施。

3.2.11.2 舵链的直径 d 应不小于按下式计算所得之值:

$$d = 3.2 \sqrt{\frac{D_1^3}{R}} + 5 \quad \text{mm}$$

式中: R ——舵扇半径或舵柄长度, cm;

D_1 ——舵柄(或舵扇)处的舵杆直径, cm, 同本节3.2.10.1; 当一根舵链操纵几个舵时:

$$D_1^3 = D_{11}^3 + D_{12}^3 + \dots + D_{1n}^3$$

其中: D_{11} 、 D_{12} 、 $\dots$ 、 D_{1n} ——同本节3.2.10.1。

直径小于等于 15mm 的舵链(除在急流航段航行的船舶外), 可用破断负荷相等的柔韧镀锌钢丝绳代替。

3.2.11.3 舵的传动拉杆直径应为舵链直径的 1.2 倍。

3.2.11.4 舵链导向滑轮量自链环中心的直径应不小于舵链直径的12倍。滑轮销轴直径应不小于舵链直径的2倍。

3.2.11.5 在每舷的操舵传动线路上应装有弹簧缓冲器和制锁功能的松紧螺旋扣。对于船长小于等于30m的船舶，经本社同意，可免设弹簧缓冲器。

3.2.11.6 人力液压操舵系统应符合本规范第2篇第4章和第9章的有关规定。

第3节 导流管

3.3.1 一般要求

3.3.1.1 本节适用于内河拖(推)船的转动导流管和固定导流管。

3.3.1.2 导流管的材料应符合本规范第7篇对船体结构材料的有关规定。

3.3.1.3 导流管内部应涂以防锈涂料，导流管应有排泄孔，并配有不锈钢材料制成的栓塞。

3.3.1.4 导流管的布置应保证船舶在最大尾倾时避免擦及河床。

3.3.2 转动导流管的舵杆

3.3.2.1 转动导流管的舵杆在下舵承处的直径 D 应不小于按下式计算所得之值：

$$D = CK \sqrt[3]{\frac{A^2 V^4}{R_M}} \quad \text{mm}$$

式中： C ——系数，由 l_d/l_h 的比值选取：

当 $l_d/l_h \leq 0.45$ 时，取 $C = 11.15$

当 $l_d/l_h \geq 0.5$ 时，取 $C = 13.91$

当 $0.45 < l_d/l_h < 0.5$ 时， C 值内插确定

其中： l_d ——舵杆中心线至导流管前缘的水平距离，m；

l_h ——导流管长度，m；

K ——系数，按航区、航段由表3.3.2.1选取；

R_M ——舵杆材料的抗拉强度，N/mm²；

V ——船舶最大计算航速，km/h，但应不小于10km/h；

A ——导流管的相当面积，m²， $A = 2D_h l_h + 0.85bc$ ；

其中： D_h ——导流管最小内径，m；

b ——平衡舵的展长，m；

c ——平衡舵的弦长，m。

系数 K

表 3.3.2.1

航区、航段	A	B	C	J
K	1.0	0.9	0.8	1.1

3.3.2.2 转动导流管的舵柄设在上舵承以上时，该舵柄处的舵杆直径 D_1 应不小于按下式计算所得之值：

$$D_1 = 86 \times \sqrt[3]{\frac{K}{R_M} (l_d - 0.23l_h) D_h^2 V^2} \quad \text{mm}$$

式中： l_d 、 l_h ——同本节3.3.2.1；

D_h 、 V 、 R_M ——同本节3.3.2.1；

K ——系数，按航区、航段由表3.3.2.2选取。

系数 K

表 3.3.2.2

航区、航段	A	B	C	J
K	5.0	4.5	4.0	5.5

3.3.2.3 舵柄位于上、下舵承之间时，上舵承处舵杆直径应符合 3.3.2.2 的规定；舵柄处的舵杆直径 D_2 除应不小于上舵承处的舵杆直径外，尚应不小于按下式计算所得之值：

$$D_2 = D \sqrt[3]{\frac{b}{a}} \quad \text{mm}$$

式中： D ——按本节3.3.2.1计算所得的下舵承处的舵杆直径，m；

a 、 b ——同本章3.2.2.4。

3.3.2.4 下舵承处与舵柄之间的舵杆直径应符合本章 3.2.4.2 的规定。

3.3.2.5 下舵承处与转动导流管之间的舵杆直径应保持不变。

3.3.3 导流管结构

3.3.3.1 导流管的内壳板厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 1.45 \sqrt{\alpha k b^2 V^2} + 1 \quad \text{mm}$$

式中： V ——同本章3.2.2.1式；

α ——导流管最小内径 D_h 与导流管长度 l_h 之比，即 $\alpha = D_h / l_h$ ；

b ——内壳板支承框架的短边长度，m；

k ——系数，根据 a/b 的比值按表3.3.3.1选取，其中 a 为内壳板支承框架的长边长度。

系数 k

表 3.3.3.1

a/b	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4
k	0.048	0.055	0.063	0.069	0.075
a/b	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9
k	0.081	0.086	0.091	0.095	0.099
a/b	2.0	3.0	4.0	≥ 5.0	
k	0.102	0.119	0.124	0.125	

3.3.3.2 导流管外壳板厚度应不小于内壳板厚度的 0.8 倍。

3.3.3.3 导流管内壳板的中部应设置加强环，加强环厚度应不小于内壳板厚度的 2 倍。加强环材料可用铸钢或厚钢板制成，该加强环亦可用不锈钢制成或表面铺设不锈钢板。

3.3.3.4 导流管壳板内需纵向隔板和环状隔板加强。隔板应均匀设置，环状隔板的设置对固定导

流管应不少于一道,对转动导流管应不少于两道。隔板厚度应不小于导流管外壳板的厚度,隔板上应有开孔。

3.3.3.5 与转动导流管相连的平衡舵的结构及舵叶厚度应满足本章 3.2.5 的要求。

3.3.3.6 固定导流管如采用支臂形式与船体连接,应提供支臂的强度计算,并经本社审查同意。

支臂应伸入船体内部与强骨材连接,并适当加强。支臂穿过处的外板厚度应增加0.5倍或加复板。

3.3.3.7 嵌入式导流管嵌入船体内部应与强骨材连接,并适当加强。嵌入式导流管与船体连接处的外板厚度应增加 0.5 倍或加复板。

3.3.3.8 导流管上方船体内的尾部结构应加强。

3.3.4 舵销

3.3.4.1 舵销直径 d 应不小于按下式计算所得之值:

$$d = 2.56V\sqrt{A} + 40 \quad \text{mm}$$

式中: V ——同本节3.3.2.1;

A ——舵销支承的相当面积, m^2 , $A = \frac{1}{2}(l_h D_h + 0.85bc)$;

其中: l_h 、 D_h ——同本节3.3.2.1;

b 、 c ——同本节3.3.2.1式。

3.3.4.2 舵销如镶有厚度不大于其直径 10%的衬套时,衬套厚度可计入舵销的直径。舵销的螺母应有锁紧装置。

3.3.5 连接零件

3.3.5.1 舵杆与导流管的连接零件应符合本章 3.2.8 的规定。

3.3.5.2 如用水平法兰连接,水平法兰的螺栓直径应不小于本章 3.2.8.2 规定的 1.05 倍。

3.3.6 焊接要求

3.3.6.1 内壳板与环状隔板的焊接应采用双面连续焊。

3.3.6.2 外壳板与环状隔板的焊接,应尽可能采用单面连续焊,但遇下列情况可以采用塞焊连接:

(1) 环状隔板的间距小于等于 300mm 时,则所有与外壳板的连接均可采用塞焊;

(2) 环状隔板的间距大于 300mm 时,则至少应有一根环状隔板与外壳板用单面连续焊连接,其余环状隔板可用塞焊与外壳板连接。

第4节 锚泊及系泊设备

3.4.1 一般要求

3.4.1.1 制造锚及锚链所采用的材料应符合本规范第 7 篇的规定。

3.4.1.2 当设置两个不同质量的首锚时,任何一个首锚质量应不小于表 3.4.3.1 所列总质量的 45%,且两个首锚的质量总和应不小于表列总质量。

3.4.1.3 如无特殊规定,本节的要求适用于霍尔锚或斯贝克锚。

3.4.1.4 如采用特殊型式的锚,应经本社同意。

3.4.1.5 使用大抓力锚时,锚质量应取相应的霍尔锚质量的 75%;使用多爪锚时,应取相应的霍尔锚的 80%。使用大抓力锚和多爪锚时,锚链规格按霍尔锚质量从表列质量选取。

3.4.1.6 石质河底不宜使用大抓力锚。

3.4.1.7 当船长小于等于 60m 且舾装数小于等于 3500 时,允许设置单首锚。单锚的质量应不小于表 3.4.3.1 所列的总质量,锚链长度应不小于表 3.4.3.1 所列总长度的 0.55 倍或不小于按本节 3.4.3.1 计算所得之值,锚链直径应按表 3.4.3.1 选取。

3.4.2 舾装数

3.4.2.1 各种航行装载工况下船舶的舾装数 N 应按下式计算确定:

$$N = K_1(2d + B)L_s + K_2(bH + 0.1S)$$

式中: L_s ——计算工况下的水线长度, m;

B ——船宽, m;

d_s ——计算工况下船中处的吃水, m;

b ——上层建筑、甲板室围壁、装载集装箱等货物(如有时)在船舶横剖面上的最大投影宽度, m;

H ——在船体中纵剖面处计算工况吃水线以上主体及上层建筑(甲板室)各层宽度大于 $B/4$ 舱室、装载集装箱等货物(如有时)在船舶横剖面上的投影高度之和(不重复计入), m;

S ——计算工况吃水线以上主体及上层建筑(甲板室)的侧投影面积, m^2 , $S = FL_s + \sum_{i=1}^n l_i h_i$;

F ——计算工况下船中处的吃水线到干舷甲板的高度, m;

l_i ——各层上层建筑及宽度大于 $B/4$ 的甲板室围壁侧投影长度, m; 甲板货船和集装箱船干舷甲板上货物装载区的长度应计入, 舷墙、烟囱、栏杆、桅杆等的长度不计入;

h_i ——各层上层建筑及宽度大于 $B/4$ 的甲板室围壁的高度, m; 甲板货船和集装箱船干舷甲板以上载货高度, 取货物装载区的围壁(含货舱顶篷)高度, 如围壁高度低于载货高度, 取载货的平均高度。舷墙、烟囱、栏杆、桅杆的高度不计入;

K_1 、 K_2 ——系数, 按表 3.4.2.1 选取。

系数 K_1 和 K_2

表 3.4.2.1

航区		A 级航区		B 级航区		C 级航区	
		$L \leq 45m$	$L > 45m$	$L \leq 45m$	$L > 45m$	$L \leq 45m$	$L > 45m$
K_1	河流	0.122	0.341	0.131	0.368	0.162	0.452
	湖泊、水库	0.032	0.089	0.018	0.051	0.010	0.029
K_2		3.50	9.77	2.91	8.12	1.83	5.12

注: 急流航段的船舶 K_1 、 K_2 按所在航区的级别取值, L 为船长。

3.4.2.2 跨航区船舶, 舾装数取不同航区计算值之大者。

3.4.3 锚、锚链与锚索

3.4.3.1 除另有规定外，锚及锚链的配备应根据计算所得的最大舢装数由表 3.4.3.1 选取。如船东要求，经本社同意，锚链总长度可减少，但每个锚的锚链长度 l 不得小于按下式计算所得之值：

$$l = \sqrt{k \frac{h}{q} \frac{N}{n} + h^2} + 10$$

m

式中：
 h ——锚泊水域水深，m，当 $h < 5$ 时取5；
 N ——舢装数，按本节3.4.2.1确定；
 k ——系数，当 $L \leq 45\text{m}$ 时取12.3，当 $L > 45\text{m}$ 时取4.4；
 n ——首锚个数；
 q ——单位长度的锚链或钢索的质量，kg/m。

锚链长度 l 的计算值，按四舍五入取至整数位；当 l 的计算值小于 20m 取 $l=20\text{m}$ 。

锚、锚链和锚索

表 3.4.3.1

序号	舢装数		首锚		有档焊接首锚链			尾锚	
	大于	不大于	数量 (个)	总质量 (kg)	总长度 (m)	链径(mm)		质量 (kg)	锚索直径 (mm)
						CCSAM1	CCSAM2		
1		30	1	15	55	(7)			
2	30	50	1	30	55	(7)			
3	50	75	1	50	55	(9)			
4	75	100	1	75	55	(11)			
5	100	125	2	100	82.5	(11) / (14)			
6	125	150	2	125	82.5	(12.5) / (14)			
7	150	175	2	150	110	(12.5) /12.5			
8	175	200	2	175	110	(14) /12.5			
9	200	250	2	225	137.5	(14) /16			
10	250	300	2	300	137.5 (192.5)	12.5 /17.5			
11	300	350	2	350	165 (220)	12.5 /19			
12	350	400	2	400	165 (220)	14 /20.5	12.5 /17.5		
13	400	500	2	500	192.5 (247.5)	16 /22	14 /19		
14	500	600	2	600	220 (275)	17.5 /24	16 /20.5	100	12.5
15	600	700	2	700	220 (275)	19 /26	17.5 /22	100	12.5
16	700	800	2	800	220 (275)	20.5 /26	17.5 /22	125	12.5
17	800	900	2	950	247.5 (302.5)	22 /30	19 /26	150	12.5
18	900	1000	2	1100	247.5 (302.5)	24 /32	20.5 /28	150	12.5
19	1000	1100	2	1200	275 (330)	24 /36	20.5 /32	200	14

序号	舾装数		首锚		有档焊接首锚链			尾锚	
	大于	不大于	数量 (个)	总质量 (kg)	总长度 (m)	链径(mm)		质量 (kg)	锚索直径 (mm)
						CCSAM1	CCSAM2		
20	1100	1200	2	1300	275 (330)	26 /38	22 /34	200	14
21	1200	1400	2	1500	275 (330)	26 /40	22 /34	225	16
22	1400	1600	2	1760	302.5 (375)	28 /42	24 /36	250	17.5
23	1600	1800	2	2000	302.5 (375)	30 /46	26 /40	350	19
24	1800	2000	2	2200	330 (375)	32 /48	28 /42	350	19
25	2000	2200	2	2450	330 (375)	36 /50	32 /44	400	20.5
26	2200	2400	2	2700	330 (375)	38 /52	34 /46	400	20.5
27	2400	2600	2	2900	330 (375)	38 /52	34 /46	400	20.5
28	2600	2800	2	3100	385	40 /52	34 /46	400	20.5
29	2800	3000	2	3400	385	42 /56	36 /50	450	22
30	3000	3200	2	3600	385	42 /58	36 /50	450	22
31	3200	3400	2	3800	385	44 /58	38 /50	450	22
32	3400	3600	2	4050	385	46 /60	40 /52	450	24
33	3600	3800	2	4300	385	48	42	500	24
34	3800	4100	2	4600	385	50	44	500	24
35	4100	4400	2	5000	385	50	44	500	24
36	4400	4700	2	5300	385	52	46	550	26
37	4700	5000	2	5650	385	52	46	550	26
38	5000	5400	2	6100	385	52	46	550	26
39	5400	6000	2	6800	385	56	50	600	26
40	6000	6400	2	7300	385	58	50	600	26
41	6400	7000	2	7950	385	60	52	600	26

注：①首锚链总长度栏中（）内数字为长江三峡库区船舶应配的锚链总长度。
②锚链直径栏中（）内数字为无档链直径，“/”后为如设置单首锚时的锚链直径。

续上表

序号	系船索					
	其中（一）		其中（二）		其中（三）	
	根数	最小破断力 (kN)	根数	最小破断力 (kN)	根数	最小破断力 (kN)
1	2	32				
2	2	32				
3	2	34				
4	2	34				
5	2	45	2	32		
6	2	48	2	32		
7	2	48	2	32		
8	2	62	2	45		

序号	系船索					
	其中（一）		其中（二）		其中（三）	
	根数	最小破断力 (kN)	根数	最小破断力 (kN)	根数	最小破断力 (kN)
9	2	62	2	45		
10	2	65	2	48		
11	2	65	2	48		
12	2	65	2	48		
13	2	82	2	62		
14	2	88	2	64		
15	2	106	2	64		
16	2	131	2	82	2	48
17	2	131	2	88	2	48
18	2	156	3	106	2	65
19	2	156	3	106	2	65
20	2	166	3	106	2	65
21	2	166	3	106	2	65
22	2	186	3	106	2	65
23	2	192	3	106	3	65
24	2	218	4	106	3	65
25	2	218	4	106	3	65
26	2	229	4	106	3	88
27	2	229	4	106	3	88
28	2	229	4	106	3	88
29	2	259	4	106	3	88
30	2	259	4	131	3	88
31	2	259	4	131	3	88
32	2	259	4	131	3	88
33	2	263	4	131	3	88
34	2	263	4	131	3	88
35	2	263	4	131	3	88
36	2	263	4	131	3	88
37	2	277	4	131	3	88
38	2	277	4	131	3	88
39	2	295	4	131	3	88
40	2	295	4	131	3	88
41	2	305	4	131	3	88

3.4.3.2 当船舶需要顺流锚泊或对船舶锚泊方位有特别要求时应配备尾锚设备。

(1) 顺流锚泊尾锚质量及其锚链的配备应根据舢装数按表 3.4.3.1 首锚选取；

(2) 定位用尾锚其质量和锚索的配备根据舢装数按表 3.4.3.1 尾锚选取。

3.4.3.3 分节驳的锚设备在确保其营运和停泊安全的条件下，如船东要求，经本社同意可以减小（少）锚设备或免设。

3.4.3.4 仅航行于水库、湖泊及支流小河的船舶，如船东要求，经本社同意可免设锚设备，也可用其他有效锚泊方式的设备替代或减小（少）锚设备。

3.4.3.5 各类渡船、执行公务的船舶或在 B、C 级航区港口、码头区域从事经常性运输且航离港口或码头不超过 5km 的船舶，可只配单只质量不小于本节表 3.4.3.1 所列总质量的 65% 的首锚。如船东根据其停泊特点要求免设锚时，应经本社同意。

3.4.3.6 趸船应根据需要配备锚设备。

3.4.3.7 工程船航行锚和锚链的配备应满足本节的有关要求。若工作锚能满足本节对航行锚的要求,可不必另设航行锚。

工程船上的作业用绞车可以代替锚机,但应保证有效地收放锚链。

工程船工作锚质量可按本社《内河工程船工作锚质量计算指南》确定,工作锚的锚索(链)可按实际需要配备。

3.4.3.8 设置锚和锚链的船舶,至少应配备一个锚卸扣和1个连接卸扣或连接环作为备用。

3.4.3.9 如果用铸钢锚链代替焊接锚链,则其直径可减少12%。

3.4.3.10 当船舶的舾装数小于等于800时,可用钢丝绳或纤维绳替代锚链,但应满足下列条件:

(1) 钢丝绳的总长度应不小于本节表3.4.3.1中相应锚链长度的1.5倍或每个锚所配钢丝绳的长度不小于按本节3.4.3.1计算所得之值。纤维绳的总长度应不小于本节表3.4.3.1中相应锚链长度的1.5倍。钢丝绳或纤维绳的最小破断力应不低于相应锚链的破断力;

(2) 锚索与锚之间应通过一段与锚索等强度的锚链相连接。该段锚链的长度应不小于当锚收起时自锚至止链器间的距离,以保证止链器能够固定所收起的锚;

(3) 钢丝绳或纤维绳应满足本规范第7篇的有关要求。

3.4.3.11 如采用比本节表3.4.3.1所列更高强度等级的锚链时,锚链链径可按其破断负荷不低于表中所列锚链破断负荷的原则进行选配。

3.4.4 锚和锚链系固装置

3.4.4.1 锚链在连接锚的一端应装设一个转环。

3.4.4.2 锚链的内端应以一个适合装置系固在锚链舱内的船体结构上,并能在舱外易于到达的地方迅速解脱。

3.4.4.3 锚链舱内应有分隔措施,确保锚链抛出或收回时不会互相拧绞。

3.4.5 系泊设备

3.4.5.1 船上所配备的系船索应根据舾装数按本节3.4.3.1表规定的最小破断力选取。系船索的数量根据船舶种类和营运条件确定,如船东要求可适当的增加或减少。

3.4.5.2 系船索可以是钢丝绳、植物纤维绳或合成纤维绳。

3.4.5.3 对于装运闪点不超过60℃(闭杯试验)油类的油船和推(拖)此类油船的推(拖)船,按本节表3.4.3.1中规定的较大尺寸的系船索应为植物纤维索;对于装运闪点不超过60℃(闭杯试验)油类的油船利推(拖)此类油船的推(拖)船,按表3.4.3.1中规定的较大尺寸的系船索中至少应有两根植物纤维索或合成纤维索。

3.4.5.4 系船索的长度应根据船舶种类和营运条件确定。

3.4.5.5 系缆桩的数量应根据船舶种类、营运条件和结构形式确定。舷墙上应开设导缆孔,孔与桩之间需相互偏移足够距离:如果无舷墙或舷墙较高,则应设导缆钳。

3.4.5.6 系缆桩、导缆钳等系泊设备应根据所选配的系船索尺寸或破断力选用相应标准尺寸。如系自行设计,则应按所选配的系船索的破断力进行强度计算,其许用应力不大于材料屈服极限的95%。

3.4.5.7 趸船的系泊设备及布置应根据其工作性质确定。

3.4.6 趸船锚泊设备

3.4.6.1 趸船的锚泊设备应根据锚泊水域的使用经验或试验结果进行配备，但至少应符合本条规定。

3.4.6.2 趸船应根据实际情况采用锚或锚加系固于岸上系固桩（地牛）的缆索进行系固，当完全采用锚进行系固时首尾各部的锚数不得小于2。各种系固方式下的锚质量应符合下述规定：

（1）当趸船完全采用锚系固且首尾各部的锚数等于2，或当在首尾部各采用一个锚和一根系固于岸上系固桩（地牛）的缆索系固时，每个锚的质量应分别不小于按本节3.4.6.3、3.4.6.4计算所得之值；

（2）当趸船首尾完全采用锚系固且首尾各部的锚数量大于2个时，首尾各部所设锚的总质量应分别不小于按本节3.4.6.3、3.4.6.4计算所得之值的2倍；

（3）当趸船首尾采用锚和系固于岸上系固桩（地牛）的缆索系固时，首、尾部所设锚的总质量应分别不小于按本节3.4.6.3、3.4.6.4计算所得之值；

（4）当首尾锚的锚数大于2时，每个锚的质量不得小于按本节3.4.6.3、3.4.6.4计算所得之值的1/3。

3.4.6.3 趸船首部在水流上方抛设的领水锚的锚质量 G_s 不小于下按列两式计算所得之值的大者：

$$G_s = K_1 \sum_{i=1}^n \left(B_i + 2d_i + 174 \frac{B_i d_i}{L_{si}} \right) L_{si} + K_2 \left(\sum_{i=1}^n b_i H_i + 0.1 S_z \right) \quad \text{kg}$$

$$G_s = K_1 \sum_{i=1}^n \left(B_i + 2d_i + 174 \frac{B_i d_i}{L_{si}} \right) L_{si} + K_2 \left(0.1 \sum_{i=1}^n b_i H_i + S_z \right) \quad \text{kg}$$

式中： L_{si} ——趸船、靠泊船的水线长，m；

B_i ——趸船、靠泊船的船宽，m；

d_i ——趸船、靠泊船的吃水，m；

b_i ——趸船、靠泊船水线以上主体和上层建筑（甲板室）围壁的平均宽度，m；

H_i ——趸船、靠泊船水线以上主体和上层建筑（甲板室）在中纵剖面处的总高度，m；

S_z ——趸船和靠泊船水线以上主体及上层建筑（甲板室）重叠在一起时的侧投影面积， m^2 ；

n ——趸船和靠泊船的总艘数；

K_1 、 K_2 ——系数，按表3.4.6.3确定。

系数 K_1 和 K_2

表 3.4.6.3

	A 级航区	B、C 级航区	湖泊、水库
K_1	0.16	0.32	0.03
K_2	8.2	5.9	5.9

3.4.6.4 尾部定位锚的质量 G_w 应不小于按不小于按列两式计算所得之值的大者：

$$G_w = K_2 \left(\sum_{i=1}^n b_i H_i + 0.1 S_z \right) \quad \text{kg}$$

$$G_w = K_2 \left(0.1 \sum_{i=1}^n b_i H_i + S_z \right) \quad \text{kg}$$

式中： b_i 、 H_i ——同本节3.4.6.3；

S_z 、 n 、 K_2 ——同本节3.4.6.3。

3.4.6.5 每个锚的锚链破断力 F_0 应不小于按下述计算所得之值：

$$F_0 = 0.39G_0 \quad \text{kN}$$

式中: G_0 ——每只锚的实际质量, kg;

3.4.6.6 每个锚的锚链长度 l_0 应不小于按下式计算所得之值:

$$l_0 = \sqrt{8 \frac{hG_0}{q_0} + h^2} + 50 \quad \text{m}$$

式中: h ——锚泊水域水深, m, 当 $h < 5$ 时取 5;
 G_0 ——每个锚的实际质量, kg;
 q_0 ——锚链或钢索单位长度的质量, kg/m。

3.4.6.7 趸船首部在水流上方系固于岸上系固桩(地牛)的缆索, 其每根的破断拉力 F_{ls} 应不小于按列两式计算所得之值的大者:

$$F_{ls} = \frac{0.39}{N} \left[K_1 \sum_{i=1}^n \left(B_i + 2d_i + 174 \frac{B_i d_i}{L_{si}} \right) L_{si} + K_2 \left(\sum_{i=1}^n b_i H_i + 0.1 S_z \right) \right] \quad \text{kN}$$

$$F_{ls} = \frac{0.39}{N} \left[K_1 \sum_{i=1}^n \left(B_i + 2d_i + 174 \frac{B_i d_i}{L_{si}} \right) L_{si} + K_2 \left(0.1 \sum_{i=1}^n b_i H_i + S_z \right) \right] \quad \text{kN}$$

式中: N ——首系缆索的根数;
 L_{si} 、 B_i 、 d_i ——同本节3.4.6.3;
 b_i 、 H_i 、 S_z ——同本节3.4.6.3;
 n 、 K_1 、 K_2 ——同本节3.4.6.3。

3.4.6.8 趸船尾部系固于岸上系固桩(地牛)的缆索, 其每根的破断拉力 F_{lw} 应不小于按列两式计算所得之值的大者:

$$F_{lw} = \frac{0.39}{N} K_2 \left(\sum_{i=1}^n b_i H_i + 0.1 S_z \right) \quad \text{kN}$$

$$F_{lw} = \frac{0.39}{N} K_2 \left(0.1 \sum_{i=1}^n b_i H_i + S_z \right) \quad \text{kN}$$

式中: N ——尾系缆索的根数;
 b_i 、 H_i 、 S_z ——同本节3.4.6.3;
 n 、 K_2 ——同本节3.4.6.3。

3.4.6.9 趸船若采用其他方式系固定位(如定位桩固泊、系结定位等)时, 应予以特别考虑。

第5节 拖、曳及系结设备

3.5.1 一般要求

3.5.1.1 本节适用于拖船和被拖船舶的拖曳设备及顶推船队的系结装置。

3.5.1.2 非专用拖船的拖曳设备和顶推船队的长缆系结应参照本节有关规定。

3.5.2 拖缆

3.5.2.1 拖缆最小破断力 F_0 应不小于按下式计算所得之值:

$$F_0 = 1.25F \quad \text{kN}$$

式中: F ——拖带力, kN, 按本节3.5.2.2计算。

3.5.2.2 拖带力 F 可根据实船测试确定, 也可按下式计算确定:

$$F = 1.3 \left(B + 2d + 191 \frac{Bd}{L_s} \right) L_s V^2 \times 10^{-3} \quad \text{kN}$$

式中: L_s ——被拖船水线长, m;
 B ——被拖船船宽, m;
 d ——被拖船满载吃水, m;
 V ——拖带航速, m/s, 但不小于3.0m/s。

3.5.2.3 拖缆长度应根据航区和营运条件确定。

3.5.3 拖钩

3.5.3.1 拖钩的许用负荷应不小于船舶系柱拖力的 1.5 倍。系柱拖力可根据实船测试得出, 如无测试资料, 系柱拖力 T 应不小于按下式计算所得之值:

$$(1) \text{ 无导流管的船舶: } T = 0.16N_e \quad \text{kN}$$

$$(2) \text{ 具有导流管或喷水推进装置的船舶: } T = 0.213N_e \quad \text{kN}$$

式中: N_e ——主机总功率, kW。

3.5.3.2 应根据拖钩许用负荷选配标准尺度的拖钩。如系自行设计, 拖钩所有受力零件按所选用的拖缆的破断力进行强度计算, 其许用应力不大于材料屈服极限的 85%。

3.5.4 拖带和被拖船舶的拖桩

3.5.4.1 船舶如需进行吊拖作业时, 应在船舶尾强力甲板的中纵剖线上设置拖带缆桩。船舶如需被吊拖作业时, 应在船舶首强力甲板的中纵剖线上设置拖带缆桩。缆桩应自强力甲板垂直贯穿至船底, 并与强力甲板和船底的强构件牢固连接。

3.5.4.2 拖带缆桩的强度应根据计算负荷及受力情况进行强度计算, 其许用相当应力应不大于材料屈服极限的 0.85 倍。

3.5.4.3 船舶尾部拖带缆桩的计算负荷应不小于其系柱拖力的 1.5 倍。船舶首部拖带缆桩的计算负荷应不小于拖缆最小破断力的 1.5 倍。

3.5.4.4 船舶如采用其他形式的拖带作业, 其拖带缆桩的布置及强度应另行考虑。

3.5.5 顶推系结装置

3.5.5.1 顶推系结装置的强度应根据计算负荷 P 确定。计算负荷由操舵系结力和波浪系结力组成。计算负荷可以根据计算方法或型船试验法以及两者相结合的方法来确定。如无上述资料可按下列公式确定。

(1) 推船与驳船之间的计算弯矩 M_p , 应不小于按下列两式计算所得之值:

$$M_p=M_1+M_2$$

kN·m

$$M_p=1.4M_1$$

kN·m

式中： M_1 ——弯矩参数，kN·m， $M_1=\alpha(1+R)P_yL_c$ ， 当 $M_1\geq P_yL_t$ 时， 取 $M_1=P_yL_t$ ；
 M_2 ——弯矩参数，kN·m， $M_2=6.867f\beta\Delta_b(1+0.1R)$ ；
 其中： L_t ——推船的船长， m；
 L_c ——船队的总长， m；
 Δ_b ——单驳的排水量， t；
 R ——系数， 一列式船队取0， 二列式船队取1， 三列式船队取2， 四列式船队取3；
 α ——系数， $\alpha=\frac{L_t}{L_c}-2\left(\frac{L_t}{L_c}\right)^2+\left(\frac{L_t}{L_c}\right)^3$
 β ——系数， A级航区船舶取1.8， B级航区和急流航段船舶取1.0， C级航区船舶取0；
 P_y ——舵升力， kN， 当舵的最大升力系数所对应的角度小于25°时取最大力系数， 当大于25°
 时取25°处的升力系数； 舵升力计算应经本社同意；
 f ——系数， 按表3.5.5.1选取， 中间值内插确定。

系数 f				表 3.5.5.1
λ/L_b	≤ 0.4	0.6	0.8	≥ 1.0
F	0.32	0.92	1.2	1.41

表中： L_b ——单驳的船长， m；
 λ ——相当波长， m， A级航区取30， B级航区取15， C级航区取5。

(2) 驳船与驳船之间的计算弯矩 M_p 应不小于按下列两式计算所得之值：

$$M_p=0.148P_yL_c+10.3f\beta\Delta_b$$

kN·m

$$M_p=0.207P_yL_c$$

kN·m

式中： L_c 、 P_y ——同本节3.5.5.1 (1)；
 Δ_b 、 β 、 f ——同本节3.5.5.1 (1)。

(3) 计算负荷有效力臂 l_p 根据编队情况和系结装置的形式与布置确定。驳船与驳船之间的 l_p 以一列式编队情况计算如图 3.5.5.1 (1) 所示； 推船与驳船之间的 l_p 按实际编队情况计算， 如图 3.5.5.1 (2) 所示。

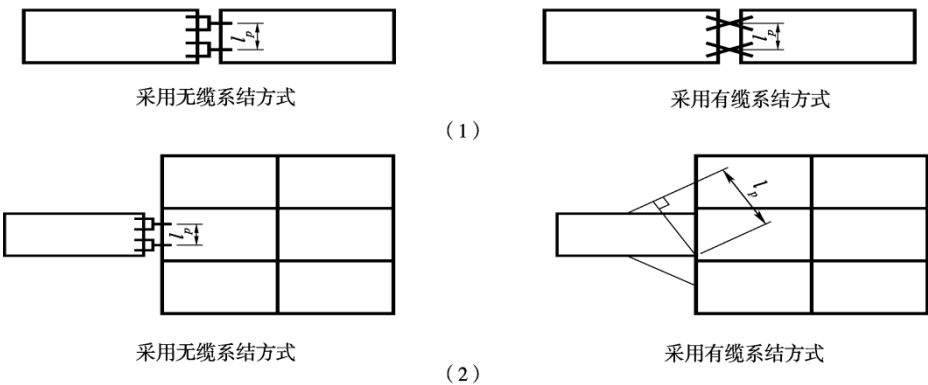


图 3.5.5.1

(4) 计算负荷 P 按下式计算：

$$P = \frac{M_p}{l_p} \quad \text{kN}$$

式中： M_p ——计算弯矩， $\text{kN}\cdot\text{m}$ ，按本节3.5.5.1（1）或3.5.5.1（2）规定；
 l_p ——计算负荷有效力臂， m ，按本节3.5.5.1（3）规定。

3.5.5.2 缆索整体破断力应不小于计算负荷。

3.5.5.3 系缆滑轮或系缆桩应根据所选用缆索的破断力以及受力情况进行强度计算，其许用应力应不大于材料屈服极限的 85%。

3.5.5.4 无缆系结的系结装置根据计算负荷以及受力情况进行强度计算，其许用应力应不大于材料屈服极限的 85%。

第 6 节 集装箱系固与系固设备

3.6.1 一般要求

- 3.6.1.1 本节适用于载运集装箱船舶的集装箱系固。
- 3.6.1.2 国际标准化组织(ISO)标准系列 1 的货物集装箱的系固设备适用于内河集装箱船。
- 3.6.1.3 集装箱的强度应满足《集装箱检验规范》的有关规定。
- 3.6.1.4 集装箱堆装定义如下：
- 行：集装箱长度方向沿船长方向放置，沿船长方向的堆装数量单位。
- 列：集装箱长度方向沿船长方向放置，沿船宽方向的堆装数量单位。
- 层：集装箱自下而上的堆装数量单位。

3.6.2 系固设备的种类、型式与试验

- 3.6.2.1 本节未规定的系固设备在使用时应进行强度试验及满足有关规定。
- 3.6.2.2 船上集装箱系固设备是角锁紧装置、绑扎装置、箱格导轨或其他经本社认可的等效装置和结构。系固设备应具有认可的证书。
- 3.6.2.3 角锁紧装置的形式包括底座、扭锁、堆锥、桥锁（桥型连接器）。
- 3.6.2.4 绑扎装置的形式包括钢丝绳、绑扎杆、绑扎链、花篮螺丝、绑扎环、眼板、绑扎座、绑扎钩及卸扣、速脱钩等配件索具。
- 3.6.2.5 除箱格导轨外，系固设备及其配件应进行原型试验以确认其破断负荷，原型试验应在每种部件中至少抽两件进行。表 3.6.2.5 为破断负荷、验证负荷与安全工作负荷之间的关系。当试验负荷达到表列验证负荷时，试件应无永久变形（夹头部分除外）。

设计破断负荷和验证负荷（kN）表 3.6.2.5

项目	最小设计破断负荷	最小验证负荷
钢丝绳	3 SWL	
杆（低碳钢）	3 SWL	1.5 SWL
杆（高强度钢）	2 SWL	1.5 SWL
链（低碳钢）	3 SWL	
链（高强度钢）	2.5 SWL	
配件及其他绑扎装置	2 SWL	1.5 SWL

注：①在本规定中，高强度钢的屈服应力应不小于315N/mm²。

②若不用钢材而采用其他材料，则其破断负荷和验证负荷将另行考虑。

③SWL为安全工作负荷，kN。

- 3.6.2.6 若 2 个试件中有 1 个在设计破断负荷之前发生破坏，则应增加 1 个试件。如符合下列 3 个条件，原型试验仍视为合格：
- (1) 试件的实际破断负荷不小于设计破断负荷的 95%；
- (2) 所增加的 1 个试件经试验合格；
- (3) 3 个试件的实际破断负荷的平均值不小于设计破断负荷。
- 3.6.2.7 当制造厂按照原型试验合格的系固设备及其配件的图纸资料进行成批生产时，其产品尚应按下列两者之一的要求进行产品试验。
- (1) 批量试验
- 对于绑扎用的杆、配件及系固设备，每 50 件（不足 50 件的仍按 50 件计）中抽取 1 个试件进行验

证负荷试验。验证负荷为其安全工作负荷的 1.5 倍。

用于绑扎装置中的链或钢丝绳，每 50 件（不足 50 件的仍按 50 件计）中抽取 1 个试件进行验证破断试验。

（2）逐件试验

每个配件、系固设备及绑扎用的杆均应按其相应的许用负荷逐件进行试验，但对绑扎装置用的链或钢丝绳，在每批产品出厂前，应从中抽取 1 个试件进行破断试验。

3.6.2.8 当批量产品试验按 3.6.2.7（1）规定进行时，如下述试验负荷范围内产生永久变形，则该试件被认为不合格。

（1）1.5SWL，当 $SWL < 25 \times 9.81 \text{ kN}$ 时；

（2） $SWL + 12.5 \times 9.81$ ，当 $SWL \geq 25 \times 9.81 \text{ kN}$ 时。

3.6.2.9 当 1 个试件过早地出现破坏或严重的塑性变形时，则须另抽取 2 个试件进行复试，复试结果均合格者，则该批产品可以验收。

3.6.2.10 当按 3.6.2.7（2）规定进行产品试验时；若产生永久变形，则不予验收。

3.6.2.11 集装箱系固设备与船体相连接的固定件所用钢材应符合本规范第 7 篇的有关规定，其他系固设备和配件的钢材应经本社同意。

3.6.3 集装箱的堆放与系固

3.6.3.1 集装箱应采用 3.6.2 规定的一种或几种装置的组合进行系固。集装箱采用纵向排列以外的方式堆装时，须经本社同意。

3.6.3.2 对集装箱的系固方式应按本节规定的受力计算后予以确定，并应能保证集装箱和系固设备的强度。

3.6.3.3 如采用本规范规定以外的其他系固方式须经本社同意。

3.6.3.4 船上应设有供安装和检查系固设备所需的足够空间。

3.6.3.5 集装箱不应伸至舷外，顶层集装箱应使用桥锁进行固定。

3.6.3.6 所有集装箱均用扭锁进行固定。

3.6.3.7 除 3.6.3.6 的方式外，也可按图 3.6.3.7 所示在每行集装箱两端的端面或顶部用绑扎装置进行交叉绑扎，且在每层集装箱底角处用堆锥定位。对于舱口围板或甲板以上的最外侧（靠近两舷处）集装箱，应在其外侧底角处设扭锁进行固定。对于舱口围板或甲板以下的最外侧（靠近两舷处）集装箱，若其与舷侧的间距大于等于 1/3 倍的箱宽时，也应在其外侧底角处设扭锁进行固定。

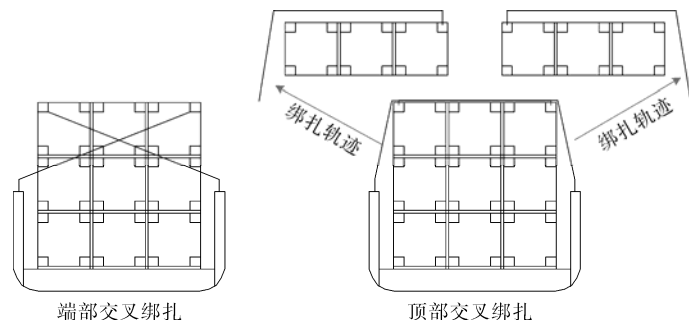


图 3.6.3.7

3.6.3.8 对于仅在舱口围板以下堆装的集装箱行可不进行绑扎，但仍应采用堆锥和桥锁等角锁紧装置系固，且应在舱口围板处装设防止集装箱横向滑移的木楔（或等效装置）进行加固。

3.6.3.9 作为一种加固措施，舱口围板处装设的防止集装箱横向滑移的木楔（或其他等效装置），

不能取代任何其他系固设备的作用，其应装设在集装箱角柱所在处，不得装设在集装箱侧壁板处，以免损坏集装箱。

3.6.3.10 系固点应布置在船体主要构件处，如纵桁、实肋板、舱口围板、水平桁等，且系固点处的固定件与相连接的船体结构之间应设置复板，否则应予局部加强。

3.6.3.11 若在集装箱与舱口围板间设置木楔（或其他等效装置）以防止集装箱横向滑移时，木楔（或其他等效装置）应尽可能设置在围板垂直桁处，否则应按图 3.6.3.11 进行加强，其中垂直桁的尺寸与舱口围板的扶强水平桁相同。

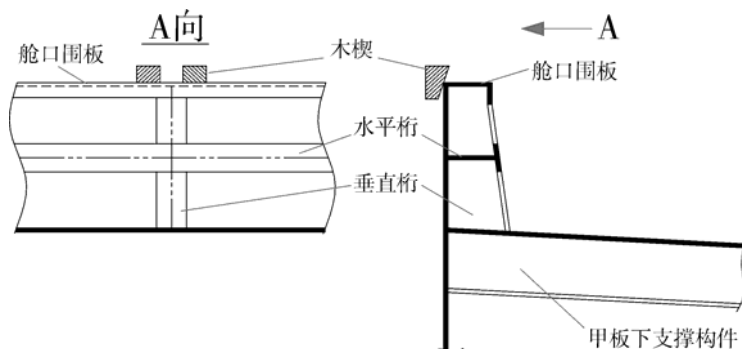


图 3.6.3.11

3.6.4 集装箱受力计算

3.6.4.1 集装箱的受力应根据船舶的装载情况、航区和船舶的运动来确定。这些力包括集装箱的重力、所受的风力、系固力以及因船舶回航、横摇、纵摇和垂荡运动所产生的惯性力等。

3.6.4.2 船舶的横摇中心轴取满载水线面的中心线，或 1/2 型深处水线面中心线之高者。纵摇中心轴取满载水线面与过漂心横剖面的交线。

3.6.4.3 集装箱上所受的力可分为 N_y 和 N_z ，如图 3.6.4.3 所示，均作用在集装箱的中心。

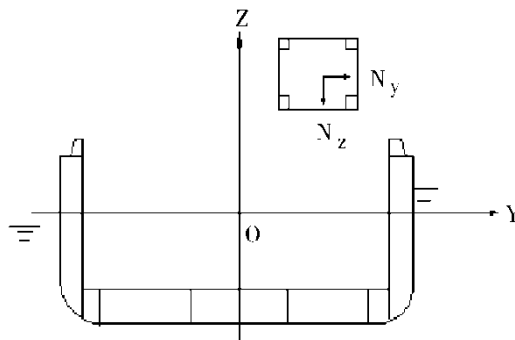


图 3.6.4.3

3.6.4.4 横摇、纵摇、垂荡的运动参数可按表 3.6.4.4 (1) 选取（双体船需特殊考虑）。

运动参数			表 3.6.4.4 (1)
运动形式	航区	最大幅值	周期 (s)
横摇	A 级	$\theta_1 = 0.21 C_1 C_4 \sqrt{\frac{C_2}{C_3}}$ rad	$T_\theta = \left(0.55 + 0.07 \frac{B_s}{d} \right) \frac{B_s}{\sqrt{GM_0}}$
	B 级		
纵摇	A 级	$\varphi_m = \frac{0.32}{\sqrt{L}}$ rad	$T_\varphi = 0.72 \sqrt{L}$
	B 级	$\varphi_m = \frac{0.27}{\sqrt{L}}$ rad	

运动形式	航区	最大幅值	周期 (s)
垂荡	A 级	$Z_m = \frac{L}{150}$ m	$T_z = 0.4\sqrt{L}$
	B 级	$Z_m = \frac{L}{250}$ m	

表中: L ——船长, m;

GM_0 ——计算工况下船舶未计及自由液面修正的初稳性高度, m;

B_s ——计算工况下的最大水线宽度, m;

d ——计算工况下的吃水, m;

C_2 ——系数, $C_2 = 0.21 + 0.26 \frac{KG}{d}$, 取不大于1;

KG ——计算工况下的船舶重心至基线的高度, m;

C_3 ——系数, $C_3 = f + 0.0025 \frac{B_s}{d}$, 其中 $\frac{B_s}{d}$ 取不大于10;

C_4 ——系数, 按下式计算: (其中 $\frac{A_b}{LB_s}$ 取不大于0.04)

$$C_4 = 10824 \left(\frac{A_b}{LB_s} \right)^3 - 621.42 \left(\frac{A_b}{LB_s} \right)^2 + 2.6642 \left(\frac{A_b}{LB_s} \right) + 1.0019$$

A_b ——舳龙骨总面积, m^2 ;

C_1 、 f ——系数, 按表3.6.4.4 (2) 选取。

系数 C_1 、 f										表 3.6.4.4 (2)	
T_θ (s)		≤ 3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	≥ 7.5
C_1	A 级航区	0.223	0.217	0.210	0.204	0.197	0.183	0.159	0.130	0.091	0.081
	B 级航区	0.208	0.199	0.182	0.166	0.150	0.130	0.110	0.097	0.085	0.075
f		0.00863	0.00858	0.00851	0.0084	0.00752	0.00606	0.00466	0.00388	0.00348	0.00330

3.6.4.5 集装箱单箱的横向和垂向分力 N_y 、 N_z 值分别按下式计算:

$$N_y = 9.81M \left\{ \left(1 + \frac{4\varphi_m X_c}{T_\varphi^2} + \frac{4Z_m}{T_z^2} \right) \sin \theta_m + \frac{4\theta_m Z_c}{T_\theta^2} \right\} + F \cos \theta_m + a_r G \quad \text{kN}$$

$$N_z = 9.81M \left\{ \left(1 + \frac{4\varphi_m X_c}{T_\varphi^2} + \frac{4Z_m}{T_z^2} \right) \cos \theta_m + \frac{4\theta_m Y_c}{T_\theta^2} \right\} - F \sin \theta_m \quad \text{kN}$$

式中: M ——集装箱单箱重量, t;

F ——集装箱单箱所受的风力, kN, 按3.6.4.6计算;

a_r ——由船舶改变航向引起的惯性加速度, m/s^2 , 按3.6.4.7计算;

θ_m 、 φ_m ——横摇、纵摇幅值, rad, 按表3.6.4.4 (1) 计算;

Z_m ——垂荡幅值, m, 按表3.6.4.4 (1) 计算;

T_θ 、 T_φ 、 T_z ——横摇、纵摇、垂荡周期, s, 按表3.6.4.4 (1) 计算;

X_c ——集装箱单箱受力作用点相对船舶纵摇中心轴坐标, m;

Y_c 、 Z_c ——集装箱单箱受力作用点相对船舶横摇中心轴坐标, m。

3.6.4.6 任一集装箱所受风力 F 按下列公式取正浮状态计算:

$$F = PA \quad \text{kN}$$

式中: P ——单位计算风压, kN/m^2 , 对于不受风的集装箱取0, 对于受风的集装箱 (如舷旁外侧的集装箱) 按下式计算:

$$\text{A级航区: } P = -0.0030h_f^2 + 0.0465h_f + 0.1819$$

$$\text{B级航区: } P = -0.0027h_f^2 + 0.0425h_f + 0.1657$$

$$\text{C级航区: } P = -0.0024h_f^2 + 0.0384h_f + 0.1506$$

h_f ——集装箱受风中心至水面的垂直距离, m, 取不小于1也不大于7;

A ——集装箱的受风面积, m^2 。

3.6.4.7 船舶回航引起的惯性加速度 a_r , 按下列公式计算:

$$a_r = 1.543C_J C_i \frac{V_m^2 A_R}{L^2 d} \quad \text{m/s}^2$$

式中: C_J ——急流系数, 对非急流航段取1, 对急流航段, 若无试验或其他可信资料时, J₁级航段取1.5, J₂级航段取1.2;

C_i ——从初始转向至定常转向的动力系数, 若无试验资料或其他可信资料时取1.5;

V_m ——船舶最大航速, km/h;

A_R ——舵面积, m^2 , 当存在两个以上的主舵时, 取其总和的0.8倍;

L ——船长, m;

d ——吃水, m。

3.6.4.8 各层集装箱端壁上的受力:

(1) 任一行第 i 层集装箱每道端壁上的横向扭变力 R_i 按下式计算:

$$\text{对顶层集装箱: } R_i = \frac{1}{4} N_{yi} \quad \text{kN}$$

$$\text{对其他集装箱: } R_i = \frac{1}{4} N_{yi} + \frac{1}{2} \sum_{s=i+1}^l N_{ys} \quad \text{kN}$$

式中: i 、 s ——计算集装箱的层数号;

N_{yi} 、 N_{ys} ——按3.6.4.5计算;

l ——集装箱堆装层数。

(2) 任一行第 i 层集装箱每一箱底角处最小箱角压力 F_{Ai} 按下式计算:

$$F_{Ai} = \frac{1}{4} \sum_{s=i}^l N_{zs} - \frac{1}{2b} \sum_{s=i}^l N_{ys} h_s \quad \text{kN}$$

式中: b ——集装箱宽度, m;

N_{zs} 、 N_{ys} ——按3.6.4.5计算;

h_s ——第 s 层集装箱中心距 i 层集装箱底角的垂直距离, m;

i 、 s ——计算集装箱的层数号;

l ——集装箱堆装层数。

(3) 任一行第 i 层集装箱底角处最大箱角压力 F_{Bi} 按下式计算:

$$F_{Bi} = \frac{1}{4} \sum_{s=i}^l N_{zs} + \frac{1}{2b} \sum_{s=i}^l N_{ys} h_s \quad \text{kN}$$

式中: b ——同3.6.4.8 (2);

N_{zs} 、 N_{ys} 、 h_s ——同3.6.4.8 (2);

i 、 s 、 l ——同3.6.4.8 (2)。

(4) 任一行第 i 层集装箱底角处剪力 Q_i 按下式计算:

$$Q_i = 0.275 \sum_{s=i}^l N_{ys} \quad \text{kN}$$

式中: N_{ys} ——按3.6.4.5计算;

i 、 s ——计算集装箱的层数号;

l ——集装箱堆装层数。

3.6.5 绑扎装置受力计算

3.6.5.1 任一行 n 列 l 层集装箱系固设备所受拉力 T 应根据下列公式计算（堆装三层集装箱示例见图 3.6.5.1），且计算值不小于 15kN：

$$T = \frac{1}{2H' \cos \alpha} \sum_{k=1}^n \sum_{i=1}^l M_{ik} \quad T = \frac{1}{2H_0 \cos \alpha} \sum_{k=1}^n \sum_{i=1}^l M_{ik} \quad \text{kN}$$

式中： H_0 ——集装箱上的绑扎点至最下层集装箱底角的垂直距离，m。
 α ——集装箱绑扎装置与水平面的夹角，rad，如图3.6.5.1所示；
 M_{ik} ——集装箱倾侧力矩， $M_{ik} = N_{yik} h_{ik} - N_{zik} b/2$ ，当计算值为负时取0；
 i ——集装箱层数号；
 l ——集装箱堆装层数；
 k ——集装箱的列数号；
 n ——集装箱堆装列数；
其中： N_{yik} ——按3.6.4.5计算；
 N_{zik} ——按3.6.4.5计算；
 h_{ik} ——第 k 列第 i 层集装箱惯性力作用中心至最底层集装箱底角的垂直距离，m；
 b ——集装箱的宽度，m；

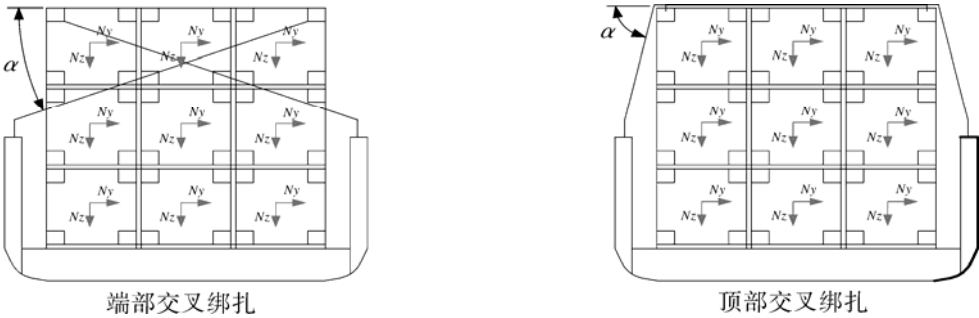


图 3.6.5.1

3.6.5.2 顶层集装箱处的桥锁，或其他用于横向连接相邻列的系固设备，其受力 T_B 按下列公式计算：

$$T_B = T \frac{n-1}{n} \quad \text{kN}$$

式中： T ——系固设备的拉力，m，按3.6.5.1计算；
 n ——集装箱堆装列数。

3.6.6 强度衡准

3.6.6.1 对集装箱无论采用何种系固方式，作用在集装箱上的力均应不超过集装箱的许用负荷。

3.6.6.2 符合国际标准组织（ISO）标准系列 1 的集装箱许用负荷见表 3.6.6.2 和图 3.6.6.2。

集装箱许用负荷（kN）		表 3.6.6.2
作用力	20'	40'
端壁角件上的绑扎力水平分力	150	150
端壁角件上的绑扎力垂直分力	300	300
端壁角件上的绑扎力	300	300
端壁的扭变力	150	150
箱顶角件垂直拉力	250	250
箱底角件垂直拉力	250	250
箱角柱的垂直压力	864	864

作用力	20'	40'
箱顶角件横向剪力（平行于顶面）	225	340
箱底角件横向剪力（平行于顶面）	350	500

3.6.6.3 集装箱系固设备的受力应不超过其安全工作负荷（SWL），安全工作负荷（SWL）应符合本节 3.6.2.5 的规定。

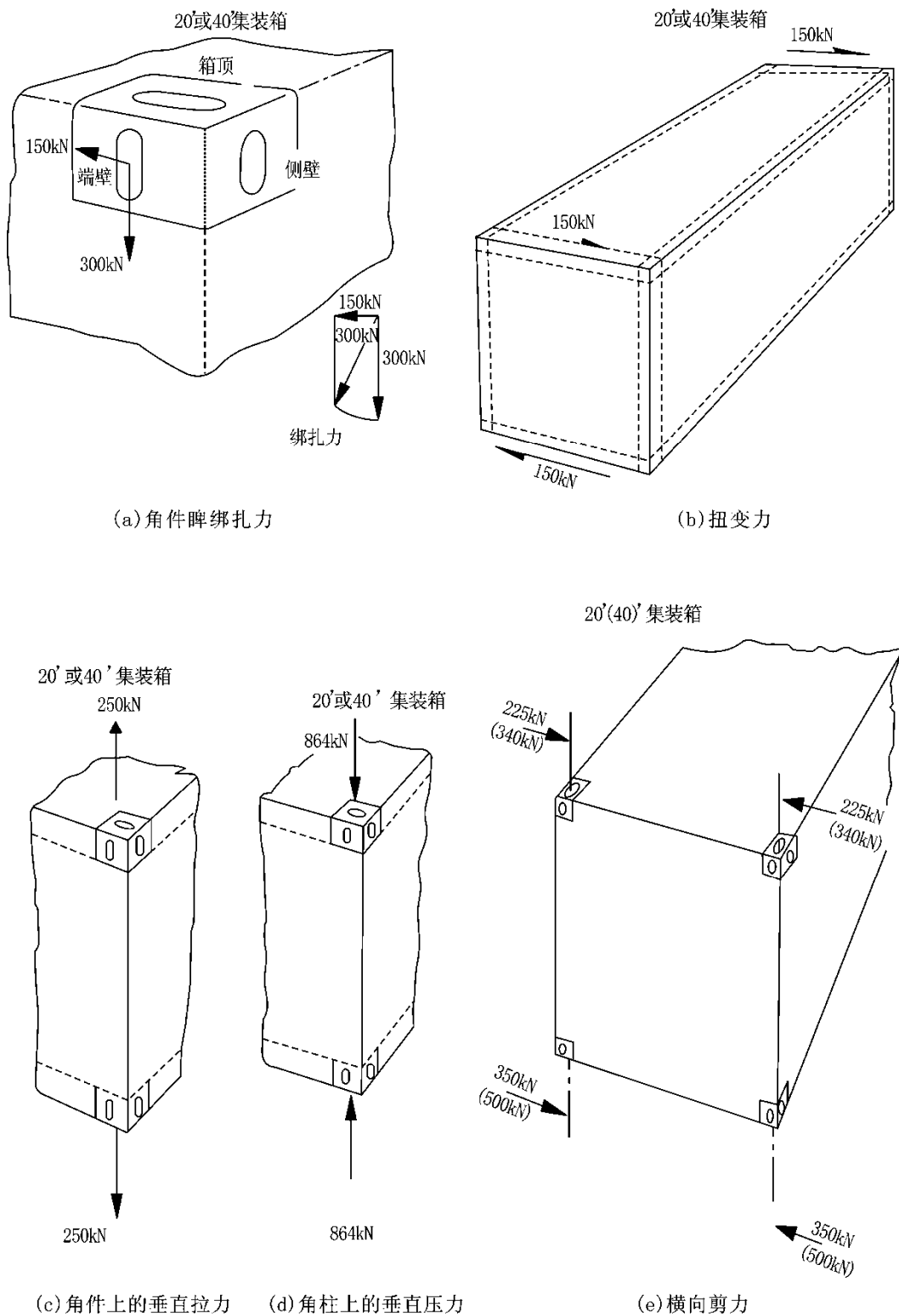


图 3.6.6.2 20'或 40'集装箱的许用负荷

第 7 节 车辆系固与系固设备

3.7.1 一般要求

- 3.7.1.1 本节适用于客滚船、车客渡船及商品汽车滚装船的车辆系固。
- 3.7.1.2 车辆前轮或后轮应用木楔塞紧（或其他有效方式），以防止车辆前后移位。
- 3.7.1.3 车辆本身在船舶航行中应使用停车制动器可靠刹住。
- 3.7.1.4 滚装处所的通道和车辆间距应符合主管机关的规定

3.7.2 系固设备及布置

3.7.2.1 本节系固设备系指绑索（纤维绳、绑扎带、钢丝绳和钢链等）、导索装置（底座、环和甲板孔等）以及锁紧装置（卸扣、花篮螺丝、车掣、螺栓和螺丝等）。系固设备应具有认可的证书。

3.7.2.2 车辆甲板上的系固点纵向距离应不超过 2.5m，横向距离应不小于 2.8m，但应不大于 3m。

3.7.2.3 车辆上的系固点应满足下列要求：

- (1) 系固点的设计应能使车辆系固于船上，其穿孔应仅能穿过一根绑索。系固点与穿孔应允许绑索能通过不同方向被系固于车辆甲板上；
- (2) 系固点最少数量应符合表 3.7.2.3 的规定；
- (3) 每个系固点应涂上清楚易见的颜色；
- (4) 系固点的布置应能保证用绑索有效地限制车辆的运动；
- (5) 系固点应能将作用力从绑索转移到道路车辆底盘，并且绝不应该安装在保险缸或车轴上，除非系固点是专门建造而且作用力可直接转移至底盘；
- (6) 系固点应位于容易和安全绑扎绑索的地方；
- (7) 每个系固点的穿孔内沿自由通道应不小于 80mm；
- (8) 对 3.7.2.3 表中的规定不适合的车辆，可以考虑等效或更安全的系固安排。

车辆系固点数量

表 3.7.2.3

单车总质量 GVM (t)	车辆每侧系固点最少数量
$3.5 \leq GVM \leq 20$	2
$20 < GVM \leq 40$	3
$40 < GVM \leq 60$	4

3.7.3 受力计算

3.7.3.1 车辆的受力应根据船舶的装载情况、航区和船舶的运动来确定。这些力包括车辆的重力、所受的风力、系固力以及因船舶横摇、纵摇和垂荡运动所产生的惯性力等。

3.7.3.2 船舶的横摇中心轴取满载水线面的中心线，或 1/2 型深处水线面中心线之高者。纵摇中心轴取满载水线面与过漂心横剖面的交线。

3.7.3.3 车辆所受的力均作用在车辆的重心。

3.7.3.4 车辆所受的横向和垂向分力 N_y 、 N_z 按下式计算：

$$N_y = 9.81M \left\{ \left(1 - \frac{4\phi_m X_c}{T_\phi^2} - \frac{4Z_m}{T_z^2} \right) \sin(\theta_m + 0.175) + \frac{4\theta_m Z_c}{T_\theta^2} \right\} + F \cos(\theta_m + 0.175) \quad \text{kN}$$

$$N_z = 9.81M \left\{ \left(1 - \frac{4\varphi_m X_c}{T_\varphi^2} - \frac{4Z_m}{T_z^2} \right) \cos(\theta_m + 0.175) - \frac{4\theta_m Y_c}{T_\theta^2} \right\} - F \sin(\theta_m + 0.175) \quad \text{kN}$$

式中： M ——单车总重量，t；
 F ——单车所受的风力，kN，按本节3.7.3.5计算；
 θ_m 、 φ_m ——横摇、纵摇幅值，rad，按本篇表3.6.4.4（1）计算；
 Z_m ——垂荡幅值，m，按本篇表3.6.4.4（1）计算；
 T_θ 、 T_φ 、 T_z ——横摇、纵摇、垂荡周期，s，按本篇表3.6.4.4（1）计算；
 X_c ——车辆受力作用点相对船舶纵摇中心轴坐标的绝对值，m；
 Y_c 、 Z_c ——车辆受力作用点相对船舶横摇中心轴坐标的绝对值，m。

3.7.3.5 车辆所受风力 F 按下列公式取正浮状态计算：

$$F = PA \quad \text{kN}$$

式中： P ——单位计算风压，kN/m²，按下式计算：
A级航区： $P = -0.0030h_f^2 + 0.0465h_f + 0.1819$
B级航区： $P = -0.0027h_f^2 + 0.0425h_f + 0.1657$
C级航区： $P = -0.0024h_f^2 + 0.0384h_f + 0.1506$
 h_f ——受风中心至水面的垂直距离，m，取不小于1也不大于7；
 A ——受风面积，m²，车辆在船舶中纵剖面上的侧投影面积。

3.7.3.6 车辆所受的绑索拉力 T ，按以下两式计算，取大者：

$$T = \frac{N_y - fN_z}{\sum_{i=1}^n (\sin \alpha_i \sin \beta_i + f \cos \alpha_i)} \quad \text{kN}$$

$$T = \frac{N_y h - N_z b}{\sum_{i=1}^n (c_i \sin \gamma_i)} \quad \text{kN}$$

式中： n ——车辆单侧绑索数量；
 α_i ——为第 i 根绑索与垂直方向的夹角，rad；
 β_i ——为第 i 根绑索在甲板平面的投影与船长方向的夹角，rad，计算时取值不大于0.523；
 γ_i ——第 i 根绑索与船舶纵向的夹角，rad；
 f ——摩擦系数，一般取0.3；
 h ——车辆重心距甲板的垂向高度，m；
 b ——车辆重心距车轮外侧的横向距离，m；
 N_y 、 N_z ——按本节3.7.3.4式计算；
 c_i ——第 i 根绑索的系固力臂，即车辆倾覆支点到第 i 根绑索在过该支点的船舶横剖面上投影线的垂直距离，m。

3.7.4 强度衡准

3.7.4.1 绑索、甲板系固点及相关系固设备的安全工作负荷（SWL）应不低于按本节 3.7.3.6 计算值的 1.5 倍。若甲板系固点上有多根绑索穿过，则其安全工作负荷应取其总和。

3.7.4.2 系固设备的安全工作负荷由其破断负荷决定。纤维绳的破断负荷为 3SWL，其他系固设备

的破断负荷按本篇表 3.6.2.5 确定。

3.7.4.3 车辆上系固点的最小强度 (kN) 应不低于 $GVM \times 10 \times 1.2/n$, 其中 GVM 为单车总质量 (t), n 为车辆每侧系固点的总数量。

第8节 其他

3.8.1 桅

3.8.1.1 桅应有两个牢固的支点, 只有一个支承点的桅, 其根部应适当加强。

3.8.1.2 桅穿过甲板支承点时应牢固地与甲板连接, 甲板开口周围须作有效的补强。

3.8.1.3 悬挂桅灯的桅的尺寸, 可视具体情况确定。桅杆高度对过桥有影响时, 桅杆可做成活动式的或折叠式的。

3.8.1.4 油船前桅的外径 D 与壁厚 t 的关系应符合下式规定:

$$D = \frac{1000t}{25-t} \quad \text{mm}$$

桅壁的最小厚度应不小于 2.5mm, 最大厚度应不大于 8mm。

3.8.2 护舷木条

3.8.2.1 单舷侧货舱的舷侧应装设护舷木条, 护舷木条允许用钢质或其他等效材料代替。

3.8.2.2 所有突出于货舱内可能被货物碰坏的结构 (人孔、空气管、测深管等) 应以木盖栅栏或其他防护物保护。

3.8.2.3 干货舱与深油舱相邻的舱壁, 应在货舱一侧装设舱壁木护板或用其他材料代替。

3.8.3 涂料

3.8.3.1 船舶应采取有效措施以防止船体构件的过分腐蚀。

3.8.3.2 船体结构表面在涂刷涂料之前, 应按涂料生产厂商的工艺要求进行表面处理, 并达到相应的清洁度要求。

3.8.3.3 在单层底船的舳部转角以下的外板内侧及底部骨架与双层底的舳部污水沟等处, 均应涂敷水泥或沥清或其他有效防腐涂料。锚链舱应涂敷沥清或其他有效防腐涂料。

3.8.3.4 贮存压载水和淡水的双层底柜及首、尾尖舱, 均应涂刷水泥或其他有效的涂料。贮存燃油的双层底柜应尽可能涂刷耐油的防腐涂料。

3.8.3.5 铺设木铺板的双层底柜顶板或轴隧顶板的外表面应涂刷沥清溶液或其他有效的涂料; 不设木铺板的双层底柜顶板或轴隧顶板则应涂刷油漆。

第4章 客船船体结构补充规定

第1节 一般规定

4.1.1 适用范围

4.1.1.1 本章适用于客船。

4.1.1.2 本章中无明确规定者，应符合本篇第2章的有关规定。

4.1.2 定义

4.1.2.1 单甲板船——以干舷甲板为强力甲板的船舶。

4.1.2.2 双甲板船——以上甲板为强力甲板的船舶。

4.1.2.3 上层建筑甲板——位于强力甲板以上的各层上层建筑甲板，各层甲板名称如图4.1.2.3所示。

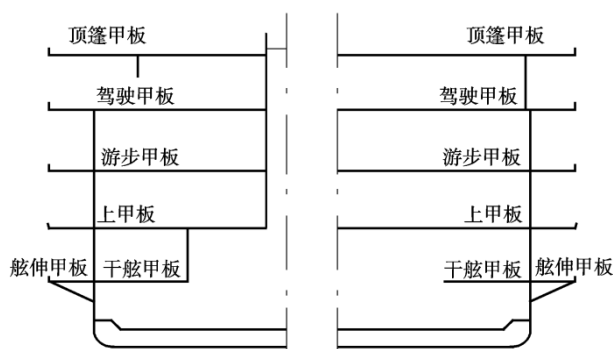


图 4.1.2.3

4.1.3 结构布置

4.1.3.1 客船的双层底在中纵剖面处的高度应不小于 760mm。

4.1.3.2 客船的实肋板、强肋骨及强力甲板（干舷甲板）强横梁的间距应不大于 3m。

4.1.3.3 以上甲板为强力甲板的双甲板船应满足下列要求：

（1）上甲板应为全船贯通的连续甲板。

（2）上甲板与干舷甲板之间的舷侧应是干舷甲板下舷侧结构的延续，其舷侧普通肋骨与强肋骨应符合本章 4.5.1 的规定。舷侧外板与舷侧顶列板应分别符合本章 4.3.2.1 及本章 4.3.3.1 的规定。

（3）上甲板与干舷甲板之间舷侧外板上的开孔沿船长方向最大尺度的总和，应小于等于船长的 0.4 倍且开口边缘之间沿船长方向的距离应不小于 2 个肋距；沿型深方向最大尺度的平均值应小于等于上甲板与干舷甲板间舷侧外板高度的 0.4 倍。每舷的舷侧板上允许开设一个沿船长方向的开口尺寸不大于 2.1m，沿型深方向的开口尺寸不大于上甲板与干舷甲板间舷侧外板高度的 0.8 倍的舷门开口。舷侧板上舷门开口尚应符合本章 4.3.4 的规定。

（4）上甲板与干舷甲板之间的横舱壁应符合本章 4.5.2 的规定。

第2节 总纵强度

4.2.1 主尺度比

4.2.1.1 船舶的主尺度比范围应符合本篇表 2.2.1.1 的规定。

4.2.1.2 对于双甲板船在计算主尺度比时, 计算型深取在船长中点处沿舷侧自平板龙骨上表面量至上甲板下表面的垂直距离(其他涉及型深参数的计算仍取规范定义的型深)。

4.2.2 中剖面模数和中剖面惯性矩

4.2.2.1 船长大于等于 50m 时, 船中部最小剖面模数 W_0 (强力甲板边线或平板龙骨处) 应不小于按下式计算所得之值:

$$W_0 = aK_1K_2K_3L^2B \quad \text{cm}^2 \cdot \text{m}$$

式中: L ——船长, m;
 B ——船宽, m;
 a ——航区系数, A级航区取1, B级航区取0.85, C级航区取0.75;
 K_1 ——系数, $K_1 = (6750 - 39L + 0.19L^2) \times 10^{-5}$;
 K_2 ——系数, $K_2 = 2.369 - 2.787C_b + 1.345C_b^2$;
 C_b ——方形系数, 小于0.6取0.6, 大于0.85取0.85;
 K_3 ——系数, $K_3 = \sin \frac{\pi x}{L}$;
 x ——计算剖面距尾垂线的距离, m。

4.2.2.2 船长大于等于 50m 时, 船中部剖面对其水平中和轴的惯性矩 I_0 应不小于按下式计算所得之值:

$$I_0 = K_1W_0L \times 10^{-2} \quad \text{cm}^2 \cdot \text{m}^2$$

式中: W_0 ——船中剖面模数, $\text{cm}^2 \cdot \text{m}$, 按本节4.2.2.1计算之值;
 L ——船长, m;
 K_1 ——系数, 同本篇2.2.2.2。

4.2.2.3 当强力甲板上最下一层上层建筑(或甲板室)在船中部 $0.4L$ 范围内连续时, 其可参与船体梁的总纵弯曲, 并可按本节 4.2.4.1 计算所得的联合剖面模数和惯性矩校核总纵强度。但如上层建筑(甲板室)侧壁上的开孔总长度大于上层建筑(或甲板室)长度的 0.8 倍时, 尚应按本章附录 I 的规定校核总纵强度。

4.2.3 总纵弯曲强度和屈曲强度校核

4.2.3.1 船长大于等于 50m 的客船, 应按本篇 2.2.4 和 2.2.5 的规定校核总纵弯曲强度和屈曲强度, 当船长小于 80m 时, 若船中部的强力甲板骨架和船底骨架采用纵骨架式, 可免于校核总纵弯曲强度和屈曲强度。

4.2.4 联合剖面模数和惯性矩计算

4.2.4.1 船体梁的联合剖面模数和惯性矩分别按下式计算：

(1) 强力甲板边线处的联合剖面模数按下式计算：

$$W = \frac{I_e}{d} \quad \text{cm}^2 \cdot \text{m}$$

(2) 平板龙骨处的联合剖面模数按下式计算：

$$W = \frac{I_e}{D_s - d} \quad \text{cm}^2 \cdot \text{m}$$

(3) 船体梁和最下一层上层建筑的联合中剖面惯性矩按下式计算：

$$I_e = 2 \left[d \sum f_d (d - y) a_i + d^2 A - 2dB + C \right] \quad \text{cm}^2 \cdot \text{m}^2$$

式中： D_s ——自船底至强力甲板边线处的计算型深，m；

d ——联合剖面中和轴关于强力甲板的Y轴坐标，m， $d = \frac{B}{A + \sum f_d a_i}$ ；

A ——主船体半剖面积， cm^2 ；

B ——主船体半剖面关于强力甲板的静矩， $\text{cm}^2 \cdot \text{m}$ ；

C ——主船体半剖面关于强力甲板的惯性矩， $\text{cm}^2 \cdot \text{m}$ ；

a_i ——最下一层上层建筑甲板结构的半剖面积， cm^2 ；

y ——最下一层上层建筑(或甲板室)甲板结构的剖面形心至强力甲板的距离，m；

f_d ——最下一层上层建筑(或甲板室)甲板处的纵向应力与强力甲板处的纵向应力之比。当上层建筑(甲板室)侧壁上的开孔总长度小于等于上层建筑(甲板室)长度的0.6倍时，不论单甲板船还是双甲板船均取 $f_d=1$ 。当上层建筑(甲板室)侧壁上的开孔总长度大于上层建筑(甲板室)长度的0.6倍时，不论单甲板船还是双甲板船均取 $f_d=0.5$ 。如图4.2.4.1所示。

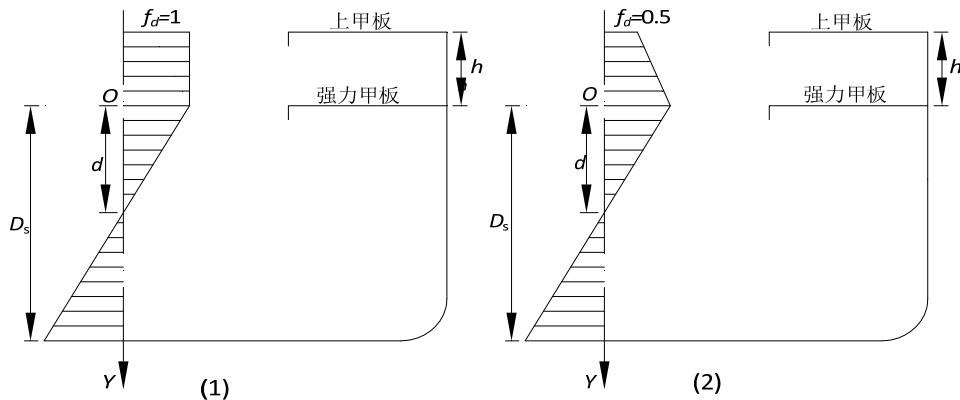


图 4.2.4.1

第3节 外板

4.3.1 船底板

4.3.1.1 船中部船底板厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t=a(\alpha L+\beta s+\gamma)$$

mm

式中：

 a ——同本篇2.3.2.1；

 L 、 s ——同本篇2.3.2.1；

 α 、 β 、 γ ——系数，按骨架型式由表4.3.1.1选取。

系数 α 、 β 、 γ			表 4.3.1.1
骨架型式	α	β	γ
横骨架式	0.046	3.3	0.8
纵骨架式	0.038	3.5	0.5

4.3.1.2 船中部船底板厚度 t 尚应不小于按本篇 2.3.2.2 计算所得之值。

4.3.2 舷侧外板

4.3.2.1 船中部干舷甲板以下舷侧外板厚度应不小于按本篇 4.3.1.1 式和 2.3.2.2 式计算所得之值的 0.9 倍。

4.3.2.2 双甲板船船中部干舷甲板与强力甲板之间的舷侧外板厚度应不小于按本篇 4.3.1.1 式和 2.3.2.2 式计算所得之值的 0.8 倍。

4.3.3 舷侧顶列板

4.3.3.1 舷侧顶列板应与强力甲板牢固地连接。舷侧顶列板的宽度与厚度应符合本篇 2.3.5 的规定。

4.3.4 舷门开口

4.3.4.1 干舷甲板与强力甲板之间的舷侧若开设舷门，舷门应尽可能设置在船中部 $0.4L$ 区域以外。舷门的开口角隅应为圆角，并应与上层建筑或长甲板室的端点避开。

4.3.4.2 舷门开口应用桁材及复板补强。舷门开口两侧应设竖桁材，开口的上端应设短桁材。开口上下两端应采用等于舷侧外板厚度 1.5 倍的加厚板或厚度相等的复板加强，加厚板或复板应向舷门边线两侧各延伸两个肋距，并应将圆角包住，如图 4.3.4.2 所示。

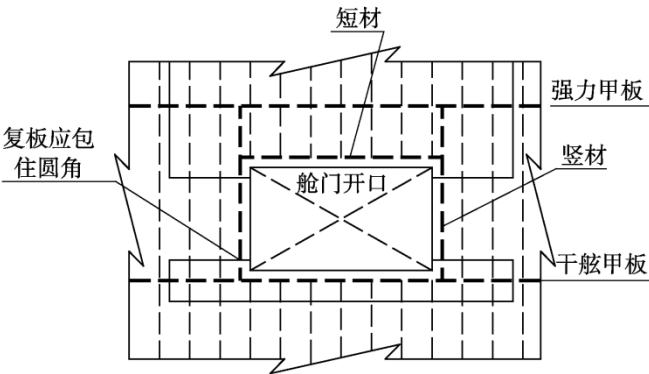


图 4.3.4.2

第4节 甲板

4.4.1 强力甲板

4.4.1.1 船中部强力甲板的厚度应符合本篇2.4.1的规定。

4.4.2 干舷甲板

4.4.2.1 双甲板船船中部的干舷甲板厚度 t 应不小于按式计算所得之值,但不必大于6mm也不小于3mm:

$$t = 0.03L + c \quad \text{mm}$$

式中: L ——船长, m;

c ——常数, A级航区取2.3, B、C级航区取1.8。

首尾部干舷甲板的厚度可减薄但应不小于上式计算所得之值的0.85倍。

4.4.2.2 当干舷甲板载货时其厚度 t 尚应不小于按式计算所得之值:

$$t = 5s\sqrt{h} \quad \text{mm}$$

式中: s ——肋骨间距, m;

h ——计算水柱高度, m, 按本篇2.8.1.1选取。

4.4.3 舷伸甲板

4.4.3.1 舷伸甲板厚度取与干舷甲板厚度相同。

第5节 甲板间骨架及横舱壁

4.5.1 甲板间舷侧骨架

4.5.1.1 双甲板船干舷甲板与强力甲板之间的肋骨及强肋骨的剖面模数应不小于干舷甲板下肋骨及强肋骨剖面模数的0.8倍。

4.5.1.2 肋骨、强肋骨与强力甲板下横梁、强横梁之间应采用肘板连接。肘板尺寸应符合本篇1.2.5和1.2.6的规定。肋骨、强肋骨的下端与干舷甲板直接焊接时,可免设肘板。

4.5.2 甲板间横舱壁

4.5.2.1 当上甲板为强力甲板时,上甲板与干舷甲板之间和干舷甲板以下应设置在同一平面内且间距符合本篇1.6.2规定的横舱壁。上甲板与干舷甲板之间的舱壁板厚度应不小于干舷甲板下舱壁顶列板的厚度,扶强材的剖面模数应不小于干舷甲板下舱壁扶强材剖面模数的0.8倍。

第6节 舱口

4.6.1 舱口及舱口围板

4.6.1.1 当船长大于等于 50m 时,强力甲板上的舱口宽度应小于船宽的 0.7 倍。当船长小于 50m 时,强力甲板上的舱口宽度 b 应不大于下式计算所得之值:

$$b = KB \quad \text{m}$$

式中: K ——系数, $K = (941 - 0.093L - 0.0985L^2) \times 10^{-3}$;

L ——船长, m;

B ——船宽, m。

4.6.1.2 非强力甲板上的开口角隅应为圆角,圆角的半径 r 应不小于开口宽度的 1/20 且不小于 60mm。当角隅圆角的半径 r 小于 300mm,且开口边缘未设置套环形围板时,应采用不小于甲板厚度 1.5 倍的加厚板或不小于甲板厚度的复板对角隅处予以补强,补强范围应符合本篇图 1.2.8.10 (1) 的规定。

4.6.1.3 若在舱口处设置围板时,围板的厚度应不小于 3mm。当舱口围板的高度大于等于 350mm 时,应在围板上设置垂向扶强材。

第7节 上层建筑及甲板室

4.7.1 围壁

4.7.1.1 参与总纵弯曲的上层建筑(甲板室)的外壁板厚度 t 应不小于按下式计算所得之值:

$$t = 1.6s\sqrt[3]{L} \quad \text{mm}$$

式中: L ——船长, m;

s ——扶强材间距, m。

外壁板厚度尚应不小于 3mm。

4.7.1.2 内壁板厚度可按本节 4.7.1.1 计算所得厚度减少 1mm。

4.7.1.3 上层建筑(或甲板室)围壁应设置符合本篇 2.16.2.4、2.16.2.8 规定的扶强材和强扶强材。

4.7.2 甲板及其骨架

4.7.2.1 上层建筑(或甲板室)甲板的骨架型式可采用横骨架式或纵骨架式。

4.7.2.2 上层建筑(或甲板室)甲板应设置间距不大于 6m 的强横梁(或横舱壁)。强横梁(或横舱壁)应与主体横向强框架在同一平面内。

4.7.2.3 上层建筑(或甲板室)甲板应设置间距应不大于 6m 的甲板纵桁(或纵舱壁),否则应按本篇 1.9.7 的规定由直接计算校核甲板板架的强度。上层建筑(或甲板室)甲板纵桁应尽可能与强力甲板纵桁在同一平面内。

4.7.2.4 甲板横梁、强横梁、甲板纵骨及甲板纵桁等构件尺寸应符合本篇第 2 章第 8 节的规定。

4.7.2.5 参与总纵强度的强力甲板上最下一层上层建筑(或甲板室)的甲板应为纵骨架式,强横梁

间距应与强力甲板相同。

4.7.2.6 参与总纵强度的强力甲板上最下一层上层建筑（甲板室）甲板的厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 0.03L + 2.5 \quad \text{mm}$$

式中： L ——船长，m。

航行于 B、C 级航区的船舶可按上式计算厚度减少 0.5mm。

第 8 节 玻璃幕墙结构

4.8.1 玻璃

4.8.1.1 玻璃幕墙的玻璃应采用钢化玻璃或夹层玻璃。

4.8.1.2 夹层玻璃的每层玻璃应为同一种玻璃，其可以是钢化玻璃也可以是浮法玻璃，玻璃层数至多不超过三层。双层夹层玻璃的每层玻璃厚度应相同。三层夹层玻璃的最外层玻璃的厚度应相同，且外层与中间层玻璃的厚度差应不大于 2mm。夹层玻璃层间的塑料薄膜应为聚乙烯醇缩丁醛（PVB）胶片，其厚度应不大于 0.76mm。

4.8.1.3 玻璃的厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 0.0775b \sqrt{\frac{CP}{[\sigma_B]}} \quad \text{mm}$$

式中： b ——玻璃板格短边长度，mm；

C ——系数，按表4.8.1.3选取；

$[\sigma_B]$ ——玻璃的许用弯曲应力，N/mm²，钢化玻璃取50，普通玻璃取19.5，聚碳酸酯玻璃取26；

P ——玻璃承受的载荷，kN/m²，不小于按下式计算所得之值：

$$P = 3.4 \left(\frac{h}{10} \right)^{0.2}$$

其中： h ——压力计算中心距满载静浮水线的垂直距离，m，小于1.5时取1.5。

上层建筑（甲板室）玻璃顶篷甲板的计算压力 P 应不小于 2kN/m²。

当计算所得的玻璃厚度 t 小于 5mm 时，取 $t=5\text{mm}$ 。

系数 C

表 4.8.1.3

b/a	1.0	0.909	0.833	0.769	0.714	0.667	0.625	0.556	0.5	0.333	≤ 0.25
C	0.0515	0.0554	0.0612	0.0668	0.0714	0.0753	0.0784	0.0821	0.0829	0.0832	0.0833

注： b/a ——玻璃板格的短边与长边之比，其中 a 为玻璃板格长边长度（mm）。

4.8.1.4 采用双层夹层玻璃时，两层玻璃的厚度之和应不小于按本节 4.8.1.3 计算所得之值的 1.25 倍。采用三层夹层玻璃时，三层玻璃的厚度之和应不小于按本节 4.8.1.3 计算所得之值的 1.5 倍。

4.8.2 玻璃的固定

4.8.2.1 玻璃应与框架或壁板牢固连接。当采用粘接方式将玻璃与框架或壁板进行连接时，应在玻璃的下缘设置金属水平构件支承玻璃重量。所使用的粘接剂应具有抗紫外线、低温、高温和清洁用化学剂的能力，粘接剂的长效拉伸强度应不低于 2.5MPa。

4.8.2.2 当玻璃采用粘接方式与框架或壁板进行连接时,粘接宽度 d 应不小于按下式计算所得之值:

$$d = 15.81b \sqrt{\frac{P}{\sigma_t}} \quad \text{mm}$$

式中: P ——玻璃承受的载荷, kN/m^2 , 按本节4.8.1.3确定;

σ_t ——粘接剂拉伸强度, N/mm^2 , 不小于2.5;

b ——玻璃的短边长度, m 。

任何情况下粘接宽度应不小于 15mm。

4.8.2.3 当玻璃采用粘接方式与框架或壁板进行连接时,粘接厚度 t 应不小于按下式计算所得之值:

$$t = ka \quad \text{mm}$$

式中: a ——玻璃的长边长度, m ;

k ——系数, 钢化玻璃和夹层玻璃取5, 聚碳酸酯玻璃取8。

任何情况下粘接厚度应不小于 6mm。

4.8.3 玻璃幕墙骨架

4.8.3.1 玻璃幕墙的骨架可采用钢质或铝合金材料。骨架应与上层建筑(或甲板室)围壁结构牢固连接。

4.8.3.2 若玻璃幕墙结构直接作为上层建筑(或甲板室)的外围壁时,幕墙骨架竖杆的间距应不大于 3m, 其剖面模数 W 应符合本篇 2.16.2.4 对扶强材的规定。幕墙骨架水平横杆的尺寸取与竖杆相同。

4.8.3.3 若玻璃幕墙结构直接作为上层建筑(或甲板室)的顶蓬结构时,幕墙骨架应符合本篇第2章第8节对甲板强横梁和甲板纵桁的规定。

附录 I 客船结构直接计算

I.1 一般要求

I.1.1 本附录适用于本章要求的客船总纵强度直接计算。

I.1.2 对于本附录无规定者，应符合本篇第1章第9节的有关要求。

I.2 计算模型

I.2.1 应采用整船模型进行计算，模型应包括强力甲板和以下部分，以及其强力甲板上最下一层上层建筑（甲板室）的结构。

I.3 载荷及施加

I.3.1 总纵弯曲强度计算工况应取船体梁最大中拱和中垂弯矩的工况。

I.3.2 总纵弯矩 $M(x)$ 可通过施加沿船长分布的垂向等效载荷 $q(x)$ 来实现。 $q(x)$ 向上为正，向下为负，按下式计算：

$$q(x) = \frac{2\pi^2 M_{\max}}{L^2} \cos\left(\frac{2\pi x}{L}\right) \quad \text{kN/m}$$

式中： $M_{\max}$ ——船中最大合成弯矩， $\text{kN}\cdot\text{m}$ ，按本篇2.2.4的规定计算；

L ——船长， m ；

x ——计算点距尾垂线的距离， m 。

I.3.3 垂向等效载荷一般以其 1/2 值对称施加在甲板边线上的所有节点上。当使用系列集中力加载时，每个集中力应等于分布载荷 $q(x)$ 乘以该集中力加载区间的长度。

I.4 强度衡准

I.4.1 船体结构总纵强度的衡准应符合本篇 1.9.5 的规定。

I.4.2 受船体梁弯曲和剪切应力作用的板格和纵向构件应按本篇 2.2.5 的规定校核屈曲强度，其中受船体梁弯曲和剪切应力作用的板格的屈曲也可按本篇 1.9.6 进行校核。

第5章 拖、推船船体结构补充规定

第1节 一般规定

5.1.1 适用范围

5.1.1.1 本章适用于专作拖曳或顶推的船舶，以及被推货船。

5.1.1.2 本章中无明确规定者，应符合本篇第2章的有关规定。

5.1.2 主尺度比

5.1.2.1 拖、推船的主尺度比应符合本篇表2.2.1.1的规定。

第2节 外板及甲板

5.2.1 船底板

5.2.1.1 拖、推船的船底板厚度在全船长度范围内应按本篇2.3.2.1式计算所得之值增厚，其增加厚度 Δt 应不小于按下式计算所得之值：

$$\Delta t = \frac{\sum N_e}{1500} \quad \text{mm}$$

式中： $\sum N_e$ ——主机的总额定功率，kW。

5.2.1.2 拖、推船的平板龙骨应在全船长度范围内按船底板厚度增加1mm。

5.2.2 舷侧外板

5.2.2.1 拖、推船的舷侧外板厚度应不小于按本节5.2.1.1式计算所得之值。

5.2.3 舳列板

5.2.3.1 拖、推船的舳列板厚度应按船底板厚度增加1mm。

5.2.4 首、尾封板

5.2.4.1 推船的首封板及被推船的首、尾封板厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 2c\sqrt{L} \quad \text{mm}$$

式中： L ——船长，m，对推船 $L = L_{\text{推}} + 0.5L_{\text{被推}}$

$L_{\text{推}}$ ——推船船长，m；

$L_{\text{被推}}$ ——被推船中最长的一个船长，m；

c ——系数，A级航区取1.0，B级航区取0.95，C级航区取0.85。

如果设有突出的顶推柱(架)，顶推时首、尾封板不与他船直接接触，则首、尾封板厚度可以减薄，但应不小于本篇 2.3.6.1 的规定。

5.2.4.2 方形首(尾)，除最上一列封板厚度应符合上述要求外，以下各列封板的厚度可以减薄至船底板的厚度，但是最下列封板的厚度应与最上一列的封板的厚度相同。上下列封板的高度应分别不小于 0.15*D*。角隅封板内侧，应加设与封板等厚度的水平肘板，其间距不超过 200mm。

方形首尾的两舷角隅应为光顺曲线，半径应不小于 0.5m。角隅封板的厚度应与最上一列封板厚度相同，且与舷侧板及首尾封板的接缝应距转角线以外至少 50mm。

5.2.5 强力甲板

5.2.5.1 拖、推船中部的强力甲板半剖面积 *A* 应不小于按下式计算所得之值：

$$A=\frac{B}{2}(\alpha L+\beta)$$

cm^2

式中： *L*——船长，m；
B——船宽，m；
α、*β*——系数，按航区由表5.2.5.1选取。

系数 <i>α</i> 、 <i>β</i>			表 5.2.5.1
航区	A 级	B 级	C 级
<i>α</i>	0.34	0.31	0.31
<i>β</i>	17.0	15.0	14.0

5.2.5.2 推船及被推船的首、尾部在前后封板向后(前)的第一道横舱壁的范围内的甲板厚度 *t*，应不小于按下式计算所得之值：

$$t=0.85\sqrt{L}$$

mm

式中： *L*——船长，m。

第 3 节 舷侧骨架

5.3.1 主肋骨和普通肋骨

5.3.1.1 拖、推船的主肋骨或普通肋骨剖面模数应为本篇 2.7.2 规定对自航船要求的 1.3 倍。

5.3.2 强肋骨

5.3.2.1 拖、推船的舷侧骨架若采用交替肋骨制时，其强肋骨的剖面模数应为本篇 2.7.3 规定对自航船要求的 1.3 倍。

5.3.3 舷侧纵桁

5.3.3.1 拖、推船均应设置舷侧纵桁，舷侧纵桁的剖面尺寸与强肋骨相同。当主机总额定功率超过 1000kW 时，舷侧纵桁的腹板应增厚 1mm，面板剖面面积增大 0.2 倍。

第4节 首尾结构

5.4.1 一般要求

5.4.1.1 推船的首尖舱及被推船的首、尾舱内甲板和船底骨架建议采用纵骨架式。

5.4.1.2 拖、推船的首尾尖舱内应设置间距不大于 1.5m 的舷侧纵桁，且应自船端延伸至首防撞舱壁或尾尖舱舱壁。

5.4.2 纵骨

5.4.2.1 首、尾舱内外底纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 10csdl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： c ——同本章5.2.4.1式；

s ——纵骨间距，m；

d ——吃水，m；

l ——纵骨跨距，m，取横桁材(实肋板)之间的距离。

5.4.2.2 首、尾舱内甲板纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 17csl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： c ——同本章5.2.4.1；

s 、 l ——同本节5.4.2.1。

5.4.2.3 首、尾舱内的外底纵骨与甲板纵骨均应用肘板与防撞舱壁扶强材相连。肘板直角边的长度应不小于一个肋距，肘板的厚度应与所连型材厚度相同。纵骨与首、尾封板的垂直桁可直接搭接相连，搭接长度应不小于型材高度的 2 倍，如图 5.4.2.3 所示。

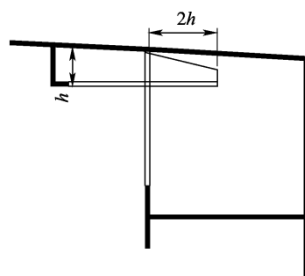


图 5.4.2.3

5.4.3 纵桁架

5.4.3.1 船首设有顶推装置时，应在顶推柱所位于的船舶纵剖面内设置自船端至首防撞舱壁间连续的单向纵桁架（或纵舱壁）。倾斜形船首的纵桁架型式如图 5.4.3.1 所示。

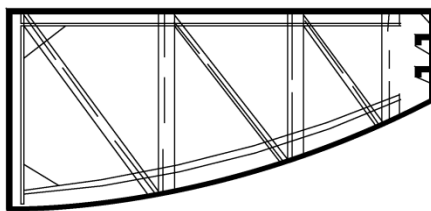


图 5.4.3.1

5.4.3.2 纵桁架支柱间距应不大于支柱高度的 1.1 倍；如不能满足，应用纵舱壁代替。支柱所选用的型材强度应不小于表 2.11.3.1 的相当强度。支柱负荷 P 应由下式计算所得：

$$P = 9.8abl \quad \text{kN}$$

式中： a ——支柱所支持甲板面积的长度，m；
 b ——支柱所支持甲板面积的宽度，m；
 l ——支柱长度，m，取上下横桁材之间的距离。

方形首、尾的纵桁架横撑材负荷 P 应按下式计算所得：

$$P = 39.2ab \quad \text{kN}$$

式中： a ——撑材所支持的首或尾封板长度，m；
 i ——撑材所支持的首或尾封板宽度，m。

横撑材的长度取前后两垂直桁之间的距离。

斜杆型材的剖面积可为支柱(或撑材)型材剖面积的 0.5 倍。

5.4.4 横桁材

5.4.4.1 桁架支柱的上下端应分别设置横桁材，支柱上下两端横桁材的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 8.5csdl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： c ——同本章 5.2.4.1；
 s ——横桁材间距，m；
 d ——对下横桁材为吃水，m，但应不小于 1.2，对上横桁材为计算水柱高度取 1.2；
 l ——桁材跨距，m；取纵桁架之间或纵桁架与舷侧之间距离之大者。

5.4.5 封头骨架

5.4.5.1 首、尾封头应由水平扶强材加强。扶强材尺寸应不小于本节 5.4.2.2 甲板纵骨尺寸，位于顶推平面和承推平面的水平扶强材间距应不大于 300mm。

5.4.5.2 首、尾封头应设置垂直桁，垂直桁间距应与纵桁架间距相同。垂直桁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = kcs(d+r)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： k ——系数，设置水平撑材时取 30，不设水平撑材时取 19.5；
 c ——同本章 5.2.4.1 式；
 s ——垂直桁间距，m；
 d ——吃水，m；

r ——半波高, m, 按本篇 1.2.1 规定;

l ——垂直桁跨距, m, 取上、下桁材面板之间的距离, 当设横撑材时取上述距离的 1/2。

5.4.5.3 如首、尾端采用如图 5.4.3.1 的倾斜型端部, 端部封头肘板的厚度应不小于甲板纵骨型材的厚度, 肘板腹板高度应不小于甲板纵骨腹板高度的 4 倍, 肘板的自由边应折边或设面板, 肘板间距应与纵骨间距相同, 如肘板间距取与纵桁架的间距相同, 则首、尾封头应设间距不大于 300mm 的水平扶强材加强。

第 5 节 机舱围壁及其他

5.5.1 机舱围壁

5.5.1.1 拖船拖钩位置应尽可能接近甲板, 该围壁处应采用加厚板补强, 补强范围应不小于 600×600mm。加厚板的厚度应不小于原围壁板厚度的 2 倍。

5.5.1.2 在设置拖钩的围壁上必须设置垂直桁和水平桁, 其结构尺寸和连接方式应满足对舱壁桁材的要求。

5.5.2 舷墙

5.5.2.1 拖、推船的舷墙应为内倾式, 舷墙应符合本篇 2.17.2 的规定。

5.5.3 护舷材

5.5.3.1 拖、推船应在全船长度范围内沿甲板边线设置护舷材, 护舷材应符合本篇 2.17.4 的规定。

第 6 章 油船船体结构补充规定

第 1 节 一般规定

6.1.1 适用范围

- 6.1.1.1 本章适用于油船（驳）的货油舱区域结构。
- 6.1.1.2 兼作甲板货船（驳）的油船（驳）尚应满足本篇第 7 章的规定。
- 6.1.1.3 如为被推船时，尚应满足本篇第 5 章的有关规定。
- 6.1.1.4 本章无明确规定者应符合本篇第 2 章的有关规定。

6.1.2 结构布置

- 6.1.2.1 货油舱区域可采用下列结构型式：
 - (1) 以甲板和外板作为货油舱周界的单壳结构型式。
 - (2) 以甲板、内舷结构和内底结构等船体结构作为货油舱界面且构成船体结构一部分的双壳结构型式。内舷纵舱壁一般应延伸至船底板，若内舷纵舱壁延伸至内底板则应在内舷纵舱壁下方设置底纵桁。
 - (3) 双壳结构货油舱的内底板、内舷板距船体外板的距离应不小于 760mm。
- 6.1.2.2 货油舱区域的强力甲板（干舷甲板）可设置成凸形甲板，如图 6.1.2.2 所示。

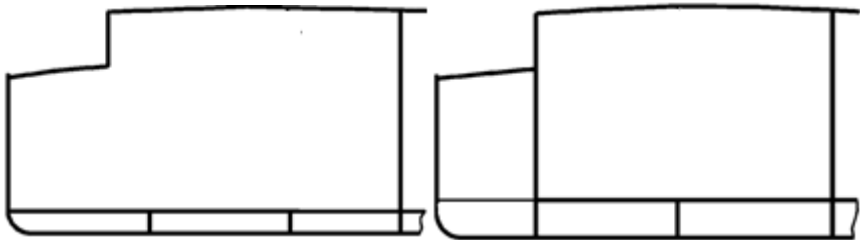


图 6.1.2.2

6.1.3 装载手册

- 6.1.3.1 船长大于等于 80m 的油船应配备《安全装载手册》。

第 2 节 总纵强度

6.2.1 主尺度比

- 6.2.1.1 船舶的主尺度比应符合表 6.2.1.1 的规定：

主尺度比			表 6.2.1.1	
类别 \ 比值	L/D		B/D	
	A 级航区	B 级航区、C 级航区	A 级航区	B 级航区、C 级航区
自航船	≤25	≤30	≤4.5	≤5
非自航船	≤28	≤35	≤5.5	≤6

6.2.1.2 计算主尺度比时，当船中部凸形甲板的长度大于等于0.4L时，型深D可用相当型深D₁代替，相当型深D₁按下式计算：

$$D_1 = D + h_1 \frac{b_1 l_1}{B L} \quad \text{m}$$

式中: h_1 ——凸形甲板高出强力甲板的高度, m;

L 、 B 、 D ——船长、船宽及型深, m;

b_1 ——凸形甲板的宽度, m;

l_1 ——凸形甲板的长度, m。

6.2.2 中剖面模数和中剖面惯性矩

6.2.2.1 船长大于等于 50m 时, 船中部最小剖面模数 W_0 (强力甲板边线或平板龙骨处) 应不小于按下式计算所得之值:

$$W_0 = a K_1 K_2 L^2 B \quad \text{cm}^2 \cdot \text{m}$$

式中: L ——船长, m;

B ——船宽, m;

a ——航区系数, A级航区1, B级航区0.85, C级航区取0.75;

K_1 ——系数, $K_1 = (8000 - 40L + 0.21L^2) \times 10^{-5}$;

K_2 ——系数, $K_2 = 2.369 - 2.787C_b + 1.345C_b^2$;

其中: C_b ——方形系数, 小于0.6取0.6, 大于0.85取0.85。

若强力甲板上设有在船中部连续的凸形甲板结构时, 则凸形甲板处的剖面模数尚应不小于按上式计算所得之值。

6.2.2.2 船长大于等于 50m 时, 船中部剖面对其水平中和轴的惯性矩 I_0 应不小于按下式计算所得之值:

$$I_0 = K_1 K_2 W_0 L \times 10^{-2} \quad \text{cm}^2 \cdot \text{m}^2$$

式中: W_0 ——船中剖面模数, $\text{cm}^2 \cdot \text{m}$, 按本节6.2.2.1计算;

L ——船长, m;

K_1 、 K_2 ——系数, 同本篇2.2.2.2。

6.2.2.3 如设有凸形甲板且凸形甲板在船中 0.4L 区域内保持连续, 应将凸形甲板纵向连续构件的剖面积计入中剖面模数及剖面对其水平中和轴惯性矩的计算。

6.2.2.4 当纵舱壁为槽形舱壁且槽形呈垂直布置时, 纵舱壁的剖面积不得计入中剖面模数。

6.2.3 总纵弯曲强度和屈曲强度校核

6.2.3.1 船长大于等于 50m 的船舶, 应按本篇 2.2.4 和 2.2.5 的规定校核总纵弯曲强度和屈曲强度, 当船长小于 80m 时, 若船中部的强力甲板骨架和船底骨架采用纵骨架式, 可免于校核总纵弯曲强度和屈曲强度。

6.2.3.2 当凸形甲板在船中部连续时, 凸形甲板处的静水弯曲应力值应不大于 $137/K \text{ N/mm}^2$, 合成弯曲应力值应不大于 $157/K \text{ N/mm}^2$, 其中 K 为材料换算系数, 对于高强度按本篇表 1.3.2.3 选取。

6.2.3.3 屈曲强度计算时, 对于不锈钢板及不锈钢复合钢板的不锈钢复合层的折减厚度取为 0.5mm。

第3节 外板及内底板

6.3.1 船底板

6.3.1.1 货油舱区域船底板厚度 t 应不小于按下式计算所得之值的大者：

$$t = a(\alpha L + \beta s + \gamma) \quad \text{mm} \quad (1)$$

$$t = ks\sqrt{d+r} \quad \text{mm} \quad (2)$$

式中： d ——吃水，m；
 L 、 s 、 a ——同本篇2.3.2.1；
 k ——系数，单壳油船取5.5，双壳油船取4.8；
 r ——半波高，m，按本篇1.2.1确定；
 α 、 β 、 γ ——系数，由表6.3.1.1选取。

系数 α 、 β 、 γ			表 6.3.1.1
结构型式	α	β	γ
横骨架式	0.065	5.5	0.3
纵骨架式	0.057	4.5	0.4

6.3.2 舷侧外板

6.3.2.1 双壳油船的舷侧外板厚度应不小于按本节 6.3.1.1 式计算所得之值的 0.9 倍。

6.3.2.2 单壳油船的舷侧外板的厚度应不小于按本节 6.3.1.1 式计算所得之值。

6.3.3 内底板

6.3.3.1 双壳油船货油舱区域的内底板厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 5.5s\sqrt{\rho h} \quad \text{mm}$$

式中： s ——内底骨材间距，m；
 h ——计算水柱高度，m，取内底板至舱顶上方0.5m或量至溢流管顶端的垂直距离，取其大者，但应不小于2.0m；
 ρ ——货物的相对密度（比重），且不小于1。

6.3.3.2 双壳油船货油舱区域的内底板厚度 t 尚应不小于按本节 6.3.1.1 计算所得之值的 0.8 倍。

第4节 甲板

6.4.1 强力甲板

6.4.1.1 平甲板油船货油舱区域强力甲板的厚度 t 应满足本篇 2.4.1.1 和 2.4.1.2 的要求。

6.4.1.2 强力甲板边板的厚度应不小于 6.4.1.1 计算值的 1.1 倍。

6.4.1.3 当强力甲板上设有凸形甲板结构时，凸形甲板侧壁外侧的甲板边板宽度应不小于 760mm，其厚度应满足本篇 2.4.1.1 和 2.4.1.2 的要求。

第5节 船底骨架

6.5.1 单底骨架

6.5.1.1 横骨架式船底一般应每个肋位设实肋板,如有特殊需要实肋板间距可适当加大但应不大于1.8m。纵骨架式船底的实肋板间距应不大于2.5m。

6.5.1.2 货油舱区实肋板的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = ks(fd + r)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: k ——系数, $k = 0.4B/D + 4.8$, 但应不小于6;
 s ——实肋板间距, m;
 f ——系数, $f = 0.75 + 0.7/d$;
 d ——吃水, m;
 r ——半波高, m, 按本篇1.2.1确定;
 l ——实肋板跨距, m, 按本篇1.2.3确定, 但不小于下式计算之值:

$$l = 1.2 + 0.072B$$

其中: B ——船宽, m;
 D ——型深, m。

当舱内未设有符合本章6.9.1.1规定的连续双向纵桁架时,船底实肋板应符合本篇2.5.2.2的规定。

6.5.1.3 横骨架式单底结构未设实肋板的肋位应设底肋骨。底肋骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 5.5s(fd + r)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: s ——肋骨间距, m;
 f 、 d ——同本节6.5.1.2式;
 r ——半波高, m, 按本篇1.2.1确定;
 l ——底肋骨跨距, m, 取龙骨之间或龙骨与舷侧(或纵舱壁)之间距离的大者。

6.5.1.4 底肋骨的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值:

$$I = 3Wl \quad \text{cm}^4$$

式中: W ——按本节6.5.1.3计算所得之剖面模数;
 l ——同本节6.5.1.3式。

6.5.1.5 船底纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = ks(fd + r)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: k ——系数, 取 $k = 0.028L + 3.3$, 但应不小于4.14;
 s ——纵骨间距, m;
 f 、 d ——同本节6.5.1.2式;
 r ——半波高, m, 按本篇1.2.1确定;
 l ——纵骨跨距, m, 取实肋板之间的距离。

6.5.1.6 船底纵骨的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值:

$$I = 1.1(C_w W^{2/3} + f)l^2 \quad \text{cm}^4$$

式中: W ——按本节6.5.1.5计算所得的剖面模数, cm^3 ;
 f ——纵骨带板剖面积, cm^2 ;
 l ——同本节6.5.1.5式;
 C_w ——系数, 角钢取0.73, 球扁钢取0.66。

6.5.2 双底骨架

6.5.2.1 双层底结构不论何种骨架型式, 其实肋板间距应不大于2.5m。双层底实肋板高度不低于760mm, 其厚度应符合本篇2.6.2.2或2.6.2.4的规定。当实肋板在中纵剖面处的腹板高度与厚度之比大于 $100\sqrt{K}$ (K 材料换算系数, 按本篇1.3.2.3确定)时, 应在实肋板腹板上设置垂直加强筋。加强筋的间距和剖面惯性矩应满足本篇2.6.2.3规定。

6.5.2.2 实肋板和旁桁材的腹板上应尽可能减少开孔, 对所需开设的人孔应符合本篇1.2.8.3的规定。

6.5.2.3 横骨架式双层底未设实肋板的肋位上应设置组合肋板。组合肋板的外底骨材的剖面模数和惯性矩应符合本节6.5.1.2、6.5.1.3对底肋骨的规定, 组合肋板的内底骨材的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 3.8s\rho hl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: s ——肋骨间距, m;
 h ——计算水柱高度, m, 取内底板至甲板以上1.0m或凸形甲板上0.5m或溢流管顶端的距离, 取其大者, 但应不小于2.0m;
 ρ ——货物的相对密度(比重), 且不小于1;
 l ——肋骨跨距, m, 取桁材与桁材或桁材与舷侧间距离的大者。
内底骨材的剖面模数尚应不小于外底骨材剖面模数的0.85倍。

6.5.2.4 纵骨架式双层底外底纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = ks(d+r)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: d ——吃水, m;
 k 、 s 、 l ——同本节6.5.1.5式;
 r ——半波高, m, 按本篇1.2.1确定。

6.5.2.5 纵骨架式双层底内底纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = kshl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: h ——同本节6.5.2.3式;
 k 、 s 、 l ——同本节6.5.1.5式。
内底纵骨的剖面模数尚应不小于外底纵骨剖面模数的0.85倍。

6.5.2.6 外底纵骨的剖面惯性矩应符合本节6.5.1.6的规定。

第6节 舷侧及舷舱骨架

6.6.1 普通肋骨和主肋骨

6.6.1.1 单壳油船的舷侧结构可采用交替肋骨制或主肋骨制。双壳油船的横骨架式舷侧结构一般应采用交替肋骨制。

6.6.1.2 单壳油船的普通肋骨和主肋骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = ks(fd + r)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: k ——系数, 普通肋骨取4.0; 主肋骨取5.5;
 s ——肋骨间距, m;
 f ——系数, 普通肋骨取 $f = 0.75 + 0.933/d$, 主肋骨取 $f = 0.75 + 1.325/d$;
 d ——吃水, m;
 r ——半波高, m, 按本篇1.2.1确定;
 l ——肋骨跨距, m, 按本篇2.7.2.1规定。

当设有舷侧纵桁时, 主肋骨的剖面模数仍应不小于按上式计算所得之值。对于交替肋骨制的普通肋骨, 当设有1道舷侧纵桁时其剖面模数取不小于上式计算所得之值的0.5倍, 当设有2道舷侧纵桁时其剖面模数取不小于上式计算所得之值的0.3倍, 当设有3道及以上舷侧纵桁时其剖面模数取不小于上式计算所得之值的0.25倍。舷侧纵桁应尽可能均匀分布。

6.6.1.3 双壳油船外舷肋骨的剖面模数 W 应不小于按本篇2.7.2.1计算所得之值。

6.6.1.4 双壳油船内舷肋骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 5sh\rho l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: s ——内舷肋骨间距, m;
 h ——计算水柱高度, m, 由内舷肋骨跨长中点至舱顶上方0.5m或量至溢流管顶端的垂直距离, 取其大者, 但应不小于2.0m;
 ρ ——货物的相对密度(比重), 且不小于1;
 l ——内舷肋骨跨距, m, 按本篇1.2.3确定。

当内舷纵舱壁设有1道水平桁时其剖面模数取不小于上式计算所得之值的0.5倍, 当设有2道水平桁时其剖面模数取不小于上式计算所得之值的0.3倍, 当设有3道及以上水平桁时其剖面模数取不小于上式计算所得之值的0.25倍。水平桁应尽可能均匀分布。

6.6.2 舷侧纵骨和内、外舷纵骨

6.6.2.1 单壳油船舷侧纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 6.65s(fd + r)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: s ——纵骨间距, m;
 f ——系数, 单壳油船取 $f = 0.625 + 0.7/d$;
 d ——吃水, m;
 r ——半波高, m, 按本篇1.2.1确定;
 l ——纵骨跨距, m, 取强肋骨之间的距离。

6.6.2.2 双壳油船外舷纵骨的剖面模数 W 应不小于按本篇2.7.2.2计算所得之值。

6.6.2.3 双壳油船内舷纵骨(水平扶强材)的剖面模数 W 应不小于按本章6.10.2.3计算所得之值。

6.6.2.4 舷侧纵骨与内舷纵骨的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值:

$$I = 1.1(C_w W^{2/3} + f)l^2 \quad \text{cm}^4$$

式中: W ——按本节6.6.2.1、6.6.2.2或6.6.2.3计算所得的剖面模数, cm^3 ;
 f ——纵骨带板剖面积, cm^2 ;

l ——纵骨跨距, m, 取强肋骨间距;
 C_w ——系数, 角钢取0.73, 球扁钢取0.66。

6.6.3 强肋骨

6.6.3.1 无论单壳或双壳油船, 其强肋骨间距均应不大于 2.5m。

6.6.3.2 单壳油船强肋骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 3.9s(0.43d + 0.58r + 0.8)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: s ——强肋骨间距, m;
 d ——吃水, m;
 r ——半波高, m, 按本篇1.2.1确定;
 l ——强肋骨跨距, m, 按本篇1.2.3确定。

6.6.3.3 双壳油船的外舷强肋骨的剖面模数 W 应符合本篇 2.7.3 的规定。当双壳油船在强肋骨跨距中部设置水平撑材时, 强肋骨的剖面模数可取不小于计算所得之值的 0.6 倍。

6.6.3.4 双壳油船的内舷强肋骨(垂直桁)的剖面模数 W 应不小于按本章 6.10.2.4 式计算所得之值。当在内舷强肋骨(垂直桁)跨距中部设置水平撑材时, 内舷强肋骨(垂直桁)的剖面模数可取不小于计算所得之值的 0.6 倍。

6.6.4 舷侧纵桁

6.6.4.1 横骨架式交替肋骨制的外舷侧和内舷侧, 应至少在肋骨跨距中部设置一道舷侧纵桁。舷侧纵桁的尺寸不小于强肋骨(或内舷壁垂直桁)。

6.6.5 舷舱撑材

6.6.5.1 双壳油船若在舷舱内、外舷强肋骨跨距中部设置水平撑材时, 水平撑材的剖面积 a 应不小于按下式计算所得之值:

$$a = \frac{61.3shl}{[\sigma]} \quad \text{cm}^2$$

式中: s ——外舷强肋骨的间距, m;
 l ——外舷强肋骨的跨距, m, 按本篇1.2.3确定;
 h ——计算水柱高度, m, 取水平撑材至舱顶上方1.0m的垂直距离, 但不小于2.0m;
 $[\sigma]$ ——许用应力, 按本篇2.11.3.3的规定计算, 其中 l_0 、 r 分别为水平撑材的长度和剖面最小惯性半径。

若设置斜撑材与水平撑材组成横向桁架时, 则斜撑材的剖面积应不小于上式计算所得之值的 0.5 倍。

6.6.6 舷舱船底骨架

6.6.6.1 舷舱船底的骨架型式一般应与货舱区船底相同。

6.6.6.2 舷舱底肋骨应与货舱区船底骨材在同一平面内, 其尺寸不小于货舱区船底骨材。舷舱底纵骨尺寸应不小于货舱区船底纵骨。

6.6.6.3 舷舱在与货舱实肋板同一平面的位置处应设置实肋板。当舷舱为单底时, 实肋板高度可取不小于货舱实肋板高度的 1/2。实肋板的腹板厚度应不小于货舱实肋板的厚度。单底实肋板应设置厚度不小于腹板厚度且符合本篇 1.2.2.3 规定的面板或折边。

当载货量大于等于 3500t 且舷舱为单底结构时，与货舱实肋板在同一平面内的舷舱实肋板的腹板高度应是货舱实肋板的直接延续，且应在实肋板腹板上缘处的内底平面内设置如图 6.6.6.3 阴影部分所示的水平过渡肘板（肘板应关于实肋板对称，靠近舷侧一端应逐渐过渡为实肋板的面板）或类似等效过渡结构。

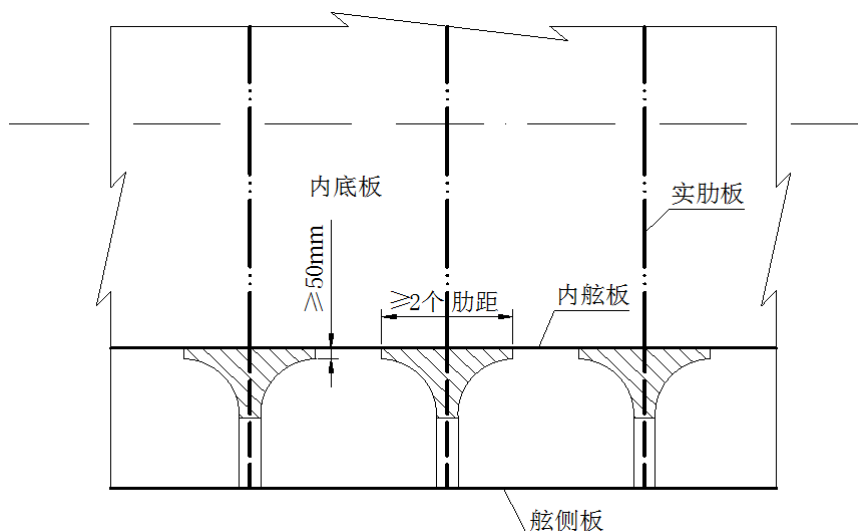


图 6.6.6.3

第7节 甲板骨架

6.7.1 一般要求

6.7.1.1 货油舱区域的甲板骨材可设置在货舱外面。

6.7.1.2 当货油舱区域的甲板骨材设置在货舱外面时，应满足下述要求：

- (1) 甲板纵骨在货舱横舱壁处应设置防倾肘板；
- (2) 甲板纵桁在货舱横舱壁处应设置防倾肘板；
- (3) 货油舱区的强横梁应与边舱内的强横梁在同一平面内，且应延伸至内舷纵壁以外；货舱区强横梁在纵舱壁处应设置与纵舱壁在同一平面内的防倾肘板；货舱区强横梁的端部应削斜过渡；
- (4) 货油舱区域的纵向骨材在货舱端部应与首尾部的内置纵向骨材有良好的过渡和连续性。

6.7.2 甲板横梁

6.7.2.1 甲板横梁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 6.5sl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中：
 s ——横梁间距，m
 l ——横梁跨距，m，取甲板纵桁间距。

6.7.3 甲板纵骨

6.7.3.1 甲板纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = k_1 k_2 sl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中：
 k_1 ——系数，取 $k_1 = 0.073L + 5.12$ ，但应不大于13.9；
 k_2 ——系数，A级航区取1，B级航区取0.85，C级航区取0.7；

s ——纵骨间距, m;
 l ——纵骨跨距, m, 取强横梁间距。

6.7.3.2 甲板纵骨的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值:

$$I = 1.1(C_w W^{2/3} + f)l^2 \quad \text{cm}^4$$

式中: W ——按本节6.7.3.1计算所得的剖面模数, cm^3 ;
 f ——纵骨带板剖面积, cm^2 ;
 l ——同本节6.7.3.1式;
 C_w ——系数, 角钢取0.73, 球扁钢取0.66。

6.7.4 强横梁和甲板纵桁

6.7.4.1 纵骨架式强横梁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = ksl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: k ——系数, 取 $k = 1.05B / D + 4.2$;
 s ——强横梁间距, m;
 B ——型宽, m;
 D ——型深, m;
 l ——强横梁跨距, m, 按本篇1.2.3确定。

6.7.4.2 纵骨架式甲板纵桁的尺寸不小于强横梁。

6.7.4.3 横骨架式甲板纵桁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = kbl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: k ——系数, 取 $k = 0.03L + 6.5$, 但应不大于10.1;
 b ——甲板纵桁支承面积的平均宽度, m;
 l ——纵桁跨距, m, 按本篇1.2.3确定。

6.7.4.4 甲板纵桁的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值:

$$I = 2.5Wl \quad \text{cm}^4$$

式中: W ——按本节6.7.4.3计算所得的剖面模数;
 l ——同本节6.7.4.3式。

6.7.4.5 横骨架式强横梁的剖面尺寸不小于甲板纵桁。

6.7.4.6 布置在货油舱内的强横梁和甲板纵桁均应在其腹板上开设半径一般为 30~50mm 的半圆孔, 其直边应沿甲板的下表面以使气体流通, 半圆孔的间距应不大于 1m。

6.7.5 舷舱内甲板骨架

6.7.5.1 双壳油船舷舱内强横梁的腹板高度应不小于外舷强肋骨腹板高度的 0.7 倍, 腹板厚度和面板尺寸应不小于外舷强肋骨。舷舱内甲板纵桁的尺寸不小于舷舱内强横梁。

6.7.5.2 双壳油船舷舱内甲板横梁、纵骨的尺寸应不小于货油舱区域甲板横梁、纵骨的尺寸。

第 8 节 凸形甲板结构

6.8.1 一般要求

6.8.1.1 凸形甲板结构是位于强力甲板以上,由顶部甲板、侧壁板和端壁板构成的凸形结构。

6.8.1.2 凸形甲板高出强力甲板(干舷甲板)的高度应不大于 700mm。

6.8.1.3 凸形甲板结构一般应在整个货油舱范围内分布。

6.8.2 凸形甲板结构

6.8.2.1 凸形甲板的厚度应符合本节 6.4.1.1 和 6.4.1.2 的规定。凸形甲板的结构应符合本章第 7 节的规定。

6.8.2.2 凸形甲板结构的端壁板应尽可能与横舱壁在同一平面内;双舷结构凸形甲板结构的侧壁板应尽可能与内舷板在同一平面。凸形甲板结构的侧壁板和端壁板的厚度应不小于凸形甲板的厚度,其下端应伸入强力甲板以下至少 200mm。当凸形甲板侧壁板和端壁板的下缘为自由边时,应在其下缘设置面板。面板的厚度不小于侧壁板厚度,面板的宽度不小于其厚度的 10 倍,但也不大于厚度的 20 倍。

6.8.2.3 凸形甲板结构的侧壁板和端壁上应设置垂直桁和扶强材。

(1) 垂直桁应与甲板强横梁和甲板纵桁在同一平面内;

(2) 当凸形甲板为横骨架式时,侧壁板应设置垂直扶强材,并应与甲板横梁在同一平面内,端壁上可设垂直扶强材或水平扶强材;当凸形甲板为纵骨架式时,端壁板应设置垂直扶强材,并应与甲板纵骨在同一平面内,侧壁上可设垂直扶强材或水平扶强材;

(3) 垂直桁、垂直扶强材、水平扶强材可设置在侧壁板和端壁板的内侧或外侧;

(4) 垂直桁的剖面模数应不小于凸形甲板强横梁和甲板纵桁剖面模数的 0.7 倍,其下端腹板应与甲板直接焊接;

(5) 扶强材的剖面模数应不小于凸形甲板横梁或纵骨的剖面模数;

(6) 若凸形甲板的甲板骨架为外装结构时,强横梁、纵桁、横梁及纵骨与侧壁板和端壁板上的垂直桁和扶强材等构件的连接型式应特殊考虑。

第 9 节 纵桁架

6.9.1 一般要求

6.9.1.1 油船应在两舷侧(或内舷壁)之间或中纵舱壁与舷侧(或内舷壁)之间设置间距不大于 4.0m 的双向纵桁架。桁架应在整个货油舱区域内连续且应符合本篇 2.11.5 的规定。

6.9.1.2 若纵桁架之间或纵桁架与舷侧或纵舱壁之间的距离不能满足 6.9.1.1 的要求时,尚应按本章附录 I 的规定由直接计算校核总纵强度。但在任何情况下,纵桁架之间或纵桁架与舷侧或纵舱壁之间的距离不得大于 8.0m。

6.9.1.3 若在纵桁架之间设置甲板纵桁和底龙骨(纵桁)时,甲板纵桁取不小于与强横梁,底龙骨(纵桁)取不小于实肋板。

6.9.1.4 货油舱区域内的支柱及斜杆禁止采用空心杆。

第 10 节 舱壁

6.10.1 一般要求

6.10.1.1 油船应在货油舱区域内设置一道中纵舱壁。如果双壳油船两内舷壁的间距小于 0.65 倍船宽时，可免设中纵舱壁。

6.10.1.2 船长小于等于 50m 时，单个货油舱的长度应不大于 10m。船长大于 50m 时，单个货油舱的长度应不大于按下式计算所得之值：

$$l = 0.2L \quad \text{m}$$

式中： L ——船长，m。

6.10.1.3 双壳油船的舷舱内应设置水密横舱壁。水密横舱壁应与货油舱横舱壁在同一平面内，其结构尺寸应符合对该平面内货油舱横舱壁的要求。

6.10.2 平面横舱壁

6.10.2.1 货油舱端部舱壁及货油舱之间舱壁板的厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = ks\sqrt{\rho h} + a \quad \text{mm}$$

式中： k ——系数，货油舱端部舱壁取 4.6；货油舱之间的舱壁取 3.2；
 s ——舱壁扶强材间距，m；
 h ——计算水柱高度，m，由舱壁板列下缘量至舱顶上方 0.5m 或量至溢流管顶端的垂直距离，取其大者，但应不小于 2.0m；
 ρ ——货物的相对密度（比重），且不小于 1；
 a ——附加值，mm，货油舱端部舱壁取 0.5；货油舱之间的舱壁取 1.0。

6.10.2.2 舱壁垂直扶强材的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = ks\rho h l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： k ——系数，按表 6.10.2.2 选取；
 s ——扶强材间距，m；
 h ——计算水柱高度，m，由扶强材跨长中点至舱顶上方 0.5m 或量至溢流管顶端的垂直距离，取其大者，但应不小于 2.0m；
 ρ ——货物的相对密度（比重），且不小于 1；
 l ——扶强材跨距，m，取扶强材两端间的距离。

当舱壁设有 1 道水平桁时，垂直扶强材的剖面模数取不小于上式计算所得之值的 0.5 倍；当设有 2 道水平桁时，垂直扶强材的剖面模数取不小于上式计算所得之值的 0.3 倍；当设有 3 道及以上水平桁时，垂直扶强材的剖面模数取不小于上式计算所得之值的 0.25 倍。舱壁水平桁应尽可能均匀分布。

系数 k

表 6.10.2.2

固定情况 舱壁种类	货油舱端部舱壁	货油舱间舱壁
两端有肘板	5.0	4.0
一端有肘板	6.0	4.8
两端无肘板	6.6	5.35

6.10.2.3 舱壁水平扶强材的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 3.8s\rho hl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: s ——扶强材间距, m;
 h ——计算水柱高度, m, 自扶强材量至舱顶上方0.5m或量至溢流管顶端的垂直距离, 取其大者, 但应不小于2.0m;
 ρ ——货物的相对密度(比重), 且不小于1;
 l ——扶强材跨距, m, 取垂直桁之间或垂直桁至舷侧之间距离的大者。

6.10.2.4 舱壁垂直桁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 5.2b\rho hl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: b ——垂直桁的支撑宽度, m, 即垂直桁间距中点之间或垂直桁间距中点至垂直桁与舷侧(或纵舱壁)间距中点之间的距离;
 h ——计算水柱高度, m, 按本节6.10.2.2的规定;
 ρ ——货物的相对密度(比重), 且不小于1;
 l ——垂直桁跨距, m, 按本篇1.2.3确定。

6.10.2.5 水平桁的剖面尺寸不小于垂直桁。

6.10.3 平面纵舱壁

6.10.3.1 货舱纵舱壁底列板的厚度应符合本节 6.10.2.1 对货油舱之间横舱壁的规定, 顶列板的厚度应不小于舷侧顶列板的厚度。底列板与顶列板之间的板厚可适当减薄, 但不小于底列板厚度的 0.8 倍。

6.10.3.2 双壳油船内舷壁底列板的厚度应符合本节 6.10.2.1 对货舱端部横舱壁的规定, 顶列板的厚度应不小于舷侧顶列板的厚度。底列板与顶列板之间的板厚可适当减薄, 但不小于底列板厚度的 0.8 倍。内舷壁一般应直接延伸至船底板。当内舷壁延伸至内底板时, 则应在内舷板的平面内设置底纵桁。

6.10.3.3 纵舱壁的垂直扶强材和水平扶强材的剖面模数应分别符合本节 6.10.2.2 及 6.10.2.3 对货油舱端部舱壁的规定; 垂直桁和水平桁应分别符合本节 6.10.2.4 和 6.10.2.5 的规定。

6.10.3.4 纵舱壁及双壳油船内舷板终断处应设置纵向过渡性构件, 并满足本篇 1.2.4.3 的要求。

6.10.4 槽形舱壁

6.10.4.1 货油舱内若采用槽形舱壁时, 槽形舱壁及其布置应符合本篇 2.12.5 的规定。

第 11 节 货油舱舱口

6.11.1 货油舱舱口

6.11.1.1 货油舱舱口应设在开敞的空间, 舱口的开口应为圆形或椭圆形, 椭圆形舱口的长轴应沿船长方向布置。

6.11.1.2 舱口尺寸应考虑油舱维修保养时材料和脚手架的搬运。

6.11.1.3 货油舱舱口围板的高度应不小于 0.6m, 舱口围板的厚度应比货油舱区甲板的厚度增加 1mm; 液货两用船舱口围板的高度应不小于 0.3m, 厚度应不小于货油舱区甲板的厚度。

6.11.1.4 货油舱舱口盖的厚度应不小于舱口围板厚度的 1.5 倍, 当舱口盖的直径大于 600mm 时应设板格式加强筋。舱口盖与舱口围板间应至少设置四个紧固螺栓。

6.11.2 测量孔与观察孔

6.11.2.1 舱口盖上应有直径不小于150mm的测量孔与观察孔,孔上应有保证油密的有效盖闭装置。

6.11.3 梯道

6.11.3.1 货油舱舱口均应设置固定的扶梯,扶梯应是钢质材料制成。

第12节 载运石油沥青的附加要求

6.12.1 适用范围

6.12.1.1 本节适用载运石油沥青的油船。

6.12.2 船体结构

6.12.2.1 采用整体液货舱时,应符合本章第1至11节的有关规定。当载运货物的温度大于80℃时,尚应按照本章附录II的规定对液货舱区域的船体结构进行热应力分析。

6.12.2.2 采用独立液货舱时,应符合本篇第2章的有关规定。应考虑液货舱的隔热特性,必要时应按照本章附录II的规定,计及温度应力对船体结构的影响。

6.12.3 结构布置

6.12.3.1 若石油沥青的温度小于180℃时,可采用整体液货舱型式并满足下述规定:

- (1) 当货物温度大于80℃时,液货舱周界不应直接与舷外水接触;
- (2) 对于整体液货舱的绝热层处所(隔热空间),应采取措施以防止由于温度变化引起的过压或欠压。

6.12.3.2 当石油沥青的温度大于180℃时,应采用独立液货舱型式并满足下述规定:

(1) 独立液货舱及其支持结构应满足本篇第14章第7节的规定,同时应根据6.12.4的规定,考虑高温引起材料的机械性能下降。

(2) 独立液货舱应采用绝热材料进行隔热。绝热材料敷设后,在环境温度下(一个大气压下,空气温度为0℃,舷外水温度为0℃)货舱处所内的温度应不超过180℃;

(3) 采用外部绝缘的独立液货舱,其支承和锁固应允许液舱向所有方向的自由膨胀,并提供消除可能传递到船体结构引起热应力的热桥的措施;

(4) 独立液货舱在敷设绝热材料后与船体之间的距离一般不小于600mm。当独立液货舱置于双层底上,且内底板经严格防锈处理、涂以环氧树脂或其他等效防腐蚀涂料,并能在双层底内检查内底板的情况时,可不必满足上述最小距离的要求;

(5) 绝热材料应用衬档固定于独立液货舱外,并用镀锌钢板或其他等效材料包敷。绝热材料敷设前,独立液货舱外表面应涂以耐高温防锈涂料。

(6) 独立液货舱应以适当的支承装置支持,使其与船体结构不直接相连。支承装置一般采用具有良好绝热性能的材料。如这些材料在高温条件下会改变其机械性能和物理性能,则应采取有效的措施,保证其机械性能和物理性能不至有明显下降。

6.12.3.3 压载舱的防腐要求应满足本篇第3章第8节的要求。此外,如压载舱与液货舱相邻,还应在与液货舱相邻的压载舱内侧舱壁上涂以环氧树脂或其他等效防腐蚀涂料。

6.12.3.4 对整体液货舱沥青船,如货泵舱与液货舱相邻,则应采取隔热措施或设空舱。

6.12.4 结构材料

6.12.4.1 独立液货舱的材料可采用低碳钢或高强度钢。考虑到高温引起材料的机械性能下降，设计时可参照表 6.12.4.1 所列材料性能参数。

如独立液货舱所用材料为其他材料时，应用拉伸试验测定其高温屈服应力 R_{eH}^T 。

许用剪应力 $[\tau]$ ：

$$[\tau] = R_{eH}^T / 1.9 \qquad \text{N/mm}^2$$

许用应力 $[\sigma]$ （取下列较小者）：

$$[\sigma] = R_{eH}^T / 1.5 \qquad \text{N/mm}^2$$

$$[\sigma] = R_m / 2.7 \qquad \text{N/mm}^2$$

$$[\sigma] = R_{eH} / 1.8 \qquad \text{N/mm}^2$$

式中： R_{eH}^T ——高温屈服应力，N/mm²，见表6.12.4.1；
 R_m ——抗拉强度，N/mm²，见表6.12.4.1；
 R_{eH} ——屈服应力，N/mm²。

高温屈服应力 R_{eH}^T (N/mm²) 表 6.12.4.1

钢种	抗拉强度 R_m N/mm ²	温度					
		100℃	150℃	200℃	250℃	300℃	350℃
碳钢和碳锰钢	320	168	158	147	125	100	91
	360	187	176	165	145	122	111
	410	210	199	188	170	149	137
	460	234	223	212	195	177	162
	490	249	237	226	210	193	177

注：当温度为中间值时，用线性插值法确定。

附录 I 油船结构直接计算

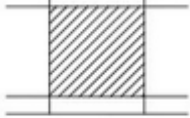
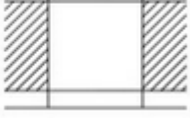
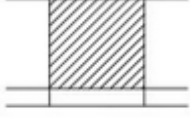
I.1 一般要求

- I.1.1 本附录适用于本篇要求的油船总纵强度和局部强度直接计算。
- I.1.2 对于本附录无规定者，应符合本篇第 1 章第 9 节的有关要求。

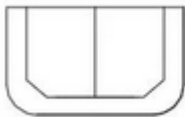
I.2 计算模型

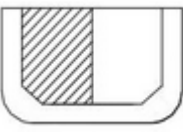
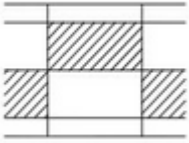
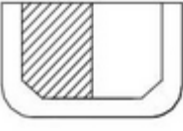
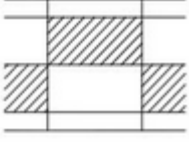
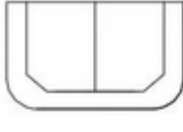
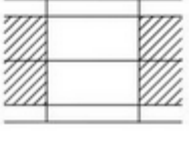
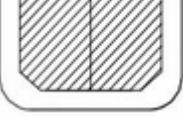
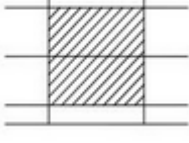
I.2.1 对油船进行总纵强度直接计算时，应根据舱内是否设置中纵舱壁按本附录表 I.2.1 (1) 或 I.2.1 (2) 的计算工况进行校核。

无中纵舱壁时总纵强度计算工况表 I.2.1 (1)

工 况	舷外水压	目标弯矩	装载模式	
LC1	满载吃水+半波高，但不大于型深	航行工况下最大中拱合成弯矩		
LC2	半载吃水-半波高，当计算值小于 0 时，取 0	航行工况下最大中垂合成弯矩		
LC3	满载吃水	码头工况下最大中拱弯矩		
LC4	半载吃水	码头工况下最大中垂弯矩		

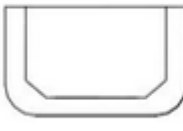
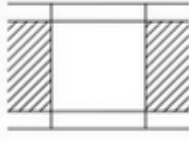
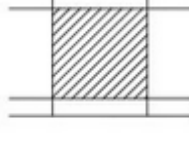
设中纵舱壁时总纵强度计算工况表 I.2.1 (2)

工 况	舷外水压	目标弯矩	装载模式	
LC1	满载吃水+半波高，但不大于型深	航行工况下最大中拱合成弯矩		
LC2	半载吃水-半波高，当计算值小于 0 时，取 0	航行工况下最大中垂合成弯矩		

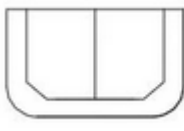
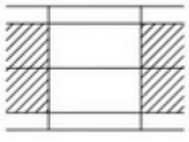
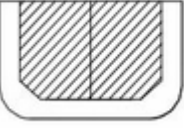
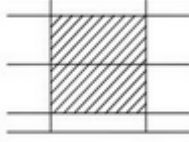
工况	舷外水压	目标弯矩	装载模式	
LC3	满载吃水+半波高, 但不大于型深	航行工况下最大中拱弯矩		
LC4	半载吃水-半波高, 当计算值小于 0 时, 取 0	航行工况下最大中垂弯矩		
LC5	满载吃水	码头工况下最大中拱弯矩		
LC6	半载吃水	码头工况下最大中垂弯矩		

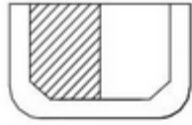
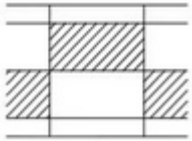
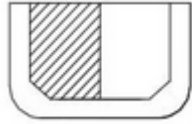
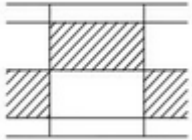
I.2.2 对油船进行局部强度直接计算时, 应根据舱内是否设置中纵舱壁按本附录表 I.2.2 (1) 或 I.2.2 (2) 规定的计算工况进行校核。

无中纵舱壁时局部强度计算工况 表 I.2.2 (1)

工况	舷外水压	装载模式	
LC1	满载吃水+半波高, 但不大于型深		
LC2	半载吃水-半波高, 当计算值小于 0 时, 取 0		

设中纵舱壁时局部强度计算工况 表 I.2.2 (2)

工况	舷外水压	装载模式	
LC1	满载吃水+半波高, 但不大于型深		
LC2	半载吃水-半波高, 当计算值小于 0 时, 取 0		

工况	舷外水压	装载模式
LC3	满载吃水+半波高，但不大于型深	 
LC4	半载吃水-半波高，当计算值小于 0 时，取 0	 

I.3 强度衡准

I.3.1 油船结构总纵强度的衡准应符合本篇 1.9.5 的规定。屈曲强度的衡准应符合本篇 1.9.6 的规定。

I.3.2 油船结构局部强度的衡准应符合本篇 1.9.7.7 的规定。

附录 II 液货舱结构温度场及热应力分析

II.1 一般要求

II.1.1 本节规定适用于液货舱结构温度场及其热应力分析。

II.1.2 未经本社批准,不得采用以下两种装载模式:

- (1) 在相邻液货舱或液货舱区域同时装载不同温度和自然状态的液货;
- (2) 在液货舱及相邻的压载水舱内同时装载较高(低)温度的液货和压载水。

II.1.3 对于液货舱温度应力计算应包含两个分析流程:

- (1) 对于给定的液货热/冷源温度和外界环境温度,通过传热分析求出液货舱及其相关结构的空间温度场分布;
- (2) 将求出的温度场分布作为输入条件,进行热力学分析,求出温度场中任一结构由于温差引起的热膨胀温度应力。

II.1.4 本节规定中的传热计算基于三维空间定常稳态传热假定,且材料参数和边界条件为不随温度变化的线性热传导分析方法,并在计算中仅考虑结构和绝缘的传导作用效应。

II.1.5 本节规定中的热力学计算基于“场序热—结构耦合”假定,即计及温度场变化对结构机械场产生的影响,但不考虑后者变化对前者的影响。另外,计算中不考虑结构的高温蠕变效应。

II.1.6 在计算中,假定船体各个构件之间以传导方式进行热传递,空气仅以自然对流方式与所接触的船体构件进行对流换热。

II.1.7 传热计算和热应力分析应使用公认的有限元热分析程序和有限元结构分析程序进行求解。

II.1.8 如使用不同于本规范的其他假定或计算方法,应经本社认可。

II.2 图纸资料

II.2.1 提交的计算资料除应符合本篇第 1 章第 9 节的规定外,尚应提交下述图纸资料:

- (1) 绝缘层布置图及连接详图;
- (2) 绝缘层热力学参数(导热系数等);
- (3) 热平衡计算分析报告,应包含以下内容:
 - a. 载运液货的设计最高温度;
 - b. 内舷侧、内底和甲板的钢板外表面温度设计目标值(如有时);
 - c. 拟驶航线上的最低/最高环境温度(大气和水温)等;
 - d. 所考虑的空间温度场分布。

(4) 热应力计算报告:基于(3)得出的温度场分布,且按本节要求进行的热应力计算,包括热应力与船舶相应海况及装载工况组合下的合成应力校核。

II.3 模型范围

II.3.1 对于整体液货舱型的船舶,模型选取参照本章附录 I 的规定。

II.3.2 对于独立液货舱型的船舶,对于热传导分析,取完整的“液货舱+船体”的舱段模型;对于热力学分析,模型选取参照本篇第 14 章附录 I 的规定。

II.3.3 对于热传导分析,模型之中应包含模型范围内所有参与作用的热绝缘材料和结构,但可忽略不锈钢内胆

II.3.4 对于热应力分析,模型仅为结构模型。

II.4 结构离散化

II.4.1 单元类型和网格划分等建模原则要求按本篇第 1 章第 9 节和第 14 章附录 I 的规定。

II.4.2 绝缘单元:对于岩棉保温隔热层的绝缘单元类型,一般取实体单元,厚度取绝缘层厚度(不包括不锈钢内胆),其余建模原则,如单元选取与网格划分等与结构类似,但在某些结构(绝缘)复杂的交汇处,可做适当简化。

II.5 传热分析的温度边界条件

II.5.1 除另有规定外,外界大气温度和水温的温度边界条件为:

位于吃水线以下部分——定义的表面温度为水中的最低温度,如拟驶航线可能结冰,则应取 0°C ;

位于吃水线以上部分——定义的表面温度为拟驶航线中的大气环境可能达到的最低温度,如 -20°C 等。

II.5.2 对于计算最大温度应力的传热分析,应按液货温度与营运航线上外界环境温度的最大温差值作为温度载荷输入条件。

II.5.3 对液货舱绝缘层或裸露的结构壳板直接接触液货的一面——定义的表面温度为液货载运时所达稳定最高温度;

II.5.4 对于双层底和双舷侧之间的空间——该空间的环境温度可直接取值为略高于外界温度,并在内舷侧壳板和内底板的外侧表面(背向液货一面)定义上述空气与钢板对流传热设定(假定空气的热传导非常小),也可将该空间划为空气单元的三维有限元模型,且一并计入传热有限元模型。在实施传热计算中,按 II.1.6 的假定,不考虑空气的热传导。若对液货舱周界的最高温度指标有特殊要求时,则按要求制定的表面温度进行定义;

II.5.5 对独立液货舱结构外表面的温度定义,按以上适用的规定。

II.6 热力学分析中的模型边界条件

II.6.1 整体液货舱型模型的边界条件参照本章附录 I 的规定。

II.6.2 独立式液货舱型模型的边界条件参照本篇第 14 章附录 I 的规定。

II.7 温度计算和热应力计算

II.7.1 应使用从传热分析中得到的三维空间温度场分布值作为热力学计算的温度载荷。

II.7.2 对于独立液货舱型的船舶,应计算满载状态下的温度载荷。

II.7.3 对于整体液货舱型的船舶,应计算本章附录 I 表 I.2.1 (1) 或 I.2.1 (2) 装载状态下的温度载荷。

II.7.4 钢材的热传导系数与线膨胀系数,以及空气的对流换热系数的计算取值可参考如下:

碳钢的热传导系数: $60.6\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$ ——用于传热计算(温度分析)

碳钢的线膨胀系数: $11\times 10^{-6}(1/^{\circ}\text{C})$ ——用于热应力计算(结构分析)

空气的对流换热系数: $11.6\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$ ——用于传热计算(温度分析)。若有限元模型的长度单位用 mm,该值取用时应乘以 10^{-6} 。对绝缘材料,热传导系数按实际设计情况取用。

II.7.5 对于整体液货舱型的船舶,上述计算所得的船体结构的温度载荷,施加到本章附录 I 总纵强度直接计算模型中,计算温度载荷所产生的热应力。

II.7.6 对于独立液货舱型的船舶,上述计算所得的船体结构(包括独立液货舱的支持结构)的温度载荷,施加到本篇第 14 章附录 I 的直接计算模型中,计算温度载荷所产生的热应力。

II.8 强度衡准

II.8.1 对整体液货舱型的船舶,应将本附录计算所得的热应力与本章附录 I 对应工况计算所得的船体结构总纵强度应力叠加,强度衡准应符合本章附录 I 的对总纵强度的规定。

II.8.2 对独立液货舱型的船舶,应将本附录计算所得的热应力与本篇第 14 章附录 I 计算所得的船体结构应力叠加,强度衡准应符合本篇 1.9.7.7 的规定。

II.9 内胆或薄膜

II.9.1 对整体液货舱模型,应考虑采用合适的弹性接头和可作微移的铆固装置消除或减弱由于内胆或薄膜热胀冷缩引起的自身内应力作用与变形,且应确保内胆或薄膜的热应力值不超过其许用应力值,且其变形不导致对绝缘层功能的损害。

第 7 章 甲板船船体结构补充规定

第 1 节 一般规定

7.1.1 适用范围

7.1.1.1 本章适用于单底、单甲板结构在甲板上装载货物的甲板船和甲板驳。

7.1.1.2 本章也适用于半舱船。半舱船系指载货甲板低于强力甲板的垂直距离不大于型深的 0.5 倍，且强力甲板在船中部每侧的剩余宽度不小于 0.1 倍船宽的船舶。

7.1.1.3 本章中无明确规定者应符合本篇第 2 章有关规定，如兼作推船或被推船时，尚应满足本篇第 5 章的有关要求。

7.1.2 装载与系固

7.1.2.1 船长大于等于 80m 的甲板船应配备《安全装载手册》。

7.1.2.2 装载集装箱的甲板船应配备《集装箱系固手册》。集装箱系固及系固装置应满足本篇第 3 章第 6 节的要求。

第 2 节 总纵强度

7.2.1 主尺度比

7.2.1.1 船舶的主尺度比应符合表 7.2.1.1 的规定。

主尺度比			表 7.2.1.1	
类别 \ 比值	L/D		B/D	
	A 级	B 级、C 级	A 级	B 级、C 级
自航船	≤25.0	≤30.0	≤4.5	≤5.5
非自航船	≤28.0	≤35.0	≤5.5	≤6.0

7.2.2 中剖面模数和中剖面惯性矩

7.2.2.1 船长大于等于 50m 时，船中部最小剖面模数 W_0 （强力甲板边线或平板龙骨处）应不小于按下式计算所得之值：

$$W_0 = aK_1K_2L^2B \quad \text{cm}^2 \cdot \text{m}$$

式中： L ——船长，m；

B ——船宽，m；

a ——航区系数，A级航区取1，B级航区取0.85，C级航区取0.75；

K_1 ——系数：

甲板上装运载货汽车的滚装船： $K_1 = (6619 - 40.7L + 0.22L^2) \times 10^{-5}$

其他船： $K_1 = (4900 - 22L + 0.15L^2) \times 10^{-5}$

K_2 ——系数, $K_2 = 2.369 - 2.787C_b + 1.345C_b^2$;

其中: C_b ——方形系数, 小于0.6取0.6, 大于0.85取0.85。

7.2.2.2 船长大于等于 50m 时, 船中部剖面对其水平中和轴的惯性矩 I_0 应不小于按下式计算所得之值:

$$I_0 = K_1 K_2 W_0 L \times 10^{-2} \quad \text{cm}^2 \cdot \text{m}^2$$

式中: W_0 ——船中剖面模数, $\text{cm}^2 \cdot \text{m}$, 按本节7.2.2.1计算;

L ——船长, m;

K_1 、 K_2 ——系数, 同本篇2.2.2.2。

7.2.3 总纵弯曲强度和屈曲强度校核

7.2.3.1 船长大于等于 50m 的船舶, 应按本篇 2.2.4 和 2.2.5 的规定校核总纵弯曲强度和屈曲强度, 当船长小于 80m 时, 若船中部的强力甲板骨架和船底骨架采用纵骨架式, 可免于校核总纵弯曲强度和屈曲强度。

7.2.3.2 当甲板装载重货时(如装载载货汽车或重大件时)尚应校核航行工况时的总纵弯曲应力 σ_1 与甲板纵桁和船底龙骨(或纵桁)的板架弯曲应力 σ_2 的合成应力。 $\sigma_1 + \sigma_2$ 应不大于 $181/K \text{ N/mm}^2$ 。其中 K 为材料换算系数, 按本篇表 1.3.2.3 选取。

7.2.3.3 甲板纵桁和船底龙骨(或纵桁)的板架弯曲应力 σ_2 , 可按本篇 1.9.7 的规定由直接计算确定。

第 3 节 外板

7.3.1 船底板

7.3.1.1 船中部船底板厚度 t 应不小于按下式计算所得之值:

$$t = a(\alpha L + \beta s + \gamma) \quad \text{mm}$$

式中: L 、 s 、 a ——同本篇2.3.2.1式;

α 、 β 、 γ ——系数, 按骨架型式由表7.3.1.1选取。

系数 α 、 β 、 γ

表 7.3.1.1

结构型式	α	β	γ
横骨架式	0.062	4.4	0.2
纵骨架式	0.055	3.8	0.3

7.3.1.2 船中部船底板厚度 t 尚应不小于按本篇 2.3.2.1 计算所得之值。

7.3.2 舷侧外板

7.3.2.1 船中部及首、尾部舷侧外板厚度应不小于按本篇 2.3.2.2 式和 7.3.1.1 式计算所得之值。过渡区域的舷侧外板厚度应不小于中部舷侧外板厚度的 0.8 倍。

7.3.3 内舷板

7.3.3.1 内舷板的厚度应不小于中部船底板厚的0.8倍。内舷顶列板的宽度应不小于型深的0.15倍，其厚度应不小于内舷板厚度加1mm或中部强力甲板厚度的0.85倍之大者。

第4节 甲板及其骨架

7.4.1 甲板

7.4.1.1 甲板船载货区域的甲板厚度应符合本篇2.4.1.1或2.4.1.2及2.4.1.4的规定。甲板边板的厚度可取与载货区域甲板相同，但不得小于按本篇2.4.1.1或2.4.1.2计算所得之值加1mm。

7.4.1.2 半舱船的强力甲板在船中部的厚度 t 应不小于按下式计算所得之值，过渡区域强力甲板的厚度应不小于船中部厚度的0.85倍：

$$t = 1.1\sqrt{L} \quad \text{mm}$$

式中： L ——船长，m。

7.4.1.3 半舱船的载货甲板厚度应符合本篇2.4.1.4的规定。

7.4.1.4 装载集装箱的载货甲板厚度 t ，应不小于按本篇2.4.1.1或2.4.1.2计算之值加厚2.0mm。箱角底座与载货甲板之间应增设复板，复板厚度应不小于按本篇2.4.1.1或2.4.1.2计算所得之值的0.8倍。复板边缘与箱角底座边缘间的距离应不小于50mm。

7.4.2 载货区域甲板骨架

7.4.2.1 甲板船载货区域的甲板骨架应符合第2章第8节中对强力甲板骨架的有关规定。

7.4.2.2 甲板船强横梁的间距应不大于2.5m，且应与强肋骨、实肋板处于同一个平面内。甲板纵桁间距应不大于2.5m，且应与龙骨处于同一平面内。

7.4.2.3 甲板装载集装箱时，箱角底座的下方应设置强横梁。

7.4.2.4 甲板装载集装箱时强横梁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值，其剖面尺寸尚应不小于纵向桁架上弦杆的剖面尺寸：

$$W = 1.07k(1-k)^2 n_t l \times 10^3 \quad \text{cm}^3$$

式中： l ——强横梁跨距，m，按本篇1.2.3的规定确定；

n_t ——集装箱的堆装层数；

k ——系数， $k = c/l$ ，当 $k < 0.04$ 时取0.04；

c ——强横梁计算跨距内箱角底座距其两边相邻纵桁架（或纵舱壁）距离之小者，m。

7.4.3 半舱船剖面结构型式

7.4.3.1 半舱船横剖面型式一般应采用图7.4.3.1所示型式，如采用其他型式应经本社同意。半舱船的强力甲板及载货甲板骨架应符合本篇第2章第8节的规定。

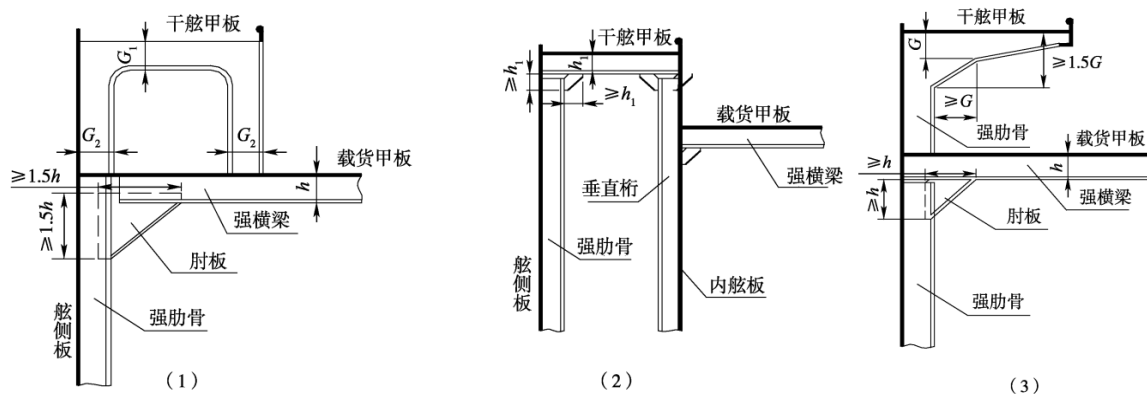


图 7.4.3.1

第5节 船底骨架和舷侧骨架

7.5.1 实肋板

7.5.1.1 甲板船（含半舱船）不论骨架型式，实肋板的间距应不大于 2.5m。

7.5.1.2 实肋板的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = ks(d+r)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： k ——系数， $k = 7.1 - 0.72l + 0.056l^2$ ；

s 、 d ——同本篇2.5.2.2式；

r ——半波高，m，按本篇1.2.1规定；

l ——实肋板跨距，m，按本篇1.2.3的规定确定，但不小于下式计算之值：

$$l = 1.2 + 0.072B$$

其中： B ——船宽，m。

7.5.2 舷侧骨架

7.5.2.1 甲板船的舷侧骨架为横骨架式时，应采用交替肋骨制。强肋骨的间距应不大于 2.5m 且应与实肋板、强横梁布置在同一平面内。

7.5.2.2 半舱船位于强力甲板与载货甲板之间的舷侧骨架及其布置应与载货甲板下舷侧骨架相同。

7.5.2.3 半舱船的甲板横梁采用悬臂梁结构时，舷侧支承强肋骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = W_e \left(1 - \frac{G}{h_0} \right) \quad \text{cm}^3$$

式中： W_e 、 G ——同本篇2.9.3.1式；

h_0 ——强力甲板与载货甲板之间的垂直距离，m。

7.5.2.4 半舱船内舷板垂直桁的尺寸取与强肋骨的相同。内舷板垂直扶强材或水平扶强材的剖面模数应不小于舷侧肋骨或舷侧纵骨的 0.85 倍。

7.5.2.5 舷侧强肋骨剖面模数应符合本篇 2.7.3.1 的规定,当跨距中部设置水平撑材时,其剖面模数应不小于上述计算所得之值的 0.6 倍。内舷强肋骨取不小于外舷强肋骨。

第 6 节 桁架

7.6.1 桁架的设置

7.6.1.1 甲板船(半舱船)应在机舱前壁至首防撞舱壁之间的舱内,设置间距不大于 4.0m 且符合本篇 2.11.4 规定的连续的双向纵桁架。

7.6.1.2 甲板船在货舱区域的舱内应设置延伸至两舷的横向桁架,横桁架之间或横桁架与横舱壁之间的距离应不大于 3 倍型深。半舱船横桁架之间或横桁架与横舱壁之间的距离应不大于载货甲板至船底距离的 3 倍。

7.6.1.3 若在两纵向桁架之间设置甲板纵桁和底龙骨时,甲板纵桁的尺寸取与强横梁相同,底龙骨的尺寸取与实肋板相同。

第 8 章 大舱口船船体结构补充规定

第 1 节 一般规定

8.1.1 适用范围

8.1.1.1 本章适用于强力甲板上的舱口符合本篇 2.2.1.3 规定, 货舱区域为“双底双舷”、“双底单舷顶部设抗扭箱”、“单底单舷”、“单底双舷”等结构型式的货船和集装箱船。

8.1.1.2 本章无明确规定者应符合本篇第 2 章的有关规定, 如兼作拖船或被拖船时, 尚应满足本篇第 5 章的相关规定。

8.1.2 结构布置

8.1.2.1 一般情况下满足本章规定的大舱口船, 其舱口宽度与船宽之比应不大于 0.8。

8.1.2.2 单底单舷结构型式的大舱口船, 其船长应不大于 60m。

8.1.2.3 单底双舷结构型式的大舱口船, 其船长应不大于 80m。

8.1.2.4 装载积载因数(每单位质量货物的体积)小于等于 $0.45\text{m}^3/\text{t}$ 的颗粒状散货的大舱口船, 应采用双底双舷结构型式。

8.1.2.5 船长大于等于 40m 的单底单舷结构型式的大舱口船, 及船长大于等于 60m 的双底双舷结构型式、双底单舷顶部设抗扭箱结构型式和单底双舷结构型式的大舱口船, 其单个货舱的长度(两横舱壁间的距离) l_{BH} 应分别不大于下式计算所得之值:

$$\text{单底单舷型式: } l_{BH} = -69 + 3.65L - 0.029L^2 \quad \text{m}$$

$$\text{其他型式: } l_{BH} = -42 + 2.06L - 0.0084L^2 \quad \text{m}$$

式中: L ——船长, m。

否则应在货舱长度中部区域设置顶部有横向甲板条的横舱壁。设有多个货舱时货舱的长度应尽可能相等。

8.1.2.6 装载积载因数小于等于 $0.45\text{m}^3/\text{t}$ 的颗粒状散货的大舱口船, 其单个货舱的长度应不大于 45m 且货舱的总长度应不小于船长的 0.65 倍。若单个货舱的长度大于 45m, 则应按本章附录 I 的规定校核船体梁弯扭组合强度和局部强度, 但任何情况下单个货舱的长度不得大于 60m。

货舱间的横舱壁应尽可能均匀布置, 其顶部应设置满足下述要求的由一舷延伸至另一舷的箱形或管形等横向支撑结构:

(1) 箱形结构的宽度应不小于 1 个肋距、高度应不小于 0.1 倍的型深且不小于 500mm, 其内部应设置间距不大于 2.5m (特殊情况下可适当加大, 但应不大于 2.6m) 的横隔板;

(2) 箱形结构的外板厚度应不小于舷侧外板的厚度, 横隔板的厚度应不小于外板厚度的 0.8 倍;

(3) 箱形结构剖面的长边一般应沿船长方向布置;

(4) 箱形结构端部应与强力甲板、舷侧结构牢固连接, 并应在舷舱内设置有效的过渡结构;

(5) 箱形或管形等横向支撑结构的剖面惯性矩应不小于本章 8.3.6.5 的规定;

(6) 管形结构的壁厚应不小于下式计算之值, 且应不小于舷侧外板的厚度。

$$\frac{t}{R} \geq 25 \frac{R_{eH}}{E}$$

式中： t ——圆管壁厚，mm；
 R ——圆管中面半径，mm；
 R_{eH} ——钢材屈服强度，N/mm²；
 E ——钢材弹性模量，N/mm²， $E=2.06 \times 10^5$ 。

8.1.3 装载与系固

8.1.3.1 以下大舱口船舶应配备《安全装载手册》：

- (1) 船长大于等于 80m 的货船；
- (2) 船长大于等于 40m 装载集装箱的货船；
- (3) 船长大于等于 40m 装载积载因数小于等于 0.45m³/t 的颗粒状散货的货船。

8.1.3.2 集装箱船应配备《集装箱系固手册》。集装箱系固及系固装置应符合本篇第 3 章第 6 节的规定。

8.1.3.3 集装箱的装载层数一般应不大于 6 层，否则应按本篇 1.9.7 的规定由直接计算校核船底结构的局部强度。

8.1.3.4 甲板（含尾部甲板、机舱顶篷甲板或首楼甲板）和/或舱口盖堆装集装箱时，应按本篇 1.9.7 的规定由直接计算校核骨架及其相关支撑结构的局部强度。

8.1.3.5 颗粒状散货的积载因数应取船舶实际可能装载货物中的最小值。铁矿石的积载因数计算值应不大于 0.35m³/t。

第 2 节 总纵强度

8.2.1 中剖面模数和中剖面惯性矩

8.2.1.1 船长大于等于 40m 时，船中部最小剖面模数 W_1 （强力甲板边线或平板龙骨处）应不小于按下式计算所得之值：

$$W_1 = KW_0 \quad \text{cm}^2 \cdot \text{m}$$

式中： W_0 ——按本篇 2.2.2.1 计算所得的剖面模数，cm²·m；
 K ——系数，按基本结构型式和船长由表 8.2.1.1 选取。

系数 K

表 8.2.1.1

基本结构型式	船长范围 (m)	K
双底双舷、 双底单舷顶部设抗扭箱	$40 \leq L \leq 80$	1
	$L > 80$	$(-783 + 33.5L - 0.14L^2) \times 10^{-3}$
单底双舷	$40 \leq L \leq 60$	1
	$60 < L \leq 80$	$(-253 + 28.1L - 0.12L^2) \times 10^{-3}$
单底单舷	$40 \leq L \leq 60$	$(58 + 1.09L) \times 10^{-2}$

当舱口围板在船中部连续时，围板顶缘处的剖面模数应不小于按本篇 2.2.2.1 计算所得之值。

8.2.1.2 船长大于等于 40m 时，船中部剖面对其水平中和轴的惯性矩 I_0 应满足本篇 2.2.2.2 的规定。

8.2.2 中剖面模数和中剖面惯性矩的计算

8.2.2.1 船体中部剖面模数及剖面对其水平中和轴惯性矩的计算应符合本篇 2.2.3 的规定。

8.2.2.2 若舱口围板在船中部连续，则在计算船体中部剖面模数及剖面对其水平中和轴的惯性矩时，应计入舱口围板。

8.2.3 总纵强度与屈曲强度校核

$b = \frac{s}{\sqrt{\frac{ks}{t} - 1}}$ $ks/t \leq 18.2.3.1$ 船长大于等于 40m 的大舱口船，应按本节 2.2.4 和 2.2.5 的规定校核总纵弯曲强度和屈曲强度。对于船长小于 60m 单底双舷型式的大舱口船，以及船长小于 80m 双底双舷型式和双底单舷顶部设抗扭箱型式的大舱口船，若符合下述规定，可免于按本节 2.2.4 和 2.2.5 的规定校核总纵弯曲强度和屈曲强度：

(1) 货舱区域强力甲板骨架采用纵骨架式；

(2) 货舱区域船底骨架采用纵骨架式，或者当采用横骨架式时龙骨（或底纵桁）间距 b 不大于下式计算所得之值且不大于 2.5m：

$$b = \frac{s}{\sqrt{ks/t - 1}} \quad \text{m}$$

式中： t ——船底板厚，mm；
 s ——船底实肋板间距（肋距），m；
 k ——系数，取 $k = \sqrt{59.1 + 5.476L}$ ；
 L ——船长，m。

若 $\frac{ks}{t} \leq 1$ ，则上式取 $b = 2.5$ 。

8.2.3.2 船长大于等于 40m 且装载集装箱或积载因数小于等于 $0.45\text{m}^3/\text{t}$ 的颗粒状散货的大舱口船，应按本篇 2.2.4、2.2.5 和本节 8.2.4 的规定校核总纵弯曲强度、屈曲强度和航行工况下船体梁的弯扭组合强度。

8.2.4 弯扭组合强度校核

8.2.4.1 船体梁弯扭组合强度可按本条规定采用薄壁梁扭转理论的“有限梁法”计算校核，也可按本章附录 I 采用直接计算校核，若采用其他的计算方法应经本社同意。

8.2.4.2 弯扭组合强度应至少校核下列七个横剖面的弯扭合成纵向正应力：

- (1) 大舱口尾端线后方的剖面；
- (2) 大舱口首端线前方的剖面；

(3) 大舱口长度范围内的 5 个剖面。其中 3 个剖面应位于船中 $0.4L$ 范围内，另 2 个剖面应分别靠近大舱口首尾端线处。

8.2.4.3 各计算剖面的弯扭合成正应力 σ_l 应不大于 $157/K \text{ N/mm}^2$ ，其中 K 为材料换算系数按本篇表 1.3.2.3 选取。应力校核点应位于横剖面强力甲板舱口边线处和舳部与船底板相交处。

8.2.4.4 船体梁在垂向弯矩及扭矩共同作用下的弯扭合成正应力 σ_l 按下式计算：

$$\sigma_l = \sigma_1 + \sigma_\omega \quad \text{N/mm}^2$$

式中： σ_1 ——按本篇2.2.4.9计算的总纵弯曲应力；
 σ_ω ——根据波浪扭矩及货物扭矩计算的翘曲正应力。

8.2.4.5 计算翘曲正应力时，船体梁沿船长方向的离散应符合以下规定：

(1) 将船体沿船长方向离散成若干个薄壁梁段。对于船长在 80m 以下的船舶一般不少于 16 个梁段，船长在 80m 及以上的船舶不少于 20 个梁段。

(2) 梁段的划分应根据船体线型变化情况合理确定，尽量使梁段两端的剖面形状相接近。一般舱口端部区域的梁段尺度应尽可能的小些。

(3) 每个船体梁段即对应一个薄壁梁单元。每个梁单元应为等剖面单元，一般取相应梁段中点处的剖面作为梁单元的特征剖面。

(4) 舱口两端必须设置梁段节点，在需要进行强度校核的剖面也必须设置相应梁段节点。

(5) 当横向甲板条的宽度 S_0 大于等于下式计算所得之值时，横向甲板条区域的船体应作为一个单独的薄壁梁段：

$$S_0 = 3.3(1 + 0.0015L) \quad \text{m}$$

式中： L ——船长，m。

8.2.4.6 沿船长任一剖面处的波浪扭矩 $M_T(x)$ 按下式计算：

$$M_T(x) = a_w K_T K_w K_b L B^3 C_b \left(1.75 + 1.5 \frac{Z_s}{D} \right) \quad \text{kN} \cdot \text{m}$$

式中： K_w ——系数， $K_w = \left[(8.1 - 0.031L) \frac{L}{D} + (0.178L - 54.5) \frac{B}{D} + 0.0055L^2 - 2.11L + 287.7 \right] \times 10^{-4}$ ；

L 、 B ——同本篇2.2.2.1；

D 、 C_b 、 a_w ——同本篇2.2.4.5；

x ——任一剖面至尾垂线的距离，m；

Z_s ——船中剖面的扭转中心至船底基线的距离，m；

K_b ——系数，无球鼻艏时取1.0，有球鼻艏时取1.1；

K_T ——系数， $K_T = \frac{1}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{L} \right)$ 。

8.2.4.7 装载集装箱和积载因数小于等于 0.45m³/t 的颗粒状散货的船舶，尚应计及货物装载不均匀所引起的货物扭矩。船体梁任一剖面的货物扭矩 $M_{TC}(x)$ 分别按下式计算：

$$M_{TC}(x) = \frac{2M_{TC0}}{L} x \quad 0 \leq x \leq \frac{L}{2}$$

$$M_{TC}(x) = \frac{2M_{TC0}}{L} (L - x) \quad \frac{L}{2} < x \leq L$$

式中： L ——船长，m；

x ——计算剖面至尾垂线的距离，m；

M_{TC0} ——船舫处的最大货物扭矩，kN·m，分别按下式计算：

装载集装箱时： $M_{TC0} = 15.7 B n_s n_t$

装载颗粒状散货时： $M_{TC0} = 0.245 G_b$

其中：
 B ——船宽，m；
 n_s ——在船中部沿船宽方向的集装箱列数；
 n_t ——在船中部集装箱的总层数；
 G ——装载货物总重量，t；
 b ——货舱宽度，m。

8.2.5 大舱口角变形

8.2.5.1 对于设有舱口盖的大舱口船，应计算在波浪扭矩与货物扭矩的合成扭矩作用下的舱口扭转变形。舱口范围内平均扭转角应不超过 $0.015^\circ/\text{m}$ ，货舱口对角线伸长应不超过 35mm。

第 3 节 外板、内底板、甲板

8.3.1 船底板

8.3.1.1 大舱口船货舱区域的船底板厚度 t 应不小于按下式及本篇 2.3.2.2 式计算所得之值：

$$t = a(\alpha L + \beta s + \gamma) \quad \text{mm}$$

式中：
 a ——同本篇 2.3.2.1；
 L 、 s ——同本篇 2.3.2.1；
 α 、 β 、 γ ——系数，按骨架型式，由表 8.3.1.1 选取。

系数 α 、 β 、 γ

表 8.3.1.1

骨架型式	α	β	γ
横骨架式	0.06	4.4	1.2
纵骨架式	0.05	3.9	1.0

8.3.2 舷侧外板

8.3.2.1 货舱区域舷侧外板的厚度应不小于按本节 8.3.1.1 式计算所得之值。

8.3.3 舷侧顶列板

8.3.3.1 货舱区域舷侧顶列板在强力甲板以下的宽度应不小于 $0.15D$ ，其厚度不小于强力甲板边板厚度的 0.85 倍或舷侧外板厚度增加 1mm，取其大者。货舱区域外的舷侧顶列板厚度可逐渐减至首、尾部舷侧外板的厚度。

8.3.3.2 兼作护舷材的舷顶列板厚度尚应满足本篇 2.3.5.3 的规定。

8.3.4 内舷板（纵舱壁）

8.3.4.1 内舷板的厚度应不小于舷侧外板的厚度。

8.3.4.2 内舷板顶列板在货舱区域内的宽度应不小于 $0.15D$ ，其厚度应不小于舷侧外板厚度加 1mm 或强力甲板厚度的 0.85 倍之大者。

8.3.4.3 内舷板在舱底平面以上 $0.2D$ 高度范围内的板厚，应不小于舷侧外板厚度加 1mm。当装载积载因数小于等于 $0.45\text{m}^3/\text{t}$ 的颗粒状散货时，其厚度 t 尚应不小于按下式计算所得之值之大者：

$$t = 5.2s\sqrt{h} + 1 \quad \text{mm}$$

式中: s ——扶强材间距, m;

h ——计算水柱高, m, $h = \frac{H}{v}(1 - \sin \varphi)$;

H ——计算点竖直向上量至货物表面的距离, m, 取不小于舱深的0.5倍;

φ ——散货的休止角(内摩擦角), deg, 矿石和煤取35°, 黄砂为37°, 盐、石子、谷物等取30°, 散装水泥取25°;

v ——货物的积载因数, m³/t。

8.3.4.4 内舷板一般应直接延伸至船底板。当内舷板在内底板处间断时, 则应在内舷板的平面内设置底纵桁。

8.3.5 内底板

8.3.5.1 装载颗粒状散货时的内底板的厚度 t 应不小于按下列两式计算所得之值:

$$t = 0.8t_1 \quad \text{mm}$$

$$t = 5.8s\sqrt{h} \quad \text{mm}$$

式中: t_1 ——由本节8.3.1.1计算所得的船底板厚度较大值, mm;

s ——肋骨或纵骨间距, m;

h ——内底计算水柱高, m, 取下式计算所得之值:

$$\text{当 } b_i \geq \sqrt{\frac{6Q_i v}{l_i \tan \varphi}} \text{ 时, } h = \sqrt{\frac{3Q_i \tan \varphi}{8l_i v}}$$

$$\text{当 } b_i < \sqrt{\frac{6Q_i v}{l_i \tan \varphi}} \text{ 时, } h = \frac{b_i \tan \varphi}{12v} + \frac{Q_i}{b_i l_i}$$

其中: Q_i ——第*i*货舱的最大载货重量, t;

l_i ——第*i*货舱底部长度, m;

b_i ——第*i*货舱底部平均宽度, m;

v ——货物积载因数, m³/t, 当 $v > 0.833$ 时取0.833;

φ ——散货休止角(内摩擦角), deg, 矿石和煤取35°, 黄砂为37°, 盐、石子、谷物等取30°, 散装水泥取25°。

如采用抓斗或其他类似机械卸货时, 内底板尚应加厚 2mm。

8.3.5.2 装载集装箱或件杂货时内底的厚度 t 应不小于按下式计算所得之值:

$$t = 0.8t_1 \quad \text{mm}$$

$$t = 5.5s\sqrt{h} + 1 \quad \text{mm}$$

式中: s ——肋骨或纵骨间距, m;

h ——计算水柱高度, m, 自内底板上缘量至干舷甲板边线(或舱口围板顶缘)的距离;

t_1 ——由本节8.3.1.1计算所得的船底板厚度, mm。

8.3.6 甲板

8.3.6.1 货舱区域内强力甲板的厚度 t 尚应不小于按下式计算所得之值:

$$t = 1.1\sqrt{L} \quad \text{mm}$$

式中： L ——船长，m。

货舱区域以外的强力甲板厚度可以逐渐减薄至与首、尾部甲板相同。

8.3.6.2 强力甲板货舱舱口角隅的圆弧半径 r 应不小于 $b/20$ (b 为货舱舱口宽度)。位于载货区域两端的舱口角隅可采用图 8.3.6.2 (1) 或图 8.3.6.2 (2) 的型式 (图中 s 为肋距)，图中阴影区域所示的甲板应采用较货舱区域强力甲板增厚 0.5 倍的加厚板予以补强。如采用其他角隅型式，应提交理论计算或试验依据供本社审查。

若货舱舱口端线与首或尾升高甲板横端壁重合时，舱口端部的强力甲板应在其平面内向非货舱一边过渡，且在图 8.3.6.2 (3) 所示的阴影区域内 (图中 s 为肋距) 采用较货舱区域强力甲板增厚 0.5 倍的加厚板予以补强，货舱舱口端部可不设圆弧角隅。

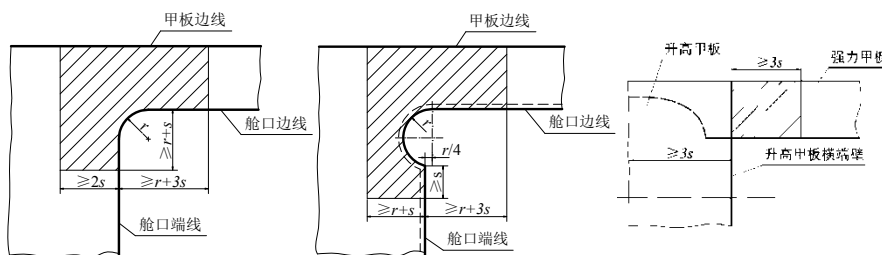


图 8.3.6.2 (1) 图 8.3.6.2 (2) 图 8.3.6.2 (3)

船中部舱口角隅的补强应符合本篇 1.2.8.10 的规定。

8.3.6.3 强力甲板大舱口边线两侧及其延长线以外的甲板上开孔应满足下述要求：

(1) 强力甲板大舱口边线两侧及其延长线以外的甲板上应尽量减少开孔。若需开孔，应开设圆形或长轴沿船长方向布置的椭圆形孔口，各孔口间应互相远离，且应远离货舱舱口角隅。

(2) 当大舱口一侧甲板上的开孔宽度小于该处甲板宽度的 0.25 倍时，开孔处甲板应沿孔缘采用宽度不小于开孔宽度 1/2、厚度不小于强力甲板厚度的环形复板予以补强。

(3) 当大舱口一侧甲板上的开孔宽度大于等于该处甲板宽度的 0.25 倍时，孔口处的甲板应按图 8.3.6.3 的规定，采用较货舱区域强力甲板增厚 0.5 倍的加厚板或不小于货舱区域强力甲板厚度的复板予以补强。

(4) 任何情况下大舱口边线任一侧强力甲板在同一剖面上的开孔总宽度，当船长大于等于 45m 时应不大于该处甲板宽度的 0.5 倍，当船长小于 45m 时应不大于该处甲板宽度的 0.6 倍。

(5) 在大舱口边线两侧甲板以外的甲板上，当孔的宽度或直径大于等于 300mm 时，应沿孔缘采用宽度不小于开孔宽度 1/2、厚度不小于强力甲板厚度的环形复板予以补强或其他等效措施补强。

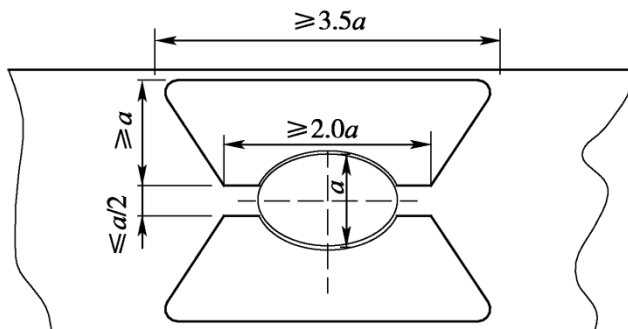


图 8.3.6.3

8.3.6.4 当强力甲板的横向甲板条构成横舱壁的顶板时，其厚度应不小于强力甲板的规范要求值，其自由边缘应设置面板或折边，其宽度 b 应不小于按下式计算所得之值：

$$B = 1000 + 1.5L \quad \text{mm}$$

式中: L ——船长, m。

如货舱间横舱壁的顶部设置有符合本节 8.3.6.5 规定的横向箱形结构时, 横向甲板条的宽度可适当减少但不得小于 1 个肋距。

8.3.6.5 当在货舱顶部设置横向支撑结构时, 其剖面最小惯性矩 I 不小于按下式计算所得之值:

$$I = 0.053LD^2b^2 \quad \text{cm}^4$$

式中: L ——船长, m;

D ——型深, m;

b ——货舱舱口宽度, m。

横向支撑结构应与舷侧强肋骨或强框架在同一平面内, 其两端应与舷侧结构牢固连接和过渡。当支撑结构为空心薄壁结构时, 其壁厚应不小于舷侧外板的厚度。

8.3.6.6 在货舱区域内货舱口两舷的通道即舱口围板扶强材与舷侧之间的净通道应不小于 600mm; 舱口围板扶强材与系缆桩之间的净通道应不小于 400mm。

第 4 节 双底骨架

8.4.1 一般要求

8.4.1.1 双层底在中纵剖面处的高度应符合本篇 2.6.1.2 的规定。当装载积载因数小于等于 $0.45\text{m}^3/\text{t}$ 的颗粒状散货时, 船中部 0.6L 区域内双层底在中纵剖面处的高度 h 尚应满足下述要求:

- (1) 当船长小于等于 80m 时, h 应不小于 800mm;
- (2) 当船长大于 80m 时, h 应不小于 1000mm。

8.4.2 实肋板

8.4.2.1 双层底实肋板不论骨架型式, 其间距应不大于 2.5m。当装载积载因数小于等于 $0.45\text{m}^3/\text{t}$ 的颗粒状散货时, 实肋板间距应不大于 2.1m。

8.4.2.2 实肋板的腹板厚度应不小于所在部位的船底板厚度。当装载积载因数小于等于 $0.45\text{m}^3/\text{t}$ 的颗粒状散货时, 实肋板的腹板厚度应不小于所在部位船底板厚度的 1.15 倍。

8.4.2.3 实肋板在中纵剖面处的腹板高度与厚度之比大于 $100\sqrt{K}$ (K 为材料换算系数, 按本篇 1.3.2.3 确定) 时, 应在实肋板腹板上设置垂直加强筋。加强筋应符合本篇 2.6.2.3 的规定。

8.4.2.4 实肋板的腹板上的开孔应符合本篇 1.2.8.3 的规定, 当装载积载因数小于等于 $0.45\text{m}^3/\text{t}$ 的颗粒状散货时, 尚应符合下述规定:

(1) 当有纵骨穿过实肋板时, 纵骨穿孔边缘与人孔边缘之间的距离应不小于 120mm, 如图 8.4.2.4 所示。否则应在纵骨穿孔处增设补板, 在人孔边缘增设环形面板进行补强;

(2) 任何情况下, 实肋板和旁桁材上的人孔高度不得大于该处双层底高度的 0.65 倍, 人孔宽度不得大于开孔高度的 3 倍; 孔缘距船底和内底的距离应不小于该处双层底高度的 0.15 倍且不小于 150mm; 纵骨穿孔边缘与人孔边缘之间的距离不得小于 60mm。如图 8.4.2.4 所示。

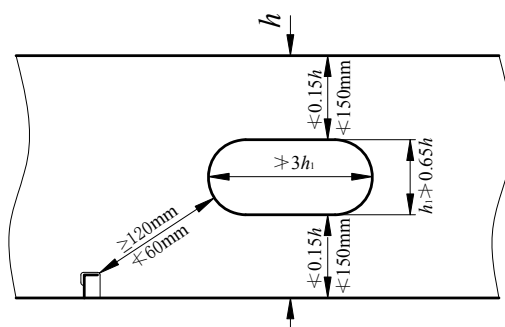


图 8.4.2.4

8.4.2.5 水密实肋板的间距应不大于 $0.3L$ ，其腹板厚度应较实肋板厚度增加 1mm 。对双舷侧结构船，水密实肋板应与舷舱水密横舱壁在同一肋位上。

8.4.3 桁材

8.4.3.1 双层底桁材的间距应不大于 2.5m 。底桁材与内舷壁（纵舱壁）设在同一平面内时，如有特殊需要底桁材间距可适当加大，但应不大于 2.6m 。

8.4.3.2 中桁材应连续贯通，其厚度应与所在部位平板龙骨厚度相同。对于平底船可免设中桁材。

8.4.3.3 旁桁材可由间断板构成，其厚度应与所在部位船底板厚度相同，但应不小于相连实肋板的厚度。

8.4.3.4 纵骨架式双层底纵桁材，当其腹板的高度与厚度之比大于 $100\sqrt{K}$ （ K 为材料换算系数，按本篇 1.3.2.3 确定）时，应在腹板上设置设垂向加强筋，加强筋应符合本篇 2.6.2.3 的规定。

8.4.3.5 双层底桁材腹板上应尽可能减少开孔，如需开孔应满足本节 8.4.2.4 的规定。

8.4.4 内底纵骨

8.4.4.1 货舱区域内底纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 5.8shl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： s ——纵骨间距， m ；

l ——纵骨跨距， m ；

h ——计算水柱高， m ；装载颗粒状散货时按本章 8.3.5.1 计算；装载集装箱和件杂货时，取内底板上表面量至干舷甲板边线（或舱口围板顶缘）的距离。

8.4.4.2 若在外底及内底纵骨跨距中点设置撑材时，内底纵骨的剖面模数可按本节 8.4.4.1 计算值减少 40% 。

8.4.5 船底纵骨

8.4.5.1 船底纵骨除应满足本篇 2.6.7.1 的要求外，其剖面模数尚应不小于内底纵骨剖面模数的 0.85 倍。

8.4.5.2 若在外底及内底纵骨跨距中点设置撑材时，船底纵骨的剖面模数可按本节 8.4.5.1 要求值减少 40% 。

8.4.5.3 船底纵骨跨中设置撑材剖面模数折减后,其剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值:

$$I = \frac{1.1}{k} (C_w W^{2/3} + f) l^2 \quad \text{cm}^4$$

式中: W ——按本节8.4.5.2计算所得的剖面模数, cm^3 ;

f ——纵骨带板剖面积, cm^2 ;

l ——纵骨跨距, m , 取实肋板间距;

C_w ——系数, 角钢取0.73, 球扁钢取0.66;

k ——系数, $k = 1.96 - 1.69\beta + 0.8\beta^2$;

其中: β ——系数, $\beta = -0.66 + 0.41D - 0.03D^2$;

D ——型深, m 。

8.4.6 组合肋板

8.4.6.1 大舱口船双层底如采用横骨架式,则在双层底内未设实肋板的肋位上应置组合肋板。

8.4.6.2 货舱区域组合肋板内底骨材的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 3.65shl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: s ——骨材间距, m ;

l ——骨材跨距(含肘板), m ;

h ——计算水柱高, m ; 装载颗粒状散货时按本章8.3.5.1计算; 装载集装箱和件杂货时,取内底板上表面量至干舷甲板边线(或舱口围板顶缘)的距离。

8.4.6.3 组合肋板船底骨材的剖面模数应不小于本篇 2.6.6.1 计算所得之值,且不小于内底骨材剖面模数的 0.85 倍。

8.4.6.4 若在船底骨材与内底骨材跨距中点设置撑材时,内外底骨材的剖面模数可按本节 8.4.6.2、8.4.6.3 的要求值减少 40%。

8.4.7 撑材

8.4.7.1 撑材的剖面积应不小于内底纵骨或内底骨材的剖面积。撑材应用高度不小于内底纵骨或内底骨材高度 1.5 倍,厚度不小于其厚度的肘板与内外底纵骨或内外底骨材连接。

第5节 单底骨架

8.5.1 一般要求

8.5.1.1 船底骨架可为横骨架式或纵骨架式。船长小于等于 30m 的船宜采用横骨架式。

8.5.1.2 船底骨架不论何种骨架形式,其龙骨间距应不大于 2.5m,平底船可免设中内龙骨。如有特殊需要龙骨与内舷壁(纵舱壁)之间的距离可适当加大,但应不大于 2.6m。

8.5.2 实肋板

8.5.2.1 横骨架式单底应在每个肋位上设置实肋板，纵骨架式船底的实肋板间距应不大于 2.5m。

8.5.2.2 货舱区域实肋板的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 3.4s(d+r)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： s ——实肋板间距，m；
 l ——实肋板跨距，m，取实肋板面板与舷侧外板（或内舷板）交点之间的距离；
 d ——吃水，m；
 r ——计算半波高，m，按本篇1.2.1的规定。

8.5.2.3 当装载集装箱时，货舱区域实肋板的剖面模数 W 除符合本节 8.5.2.2 的规定外，尚应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 6.7 \frac{n_s^2 - 1}{n_s} n_t l \quad \text{cm}^3$$

式中： n_s ——集装箱沿船宽方向的列数；
 n_t ——集装箱层数；
 l ——实肋板跨距，m，取实肋板面板与舷侧外板（或内舷板）交点间的距离。

8.5.2.4 货舱以外区域实肋板的剖面模数应满足本篇 2.5.2.2 的要求。

8.5.3 船底纵骨

8.5.3.1 纵骨架式船底纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = ks(d+r)l^2 \quad \text{cm}^4$$

式中： k ——系数，船中部 $k = 0.02L + 4$ ，船中部以外可逐步递减至 $0.8k$ ；
 L ——船长，m；
 s ——纵骨间距，m；
 d ——吃水，m；
 r ——半波高，m，按本篇1.2.1规定；
 l ——纵骨跨距，m，取实肋板间距。

8.5.3.2 纵骨的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值：

$$I = 1.1(C_w W^{2/3} + f)l^2 \quad \text{cm}^4$$

式中： W ——按本节8.5.3.1计算所得的剖面模数， cm^3 ；
 f ——纵骨带板剖面积， cm^2 ；
 l ——同本节8.5.3.1式；
 C_w ——系数，角钢取0.73，球扁钢取0.66。

第6节 舷舱骨架

8.6.1 一般要求

8.6.1.1 舷舱船底的骨架型式一般应与货舱区船底相同。

8.6.1.2 当型深大于等于 6.0m 时, 舷舱内应在舱深中部区域设置在整个货舱区域连续的平台结构。平台板距强力甲板边线的垂向距离应不大于型深的 0.5 倍。舷舱平台甲板的骨架型式应与强力甲板相同。

8.6.1.3 舷舱骨架采用横骨架式时, 应至少在内、外舷设置一道舷侧纵桁。

8.6.2 普通肋骨与舷侧纵骨

8.6.2.1 外舷肋骨的剖面模数应符合本篇 2.7.2 的规定。

8.6.2.2 内舷肋骨(内舷板垂直扶强材)的剖面模数应不小于外舷肋骨的剖面模数。当装载积载因数小于等于 $0.45\text{m}^3/\text{t}$ 的颗粒状散货时, 内舷肋骨(垂直扶强材)的剖面模数 W 尚应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 7.1shl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: s ——肋骨间距, m;

l ——肋骨跨距, m, 按本篇 1.2.3 的规定确定, 但不小于 1.25m;

h ——肋骨跨距中点的计算水柱高, m, 按 8.3.4.3 确定。

当内舷纵壁设有 1 道水平桁时, 内舷肋骨(垂直扶强材)的剖面模数取不小于上式计算所得之值的 0.5 倍; 当设有 2 道水平桁时, 内舷肋骨(垂直扶强材)的剖面模数取不小于上式计算所得之值的 0.3 倍; 当设有 3 道及以上水平桁时, 内舷肋骨(垂直扶强材)的剖面模数取不小于上式计算所得之值的 0.25 倍。舱壁水平桁应尽可能均匀分布。

8.6.2.3 外舷纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 5s(0.9d + r)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: s ——纵骨间距, m;

d ——吃水, m;

r ——半波高, m, 按本篇 1.2.1 规定;

l ——纵骨跨距(取强肋骨间距), m。

8.6.2.4 内舷纵骨(内舷板水平扶强材)的剖面模数应不小于外舷纵骨的剖面模数。当装载积载因数小于等于 $0.45\text{m}^3/\text{t}$ 的颗粒状散货时, 内舷纵骨(内舷板水平扶强材)的剖面模数 W 尚应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 5shl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: s ——纵骨间距, m;

l ——纵骨跨距(取强肋骨间距), m;

h ——内舷纵骨的计算水柱高, m, 按 8.3.4.3 确定。

8.6.2.5 外舷纵骨和内舷纵骨的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值:

$$I = 1.1(C_w W^{2/3} + f)l^2 \quad \text{cm}^4$$

式中: W ——按本节8.6.2.3或8.6.2.4计算所得的剖面模数, cm^3 ;
 f ——纵骨带板剖面积, cm^2 ;
 l ——纵骨跨距, m , 取强肋骨间距;
 C_w ——系数, 角钢取0.73, 球扁钢取0.66。

8.6.3 强肋骨

8.6.3.1 内、外舷强肋骨的间距应不大于 2.5m, 且应与实肋板在同一平面内。

8.6.3.2 外舷强肋骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 7.6s(h+r)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: s ——强肋骨间距, m ;
 h ——计算水柱高度, m , 自强肋骨跨距中点量至满载水线的垂直距离;
 r ——半波高, m , 按本篇1.2.1的规定;
 l ——强肋骨跨距, m , 按本篇1.2.3的规定, 但不小于2.0m。

当在强肋骨跨距中部设置水平撑材时, 外舷强肋骨的剖面模数应不小于上式计算所得之值的 0.6 倍。

8.6.3.3 内舷强肋骨(内舷板垂直桁)的剖面模数应不小于外舷强肋骨的剖面模数。当装载积载因数小于等于 $0.45\text{m}^3/\text{t}$ 的颗粒状散货时, 内舷强肋骨(内舷板垂直桁)的剖面模数 W 尚应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 7.6shl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: s ——强肋骨间距, m ;
 l ——强肋骨跨距, m , 按本篇1.2.3的规定, 但不小于2.0m;
 h ——强肋骨跨距中点的计算水柱高, m , 按8.3.4.3确定。

当在强肋骨跨距中部设置水平撑材时, 内舷强肋骨的剖面模数应不小于上式计算所得之值的 0.6 倍。

8.6.4 舷侧纵桁

8.6.4.1 舷侧纵桁的剖面尺寸与强肋骨相同。

8.6.5 舱底纵骨

8.6.5.1 舱底纵骨应满足本章对船底纵骨的要求, 且应不小于货舱区船底纵骨。

8.6.6 舱底实肋板

8.6.6.1 舷舱在与货舱实肋板同一平面的位置处应设置实肋板。当舷舱为单底时, 实肋板高度可取不小于货舱实肋板高度的 1/2。舷舱实肋板的腹板厚度应不小于该处船底板的厚度, 其上缘应设置厚度不小于腹板厚度且符合本篇 1.2.2.3 规定的面板或折边。

当装载积载因数小于等于 $0.45\text{m}^3/\text{t}$ 的颗粒状散货且舷舱为单底时, 与货舱实肋板在同一平面内的舷舱实肋板的腹板高度应是货舱实肋板的直接延续, 且应在实肋板腹板上缘处的内底平面内设置如本篇图 6.6.6.3 阴影部分所示的水平过渡肘板或类似等效过渡结构。

8.6.7 舱底肋骨

8.6.7.1 舱底肋骨应满足本章对船底纵骨的要求，且应不小于货舱区船底骨材。

8.6.8 舷舱撑材

8.6.8.1 若在舷舱内、外舷强肋骨跨距中部设置水平撑材时，水平撑材的剖面积 a 应不小于按本篇 6.6.5.1 计算所得之值。

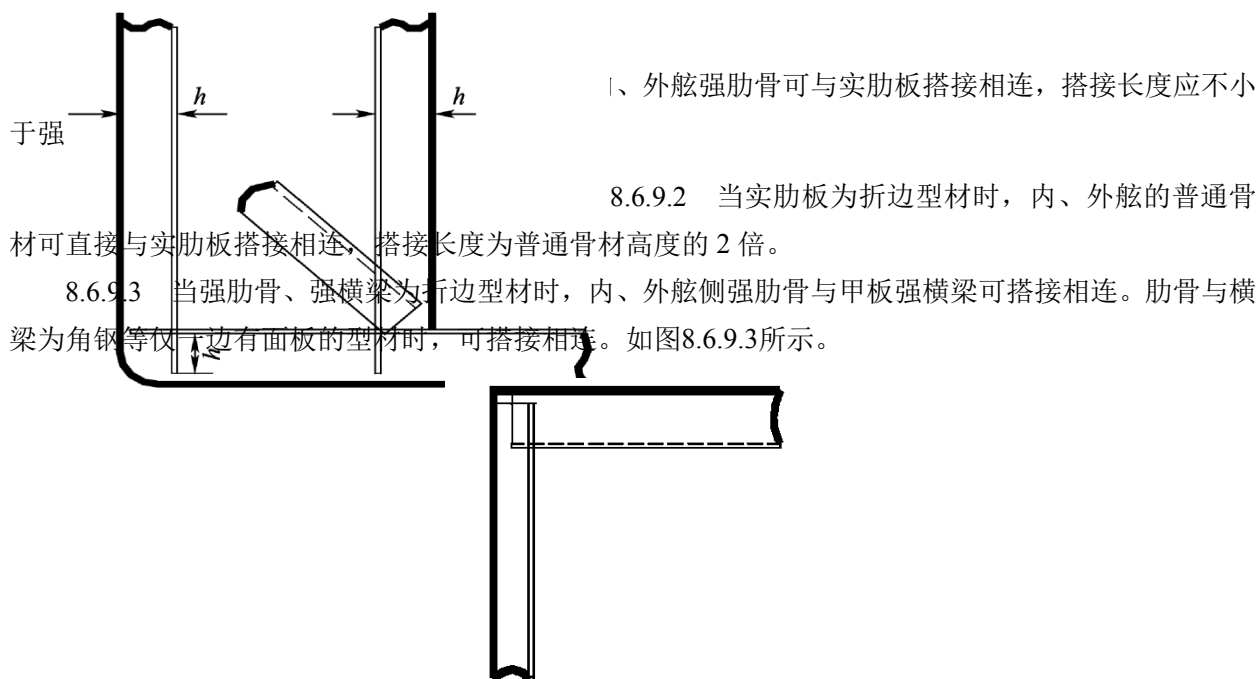


图 8.6.9.3

8.6.9.4 纵骨架式舷侧的最下一根纵骨应与实肋板面板搭接相连，如图 8.6.9.4 所示。

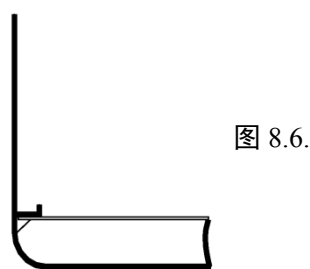


图 8.6.9.4

8.6.10 舷舱平台

8.6.10.1 平台甲板骨材的剖面模数应符合本篇第2章第8节的规定，且不小于强力甲板骨材的 0.75 倍。

8.6.10.2 平台甲板的板厚应符合本篇 2.4.3.1 的规定，且不小于按下式计算所得之值：

$$t = 0.028L + 2.6 \quad \text{mm}$$

式中： L ——船长，m。

第7节 单舷侧骨架

8.7.1 一般要求

8.7.1.1 舷侧骨架可为横骨架式或纵骨架式。舷侧骨架为横骨架式时,可采用单一的主肋骨制或强肋骨和普通肋骨相间的交替肋骨制。对船底、甲板为纵骨架式,舷侧为横骨架式的混合骨架形式的船舶,舷侧骨架应采用交替肋骨制。

8.7.1.2 主肋骨和普通肋骨的间距应符合本篇 1.2.1.4 的规定。强肋骨间距应不大于 2.5m。

8.7.2 强肋骨

8.7.2.1 顶部设有抗扭箱的舷侧结构,其强肋骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = kS(d+r)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: k ——系数,机动船取4.4,非机动船取5.2;
 S ——强肋骨间距, m;
 d ——吃水, m;
 r ——半波高, m,按本篇1.2.5规定;
 l ——强肋骨跨距, m,按本篇1.2.3的规定。

8.7.2.2 顶部不设抗扭箱的舷侧结构,其强肋骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值(当设有舱口盖时尚应满足本篇 2.9.3 的规定)

$$W = kS(d+r)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: k ——系数, $k = 6.84 + 0.105L$;
 L ——船长, m;

S 、 l 、 d 、 r ——同本节8.7.2.1。

非机动船应不小于上式计算值的 1.1 倍。

8.7.3 主肋骨和普通肋骨

8.7.3.1 顶部设抗扭箱的舷侧结构,其主肋骨的剖面模数 W 应符合本篇 2.7.2.1 规定。

8.7.3.2 顶部不设抗扭箱的舷侧结构,其主肋骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = ks(d+r)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: k ——系数, $k = 9.58 + 0.147L$;
 L ——船长, m;
 s ——肋骨间距, m;
 d ——吃水, m;
 r ——半波高, m,按本篇1.2.1规定;
 l ——肋骨跨距,按本篇2.7.2.1规定。

8.7.3.3 普通肋骨的剖面模数 W 应符合本篇 2.7.2.1 的规定。

8.7.4 纵骨

8.7.4.1 舷侧为纵骨架式，其纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 5s(d+r)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： s ——纵骨间距，m；

d ——吃水，m；

r ——半波高，m，按 1.2.5 规定；

l ——纵骨跨距，m，取强肋骨之间的距离。

8.7.4.2 舷侧纵骨的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值：

$$I = 1.1(C_w W^{2/3} + f)l^2 \quad \text{cm}^4$$

式中： W ——按本节8.7.4.1计算所得的剖面模数， cm^3 ；

f ——纵骨带板剖面积， cm^2 ；

l ——同本节8.7.4.1；

C_w ——系数，角钢取0.73，球扁钢取 0.66。

8.7.5 舷侧纵桁

8.7.5.1 肋骨跨距超过 2m 时，应设置舷侧纵桁。舷侧纵桁的剖面尺寸应与强肋骨相同，且应尽量延伸至首尾。

第 8 节 甲板骨架

8.8.1 强横梁

8.8.1.1 开口线外侧在设置强肋骨的肋位上应设置强横梁。

8.8.1.2 双舷结构开口线外侧甲板强横梁的腹板高度应不小于外舷强肋骨腹板高度的 0.8 倍，腹板厚度和面板尺寸应不小于外舷强肋骨；单舷结构开口线外侧甲板强横梁的剖面模数 W 应不小于按本篇 2.9.2.2 计算所得之值，且不小于舷侧强肋骨的 0.75 倍。

8.8.1.3 当设有舱口盖时，单舷侧（无顶部抗扭箱）结构的开口线外侧甲板强横梁尚应满足本篇 2.9.2 的规定。

8.8.2 横梁

8.8.2.1 双舷侧结构和单舷侧结构的开口线外侧甲板横梁应与舷侧肋骨尺寸相同。

8.8.3 甲板纵桁

8.8.3.1 当甲板开口线外侧的甲板宽度大于等于2m时，应至少设置一道尺寸与甲板强横梁相同的甲板纵桁。

8.8.4 纵骨

8.8.4.1 开口线外侧甲板纵骨的剖面模数应不小于按下式计算所得之值:

$$W = kcsL \quad \text{cm}^3$$

式中: k ——系数, $k = (650 - 11L + 0.1L^2) \times 10^{-3}$;

c ——按本篇 2.8.1.1 的规定;

s ——纵骨间距, m;

L ——船长, m。

8.8.4.2 开口线外侧甲板纵骨的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值:

$$I = 1.1(C_w W^{2/3} + f)l^2 \quad \text{cm}^4$$

式中: W ——按本节 8.8.4.1 计算所得的剖面模数, cm^3 ;

f ——纵骨带板剖面积, cm^2 ;

l ——纵骨跨距, m, 取强横梁间距;

C_w ——系数, 角钢取 0.73, 球扁钢取 0.66。

8.8.5 舱口围板

8.8.5.1 舱口围板在船中部连续时, 舱口围板伸出甲板以上的高度应不大于 1500mm。

8.8.5.2 大舱口纵向围板厚度 t 应不小于按下式计算所得之值:

$$t = 0.1L + 2.5 \quad \text{mm}$$

式中: L ——船长, m。

B、C 级航区船舶的大舱口纵向围板的厚度, 可分别为上式计算值的 0.95 倍及 0.80 倍。

舱口横向围板的厚度应不小于纵向围板厚度的 0.8 倍;

舱口围板的厚度在任何情况下不得小于强力甲板的厚度。

8.8.5.3 双舷或单舷设抗扭箱的船舶, 舱口围板应与内舷板或顶边舱内侧板布置在同一平面内; 单舷不设抗扭箱的船舶, 舱口围板下方应设置甲板纵桁和强横梁, 或将围板直接延伸至甲板下方不小于 200mm 并在其下缘设面板 (或折边), 面板厚度不小于围板厚度, 面板 (或折边) 宽度不小于面板厚度的 8 倍。

8.8.5.4 甲板以上舱口围板的结构应符合以下要求:

(1) 舱口围板竖板上应设置垂直桁和水平扶强材, 顶缘应设置面板。当围板高度大于 1000mm 时, 尚应至少设置一道水平桁。

(2) 垂直桁应设在强横梁 (甲板纵桁) 平面内, 间距与强横梁 (甲板纵桁) 相同; 水平扶强材的间距应不大于 500mm。

(3) 围板顶缘面板的剖面积, 应不小于甲板以上围板竖板剖面积的 0.12 倍。

(4) 垂直桁腹板上端的宽度应不小于围板顶缘面板宽度的 0.85 倍, 垂直桁腹板下端的宽度应不小于其上端的宽度并与甲板直接焊接, 垂直桁腹板的厚度应不小于围板竖板厚度的 0.7 倍; 垂直桁面板的厚度应不小于垂直桁腹板的厚度, 面板的宽度一般应不小于其厚度的 10 倍。

(5) 水平桁的尺寸应与该处垂直桁的尺寸相同, 普通水平扶强材应满足本节 8.8.4.1、8.8.4.2 的规定。

8.8.5.5 当舱口围板在船中部连续时除满足本节 8.8.5.4 的规定外, 围板顶缘面板的宽度尚应不大于

其厚度的 $15\sqrt{K}$ 倍（其中 K 为材料换算系数，按本篇 1.3.2.3 确定），否则应沿面板的自由边设置加强筋。加强筋的剖面面积应不小于围板顶缘面板剖面面积的 0.2 倍，且其自身剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值：

$$I = 0.483Al^2 \quad \text{cm}^4$$

式中： A ——围板顶缘面板的剖面面积， cm^2 ；
 l ——舱口围板面板的跨距， m ，取舱口围板垂直桁间距。

第9节 抗扭箱结构

8.9.1 一般要求

8.9.1.1 抗扭箱横剖面型式应符合图 8.9.1.1 的规定。

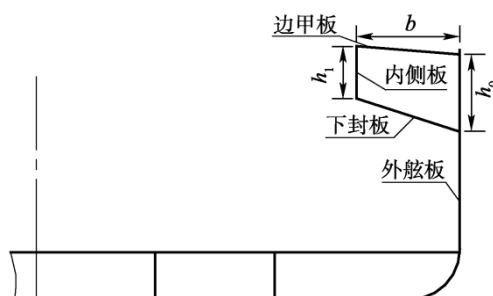


图 8.9.1.1

$h_0 \geq 250D$ mm，且不小于 700；

$h_1 \geq 200D$ mm，且不小于 600；

$b \geq 100B$ mm，且不小于 800；

式中： B ——型宽， m ；
 D ——型深， m 。

8.9.1.2 抗扭箱应在货舱区域内连续。抗扭箱终断处内侧板应向首尾至少逐渐过渡 2 个肋距，并与横向强构件连接。过渡板应设面板，面板厚度与下封板相同，宽度不小于其厚度的 10 倍。

8.9.2 板及骨架

8.9.2.1 内侧板厚度应不小于舷侧外板的厚度，如设有舱口围板且不小于舱口围板厚度。

8.9.2.2 下封板的厚度应不小于舷侧外板的厚度。

8.9.2.3 外舷板、内侧板的骨架型式和构件尺寸与舷侧板骨架形式及构件尺寸相同。

8.9.2.4 下封板的骨架型式与边甲板骨架型式相同，各构件的剖面模数应不小于甲板边板骨架相应构件的 0.85 倍。

第10节 舱壁

8.10.1 货舱横舱壁

8.10.1.1 货舱首尾端横舱壁应为水密舱壁。

8.10.1.2 货舱内横舱壁(含货舱前后端壁)的板厚应符合本篇 2.12.2.1 关于深舱舱壁的规定。当装载积载因数小于等于 $0.45\text{m}^3/\text{t}$ 的颗粒状散货时,货舱内横舱壁(含货舱前后端壁)底列板(距舱底平面的垂直高度不小于 $0.2D$)的板厚 t 尚应不小于按下式计算所得之值:

$$t = 5.2s\sqrt{h} + 1 \quad \text{mm}$$

式中: s ——扶强材间距, m;
 h ——计算水柱高, m, 按 8.3.4.3 确定。

8.10.1.3 货舱内横舱壁(含货舱前后端壁)扶强材和垂直桁的尺寸应符合本篇 2.12.3 和 2.12.4 关于深舱的规定。当装载积载因数小于等于 $0.45\text{m}^3/\text{t}$ 的颗粒状散货时,计算水柱高度 h 尚应不小于按 8.3.4.3 式计算所得之值。

8.10.2 舷舱横舱壁

8.10.2.1 舷舱内应设置间距不大于 0.3 倍船长的水密横舱壁。当水密横舱壁的间距大于货舱总长度的 0.25 倍时,应在水密横舱壁间增设一道非水密横舱壁或双向横桁架。当货舱内设有横舱壁时,舷舱内的横舱壁(或双向横桁架)应与货舱横舱壁在同一平面内。

8.10.2.2 舷舱水密横舱壁在舷侧纵桁对应位置处应设置水平桁,其尺寸不小于舷侧纵桁。横舱壁上的垂直扶强材可以是间断的。

8.10.3 内舷壁的过渡

8.10.3.1 双舷侧的内舷壁如在货舱首尾端横舱壁处终断时,应在横舱壁的另一面内舷壁延伸面的上下方,分别设置长度不小于 3 个肋距且与甲板及船底板直接相连的纵向过渡肘板。肘板应逐渐过渡至甲板纵桁和底龙骨(纵桁)。甲板处的肘板在舱壁处的臂长,应不小于型深的 0.2 倍但不必大于 800mm。船底处的肘板在舱壁处的臂长,应不小于货舱区的实肋板高度。

第11节 集装箱角布置及局部加强

8.11.1 箱角布置

8.11.1.1 对于双底结构集装箱船,箱角应布置在纵桁或实肋板的上方。对于单底结构集装箱船,箱角应布置在龙骨上。

8.11.1.2 纵桁、龙骨或实肋板腹板在箱角下方处不得开孔。

8.11.2 局部加强

8.11.2.1 双底结构集装箱船若箱角不能布置在纵桁或实肋板的上方时,可设置短桁材或支撑肘板支承箱角。短桁材两端应与实肋板或纵桁连接。支撑肘板应与内外底及纵桁(或实肋板)相连接。

8.11.2.2 单底集装箱船若箱角未落在龙骨上时,应增设长度不小于3个肋距(横骨架式)或实肋板间距(纵骨架式)的短桁材支承箱角,短桁材的尺寸与龙骨相同且两端与实肋板连接。

8.11.2.3 单底集装箱船在集装箱箱角处应设箱角垫板。垫板的长度不小于3个肋距(横骨架式)或实肋板间距(纵骨架式),宽度不小于400mm(1个箱角件时不小于200mm),厚度不小于实肋板面板厚度,且与实肋板、龙骨及短桁材面板连接,如图8.11.2.3所示。

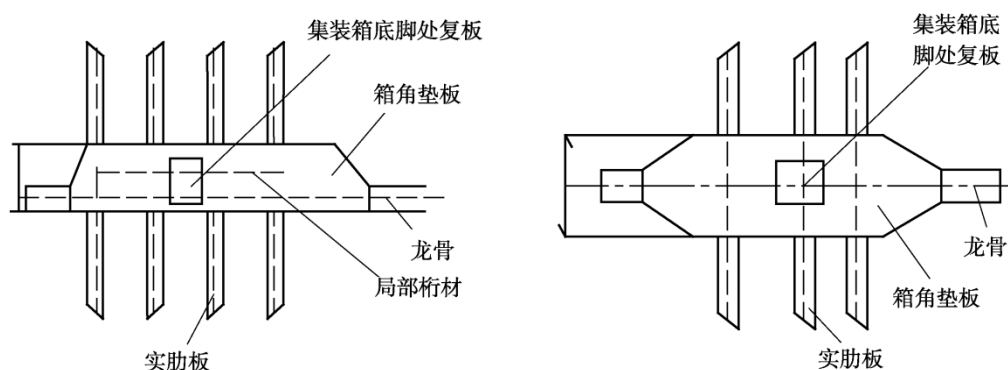


图 8.11.2.3

8.11.2.4 支承箱角的纵桁、龙骨或实肋板的腹板应在箱角位置处设置一道垂直加强筋。加强筋的厚度与纵桁、龙骨或实肋板腹板厚度相同,宽度不小于厚度的8倍。

8.11.2.5 箱角与内底板或垫板之间应增设复板,复板厚度与内底板或垫板厚度相同,复板边缘与箱角底座边缘间的距离应不小于50mm。

8.11.3 箱角标志

8.11.3.1 集装箱箱角处应有黄色的标志。

第12节 载运散装水泥的附加要求

8.12.1 适用范围

8.12.1.1 本节适用于船长不大于60m采用独立罐式载运散装水泥的大舱口船。

8.12.2 结构布置

8.12.2.1 采用单底单舷结构型式时,船长应不大于40m。

8.12.2.2 货舱舱口宽度与船宽之比一般应不大于0.7。

8.12.2.3 单个罐体长度一般不大于30m,且货舱的总长度应不小于船长的0.65倍。

8.12.2.4 独立罐一般采用水平纵向布置方式,独立罐应由鞍座支持,或直接由船底实肋板支持。

8.12.2.5 独立罐舱壁(或加强环)、支持构件(如有时)和船底实肋板应在同一平面内。

8.12.3 船体结构

8.12.3.1 船体结构应满足本章各节的相关要求。

8.12.3.2 对于由单底实肋板直接支持独立罐的大舱口船，尚应满足下述要求：

(1) 货舱区域实肋板的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 4.9s(d+r)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： s ——实肋板间距，m；

l ——实肋板跨距，m，取实肋板面板与舷侧外板（或内舷板）交点之间的距离；

d ——吃水，m；

r ——计算半波高，m，按本篇1.2.1的规定。

(2) 采用变截面实肋板时，应注意实肋板的有效过渡。

(3) 实肋板承载长度应不小于 $0.5R$ ， R 为罐体的半径。

8.12.3.3 采用鞍座支持时，独立罐的鞍座及其支持构件尚应参照本篇第 14 章附录 I 进行强度校核。

8.12.4 罐体的支持

8.12.4.1 罐体的支持方式应能限制独立罐本体的位移。

8.12.4.2 允许独立罐在温度变化和船体变形时收缩和膨胀，但不能使船体和独立罐出现过大的应力。

8.12.4.3 独立罐应设置止移装置。此止移装置应能保证船舶在下述情况下不发生横向滑移、翻转和纵向滑移：

(1) 船舶横倾 15° 时；

(2) 船舶纵倾 3° 时。

8.12.4.4 应采取适当措施避免货舱进水，否则独立罐应设置防浮起装置。此防浮起装置应能承受当某一货舱处所进水至船舶载重吃水且独立罐为空舱时引起的向上浮力，而不会产生可能危及船体结构的变形。在所有的营运状态下，防浮装置与船体之间应有足够的间隙。

8.12.5 罐体结构

8.12.5.1 罐体结构尚应满足第 2 篇第 5 章的适用要求，或采用公认的标准进行设计。

附录 I 大舱口船结构直接计算

I.1 一般要求

I.1.1 本附录适用于大舱口船舶的总纵弯扭组合强度及货舱区域局部强度的直接计算。

I.1.2 对于承受集中载荷（如重大件运输）作用下的局部结构强度评估，参照《重大件船舶安全评估指南》。

I.1.3 本附录未规定者应符合本篇第1章第9节的规定。

I.2 结构模型

I.2.1 总纵弯扭组合强度计算模型取强力甲板及以下整个船长、船宽范围内的三维船体结构的有限元模型。

I.2.2 局部强度直接计算时，主要校核货舱中部的横舱壁及横向强框架的强度。直接计算模型范围应符合下述规定：

- (1) 纵向：一般取整个货舱区的纵向范围；
- (2) 横向：取整个船宽；
- (3) 垂向：取整个型深。

I.2.3 如结构和载荷关于中纵剖面对称，也可采用本附录 I.2.1 和 I.2.2 所述模型中纵剖面左侧或右侧的 1/2 模型。

I.3 载荷及施加

I.3.1 弯扭组合总纵强度计算工况应包括最不利的弯扭组合工况，计算模型上应施加计算工况下的总纵弯矩、波浪扭矩和货物扭矩。

(1) 总纵弯曲载荷的施加应符合本篇 1.9.5.10 的规定。

(2) 波浪扭矩按下述方法等效施加：

- ①在尾垂线与首垂线间沿两舷的强力甲板边线分别施加关于中纵剖面反对称的垂向等效分布载荷 $p_t(x)$ 。
- ②等效分布载荷 $p_t(x)$ 按下式计算：

$$p_t(x) = \frac{m_t(x)}{b(x)} \quad \text{kN/m}$$

式中： $b(x)$ ——单位分布扭矩的等效力偶臂，m，取两对称计算点间的距离；

x ——计算点距尾垂线的距离，m；

$m_t(x)$ ——波浪扭矩的分布扭矩，kN·m/m， $m_t(x) = \frac{d}{dx} [M_T(x)]$ ；

其中： $M_T(x)$ ——波浪扭矩沿船长的分布，按本章8.2.4.6确定。

(3) 货物扭矩按下述方法等效施加：

- ①在尾垂线与首垂线间沿两舷的强力甲板边线分别施加关于中纵剖面反对称的垂向等效分布载荷 $p_{tc}(x)$ 。
- ②等效分布载荷 $p_{tc}(x)$ 按下式计算：

$$p_{tc}(x) = \frac{m_{tc}(x)}{b(x)} \quad \text{kN/m}$$

式中： $b(x)$ ——单位分布扭矩的等效力偶臂，m，取两对称计算点间的距离；

x ——计算点距尾垂线的距离，m；

$m_{tc}(x)$ ——货物扭矩的分布扭矩，kN·m/m， $m_{tc}(x)=\frac{d}{dx}[M_{TC}(x)]$ ；

其中： $M_{TC}(x)$ ——货物扭矩沿船长的分布，按本章8.2.4.7确定。

- (4) 分布扭矩应关于舢剖面反对称施加。
- (5) 当计算扭矩为波浪扭矩和货物扭矩的合成扭矩时，波浪扭矩和货物扭矩的方向应一致。

I.3.2 局部强度直接计算的载荷及其施加应符合本篇 1.9.7.6 的规定。

I.4 边界条件

I.4.1 弯扭组合强度直接计算的边界条件应符合本篇 1.9.5.7 的规定。

I.4.2 局部强度直接计算模型边界条件应符合下述规定：

- (1) 在模型一端面所有节点上施加 $u_x=u_y=u_z=0$ 约束，在另一端面所有节点上施加 $u_y=u_z=0$ 约束；在一舷所有实肋板的端部节点上施加 $u_y=u_z=0$ 约束，在另一舷所有实肋板的端部节点上施加 $u_z=0$ 约束；若模型中包含横舱壁时，在横舱壁与船底板交线两端的节点上施加 $u_z=0$ 约束。
- (2) 如采用半宽的 1/2 模型，应约束中纵剖面内所有节点的横向线位移和绕中纵剖面内两坐标轴的角位移，即 $u_y=\theta_x=\theta_z=0$ 。

I.5 强度衡准

I.5.1 板单元采用中面应力，梁单元采用轴向应力。

I.5.2 弯扭组合强度直接计算模型的主要构件的应力一般不超过表 I.5.2 中给出的值。

许用应力 (N/mm ²)			表 I.5.2
构件名称	板（壳）单元许用应力		
	σ_e	σ_l	τ
甲板、船底板、舷侧顶列板、舳列板、内舷板、甲板纵桁及船底龙骨（或纵桁）的腹板	192/ K	165/ K	91/ K
构件名称	梁单元许用应力 σ_z		
甲板纵桁及船底龙骨的面板	181/ K		
表中： σ_e ——单元von Mises应力； σ_l ——船长方向应力； σ_z ——梁单元节点应力； τ ——剪应力，对于组合主要构件为腹板总深度上的平均剪应力； K ——材料换算系数，按本篇1.3.2.3确定。			

I.5.3 若使用了比本篇 1.9.4 规定的更细密的网格时，计算应力应取在规定网格尺寸范围内所有细网格单元应力的平均值。

I.5.4 局部强度应力衡准应符合本篇 1.9.7.7 的规定。

第 9 章 双体船船体结构补充规定

第 1 节 一般规定

9.1.1 适用范围

9.1.1.1 本章适用于船长不大于 60m 的下列双体船：

- (1) 客船；
- (2) 滚装客船；
- (3) 车客渡船；
- (4) 滚装货船；
- (5) 趸船。

9.1.1.2 本章不适用于高速双体船。

9.1.1.3 双体趸船的各项构件（包括连接桥和抗扭箱的构件）尺寸均应按本章对 A 级航区客船的要求，并参照本篇第 12 章的有关规定选取。

9.1.1.4 本章对船体构件无明确规定者，应符合本篇第 2 章的有关规定，滚装船尚应符合本篇第 11 章的有关规定。

9.1.2 骨材间距

9.1.2.1 当船长小于 30m 时，肋骨或纵骨间距应不大于 500mm；当船长大于等于 30m 时，可适当放宽，但一般不大于 550mm。

9.1.3 定义

9.1.3.1 船长 $L(m)$ ——沿满载水线自首柱前缘量至舵柱后缘的长度；无首柱船舶的船长应自片体纵中剖面前缘与满载水线的交点量起；无舵柱船舶量至舵杆中心线；但均应不大于满载水线长度，亦不小于满载水线长度 96%。无舵船舶的船长取满载水线长度。

满载水线长度系指满载水线面在片体纵中剖面上的投影长度。

9.1.3.2 船宽 $B(m)$ ——在船长 L 中点处，两片体外舷壳板内表面之间的最大水平距离。舷伸甲板宽度不计入。

9.1.3.3 型深 $D(m)$ ——在船长 L 中点处，沿片体外舷舷侧自平板龙骨上表面量至干舷甲板下表面之间的垂直距离。

9.1.3.4 吃水 $d(m)$ ——在船长 L 中点处，沿片体外舷自平板龙骨上表面量至满载水线的垂直距离。

9.1.3.5 片体宽度 $b(m)$ ——在船长 L 中点处，不包括船壳板在内的片体最大宽度。

9.1.3.6 抗扭箱——在船舶首、尾适当部位横向设置的连接左右片体的箱型剖面结构。

9.1.3.7 连接桥——连接左右片体的板架或箱型结构。

9.1.3.8 连接桥甲板——首、尾抗扭箱和左右片体内舷所围成的连续甲板。

9.1.3.9 连接桥长度 l_1 (m) ——沿连接桥中纵剖面自首端至尾端之间的水平距离。

9.1.3.10 连接桥宽度 b_1 (m)——在船长 L 中点处，两片体内侧壁之间不包括壁板厚度的水平距离。

9.1.3.11 连接桥相对高度 h_1/D ——沿连接桥中纵剖面在距其首端 $0.25l_1$ 区域内，自满载水线量至连接桥甲板（或底封板）下表面的最小垂直距离与型深的比值。

9.1.4 主尺度比

9.1.4.1 本章适用于表 9.1.4.1 所列主尺度比范围内的双体船，表中 A、B、C 指航区。

类别	主尺度比 L/D		表 9.1.4.1 B/D		
	A 级	B、C 级	A 级	B 级	C 级
双体趸船	≤ 35		≤ 8		
其他双体船	≤ 15	≤ 21	≤ 5	≤ 6	≤ 8

9.1.4.2 连接桥的尺度比应满足下述要求：

$$l_1/L \geq 0.8$$

$$b_1/B \leq 0.4$$

9.1.5 直接计算

9.1.5.1 具有下列情况之一的双体船，应按本篇第 1 章第 9 节和/或附录 I 校核总纵强度和/或相关结构的强度：

- (1) 不符合本章 9.1.1.1 的规定；
- (2) 不符合本章 9.1.4.1 的规定；
- (3) 不符合本章 9.1.4.2 的规定。

第 2 节 片体结构

9.2.1 外板及甲板

9.2.1.1 船底板最小厚度：对 A 级航区应不小于 4mm；B、C 级航区应不小于 3mm。

9.2.1.2 平板龙骨

中部平板龙骨厚度按船底板厚度增厚 1mm，其宽度应不小于片体宽度的 0.1 倍，并注意其厚度与板型首尾柱的合理过渡；平底船中部平板龙骨厚度与船底板厚度相同。

9.2.1.3 舳列板

对 B/D 较大的浅吃水船，当圆弧半径超过 300mm 时，外舷舳列板厚度应较中部船底板厚度增加 1mm。

9.2.1.4 船侧板

- (1) 外舷板厚度应不小于中部船底板厚度的 0.9 倍。
- (2) 内舷板厚度与中部船底板厚度相同。

9.2.1.5 舷侧顶列板

- (1) 舷侧顶列板仅设置于片体的外舷，其在干舷甲板以下的宽度应不小于 0.15D。
- (2) 舷侧顶列板一般不允许开孔。

9.2.1.6 船中部强力甲板的半剖面积 A 应不小于按下式计算所得之值：

$$A=\frac{b}{2}(\alpha L+\beta)\qquad\qquad\qquad\text{cm}^2$$

式中： L ——船长，m；
 b ——片体宽度，m；
 α 、 β ——系数，按航区由表9.2.1.6选取。

系数 α 、 β			表 9.2.1.6
航区	A 级	B 级	C 级
α	0.48	0.42	0.38
β	10.8	8.0	7.0

甲板半剖面积，系包括片体中部甲板中纵剖线外舷一侧，开口线以外的甲板、甲板边板、舷伸甲板、甲板纵骨、甲板纵桁及平板型护舷材（若系贯通）等纵通构件的剖面积（不包括连接桥部分剖面积）。

9.2.1.7 甲板边板

甲板边板仅设置于片体的外舷，其宽度应不小于片体宽度 0.1 倍，厚度应较甲板厚度增加 1mm，首尾部甲板边板厚度可以和该区域甲板厚度相同。

9.2.1.8 甲板开口

片体甲板大开口宽度应不大于片体宽度的 0.7 倍。

9.2.2 船底骨架

9.2.2.1 一般要求

- (1) 片体船底骨架建议采用横骨架式；
- (2) 无论船舶采用横骨架式还是纵骨架式，沿连接桥范围内其实肋板间距应不大于 3 个肋距，滚装船应不大于 2 个肋距。对横骨架式船舶应在未设实肋板的肋位上设置船底肋骨；
- (3) 机舱区域及首尾尖舱内，每个肋位应设置实肋板。

9.2.2.2 中内龙骨

中内龙骨在机舱内，允许以两根间距不大于 1m 的旁内龙骨或机座底纵桁代替中内龙骨，如本篇图 2.5.3.1 所示。

9.2.2.3 旁内龙骨

旁内龙骨间距应不大于 2m，其尺寸与该处实肋板相同，旁内龙骨下方应开流水孔，以便舱底水聚集和排泄。

9.2.2.4 船底肋骨

船底肋骨在中内龙骨处应间断并采用肘板连接，肘板尺寸应不小于底肋骨型材高度的 1.5 倍，厚度与实肋板厚度相同；底肋骨应以肘板与船侧肋骨连接。

9.2.3 舷侧骨架

9.2.3.1 一般要求

(1) 片体舷侧骨架建议采用横骨架式。

(2) 沿连接桥长度范围内的舷侧应设置间距不大于3个肋距的强肋骨, 滚装船应不大于2个肋距, 且应与实肋板位于同一平面内。

9.2.3.2 片体内侧强肋骨剖面模数应不小于片体外侧强肋骨剖面模数的1.2倍。

9.2.3.3 片体内侧肋骨剖面模数应不小于片体外侧肋骨剖面模数的1.2倍。

9.2.3.4 片体内侧纵骨剖面模数应不小于片体外侧纵骨剖面模数的1.2倍。

9.2.4 甲板骨架

9.2.4.1 一般要求

(1) 片体甲板骨架建议采用横骨架式。

(2) 沿连接桥长度范围内的片体甲板, 应设置间距不大于3个肋距的强横梁, 滚装船应不大于2个肋距。

9.2.4.2 甲板纵桁

(1) 在片体中应设置甲板纵桁, 且尽量纵通至船端。在机舱和其他无法布置甲板纵桁的甲板开口, 必须保证强横梁与舱口纵桁之间可靠连接, 并在舱口角隅处或舱口纵桁适当部位设置支柱。

(2) 横骨架式甲板旁纵桁应尽可能与船底旁龙骨位于同一垂直平面内; 纵桁在强横梁处可以间断。

(3) 当甲板纵桁承受集中荷重和均布荷重水头超过4m时, 其尺寸由计算方法决定。

9.2.4.3 强横梁

(1) 片体强横梁与连接桥强横梁之间的连接, 应符合本章9.4.8.4的规定; 当片体强横梁腹板高度低于连接桥强横梁腹板高度时, 两者不得用阶梯形中断于内舷处, 而必须以适当长度的斜线或弧形过渡。当过渡板较大时, 应设防倾肘板或加强筋。

(2) 当强横梁跨距内除均匀荷重外, 尚承受支柱传递的或其他原因产生的集中载荷时, 其尺寸由计算方法决定。

9.2.4.4 靠近舷边处的甲板纵骨应以肘板与最近一道船侧纵骨连接, 肘板间距等于肋骨间距。

9.2.4.5 甲板支柱及桁架

双体滚装船片体甲板下(除机舱外)建议设置1道纵桁架或1排支柱, 支柱或桁架竖杆的上端应位于纵桁与强横梁交点处, 其下端位于内龙骨与实肋板交点处, 支柱间距等于强横梁间距。支柱或竖杆可采用管形或组合型材剖面形式, 但油舱或油柜中禁止采用管形剖面支柱。

第3节 抗扭箱

9.3.1 一般要求

9.3.1.1 双体船一般应设置首、尾抗扭箱, 但符合下列条件之一者, 可免设抗扭箱:

(1) 船长小于等于30m(A级航区为小于等于25m)的船舶, 对首部横向舷墙以及尾部上层建筑或甲板室的后端壁下列板予以加强, 其高度应不小于600mm, 厚度应不小于8mm;

(2) 位于甲板上第一层连续的上层建筑或甲板室长度大于等于0.75L, 且至少均匀设有两道横舱壁时;

(3) 连接桥具有底封板的船舶, 但底封板厚度对船长小于等于30m的船舶应不小于3mm, 对船长大于30m的船舶应不小于4mm。

9.3.1.2 抗扭箱应与片体有效地连接。

9.3.1.3 抗扭箱下封板上应适当设置泄水孔，并配有不锈钢材料制成的水密栓塞。

9.3.2 结构型式

9.3.2.1 抗扭箱壳板由上、下封板和前、后封板组成。其内部设置纵向环形肋骨、纵隔板及横隔板，见图 9.3.2.1。纵向环形肋骨可用纵隔板代替。

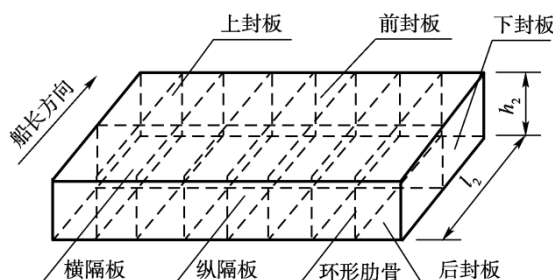


图 9.3.2.1

9.3.2.2 抗扭箱水平长度 l_2 应不小于 6 个肋距，其高度 h_2 应不小于 $0.135l_2$ 。为保证抗扭箱下封板距水面有足够高度，以避免航行中挡水和砰击，首、尾可升高。

9.3.2.3 环形肋骨间距与连接桥纵骨或横梁间距相同。横隔板与前、后封板及横隔板之间的距离应不大于 3 个肋距。纵隔板与片体内侧及纵隔板之间的距离应不大于 2.5m。

9.3.2.4 抗扭箱的横隔板及前、后封板应与片体横舱壁或强框架位于同一平面内。

9.3.3 抗扭箱壳板

9.3.3.1 抗扭箱上封板的厚度应与该处连接桥甲板厚度相同，但应不小于 4mm。

9.3.3.2 抗扭箱下封板和前、后封板的厚度可比上封板的厚度减少 1mm。

9.3.4 环形肋骨

9.3.4.1 环形肋骨的尺寸应与连接桥甲板纵骨或横梁要求相同。

9.3.4.2 环形肋骨各相邻构件端部应用肘板彼此连接，肘板直角边长应为肋骨高度的 2 倍，其厚度取与肋骨相同。环形肋骨穿过横隔板处应以单侧肘板与垂向扶强材连接，如图 9.3.4.2 所示；无扶强材时，肋骨在穿过横隔板处应与横隔板焊接。

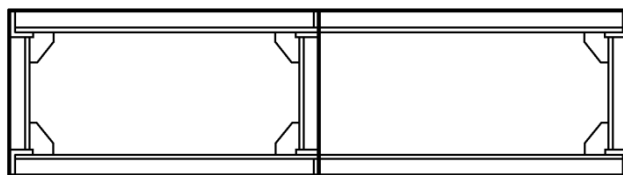


图 9.3.4.2

9.3.4.3 无法进入抗扭箱内部施焊时，环形肋骨的底肋骨与下封板可采用塞焊连接，塞焊应满足本篇第1章的有关要求。

9.3.5 纵、横隔板

9.3.5.1 抗扭箱纵、横隔板的厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 10h_2 \quad \text{mm}$$

式中： h_2 ——抗扭箱高度，m。

9.3.5.2 当抗扭箱高度大于 500mm 时，纵、横隔板上应设置垂向扶强材，其间距及尺寸与环形肋骨相同。

9.3.5.3 纵、横隔板上可开圆形减轻孔，其直径应不大于抗扭箱高度的 1/2；其中心距应不小于 2 倍孔径。

9.3.5.4 当无法进入抗扭箱内部施焊时，纵、横隔板与下封板可采用塞焊连接，塞焊应满足本篇第 1 章的有关要求。

9.3.6 端部结构

9.3.6.1 抗扭箱上、下封板与片体的连接应根据片体首、尾线型而定，宜采用抛物线或圆弧予以过渡，其根部长度一般不小于 2 档肋距，并在片体内部相应部位设水平筋板予以加强，尾抗扭箱上、下封板的根部长度可适当减少。

9.3.6.2 首抗扭箱的前封板、尾抗扭箱的后封板应尽可能与首、尾横向舷墙板位于同一平面内。

9.3.6.3 抗扭箱的前、后封板和横隔板应插入片体内侧壁并与片体强框架或舱壁连接，如图 9.3.6.3 所示。

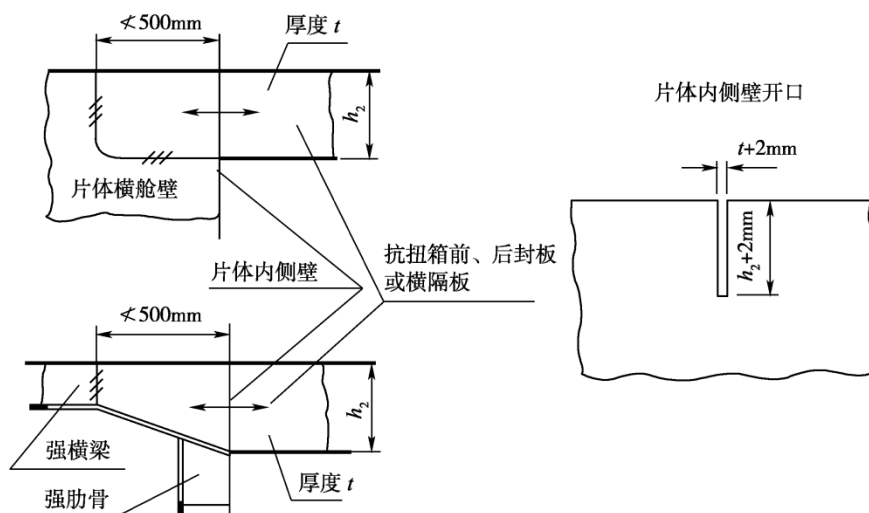


图 9.3.6.3

第4节 连接桥

9.4.1 一般要求

9.4.1.1 连接桥结构可采用横骨架式或纵骨架式。横骨架式骨架由横梁、强横梁及纵桁组成；纵骨

架式由纵骨、纵桁及强横梁组成。连接桥也可采用设有底封板的箱型结构。

9.4.1.2 强横梁（或横隔板）应与片体强框架、横舱壁在同一平面内。

9.4.1.3 连接桥纵桁腹板应与抗扭箱（如设有时）纵隔板位于同一平面内。

9.4.2 甲板

9.4.2.1 连接桥甲板厚度 t 应不小于表 9.4.2.1 的规定。

甲板厚度 t (mm)		表 9.4.2.1		
航区	船长 L (m)	A 级	B 级	C 级
	>40	5	4	3
	$40 \geq L \geq 20$	4	3	3

9.4.2.2 滚装船连接桥甲板厚度应符合本篇 11.4.1 的有关规定。

9.4.3 甲板横梁

9.4.3.1 横骨架式连接桥应在每个肋位设置甲板横梁。

9.4.3.2 连接桥甲板横梁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 3.2cshl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： c ——系数，按本篇2.8.1.1的规定；

s ——横梁间距，m；

h ——计算水柱高度，m，取1.0，载货甲板取货物重量相当水柱高度；

l ——横梁跨距，m，取片体内侧与连接桥纵桁或纵桁间的距离中的大者，且不小于2m。

9.4.3.3 滚装船连接桥甲板横梁的剖面模数应按本篇 11.4.2.1 的要求增加 70%。

9.4.3.4 甲板横梁的剖面惯性矩应不小于按下列两式计算所得之值的较大者：

$$I = 3Wl \quad \text{cm}^4$$

式中： W 、 l ——同本节9.4.3.2、9.4.3.3的规定；

f ——横梁带板剖面积， cm^2 ；

C_w ——系数，角钢取0.73，球扁钢取0.66。

9.4.4 甲板纵骨

9.4.4.1 纵骨架式连接桥的甲板纵骨间距应不大于肋距。

9.4.4.2 连接桥甲板纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 3.2cshl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： c ——系数，按本篇2.8.1.1的规定；

s ——纵骨间距，m；

h ——计算水柱高度，m，按本节9.4.3.2的规定；

l ——纵骨跨距，m，取强横梁间距。

9.4.4.3 滚装船连接桥甲板纵骨的剖面模数应按本篇 11.4.2.1 的要求增加 70%。

9.4.4.4 甲板纵骨的剖面惯性矩应不小于按下列两式计算所得之值的较大者：

$$I = 3Wl \quad \text{cm}^4$$

$$I = 1.1(C_w W^{2/3} + f)l^2 \quad \text{cm}^4$$

式中： W 、 l ——同本节9.4.4.2、9.4.4.3的规定；

f ——纵骨带板剖面积， cm^2 。

C_w ——系数，角钢取0.73，球扁钢取0.66。

9.4.5 强横梁

9.4.5.1 连接桥强横梁间距应不大于 3 个肋距，滚装船应不大于 2 个肋距。无抗扭箱时，连接桥两端应设置强横梁。

9.4.5.2 连接桥强横梁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值。

$$W = 6.9cshl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： c ——系数，按本篇2.8.1.1的规定；

s ——强横梁间距， m ；

h ——计算水柱高度， m ，按本节9.4.3.2的规定；

l ——强横梁跨距， m ，取连接桥宽度，但不小于片体宽度。

9.4.5.3 滚装船连接桥强横梁的剖面模数 W 应按本篇 11.4.2.3 的要求增加 70%。

9.4.5.4 强横梁的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值：

$$I = kWl \quad \text{cm}^4$$

式中： k ——系数，当 $l < 5\text{m}$ 时，取 $k=3$ ；当 $l \geq 5\text{m}$ 时，取 $k=2.5$ ；

W ——按本节9.4.5.2或9.4.5.3计算所得之剖面模数；

l ——按本节9.4.5.2的规定。

9.4.5.5 连接桥强横梁（或横隔板）的剖面模数 W 在任何情况下应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 5.7 \frac{M_{bx}}{n} \quad \text{cm}^3$$

式中： n ——连接桥强横梁（或横隔板）总根数；

$$M_{bx} \text{——连接桥总横弯矩，kN} \cdot \text{m，} M_{bx} = \frac{9.81}{s} \Delta b_c ;$$

其中： Δ ——双体船排水量， t ；

b_c ——任一片体中心线至连接桥计算剖面的距离， m ；

s ——系数，按表9.4.5.5确定。

连接桥首尾 $0.15l_1$ 范围内的强横梁（或横隔板），其剖面模数应不小于按上式计算所得之值的 1.25 倍。

系数 s

表 9.4.5.5

航区	A 级航区	B 级航区	C 级航区	急流航段
s 取值	8.0	9.0	10.0	9.0

9.4.5.6 连接桥强横梁（或横隔板）腹板的剖面积 a 应不小于按下式计算所得之值：

$$a = 9.52k \frac{Q_t}{n} \quad \text{mm}^2$$

式中： n ——连接桥强横梁总根数；
 k ——系数，连接桥首尾 $0.15l_1$ 范围内的强横梁取 $k = 2.03 - 0.0164L$ ，其他区域强横梁取 $k = 1$ ；
 L ——船长，m；

Q_t ——连接桥总剪力，kN， $Q_t = \frac{9.81}{s} \Delta$ ；

其中： Δ ——双体船排水量，t；
 s ——系数，按本节表 9.4.5.5 确定。

9.4.6 横桁

9.4.6.1 在连接桥长度范围内，与片体横舱壁相对应的肋位应设置连接桥横桁。

9.4.6.2 连接桥横桁的腹板高度与强横梁相同，其剖面模数应不小于强横梁剖面模数的 1.2 倍。

9.4.7 纵桁

9.4.7.1 应至少在连接桥中纵剖面处设置一道纵桁。连接桥纵桁与片体内侧壁及连接桥纵桁之间的距离应不大于 2.5m。

9.4.7.2 连接桥纵桁的尺寸与连接桥强横梁相同。

9.4.8 节点的连接

9.4.8.1 连接桥横梁与片体内侧壁应用肘板连接，肘板直角边为横梁高度的 2 倍，如图 9.4.8.1 所示。肘板厚度与横梁相同，其自由边长度超过 250mm 时应折边或加面板，折边或面板的宽度一般为肘板厚度的 10 倍。

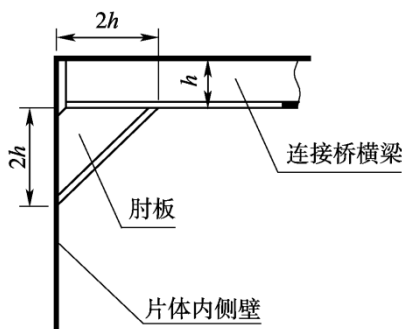


图 9.4.8.1

9.4.8.2 连接桥纵骨与片体内侧壁在片体相应肋位应用肘板连接，如图 9.4.8.2 所示，肘板高度为纵

骨高度的 2.5 倍，厚度与纵骨厚度相同。肘板应折边或加面板，折边或面板的宽度一般为肘板厚度的 10 倍。

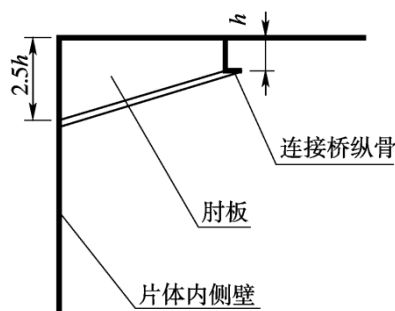


图 9.4.8.2

9.4.8.3 连接桥纵骨与首、尾抗扭箱可参照本节 9.4.8.1 的要求用肘板连接；无抗扭箱时，纵骨应延伸连接桥两端强横梁并与之连接。

9.4.8.4 连接桥强横梁可采用以下 4 种方式与片体连接：

- (1) 强横梁腹板插入片体内侧壁并与片体强横梁对接，如图 9.4.8.4 (1) 所示；
- (2) 强横梁采用肘板与片体内侧壁连接，如图 9.4.8.4 (2) 所示，肘板的自由边应加面板，面板尺寸与强横梁面板尺寸相同；
- (3) 强横梁采用过渡肘板与片体内侧壁连接，如图 9.4.8.4 (3) 所示；
- (4) 强横梁采用加宽面板并在片体内面加设肘板与片体内侧壁连接，如图 9.4.8.4 (4) 所示。

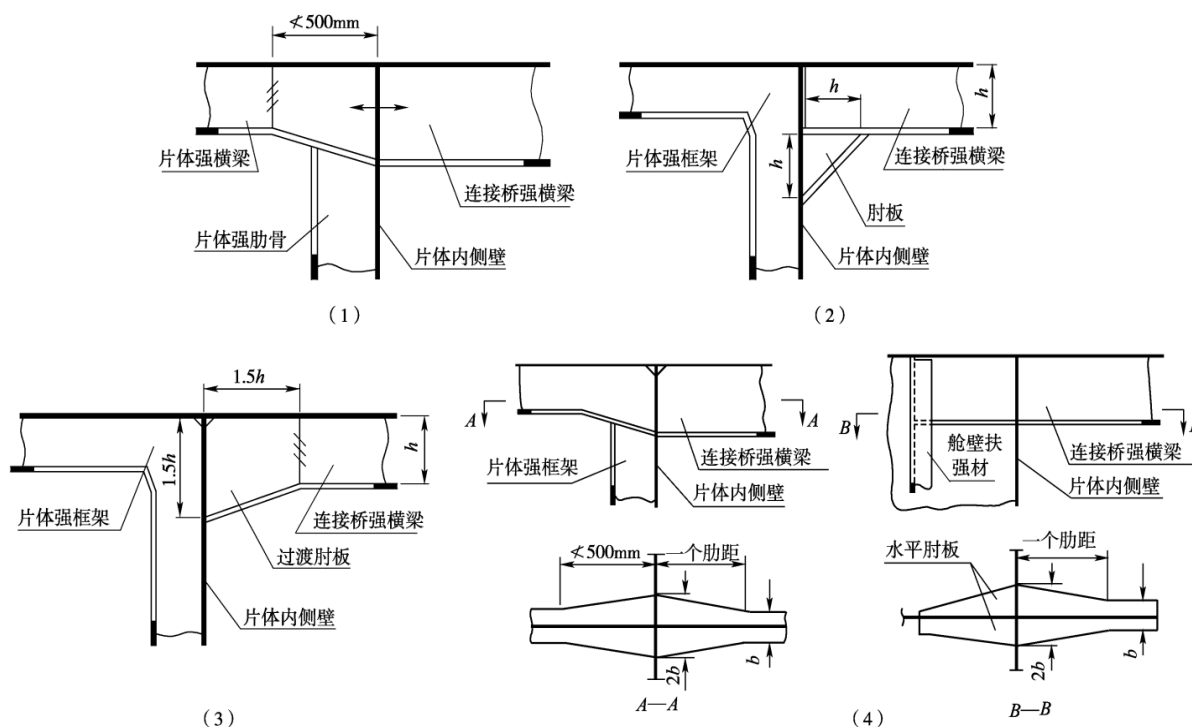


图 9.4.8.4

9.4.8.5 船长大于等于 50m 的船舶，其连接桥横桁的腹板应插入片体内侧壁并与片体横舱壁对接，如图 9.4.8.5 所示。

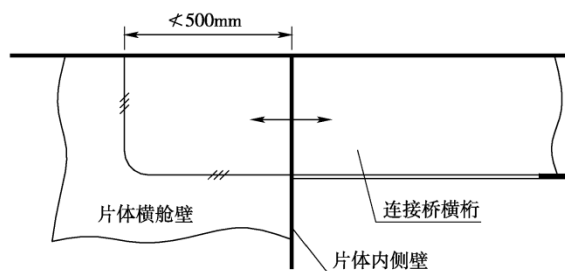


图 9.4.8.5

9.4.8.6 连接桥纵桁应延伸至首、尾抗扭箱并用过渡肘板与抗扭箱连接，如图 9.4.8.6 所示。无抗扭箱时，应延伸至两端强横梁并与之连接。

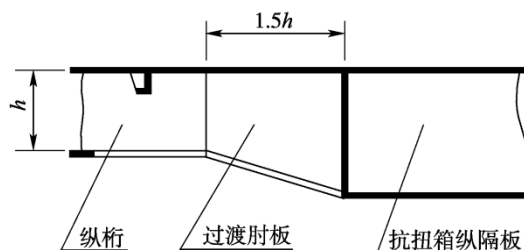


图 9.4.8.6

9.4.9 砰击强度

9.4.9.1 对于航行 A 级航区且连接桥相对高度 h_1/D 小于 0.3 的双体船，当其傅汝德数 $F_r = V/\sqrt{gL}$ 所对应的 λ/L 值落入图 9.4.9.1 中的阴影区内时，应对连接桥进行波浪砰击强度计算。

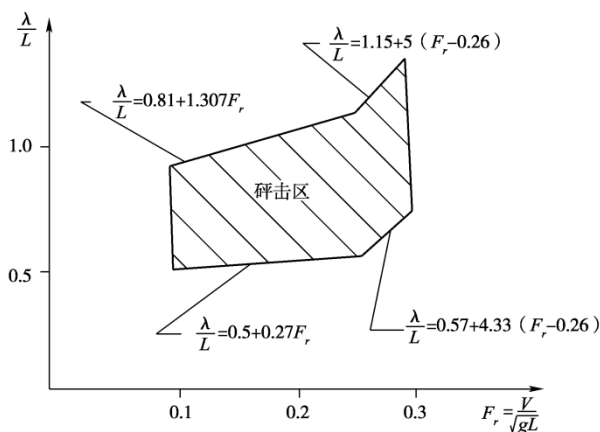


图 9.4.9.1

图中：
 L ——船长，m；
 λ ——计算波长，m，取30；
 V ——船舶设计航速，m/s；
 g ——重力加速度， m/s^2 ，取9.81。

当 $F_r > 0.3$ 时，砰击区应采用理论计算方法另行确定。

9.4.9.2 连接桥砰击载荷应按下式计算：

$$P = 3.68 \left(\frac{V}{A} \right)^{0.3} \left(1 - \frac{H_c}{CL} \right) \quad \text{kN/m}^2$$

式中: Δ ——双体船排水量, t;
 A ——计算板格的面积, m^2 , $A \leq 2.5s^2$;
 s ——纵骨或肋骨间距, m;
 L ——船长, m;
 H_c ——水线至计算点的距离, m, 当 $H_c > CL$ 时, 取 $H_c = CL$;
 C ——系数, $C = 0.066 - 0.000175L$;

9.4.9.3 在砰击载荷作用下连接桥距首端 $0.25l_1$ 区域内的甲板(或连接桥底封板)厚度 t , 尚应不小于按下式计算所得之值:

$$t = 2.2s\sqrt{P} \quad \text{mm}$$

式中: s ——连接桥甲板(或连接桥底封板)板格的短边长度, m;
 P ——砰击载荷, kN/m^2 , 按本节9.4.9.2计算。

9.4.9.4 在砰击载荷作用下连接桥距首端 $0.25l_1$ 区域内的甲板(或连接桥底封板)横梁的剖面模数 W 尚应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 0.71Ps l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: s ——横梁间距, m;
 P ——砰击载荷, kN/m^2 , 按本节9.4.9.2计算。
 l ——横梁跨距, m, 同本节9.4.3.2。

9.4.9.5 在砰击载荷作用下连接桥距首端 $0.25l_1$ 区域内的甲板(或连接桥底封板)纵骨的剖面模数 W 尚应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 0.81Ps l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: s ——纵骨间距, m;
 P ——砰击载荷, kN/m^2 , 按本节9.4.9.2计算;
 l ——纵骨跨距, m, 同本节9.4.4.2。

9.4.9.6 在砰击载荷作用下连接桥距首端 $0.25l_1$ 区域内的甲板强横梁(或横隔板)的剖面模数 W 尚应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 0.74Ps l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: s ——强横梁间距, m;
 P ——砰击载荷, kN/m^2 , 按本节9.4.9.2计算;
 l ——强横梁跨距, m, 同本节9.4.5.2。

第5节 上层建筑及甲板室

9.5.1 一般要求

9.5.1.1 双体客船位于主甲板上的第一层连续上层建筑或甲板室的长度一般应不小于 $0.75L$, 其下至少应设置两道横隔壁, 并尽可能均匀布置。若船舶设有抗扭箱或连接桥具有底封板, 经本社同意则可免设横隔壁。

符合下列条件之一者, 经本社同意, 其上层建筑或甲板室长度可小于 $0.75L$;

(1) 船长小于等于 30m (A 级航区船长小于等于 25m) 的船舶, 若设有抗扭箱或连接桥具有底封板或符合本章 9.3.1.1 的有关规定时;

(2) C 级航区船长大于 30m 的船舶, 若设有抗扭箱或连接桥具有底封板时。

9.5.1.2 上层建筑及甲板室围板允许采用压筋板结构或铝合金等轻型结构。

9.5.2 甲板

9.5.2.1 上甲板的甲板厚度 t 应不小于按下式计算所得之值:

$$t = 0.03L + 3 \quad \text{mm}$$

式中: L ——船长, m。

首尾部、大开口两端和开口之间的甲板厚度以及 C 级航区上甲板厚度应不小于 3mm。

9.5.2.2 其他各层甲板厚度一般不小于 3mm。但顶蓬甲板可以减薄到 2mm。

9.5.2.3 短桥楼、首楼、尾楼的最下一层甲板及升高甲板的厚度应符合本节 9.5.2.1 的规定。

9.5.2.4 在布置有甲板机械、系缆等设备的甲板部位应采用加厚板或复板加强。

9.5.3 端围板

9.5.3.1 最下层上层建筑及甲板室端围板的厚度 t 应不小于下式计算所得之值, 且不小于 3mm:

$$t = 6s + 0.01L \quad \text{mm}$$

式中: s ——扶强材间距, m;

L ——船长, m。

C 级航区船舶上层建筑及甲板室最下层端围板的最小厚度应不小于 3mm。

9.5.3.2 第二、第三层端围板的厚度一般不小于 3mm。

9.5.4 端壁扶强材

9.5.4.1 最下层上层建筑及甲板室端围板扶强材的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 15s \quad \text{cm}^3$$

式中: s ——扶强材间距, m。

9.5.4.2 第二、第三层端围板扶强材的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 10s \quad \text{cm}^3$$

式中: s ——扶强材间距, m。

9.5.4.3 与甲板纵桁相对应的端壁部位应设置扶强材, 该扶强材兼作支柱时应满足支柱的要求。

9.5.5 侧围壁

9.5.5.1 侧围壁的厚度应不小于 3mm。

9.5.5.2 侧围壁扶强材的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 10s \quad \text{cm}^3$$

式中： s ——扶强材间距，m。

9.5.5.3 侧围壁扶强材的设置应与甲板横梁对齐。其上端应与甲板横梁连接，其下端可以削斜。

9.5.6 内部横隔壁

9.5.6.1 内部横隔壁的板厚要求同本节 9.5.5.1，其扶强材剖面模数同本节 9.5.5.2 的规定。

9.5.7 门窗开口

9.5.7.1 外围壁门窗开口角隅处应为圆角。

附录 I 双体船结构直接计算

I.1 一般要求

I.1.1 本附录的直接计算适用于连接桥的总横弯曲和扭转强度计算。

I.1.2 本附录未规定者应符合本篇第1章第9节的规定。

I.2 结构模型

I.2.1 整船模型应包括整个船体结构，如船体外板、纵横舱壁、甲板结构、连接桥、片体等构件。如强力甲板以上第一层上层建筑（或甲板室）计入总强度，也应包括在模型中。两片体结构可适当简化。

I.2.2 有限元模型及单元类型一般应符合本篇 1.9.4 的规定。

I.2.3 一般情况下，下列部分应考虑进行细化网格分析：

- (1) 双体船连接桥前端壁（或强横梁）与片体连接的内角处；
- (2) 双体船连接桥后端壁（或强横梁）与片体连接的内角处；
- (3) 双体船连接桥前端 $0.15l_1$ 范围外的第1根强横梁（或横隔板）与片体连接的内角处；
- (4) 双体船连接桥后端 $0.15l_1$ 范围外的第1根强横梁（或横隔板）与片体连接的内角处。

I.2.4 细化网格分析时，细化区域单元网格大小应不大于 $50\text{mm} \times 50\text{mm}$ ，网格划分应保证从细化区域向粗网格区域的平稳过渡。

I.3 边界条件

I.3.1 在连接桥纵中剖面首尾端取 A 点和 B 点、在任一片体中横剖面舷侧处取 C 点进行约束，如图 I.3.1 所示。在图中 A 点约束 x 、 y 、 z 三个方向的位移，在 B 点约束 y 、 z 方向的位移，在 C 点约束 z 方向的位移。

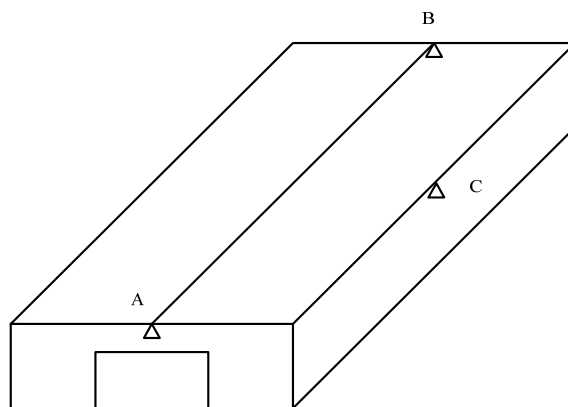


图 I.3.1

I.4 载荷及施加

I.4.1 双体船连接桥结构分析中，应计算如下载荷组合工况：

- (1) M_{bx} （中拱）；
- (2) M_{bx} （中垂）；
- (3) $0.8M_{bx}$ （中拱） $+0.6M_{by}$ ；
- (4) $0.8M_{bx}$ （中垂） $+0.6M_{by}$ ；
- (5) $0.6M_{bx}$ （中拱） $+0.8M_{by}$ ；
- (6) $0.6M_{bx}$ （中垂） $+0.8M_{by}$ 。

I.4.2 连接桥的总横弯矩可通过沿片体内侧舭部的系列节点上施加横向对开力等效，如图 I.4.2 所示。横向对开力 f_y 按下式计算：

$$f_y = \frac{M_{bx}}{nz} \quad \text{kN}$$

式中： M_{bx} ——连接桥总横弯矩，kN·m，按本篇9.4.5.5计算；
 z ——横向对开力施加点至连接桥中纵剖面中和轴的垂向距离，m；
 n ——单个片体施加横向对开力的节点总数。

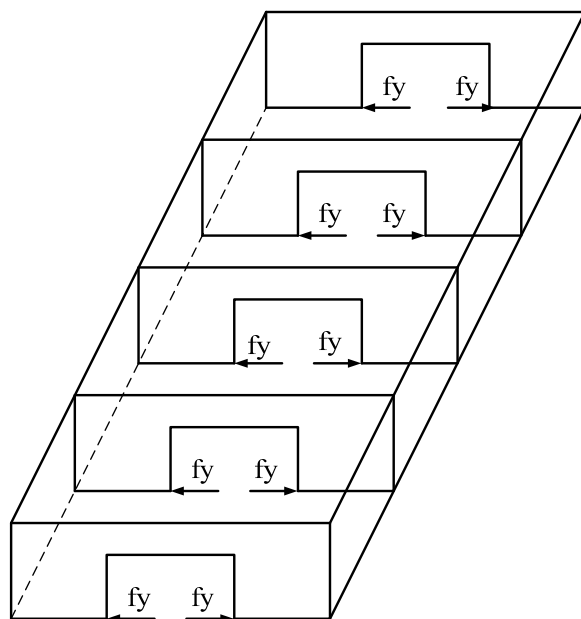


图 I.4.2

I.4.3 双体船总横扭矩可通过反对称分布在片体中纵剖面内的垂向均布力等效施加。所谓反对称分布是指垂向均布等效力即关于双体船中纵剖面反对称也关于中横剖面反对称，如图 I.4.3 所示。

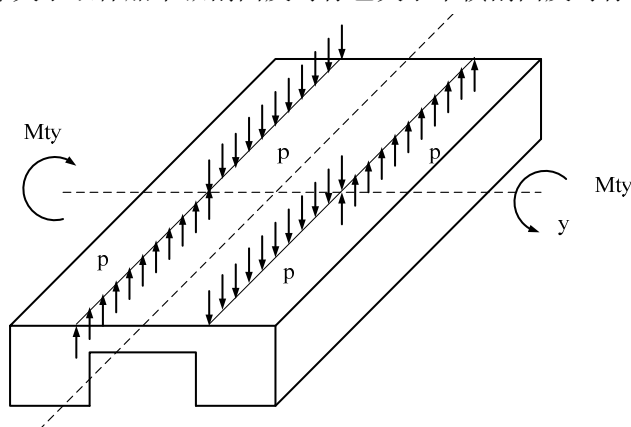


图 I.4.3

等效的垂向分布载荷由下式计算：

$$p_x = \frac{4M_{ty}}{L^2} \quad \text{kN/m}$$

式中： L ——双体船船长，m；
 M_{ty} ——连接桥扭距，kN·m， $M_{ty} = 9.81k_0k\Delta L$ ；
 Δ ——双体船排水量，t；
 L ——船长，m；

k_0 ——系数， $k_0 = (1871 - 69.71L + 1.056L^2 - 0.00542L^3) \times 10^{-4}$ ；
 k ——系数，A级航区取1，B级航区取0.6，C级航区取0.4。

I.5 强度衡准

I.5.1 板单元采用中面应力，梁单元采用轴向应力。

I.5.2 片体中各主要结构的强度衡准应符合本篇 1.9.7.7 的规定，连接桥甲板、底封板及各主要构件的应力应不大于表 I.5.2 规定的许用应力。

许用应力 (N/mm2)		表 I.5.2		
构件名称	板（壳）单元许用应力			
	σ_e	σ_l	σ_w	τ
连接桥甲板、底封板	195/K	176/K	176/K	105/K
连接桥甲板强横梁腹板（包括前后端壁）	195/K	—	176/K	105/K
连接桥甲板纵桁的腹板	195/K	176/K	—	105/K
构件名称	梁单元许用应力 σ_z			
连接桥甲板强横梁、纵桁的面板	176/K			
表中：	σ_e ——单元von Mises应力； σ_l ——船长方向应力； σ_w ——船宽方向应力； σ_z ——梁单元节点应力； τ ——剪应力，对于组合主要构件为腹板总深度上的平均剪应力； K ——材料换算系数，按本篇1.3.2.3确定。			

I.5.3 若使用了比本篇 1.9.4 规定的更细密的网格时，计算应力应取在规定网格尺寸范围内所有细网格单元应力的平均值。

I.5.4 细化网格区域构件的单元应力应不大于 I.5.2 许用应力的 1.6 倍。

第 10 章 工程船船体结构补充规定

第 1 节 一般规定

10.1.1 适用范围

10.1.1.1 本章适用于单层甲板自航船与非自航的下列工程船：

- (1) 耙吸挖泥船、开底泥驳（船）、对开泥驳（船）；
- (2) 链斗挖泥船、绞吸挖泥船、吹泥船、斗轮挖泥船；
- (3) 船长小于等于 100m 的起重船、打桩船、抓斗挖泥船、铲斗挖泥船。

10.1.1.2 本章中无明确规定者应符合本篇第 2 章的有关规定。对于在岸边固定作业的起重船（码头浮吊）尚应符合本篇 12.3.1.1 的规定。

10.1.2 结构布置

10.1.2.1 本章涉及的对开泥驳（船）通常具有两个半体，它们由铰链及在泥舱前后两端横剖面上液压装置相互连接，船舶和装置系纵向开启。

10.1.2.2 挖泥船、起重船的船体可采用符合以下规定的组合式浮箱结构：

- (1) 组合式浮箱结构船体一般应由一个主浮箱和在其两侧对称布置的边浮箱组成，如图 10.1.2.2 所示；
- (2) 由浮箱组合成的船体的船长应不大于 65m；
- (3) 各箱体结构应以组装完整后的状态进行结构强度计算；
- (4) 浮箱甲板上开口宽度一般应不大于甲板宽度的 0.7 倍。

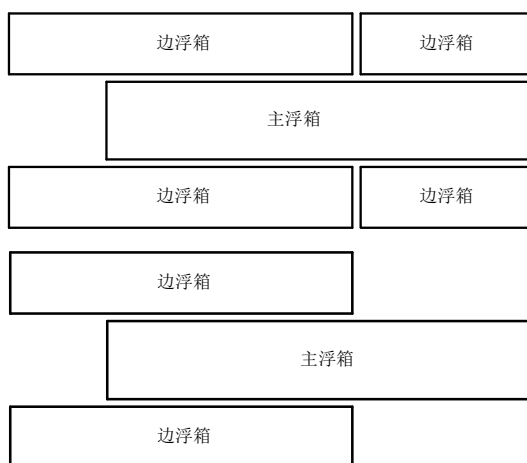


图 10.1.2.2

10.1.2.3 工程船的开槽长度一般应不大于 $0.3L$ ，开槽宽度一般应不大于 $0.4B$ 时，否则尚应按本章附录 II 采用直接计算校核船体的结构强度。

10.1.3 定义

10.1.3.1 船长 $L(m)$ ——沿满载水线自首柱前缘量至舵柱后缘的长度，对无首柱船舶应自船体纵中剖面前缘与满载水线的交点量起；无舵柱的船舶量至舵杆中心线，但应不大于满载水线长度，亦不小于

满载水线长度的96%。对无舵船舶和船体开槽的箱型船舶的船长取满载水线的长度。

满载水线长度系指船舶满载水线面在船体中纵剖面上的投影长度。

10.1.3.2 船宽 $B(m)$ ——不包括船壳板在内的船体最大宽度, 不计及在船体上为固定或操纵挖泥机具等有关设施的局部凸出。采用连接装置的浮箱结构挖泥船的船宽应包括箱体间的板材厚度。

10.1.3.3 开底泥舱——在挖泥船和泥驳上能打开舱底泥门, 自动卸出挖掘物的泥舱。

10.1.3.4 箱形龙骨——在船体中心线上, 纵向布置于开底泥舱下部的泥舱前后端壁之间的一种箱形组合结构。

10.1.3.5 箱形肋板——横向布置于泥舱底部, 泥舱纵壁之间的一种箱形组合结构。

10.1.3.6 边浮舱——位于泥舱两侧的水密空舱。

10.1.3.7 架空纵梁——在甲板开口线内, 纵跨于泥舱前后端壁之间的一种组合梁结构。

10.1.3.8 架空横梁——在甲板开口线内, 横跨于泥舱纵舱壁之间的一种组合梁结构。

10.1.3.9 开槽——为布置挖泥设备, 在挖泥船船体上的凹进部分或阱。

10.1.3.10 I类工程船——有泥舱的挖泥船及泥驳。

10.1.3.11 II类工程船——无泥舱的挖泥船及吹泥船。

10.1.3.12 III类工程船——起重船、打桩船、抓斗挖泥船及铲斗挖泥船。

10.1.3.13 船中部——从船长 L 中点起向首尾各延伸 $0.2L$ 长度范围, 对于III类工程船尚应向设置起重机械所在方向继续延伸 $0.1L$ 。

10.1.4 图纸和资料

10.1.4.1 除按本篇 2.1.2 规定的图纸资料外, 还应将下列的图纸资料一式 3 份提交批准:

- (1) 泥舱、泵舱、挖掘机械舱和开槽的剖面图;
- (2) 泥舱舱壁和开槽舱壁及其连接区域;
- (3) 泥舱舱壁和开槽端部的过渡布置图;
- (4) 拆除和再装配挖泥设备用的专门布置图 (如在航行期间将挖掘设备收藏起来时);
- (5) 挖掘机械臂架与船体连接处结构图;
- (6) 采用连接装置的浮箱结构挖泥船:

- ①主浮箱结构图;
- ②边浮箱结构图;
- ③浮箱连接部位结构图;
- ④连接装置强度计算书。

(7) 对开泥驳 (船):

- ①液压装置部位的结构图;
- ②甲板铰链图、甲板室铰链图及其强度计算书;
- ③甲板室铰链与船体结构的连接图;
- ④液压装置及其与船体结构的连接图[图中应给出工作压力和液压装置 (液缸和杆端) 的最大压力及相应的力];
- ⑤船底平面和甲板平面的纵向承压板图;
- ⑥甲板室纵向承压板及其与船体结构的连接图;
- ⑦横向承压板图。

第2节 总纵强度

10.2.1 一般要求

10.2.1.1 工程船的主尺度应符合下述规定：

(1) I类和II类工程船：

$$L/D \leq 25, B/D \leq 5.5$$

(2) III类工程船：

$$L/D \leq 25, B/D \leq 7$$

对于固定在岸边码头作业的起重船，其主尺度应符合本篇 12.1.3.1 的规定；

(3) 组合式船体的单个浮箱：

$$L_x/D_x \leq 20, B_x/D_x \leq 3$$

式中： L_x ——浮箱的长度，m；
 B_x ——浮箱的宽度，m；
 D_x ——浮箱的型深，m。

10.2.1.2 对开泥驳（船）应以左右舷两个半体闭合在一起的形态计算船中剖面模数及惯性矩。

10.2.2 中剖面模数

10.2.2.1 各类工程船其船体中部的剖面模数应满足下述规定：

(1) 船长大于等于 40m 的 I 类工程船，船中部最小剖面模数 W_0 （强力甲板边线或平板龙骨处）应不小于按下式计算所得之值：

$$W_0 = aK_1K_2K_3L^2B \quad \text{cm}^2 \cdot \text{m}$$

式中： L ——船长，m；
 B ——船宽，m；
 a ——航区系数，A级航区取1，B级航区取0.85，C级航区取0.75；
 K_1 、 K_2 ——系数，同本篇2.2.2.1；
 K_3 ——系数

泥舱的载货量 $< 0.6\Delta$ $K_3 = 1$

泥舱的载货量 $\geq 0.6\Delta$ $K_3 = 1.3596 + 0.0226L - 0.0283l_1 - 0.4518l_1 / L$

当 $l_1/L > 0.8$ ，取 $l_1/L = 0.8$

Δ ——满载排水量，t；

l_1 ——泥舱长度，m。

(2) 船长大于等于 40m 的 II 类工程船，船中部最小剖面模数 W_0 （强力甲板边线或平板龙骨处）应不小于按本篇 2.2.2.1 的公式计算所得之值。

(3) 船长大于等于 30m 的 III 类工程船，船中部最小剖面模数 W_0 （强力甲板边线或平板龙骨处）应不小于按下式计算所得之值：

$$W_0 = aK_1K_2L^2B + 0.31Pl_0 \quad \text{cm}^2 \cdot \text{m}$$

式中： L ——船长，m；
 B ——船宽，m；

K_1 ——系数, $K_1 = (373.5 - 0.127L) \times 10^{-4}$;

K_2 ——系数, $K_2 = 2.56 - 3.02C_b + 1.46C_b^2$,

C_b ——方形系数, 小于0.6取0.6;

a ——航区系数, A级航区取1.0, B级航区取0.85, C级航区取0.75, 对于仅在岸边码头固定作业的起重船, 取0.7;

P ——最大单杆起重量, t;

l_0 ——吊臂长度, m。

(4) 组合式浮箱船当单个浮箱的长度大于等于 30m 时, 其中部最小剖面模数 W_0 (强力甲板边线或平板龙骨处) 应不小于按下式计算所得之值:

$$W_0 = 0.032 \left(k \Delta_x L_x - \frac{L_x}{3} \sum |nF_i| + \sum |nF_{ia}| x_{ia} + \sum |nF_{if}| x_{if} \right) \quad \text{cm}^2 \cdot \text{m}$$

式中: Δ_x ——单浮箱排水量, t;

L_x ——单浮箱船长, m;

k ——系数, $k = 3.0 - 2.65d / D_x$;

d ——单浮箱组合状态下的吃水, m;

D_x ——单浮箱型深, m;

F_i ——浮箱所有连接装置的垂向力, kN, 按本章10.11.2.2计算;

F_{ia} ——浮箱舳后各组连接装置的垂向力, kN, 按本章10.11.2.2计算;

F_{if} ——浮箱舳前各组连接装置的垂向力, kN, 按本章10.11.2.2计算;

x_{ia} ——浮箱舳后各组连接装置距船舳的水平距离, m;

x_{if} ——浮箱舳前各组连接装置距船舳的水平距离, m;

n ——系数, 主浮箱取2; 边浮箱取1。

10.2.3 中剖面惯性矩

10.2.3.1 船长大于等于 40m 的 I 类和 II 类工程船以及船长大于等于 30m 的 III 类工程船 (组合式浮箱船除外), 船中部剖面对其水平中和轴的惯性矩 I_0 应不小于按下式计算所得之值:

$$I_0 = K_1 K_2 W_0 L \times 10^{-2} \quad \text{cm}^2 \cdot \text{m}^2$$

式中: W_0 ——船中剖面模数, $\text{cm}^2 \cdot \text{m}$, 按本节10.2.2.1计算之值;

L ——船长, m;

K_1 、 K_2 ——系数, 同本篇2.2.2.2。

对于固定在岸边码头作业的起重船, 其船中部剖面对其水平中和轴的惯性矩 I_0 应不小于按上式计算所得之值的 0.85 倍。

10.2.4 总纵弯曲强度和屈曲强度校核

10.2.4.1 单杆总起重量大于 15t 的 III 类工程船和船长大于等于 40m 的 I、II 类工程船除应满足本节 10.2.2.1、10.2.3.1 的要求外, 尚应按本篇 2.2.4、2.2.5 的规定进行下述工况的总纵弯曲强度和屈曲强度的校核。

对 III 类工程船的作业工况, 其波浪载荷均按本篇 2.2.4 对 B 级航区的规定计算。

对于固定在岸边码头作业的起重船, 计算总纵弯曲强度和屈曲强度时, 可不计及波浪载荷。

I 类工程船:

- (1) 满载工况（出港、到港）；
- (2) 空载加压载工况（出港、到港）；
- (3) 首尾部泥舱满载，其他泥舱空载；
- (4) 中部泥舱满载，其他泥舱空载。

II类工程船：

- (1) 作业工况；
- (2) 航行（或调迁）工况。

III类工程船：

- (1) 作业工况；
- (2) 航行（或调迁）工况。

10.2.4.2 对于吊臂设置在船端，如下图所示的起重船，若计算所得的静水弯矩为中垂弯矩时，则静水弯矩在船中部还应加上因起吊荷重传递到船体上的水平分力所产生的附加弯矩（中垂弯矩），其值可按式计算：

$$M_a = 9.81P_e H_d \cos \alpha \cos \beta / \sin(\alpha - \beta) \quad \text{kN} \cdot \text{m}$$

式中： H_d ——吊臂下支点距船中部剖面水平中和轴的最大距离，m；
 P_e ——相当起吊荷重，t，取吊臂自重的0.5倍与最大起吊重量之和；
 α 、 β ——吊臂、拉索与水平面的夹角，deg。

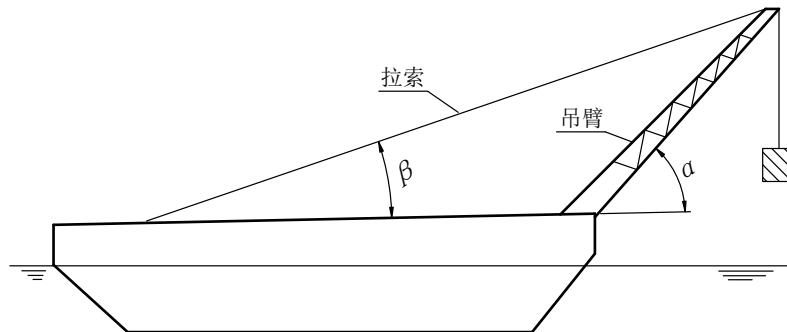


图 10.2.4.2

10.2.4.3 起重船若其起重机机座设置在船中部范围以内，且起重重量大于等于按下式计算所得之值时，其总纵强度除满足本节规定外尚应按本篇第1章第9节由直接计算校核。

$$P = 74 + 0.18\Delta \quad \text{t}$$

式中： P ——起重重量，t；
 Δ ——设计排水量，t。

10.2.4.4 对抓斗式挖泥船及铲斗式挖泥船计算起吊荷重时泥浆密度取 2 t/m^3 。

10.2.4.5 当组合式浮箱船的船长大于 60m 或其单杆起重重量大于 15t 时，应按本篇 2.2.4 和 2.2.5 的规定校核各浮箱甲板和船底的屈服强度和屈曲强度，各浮箱的静水弯矩和波浪附加弯矩按下述规定计算：

- (1) 以浮箱组装完整状态计算各浮箱的静水弯矩 M_s ，计算时应计及连接铰链的垂向力；
- (2) 不论何种航区，浮箱的波浪附加弯矩 $M_w(\pm)$ 按下式计算：

$$M_w(\pm) = \pm k L_x^2 B_x \quad \text{kN} \cdot \text{m}$$

式中： L_x ——单浮箱长度，m；
 B_x ——单浮箱宽度，m；
 k ——系数， $k = (3913 + 2.42L_x - 0.43L_x^2) \times 10^{-4}$ ，当 $k < 0.136$ 时取 $k = 0.136$ 。

10.2.5 中剖面模数和中剖面惯性矩的计算

10.2.5.1 船中部剖面模数及剖面对其水平中和轴的惯性矩的计算应符合本篇 2.2.3 的规定。

10.2.5.2 箱形龙骨及架空纵梁，若其两端有良好固定及过渡，可将架空纵梁与箱形龙骨剖面积的 0.4 倍计入中剖面模数和剖面对其水平中和轴惯性矩的计算。

第 3 节 外板及内底板

10.3.1 船底外板及平板龙骨

10.3.1.1 工程船平板龙骨宽度应按本篇 2.3.1.1 的规定，平板龙骨在全船长度范围内的厚度应较船底板增厚 2mm。

10.3.1.2 横骨架式船中部船底板厚度 t ，应不小于按下式及本篇 2.3.2.2 式计算所得之值：

$$t = a(\alpha L + \beta) \quad \text{mm}$$

式中： L ——船长，m；
 a ——航区系数，按本节 10.2.2.1 的规定；
 α 、 β ——系数，根据船舶类型按表 10.3.1.2 选取。

工程船类型	系数 α 、 β			表 10.3.1.2
	I 类	II 类	III 类	
α	0.085	0.074	0.08	
β	3.5	3	3.3	

纵骨架式船中部船底板厚度应不小于上式计算所得之值的 0.9 倍及本篇 2.3.2.2 式计算所得之值。

10.3.1.3 首、尾部船底板应不小于中部船底板厚度，过渡区域船底板厚度应不小于中部船底板厚度的 0.8 倍。

10.3.1.4 在开底泥舱区域内的船底板厚度应不小于 10.3.1.2 式计算所得之值。

10.3.1.5 船底板厚度 t ，在全船长度范围内尚应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 6.4s\sqrt{d} \quad \text{mm}$$

式中： d ——吃水，m；
 s ——肋骨或纵骨间距，m。

10.3.1.6 船底板的最小厚度，对作业或航行于 A 级航区船舶应不小于 5mm，B、C 级航区船舶应不小于 4mm。

10.3.2 舷侧外板

10.3.2.1 船中部舷侧外板厚度应不小于船中部船底板厚度。

10.3.2.2 首、尾部舷侧外板厚度应不小于船中部舷侧外板厚度。过渡区域的舷侧外板应不小于中部舷侧外板厚度的 0.9 倍。箱形船体的舷侧外板厚度应在全船长度范围内不小于船中部船底板厚度。首、尾封板厚度应不小于船中部船底板厚度。

10.3.3 局部加强

10.3.3.1 链斗挖泥船的开槽宽度，应保证船体在最大允许的工作倾角时，斗链的悬垂部分不至碰擦槽壁的下边缘。

10.3.3.2 链斗挖泥船开槽纵壁板厚度应与该区域的舷侧外板厚度相同，横向端壁板的厚度应较舷侧外板厚度增加 2mm。

10.3.3.3 链斗挖泥船开槽纵壁与船底相连接的船底板应加厚 1mm，其加厚区域的宽度应不小于 $0.05(B-b)$ 且不小于 0.75m，其中 B 为船宽，m， b 为开槽宽度，m。

10.3.3.4 链斗挖泥船开槽端壁处的船底板，在图 10.3.3.4 中阴影线所围区域应采用复板或加厚板加强。复板厚度应不小于船底板厚度，加厚板的厚度应不小于船底板厚度的 1.5 倍。

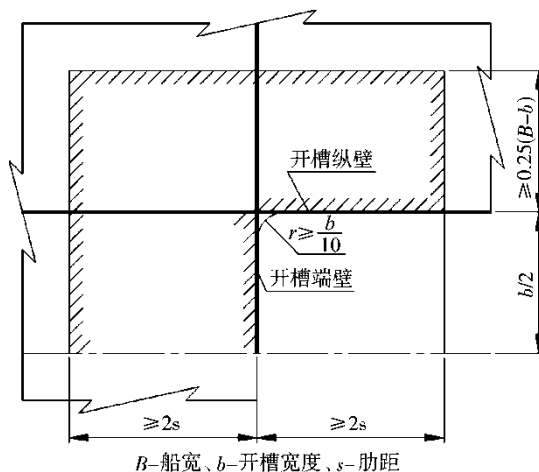


图 10.3.3.4

10.3.3.5 链斗挖泥船的开槽纵壁板上应设有防止斗桥移动时造成破坏的防护材。

10.3.3.6 开槽纵壁板的下边缘应为圆舭型或用连接角钢与船底板搭接相连。连接角钢的厚度应不小于相连船底板厚度。

10.3.3.7 对于船首经常受擦的工程船（如打桩船、抓斗挖泥船、铲斗挖泥船等），其首部削斜部分与相邻的船底部分的外板，应较船底板厚度增加 2mm。

10.3.3.8 挖泥机械或起重机械基座下的船底板至少应加厚 1mm。

10.3.3.9 挖泥船的定位桩处，耙吸挖泥船的吸管出口区域及溢流管口区域、绞吸挖泥船及斗轮挖泥船的绞刀架，及斗轮架开槽处的围壁板及端壁板均应按舷侧外板厚度增加 2mm。

10.3.3.10 浮箱式结构挖泥船、起重船在其连接装置处应予特别加强。

10.3.3.11 抓斗挖泥船及泥驳在作业时，经常受撞击的舷侧顶部、护舷材及结构应予加强。

10.3.3.12 挖泥船若需要坐底作业或在使用期间允许坐底时，则船底板应增厚 2mm。

10.3.3.13 在具有开底泥舱的挖泥船上与泥舱纵壁相邻接的船底板应加厚 1mm，加厚范围应沿纵舱壁向外端各延伸不小于 2 个肋距，其宽度应不小于 1m。

10.3.3.14 耙吸挖泥船的耙头与艏部和舷侧相碰擦的区域，应加复板、复板厚度应与该处外板厚度相同。

10.3.3.15 耙吸挖泥船在舷侧设备凹进舷侧外板的吸泥管导槽时，导槽部位的船壳内表面自船首至船尾方向在有足够长度的范围内，应设导槽包复板，包复板的厚度应不小于舷侧外板厚度，包复板的宽度应能覆盖导槽，导槽包复板在船壳的内侧应设有井字形加强骨材。

10.3.3.16 对开泥驳艏部区域板及构件应予特别加强。

10.3.4 内底板

10.3.4.1 内底板厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 5.5s\sqrt{h} \quad \text{mm}$$

式中： s ——肋骨或底纵骨间距，m；

h ——计算水柱高度，m，自内底板上表面量至干舷甲板边线（或舱口围板上缘）的距离。

10.3.4.2 内底板厚度应不小于船底板厚度的 0.85 倍。

第 4 节 甲板及舱口

10.4.1 强力甲板

10.4.1.1 I、II、III类工程船舶的强力甲板在全长范围内的甲板厚度 t ，应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 0.07L + 3 \quad \text{mm}$$

式中： L ——船长，m。

10.4.1.2 具有封闭式泥舱的挖泥船在泥舱区域内的甲板板厚度应按上式增厚 1mm。

10.4.1.3 强力甲板除应符合本节 10.4.1.1 规定外，尚应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 6.33s\sqrt{h} \quad \text{mm}$$

式中： s ——肋骨或纵骨间距，m；

h ——计算水柱高度，m，按本章 10.7.2.1 式规定。

甲板的最小厚度对作业或航行于 A 级航区船舶应不小于 5mm，B、C 级航区船舶应不小于 4mm。

10.4.2 局部加强

10.4.2.1 链斗挖泥船、绞吸挖泥船和斗轮挖泥船，与开槽端壁相连的甲板板应用加厚板予以加强。加厚板的长度、宽度、厚度应与端壁下端相连接的船底加厚板相同，见本章 10.3.3.4。

10.4.2.2 凡与专用机械底座相连的甲板应予加强，其厚度应不小于底座面板厚度的 0.7 倍，或甲板厚度的 2 倍，取其大者。一般甲板机械，系缆等设备处的甲板部位可用加厚板或复板加强。

10.4.2.3 甲板的下列区域应予以加强,加厚板厚度应不小于甲板板厚度的1.5倍。

斗塔和斗桥吊架处;

绞刀架、斗轮架及其吊架支承处(用液压起升的绞刀架及斗轮架支承处要特别考虑);

定位桩支承处;

吸泥管吊架处;

绞车座处;

浮箱结构连接装置处;

拖缆桩处;

抓斗及铲斗起吊机处;

固定式起重吊杆支承处;

打桩桩架支承处;

其他工作机械区域。

10.4.2.4 对开泥驳甲板铰链及液压装置区域应予特别加强,并提供强度计算资料,其厚度大于20mm的板应使用D级钢,厚度大于40mm钢板或使用应经本社审查。

10.4.2.5 平台甲板厚度应不小于本节10.4.1.1、10.4.1.2有关规定。平台甲板上布置有专用机械、甲板机械及支承座等设备的部位,应按本节10.4.2.2的规定予以加强。

10.4.2.6 泥舱舱口围板的厚度应不小于泥舱纵舱壁上列板的厚度。连续舱口围板长度小于0.5倍船长时,在泥舱两端应适当延伸,延伸长度一般不小于围板高度的1.5倍。

泥舱舱口围板应设置间距不大于600mm的水平扶强材,水平扶强材的尺寸应符合本章10.9.2.3的规定,并应在强框架的肋位上设置肘板(但应不大于4个肋骨间距),肘板的厚度应不小于舱口围板厚度,其自由边应有面板或折边,折边的宽度应不小于厚度的10倍。肘板下边缘宽度应不小于围板高度的1/3。若泥舱纵壁板与舱口围板不在同一平面内,则肘板下边缘的宽度应不小于泥舱纵壁至舱口围板距离 b 的2倍;同时应在肘板的同一平面上,在泥舱内应设置一支撑肘板,该支撑肘板的厚度与舱口围板厚度相同,肘板的长度和宽度如图10.4.2.6所示。

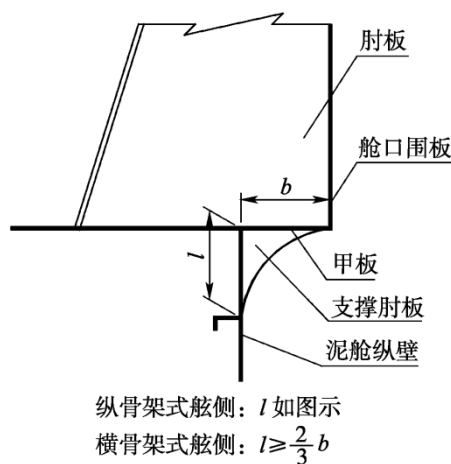


图 10.4.2.6

10.4.2.7 泥舱舱口围板上缘应设面板或其他能保证围板足够刚性的型材,其剖面积应不小于围板剖面积的0.2倍。

第 5 节 船底骨架

10.5.1 一般要求

10.5.1.1 本节无明确规定者,应符合本篇第 2 章第 5 节、第 6 节及第 14 节的有关规定。

10.5.1.2 挖泥船泵机舱内的船底骨架及泥泵底座应分别满足本篇第 2 章第 14 节机舱骨架及主机座的要求。泵机舱内因泥泵布置而使双层底中断或肋板高度减小的地方,船底骨架应作特殊加强并有良好的过渡。

挖泥、起重、打桩等专用机械基座如直接与船底相连时,该处船底骨架除作适当加强外、应根据其基座设计的特点,在结构布置上沿船舶首尾和两舷方向有良好的过渡。

10.5.1.3 泥舱纵壁和开槽纵壁的端部应保持纵向构件的连续性,应以过渡性大肘板与旁内龙骨或旁桁材相连;若旁内龙骨或旁桁材与纵舱壁板不在同一平面内时,应在纵舱壁平面内设置附加旁内龙骨或附加旁桁材,其延伸长度自肘板末端起应不小于 3 倍肋距。

10.5.2 船底纵骨和内底纵骨

10.5.2.1 单层底船底纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = ks(d+r)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: k ——系数, $k = 0.026L + 6.32$;
 L ——船长, m;
 s ——纵骨间距, m;
 d ——吃水, m;
 r ——半波高, m, 按本篇 1.2.1 的规定;
 l ——纵骨跨距, 取实肋板间距, m。

10.5.2.2 双层底船底纵骨的剖面模数,应不小于本节 10.5.2.1 式计算所得之值的 0.8 倍。内底纵骨的剖面模数应不小于船底纵骨的 0.85 倍。

10.5.2.3 船底纵骨的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值:

$$I = 1.1(C_w W^{2/3} + f)l^2 \quad \text{cm}^4$$

式中: W ——按本节 10.5.2.1 计算所得的剖面模数, cm^3 ;
 f ——纵骨带板剖面积, cm^2 ;
 l ——同本节 10.5.2.1 式;
 C_w ——系数, 角钢取 0.73, 球扁钢取 0.66。

10.5.3 泥舱边浮舱和开槽两侧边浮舱船底骨架

10.5.3.1 横骨架式单底应在每个肋位上设置实肋板,纵骨架式单底的实肋板间距应不大于 2.5m,且泥舱边浮舱应在泥舱实肋板的平面内设置实肋板。实肋板剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = kS(d+r)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: S ——实肋板间距, m;
 d ——吃水, m;

- r ——半波高, m, 按本篇 1.2.1 的规定;
 l ——实肋板的计算跨距, m, 沿实肋板面板从外板内缘量至泥舱纵壁或开槽纵壁内缘的距离, 但 $l < 0.3B$;
 k ——系数, 横骨架式取 $k=9.6$, 纵骨架式取 $k=0.17b+7.5$;
 b ——泥舱边浮舱和开槽两侧边浮舱的宽度, m, 从外板内缘量至泥舱纵壁或开槽纵壁内缘的距离。

泥舱边浮箱和开槽两侧浮箱的实肋板, 其腹板高度在任何情况下不得小于 200mm。

10.5.3.2 横骨架式单层底或双层底船边浮舱在船底处的宽度大于 3m 时, 应设置旁内龙骨或旁桁材。旁内龙骨可由间断板构成, 尺寸与该处实肋板相同; 旁桁材由间断板构成, 其厚度与该处实肋板相同。

10.5.3.3 当泥舱底门为水平开启时, 边浮舱内的阶梯实肋板的尺寸应不小于按本节 10.5.3.1 计算所得之值。在阶梯处应设置船底纵桁, 其腹板高度应为 2 倍实肋板的高度、厚度应不小于船底板厚度的 1.25 倍, 其面板的剖面积应不小于实肋板的 1.5 倍。舱内阶梯处应设置实肋板的过渡肘板。如图 10.5.3.3 所示。

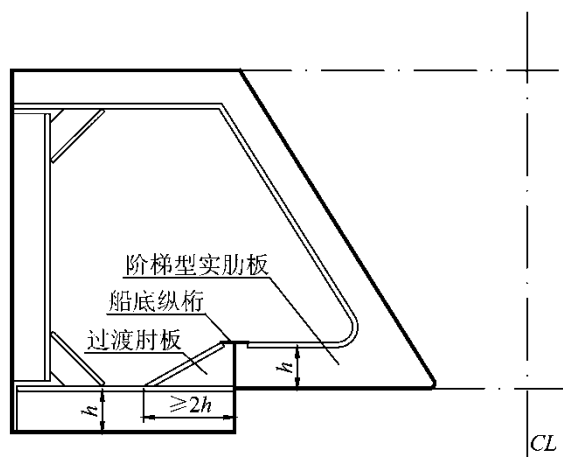


图 10.5.3.3

10.5.4 对开泥驳的泥舱边浮舱船底骨架

10.5.4.1 实肋板应符合本节 10.5.3 的有关规定。

10.5.4.2 当边浮舱内设纵向舱壁, 计算实肋板剖面模数 W 时, l 为纵向舱壁至外板内缘或纵向舱壁至泥舱纵壁内缘距离, 取大者。

10.5.5 箱体组合式船的船底骨架

10.5.5.1 横骨架式单底船每个肋位设置实肋板。纵骨架式单底船的实肋板间距应不大于 2.5m。

10.5.5.2 实肋板的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = kS(d+r)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: S ——实肋板间距, m;
 d ——吃水, m;

- r ——半波高，m，按本篇1.2.1的规定；
- l ——实肋板的计算跨距，m，按主浮箱、边浮箱分别量取。自箱体一侧至另一侧之间的距离；
- k ——系数，横骨架式取12，纵骨架式取6.5。

10.5.5.3 主浮箱应设中内龙骨并尽量贯通首、尾。允许用 2 根旁内龙骨或泥泵基座纵桁代替中内龙骨，但其中断处与中内龙骨之间应有良好的过渡。

10.5.5.4 边浮箱宽度大于 2.5m 时应设中内龙骨，此中内龙骨可用间断板构成。

10.5.5.5 主浮箱和边浮箱的中内龙骨尺寸与所在处实肋板相同。

10.5.6 设有两道纵舱壁（纵桁架）之船体的船底骨架

10.5.6.1 设有两道纵舱壁（纵桁架）的船底实肋板间距不论骨架形式如何，应不大于 2.5m。

10.5.6.2 实肋板的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = kS(d + r)l^2$$

cm³

- 式中：
- S ——实肋板间距，m；
 - d ——吃水，m；
 - r ——半波高，m，按本篇1.2.1的规定；
 - l ——实肋板的计算跨距，m，自舷侧至纵舱壁（纵桁架）或纵舱壁（纵桁架）之间的距离，横骨架式 $l \leq B/4$ ，纵骨架式 $l \leq B/3$ ；
 - B ——船宽，m；
 - k ——系数，边舱取6.3，中舱取 $k = a(l_1 / l) + b$ ；
 - $a、b$ ——系数，按表10.5.6.2选取；
 - l_1/l ——舱长比，取值范围按表10.5.6.2规定；
 - l_1 ——舱底平面长度，m。

系数 $a、b$			表 10.5.6.2	
	a	b	l_1/l 上限值	l_1/l 下限值
一根龙骨	1.88	0.94	1.55	
二根龙骨	1.88	0.84	1.55	0.90
三根龙骨	1.88	0.75	1.60	

表中 l_1/l ：大于上限值者，取上限值；小于下限值者，取下限值。

10.5.6.3 中舱实肋板的剖面模数应不小于边舱实肋板的剖面模数。

10.5.6.4 横骨架式单底船，未设实肋板的肋位上，应设底肋骨，其剖面模数及剖面惯性矩应符合本篇 2.5.5 的规定。

10.5.7 泥舱箱形龙骨

10.5.7.1 箱形龙骨侧板厚度应与泥舱壁的下列板厚度相同。

10.5.7.2 箱形龙骨应用肋板、扶强材和肘板进行加强，其扶强材剖面模数应符合本章 10.9.2 关于泥舱壁扶强材的有关规定。肋板和肘板的厚度应不小于边浮舱实肋板腹板的厚度。

10.5.7.3 在箱形龙骨内对应于泥舱肋板的肋位处, 应设置强框架或隔板。强框架的肋板尺寸与边浮舱相同, 其他尺寸应与泥舱壁垂直桁相同; 隔板厚度应不小于箱形龙骨侧壁板厚度。

10.5.7.4 箱形龙骨在泥舱壁中断时, 应设置延伸长度不小于 2 个肋距的肘板或采取其他有效措施, 以保证箱形龙骨的良好过渡。

10.5.8 泥舱肋板

10.5.8.1 开底泥舱实肋板的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:
当泥门采用向下开启时:

$$W = 14.8(\rho_n - 0.8)Hl^2 \quad \text{cm}^3$$

当泥门采用水平开启时:

$$W = 3.72(\rho_n - 0.8)SHl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: H ——泥舱深度, m, 取泥门上表面距甲板边线的垂直距离;
 l ——实肋板跨距, m, 单开底泥舱取泥舱纵壁下缘之间的距离, 双开底泥舱取沿船底从箱形龙骨中线到泥舱纵壁的距离;
 S ——支撑泥门的实肋板间距, m;
 ρ_n ——泥沙比重, 取 $\rho \geq 1.6$ 。

10.5.8.2 开底泥舱实肋板的间距一般不大于 6m。

10.5.8.3 平板肋板的腹板厚度应不小于其高度的 1/60 或按本章 10.3.1.2 式计算的船底板厚度, 取其大者, 并应设垂直加强筋。平板肋板的腹板上缘和下缘应设置面板, 面板的厚度为腹板厚度加 2mm。

10.5.8.4 箱形肋板和扶强材应符合本章第 9 节关于泥舱舱壁板和扶强材的有关规定。

10.5.9 坐底加强

10.5.9.1 如挖泥船需要在坐底时作业或在使用期间允许坐底时, 则其船底结构应作如下加强:

- (1) 单层底旁内龙骨间距应不大于 2.2m, 船长小于等于 30m 时其间距应不大于 2.0m;
- (2) 横骨架式单层底应每个肋位设实肋板并在其腹板上设垂直加强筋, 加强筋的间距应不大于 1.25m, 厚度与实肋板腹板相同, 宽度为厚度的 8 倍;
- (3) 纵骨架式单层底实肋板间距应不大于 2.0m, 实肋板腹板在船底纵骨位置上应设垂直加强筋, 加强筋的厚度与实肋板腹板相同, 宽度为厚度的 8 倍;
- (4) 横骨架式双层底旁桁材间距应不大于 2.5m; 在每个肋位处应设实肋板, 实肋板腹板上应设垂直加强筋, 其要求同横骨架式单层底;
- (5) 纵骨架式双层底旁桁材间距应不大于 2.5m; 实肋板间距应不大于 2.0m, 实肋板腹板上应设垂直加强筋, 其要求同纵骨架式单层底。

第 6 节 舷侧骨架

10.6.1 一般要求

10.6.1.1 本节无明确规定者, 应符合本篇第 2 章第 7 节的有关规定。

10.6.1.2 机舱、泵机舱应符合本篇第 2 章第 14 节的有关规定。

10.6.1.3 本节要求也适用于挖泥船开槽纵壁骨架及组合式箱体两侧骨架。

10.6.2 纵骨架式舷侧骨架

10.6.2.1 舷侧纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 7s(0.785d + r)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： s ——纵骨间距，m；
 d ——吃水，m；
 r ——半波高，m按本篇1.2.1的规定；
 l ——纵骨跨距，m，取强肋骨间距。

10.6.2.2 舷侧纵骨的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值：

$$I = 1.1(C_w W^{2/3} + f)l^2 \quad \text{cm}^4$$

式中： W ——按本节10.6.2.1计算所得的剖面模数， cm^3 ；
 f ——纵骨带板剖面积， cm^2 ；
 l ——同本节10.6.2.1式；
 C_w ——系数，角钢取0.73，球扁钢取0.66。

10.6.2.3 强肋骨间距应不大于 2.5m。在边浮舱内，强肋骨、实肋板、强横梁及纵舱壁垂直桁应组成强框架。对应于泥舱肋板的肋位处应设置横舱壁或强框架。

10.6.2.4 强肋骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = kS(d + r)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： k ——系数，绞吸和耙吸挖泥船取5.0，其他工程船取7.4；
 S ——强肋骨间距，m；
 d ——吃水，m；
 r ——半波高，m，按本篇1.2.1的规定；
 l ——强肋骨跨距，m，取跨距点之间的距离，按本篇1.2.3的规定。

10.6.3 横骨架式舷侧骨架

10.6.3.1 舷侧为交替肋骨制时，强肋骨间距应不大于 2.5m，其剖面模数应不小于本节 10.6.2.4 式计算值的 0.85 倍。

10.6.3.2 采用交替肋骨制的舷侧应至少设一道舷侧纵桁，并应尽量延伸至首尾，其剖面尺寸与强肋骨相同。

10.6.4 撑材

10.6.4.1 边浮舱内强肋骨设置符合本章 10.9.2.5 规定的横撑或斜撑时，不论骨架形式如何，其剖面模数应不小于本节 10.6.2.4 式计算值的 0.6 倍。

第7节 甲板骨架

10.7.1 一般要求

10.7.1.1 本节无明确规定者,应符合本篇2章第8节的有关规定。

10.7.1.2 封闭式泥舱区域内的甲板骨架,除按本节10.7.6.1、10.7.7.2规定外,其余构件的剖面模数均应按本节规定增加10%。

10.7.2 甲板横梁

10.7.2.1 横骨架式甲板骨架应在每个肋位上设置横梁,其剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 6.12cshl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: c ——系数,取值如下:

强力甲板 A级航区取1.45, B、C级航区取1.2
其余各层甲板 均取1

s ——横梁间距, m;

l ——横梁跨距, m, 为舷侧与纵桁(纵舱壁)间或相邻纵桁(纵舱壁)之间的距离,取其大者;跨距小于2m时仍以2m计;

h ——甲板计算水柱高度, m, 取值如下:

强力甲板	0.5
船员舱室甲板	0.35
顶蓬甲板	0.2
III类工程船的甲板作业区域强力甲板	$h = Q/F$, 不小于1

Q ——甲板实际负荷总重量, t;

F ——负荷甲板面积, m^2 。

10.7.2.2 强力甲板横梁的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值:

$$I = 3Wl \quad \text{cm}^4$$

式中: W ——按本节10.7.2.1式计算所得之剖面模数值;

l ——同本节10.7.2.1式。

10.7.3 甲板纵骨

10.7.3.1 强力甲板纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 10cshl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: c 、 h ——按本节10.7.2.1规定;

s ——纵骨间距, m;

l ——纵骨跨距, m, 取强横梁间距。

10.7.3.2 强力甲板纵骨的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值:

$$I = 1.1(C_w W^{2/3} + f)l^2 \quad \text{cm}^4$$

式中: W ——按本节10.7.3.1计算所得的剖面模数, cm^3 ;
 f ——纵骨带板剖面积, cm^2 ;
 l ——同本节10.7.3.1式;
 C_w ——系数, 角钢取0.73, 球扁钢取0.66。

10.7.4 甲板纵桁

10.7.4.1 横骨架式甲板纵桁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 7.4cbhl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: c 、 h ——按本节10.7.2.1规定;
 b ——甲板纵桁支承面积的平均宽度, m ;
 l ——纵桁跨距, m , 按本篇1.2.3的规定确定。

10.7.4.2 横骨架式甲板纵桁的剖面惯性矩 I 应小于按下式计算所得之值:

$$I = 2.8Wl \quad \text{cm}^4$$

式中: W ——按本节 10.7.4.1 式计算所得之剖面模数值;
 l ——同 10.7.4.1 式。

10.7.4.3 边浮舱内的船底设置旁内龙骨(或旁桁材)时, 应在相应平面上设置甲板纵桁。

10.7.4.4 纵骨架式甲板纵桁尺寸取与强横梁相同。

10.7.5 强横梁

10.7.5.1 纵骨架式强横梁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 7.8cShl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: c 、 h ——按本节10.7.2.1规定;
 S ——强横梁间距, m ;
 l ——强横梁跨距, m , 按本篇1.2.3的规定确定。

10.7.5.2 泥舱区域边浮舱内的强横梁应设在泥舱肋板和架空横梁(泥舱强横梁)的同一肋位上。

10.7.5.3 横骨架式强横梁尺寸取与甲板纵桁相同。

10.7.6 泥舱甲板纵桁和架空纵梁

10.7.6.1 支承 5 台或 5 台以上泥门启闭机械的甲板纵桁, 其剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 0.27chl_1l^2 + 0.05nTl \quad \text{cm}^3$$

式中: c 、 h ——按本节10.7.2.1规定;
 l_1 ——横梁跨距, 取泥舱纵舱壁与支柱之间的距离, m ;
 l ——纵桁跨距, m , 取泥舱前后端壁之间的距离;
 n ——启闭泥门机械的台数;
 T ——每台泥门启闭机械的最大作用力, kN 。

10.7.6.2 支承 5 台或 5 台以上泥门启闭机械的架空纵梁, 其剖面模数 W 应符合本节 10.7.6.1 的规定, 式中计算水柱高取 $h=0$ 。

10.7.6.3 若两根纵桁(架空纵梁)共同支承泥门启闭机械, 则每一纵桁(架空纵梁)的剖面模数应不小于本节 10.7.6.1 (10.7.6.2) 计算值的 0.5 倍。

10.7.6.4 支承泥门启闭机械的甲板纵桁或架空横梁, 若支承条件与本节 10.7.6.1 或 10.7.6.2 不同时, 应提供计算, 并经本社同意。

10.7.7 泥舱强横梁和架空横梁

10.7.7.1 在泥舱肋板平面内应设置泥舱强横梁或架空横梁。

10.7.7.2 泥舱强横梁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 7cShl^2 + c_1Tl \quad \text{cm}^3$$

式中: c 、 h ——按本节 10.7.2.1 规定;

S ——强横梁间距, m;

l ——强横梁跨距, m, 取泥舱纵舱壁之间或纵舱壁至中间支柱中心线的距离;

T ——泥门启闭机械的最大作用力, kN;

c_1 ——系数, 设中间支柱取 $c_1 = 7.65(1-k)^2$, 不设中间支柱 $c_1 = 7.65k(1-k)$;

k ——泥门启闭力作用点到邻近端点的距离与 l 之比。

10.7.7.3 架空横梁的剖面模数应符合本节 10.7.7.2 的规定, 式中计算水柱高取 $h=0$ 。

10.7.8 局部加强

10.7.8.1 对于下列区域的甲板骨架应予以足够的加强;

- (1) 斗搭和斗桥吊架处;
- (2) 绞刀架、半轮架及吊架支撑处;
- (3) 支撑吸管的吊架处;
- (4) 定位桩支撑处;
- (5) 拖缆桩底座处;
- (6) 绞车底座处;
- (7) 桩架支撑处;
- (8) 对开泥驳的铰链区域;
- (9) 其他工作机械区域。

10.7.8.2 旋转起重机及抓斗机的船体支承结构加强应符合本章 10.9.3 的规定。

第 8 节 支柱

10.8.1 一般要求

10.8.1.1 非泥舱内支柱应符合本篇第 2 章第 11 节的有关规定。

10.8.2 泥舱支柱

10.8.2.1 泥舱内钢质管形支柱的尺寸可按支柱长度及负荷 P 由本篇表 2.11.3.1 选取, 但其壁厚应较表列值增加 1mm, 且应不小于 6mm, 支柱长度应包括两端肘板长度, 支柱负荷 P 应按下列式计算:

$$P = 9.8cabh + \frac{2Te}{l} \quad \text{kN}$$

式中: c 、 h ——按本章10.7.2.1规定;

a ——支承长度, m, 取支柱前后纵桁跨距中点之间的距离;

b ——支承宽度, m, 取支柱左右强横梁跨距中点之间的距离;

T ——泥门启闭机械的最大作用力, kN;

e ——泥门启闭机械作用点至支柱中点线的距离, m;

l ——强横梁跨距, m。

第9节 舱壁

10.9.1 一般要求

10.9.1.1 本节无明确规定者, 应符合本篇第2章第12节的有关规定。

10.9.1.2 挖泥船, 在开槽部位的两则边浮舱内应设横向水密防撞舱壁, 其高度延伸到干舷甲板。

10.9.1.3 船长大于等于 30m 的起重船和打桩船, 应在船中部区域设置间距不大于 4m 的纵舱壁(或双向纵桁架), 或设置间距不大于 3 倍型深的横舱壁(或双向横桁架)。

10.9.1.4 泥舱两端的横舱壁和挖泥船开槽端部壁板(箱体组合式除外)必须延伸至两舷并且水密。泥舱端壁厚度及其扶强材尺寸应与泥舱纵壁相同; 开槽端壁扶强材尺寸应与舷侧肋骨相同。

10.9.1.5 泥舱纵舱壁在泥舱两端横舱壁的另一侧上下应用肘板向外延伸, 上肘板应与甲板纵桁连接, 下肘板应与旁内龙骨(附加旁内龙骨)或旁桁材(附加旁桁材)连接, 延伸长度应不小于 2 个肋距, 肘板高度应不小于 1/4 舱深, 肘板厚度应与纵舱壁板相同。

10.9.1.6 挖泥船的开槽纵壁板应向船体内延伸至少 3 个肋距(箱体组合式除外), 上下均用与开槽纵壁相同厚度的肘板与纵向强力构件连接, 肘板长度应不小于 2 个肋距, 肋板高度应不小于 1/4 舱深; 延伸的纵舱壁及其肘板如用桁架代替时, 桁架长度不小于 5 个肋距。

10.9.1.7 对开石驳的石舱端壁和斜壁应特殊考虑, 并在斜壁上设有缓冲耐磨装置。

10.9.2 泥舱纵舱壁

10.9.2.1 泥舱纵舱壁板或斜壁板下列板的厚度 t , 取与之相连的船底板厚度, 或按下式计算所得之值, 取其大者:

$$t = 0.2s\sqrt{\rho h} \quad \text{mm}$$

式中: s ——扶强材间距, m;

ρ ——泥浆密度, kg/m^3 ;

h ——计算水柱高度, m, 自舱壁板下缘量至泥舱舱口围板上缘的距离。

泥舱纵舱壁下列板的厚度在高度不小于 0.15D 范围内应保持不变, 向上可逐渐减薄, 但应不小于下

列板的 0.8 倍, 其最上列板还应不小于舷侧顶列板的厚度。

10.9.2.2 泥舱纵舱壁垂直扶强材的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = k\rho shl^2 \times 10^{-3} \quad \text{cm}^3$$

式中: k ——系数, 按下列情况选取:

扶强材两端用肘板固定, $k = 5$

扶强材一端用肘板固定, $k = 6$

扶强材两端无肘板固定, $k = 6.6$

ρ ——泥浆密度, kg/m^3 ;

s ——扶强材间距, m ;

h ——计算水柱高度, m , 由扶强材跨距中点量至泥舱舱口围板上缘;

l ——扶强材跨距, m , 取包括肘板在内的扶强材长度。

对于垂直扶强材, 当设有 1 道水平桁时其剖面模数取不小于上式计算所得之值的 0.5 倍, 当设有 2 道水平桁时其剖面模数取不小于上式计算所得之值的 0.3 倍, 当设有 3 道及以上水平桁时其剖面模数取不小于上式计算所得之值的 0.25 倍。舱壁水平桁应尽可能均匀分布。

10.9.2.3 泥舱纵舱壁水平扶强材的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 3.8\rho shl^2 \times 10^{-3} \quad \text{cm}^3$$

式中: ρ ——泥浆密度, kg/m^3 ;

s ——扶强材间距, m ;

h ——计算水柱高度, m , 由扶强材量至泥舱舱口围板上缘, 但应不小于 2m;

l ——扶强材跨距, m , 取包括肘板在内的扶强材长度。

10.9.2.4 泥舱纵舱壁应在强肋骨平面内设置垂直桁, 垂直桁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 5.2\rho shl^2 \times 10^{-3} \quad \text{cm}^3$$

式中: ρ ——泥浆密度, kg/m^3 ;

s ——垂直桁间距, m ;

h ——计算水柱高度, m , 由垂直桁中点量至泥舱舱口围板上缘的距离;

l ——垂直桁跨距, m , 取包括肘板在内的垂直桁长度。

10.9.2.5 在泥舱纵舱壁垂直桁上设置横撑或斜撑时, 则撑杆的截面积应不小于垂直桁截面积 (不含带板) 的一半, 设置横撑或斜撑后的垂直桁剖面模数应不小于本节 10.9.2.4 的 0.6 倍。

10.9.2.6 泥舱纵舱壁水平桁的剖面尺寸应与垂直桁的剖面尺寸相同。泥舱横端壁设水平桁时, 应同时至少设置 1 道垂直桁。

10.9.2.7 对开泥驳的泥舱斜壁按泥舱纵壁的有关规定。

10.9.3 甲板下支承旋转起重机的舱壁式加强结构

10.9.3.1 支承起重机的甲板下方一般应设置圆筒形舱壁加强结构。支承圆筒舱壁应按下述规定校核其强度:

(1) 圆筒舱壁的工作应力 σ 应分别符合下列各式的规定:

$$\sigma \leq \frac{0.75}{\beta} R_{eH} \quad \text{N/mm}^2$$

$$\sigma \leq 0.75 \sigma_{cr} \quad \text{N/mm}^2$$

式中: R_{eH} ——钢的屈服极限, N/mm^2 ;

β ——系数, 按表 10.9.3.1 确定;

σ_{cr} ——圆筒壁板的临界应力, N/mm^2 , 按下式计算:

$$\sigma_{cr} = \sigma_E \quad \text{当 } \sigma_E \leq 0.75 R_{eH}$$

$$\sigma_{cr} = R_{eH} \left(1 - \frac{R_{eH}}{5.35 \sigma_E} \right) \quad \text{当 } \sigma_E > 0.75 R_{eH}$$

其中: σ_E ——圆筒壁板的欧拉应力, N/mm^2 , $\sigma_E = 0.2Et / R$;

R ——圆筒中面半径, mm ;

t ——圆筒壁厚, mm ;

E ——钢材弹性模量, N/mm^2 , $E = 2.06 \times 10^5$ 。

系数 β

表 10.9.3.1

R_{eH}/R_m	≤ 0.7	0.75	0.80	0.85	≥ 0.90
β	1.0	1.045	1.084	1.120	1.155

表中: R_m ——钢的抗拉强度, N/mm^2 。

(2) 各种起重工况下圆筒舱壁的工作应力 σ 按下式计算:

$$\sigma = \frac{9.81(P+W)}{2\pi Rt} \times 10^3 + \frac{9.81Pl - M_0}{\pi R^2 t} \times 10^6 \quad \text{N/mm}^2$$

式中: P ——起吊重量, t ;

W ——起重设备自重, t ;

l ——起吊重量的重力作用线距圆筒中心的距离, m ;

M_0 ——起重机的平衡力矩, $\text{kN} \cdot \text{m}$;

R ——圆筒中面半径, mm ;

t ——圆筒壁厚, mm 。

10.9.3.2 支承圆筒舱壁的厚度任何情况下不得小于 6mm, 且应与甲板及船底结构进行有效连接。

10.9.3.3 当支承圆筒的直径大于等于 1.5m 时, 其结构应满足以下要求:

(1) 圆筒内部应设置与船体中纵剖面 and 横剖面平行的十字形隔板。在纵、横隔板的平面内应至少在支承圆筒前后两横舱壁间设置纵舱壁 (或双向纵桁架), 和在两舷间设置横舱壁 (或双向横桁架)。十字形隔板的厚度应不小于基座圆筒壁厚的 0.7 倍且不小于 6mm;

(2) 圆筒和十字形隔板上允许开设尺寸不大于 500×500mm 的圆形人孔, 孔缘应设面板加强; 圆筒上开孔不得多于 1 个;

(3) 十字形隔板上应设置满足本篇 2.12.3.2 对干货舱规定的垂直扶强材。

10.9.3.4 若圆筒的长度大于 10R 时应设置中间加强环, 加强环的间距应不大于 10R。加强环的截面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值:

$$I = \frac{Rt^3}{2} \sqrt{\frac{R}{t}} \times 10^{-4} \quad \text{cm}^4$$

式中: t ——圆筒体壁厚, mm;
 R ——圆筒体中面半径, mm。

10.9.3.5 若旋转式起重设备甲板下方的支承结构采用其他型式时, 以及非旋转式起重设备的支承结构, 应按本章附录I由直接计算校核其强度。

第10节 对开泥驳甲板铰链和甲板室铰链

10.10.1 甲板铰链

10.10.1.1 本节甲板铰链的规定适用泥舱两端各设一具甲板铰链和一台液压装置的对开挖泥船(驳)。

10.10.1.2 与甲板铰链、液压装置连接处的局部结构应于以足够的加强, 并能够有效地将载荷传递到船体结构中去。

10.10.1.3 各设计工况下甲板铰链承受的合力 F_h 按下式计算:

$$F_h = \sqrt{(F_{sh} + F_{dh})^2 + F_{dv}^2} \quad \text{kN}$$

式中: F_{sh} ——甲板铰链水平静力, kN, 按10.10.1.4确定;
 F_{dh} ——甲板铰链水平动力, kN, 按10.10.1.5确定;
 F_{dv} ——和甲板铰链垂向动力, kN, 按10.10.1.5确定。

10.10.1.4 甲板铰链水平静力 F_{sh} 按下式计算:

$$F_{sh} = \frac{1}{2} \left[F_w - F_s + 2 \left(1 - \frac{h_4}{h_5} \right) F_{sr} + \frac{M}{h_5} \right] \quad \text{kN}$$

式中: F_w ——泥舱范围内舷外静水压力, kN, $F_w = 5.0(d-a)^2 L_p$;

F_s ——泥浆水平压力, kN, $F_s = 4.9\rho(h_1-a)^2 L_p$;

d 、 a 、 L_p 、 ρ ——见本节10.10.1.6;

h_1 、 h_4 、 h_5 ——见本节10.10.1.6。

10.10.1.5 甲板铰链承受水平动力 F_{dh} 和垂直动力 F_{dv} 可用下述两种方法之一确定:

- (1) 按照预期作业海况经动力计算及统计分析;
- (2) 按下列公式计算:

$$\text{甲板铰链水平动力: } F_{dh} = 0.28B^2L \quad \text{kN}$$

$$\text{甲板铰链垂向动力: } F_{dv} = 0.055 \frac{B^2L^2}{d} \quad \text{kN}$$

式中: L ——船长, m;
 B ——船宽, m;
 d ——甲板铰链间距, m。

10.10.1.6 液压装置水平静力 F_{sr} 等于作用在液压缸柱塞端面上的压力 F_p , 其对铰链点的力矩应大于等于打开力矩 M :

$$F_{sr} = F_p \geq \frac{M}{2h_4} \quad \text{kN}$$

式中： M ——使半体打开闭合力矩（打开力矩为正，闭合力矩为负）， $\text{kN}\cdot\text{m}$ ，按下式计算：

$$M = F_s h_2 - F_w h_3 + \Delta b_1 - W_L b_2 - W_s b_3$$

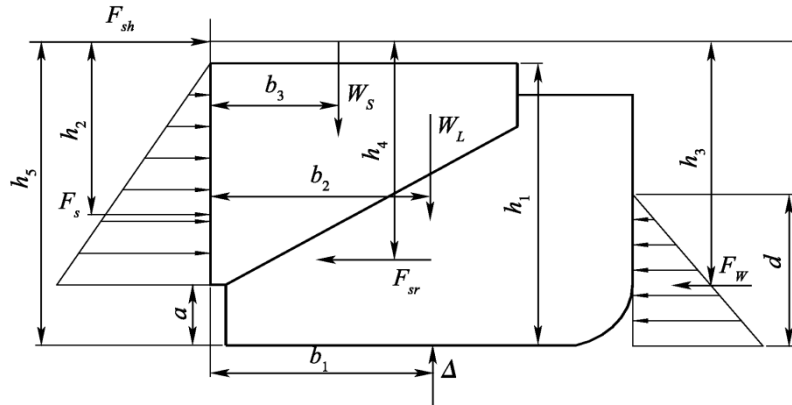


图 10.10.1.6

以上各式中：（参见图 10.10.1.6）

- d ——相应工况下的吃水， m ；
- a ——船底密封装置的高度， m ；
- L_P ——泥舱长度， m ；
- ρ ——泥浆密度， t/m^3 ；
- F_s ——泥浆水平压力， kN ；
- F_w ——舷外静水压力， kN ；
- h_1 ——最高载泥面至基线的高度， m ；
- h_2 ——泥浆水平压力 F_s 至铰链点的垂直距离， m ；
- h_3 ——舷外静水压力 F_w 至铰链点的垂直距离， m ；
- h_4 ——液力装置水平力至铰链点的垂直距离， m ；
- h_5 ——甲板铰链至基线的垂直距离， m ；
- Δ ——载泥时半体的静水浮力， kN ；
- W_L ——不载泥时半体的重力， kN ；
- W_s ——半体泥浆的重力， kN ；
- b_1 —— Δ 至铰链点的水平距离， m ；
- b_2 —— W_L 至铰链点的水平距离， m ；
- b_3 —— W_s 至铰链点的水平距离， m 。

10.10.1.7 甲板铰链销轴直径 d 应不小于下列两式计算所得之值：

$$d_1 = 54 \sqrt{\frac{F_h}{R_{eH}}} \quad \text{mm}$$

$$d_2 = 13.2 \sqrt[3]{\frac{F_h(2a - t_{2c})}{R_{eH}}} \quad \text{mm}$$

- 式中：
- F_h ——铰链的合力， kN ，按本节 10.10.1.3 计算；
 - a ——两块侧眼板内缘之间或两侧眼板衬套内缘之间的距离， mm ；
 - l ——中心眼板或其衬套与销轴的接触长度， mm ；

t_{2c} ——见本节10.10.1.8;

R_{eH} ——销轴材料的屈服强度, N/mm^2 。

10.10.1.8 甲板铰链眼板应符合下列要求:

$$\text{中心眼板: } b_{2c}t_{2c} + b_{1c}t_{1c} \geq \frac{2500F_h}{R_{eH}} \quad \text{mm}^2$$

$$\text{两侧眼板: } b_{2s}t_{2s} + b_{1s}t_{1s} \geq \frac{1250F_h}{R_{eH}} \quad \text{mm}^2$$

式中: F_h ——同10.10.1.7;

R_{eH} ——眼板材料的屈服强度, N/mm^2 ;

b_{1c} 、 b_{2c} ——见图10.10.1.8;

b_{1s} 、 b_{2s} ——见图10.10.1.8;

t_{1c} 、 t_{2c} ——见图10.10.1.8;

t_{1s} 、 t_{2s} ——见图10.10.1.8。

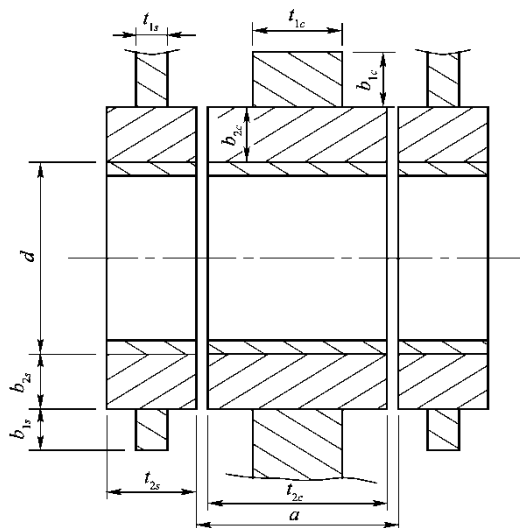


图 10.10.1.8

10.10.1.9 两侧眼板 (如图 10.10.1.9) 与甲板连接处的剖面应满足下式要求:

$$\left[\frac{F_{dv}}{A} + \frac{(F_{sh} + F_{dh})h + F_{dv}l}{W} \right] \times 10^3 \leq 0.6R_{eH}$$

式中: A ——剖面面积, mm^2 ;

W ——剖面的剖面模数, mm^3 ;

h ——销轴中心距甲板的垂直距离, mm ;

l ——销轴中心距剖面中和轴的水平距离, mm ;

R_{eH} ——眼板材料的屈服强度, N/mm^2 ;

F_{dv} 、 F_{sh} 、 F_{dh} ——同本节10.10.1.4、10.10.1.6。

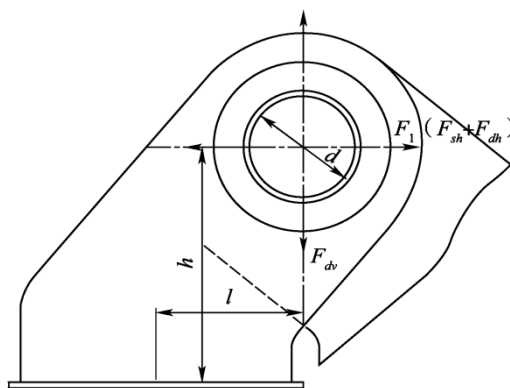


图 10.10.1.9

10.10.2 甲板室铰链

10.10.2.1 作用在甲板室上的载荷应根据船舶装载情况及船舶运动予以确定。

10.10.2.2 应设纵向承压板，此纵向承压板承受甲板室的纵向分力 F_x 。

10.10.2.3 横摇中心轴 OX 至基线距离取 $D/2$ ，甲板室重心处承受分力为 F_x 、 F_y 和 F_z ，见图 10.10.2.3。

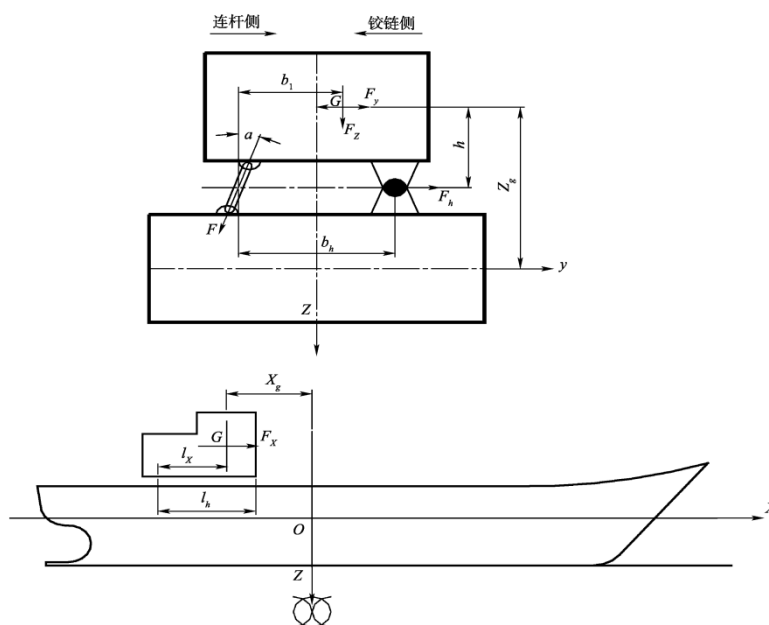


图 10.10.2.3

10.10.2.4 平行于甲板的横向分力 F_y 和垂直于甲板的垂向分力 F_z 可按下列式计算：

$$F_y = W \left(K_1 + K_2 \frac{x_g}{L} + 0.97 \frac{z_g}{T^2} \right) \quad \text{kN}$$

$$F_z = W \left(K_3 + K_4 \frac{x_g}{L} + 0.97 \frac{y_g}{T^2} \right) \quad \text{kN}$$

式中： W ——甲板室重量，kN；

x_g ——甲板室重心沿X轴（船长）方向距纵摇中心距离，m；

Z_g ——甲板室重心沿Z轴方向距横摇中心的距离，m；

Y_g ——甲板室重心沿Y轴方向距横摇中心的距离，m；

T ——横摇周期, s, $T = \left(0.55 + 0.07 \frac{B_s}{d} \right) \frac{B_s}{\sqrt{GM_0}}$, 计算值取不小于 4;

GM_0 ——计算工况下船舶未计及自由液面修正的初稳性高度, m;

B_s ——计算工况下最大水线宽度, m;

d ——计算工况下吃水, m;

L ——船长, m;

K_1 、 K_2 ——系数, 见表 10.10.2.4;

K_3 、 K_4 ——系数, 见表 10.10.2.4。

系数 K_1 、 K_2 、 K_3 、 K_4

表 10.10.2.4

航区	K_1	K_2	K_3	K_4
A	0.28	0.16	1.14	0.65
B、C	0.26	0.14	1.10	0.60

10.10.2.5 当甲板室铰链由两个铰链及两根端部铰接的连杆组成时, 如图 10.10.2.3, 铰链所承受的力可按下列公式进行计算:

$$\text{连杆轴向力} \quad F = \frac{l_x}{l_h \cos \alpha} \left[F_y \frac{h}{b_h} + F_z \left(1 - \frac{b_1}{b_h} \right) \right] \quad \text{kN}$$

$$\text{铰链的横向力} \quad F_h = \frac{l_x}{l_h} \left[F_y \left(1 - \frac{h}{b_h} \tan \alpha \right) + F_z \left(1 - \frac{b_1}{b_h} \right) \tan \alpha \right] \quad \text{kN}$$

$$\text{铰链的垂向力} \quad F_v = \frac{l_x}{l_h} \left(F_y \frac{h}{b_h} + F_z \frac{b_1}{b_h} \right) \quad \text{kN}$$

式中: F_y 、 F_z ——作用于甲板室重心的分力, 可按 10.10.2.4 确定;

α ——连杆中心线与垂线间的夹角, ($^\circ$);

l_x ——甲板室重心至较远铰链的纵向距离, m;

b_1 ——甲板室重心至连杆中心处垂线的横向距离, m;

h ——甲板室重心至通过铰链中心水平线的垂直距离, m;

b_h ——铰链中心与连杆中心之间的横向距离, m;

l_h ——前后铰链中心之间的纵向距离, m。

10.10.2.6 甲板室铰链各部分的构件尺寸按本节 10.10.1.7、10.10.1.8 和 10.10.1.9 的要求方法确定。

第 11 节 连接装置

10.11.1 一般要求

10.11.1.1 本节适用于组合式船体浮箱连接装置的强度计算。

10.11.1.2 每个边浮箱与主浮箱之间应用两组连接装置在甲板和船底处进行连接, 如图 10.11.1.2 所示。

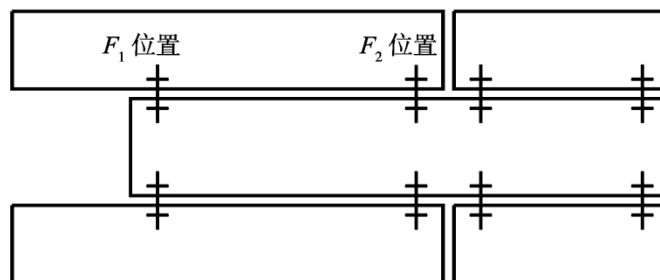


图 10.11.1.2

10.11.1.3 本节规定的计算状态未包括岸上拆装状态，若岸上拆装状态连接装置受到更大载荷，尚应计算岸上拆装状态。

10.11.1.4 连接装置处的船体结构应予以加强。各个连接装置的尺寸应保持相同，并应以边浮舱的最大计算载荷进行强度校核。连接装置应尽可能设置在边浮箱（或主浮箱）的端部。

10.11.1.5 对连接装置进行强度校核时，其计算应力应不大于下述规定的许用应力：

许用正应力	$[\sigma]=90/K$	N/mm^2
许用剪切应力	$[\tau]=50/K$	N/mm^2
许用合成应力	$[\sigma_c]=110/K$	N/mm^2

式中： K ——材料换算系数，按本篇表1.3.2.3选取。

10.11.1.6 有坐底作业要求的箱体组合式挖泥船连接装置不得采用连接钩形式，在校核连接装置强度时，安全系数应适当增大。

10.11.2 连接装置载荷计算

10.11.2.1 浮箱连接装置载荷计算工况应符合本章 10.2.4.1 相关规定。

10.11.2.2 连接边浮箱与主浮箱位于位置 1 和位置 2 的两组连接装置所受的垂向力 F_{V1} 和 F_{V2} 分别按下式计算：

$$F_{V1} = \frac{F_B X_B - F_G X_G}{X_R} \quad \text{kN}$$

$$F_{V2} = F_B - F_G - F_{V1} \quad \text{kN}$$

式中： F_B ——计算状态下边浮箱的浮力，kN；
 F_G ——计算状态下边浮箱的重力，kN；
 X_B ——计算状态下边浮箱浮心沿船长距 F_2 位置连接装置的水平距离，m；
 X_G ——计算状态下边浮箱重心沿船长距 F_2 位置连接装置的水平距离，m；
 X_R ——边浮箱两组连接装置之间（ F_1 位置和 F_2 位置之间）的水平距离，m。

10.11.2.3 连接边浮箱与主浮箱的位于位置 1 和位置 2 的两组连接装置所受的横向水平拉力 F_{Y1} 、 F_{Y2} 按下式计算：

$$F_{Y1} = \frac{F_B X_B Y_B - F_G X_G Y_G}{X_R H} \quad \text{kN}$$

$$F_{Y2} = \frac{F_B Y_B - F_G Y_G}{H} - F_{Y1} \quad \text{kN}$$

式中: H ——甲板处的连接装置和船底处的连接装置之间的垂直距离, m;
 F_B 、 F_G ——同本节10.11.2.2;
 X_R 、 X_G ——同本节10.11.2.2;
 Y_B ——计算状态下边浮箱浮心沿船宽方向距连接装置的水平距离, m;
 Y_G ——计算状态下边浮箱重心沿船宽方向距连接装置的水平距离, m。

10.11.2.4 计算波浪工况下的连接装置载荷时, 计算波浪参数按本篇 14.3.4.3 (1) 的规定确定。

10.11.3 连接装置强度校核

10.11.3.1 连接边浮箱与主浮箱的位于位置 1 和位置 2 的两组连接装置的剪切应力 τ 应满足下式要求:

$$\tau = 10 \frac{F_V}{A_d + A_b} \leq [\tau] \quad \text{N/mm}^2$$

式中: F_V ——取本节10.11.2.2计算所得之值绝对值的大者, kN;
 A_d ——甲板处连接装置的抗剪切面积, cm^2 ;
 A_b ——船底处连接装置的抗剪切面积, cm^2 ;
 $[\tau]$ ——许用剪切应力, 见本节10.11.1.5。

10.11.3.2 连接边浮箱与主浮箱的位于位置 1 和位置 2 的甲板和船底连接装置所受的水平拉应力 σ 应满足下式计算要求:

$$\sigma = 10 \frac{F_Y}{A} \leq [\sigma] \quad \text{N/mm}^2$$

式中: F_Y ——取本节10.11.2.3计算所得之值绝对值的大者, kN;
 A ——甲板或船底处连接装置的截面积, cm^2 ;
 $[\sigma]$ ——许用正应力, 见本节10.11.1.5。

10.11.3.3 连接边浮箱与主浮箱之间连接装置的合成应力 σ_c 应满足下式计算要求。

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma_c] \quad \text{N/mm}^2$$

式中: σ ——见本节10.11.3.2;
 τ ——见本节10.11.3.1;
 $[\sigma_c]$ ——许用合成应力, 见本节10.11.1.5。

第 12 节 其他

10.12.1 栏杆、舷墙和护舷材

10.12.1.1 本节无明确规定者应符合本篇第 2 章第 17 节的有关规定。

10.12.1.2 具有开敞泥舱的挖泥船和泥驳, 在泥舱区不应装设舷墙, 应装设栏杆或防滑装置, 但对

石驳的石舱区不应装设栏杆,应装设舷墙。对设有舷墙的挖泥船则应在舷墙的全部范围内开有足够面积的排水舷口。

10.12.1.3 在全船长度范围内(方形船应包括首尾端全船宽度范围内)应设置护舷材。对于有泥驳配合的挖泥船和其他需要有拖船配合的工程船,应在最低水线处增设水平护舷材,并在上、下护舷材之间设置垂直护舷材。

10.12.2 溢流管口

10.12.2.1 应尽量避免在舷侧顶列板上开溢流管的开口。船长超过60m的船舶,泥舱溢流管道开口不应开在距舷侧顶列板上缘800mm范围内,开口角隅半径应不小于150mm。并应有适当补偿。在任何情况下,泥舱溢流管口都不应开在船体剖面突然变化处(如上层建筑中断处等)的舷侧顶列板上。

10.12.3 水密围阱

10.12.3.1 泥泵周围和耙吸挖泥船吸口附近,应设置水密围阱或水密肋板。

10.12.4 起重设备的金属结构件、零部件

10.12.4.1 工程船上的起重设备金属结构件(包括挖泥船的绞刀架和斗轮架的吊架、移锚杆臂架及兼起重用的桩架等)、起重钢索及活动零部件等应符合本社《船舶与海上设施起重设备规范》的有关规定。

10.12.5 旋转式起重机(抓斗机)基座

10.12.5.1 基座一般应符合本社《船舶与海上设施起重设备规范》的有关规定,也可按下述规定确定:

(1) 基座面板的厚度 t 应不小于按下式计算所得之值:

$$t = 5.6 \sqrt{\frac{GC}{D}} \quad \text{mm}$$

式中: G ——起重机(抓斗机)的总重量(包括吊重), t;
 C ——基座面板的宽度, m;
 D ——基座圆直径, m。

(2) 基座腹板厚度 t 应不小于按下式计算所得之值:

$$t = 0.15 \frac{G}{D} \quad \text{mm}$$

$$t = \frac{a}{28} \left(1 + \frac{a^2}{b^2} \right)^{-1} \quad \text{mm} \quad (a < b \text{ 时})$$

$$t = \frac{b}{55} \quad \text{mm} \quad (a \geq b \text{ 时})$$

式中: G 、 D ——同上(1)规定;

a ——腹板高度, mm;

b ——肘板间的腹板弧长, mm。

(3) 基座肘板的厚度应不小于基座腹板厚度的 0.8 倍。

10.12.6 定位桩

10.12.6.1 绞吸式挖泥船定位桩的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 0.066H(76.45T + 40\nabla^{2/3}) \quad \text{cm}^3$$

式中: H ——最大挖深, m;

T ——横移绞车最大工作拉力, kN;

Δ ——满载排水量, t。

10.12.6.2 定位桩壁厚应不小于 12mm。

10.12.6.3 定位桩应有起升至最高点的限位标志, 建设用形状符号刻成凹形, 并应便于观察, 以防起升过高而倾倒。

10.12.7 限位结构

10.12.7.1 对开泥驳的船底区域, 最好在液压缸处设置两个半体关闭时起作用的横向限位结构。横向限位结构应有足够的强度, 并应能达到在液压装置一次关闭动作结束前就已互相接触。

10.12.7.2 对开泥驳应在船底和甲板平面设有纵向限位结构, 以阻止两个半体的相对位移。纵向限位结构有足够的强度, 以保证甲板铰链的正常工作。

附录 I 起重设备支撑结构直接计算

I.1 一般要求

I.1.1 本附录的分析方法适用于起重设备支撑结构的局部强度分析。

I.1.2 本附录未规定者应符合本篇第 1 章第 9 节的规定。

I.2 图纸资料

I.2.1 以下图纸和资料应提交批准：

- (1) 起重设备支撑结构，包括与船体结构连接的详图；
- (2) 安全工作负荷、自重对起重设备支撑结构的作用力及最大倾覆力矩的详图；
- (3) 起重机/吊杆/起重柱的布置图。

I.3 定义

I.3.1 安全工作负荷系指在任何规定的变幅范围内，起重设备可起升的最大载荷。

I.3.2 自重系指计算起重设备的总重量，包括任何起重零部件的重量。

I.3.3 倾覆力矩系指起重设备在安全工作负荷下作业，起重设备与船舶结构连接处所计算得出的最大弯矩，应考虑变幅长度和自重的影响。

I.4 计算模型

I.4.1 起重设备支撑结构的局部强度计算模型应包括主要支撑构件及与船体结构相关的连接构件，一般采用三维板梁有限元模型。

I.4.2 计算模型以基座有效作用平面矩形 ($a \times b$) 形心为中心，向四周分别延伸至少一倍的该矩形对应的长、宽距离 ($3a \times 3b$)。垂向从基座面延伸至甲板之下的第一个平台甲板或至少 $D/2$ 处。如按上述方法选取的模型边界上未设有结构的主要支撑构件，则模型范围应延伸至主要支撑构件。

I.4.3 模型的边界可采用自由支持或刚性固定约束。

I.5 载荷及施加

I.5.1 根据起重机的用途和作业特性，计算载荷取在安全工作负荷范围内，起重设备支撑结构所承受的最大作用力，包括反作用力或倾覆力矩。

I.5.2 加载时，一般应将计算载荷加在支撑圆筒、起重柱（如有时）或基座构件模型的最顶端，且合力的作用位置应设在加载端面的几何形心处。建议采用 MPC（多点约束/主从节点）方式进行加载。

I.5.3 若需在恶劣海况下进行起重作业时，尚应考虑风载荷的影响。

I.6 强度衡准

I.6.1 许用应力应符合本篇 1.9.7 的要求。

附录 II 开槽式工程船结构直接计算

II.1 一般要求

II.1.1 本附录适用于首部开槽的工程船总纵弯曲强度和局部强度计算。对于尾部开槽的工程船亦可参照本附录的规定。

II.1.2 本附录未规定者应符合本篇第1章第9节的规定。

II.2 结构模型

II.2.1 计算时应采用整船模型，一般应包含强力甲板及以下整个船长、船宽范围内的船体结构，以及首部横向连接门架结构（如有时）。

II.2.2 开槽端壁与开槽纵壁连接区域应对网格进行细化，细化网格的尺寸应不大于 $50\text{mm} \times 50\text{mm}$ ，网格划分应使细化区域向粗网格区域平稳过渡。

II.3 总纵弯曲强度

II.3.1 边界条件应符合下述要求：

- (1) 开槽区域两侧边浮舱首封板：施加横向、垂向线位移约束，即 $u_y = u_z = 0$ 。
- (2) 尾封板与（1）中首部左舷节点对应的节点：施加纵向、横向、垂向线位移约束，即 $u_x = u_y = u_z = 0$ ；
- (3) 尾封板与（1）中首部右舷节点对应的节点：施加横向、垂向线位移约束，即 $u_y = u_z = 0$ 。

说明：

II.3.2 计算工况应包括作业工况、航行（或调迁）工况以及可能出现的最不利的工况，并符合本篇 10.2.4.1 的规定。

II.3.3 计算载荷施加应符合本篇 1.9.5.10 的规定，其中等效设计波高 h_e 取按下式取值：

$$h_e = 1.5k \quad \text{m}$$

式中： k ——系数， $k = -0.0018B^2 + 0.021B + 1.082$ ，取不大于1.0且不小于0.333；
 B ——船宽，m。

II.3.4 强度衡准应符合本篇 1.9.5.13 的规定，其中细化网格区域应不大于规定许用应力的 1.6 倍。

II.4 局部强度

II.4.1 边界条件：尾部邻近开槽横端壁的横向强框架平面各节点施加全位移约束，即 $u_x = u_y = u_z = 0$ 、 $\theta_x = \theta_y = \theta_z = 0$ 。

II.4.2 计算时应使开槽区左右边浮舱处于如下状态：

- (1) 左舷边浮舱落在半个余弦波长上（余弦波波高取 1.5m），其尾端（开槽横端壁处）位于波谷，首端（首封板）位于波峰；
- (2) 右舷边浮舱落在半个余弦波长上（余弦波波高取 1.5m），其尾端（开槽横端壁处）位于波峰，

首端（首封板）位于波谷。

II.4.3 在开槽区域施加如下计算载荷：

- （1）重量项目：包括结构、设备、货物等重量；
- （2）舷外水压：各边浮舱在静吃水基础上叠加本附录 II.4.2 所述的余弦波。

II.4.4 应对开槽端壁区域按本篇 1.9.7.7 的规定进行强度衡准，其中细化网格区域应不大于规定许用应力的 1.6 倍。

第 11 章 滚装船船体结构补充规定

第 1 节 一般规定

11.1.1 适用范围

11.1.1.1 本章适用于 I 型客滚船、II 型客滚船、车客渡船、滚装货船等。

11.1.1.2 本章中无明确规定者应符合本篇第 2 章和第 7 章的有关规定。双体结构型式的滚装船尚应符合本篇第 9 章的有关规定。

11.1.2 装载与系固

11.1.2.1 滚装船应配备《安全装载手册》。

11.1.2.2 I 型客滚船、II 型客滚船和商品汽车滚装船应配备《车辆系固手册》。车辆系固及系固装置应符合本篇第 3 章第 7 节的规定。

11.1.2.3 车辆甲板的计算轮印负荷及单轴负荷应取可能装载车辆的最大值，并应在《安全装载手册》中注明。

11.1.2.4 当强力甲板以上设有多层纵通载车处所时，应按本章附录 I 由直接计算校核载车区域上层建筑（或甲板室）的局部强度。

11.1.3 结构布置

11.1.3.1 对船长大于等于 50m 的滚装船，其强力甲板及船底应采用纵骨架式（双体滚装船除外），首尾尖舱内可为横骨架式。

11.1.3.2 当主船体载车处所的横舱壁设置不能满足本篇 1.6.2 的要求时，应采用隔档设置强框架或其他等效措施，以保证船体横向强度。如采用其他等效措施，则应按本篇 1.9.7 的规定由直接计算校核船体局部强度。

11.1.4 图纸和资料

11.1.4.1 除本篇 2.1.2 规定的图纸资料外，还应将下列的图纸资料一式 3 份提交批准：

- (1) 车辆跳板结构图及强度计算书；
- (2) 甲板间固定斜坡道或升降平台的布置、结构图以及强度计算书（设有甲板间固定斜坡道或升降平台时）；
- (3) 跳板起升装置布置、结构图及强度计算书。

第 2 节 总纵强度

11.2.1 主尺度比

11.2.1.1 单层车辆甲板船舶的主尺度比范围应符合本篇 7.2.1.1 的规定；双体船的主尺度比范围应符合本篇表 9.1.4.1 的规定；本节涉及的其他船舶的主尺度比范围应符合本篇 2.2.1.1 的规定。

11.2.2 中剖面模数和中剖面惯性矩

11.2.2.1 船长大于等于 50m 的滚装船，船中部最小剖面模数 W_0 及船中部剖面对其水平中和轴的惯性矩 I_0 应满足本篇 7.2.2 的规定。

11.2.2.2 当强力甲板上方在船中部设有连续的上层建筑（或甲板室）时，船体梁的联合剖面模数和惯性矩计算应符合本篇 4.2.4 的规定。

11.2.3 总纵弯曲强度和屈曲强度校核

11.2.3.1 船长大于等于 50m 的船舶，应按本篇 7.2.3 的规定和本节 11.2.3.2 所述工况校核总纵弯曲强度和屈曲强度，当船长小于 80m 时，若船中部的强力甲板骨架和船底骨架采用纵骨架式，可免于校核总纵弯曲强度和屈曲强度。

11.2.3.2 计算工况：

航行装载工况：

- (1) 满载出港和到港；
 - (2) 空船（压载）出港和到港；
 - (3) 载车区域中部 1/3 载车区域内装载平均荷重 q_0 的 1.5 倍荷重，载车区域两端 1/3 载车区域内各装载平均荷重 q_0 的 0.75 倍荷重的不均匀装载工况；
 - (4) 载车区域中部 1/3 载车区域内装载平均荷重 q_0 的 0.6 倍荷重，载车区域两端 1/3 载车区域内各装载平均荷重 q_0 的 1.2 倍荷重的不均匀装载工况；
- 平均荷重 q_0 按下式计算：

$$q_0 = G_0 / l \quad \text{t/m}$$

式中： G_0 ——总载车重量，t；
 l ——载车区域长度，m。

- (5) 《安全装载手册》中规定的其他装载工况或船东要求的特殊工况；
- 码头装卸工况：
- (6) 船首部 1/4 车辆甲板长度范围内平均装载设计总载车重量 1/4 的载荷，如有压载水应计入压载水重量；
 - (7) 船尾部 1/4 车辆甲板长度范围内平均装载设计总载车重量 1/4 的载荷，如有压载水应计入压载水重量；
 - (8) 船首、尾部 1/4 车辆甲板长度范围内各平均装载设计总载车重量 1/4 的载荷，如有压载水应计入压载水重量（如本工况不能满足规范要求时，应在《安全装载手册》中明确禁止）；
 - (9) 《安全装载手册》中规定的其他装卸工况或船东要求的特殊工况。

第3节 外板

11.3.1 船底板

11.3.1.1 船中部船底板厚度 t 应不小于按下式及本篇 2.3.2.2 式计算所得之值:

$$t = ak(0.06L + 4.5s) \quad \text{mm}$$

式中: L ——船长, m;
 s ——肋骨或纵骨间距, m;
 a ——航区系数, A级航区取1, B级航区取0.85, C级航区取0.7;
 k ——系数, 单底区域取1.0, 双层底区域取0.9。

11.3.2 舷侧外板

11.3.2.1 船中部及过渡区域舷侧外板厚度应不小于按本节 11.3.1.1 式计算所得之值的 0.9 倍。

第4节 甲板及其骨架

11.4.1 甲板

11.4.1.1 承载轮式车辆或用轮式车辆装卸货物的甲板厚度 t 应不小于按下式计算所得之值:

$$t = k\sqrt{P} + 1.5 \quad \text{mm}$$

式中: P ——车辆轮印上的负荷, t, 如轮印之间的间距很小, 则视为一个轮印, 轮印负荷则为两轮所承担负荷之和;
 k ——系数, 取值如下:

$$\text{当 } \frac{u}{v} > 0.5 \text{ 且 } \frac{v}{s} \geq 0.1 \text{ 时, } k = 4.668 - 8.4 \frac{v}{s} + 4.2 \left(\frac{v}{s} \right)^2 - 0.38 \frac{u}{v} + \frac{l}{s} - \delta, \text{ 其中 } \frac{l}{s} \text{ 取 } \geq 2.5$$

若不符合上述条件, 则应按本节 11.4.1.2 式计算车辆甲板板厚度

s ——纵骨或横梁间距, m;

l ——纵骨或横梁跨距, m, 按本篇 2.8.1.1 取值;

u 、 v ——分别为轮印的长度和宽度, m, 如图 11.4.1.1 所示;

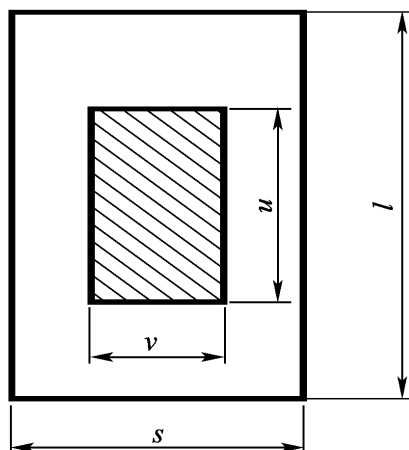


图 11.4.1.1

δ ——系数, 当 $\frac{v}{s} > 0.5$ 且 $\frac{u}{v} > 1.5$ 时, 取 $\delta = 0.7 \left(\frac{v}{s} - 0.5 \right) \left(\frac{u}{v} - 1.5 \right)$, 否则取 $\delta = 0$ 。

11.4.1.2 当无轮印资料时, 车辆甲板板的厚度 t 应不小于按下式计算所得之值:

$$t = \frac{s(P+1)}{27P+138} \times 10^3 \quad \text{mm}$$

式中: s 、 P ——同本节11.4.1.1。

11.4.1.3 当在车辆甲板上装载货物时, 甲板厚度还应符合本篇第2章第4节的有关要求, 但在甲板计算水柱高度的计算中, 其不均匀系数应按实际载荷情况考虑。

11.4.1.4 车辆甲板上应设有防滑装置。

11.4.2 车辆甲板骨架

11.4.2.1 车辆甲板横梁和纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 4.07 P_c l \quad \text{cm}^3$$

式中: P_c ——车轴的最大负荷, t, 对于叉式装卸车, 总重量应算在一根轴上;
 l ——骨材跨距, m, 取甲板纵桁或强横梁之间的距离。

11.4.2.2 车辆甲板纵桁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = k P_c l \quad \text{cm}^3$$

式中: P_c ——按本节11.4.2.1的规定;
 l ——纵桁跨距, m, 支柱与支柱之间或支柱与横舱壁之间的距离, 取大者;
 k ——系数, $k = 3.6l + 6.9$;
 l ——纵桁跨距, m。

11.4.2.3 车辆甲板强横梁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 9 P_c l \quad \text{cm}^3$$

式中: P_c ——按本节11.4.2.1的规定;
 l ——强横梁跨距, m, 纵桁架竖杆之间或纵桁架竖杆与舷侧(纵舱壁)之间的距离, 取大者。

11.4.2.4 当在车辆甲板上装载货物时, 甲板骨架的尺寸还应符合本篇第2章第8节的有关要求, 但在甲板计算水柱高度的计算中, 其不均匀系数应按实际载荷情况考虑。

11.4.2.5 支撑车辆甲板板架的舱壁和围壁的垂直桁参照本篇2.11.3.3的要求进行校核。

11.4.2.6 车辆甲板纵桁和强横梁的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值:

$$I = 2.75 W l \quad \text{cm}^4$$

式中: W ——按本节11.4.2.2或11.4.2.3计算所得之剖面模数;
 l ——同本节11.4.2.2或11.4.2.3。

第 5 节 桁架

11.5.1 桁架的设置

11.5.1.1 单甲板滚装船的强力甲板下和双甲板滚装船的干舷甲板下，应按本篇第 7 章第 6 节的规定设置双向纵桁架和横桁架，纵向桁架应尽量贯通至首尾。尾机型船舶的纵向桁架可自船首延伸至机舱前壁，桁架终断处应在机舱一侧的舱壁上设置过渡性的大肘板分别与甲板纵桁、内龙骨连接。

11.5.1.2 机舱内若只设支柱不设置双向桁架且机舱上方装载车辆时，则机舱处所强力构件（强横梁、甲板纵桁、实肋板、强肋骨）的强度应按本篇 1.9.7 的规定由直接计算确定。

11.5.1.3 支柱负荷和桁架上下弦杆、斜杆的计算应符合本篇 2.11.2、2.11.5 的规定。甲板的计算水柱高度 h 按下式：

$$h = 1.5 \frac{G}{A} \quad \text{m}$$

式中： G ——车辆甲板所载车辆的总重量，t；
 A ——车辆所占车辆甲板的总面积， m^2 。

第 6 节 特殊结构

11.6.1 门式结构

11.6.1.1 当强力甲板上的载车处所无首、尾横端壁的纵通门式结构时，如图 11.6.1.1 所示，其每舷的支撑侧壁可采用单侧壁结构型式或双侧壁（或箱形）结构型式。

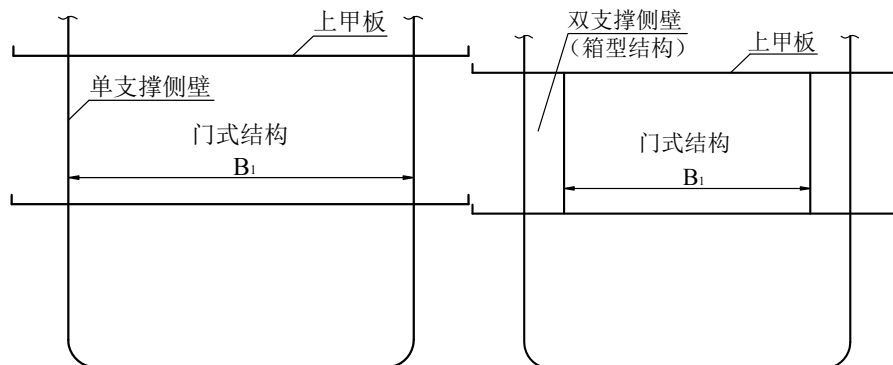


图 11.6.1.1

11.6.1.2 门式结构的上甲板不论骨架型式如何，其强横梁的剖面模数应满足本篇 2.8.5.4 的规定。门式结构的上甲板应设置间距不大于 4m 且尺寸与强横梁相同的甲板纵桁。

11.6.1.3 门式结构的上甲板每道强横梁下方沿船宽方向应设置支柱，支柱应尽可能与其下方的支柱或舱壁对正。

11.6.1.4 门式结构上甲板下方若不设支柱时，应按本章附录 I 由直接计算校核上甲板板架构件的尺寸和强度。

11.6.1.5 支撑侧壁结构应符合下列要求：

- (1) 单支撑侧壁一般应是主船体舷侧结构的延续或坐落在主甲板上。
- (2) 双侧壁（或箱形）支撑结构两侧壁的间距应不小于 600mm，或两舷双侧壁间距之和不小于

1500mm (任一双侧壁的间距不小于 400mm)。双侧壁中的一道侧壁应是主船体舷侧结构的延续, 另一侧壁所座落的甲板下方应设置有效的支撑结构。

(3) 支撑侧壁结构应采用横骨架式。侧壁板的厚度应不小于主船体舷侧外板厚度的 0.8 倍, 强肋骨和普通肋骨的尺寸应不小于主船体舷侧骨架相应构件的尺寸。

(4) 侧壁强肋骨尚应满足本篇 2.11.3.3 的要求, 强肋骨计算长度取上甲板与车辆甲板之间的距离, 负荷 P 按下式计算:

$$P = \frac{5S}{l_0} \left[Q - \sum_{i=1}^n p_i \left(1 - \frac{2y_i}{B_1} \right) \right] \quad \text{kN}$$

式中: S ——强肋骨间距; m;
 Q ——门式结构上甲板及其以上的总荷重, t, 包括上甲板及其以上的结构重量、舾装重量、货物重量及人员重量等;
 p_i ——侧壁所支撑甲板下方支柱 (如有时) 所承受的荷重, t, 按本篇 2.11.2.1 的规定计算;
 y_i ——各支柱至中纵剖面的距离, m;
 B_1 ——门式支撑侧壁的间距, 箱形支承结构取内侧壁之间距, m;
 l_0 ——门式结构上甲板的长度, m;
 n ——上甲板下方支柱总数。

(5) 支撑侧壁应至少设置一道水平纵桁, 其尺寸与侧壁强肋骨相同。

(6) 当门式结构的支撑侧壁为单侧壁结构时, 尚应按本章附录 I 由直接计算校核侧壁的局部强度。

11.6.2 升降平台

11.6.2.1 升降平台一般应设计成板架结构。

11.6.2.2 在升降平台的安放位置上应设有锁紧装置。

11.6.2.3 升降平台的支持构件应有足够强度, 在设计升降平台时, 应根据升降平台承受的实际载荷 (包括其自重) 对下述支点处的零件或构件进行强度校核:

(1) 软支点: 许用载荷为 1/5 破断载荷;

(2) 硬支点:

$$\text{许用弯曲应力} [\sigma] = 85 \quad \text{N/mm}^2$$

$$\text{许用剪切应力} [\tau] = 43 \quad \text{N/mm}^2$$

$$\text{许用合成应力} [\sigma_e] = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = 108 \quad \text{N/mm}^2$$

注: 作为起升装置的组成部分, 采用链条或钢丝绳支撑整个平台时为软支点; 采用 L 型钢质吊臂或剪式钢结构支撑整个平台时为硬支点。

11.6.2.4 升降平台板的厚度应与车辆甲板的厚度相同。

11.6.2.5 升降平台的扶强材尺寸应符合本章对车辆甲板横梁或纵骨的规定。

11.6.2.6 升降平台的桁材尺寸, 可按下列标准由直接计算予以确定:

$$\text{许用弯曲应力} [\sigma] = 128 \quad \text{N/mm}^2$$

$$\text{许用剪切应力} [\tau] = 64 \quad \text{N/mm}^2$$

$$\text{许用合成应力} [\sigma_e] = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = 160 \quad \text{N/mm}^2$$

许用挠度 $[f]=5$

mm/m

11.6.3 甲板间固定斜坡道

11.6.3.1 甲板间固定斜坡道的极限角度应不大于船舶在最大不利纵倾情况下所装载各种车辆的最大爬升角。

11.6.3.2 甲板间固定斜坡道的结构强度应与车辆甲板的结构强度相当，其支撑构件应有足够强度。固定斜坡道下端与甲板相接处的甲板结构应予适当加强。

11.6.3.3 甲板间固定斜坡道的两侧应设置符合本篇 2.17.3 规定的固定或活动栏杆或其他安全防护设施。

11.6.3.4 甲板间固定斜坡道的甲板开口应满足本篇 1.2.8.10 要求。

11.6.4 挡板

11.6.4.1 I、II 型客滚船在车辆甲板的载车处所与两舷的非载车处所之间应设置间断的垂直挡板。挡板的高度应不小于 300mm、厚度应不小于 8mm，挡板的上缘应设折边。

第 7 节 跳板结构

11.7.1 一般要求

11.7.1.1 本节适用于安装在船上或港口装卸作业的可活动车辆跳板。

11.7.1.2 车辆跳板上应设有防滑装置。

11.7.1.3 车辆跳板的起升装置（包括：活动零部件、固定零部件及钢索）及试验应符合本社《船舶与海上设施起重设备规范》的有关规定。

11.7.2 跳板甲板

11.7.2.1 首尾跳板的甲板厚度应与车辆甲板的厚度相同。

11.7.2.2 跳板纵中心线处上下车辆的车道甲板厚度应不小于车辆甲板厚度的 1.2 倍，宽度应不小于 2.5m。

11.7.2.3 允许布置部分隔栅替代跳板甲板，隔栅板的厚度应不小于跳板甲板的厚度。

11.7.3 跳板骨架

11.7.3.1 跳板骨架建议采用纵骨架式。

11.7.3.2 跳板应设置间距不大于 2.5m 的纵桁和强横梁，跳板两侧应设置边纵桁。除跳板两侧的边纵桁外，纵桁和强横梁应采用对称剖面组合型材。

11.7.3.3 跳板在上下车辆的车道甲板下应设置 2 道连续贯通的强纵桁。强纵桁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = k_1 k_2 P_c l \quad \text{cm}^3$$

式中: l ——纵桁跨距, m, 取跳板的长度 ($l \leq 20$);

P_c ——按本章11.4.2.1的规定;

k_1 ——系数, $k_1 = 8.84 + 0.45l - 0.0125l^2$;

k_2 ——系数, 单轴及并装2轴取1, 并装3轴取1.43, 并装4轴取1.72。

强纵桁腹板高度应在其长度中点向两端各延伸 0.25 l 的范围内保持不变, 然后可向两端逐渐过渡减小, 但两端的腹板高度应不小于中间腹板高度的 0.5 倍。

11.7.3.4 跳板旁纵桁及两侧的边纵桁的剖面模数应不小于强纵桁的 0.45 倍。

11.7.3.5 跳板强横梁剖面模数应不小于强纵桁的 0.3 倍。

11.7.3.6 跳板前后两端的强横梁应予以加强, 其腹板厚度应较中部强横梁腹板厚度加厚 2mm, 其面板的剖面积应不小于中部强横梁面板剖面积的 1.5 倍。

11.7.3.7 跳板纵骨 (或横梁) 的间距和剖面尺寸应满足本章第 4 节对车辆甲板的要求, 位于跳板车道甲板下纵骨 (或横梁) 的剖面模数应增大 1.2 倍。

11.7.3.8 跳板强横梁 (或纵桁) 腹板在纵骨 (或横梁) 穿过处的剩余高度应不小于腹板高度的 0.6 倍, 如设有补板时可计入补板的高度, 否则开口处的剖面模数应满足本节的要求。

11.7.3.9 纵骨穿过强横梁 (或横梁穿过纵桁) 处应与腹板焊接, 且应设置双面肘板与强横梁 (或纵桁) 牢固焊接。肘板的厚度应不小于横梁 (或纵骨) 的厚度。

11.7.3.10 跳板主要构件的尺寸也可按照本篇 1.9.7 及下述规定由直接计算确定:

(1) 采用包括整个跳板结构的板梁组合或二维梁系模型;

(2) 在与船端连接的铰链处节点上施加 $u_x = u_y = u_z = 0$ 约束, 在另一端的两边角的节点上施加 $u_y = u_z = 0$ 约束;

(3) 车辆跳板载荷按设计车辆的轴负荷的 1.2 倍确定, 并以集中力的形式分别施加在两中间纵桁的跨距中点上。

11.7.3.11 若采用两段组合形式的折叠跳板时, 应按本篇第 1 章第 9 节的规定由直接计算校核跳板主要构件的尺寸和强度。

11.7.4 小跳板

11.7.4.1 位于跳板首端与跳板连接的小跳板的结构形式及构件尺寸应与跳板相同。

11.7.5 铰链

11.7.5.1 连接铰链应与船体、跳板牢固连接, 连接处船体结构及跳板结构应予以适当加强。

11.7.5.2 连接铰链应满足如下要求:

(1) 铰链轴销的直径 d 应满足下式要求:

$$d \geq \sqrt{\frac{1.27F}{[\tau]}} \quad \text{mm}$$

(2) 铰链中心眼板的尺寸应满足下列两式要求:

$$\frac{F}{b_0 t_0} \leq [\tau] \quad \text{N/mm}^2$$

$$b_0 \geq d \quad \text{mm}$$

(3) 铰链的两侧眼板的尺寸应满足下列两式要求:

$$\frac{F}{2t_1 \cdot t_2} \leq [\tau] \quad \text{N/mm}^2$$

$$t_1 \geq d/2 \quad \text{mm}$$

式中: F ——铰链承受的最大剪切力, N;
 $[\tau]$ ——许用剪切应力, N/mm^2 , 取 81.6;
 t_1 、 t_2 ——见图 11.7.5.2;
 b_0 、 t_0 、 d ——见图 11.7.5.2。

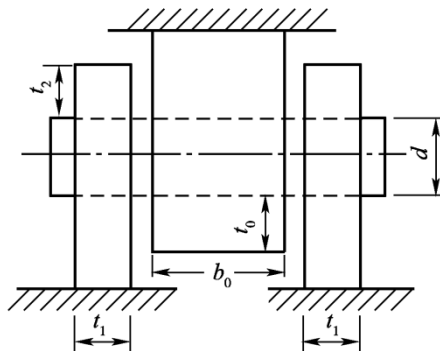


图 11.7.5.2

11.7.6 跳板吊臂

11.7.6.1 当吊臂与水平面的倾角在大于等于 45° 小于等于 60° 的范围内时, 吊臂与甲板连接处的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = k l_0 G \quad \text{cm}^3$$

式中: G ——跳板重量, t, 当 $G < 1.0$ 时取 1.0;
 l_0 ——吊臂长度, m;
 k ——系数, $k = 10 + 40l/l_0$, 当 $l/l_0 < 1$ 时取 1;
 l ——跳板长度, m。

11.7.6.2 吊臂的剖面尺寸也可按梁理论计算确定或按本篇 1.9.7 的规定直接计算确定, 采用梁理论计算时假定吊臂为一端固定的悬臂梁, 并承受由跳板产生的拉力, 许用应力 128N/mm^2 。

11.7.6.3 吊臂与甲板连接处的甲板下方应设置与跳板方向一致的加强短桁材, 短桁材两端应与强横梁或甲板纵桁连接。吊臂与甲板之间应增设复板加强。

11.7.6.4 跳板吊臂横截面一般应为对称剖面形式, 其剖面的高度尺寸可由下端向上端逐渐减小, 但上端的高度尺寸一般应不小于下端高度尺寸的 0.3 倍。

11.7.6.5 薄壁结构的跳板吊臂, 其壁厚应符合下述规定:

(1) 吊臂横截面若为圆形时, 吊臂的壁厚 t 应不小于直径的 1/50;

(2) 吊臂横截面若为矩形时, 吊臂的壁厚 t 应不小于下式计算所得之值:

$$t = 0.02b \quad \text{mm}$$

式中: b ——吊臂横截面与弯曲中和轴平行边的宽度, mm。

(3) 吊臂横截面若为“工”形时, 吊臂的翼板厚度 t 应不小于下式计算所得之值:

$$t = 0.05b \quad \text{mm}$$

式中: b ——吊臂横截面翼板的宽度, mm。

(4) 任何情况下薄壁结构吊臂的壁厚 t 不得小于 4mm;

(5) 其他形式薄壁结构吊臂的壁厚应另行考虑。

附录 I 门式结构直接计算

I.1 一般要求

I.1.1 本附录适用于门式结构局部强度的直接计算。

I.1.2 对于本附录无规定者，均应符合本篇第1章第9节的有关要求。

I.2 结构模型

I.2.1 计算采用三维板梁组合单元模型。

I.2.2 模型范围应包括整个上层建筑（甲板室）结构长度范围内，自干舷甲板下方 1/2 型深处以上的全部结构。

I.3 边界条件

I.3.1 在模型下缘的所有节点上施加全位移约束： $u_x=u_y=u_z=0$ ， $\theta_x=\theta_y=\theta_z=0$ 。

I.4 计算载荷

I.4.1 模型的计算载荷包括：

- (1) 各层甲板的车辆荷重及上层建筑（甲板室）自身结构荷重；
- (2) 横摇惯性力；
- (3) 侧壁风压。

I.4.2 各层甲板左（右）舷车辆的垂向载荷 P_z 及横向载荷 P_y 分别按下式计算：

$$P_z = M(g \cos \theta_m + a_\theta y_c) \quad \text{kN}$$

$$P_y = M(g \sin \theta_m + a_\theta z_c) \quad \text{kN}$$

式中： θ_m ——横摇角幅值，rad，见表I.4.2；

a_θ ——横摇角加速度， rad/s^2 ，见表I.4.2；

g ——重力加速度， m/s^2 ，一般取为9.81；

y_c 、 z_c ——计算质心相对横摇中心轴的横向和垂向坐标，m；横摇中心轴取满载水线面的中心线或1/2型深处水线面中心线之高者；垂向坐标在横摇中心轴以上为正；横向坐标左舷为负，右舷为正；

M ——当前层左（右）舷车辆的总质量，t。

运动参数

表 I.4.2

运动参数	单位	取值
横摇角加速度 a_θ	rad/s^2	$a_\theta = \theta_m \left(\frac{2\pi}{T_\theta} \right)^2$
横摇幅值 θ_m	rad	按本篇表 3.6.4.4 (1) 确定
横摇周期 T_θ	s	按本篇表 3.6.4.4 (1) 确定

I.4.3 各层上层建筑（甲板室）左（右）舷自身甲板和围壁结构的垂向载荷 F_z 及横向载荷 F_y 按下式计算：

$$F_z = M_0(g \cos \theta_m + a_\theta y_c) \quad \text{kN}$$

$$F_y = M_0 (g \sin \theta_m + a_\theta z_c) \quad \text{kN}$$

式中: θ_m 、 a_θ ——见表I.4.2;

g ——重力加速度, m/s^2 , 一般取为9.81;

y_c 、 z_c ——同本附录I.4.2;

M_0 ——当前层左(右舷)自身甲板、围壁等结构的总质量, t。

I.4.4 侧壁风压 P 应按下式计算:

$$\text{A 级航区: } P = -0.0030h_f^2 + 0.0465h_f + 0.1819 \quad \text{kN/m}^2$$

$$\text{B 级航区: } P = -0.0027h_f^2 + 0.0425h_f + 0.1657 \quad \text{kN/m}^2$$

$$\text{C 级航区: } P = -0.0024h_f^2 + 0.0384h_f + 0.1506 \quad \text{kN/m}^2$$

式中: h_f ——受风中心至水面的垂直距离, m, 取不小于1也不大于7。

I.4.5 载荷应按下述规定或其他等效方式施加:

(1) 各层甲板左、右舷车辆的垂向载荷 P_z 及横向载荷 P_y 以节点力的形式分别平均施加在对应的左(右)舷甲板上。

(2) 各层上层建筑(甲板室)左、右舷自身结构的垂向载荷 F_z 及横向载荷 F_y 以节点力的形式分别平均施加在对应的结构上, 其中左(右)舷的甲板、侧壁、横向围壁等应分别施加。

(3) 侧壁风压载荷以面压力施加在上层建筑(甲板室)左舷外侧壁单元上。

I.4.6 如左、右舷结构或车辆为非对称布置, 则尚应补充计算风载荷施加在右舷外侧壁的工况, 此时 I.4.2 和 I.4.3 中 y_c 取左舷为正、右舷为负。

I.5 强度衡准

I.5.1 模型中各构件的计算应力应符合本篇 1.9.7.7 的规定。

第 12 章 趸船船体结构补充规定

第 1 节 一般规定

12.1.1 适用范围

12.1.1.1 本章中无明确规定者应符合本篇第 2 章及相关章节的有关规定。

12.1.1.2 本章所指趸船包括：码头趸船（可附带起重设备）、住宿趸船、水上电站趸船、囤货趸船、水处理趸船、储油趸船及设有机泵舱的工作趸船等。

12.1.1.3 趸船的各项构件均应按 A 级航区船舶的构件尺寸选取。

12.1.2 结构布置

12.1.2.1 对于储油趸船在货油舱区域内所设置的双舷结构，其内舷板距舷侧的距离应不小于 760mm，且不大于船宽的 0.25 倍。

12.1.2.2 码头趸船所设置的辅助起重设备的单杆起重量应不大于 15t，起重装置的支撑结构应符合本篇 10.9.3 的规定。

12.1.2.3 趸船的甲板上若承载车辆时，其甲板结构及跳板应符合本篇第 11 章的相关规定。

12.1.3 总纵强度

12.1.3.1 趸船的主尺度比应符合下述规定：

$$L/D \leq 45, B/D \leq 7$$

12.1.3.2 船长大于等于 50m 的趸船，其船中部最小剖面模数 W_0 （强力甲板边线或平板龙骨处）应不小于按下式计算所得之值：

$$W_0 = K_1 K_2 L^2 B \quad \text{cm}^2 \cdot \text{m}$$

式中： L ——船长，m；

B ——船宽，m；

K_1 ——系数， $K_1 = (1169 + 14.33L - 0.0354L^2) \times 10^{-5}$ ；

K_2 ——系数， $K_2 = 2.56 - 3.02C_b + 1.46C_b^2$ ；

C_b ——方形系数，小于 0.6 取 0.6。

对于不在岸边固定作业的趸船，A 级航区应不小于上述计算值的 1.3 倍，B 级航区应不小于上述计算值的 1.15 倍。

12.1.3.3 船长大于等于 50m 时，船中部剖面对其水平中和轴的惯性矩 I_0 应不小于按下式计算所得之值：

$$I_0 = 2.0W_0 L \times 10^{-2} \quad \text{cm}^2 \cdot \text{m}^2$$

式中： W_0 ——船中剖面模数， $\text{cm}^2 \cdot \text{m}^2$ ，按本节 12.1.3.2 计算之值；

L ——船长，m。

12.1.3.4 船长大于等于 50m 的水处理趸船、储油趸船、囤货趸船、设有各类机泵舱的工作趸船、具有起重设备且单杆起重量大于 10t 的码头趸船等，除满足本节 12.1.2.2、12.1.2.3 的要求外尚应按本篇 2.2.4、2.2.5 的规定校核实际装载工况的总纵弯曲强度和屈曲强度。对于固定在岸边码头作业的趸船，计算校核时可不计及波浪载荷。

12.1.3.5 船长大于等于 50m 的趸船（本节 12.1.3.4 所述趸船除外），若船中部的强力甲板骨架和船底骨架采用纵骨架式，可免于校核总纵弯曲强度和屈曲强度。

第 2 节 外板及甲板

12.2.1 外板

12.2.1.1 趸船在全船长度范围内的船底板厚度应按本篇 2.3.2.1 或 2.3.2.2 规定取大值增加 1mm。

12.2.1.2 趸船的舷侧外板厚度应与船底板厚度相同。

12.2.1.3 趸船的舷侧顶列板厚度按舷侧外板厚度增加 1mm。

12.2.2 首、尾封板

12.2.2.1 首、尾封板的上列板厚度应与舷侧顶列板相同。以下各列板厚度应与船底板厚度相同。

12.2.3 甲板

12.2.3.1 趸船的强力甲板厚度应不小于按本篇 2.4.1.1 或 2.4.1.2 计算所得之值。若强力甲板载货，则载货区域甲板的厚度尚应不小于按本篇 2.4.1.4 式计算所得之值加 1mm。

第 3 节 船体骨架及护舷材

12.3.1 船体骨架

12.3.1.1 趸船的船体骨架根据其种类按前述各章要求增加至 1.1 倍；舷侧骨架增加至 1.2 倍。

12.3.2 护舷材

12.3.2.1 趸船应沿船周围设置护舷材。护舷材应满足本篇 2.17.4.1 的要求。若趸船仅固定在特定水域营运，则可在被靠泊或碰撞的一舷设置护舷材。

12.3.2.2 若设置两道护舷材，两道护舷材之间应设竖向护舷材，其间距应不大于 2.5m。竖向护舷材应尽可能位于强肋骨或横舱壁的同一肋位上。竖向护舷材的尺寸应与护舷材相同。

第 13 章 自卸砂船船体结构补充规定

第 1 节 一般规定

13.1.1 适用范围

13.1.1.1 本章适用于采用货斗装货的自卸砂船,其货斗置于货舱内,货斗下方设纵舱壁(内舷壁)或双向纵桁架。货舱型式相似的采用货斗装运颗粒状散货的货船,也应满足本章规定。

13.1.1.2 本章无明确规定者,应符合本篇第 2 章有关规定。

13.1.2 结构布置

13.1.2.1 货舱舱口宽度与船宽之比应不大于 0.8。

13.1.2.2 货舱区域应为双舷双底结构,但下述情况可特别考虑:

- (1) 船宽中部输送带舱区域布置困难时,允许采用单底结构;
- (2) 船长大于等于 60m 但小于 80m 的船舶,当设置双层底确有困难时,允许在货斗下方设置间隔不大于 0.15L 的横向水密舱壁替代双层底;
- (3) 船长小于 60m 的船舶可采用单底结构。

13.1.2.3 货斗下方纵舱壁(内舷壁)、双向纵桁架之间的间距应不大于 4m。输送带舱的纵壁间距应不大于 5m。

第 2 节 总纵强度

13.2.1 中剖面模数和中剖面惯性矩

13.2.1.1 船长大于等于 50m 时,船中部最小剖面模数 W_0 应不小于按本篇 2.2.2.1 计算所得之值。

13.2.1.2 船长大于等于 50m 时,船中部剖面对其水平中和轴的惯性矩 I_0 应不小于按本篇 2.2.2.2 计算所得之值。

13.2.1.3 计算船中剖面模数时,应包括货斗斜壁,但应不计入输送带舱实肋板上的顶铺板、货斗斗门板、舱口围板的侧铺板等构件。

13.2.1.4 当采取特别设计使货舱围板等强力甲板以上的纵向结构不参与总纵弯曲时,可不必校核该处的剖面模数。

13.2.2 总纵弯曲强度和屈曲强度校核

13.2.2.1 船长大于等于 50m 的船舶,应按本篇 2.2.4 和 2.2.5 的规定校核总纵弯曲强度和屈曲强度,当船长小于 80m 时,若船中部的强力甲板骨架和船底骨架采用纵骨架式,可免于校核总纵弯曲强度和

屈曲强度。

13.2.2.2 当采取特别设计使货舱围板等强力甲板以上的纵向结构不参与总纵弯曲时，可不校核该处的总纵弯曲应力。

第 3 节 外板、内舷板、甲板

13.3.1 船底板

13.3.1.1 货舱区域的船底板厚度 t 应不小于按下式及本篇 2.3.2.2 式计算所得之值：

$$t = a(\alpha L + \beta s + \gamma) \quad \text{mm}$$

式中： a ——同本篇2.3.2.1；
 L 、 s ——同本篇2.3.2.1；
 α 、 β 、 γ ——系数，按骨架型式由表13.3.1.1选取。

系数 α 、 β 、 γ

表 13.3.1.1

骨架型式	α	β	γ
横骨架式	0.06	4.4	1.2
纵骨架式	0.05	3.9	1.0

13.3.2 舷侧外板

13.3.2.1 舷侧外板的厚度应不小于按本节 13.3.1.1 式计算所得之值。

13.3.3 舷侧顶列板

13.3.3.1 货舱区域舷侧顶列板在强力甲板以下的宽度应不小于 $0.15D$ ，其厚度不小于强力甲板边板厚度的 0.85 倍或相邻舷侧外板厚度增加 1mm，取其大者。货舱区域外的舷侧顶列板厚度可逐渐减至首、尾部舷侧外板的厚度。

13.3.3.2 兼作护舷材的舷顶列板厚度尚应满足本篇 2.3.5.3 的规定。

13.3.4 内舷板

13.3.4.1 内舷板的厚度应不小于外舷板的厚度。

13.3.5 甲板

13.3.5.1 货舱区域强力甲板的厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 1.1\sqrt{L} \quad \text{mm}$$

式中： L ——船长，m。
 货舱区域以外的强力甲板厚度可以逐渐减薄至与首、尾部甲板相同。

13.3.5.2 强力甲板的开口及货舱舱口角隅应符合本篇 8.3.6.2 和 8.3.6.3 的规定。

13.3.5.3 船长小于 50m 的船舶, 货舱区域强力甲板尚应符合本篇 2.4.1.1 的规定。

第4节 船底结构

13.4.1 一般要求

13.4.1.1 双底的高度应不小于 700mm, 也不大于 $0.5D$ 。船底龙骨、桁材的间距应不大于 2.5m。船底实肋板的间距应不大于 2.5m。

13.4.1.2 输送、排水等设备若直接与船底相连时, 则该处船底骨架和船底板应作适当加强。

13.4.2 双层底和底舱

13.4.2.1 取代中桁材的旁桁材的腹板厚度应不小于该处实肋板厚度。

13.4.2.2 双层底应符合本篇第2章第6节双底骨架的规定, 内底板的厚度应不小于船底板厚度的 0.8 倍。当双层底的高度大于等于 1300mm, 允许设置水密底舱替代双层底。

13.4.2.3 水密底舱沿船长方向的水密分隔长度不大于 $0.3L$, 其船底骨架应符合本篇第2章第5节的规定, 其中计算参数按货舱外取值。

13.4.2.4 水密底舱的舱顶骨架和顶板符合本篇第2章对平台甲板的规定, 其中计算水柱高度 h 尚应不小于顶板至满载水线的垂直距离。

13.4.2.5 双层底过渡应符合本篇 1.2.4 的规定。水密底舱终断处, 应按下述要求进行过渡:

- (1) 舱壁背面设置与内底板(水密底舱顶板)对齐的水平桁;
- (2) 水平桁的腹板尺寸与舱壁垂直桁相同, 面板不小于舱壁垂直桁面板;
- (3) 水平桁与舷侧之间应用水平肘板连接, 肘板臂长不小于水平桁腹板高度。

13.4.2.6 双层底(水密底舱)在船宽方向终断于输送带舱侧壁时, 内底板(水密底舱顶板)在输送带舱内应设置水平过渡肘板, 肘板臂长不小于 $b/20$ (b 为输送带舱宽度)。

13.4.3 单底结构

13.4.3.1 取代中内龙骨的旁内龙骨的腹板厚度应不小于该处实肋板厚度, 其面板剖面积应不小于实肋板面板剖面积的 1.5 倍。

13.4.3.2 输送带舱区域实肋板的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 4k(h - d + r)Sl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: h ——货物计算压力相当水柱高度, m, $h = \frac{G_c}{l_H b_H} \left(2 - \frac{l}{b_H} \right)$;

G_c ——货舱设计载货量, t;

B_H ——货斗宽度, m, 取左右舷斜壁板顶点的水平距离;

l_H ——货舱货斗长度, m;

d ——吃水, m;

r ——计算半波高, m, 按本篇1.2.5的规定取值;

S ——实肋板间距, m;

l ——实肋板跨距, m, 取纵壁板之间的间距;

k ——系数, $k = 0.02(b/S)^2 - 0.04b/S + 1.02$;

b ——实肋板上方沿船长方向分布的支撑货斗斜壁的支柱之间的纵向间距, m。

当船底骨架为横骨架式时, 应每档设置实肋板。

13.4.3.3 输送带舱区域以外的船底骨架应符合本篇第2章第5节的规定, 其中计算参数按货舱外取值。

13.4.3.4 当输送带舱实肋板的邻舱在对应位置处未设实肋板时, 应设置肘板。

13.4.3.5 当输送带舱实肋板的高度小于邻舱实肋板高度时, 其腹板应在端部一个腹板高度范围内逐渐升高至原高度的1.5倍, 或设置臂长等于实肋板腹板高度的肘板, 升高腹板或肘板不必超出邻舱实肋板的高度, 或设置其他等效过渡结构。

13.4.3.6 输送带舱实肋板上方应设水密顶铺板, 其厚度应不小于5mm。

第5节 舷舱结构

13.5.1 一般要求

13.5.1.1 内舷壁应水密延伸至干舷甲板, 且尽可能与中纵剖面平行, 并满足本篇2.12.7.2防撞边舱的要求。

13.5.1.2 舷舱内应设置间距不大于货舱总长度0.25倍的横舱壁, 其中水密横舱壁的间距应不大于0.3L。当货斗内设有横舱壁时, 舷边舱对应平面也应设置横舱壁。

13.5.1.3 舷舱在与货舱实肋板同一平面的位置处应设置实肋板, 在设置实肋板的肋位上应设置强肋骨, 内外舷强肋骨的间距应不大于2.5m。

13.5.1.4 舷舱骨架采用横骨架式时, 应在内、外舷设置舷侧纵桁。

13.5.1.5 当型深大于等于6.0m时, 舷舱内应在舱深中部区域设置在货舱区域连续的平台结构。平台距干舷甲板边线的垂向距离应不大于0.5D。平台的骨架型式应与强力甲板相同。

13.5.1.6 内舷壁终断处应按本篇1.2.4.3的规定进行过渡, 若其延伸至距首尾垂线距离小于等于0.15L的舱壁上时, 也可按下述要求进行过渡:

- (1) 舱壁背面设置与内舷板对齐的垂直桁;
- (2) 内舷板的延长线上, 强力甲板应设甲板纵桁, 船底应设底纵桁(龙骨);
- (3) 甲板纵桁与垂直桁之间设臂长不小于甲板纵桁腹板高度的纵向过渡肘板;
- (4) 船底龙骨与垂直桁之间设臂长不小于龙骨腹板高度的纵向过渡肘板。

13.5.2 普通肋骨

13.5.2.1 内舷肋骨的尺寸应不小于第2章第12节对干舱舱壁的要求, 且不必大于外舷肋骨。

13.5.3 纵骨

13.5.3.1 外舷纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 5s(0.9d + r)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: s ——纵骨间距, m;
 d ——吃水, m;
 r ——半波高, m, 按本篇1.2.1规定;
 l ——纵骨跨距 (取强肋骨间距), m。

13.5.3.2 外舷纵骨的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值:

$$I = 1.1(C_w W^{2/3} + f)l^2 \quad \text{cm}^4$$

式中: W ——按本节13.5.3.1计算所得的剖面模数, cm^3 ;
 f ——纵骨带板的剖面积, cm^2 ;
 l ——纵骨跨距, m, 取强肋骨间距;
 C_w ——系数, 角钢取0.73, 球扁钢取0.66。

13.5.3.3 内舷纵骨的尺寸应不小于第 2 章第 12 节对干舱舱壁的要求, 且不必大于外舷纵骨。

13.5.3.4 外舷纵骨和内舷纵骨在水密横舱壁处中断时, 应设置肘板与横舱壁连接, 肘板厚度与横舱壁相同。

13.5.4 强肋骨

13.5.4.1 外舷强肋骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 7.6S(h + r)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: S ——强肋骨间距, m;
 h ——计算水柱高度, m, 自强肋骨跨距中点量至满载水线的垂直距离;
 r ——半波高, m, 按本篇1.2.1的规定;
 l ——强肋骨跨距, m, 按本篇1.2.3的规定, 但不小于2.0m;

强肋骨跨距中部设置水平撑材时, 上式计算值可减少 40%。

13.5.4.2 内舷强肋骨的尺寸应不小于第 2 章第 12 节对干舱舱壁的要求, 且不必大于外舷强肋骨。

13.5.4.3 强肋骨腹板在纵骨穿过处的剩余高度应不小于腹板高度的 0.6 倍, 否则开口处的剖面模数应满足本节 13.5.4.1 的要求。强肋骨腹板在纵骨穿过处, 应每隔一根纵骨设置防倾肘板。

13.5.5 舷侧纵桁

13.5.5.1 舷侧纵桁的剖面尺寸应不小于强肋骨。

13.5.6 舷舱横舱壁

13.5.6.1 舷舱横舱壁应符合本篇第 2 章第 12 节的规定。

13.5.6.2 水密横舱壁水平桁的剖面模数 W 尚应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 4.16bhl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: b ——桁材的支撑宽度, m;
 h ——计算水柱高度, m, 取桁材至舱顶上方1m的距离;
 l ——桁材跨距, m, 即舷舱的宽度。

13.5.7 撑材

13.5.7.1 若在内、外舷强肋骨跨距中部设置水平撑时, 水平撑材的剖面积 a 应不小于按下式计算所得之值:

$$a = \frac{61.3Shl}{[\sigma]} \quad \text{cm}^2$$

式中: S ——外舷强肋骨的间距, m;
 l ——外舷强肋骨的跨距, m, 按本篇1.2.3的规定;
 h ——计算水柱高度, m, 取水平撑材至干舷甲板上1.0m的垂直距离, 但不小于2.0m;
 $[\sigma]$ ——许用应力, N/mm², 按本篇2.11.3.3的规定计算, 其中 l_0 、 r 为水平撑材的长度和剖面最小惯性半径, cm。

13.5.7.2 若设置斜撑材与水平撑材组成横向桁架时, 则斜撑材的剖面积应不小于按 13.5.7.1 计算所得之值的 0.5 倍。

13.5.8 舷舱平台

13.5.8.1 平台板应符合本篇 2.4.3 的规定。平台骨架应符合本篇第 2 章第 8 节的规定。

13.5.8.2 平台强横梁连带板(宽度取肋距)的剖面积尚应不小于按下式计算所得之值:

$$a = \frac{61.3Sh(l_1 + l_2)}{[\sigma]} \quad \text{cm}^2$$

式中: S ——强肋骨的间距, m;
 l_1 、 l_2 ——平台以上和以下强肋骨的跨距, m, 按本篇1.2.3的规定;
 h ——计算水柱高度, m, 取平台至干舷甲板的垂直距离, 但不小于2.0m;
 $[\sigma]$ ——许用应力, N/mm², 按本篇2.11.3.3的规定计算, 其中 l_0 、 r 为强横梁的跨长和强横梁连带板的剖面最小惯性半径。

13.5.9 舷舱船底骨架

13.5.9.1 舷舱底肋骨应与货舱区船底骨材在同一平面内且尺寸不小于货舱区船底骨材。

13.5.9.2 舷舱底纵骨尺寸应不小于货舱区船底纵骨。

13.5.9.3 舷舱实肋板高度取不小于货舱实肋板高度的 1/2。舷舱实肋板的腹板厚度应不小于该处船底板的厚度, 其上缘应设置厚度不小于腹板厚度且符合本篇 1.2.2.3 规定的面板或折边。

第6节 甲板结构

13.6.1 一般要求

13.6.1.1 强力甲板在设置强肋骨的肋位上应设置强横梁，强横梁的间距应不大于 2.5m。

13.6.1.2 货舱围板与内舷板（纵壁板）不在同一平面时，其所在位置处的甲板下方应设纵桁或纵向桁架。

13.6.1.3 船中部连续的货舱舱口围板伸出甲板以上的高度应不大于 1500mm。

13.6.1.4 当甲板开口线外侧的甲板宽度大于等于 2m 时，应至少设置一道甲板纵桁。

13.6.2 强横梁

13.6.2.1 甲板强横梁的尺寸应不小于舷舱强肋骨。

13.6.3 横梁

13.6.3.1 甲板横梁的尺寸应不小于舷舱肋骨。

13.6.4 甲板纵桁

13.6.4.1 甲板纵桁的尺寸应不小于强横梁。

13.6.5 纵骨

13.6.5.1 强力甲板纵骨的剖面模数应不小于按下式计算所得之值：

$$W = kcsL \quad \text{cm}^3$$

式中： k ——系数， $k = (650 - 11L + 0.1L^2) \times 10^{-3}$ ；

c ——按本篇2.8.1.1的规定；

s ——纵骨间距，m；

L ——船长，m。

13.6.5.2 强力甲板纵骨的剖面惯性矩应不小于按下式计算所得之值：

$$I = 1.1(C_w W^{2/3} + f) \cdot l^2 \quad \text{cm}^4$$

式中： W ——按本节13.6.5.1计算所得的剖面模数， cm^3 ；

f ——纵骨带板的剖面积， cm^2 ；

l ——纵骨跨距，m，取强横梁间距；

C_w ——系数，角钢取0.73，球扁钢取0.66。

13.6.6 舱口围板

13.6.6.1 货舱区域舱口围板竖板和顶缘面板的厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = 0.1L + 2.5 \quad \text{mm}$$

式中： L ——船长，m。

B、C级航区船舶的舱口围板厚度,可分别为上式计算值的0.95倍及0.80倍。

13.6.6.2 甲板以上舱口围板一般应符合本篇8.8.5.4和8.8.5.5的规定;当面板舱口围板顶缘与货斗斜壁连接时,如图13.1.1.1(1)所示,应符合如下要求:

- (1) 舱口围板上应设置垂直桁和水平桁;
- (2) 垂直桁应与货斗斜壁强横梁连接构成横向框架,其与货斗斜壁强横梁相同;
- (3) 水平扶强材的间距应不大于500mm。
- (4) 当围板高度大于1000mm时,尚应至少设置一道水平桁,水平桁的尺寸应与该处垂直桁的尺寸相同;
- (5) 围板顶缘面板的宽度不大于其厚度的55倍,否则应设置纵向加强筋。

13.6.6.3 特殊布置的货舱围板应具有足够的强度,并经本社同意。

13.6.6.4 货物输送装置在干舷甲板(或升高甲板)出口处的舱口围板厚度应符合本篇2.15.2.2的规定。

第7节 货斗结构

13.7.1 一般要求

13.7.1.1 货斗应与主船体其他结构有效焊接,其焊接应符合载货甲板的要求。

13.7.1.2 货斗下方纵舱壁扶强材应垂直布置。

13.7.1.3 货斗斜壁下部靠近斗门区域应设置纵桁,且在横向强框架平面设置支柱(或其他等效支撑结构),支柱下方设底龙骨或底纵桁。支柱下端可仅在船长方向设置肘板。

13.7.1.4 货斗斜壁应在货斗横端壁(直壁或斜壁)另一侧,设置一道尺寸与水平桁或垂直桁相同的斜桁材,斜桁材应与斜壁板设在同一平面内。当货斗横端壁位于距首尾垂线距离小于等于 $0.15L$ 范围内时,斜桁材的设置范围可仅限于货斗斜壁的下半部。

13.7.1.5 货斗长度大于60m时应至少设一道横舱壁,横舱壁应尽可能在货斗区域均匀布置。

13.7.1.6 货斗内应设置间距不大于20个肋距的架空横梁,架空横梁应设置在舷舱横舱壁与强力甲板交汇处,其两端应与舷侧结构牢固连接和过渡。

13.7.2 斜壁

13.7.2.1 斜壁板的厚度应不小于5mm,且应不小于下式计算所得之值:

$$t = 5.8s\sqrt{h} \quad \text{mm}$$

式中: s ——斜壁纵骨或横梁间距, m;

h ——计算水柱高度, m, $h = \frac{H}{v} [(1 - \sin \varphi) \sin^2 \theta + \cos^2 \theta]$;

H ——计算点竖直向上量至货物表面的距离, m;

v ——货物积载因数, m^3/t , 按装载货物品种选取;

φ ——散货内摩擦角(休止角), deg, 一般取 37° ;

θ ——斜壁板与水平面夹角, deg。

如采用抓斗或其他类似机械卸货时，斜壁板尚应加厚 2mm。

13.7.2.2 斜壁强横梁的剖面模数 W 应不小于下式计算之值：

$$W = 9.6Shl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： S ——强横梁间距，m；
 h ——跨距中点的计算水柱高度，m，按本节13.7.2.1的规定确定；
 l ——强横梁跨距，m，货斗下方的双向纵桁架、纵舱壁和斜壁下部靠近斗门的支柱可作为强横梁的刚性支撑。

13.7.2.3 斜壁纵桁的尺寸应不小于强横梁。

13.7.2.4 斜壁横梁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 5shl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： s ——横梁间距，m；
 h ——跨距中点的计算水柱高度，m，按本节13.7.2.1的规定确定；
 l ——横梁跨距，m，按本篇1.2.3的规定确定。

13.7.2.5 斜壁纵骨的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = kshl^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： s ——纵骨间距，m；
 h ——计算水柱高度，m，按本节13.7.2.1的规定确定；
 l ——纵骨跨距，m，取强横梁间距；
 k ——系数，m，强力甲板以上取 $k = 0.05L + 4$ 但不小于5.5也不必大于10，强力甲板以下至斜板底端可减少至5.5。

13.7.3 桁架、支柱、架空横梁

13.7.3.1 货斗下方桁架、支柱应符合本篇第2章第11节的规定，其中支承载荷的计算宽度取其所支撑斜壁板平均宽度在水平方向的投影宽度，支承载荷的计算水柱高度 h 按下式计算：

$$h = \frac{(H_1 + H_2)(K_0 \sin^2 \theta + \cos^2 \theta)}{2\nu \sin(\theta + \alpha - \delta) \cos \theta \cos \delta} \quad \text{m}$$

式中： ν ——货物积载因数， m^3/t ，按装载货物品种选取；
 H_1 、 H_2 ——所支持斜壁板面积的上边和下边处竖直向上量至货物表面的距离，m；
 α ——支柱在船宽方向与水平面的夹角，deg；
 θ ——斜板与水平面的夹角，deg；
 δ ——角度， $\delta = \arctg \frac{(1 - K_0) \tan \theta}{K_0 \tan^2 \theta + 1}$ ，deg；
 K_0 ——系数， $K_0 = 1 - \sin \varphi$ ；
 φ ——散货休止角（内摩擦角），deg，一般取 $\varphi = 37^\circ$ 。

13.7.3.2 架空横梁可采用圆管、箱形横梁等型式，也可用其他等效的横向结构代替。

13.7.3.3 架空横梁为空心薄壁结构时，其壁厚应不小于舷侧外板的厚度。

13.7.3.4 架空横梁的剖面最小惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值:

$$I = 0.053LD^2b^2 \quad \text{cm}^4$$

式中: L ——船长, m;
 D ——型深, m;
 b ——货舱舱口宽度, m, 取内舷侧之间的距离。

第8节 舱壁

13.8.1 纵舱壁

13.8.1.1 货斗下方纵舱壁应满足本篇第2章第12节的要求, 其中输送带舱纵壁应按深舱计算, 计算水柱高度 h 取至输送带舱舱顶以上 1m。

13.8.1.2 货斗下方纵舱壁垂直扶强材和垂直桁连带板的剖面积, 尚应满足本篇第2章第11节支柱的要求, 其中支承载荷的计算宽度取其所支撑斜壁板平均宽度在水平方向的投影宽度, 支承载荷的计算水柱高度 h 按下式计算:

$$h = \frac{(H_1 + H_2)(K_0 \sin^2 \theta + \cos^2 \theta)}{2v \sin(\theta + \alpha - \delta) \cos \theta \cos \delta} \quad \text{m}$$

式中: v ——货物积载因数, m^3/t , 按装载货物品种选取;
 H_1 、 H_2 ——所支持斜壁板面积的上边和下边处竖直向上量至货物表面的距离, m;
 α ——舱壁在船宽方向与水平面的夹角, deg;
 θ ——斜板与水平面的夹角, deg;
 δ ——角度, $\delta = \arctg \frac{(1-K_0)\tan \theta}{K_0 \tan^2 \theta + 1}$, deg;
 K_0 ——系数, $K_0 = 1 - \sin \varphi$;
 φ ——散货休止角 (内摩擦角), deg, 一般取 $\varphi = 37^\circ$ 。

13.8.2 横舱壁

13.8.2.1 横舱壁板 (包括货斗横端壁板) 的厚度应不小于本篇第2章第12节对于舱壁的要求, 货斗斜壁以上部分的厚度尚应不小于按 13.7.2.1 计算所得之值 (计算时 θ 取横舱壁板与水平面夹角) 且不小于货斗斜壁板厚度的 0.8 倍。

13.8.2.2 横舱壁 (包括货斗横端壁) 的骨架尺寸应满足本篇第2章第12节的要求, 货斗斜壁以上部分的骨架尺寸尚应不小于货斗斜壁的相应骨架。

第9节 其他

13.9.1 货物输送结构

13.9.1.1 货物输送装置及其支撑门架结构、拉索等均应具有足够的强度、稳定性和/或刚度。

13.9.1.2 货物输送装置可外伸部分与船体连接部位的甲板及骨架设计应具有足够的强度和刚度,

并能有效将载荷传递到船体结构中去。伸出干舷甲板以上部分应能有效固定。当采用导轨等活动连接时，其所有可能成为连接点的区域均应进行加强。

13.9.1.3 货物输送装置的支撑门架与船体连接部位的甲板及骨架设计应具有足够的强度和刚度，能有效将载荷传递到船体结构中去，并满足以下要求：

(1) 门架的每个支柱下端均应有效固定，固定点处甲板应加装复板或增厚 0.5 倍，该处甲板下方应设置纵横桁材等具有足够强度和刚度的支承结构；

(2) 门架若通过拉索与船体固定时，眼板固定点等应力集中部位应加装复板或增厚 0.5 倍。

13.9.1.4 货物输送装置的原动机（含皮带传动滚轮）应通过基座与船体连接。原动机基座的结构尺寸，可根据原动机的尺寸和功率，按本篇第 2 章第 14 节主机基座的规定确定。原动机基座采用其他型式时，其结构尺寸的确定应考虑结构自重、船舶运动和原动机振动等各种静载荷和动载荷的影响。

13.9.1.5 货物输送装置穿过首防撞舱壁时，应设置输送带槽，并与输送带舱有效衔接。输送带槽的底板及侧板应与防撞舱壁及甲板等相邻结构水密连接，且厚度应不小于防撞舱壁，其骨架强度应符合防撞舱壁的要求。

13.9.1.6 货物输送装置在伸出干舷甲板以上部分，应尽可能设计成伸缩式、旋转式、翻折式或其他等效型式，并能有效固定。

13.9.2 局部加强

13.9.2.1 凡与专用机械底座相连的甲板应予加强。一般甲板机械、系缆等设备处的甲板部位可用加厚板或复板加强。

13.9.2.2 船首部船底板若经常与河床摩擦时，其首部水线下倾斜区域的船底板厚度应增加 2mm。

13.9.2.3 船舶若需坐底作业时，船底板厚度应增加 2mm。

13.9.2.4 货斗设置的溢流管口应尽量避免开在舷侧顶列板上，并应有适当补强。在任何情况下，溢流管口不应开在船体剖面突然变化处的舷侧顶列板上。

13.9.3 原动机处所

13.9.3.1 原动机安装在船尾时，应在机舱前壁增设一道横舱壁。

13.9.3.2 原动机的布置使纵舱壁或纵桁架不连续时，船底旁桁材和甲板纵桁（桁架上弦杆）的剖面模数应至少增大 0.5 倍，并适当增大肘板尺寸避免应力集中。

第14章 化学品液货船船体结构补充规定

第1节 一般规定

14.1.1 适用范围

14.1.1.1 本章适用于舱顶设计压力(表压)应不大于0.07MPa的整体液货舱舱型的化学品液货船(驳)。当整体液货舱的舱顶设计压力(表压)小于等于0.02MPa,船体及液货舱周界结构可按本篇第6章的规定设计。

对于独立液货舱型船舶,其船体结构应满足本篇第2章的规定,独立液货舱及其支持结构应满足本章第7节的规定。

14.1.1.2 本章中无明确规定者应符合本篇第2章的有关规定,如为被推船时,尚应满足第5章的有关规定。

14.1.2 结构布置

14.1.2.1 液货舱可采用构成船体结构一部分的整体液货舱或不构成船体结构一部分的独立液货舱。

14.1.3 装载手册

14.1.3.1 化学品液货船应按主管机关的要求配备《安全装载手册》。

14.1.4 不锈钢材料的使用

14.1.4.1 当船中部强力甲板及其附近或船底及其附近的构件采用不锈钢材料时,则船体的中剖面模数 W_1 应不小于按下式计算所得之值:

$$W_1 = KW_0 \quad \text{cm}^2 \cdot \text{m}$$

式中: W_0 ——按本章14.2.1.1计算所得的船体中剖面模数, $\text{cm}^2 \cdot \text{m}$;

K ——修正系数,应符合下列规定:

(1) 对于双相不锈钢材料, K 值应不小于按下式计算所得之值,且不小于0.68:

$$K = \frac{235}{-65 \ln(T) + 200 + R_{eH}}$$

(2) 对于不含氮奥氏体不锈钢材料, K 值应不小于按下式计算所得之值:

$$K = \frac{235}{-40 \ln(T) + 127 + R_{eH}}$$

(3) 对于含氮奥氏体不锈钢材料, K 值应不小于按下式计算所得之值:

$$K = \frac{235}{-48 \ln(T) + 142 + R_{eH}}$$

R_{eH} ——室温下,不锈钢的最小屈服强度或规定非比例延伸强度, N/mm^2 ;

T ——设计允许的最高货物温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

当 $K < 1$ 时不锈钢材料的使用范围应满足本篇1.3.2.4的要求,否则 K 取1。

14.1.4.2 若构成整体液货舱周界的材料采用不锈钢,则在进行局部强度计算时货舱周界的最小板厚 t_1 和骨材的最小剖面模数 W_1 应按下式计算:

$$t_1 = \sqrt{Kt} - a$$
mm

$$W_1 = KW$$
cm³

式中： t ——按本章规定计算所得的最小板厚，mm；
 W ——按本章规定计算所得的骨材最小剖面模数，cm³；
 a ——折减量，mm，按表14.1.4.2取值；

折减量 a			表 14.1.4.2
名称	不锈钢钢板		不锈钢复合钢板
甲板板	1		0.5
内底板	1		0.5
舱壁板（槽型舱壁板）	两面均为液货舱	0.5	0.25
	仅一面为液货舱	1	0.5

K ——修正系数，同本节14. 1. 4. 1。

14.1.4.3 当强力甲板为不锈钢钢板或不锈钢复合钢板，且构成整体液货舱周界时，其厚度任何情况下不得小于本篇 2.4.1.1 和 2.4.1.2 的要求。

14.1.4.4 当液货舱中既有船体结构钢又有不锈钢时，应采取特殊的防护措施，例如采用合适的敷层，以减少双金属的接触腐蚀。对不锈钢应涂刷高性能油漆，以减少对船体结构钢的侵蚀。

14.1.4.5 在不锈钢液货舱内不允许采用船体结构钢制成的附件。

14.1.5 货物温度对船体结构的影响

14.1.5.1 如受货物或加热系统的温度影响，使船体钢结构的温度超过 80℃时，则应按照第 6 章附录 II 的规定，则应向本社提交以水温 0℃和空气温度 5℃为条件时船体结构的温度应力与船体其他外载荷所产生的应力的合成应力计算书。对船体结构所需加强的措施应经本社认可。

14.1.5.2 当整体液货舱的周界结构的材料为不锈钢或不锈钢复合钢板时，在下述情况下应考虑货物温度对不锈钢材料的屈服应力的影响：

- (1) 当货物的加热系统邻近与舷外水无共同周界的整体液货舱，并使货舱结构温度超过 80℃；
- (2) 当将加热后的货物（其温度超过 80℃）装载在与舷外水无共同周界的整体液货舱内时。

第 2 节 总纵强度

14.2.1 一般要求

14.2.1.1 总纵强度应符合本篇第 6 章第 2 节的规定。

第 3 节 整体液货舱周界结构

14.3.1 一般要求

14.3.1.1 甲板骨材可设置在货舱外面，其结构及布置应符合本篇 6.7.1 的规定。

14.3.1.2 液货舱区域的双层底结构不论何种骨架型式，其实肋板间距应不大于 2.5m。双层底的高度在任何情况下均应不小于 760mm。

14.3.1.3 横骨架式双层底未设实肋板的肋位上应设置组合肋板。

14.3.1.4 液货舱区域内应设置一道中纵舱壁, 如果双壳化学品液货船的液货舱宽度小于 0.65 倍船宽时, 可免设中纵舱壁。

14.3.1.5 船长小于等于 50m 时, 单个液货舱的长度应不大于 10m。船长大于 50m 时, 单个液货舱的长度 l 应不大于按下式计算所得之值:

$$l = 0.2L \quad \text{m}$$

式中: L ——船长, m。

14.3.2 甲板

14.3.2.1 液货舱区域强力甲板厚度 t 应不小于按式计算所得之值:

$$t = akL + 33s\sqrt{P_V - 0.02} \quad \text{mm}$$

式中: k ——系数, 纵骨架式取0.0495, 横骨架式取0.0594;
 a ——航区系数, A级航区取1, B级航区取0.85, C级航区取0.75;
 L ——船长, m;
 s ——骨材间距, m;
 P_V ——舱顶的设计压力(表压), MPa。

14.3.2.2 平甲板船强力甲板的最小厚度应不小于本篇 2.4.1 的规定。

14.3.2.3 当强力甲板上设有凸形甲板结构时, 凸形甲板侧壁外侧的甲板边板宽度应不小于 760mm, 且厚度应满足本节 14.3.2.2 对平甲板船强力甲板的厚度要求。

14.3.3 内底板

14.3.3.1 整体液货舱内底板的厚度 t 应不小于按下式计算所得之值, 且不小于船底板厚度的 0.8 倍:

$$t = 5.1s\sqrt{\rho h_1 + 100(P_V - 0.02)} \quad \text{mm}$$

式中: s ——内底骨材间距, m;
 h_1 ——计算水柱高度, m, 从内底板量至中纵剖面处舱顶的垂直距离, 但应不小于2.0m;
 ρ ——货物的相对密度(比重), 且不小于1;
 P_V ——舱顶的设计压力(表压), MPa。

14.3.4 甲板骨架

14.3.4.1 布置在液货舱内的强横梁和甲板纵桁均应在其腹板上开设半径一般为 30~50mm 的半圆孔, 其直边应沿甲板下表面以使气体流通, 半圆孔的间距应不大于 1m。

14.3.4.2 甲板横梁的剖面模数 W 除应符合本篇 6.7.2.1 的规定外, 尚应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 340s(P_V - 0.02)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: s ——横梁间距, m;
 P_V ——舱顶设计压力(表压), MPa;
 l ——横梁跨距, m, 取甲板纵桁间距。

14.3.4.3 甲板纵骨的剖面模数 W 除应符合本篇 6.7.3.1 的规定外, 尚应不小于按下式计算所得之值:

$$W = ks(P_V - 0.02)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: k ——系数, 取 $k = 4.3L + 300$, 但应不大于816;

L ——船长, m;

s ——纵骨间距, m;

P_V ——舱顶设计压力(表压), MPa;

l ——纵骨跨距, m, 取强横梁间距。

14.3.4.4 甲板纵骨的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值:

$$I = 1.1(C_w W^{2/3} + f)l^2 \quad \text{cm}^4$$

式中: W ——按本节14.3.4.3计算所得的剖面模数, cm^3 ;

f ——纵骨带板剖面积, cm^2 ;

l ——同本节14.3.4.3式;

C_w ——系数, 角钢取0.73, 球扁钢取0.66。

14.3.4.5 纵骨架式强横梁的剖面模数 W 除应符合本篇 6.7.4.1 的规定外, 尚应不小于按下式计算所得之值:

$$W = kS(P_V - 0.02)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: k ——系数, 取 $k = 52.5B/D + 210$;

B ——船宽, m;

D ——型深, m;

S ——强横梁间距, m;

P_V ——舱顶设计压力(表压), MPa;

l ——强横梁跨距, m, 按本篇1.2.3确定。

14.3.4.6 纵骨架式甲板纵桁的尺寸不小于强横梁。

14.3.4.7 横骨架式甲板纵桁的剖面模数 W 除应符合本篇 6.7.4.3 的规定外, 尚应不小于按下式计算所得之值:

$$W = kb(P_V - 0.02)l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: k ——系数, 取 $k = 2L + 325$, 但应不大于565;

L ——船长, m;

b ——纵桁间距, m;

P_V ——舱顶设计压力(表压), MPa;

l ——纵桁跨距, m, 按本篇1.2.3确定。

14.3.4.8 甲板纵桁的剖面惯性矩 I 应不小于按下式计算所得之值:

$$I = 2.5Wl \quad \text{cm}^4$$

式中: W ——按本节14.3.4.7计算所得的剖面模数;

l ——同本节14.3.4.7式。

14.3.3.9 横骨架式强横梁的剖面尺寸不小于甲板纵桁。

14.3.5 单底和单舷侧骨架

14.3.5.1 构成整体液货舱的单底和舷侧结构应符合本篇第6章第5节和第6节的相关规定。

14.3.5.2 单底船底板厚度 t_1 尚应不小于按下式计算所得之值:

$$t_1 = \sqrt{k}t \quad \text{mm}$$

式中: t ——按本篇6.3.1.1(2)式计算所得的船底板厚, mm;

k ——系数, $k = \frac{100(P_v - 0.02)}{d + r}$; 当 $k < 1$ 时取1。

14.3.5.3 单底实肋板、底肋骨、底纵骨的剖面模数 W_1 尚应不小于按下式计算所得之值:

$$W_1 = kW \quad \text{cm}^3$$

式中: W ——按本篇第6章第5节计算所得的实肋板、底肋骨、底纵骨的剖面模数, cm^3 ;

k ——系数, 同本节14.3.5.2。

14.3.5.4 单舷侧肋骨(主肋骨)、强肋骨的剖面模数 W_1 尚应不小于按下式计算所得之值:

$$W_1 = 2kW \quad \text{cm}^3$$

式中: W ——按本篇第6章第6节计算所得的肋骨(主肋骨)、强肋骨的剖面模数, cm^3 ;

k ——系数, 同本节14.3.5.2, 当 $k < 0.5$ 时取0.5。

14.3.6 双底骨架

14.3.6.1 组合肋板内底骨材的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值:

$$W = 3.8s[\rho h_1 + 100(P_v - 0.02)]l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: s ——肋骨间距, m;

h_1 ——计算水柱高度, m, 从内底板量至中纵剖面处舱顶的垂直距离, 但应不小于2.0m;

ρ ——货物的相对密度(比重), 且不小于1;

P_v ——舱顶设计压力(表压), MPa;

l ——肋骨跨距, m, 取桁材与桁材或桁材与舷侧间距离的大者。

内底骨材的剖面模数尚应不小于外底骨材剖面模数的0.85倍。

14.3.6.2 纵骨架式双层底内底纵骨的剖面模数 W 应不小于按式计算所得之值:

$$W = ks[\rho h_1 + 100(P_v - 0.02)]l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中: k ——系数, 取 $k = 0.03L + 3.6$, 但不小于4.6;

h_1 、 P_v 、 ρ ——同本节14.3.6.1;

L ——船长, m;

l ——纵骨跨距, m, 取实肋板间距;

s ——纵骨间距, m。

内底纵骨的剖面模数尚应不小于外底纵骨剖面模数的0.85倍。

14.3.7 平面舱壁板

14.3.7.1 液货舱端部舱壁及液货舱之间舱壁板的厚度 t 应不小于按下式计算所得之值:

$$t = ks\sqrt{\rho h_1 + 100(P_v - 0.02)} + a \quad \text{mm}$$

式中: k ——系数, 液货舱端部舱壁取4.6; 液货舱之间的舱壁取3.2;

s ——舱壁扶强材间距, m;

h_1 ——计算水柱高度, m, 由舱壁板列下缘量至中纵剖面处舱顶的垂直距离, 但应不小于

2.0m;

ρ ——货物的相对密度（比重），且不小于1；

P_V ——舱顶设计压力（表压），MPa；

a ——附加值，mm，液货舱端部舱壁取0.5；液货舱之间的舱壁取1.0。

14.3.7.2 液货舱纵舱壁底列板的厚度应符合本节 14.3.7.1 对货舱之间横舱壁的规定，顶列板的厚度应不小于舷侧顶列板的厚度。底列板与顶列板之间的板厚可适当减薄，但不小于底列板厚度的 0.8 倍。

14.3.7.3 双壳液货舱内舷壁底列板的厚度应符合本节 14.3.7.1 对货舱端部横舱壁的规定，顶列板的厚度应不小于舷侧顶列板的厚度。底列板与顶列板之间的板厚可适当减薄，但不小于底列板厚度的 0.8 倍。内舷壁一般应直接延伸至船底板。当内舷壁延伸至内底板时，则应在内舷壁的平面内设置底纵桁。

14.3.8 平面舱壁扶强材

14.3.8.1 舱壁垂直扶强材的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = ks[\rho h_1 + 83.3(P_V - 0.02)]l^2 \quad \text{m}^3$$

式中： k ——系数，按表14.3.8.1选取；

s ——扶强材间距，m；

h_1 ——计算水柱高度，m，由扶强材跨长中点量至中纵剖面处舱顶的垂直距离，但应不小于 2.0m；

ρ ——货物的相对密度（比重），且不小于1；

P_V ——舱顶设计压力（表压），MPa；

l ——扶强材跨距，m，取扶强材两端间的距离。

当舱壁设有 1 道水平桁时，垂直扶强材的剖面模数取不小于上式计算所得之值的 0.5 倍；当设有 2 道水平桁时，垂直扶强材的剖面模数取不小于上式计算所得之值的 0.3 倍；当设有 3 道及以上水平桁时，垂直扶强材的剖面模数取不小于上式计算所得之值的 0.25 倍。舱壁水平桁应尽可能均匀分布。

系数 k

表 14.3.8.1

固定情况 舱壁种类	液货舱端部舱壁	液货舱间舱壁
两端有肘板	5.0	4.0
一端有肘板	6.0	4.8
两端无肘板	6.6	5.35

14.3.8.2 舱壁水平扶强材的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 3.8s[\rho h_1 + 100(P_V - 0.02)]l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： s ——扶强材间距，m；

h_1 ——计算水柱高度，m，自扶强材量至中纵剖面处舱顶的垂直距离，但应不小于2.0m；

ρ ——货物的相对密度（比重），且不小于1；

P_V ——舱顶设计压力（表压），MPa；

l ——扶强材跨距，m，取垂直桁之间或垂直桁至舷侧之间距离的大者。

14.3.8.3 舱壁垂直桁的剖面模数 W 应不小于按下式计算所得之值：

$$W = 5.2b[\rho h_1 + 83.3(P_V - 0.02)]l^2 \quad \text{cm}^3$$

式中： b ——垂直桁间距，m；

- h_1 ——计算水柱高度, m, 自垂直桁跨长中点量至中纵剖面处舱顶的垂直距离, 但应不小于 2.0m; ;
- ρ ——货物的相对密度 (比重), 且不小于1;
- P_V ——舱顶设计压力 (表压), MPa;
- l ——垂直桁跨距, m, 按本篇1.2.3确定。

14.3.8.4 水平桁的剖面尺寸不小于垂直桁。

14.3.8.5 液货舱内若采用槽形舱壁时, 槽形舱壁及其布置应符合本篇 2.12.5 的规定。

第4节 舷舱骨架

14.4.1 一般要求

14.4.1.1 双壳化学品液货船舷舱内的船底骨架应符合本篇 6.6.6 的规定。

14.4.1.2 双壳化学品液货船舷舱内的甲板骨架应符合本篇 6.7.5 的规定。

14.4.1.3 当在舷舱外舷强肋骨和内舷壁垂直桁跨距中部设置水平撑材时, 外舷强肋骨和内舷壁垂直桁的剖面模数可折减 40%。水平撑材应符合本篇 6.6.5.1 的规定。

第5节 凸形甲板结构

14.5.1 一般要求

14.5.1.1 凸形甲板的结构型式及布置应符合本篇第 6 章第 8 节的规定。

14.5.1.2 凸形甲板的厚度应符合本章 14.3.2 的规定。

14.5.1.3 凸形甲板的骨架应符合本章 14.3.4 的规定。

第6节 纵桁架

14.6.1 一般要求

14.6.1.1 化学品液货船应在整个液货舱区域内设置符合本篇第 6 章第 9 节的规定的双向纵桁架。

第7节 独立液货舱

14.7.1 一般要求

14.7.1.1 如果独立液货舱舱顶设计压力小于 0.02MPa, 且其周界主要由平面结构构成, 其结构应满足本篇第 6 章各节的相关要求。如果独立液货舱舱顶设计压力小于 0.07MPa, 且其周界主要由平面结构构成, 其结构应满足本章各节的相关要求。否则独立液货舱的结构应满足本社《内河散装由运输液化气体船舶构造与设备规范》中的有关要求。

14.7.2 独立液货舱的支持结构

14.7.2.1 独立液货舱应由船体予以支持, 在独立液货舱受到静、动载荷作用时, 其支持方式应能防

止独立液货舱本体的移动。

14.7.2.2 允许独立液货舱在温度变化和船体变形时收缩和膨胀，但不能使船体和独立液货舱出现过大的应力。

14.7.2.3 通常应将支持独立液货舱的构件设在独立液货舱和船体的主要结构处。水平设置的独立型压力液货舱，最好由 2 个鞍座支承，若鞍座多于 2 个，则应考虑船体挠度的影响。

14.7.2.4 支持独立液货舱的构件应尽量避免开口且局部位置必须加强。

14.7.2.5 独立液货舱的鞍座及其支持构件应按照本章附录 I 进行强度校核。

14.7.2.6 独立液货舱应设置防浮起装置。此防浮起装置应能承受当某一货舱处所进水至船舶载重吃水且一个独立液货舱为空舱时引起的向上浮力，而不会产生可能危及船体结构的塑性变形。在所有的营运状态下，防浮装置与船体之间应有足够的间隙。

14.7.2.7 独立液货舱应设置防撞装置。此防撞装置应能承受独立液货舱和货物组合质量的二分之一质量的向前冲力和独立液货舱和货物的组合质量的四分之一质量的向后冲力。在此力作用下，不会使液货舱产生可能危及其结构的变形。

14.7.2.8 独立液货舱应设置止移装置。此止移装置应能阻止独立液货舱的横向滑移和翻转。一般应在高位设置支撑以阻止独立液货舱的翻转，在低位设置止动块以阻止独立液货舱的滑移。

第 8 节 液货舱舱口

14.8.1 液货舱舱口

14.8.1.1 液货舱的舱口应符合本篇 6.11.1 的规定。

14.8.2 测量孔与观察孔

14.8.2.1 液货舱舱口盖上应设有符合本篇 6.11.2 规定的测量孔与观察孔。

14.8.3 梯道

14.8.3.1 液货舱舱口均应设置符合本篇 6.11.3 规定的固定的扶梯。

附录 I 独立液货舱支座及支承构件结构直接计算

I.1 一般要求

I.1.1 本附录适用于独立液货舱支持结构的局部强度直接计算。

I.1.2 对于本附录无规定者，应符合本篇第1章第9节的有关要求。

I.2 结构模型

I.2.1 一般情况下，可以忽略液货舱结构和支撑构件之间的相互作用。如果需要考虑两者之间的相互作用影响，结构模型应特殊考虑。

I.2.2 局部强度计算时，一般应采用三维板梁组合单元的有限元模型。计算模型一般取独立液货舱所在区域两横舱壁间舱段结构，且分别向首尾各延伸一个或二个强横梁间距。

I.3 边界条件

I.3.1 局部构件强度计算舱段模型的边界条件满足本篇 1.9.7.5 的要求。

I.4 模型单元

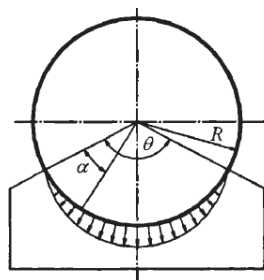
I.4.1 模型离散化原则一般满足本篇 1 章第 9 节 1.9.4 的要求，其中支座（包括防倾肘板）的腹板采用板单元建模；支座的面板当其宽度 $\leq 200\text{mm}$ 时用杆单元建模，当其宽度 $> 200\text{mm}$ 时则需用板单元建模。

I.5 载荷及工况

I.5.1 在分析中应至少正浮状态下的航行工况、横倾状态下的码头工况。

I.5.2 正浮状态下的航行工况应考虑如下载荷：

(1) 货物载荷——按 1.2 倍液货舱和液货重量计算，如采用下图所示圆柱形独立液货舱时，建议以正弦或余弦函数的分布形式模拟；



(2) 舷外水压力——可按照本篇 1.9.7.6 的规定。

I.5.3 横倾状态下的码头工况应考虑如下载荷：

(1) 船舶横倾 15 度时，货物载荷——按液货舱和液货重量计算，如采用圆柱形独立液货舱时，建议以正弦或余弦函数的分布形式模拟；

(2) 舷外水压力——可按照本篇 1.9.7.6 的规定。

I.6 强度衡准

I.6.1 支座及其支撑结构的局部强度的衡准应符合本篇 1.9.7.7 的规定，其中支座与支座防倾肘板应满足与其在同一平面内的实肋板或底纵桁的强度衡准。



中国船级社

钢质内河船舶建造规范

2016

第2篇 轮机

目 录

第 1 章 通 则	1
第 1 节 一般规定	1
第 2 节 机舱布置.....	2
第 2 章 泵与管系	4
第 1 节 一般规定	4
第 2 节 金属管	7
第 3 节 塑料管和挠性软管.....	13
第 4 节 试 验.....	18
第 3 章 船舶管系	20
第 1 节 一般规定	20
第 2 节 舱底水管系.....	21
第 3 节 压载及甲板排水管系.....	24
第 4 节 通风管系	24
第 5 节 空气、溢流和测量管.....	25
第 4 章 动力管系	26
第 1 节 一般规定	26
第 2 节 燃油管系	26
第 3 节 锅炉管系	27
第 4 节 滑油管系	28
第 5 节 冷却水管系.....	28
第 6 节 压缩空气管系.....	29
第 7 节 排气管系	29
第 8 节 液压传动管系.....	30
第 9 节 热油系统	30
第 5 章 锅炉和压力容器	32
第 1 节 一般规定	32
第 2 节 设计与制造安装.....	33
第 3 节 锅炉附件和燃烧系统.....	35
第 4 节 废气锅炉	39
第 5 节 热油加热器.....	40
第 6 节 压力容器	41
第 7 节 试 验.....	42
附录 1 水管锅炉强度计算	44
附录 2 卧式烟管锅炉强度计算	54
附录 3 立式小型辅助锅炉和废气锅炉强度计算.....	62

附录 4 座板和接管	66
附录 5 开孔和加强	67
附录 6 构 造	72
第 6 章 柴油机	75
第 1 节 一般规定	75
第 2 节 曲 轴	77
第 3 节 主要部件	77
第 4 节 起动装置	79
第 5 节 扫气——增压装置	81
第 6 节 调速器及超速保护装置	82
第 7 节 试验与检验	82
附录 1 柴油机曲轴强度评定	84
附录 2 批量生产柴油机的检验程序	112
附录 3 批量生产废气涡轮增压器的检验程序	113
附录 4 电控柴油机的补充规定	115
第 7 章 齿轮传动装置	119
第 1 节 一般规定	119
第 2 节 材 料	119
第 3 节 设计与构造	120
第 4 节 试 验	122
附录 1 齿轮强度评定	123
第 8 章 轴系及螺旋桨	154
第 1 节 一般规定	154
第 2 节 轴 系	155
第 3 节 轴系传动装置	158
第 4 节 扭转振动	161
第 5 节 回旋振动	164
第 6 节 螺旋桨	165
第 9 章 甲板机械	170
第 1 节 操舵装置	170
第 2 节 锚机装置	175
第 10 章 油船管系	178
第 1 节 一般规定	178
第 2 节 货油装卸管系	179
第 3 节 货油舱的透气装置	181
第 4 节 货油舱的液位测量装置和防溢设施	182
第 5 节 货油加热管系	182
第 6 节 舱底水、压载水管系	183
第 7 节 货泵舱的通风	184

第 11 章	工程船的补充规定	186
第 1 节	一般规定	186
第 2 节	泵与管系	187

第 1 章 通 则

第 1 节 一般规定

1.1.1 适用范围

1.1.1.1 船舶的主推进机械和辅助机械装置、锅炉、压力容器、泵和管系及齿轮传动装置的设计、制造、安装和试验均应符合本篇的有关规定。

1.1.1.2 凡采用新型结构或与本篇规定的强度计算和技术要求不符时，应将有关的计算资料和技术依据提交本社批准。

1.1.2 产品

1.1.2.1 船舶的主推进机械和辅助机械、锅炉、压力容器及齿轮传动装置等产品的设计和制造，应向本社申请检验。其持证要求及产品检验应符合《内河船舶入级规则》第3章的有关规定。

1.1.3 倾斜

1.1.3.1 主、辅机和轴系传动装置以及与船舶安全有关的机械设备，其设计、选型和布置，应能保证船舶处于下列倾斜情况仍能正常工作。

横倾：10°；纵倾：5°

1.1.3.2 应急发电机组、应急消防泵及其原动机应在船舶处于横倾15°和纵倾10°时仍能正常运转。

1.1.4 环境条件

1.1.4.1 确定船舶主、辅柴油机的功率，应采用下列基准环境条件：

绝对大气压 0.1MPa

环境温度 45℃

相对湿度 60%

江水温度(中冷器进口处) 25℃

柴油机制造厂无需在试验台上提供类似的环境条件，但应提供基准环境条件下柴油机功率的修正值。

1.1.5 材料

1.1.5.1 主、辅机械和推进轴系的主要零部件以及锅炉和压力容器所采用的材料应符合第7篇的有关规定。

1.1.6 焊接

1.1.6.1 本篇所用构件的焊接应符合第7篇的有关规定。

1.1.7 遥控操纵主机

1.1.7.1 主推进装置由驾驶室遥控或机舱监控室操纵时，其系统应符合第4篇的有关规定。

1.1.8 燃料

1.1.8.1 主机及发电机原动机或锅炉用的燃油，其闪点(闭杯试验)一般应不低于60℃。应急发电机原动机用的燃油，其闪点应不低于43℃。如有专门的措施，可使燃油的储藏处所或使用处所的环境温度低于该燃油闪点10℃以下范围时，可允许使用闪点低于60℃，但不低于43℃的燃油。

1.1.9 倒车功率

1.1.9.1 主推进装置应具有足够的倒车功率，以确保在所有正常情况下都能适当地控制船舶。一般应能以70%的正车额定转速倒车自由航行至少15min。

1.1.9.2 对具有换向离合装置、可调螺距螺旋桨的主推进系统，倒车运转时不应使推进机械装置

过载。

1.1.10 锅炉布置

- 1.1.10.1 锅炉周围应具有足够的空间，能满足对锅炉进行检查和保养工作的需要。
- 1.1.10.2 锅炉与垂直舱壁的距离不得小于 450mm。
- 1.1.10.3 锅炉的上部应有足够的散热空间，且不应设有燃油柜。
- 1.1.10.4 锅炉与燃油舱柜的距离应不小于表 1.1.10.4 的规定。

锅炉与燃油舱柜之间的距离 表 1.1.10.4

		双层底燃油舱的顶板	燃油舱壁
水管锅炉	外 壁	—	450
	底 部	600	—
烟管锅炉	后封头	—	600
	底 部	450	—

1.1.10.5 锅炉安装在机舱平台上且没有水密舱壁与机舱分开时，在平台上应设有高度至少为 200mm 的围板，围板的区间应有泄放至舱底或储存舱柜的设施。

1.1.11 试验

- 1.1.11.1 批量生产的船用产品应按本社的有关规定进行型式试验。
 - 1.1.11.2 轮机装置安装完毕后，应根据本规范的有关规定和本社同意的试验大纲，进行系泊试验和航行试验。
- 试验结束后，应由船厂提供有关试验的技术文件和试验报告。

第 2 节 机舱布置

1.2.1 出入口

- 1.2.1.1 机舱至少应设有 2 个通向干舷甲板的出入口，并尽可能分设于两舷，且相互远离。出入口应有通向机舱花钢板的带有扶手的金属梯道，梯子与花钢板的倾角应不大于 65°。
- 船长小于 40m 的船舶，若 2 个出入口之间设有格栅联通，则可仅设 1 个带倾角有扶手的梯道。船长小于 30m 的船舶，其机舱梯道允许 1 个为直梯。

1.2.2 通道

- 1.2.2.1 机舱内主、辅机及各种设备的布置，应有足够的通道，以便于操纵、维护和检修。

1.2.3 通风

- 1.2.3.1 机舱应确保有足够的通风，以保证当其中的机器或锅炉在各种气候包括恶劣天气条件下按全功率运转时，有充分的空气以确保该处所人员的安全与舒适及机器的运转，其主要工作处所的温度，应尽可能不大于 40℃。主机总功率超过 440kW 的机舱应采用机械通风、主机总功率不超过 440kW 的机舱可采用合适的通风方式。
- 其他机器处所根据其用途应有足够的通风。
- 1.2.3.2 机舱通风设备应能从机舱外易于达到的处所予以关闭。

1.2.4 照明

- 1.2.4.1 机舱的工作场所应有充分的照明。

1.2.5 机械设备的固定

- 1.2.5.1 机座、推力轴承座及其他固定架的结构应牢固，机械设备应牢固地固定在船体基座上。

1.2.6 密封

- 1.2.6.1 各种管路、传动杆通过水密舱壁时应保证水密。主机总功率小于220kW的船舶，遥控传动

钢丝通过水密舱壁时, 允许不水密, 但应靠近水密舱壁上部。

1.2.6.2 轴系通过水密舱壁处应设有密封装置。该装置应便于从机舱一侧压紧和更换填料。尾轴管的前端填料箱处应便于接近和维护。

1.2.7 防护设施

1.2.7.1 所有机械设备和管路的表面温度可能伤人时应以栏杆或围护进行保护, 当其表面温度可能超过220℃时, 其表面应有有效的防护设施。若绝热设施的表面是吸油的或可能被油渗透, 则应采用薄钢板或类似材料妥善包裹。

1.2.7.2 飞轮、链条及皮带传动等运动部件应设有栏杆或防护罩等防护设施。

1.2.7.3 机舱地板应是防滑的花钢板或用等效材料制造, 每块板的重量应不超过25kg。

1.2.7.4 机舱工作平台或格栅的宽度应不小于450mm, 且应设有扶手。

1.2.7.5 机器处所应采取措施隔离过大的噪声源, 或者在有人值班的处所设隔声室。

1.2.8 通信

1.2.8.1 机舱控制主机的处所与驾驶台之间至少应设有2套独立的通信设备, 其中1套应为能在机舱和驾驶台均可显示指令和回令的传令钟。电传令钟尚应符合第3篇的有关规定。

主机总功率不超过 220kW 的船舶可仅设 1 套通信设备。

1.2.8.2 机舱与设有发电机组或重要用途辅助锅炉的处所之间具有不可通行的舱壁隔离时, 也应有必要的通信设备。

1.2.9 起吊设备

1.2.9.1 为便于拆装主、辅机械的零部件, 机舱内应备有适当的起吊设备, 如布置有困难可不设。

1.2.10 急流航段船舶的附加要求

1.2.10.1 航行于急流航段的客船(包括 I 型客滚船、II 型客滚船、车客渡船)、油船、散装运输液化气体船、散装运输危险化学品船应至少安装双主推进装置。

1.2.10.2 单机功率超过220kW的主机, 其推进轴系应装有制动装置, 且应在主机控制处设有制动离合的标志。

1.2.10.3 主机总功率超过440kW的船舶, 其气笛空气瓶应是独立的, 且驾驶室应装有空气瓶的压力表。如空气压缩机是独立的, 且能自动控制, 则气笛空气瓶可以和杂用空气瓶共用。

1.2.11 航行于三峡库区船舶的附加要求

1.2.11.1 通过三峡大坝的船舶以及航行于三峡库区的客船(包括 I 型客滚船、II 型客滚船、车客渡船)、油船、散装运输危险化学品船、散装运输液化气体船应符合本篇1.2.10.1的规定。但船长30m 及以下且仅在三峡库区长江支流非急流航段航行的上述船舶可不安装双主推进装置。

1.2.11.2 航行于三峡库区的客船(包括 I 型客滚船、II 型客滚船、车客渡船)、油船、散装运输危险化学品船和散装运输液化气体船应符合本篇1.2.10.3的规定。

第2章 泵与管系

第1节 一般规定

2.1.1 适用范围

2.1.1.1 除另有说明外，本章规定适用于各型船舶的管系。液化气体货物管系、液化气体处理管系，应符合本社《内河散装运输液化气体船舶构造与设备规范》的相关规定。

2.1.2 图纸和资料

2.1.2.1 对所有船舶，应将下列图纸和资料一式3份提交批准：

- (1) 机舱布置图；
- (2) 舱底水和压载管系图；
- (3) 空气管、测量管和溢流管路图；
- (4) 主、辅机和锅炉燃油供油系统图；
- (5) 燃油驳运系统图；
- (6) 主、辅机滑油管系图；
- (7) 主、辅机冷却水管系图；
- (8) 压缩空气管系图；
- (9) 蒸汽管系图；
- (10) 锅炉给水管系和锅炉泄放管路图；
- (11) 凝水和乏汽管系图；
- (12) 燃油加热管路图；
- (13) 泄水、进水和排水管路布置图；
- (14) 燃油、滑油净化系统图；
- (15) 主、辅机排气管系图；
- (16) 机舱通风管系图；
- (17) 液压系统图；
- (18) 热油系统图；
- (19) 认为必要的图纸和资料。

2.1.2.2 对油船，还应将下列图纸一式3份提交批准：

- (1) 货油管系图；
- (2) 货泵舱和隔离空舱舱底水管系图；
- (3) 货油加热管路图；
- (4) 透气系统布置图（包括驱气、除气系统）；
- (5) 闭式测量系统图（如采用时）；
- (6) 货泵舱布置图；
- (7) 货油舱区洒水管路图（如设有时）。

2.1.2.3 对所有船舶，应将下列资料提交备查。

- (1) 轮机说明书；
- (2) 机械与设备计算书；
- (3) 轮机设备明细表。

2.1.2.4 图纸上应注明管子、阀和附件等的材料、尺寸、类型、设计压力和设计温度、安全阀的整定压力等；如无另附计算书时，图上还应附有必要的规范计算。

2.1.3 设计压力

2.1.3.1 管系设计压力是管系最高许用工作压力，应不小于安全阀或溢流阀的最高整定压力。

2.1.3.2 燃油管系的设计压力可按表2.1.3.2取值。

燃油管系的设计压力 表 2.1.3.2

工作温度(℃) 工作压力(MPa)	$T \leq 60$	$T > 60$
	$P \leq 0.7$	$P > 0.7$
	0.3MPa 或最高工作压力，取大者	0.3MPa 或最高工作压力，取大者
	最高工作压力	1.4MPa 或最高工作压力，取大者

2.1.3.3 在特殊场合，设计压力另行规定。

2.1.4 设计温度

2.1.4.1 设计温度应取管内流体的最高温度，但不低于50℃。

2.1.5 管系等级

2.1.5.1 为了确定适当的试验要求、连接型式以及热处理和焊接工艺规程，不同用途的压力管系按其设计压力和温度分为三级，如表2.1.5.1所示。

管 系 等 级 表 2.1.5.1

管 系	I 级		II 级		III级	
	设计压力 MPa	设计温度 ℃	设计压力 MPa	设计温度 ℃	设计压力 MPa	设计温度 ℃
蒸汽	>1.6	>300	≤1.6	≤300	≤0.7	≤170
热油	>1.6	>300	≤1.6	≤300	≤0.7	≤150
燃油、滑油 可燃液压油	>1.6	>150	≤1.6	≤150	≤0.7	≤60
其他介质	>4.0	>300	≤4.0	≤300	≤1.6	≤200

- 注：① 当管系的设计压力和设计温度其中 1 个参数达到表中 I 级规定时，即定为 I 级管系；当设计压力和设计温度均不超过表中 III 级规定时，即定为 III 级管系；当设计压力和设计温度均不超过表中 II 级规定，且在 III 级规定之外时，即定为 II 级管系。
- ② 其他介质是指空气、水和不燃液压油等。
- ③ 不受压的开式管路，如泄水管、溢流管、排气管、透气管和锅炉放汽管等，为 III 级管系。
- ④ 液化气体介质、有毒和腐蚀性介质、闪点低于 60℃ 介质以及加热温度超过其闪点的可燃介质等一般应为 I 级管系。如设有安全措施以防泄漏和泄漏后产生的后果，也可为 II 级管系，但有毒介质除外。
- ⑤ 货油管系一般为 III 级管系。
- ⑥ 热油系指本篇第 4 章第 9 节热油系统所用的循环油液。

2.1.6 管路布置和舱柜分隔

2.1.6.1 管路应加以固定，并应能避免因温度变化或船体变形而损坏。

2.1.6.2 管子穿过水密或气密结构处，应采用贯通配件或座板。

2.1.6.3 下列舱柜相邻布置时，应以隔离空舱隔开(压载水舱可以代替隔离空舱)：

- (1) 滑油舱柜与清水舱柜；
- (2) 清水舱柜与燃油舱柜。

清水管不应通过油舱，油管也不应通过清水舱，如不可避免时，应在油密隧道或套管内通过。

其他管子通过燃油舱时，管壁应加厚且不应有可拆接头。

如燃油舱柜和滑油舱柜直接相邻，则其相邻舱壁的焊接应为全焊透型式的。

2.1.6.4 泵及管路的布置应能使所连接的任何泵的工作不受同时工作的其他泵的影响，否则不应接到一个公共管路上。

2.1.6.5 低于干舷甲板的防撞舱壁只准穿过1根管子，以处理首尖舱内的液体。首尖舱如被纵向分隔成两个分舱以装载不同的液体时，则每一分舱可各装1根穿过防撞舱壁的管子。穿过防撞舱壁的管子，应设有在干舷甲板以上控制的截止阀，此阀应装在首尖舱舱壁的首尖舱一侧，并带有指明阀件开或关的标志。如果此阀易于接近，则此阀可安装在防撞舱壁上的后侧，且不必在干舷甲板上控制。

2.1.6.6 对有破舱稳性要求的船舶,如在假定的破损范围内设有管系,则其布置应保证继续浸水不会通过这些管路扩展到那些假定浸水的舱室以外的其他舱室。

2.1.7 防蚀

2.1.7.1 钢管在全部加工(即钢管弯制、成形和焊接)完成以后应在外表面施以保护涂层。

2.1.8 防火

2.1.8.1 燃油舱柜的空气管、溢流管和测量管应避免通过居住舱室,如有困难时,则通过该类舱室的管子不应有可拆接头。

2.1.8.2 蒸汽管、油管、水管、油柜和其他液体容器应避免设在配电板上方及后面。如管路必须通过时,则不应有可拆接头。油管及油柜尚应避免设在锅炉、烟道、蒸汽管、柴油机增压器、排气管及消声器等的上方。

2.1.9 防护

2.1.9.1 布置在货舱、锚链舱内及其他易受碰损处所的管子应具有可靠的、便于拆装的防护罩。

2.1.9.2 各种管系应根据需要在管子、附件、泵、滤器和其他设备上设有放泄阀或旋塞。

2.1.9.3 工作压力可能超过设计压力的管路应在泵的输出端管路上设置安全阀。对于油管路,由安全阀溢出的液体应流回至泵的吸入端或舱柜内。管路中的加热器和空气压缩机的冷却器也应装设安全阀。安全阀的整定压力应不超过管路的设计压力。

2.1.10 绝热包扎

2.1.10.1 所有蒸汽管、排气管和温度较高的管路,应包扎绝热材料,绝热层表面温度一般应不超过60℃。可拆接头及阀件处的绝热材料应便于拆换。

必要时,船舶室外管路应采取防冻措施。

2.1.11 膨胀补偿及热处理

2.1.11.1 承受胀缩或其他应力的管子应采取管子弯曲或膨胀接头等必要的补偿措施。

2.1.11.2 管路中所使用的膨胀接头应为认可的型式,与膨胀接头毗连的管子应适当地校直和固定,必要时,波纹管型膨胀接头需加以防护。

2.1.11.3 滑动式膨胀接头只能用于便于进行检查的管路。下列管系不应使用滑动式膨胀接头:

- (1) I级管系;
- (2) II级管系中的油管路;
- (3) 位于机舱的III级管系中的油管路;
- (4) 舵机液压系统;
- (5) 起动空气和控制空气系统;
- (6) 锅炉供水系统;
- (7) 固定式气体灭火系统;
- (8) 排气系统;
- (9) 要求加厚管壁的管路。

2.1.11.4 管子热处理应满足第7篇的有关规定。

2.1.12 材料

2.1.12.1 各种管子、阀件和附件所用的材料应与介质和管路承担的用途相适应。对用于腐蚀性极强的介质的管子材料应根据实际情况决定。

2.1.12.2 I级管系和II级管系的管子、阀件和附件以及安装在防撞舱壁上阀的材料和试验应符合第7篇的有关要求。

2.1.12.3 III级管系的管子、阀件和附件的材料和试验应符合本社接受的标准。

2.1.13 无损检测

2.1.13.1 管子焊接的无损检测应满足第7篇的有关规定。

2.1.14 管路标识

2.1.14.1 管路应按本社接受的标准的規定进行着色。

第2节 金属管

2.2.1 碳钢和合金钢钢管、阀件和附件。

2.2.1.1 用于Ⅰ级和Ⅱ级管系的管子，应为无缝钢管或按本社认可的焊接工艺制造的焊接管。

2.2.1.2 碳钢和碳锰钢钢管、阀件和附件一般不能用于流体温度超过400℃的管系。若其冶金性能和高温耐久强度（100000h 以上的最大抗拉极限强度）符合国家或国际标准，并且这些数值能由钢厂保证，则可用于更高温度的管系。特殊合金钢钢管、阀件和附件的使用应符合第7篇的有关规定。

2.2.2 钢管管壁厚度的计算

2.2.2.1 受内压的钢管，其最小壁厚 δ 应不小于按下式计算所得之值：

$$\delta = \frac{pD}{2[\sigma]e + p} + c \quad \text{mm}$$

式中： p ——设计压力，MPa，见本篇 2.1.3.1 的规定；

D ——钢管外径，mm；

$[\sigma]$ ——钢管许用应力，N/mm²，见本篇 2.2.2.2 的规定；

c ——腐蚀余量，mm，由表 2.2.2.1 查得；

e ——焊缝强度系数，对无缝钢管、电阻焊钢管和高频焊钢管应取 1，其他方法制造的管子， e 值另行考虑。

对于穿过舱柜的管路，应增加一个计及外部腐蚀的附加腐蚀余量，该腐蚀余量取决于外部介质；如采用涂层、衬层等措施对管子及其接头进行有效的防蚀保护，则腐蚀余量最多可减少 50%；当使用有足够抗蚀性能的特种钢时，其腐蚀余量可以减少，甚至可减少到零。

钢管腐蚀余量(mm)

表 2.2.2.1

管系用途	c	管系用途	c
饱和蒸汽管系	0.8	滑油管系	0.3
货油舱蒸汽加热管系	2.0	燃油管系	1.0
锅炉开式给水管系	1.5	货油管系	2.0
锅炉闭式给水管系	0.5	冷藏装置制冷剂管系	0.3
锅炉排污管系	1.5	清水管系	0.8
压缩空气管系	1.0	海水管系	2.0
液压油管系	0.3	冷藏货舱盐水管系	2.0

2.2.2.2 钢管许用应力 $[\sigma]$ 应不大于按下列各式计算所得之值的最小值：

$$[\sigma] = \frac{R_m}{2.7} \quad \text{N/mm}^2$$

$$[\sigma] = \frac{R_{eH}^T}{1.6} \quad \text{N/mm}^2$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_D^T}{1.6} \quad \text{N/mm}^2$$

式中： R_m ——材料在常温下的抗拉强度，N/mm²；

R_{eH}^T ——材料在设计温度下的屈服强度或 0.2% 的规定非比例延伸强度， N/mm^2 ；

R_D^T ——材料在设计温度下 100000h 内产生破断的平均应力， N/mm^2 ；

R_m 、 R_{eH}^T 、 R_D^T 应符合第 7 篇的有关规定。

2.2.3 管段连接

2.2.3.1 管段直接连接可采用下列方式，其使用范围应符合表 2.2.3.1 的规定。

- (1) 管子之间或管子与阀箱或其他附件之间对接焊；
- (2) 套筒焊接连接；
- (3) 认可型的螺纹套筒连接。

管段连接表 2.2.3.1

连接方式		适用管系等级	适用外径
采取改善焊缝根部质量措施的对接焊		I、II、III	不限
不采取改善焊缝根部质量措施的对接焊		II、III	
套筒焊接连接		III	
螺纹套筒连接①	锥形螺纹	I	$\leq 33.7\text{mm}$
		II	$\leq 60.3\text{mm}$
	平行螺纹	III	$\leq 60.3\text{mm}$

注：①螺纹套筒连接不可用于输送有毒介质或预期工作中可引起疲劳、严重腐蚀的管系；二氧化碳系统中的螺纹连接只可用于被保护处所内和二氧化碳气瓶室。

2.2.3.2 管段也可用法兰连接，法兰接头示于图 2.2.3.2 中，法兰的选用应符合表 2.2.3.2 的规定。对于小直径管子，根据个别情况及工作状态，也可以采用套筒连接或其他管段直接对接型式(如喇叭套筒或突肩连接)。

A 型

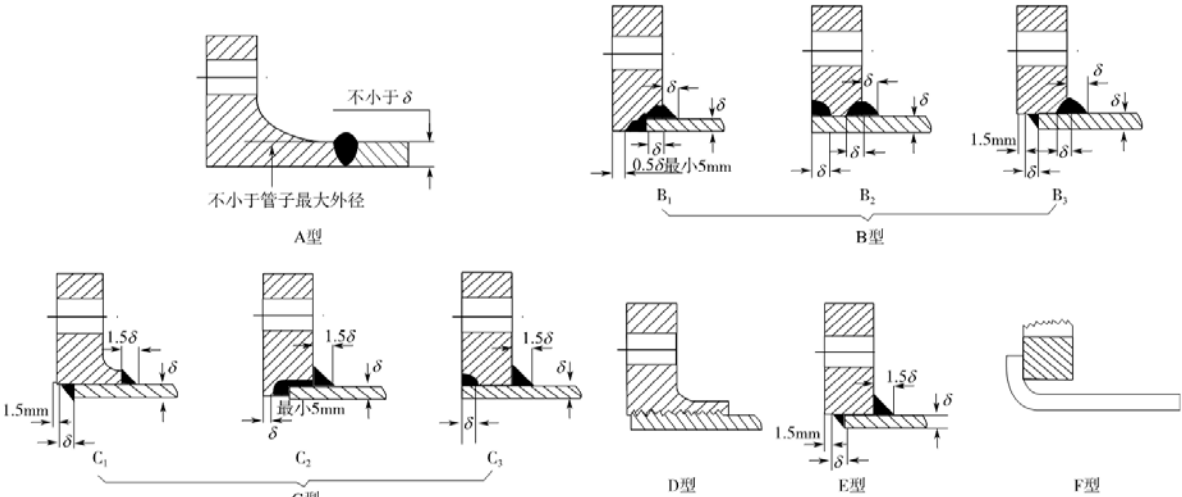


图 2.2.3.2 典型法兰连接

典型法兰连接的应用

表 2.2.3.2

管系等级	有毒或有腐蚀性介质④ 可燃介质④，液化气	滑油和燃油	蒸汽⑤	其他介质①②③
I	A、B ^⑥	A、B	A、B ^⑥	A、B
II	A、B、C	A、B、C、E ^⑦	A、B、C、D ^⑤ 、E ^⑤	
III		A、B、C、E	A、B、C、D、E	A、B、C、D、E、F ^②

- 注：①包括水、空气、其他气体、液压油；
 ② F 型仅适用于水管和开口管路；
 ③ 设计温度超过 400℃ 时，仅适用于 A 型；

- ④设计压力超过 1MPa 时，仅适用于 A 型；
- ⑤设计温度超过 250℃时，不应用 D 型和 E 型；
- ⑥B 型仅适用于外径小于 150mm 的管子；
- ⑦E 型仅适用于设计温度小于 150℃和设计压力小于 1.6MPa 的油管。

2.2.3.3 法兰及其螺栓的尺寸应根据本社接受的标准选取。对于特殊用途的法兰及其螺栓的尺寸应另行考虑。

2.2.3.4 机械接头应经本社认可，机械接头的实例见表2.2.3.4(1)，其选用应符合表2.2.3.4(2)和表2.2.3.4(3)的规定。

2.2.3.5 机械接头的结构应能防止其装船后因压力脉动、管路振动、温度变化和其他类似不利影响而引起的密封失效。

2.2.3.6 机械接头的材料应与管系材料和内外介质相容。

2.2.3.7 机械接头应能承受其内外压力。用于吸入管路的机械接头应能在一定的真空度下正常工作。

2.2.3.8 在确定管子最小壁厚时应考虑由于使用咬合环或其他结构元件而导致管壁厚度减小带来的影响。

2.2.3.9 发生破损时可能引起火灾或浸水的机械接头，不应直接连接至通海或易燃液体舱的管段上。油路系统中的机械接头的数量应尽可能少。

2.2.3.10 机器处所和有失火危险处所（如货泵舱和车辆处所）的舱底水系统的机械接头应是耐火型的。

2.2.3.11 具有机械接头的管路应予以适当的调节、校直和支撑。支架或吊架不应用在连接处。

2.2.3.12 滑套接头不应用于货舱内、液舱内和不易接近的其他处所内的管系。若管内介质与液舱内介质相同，可在液舱内使用滑套接头（其他机械接头也可使用）。

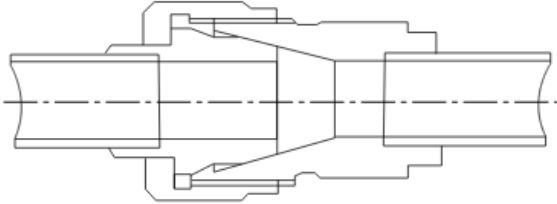
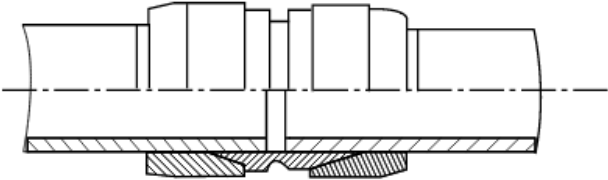
2.2.3.13 当管路的侧向变形需要补偿时，方可使用未受限制的滑套接头。但不应把这种接头作为管路连接的主要方式。

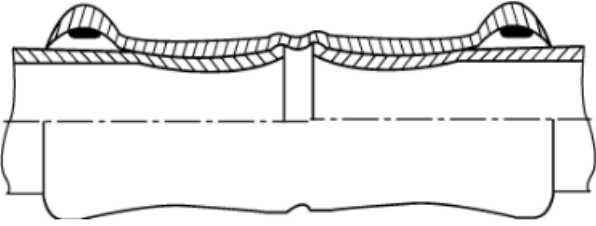
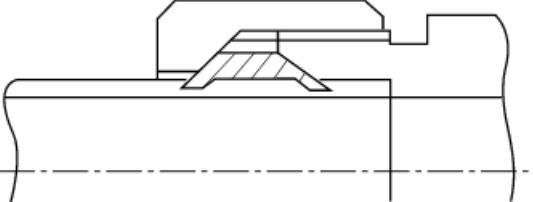
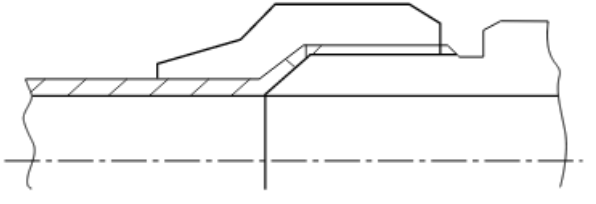
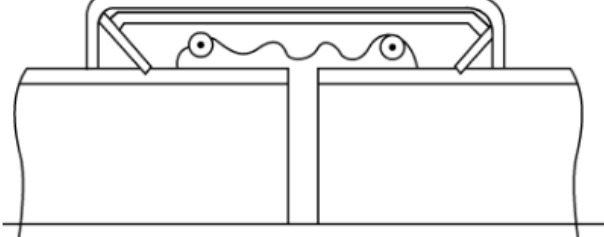
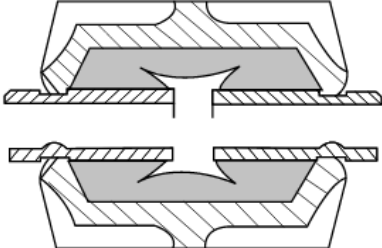
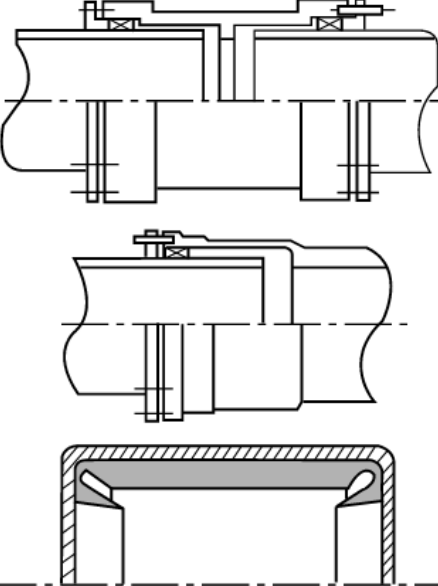
2.2.3.14 机械接头不应用于下列管系：

- (1) 穿过压载舱和燃料舱的舱底水管系；
- (2) 穿过货舱和燃料舱的海水和压载管系，包括空气和溢流管系；
- (3) 穿过机器处所、货舱和压载舱的燃料和油类管系，包括空气和溢流管系；
- (4) 压力水雾系统中的非注水管（干管系统）。

2.2.3.15 机械接头应根据制造厂的安装说明进行安装，安装所需的特殊工具和仪表应由制造厂提供。

机械接头举例 表 2.2.3.4 (1)

电焊和铜焊型	
铆粗型	

压紧型	
咬合型	
扩管型	
夹扣型	
机械槽型	
滑动型	

机械接头的选用

表 2.2.3.4 (2)

管 系		接头类型		
		管接头	压力接头 ^⑥	滑套接头
可燃液体（闪点不大于 60℃）				
1	货油管系	×	×	× ^⑤
2	原油洗舱管系	×	×	× ^⑤
3	透气管系	×	×	× ^③
惰性气体				
4	水封排水管系	×	×	×
5	扫舱排放管系	×	×	×
6	惰性气体总管	×	×	× ^{②⑤}
7	惰性气体支管	×	×	× ^⑤
可燃液体（闪点大于 60℃）				
8	货油管系	×	×	× ^⑤
9	燃油管系	×	×	× ^{②③}
10	滑油管系	×	×	× ^{②③}
11	液压油管系	×	×	× ^{②③}
12	热油管系	×	×	× ^{②③}
海 水				
13	舱底水管系	×	×	× ^④
14	消防总管和水雾管	×	×	× ^③
15	泡沫管系	×	×	× ^③
16	喷淋管系	×	×	× ^③
17	压载管系	×	×	× ^①
18	冷却水管系	×	×	× ^④
19	洗舱服务管	×	×	×
20	非重要管系	×	×	×
淡 水				
21	冷却水管系	×	×	× ^①
22	冷凝回水管	×	×	× ^①
23	非重要管系	×	×	×
卫生 / 排放 / 疏水				
24	甲板排水管(船内)	×	×	× ^④
25	卫生排放管	×	×	×
26	疏水管和排放管(舷外)	×	×	—
测深 / 透气				
27	湿舱 / 干舱	×	×	×
28	油舱（闪点大于 60℃）	×	×	× ^{②③}
其 他				
29	启动 / 控制空气管	×	×	—
30	杂用空气管（非重要的）	×	×	×
31	盐水管	×	×	×
32	CO ₂ 管系 ^①	×	×	—
33	蒸汽管	×	×	× ^⑦

注：× 允许使用；— 不允许使用；

- ① 在机舱内，只能使用认可的耐火型式；
- ② 不在机舱或生活处所内，若连接接头位于易于观察和到达的位置，可接受在其他的机器处所内；
- ③ 认可的耐火型式；
- ④ 仅适用于干舷甲板以上；
- ⑤ 泵舱和露天甲板，仅适用耐火型式；

- ⑥ 假如压力接头含有任何易受火灾损害的部件，压力接头也应与滑套接头的要求一样，是认可的耐火型式。
- ⑦ 表 2.2.3.4（1）所示的滑动型机械接头只可用于设计压力不超过 1MPa 的甲板蒸汽管路。

不同管系等级下的机械接头的应用 表 2.2.3.4 (3)

接头型式	管系等级		
	I	II	III
管接头			
电焊和铜焊型	×($D_0 \leq 60.3\text{mm}$)	×($D_0 \leq 60.3\text{mm}$)	×
压力接头			
镦粗型	×	×	×
咬合型	×($D_0 \leq 60.3\text{mm}$)	×($D_0 \leq 60.3\text{mm}$)	×
扩管型	×($D_0 \leq 60.3\text{mm}$)	×($D_0 \leq 60.3\text{mm}$)	×
压紧型	—	—	×
滑套接头			
机械槽型	×	×	×
夹扣型	—	×	×
滑动型	—	×	×

注：× 允许使用；— 不允许使用； D_0 管子外径。

2.2.4 铜和铜合金管、阀件和附件

- 2.2.4.1 用于 I 级管系和 II 级管系的铜和铜合金管应为无缝管。
- 2.2.4.2 用于 III 级管系的铜和铜合金管应根据本社接受的标准进行制造和试验。
- 2.2.4.3 铜和铜合金管、阀件和附件不应用于介质温度超过下述值的管系：
铜和铝青铜：200℃；铜镍合金：300℃；适合高温用途的特殊青铜：260℃

2.2.5 铜管管壁厚的计算

2.2.5.1 受内压的铜和铜合金管，其最小壁厚 δ 应不小于按下式计算所得之值：

$$\delta = \frac{pD}{2[\sigma] + P} + c \quad \text{mm}$$

式中： P ——设计压力，MPa，见本篇 2.1.3.1 的规定；
 D ——管子外径，mm；
 $[\sigma]$ ——许用应力，N/mm²，由表 2.2.5.1 查得；
 c ——腐蚀余量，mm，铜、铝青铜和镍含量低于 10% 的铜镍合金， $c = 0.8\text{mm}$ ；镍含量为 10% 及以上的铜镍合金， $c = 0.5\text{mm}$ ；若介质对管材不产生腐蚀， $c = 0$ 。

铜和铜合金管许用应力 表 2.2.5.1

管子材料	材料条件	抗拉强度 (N/mm ²)	许用应力 (N/mm ²)										
			设计温度 (℃)										
			50	75	100	125	150	175	200	225	250	275	300
铜	退火	215	41	41	40	40	34	27.5	18.5	—	—	—	—
铝青铜	退火	325	78	78	78	78	78	51	24.5	—	—	—	—
铜镍合金 CuNi5 FeI Mn CuNi10 FeI Mn	退火	275	68	68	67	65.5	64	62	59	56	52	48	44
铜镍合金 CuNi30	退火	365	81	79	77	75	73	71	69	67	65.5	64	62

- 注：①如金属温度处于表中所列数值之间，则许用应力可采用线性内插法求得。
- ② 表内未包括材料的许用应力的选取应提交详细资料，并经本社同意。

2.2.6 灰铸铁管、阀件和附件

2.2.6.1 灰铸铁管、阀件和附件不应用于Ⅰ级管系。

2.2.6.2 灰铸铁管、阀件和附件一般不应用于Ⅱ级管系，但设计压力和设计温度分别不超过1.27MPa和230℃的Ⅱ级蒸汽管路的阀和附件可采用灰铸铁。

2.2.6.3 灰铸铁管、阀件和附件一般可用于Ⅲ级管系及货油舱内货油管，但不应用于下列用途：

- (1) 油船露天甲板上压力大于1.6MPa的货油管；
- (2) 承受压力冲击、过大应力和振动的管路；
- (3) 介质温度超过220℃的管路；
- (4) 安装在防撞舱壁上的阀件和附件；
- (5) 燃油舱柜外壁上受静压的阀件和附件；
- (6) 蒸汽管、消防水管、舱底水管和压载水管；
- (7) 锅炉排污管；
- (8) 舷侧阀和海水箱上的阀件和附件；
- (9) 与货油装卸软管连接的分配总管及其阀件和附件。

2.2.7 球墨铸铁管、阀件和附件

2.2.7.1 铁素体球墨铸铁管、阀件和附件不应用于Ⅰ级管系。

2.2.7.2 铁素体球墨铸铁管、阀件和附件可用于Ⅱ级和Ⅲ级管系，但其材料的最低伸长率在标距为 $5.65\sqrt{S_0}$ 时应不小于12%，式中 S_0 为试样的横截面积。当球墨铸铁材料的伸长率小于上述值时，则应作为灰铸铁处理。

2.2.7.3 铁素体球墨铸铁管、阀件和附件用于舷旁管和舷侧阀时，应符合第7篇的有关规定。

第3节 塑料管和挠性软管

2.3.1 塑料管的选用

2.3.1.1 塑料管系指经增强或未经增强的热塑性或热固性两种类型塑料材料制造的船用塑料管。塑料管系包括管子、附件、管子接头以及与塑料性能要求相符合的任何内外衬、护层和涂层。

2.3.1.2 船上所用塑料管应为认可型。认可程序和内容应按有关规定进行。

2.3.1.3 应根据塑料管在船上的用途，选择其化学成分、机械性能和耐温极限。

2.3.1.4 塑料管一般不用于介质温度高于60℃或低于0℃的管系。

2.3.1.5 塑料管在船上的应用范围及其部位应符合表2.3.1.5的规定。

适用范围及耐火试验

表 2.3.1.5

管系		舱室、处所及部位	机器处所和泵舱	货泵舱	滚装货舱	干货舱	货油舱	燃油舱	压载水舱	隔离舱、空舱、管隧和导管	居住处所、服务处所和控制室	开敞甲板
货油（可燃货物，闪点 $\leq 60^\circ\text{C}$ ）	货油管路	不适用	适用，要求60min干燥状态耐火试验	不适用	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	不适用	不适用
	原油洗舱管路	不适用	适用，要求60min干燥状态耐火试验	不适用	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	不适用	不适用
	透气管路	不适用	不适用	不适用	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	不适用	不适用
惰性气体	水封流出管路	不适用	适用，不要求耐火试验	不适用	不适用	不适用	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	适用，不要求耐火试验	不适用	适用，不要求耐火试验

舱室、处所及部位 管系		机器处所和泵舱	货泵舱	滚装货舱	干货舱	货油舱	燃油舱	压载水舱	隔离舱、空舱、管隧和导管	居住处所、服务处所和控制室	开敞甲板
	洗涤剂流出管	适用, 不要求耐火试验	不适用	不适用	不适用	不适用	不适用	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	不适用	适用, 不要求耐火试验
	总管	适用, 不要求耐火试验	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验	不适用	不适用	不适用	不适用	不适用	适用, 不要求耐火试验	不适用	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验
	分配管	不适用	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验	不适用	不适用	适用, 不要求耐火试验	不适用	不适用	适用, 不要求耐火试验	不适用	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验
可燃液体 (闪点 < 60℃)	货油管路	不适用	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验	不适用	不适用	不适用	适用, 不要求耐火试验	不适用	适用, 不要求耐火试验	不适用	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验
	燃油管	不适用	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验	不适用	不适用	不适用	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验
	润滑油管	不适用	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验	不适用	不适用	不适用	不适用	不适用	适用, 不要求耐火试验	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验
	液压油管	不适用	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验	不适用	不适用	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验
江水	舱底水总管及支管	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验	不适用	不适用	不适用	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	不适用	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验
	消防总管及水雾管	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验	不适用	不适用	不适用	不适用	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	不适用	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验
	泡沫系统	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验	不适用	不适用	不适用	不适用	不适用	适用, 不要求耐火试验	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验
	自动喷水系统	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验	适用, 要求 30min 注水状态耐火试验	不适用	不适用	不适用	不适用	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 要求 30min 注水状态耐火试验	适用, 要求 30min 注水状态耐火试验
	压载系统	适用, 要求 30min 注水状态耐火试验	适用, 要求 30min 注水状态耐火试验	适用, 要求 30min 注水状态耐火试验	不适用	不适用	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 要求 30min 干燥状态耐火试验	适用, 要求 30min 干燥状态耐火试验

管系		舱室、处所及部位	机器处所和泵舱	货泵舱	滚装货舱	干货舱	货油舱	燃油舱	压载水舱	隔离舱、空舱、管隧和导管	居住处所、服务处所和控制室	开敞甲板
	冷却水、重要用途	适用, 要求 30min 注水状态耐火试验	不适用	不适用	不适用	不适用	不适用	不适用	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	不适用	适用, 要求 30min 干燥状态耐火试验
	清舱用固定机械系统	不适用	适用, 要求 30min 注水状态耐火试验	不适用	不适用	不适用	适用, 不要求耐火试验	不适用	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	不适用	适用, 要求 30min 注水状态耐火试验
	非重要系统	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	不适用	不适用	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验
清水	冷却水, 重要用途	适用, 要求 30min 注水状态耐火试验	不适用	不适用	不适用	不适用	不适用	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 要求 30min 注水状态耐火试验	适用, 要求 30min 注水状态耐火试验
	冷凝回水	适用, 要求 30min 注水状态耐火试验	适用, 要求 30min 注水状态耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	不适用	不适用	不适用	不适用	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验
	非重要用途	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	不适用	不适用	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验
卫生、泄水、排水	甲板泄水 (内部)	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验①	不适用	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验①	适用, 不要求耐火试验	不适用	不适用	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验
	卫生泄水 (内部)	适用, 不要求耐火试验	不适用	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	不适用	不适用	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验
	排水孔和排水 (舷外)	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	不适用	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验
测深、空气	水舱/干燥处所	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	不适用	不适用	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验
	油舱 (闪点 > 60℃)	不适用	不适用	不适用	不适用	不适用	不适用	适用, 不要求耐火试验	不适用	适用, 不要求耐火试验	不适用	不适用
其他	控制用空气管	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验②	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验②	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验②	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验②	不适用	不适用	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验②	适用, 要求 60min 干燥状态耐火试验②
	日用空气管 (非重要用途)	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	不适用	不适用	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验

管系		舱室、处所及部位	机器处所和泵舱	货泵舱	滚装货舱	干货舱	货油舱	燃油舱	压载水舱	隔离舱、空舱、管隧和导管	居住处所、服务处所和控制室	开敞甲板
	盐水管	适用, 不要求耐火试验	不适用	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	不适用	不适用	不适用	不适用	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验
	辅助低压蒸汽管 ($\leq 0.7\text{MPa}$)	适用, 要求 30min 干燥状态耐火试验	适用, 不要求耐火试验③	适用, 不要求耐火试验③	适用, 不要求耐火试验③	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验	适用, 不要求耐火试验③	适用, 不要求耐火试验③

注：①对于仅供有关处所用的泄水管，可不要求耐火试验。
 ②当不要求具备控制功能时，可不要求耐火试验。
 ③当用作燃油舱加热和船舶汽笛等重要管路时，不适用。

2.3.2 塑料管的安装

2.3.2.1 支架

(1) 支架之间的距离应不大于管子制造厂所推荐的距离，且应考虑管子尺寸、管材性能、工作温度及各种内、外负荷的综合影响；

(2) 每一支架在全宽范围上应均匀承担管子及其内部介质的负荷。管子与支架相接触时，应采取措施以减小管子磨损；

(3) 管系中的重要部件，如阀和膨胀接头，应作单独支撑。

2.3.2.2 管路膨胀

(1) 每一管路均应采取适当的措施，以允许塑料管和钢结构之间的相对运动，并应考虑热膨胀系数不同和船壳及其结构变形的影响；

(2) 当计算热膨胀时，应考虑系统的工作温度和组装时的温度。

2.3.2.3 外部负荷

(1) 管路安装时，应允许有适当的临时集中负荷。对于公称外径大于 100mm 的管子，在其跨度中间至少应允许以 100kg 负荷（人）而产生的压强；

(2) 本社可根据船上的实际工作条件，适当要求增加管子壁厚，以保证管子具有足够的坚固性；

(3) 必要时，管子应设有避免机械损伤的防护措施。

2.3.2.4 连接强度

(1) 连接强度应不低于其所安装的管系强度；

(2) 管子可采用粘接剂粘接、焊接、法兰或其他接头方法进行组装；

(3) 采用组装接头时，粘接剂应能确保管子和附件之间在其使用的温度和压力范围内保持永久密封；

(4) 接头的紧密性应达到制造厂说明书的要求。

2.3.2.5 导电管的安装

(1) 对于管系中流体的导电率小于 1000pS/m 时，如精加工产品和蒸馏液应采用导电管。

(2) 如管路穿过危险区，无论其输送何种液体，塑料管路均应是导电的。管系中的任何一点接地电阻应不超过 $1 \times 10^6 \Omega$ 。管子和附件最好导电相同。具有导电层的管子和附件可以防止因火花引起损坏管壁的可能性。应有良好的接地。

(3) 安装完成后，接地电阻应进行校验。接地导线应能便于检查。

2.3.2.6 防火涂层

(1) 对表 2.3.1.5 有耐火要求的管路，管子液压试验完成后，应在接头上涂上防火涂层；

(2) 防火涂层的工艺规程应经本社认可。

2.3.2.7 穿过分隔

(1) 如塑料管穿过 A 或 B 级防火分隔，应采取措施以确保其耐火性不受损坏；这些措施应按修正

的 IMO 第 A.754 (18) 决议关于 A、B 和 C 级防火试验程序的建议进行试验;

(2) 当塑料管穿过水密舱壁或甲板时, 应采取措施保持舱壁或甲板的水密完整性;

(3) 如甲板或舱壁为防火分隔的组成部分, 如烧毁的塑料管可能引起液体流入舱内, 则应在舱壁或甲板处安装1个能在干舷甲板上操纵的金属关闭阀。**2.3.2.8 安装**

(1) 船用塑料管的安装应按制造厂提供的指南进行;

(2) 安装前, 应将连接工艺提交本社审批;

(3) 提交审批的粘接工序应包括: 所用材料、工具和定位器、接头要求、塑化温度、尺寸要求和公差、组装完工后的试验标准。

(4) 在粘接工序中任何改变可能影响接头的物理和机械性能时, 该工序应重新认可;

(5) 塑料管系安装前, 应对粘接组装件进行试验。试验组装件应按认可的粘接工序组装, 且至少由1根管子与管接头和1根管子与附件接头组成;

(6) 试验组装件固化后, 应对其进行2.5倍的设计压力且不少于1h的液压试验。试验时, 接头应保持其纵向和轴向都受力, 且接头应不出现泄漏或裂开。

(7) 当连接的最大管子公称外径为200mm及以下, 试验组装件应取最大尺寸的管子连接; 当连接的最大管子公称外径大于200mm时, 则试验组装件的尺寸可选200mm或最大管径的25%, 取大者。

2.3.3 挠性软管的选择

2.3.3.1 挠性软管组件系指通常带有管端安装配件的金属或非金属短软管。

2.3.3.2 金属或非金属挠性软管适用于固定管系和机械部件之间固定连接困难的部位, 其有关要求也可适用于临时连接的挠性软管或可携式设备使用的软管。

挠性软管组件可用于燃油、滑油、液压和热油系统、淡水和海水冷却系统、压缩空气系统, 舱底和压载系统以及Ⅲ级蒸汽管路系统。挠性软管不应用于高压燃油喷射系统和固定式灭火系统的软管。

2.3.3.3 由橡胶或塑料材料制成并拟用于舱底、压载、压缩空气、燃油、滑油、液压及热油系统的挠性软管, 内部应有单层或双层密集编织的完整的金属丝编织层, 或其他合适材料制成的加强层。若橡胶或塑料的挠性软管用于燃烧器的供油管路。则这些软管除设有完整的内部金属加强层外, 还应设有金属编织的外部保护层, 用于蒸汽系统的挠性软管应用金属材料制成。

2.3.3.4 挠性软管应备有符合制造厂说明书要求的管端配件, 且该管端配件应符合本节要求, 并应经本社产品认可。

2.3.3.5 软管夹或类似的端部配件不应用于蒸汽、可燃介质、起动空气系统或破损后可能导致进水的海水系统管系中的挠性软管。

2.3.3.6 软管夹可用于工作压力不小于0.5MPa的其它管系中, 但在每一端部连接处应设有2个软管夹。

2.3.3.7 用于工作中预期发生脉冲压力和/或高振动烈度的挠性软管组件, 应设计成能承受所有预期的最大脉冲压力和由于振动产生的力。

2.3.3.8 下列非金属挠性软管组件, 应为耐火型的。

(1) 用于可燃介质;

(2) 用于故障可能导致进水的海水管系中。

2.3.3.9 挠性软管组件的选择应视具体的服务要求, 考虑使用的环境条件, 在工作压力和工作温度下与液体的相容性。

2.3.4 挠性软管的安装

2.3.4.1 一般情况下, 挠性软管的长度应尽可能的短, 该长度应限制在仅为固定的机械/设备或系统和可能存在相对运动的部件或系统之间的连接提供必需的相对移动。

2.3.4.2 挠性软管组件不应用于在正常工作条件下可能受到扭转变形(扭曲)的位置。

2.3.4.3 用于可燃液体管系中的挠性软管应远离热表面。如无法避免, 则位于热表面附近的上述挠性软管, 应采用屏板或其它类似的保护措施, 以免由于软管破损而泄漏的可燃液体接触热表面而导致

火灾。

2.3.4.4 挠性软管应安装在具有良好照明和易于察看之处。

2.3.4.5 挠性软管组件的使用和安装应符合制造厂说明书的使用和安装要求，并应特别注意：

- (1) 定位；
- (2) 连接端的支撑（如必要）；
- (3) 避免可能引起软管摩擦和磨损的接触；
- (4) 最小的弯曲半径。

2.3.5 试验及标识

2.3.5.1 挠性软管组件应经原型试验。挠性软管的原型试验程序应符合其适用标准的要求，试验中应考虑到最大的预期工作压力、振动频率和由于安装产生的力，并应提交审批。

2.3.5.2 按不同的使用要求，不同公称直径的软管类型以及管端附件，应分别按适用标准^①的要求进行压力、爆破、脉冲阻力和耐火性能的试验。

2.3.5.3 所有挠性软管组件应按适用标准的要求经原型爆破试验，以证明其能够承受不小于4倍设计压力的爆破压力而不会破损或泄漏。试验中在4倍最大工作压力时无需有任何持续时间。

2.3.5.4 挠性软管应作如下永久性标识：

- (1) 制造厂的名称或商标；
- (2) 制造日期（月 / 年）；
- (3) 软管类型；
- (4) 公称直径；
- (5) 压力等级；
- (6) 温度等级。

2.3.5.5 若挠性软管组件中的各部件来自于不同制造商，则这些部件均应作清晰的标记并可追溯原型试验的证明。

第4节 试验

2.4.1 泵

2.4.1.1 泵应按本社接受的标准进行设计制造。

2.4.1.2 所有泵的受压部件应在车间进行液压试验，试验压力为1.5倍设计压力，但不必大于设计压力加7MPa。离心泵的设计压力取性能曲线上的最大压头，容积式泵的设计压力取安全阀的整定压力。

2.4.1.3 根据泵的标定转速和标定压力检查泵的排量，离心泵的特性曲线（压头—容积曲线）应由验船师确认。对已作过流量试验的同类泵可不进行流量试验。

2.4.1.4 容积式泵安全阀的整定压力和相应于泵最大标定流量时安全阀的流量应试验。对已经作过安全阀流量试验的同类泵的安全阀，可不进行安全阀的流量试验。

2.4.2 阀件和附件

2.4.2.1 阀应按本社接受的标准进行设计制造。

2.4.2.2 管系中阀的强度应与它们所连管路的强度相适应，并在最高压力下能有效工作。

2.4.2.3 阀件和附件应在车间进行液压试验，试验压力为1.5倍设计压力，但不必大于设计压力加7MPa。其中安装在载重线以下舷侧阀件、旋塞和接管的试验压力应不小于0.5MPa，海底阀的试验压力应不小于0.2MPa。

^①试验可参照 ISO15540、15541、6802、6803、10380 的有关要求进行。

2.4.3 油柜、水柜和液压缸的液压试验

2.4.3.1 油柜和水柜在制造完工后应在车间进行液压试验，试验水柱为：

- (1) 对有溢流管的油柜和水柜，应至少高于柜顶部 1m。
- (2) 对无溢流管的油柜和水柜，应到空气管顶。

2.4.3.2 封闭式的液压柜，其试验压力应为1.5倍设计压力，但应不小于0.4MPa。

2.4.3.3 液压缸的液压试验压力应为1.5倍设计压力，但不必大于设计压力加7MPa。

2.4.4 管路的液压和密性试验

2.4.4.1 所有管路应按表2.4.4.1在车间内进行液压试验和装船后进行密性试验。

管路的液压试验和密性试验

表 2.4.4.1

	名 称	试验压力	
		装船后密性试验	车间内液压试验
1	货油管系	p	$1.5\,p$
2	滑油管系		
3	压缩空气管系		
4	蒸汽管系	$1.25\,p$	
5	锅炉给水管系		
6	锅炉放泄管系		
7	油舱加热管	$1.5\,p$ 但 $\leq 0.4\text{MPa}$	
8	燃油管系 ($p>0.34\text{MPa}$)		
9	液压管系	$1.25\,p$ 但 $\geq p+7\text{MPa}$	

注：① p ——设计压力，MPa；

② 其他受压管系可仅在设计压力下作密性试验。

2.4.4.2 当设计温度超过300℃时，钢管的液压试验压力应符合下列规定：

- 1) 对碳钢和碳锰钢管，试验压力为 $2P$ ；
- 2) 对合金钢管，试验压力 P_T 由下式确定，但不必超过 $2P$ ：

$$P_T = 1.5 \frac{[\sigma]_{100} P}{[\sigma]_t}$$

式中： P ——设计压力，MPa；

$[\sigma]_{100}$ ——100℃时的许用应力，N/mm²；

$[\sigma]_t$ ——设计温度下的许用应力，N/mm²。

3) 为避免在弯曲处和支管处产生过大的应力，上述试验压力可以减小到 $1.5p$ 。

4) 在试验温度下，膜应力应不超过屈服点的 90%。

2.4.4.3 当管路液压试验适宜在船上进行时，可以和装船后的密性试验一起进行，但试验压力应为1.5倍的设计压力，但不必大于设计压力加7MPa。

2.4.4.4 内径小于15mm的管子的液压试验，经本社同意，可以免除。

2.4.4.5 所有管系均应在工作情况下检查泄漏情况。

第3章 船舶管系

第1节 一般规定

3.1.1 适用范围

3.1.1.1 除另有规定者外，本章规定适用于各型船舶的船舶管系和舱室通风系统。

3.1.2 材料

3.1.2.1 除本章另有规定者外，管子、阀件和附件应使用钢、铸铁、铜、铜合金或适合于其用途的材料制造。塑料管和挠性软管的使用，见本篇第2章第3节的有关规定。

3.1.3 阀件

3.1.3.1 所有阀件的结构，均应能防止当工作时阀盖及压盖发生松动的可能。旋入式阀盖不应用于Ⅰ级和Ⅱ级管系中公称直径超过40mm的阀，以及公称直径超过40mm的舷侧阀、船底阀和装在易燃液体系统中的阀。

3.1.3.2 船用阀件应以手轮顺时针方向转动为关闭，反之为开启。

3.1.3.3 阀件和旋塞应有标明用途的铭牌。

3.1.3.4 阀件上的焊接颈部应足够长，以确保阀不因接头处焊接和焊后热处理而变形。

3.1.3.5 所有遥控阀均应设有与遥控操纵装置无关的就地手动操纵装置。使用手动装置进行开闭后，不应使阀的遥控系统的功能受到影响。

3.1.3.6 机舱、泵舱及轴隧内的重要用途的阀件，应尽可能安装在花钢板以上。装在花钢板以下的阀件应易于操纵或配备延伸杆，花钢板应根据需要相应开孔及加盖。

3.1.3.7 海底阀及舱底水应急吸口的截止止回阀的操纵手轮应便于操纵，主机总功率超过440kW的船舶，其操纵手轮尚应高出花钢板。

3.1.4 海水箱

3.1.4.1 海水箱上应装有格栅或孔板，栅条沿船体纵向布置，其有效通流面积应不小于进水阀通流面积的3倍。

3.1.4.2 海水箱一般应设有压缩空气或蒸汽的吹洗管，吹洗压力应不致损坏其结构。

船长小于30m的船舶，如未设压缩空气或蒸汽系统，可用其他等效措施替代，如用消防水冲洗等，若在海水箱上接消防水冲洗，应装设钢或铜质的截止止回阀。

3.1.4.3 海水箱的布置应避免形成气囊。如在海水箱顶部装设透气管时，应在其根部装设截止阀，透气管开口端应引至干舷甲板以上。

3.1.4.4 航行冰区的船舶，必要时，应设化冰设施。

3.1.4.5 在固冰期停航（卧泊）的船舶，应设防冻措施：

- ① 海水箱顶部应在满载水线以上且设方便开启的水密手孔盖，箱内应设有江水堵塞装置。
- ② 凡是涉及水的设备、管路，在其低处均应设放泄旋塞，以防止设备和管路冻损。
- ③ 管路禁止使用低温下易产生“脆性”的材质，如塑料管等。

3.1.5 进水孔、排泄孔

3.1.5.1 船体外板上的进水孔、排泄孔应按下列原则配置：

- (1) 所有污水的排泄孔应尽可能布置在一舷；
- (2) 如果泵的舷外水吸口与排水孔布置在同一舷时，则吸口应在排水孔前面，相距一般不小于1m；
- (3) 饮用及洗涤用水的吸入口应布置在船舶排出污水的另一舷。如布置在同一舷时，则应尽可能远

离；

(4) 排水孔不应布置在舷梯及舷窗上面，也不应布置在卸放救生艇区域内，否则应采取防护措施；

(5) 用作排出干舷甲板上的封闭上层建筑和封闭甲板室内的水至舷外的排水管，如排水管舷外端位于干舷甲板以下时，由孔口下缘至满载水线之间的距离一般应不小于 100mm，否则，每一独立的排水口应设置一个自动止回阀。用作排出干舷甲板以下处所内的水至舷外的排水管，每一独立的排水口应设置一个自动止回阀。

3.1.5.2 吸水管路和阀件的布置，应保证在一舷的吸口被阻塞时能由另一舷的吸口向各泵正常供水。

3.1.6 船底及船舷阀件

3.1.6.1 船底及船舷的进排水管所装设的阀或旋塞，应符合如下规定之一：

- (1) 直接装在船体外板上；
- (2) 装在连接在船体的箱体上；
- (3) 装在焊于船体外板的短管上，短管壁厚应满足表 3.1.6.1 的要求或与连接处的船体外板厚度相同。

表3.1.6.1

管子公称直径 ^① (mm)	管子壁厚 (mm)
32	5.0
50	6.3
100	8.6
125	9.5
150	11.0
200及以上	12.5

注：①公称直径在表列之间的管子壁厚可用插入法计算。

3.1.6.2 船底或船舷的阀或旋塞，如直接装在船体外板或装于海水箱上时，应装在加焊的座板上，且其螺栓应不穿透座板。

第2节 舱底水管系

3.2.1 一般要求

3.2.1.1 所有船舶均应设有有效的舱底排水装置，以便能抽除及排干任何水密舱室中的水，但固定用来装载淡水、压载水、燃油或液体货物以及设有在所有实际可能情况下能够使用的其他有效抽除设施的处所除外。

3.2.1.2 首、尾尖舱如作干舱及首尖舱以上的锚链舱和水密舱室，可用手动泵排水。

3.2.1.3 尾尖舱以上的围蔽舱室可用手动泵排水，上述舱室及舵机舱也可用内径不小于 38mm 的疏水管将水泄入机器处所内，并应在照明良好且易于察看的地点装设自闭式旋塞或截止阀。

3.2.1.4 不影响船舶安全的密闭空舱等类似处所可用手动泵或其他有效的排水设施。

3.2.1.5 对双体船，每片单体船应视为独立的一条船，按照本节有关规定设有独立的舱底水系统。

3.2.2 舱底水吸口布置

3.2.2.1 机器处所（主推进装置、主发电机组、主推进电机所在处所）应设直通舱底泵的吸口，该吸口直径应不小于该船舱底水总管的内径。

3.2.2.2 机器处所（主推进装置、主发电机组、主推进电机所在处所）内舱底水排除装置的布置，应在船舶正浮或横倾不大于 5°时，至少能通过 2 个舱底水吸口进行排水，其中之一应为支吸口，另一

个为直通舱底泵吸口。

主机总功率超过 440kW 的船舶、推进电机总功率超过 440kW 的电力推进船舶，其船底向两舷升高小于 5°的单层底机器处所和双层底机器处所，应在每舷设 1 个支吸口。

3.2.2.3 机器处所（主推进装置、主发电机组、主推进电机所在处所）应设应急舱底水吸口，该吸口应与舱底泵以外的排量最大的泵（滚装处所的舱底排水泵、自卸砂船和敞口集装箱船的货舱排水泵除外）进口相连，吸口直径应不小于该泵进口直径。

主机总功率不超过 440kW 的船舶、推进电机总功率不超过 440kW 的电力推进船舶，可免设应急舱底水吸口。

3.2.2.4 若设有应急舱底水吸口时，直通舱底泵吸口和应急舱底水吸口所抽吸的水应分别从各自的排水孔排水，且 2 个排水孔尽可能分置两舷。

3.2.2.5 主机总功率超过 440kW 的船舶、推进电机总功率超过 440kW 的电力推进船舶，货舱舱底水支吸口的布置应符合表 3.2.2.5 的规定。

货舱舱底水吸口的布置

表3.2.2.5

货舱情况		每一舱舱底水吸口
单层底船舶	船底向两舷升高 $\geq 5^\circ$	后端靠近中纵剖面处 1 只
	船底向两舷升高 $< 5^\circ$	后端每舷 1 只
双层底船舶	内底板向两舷延伸形成舢污水沟	每舷 1 只
	内底板向两舷升高	中纵剖面处 1 只
	内底板向两舷延伸并不形成污水沟	每舷 1 只污水井，每井内 1 只
仅有一个货舱且该舱长度 $> 35\text{m}$		前后端均应设置

3.2.3 止回布置

3.2.3.1 下列附件应装设截止止回阀：

- (1) 舱底水管系阀箱；
- (2) 直通舱底泵的舱底水管吸口处；
- (3) 应急舱底水管吸口处。

3.2.3.2 舱底水支管吸口处应装设止回阀，但设有舱底水管系阀箱者可免设。

3.2.4 舱底附件

3.2.4.1 舱底水管吸口处应设置便于检查和清洗的滤网，滤网的孔径应不大于 10mm，滤孔的总面积应不小于吸水管面积的 3 倍。

3.2.5 舱底水管

3.2.5.1 舱底水总管的内径 d_1 应按下式计算，实际值按本社接受标准的最接近的尺寸取整。

$$d_1 = 25 + 1.68\sqrt{L(B + D)} \quad \text{mm}$$

式中： L ——船长，m；

当机器处所（主推进装置、主发电机组、主推进电机所在处所）舱底水系统仅服务于机器处所而不为货舱或货物处所服务时，公式中 L 的长度可取为船长减去所有货舱或货物处所的总长度。但无论如何，此时机器处所舱底水总管的流通横截面积不应小于机器处所 2 根舱底水支管的流通横截面积之和。

B ——船宽，m；

D ——型深，m。

3.2.5.2 机器处所（主推进装置、主发电机组、主推进电机所在处所）和装货处所的舱底水支管内径 d_2 应按下式计算，实际值按本社接受标准的最接近的尺寸取整。

$$d_2 = 25 + 2.15\sqrt{l(B+D)} \quad \text{mm}$$

式中：l——排水分舱的长度，m；

B——船宽，m；

D——型深，m。

3.2.5.3 舱底水支管的内径不必大于舱底水总管的内径。

3.2.5.4 舱底水支管内径应不小于 38mm。主机总功率不超过 440kW 的船舶、推进电机总功率不超过 440kW 的电力推进船舶，其舱底水支管的内径应不小于 30mm。

3.2.6 舱底泵

3.2.6.1 每艘自航船舶的舱底泵数量，应符合表3.2.6.1的规定。

舱底泵数量 表3.2.6.1

适用范围		独立动力泵	主机带动或独立动力泵
主机总功率	>440kW	1	1
电力推进船舶推进电机总功率			
主机总功率	≤440kW	—	1
电力推进船舶推进电机总功率			

3.2.6.2 独立动力的卫生泵、压载泵及总用泵，如排量足够且与舱底水系统有适当的连接时，均可作为独立舱底泵。喷射水泵如有适当压力的水泵供水且排量足够，亦可作为舱底泵，但不应用于抽吸含油污水。

3.2.6.3 舱底泵应为自吸式，或采取可靠吸水的措施。

3.2.6.4 每台动力舱底泵的排量Q应不小于按下式计算所得之值。

$$Q = 5.66d_1^2 \times 10^{-3} \quad \text{m}^3/\text{h}$$

式中：d₁——舱底水总管内径，mm，按本篇 3.2.5.1 的公式计算；对于油船，参见本篇第 10 章 10.6.1.3。

3.2.6.5 主机总功率超过440kW的船舶、推进电机总功率超过440kW的电力推进船舶，其舱底泵与舱底水管系的连接，应保证当其他泵在检修时，至少有1台泵能继续工作。

3.2.6.6 无辅助动力的非自航船舶的舱底水可用手动泵排出；有辅助动力的非自航船舶应尽可能按本节有关规定设置舱底泵和管系。

3.2.6.7 敞口集装箱船应至少配备2台动力泵排放敞口集装箱货舱内可能积聚的雨水及消防水，舱底泵的总排量应取不小于按每小时降雨量100mm计算出的货舱积水量或消防泵的总排量的大者。

3.2.6.8 自卸砂船应设置专用泵用于货舱排水,货舱排水管系应为独立的舱底水管系，货舱排水泵应至少2台或2组，且为自吸式泥砂泵；泵的总排量应按下列(1)、(2)的大者确定：

(1) 按每小时降雨量为 100mm 计算的雨水量，积雨面积取货斗的载货区域、货物输送装置在干舷甲板(或升高甲板)的开口和货物输送装置伸出干舷甲板(或升高甲板)后的皮带等在水平面上(俯视图)的投影面积之和；

(2) 按装砂时装载速率和砂石含水率计算的积水量，装载速率和砂石含水率根据挖砂船的装载能力和砂石情况来确定，其取值应经船舶检验机构同意。

3.2.6.9 船长大于60m的自卸砂船，其货舱排水管系的水管应采用金属管；当金属水管和机械部件之间的固定连接有困难时，可使用挠性软管连接，挠性软管的结构强度应满足规范要求。船舶货舱排水

管系的水管直径应根据泵的排量合理确定。货舱排水管系的吸口布置及舱底附件应符合第2篇第3章的相应规定。货舱排水管系的排水出口一般应位于干舷甲板之上,当排水管可能进水的最低点位于干舷甲板以下,或位于干舷甲板以上但至干舷甲板的高度小于300mm时,其排水管系应设置自动止回装置。

3.2.6.10 自卸砂船积水舱的首端和尾端应设置排水阱,当积水舱内设挡水槽时,挡水槽纵向挡水板应与排水阱有效衔接。单个排水阱的宽度应不大于肋骨或纵骨间距,长度应不大于1000mm。

3.2.6.11 自卸砂船积水舱的排水阱处,应设置舱底水位监测报警装置。舱底水位自积水舱底板上表面开始计量。船长大于40m时,当舱底水位超过200mm时至少有1台排水泵应能自动启动,舱底水位超过300mm时应能在驾驶室和机舱自动声光报警,并能从驾驶室和机舱启动排水;船长小于等于40m时,当舱底水位超过200mm时应能在驾驶室和机舱自动声光报警,并能从驾驶室和机舱启动排水。自动启动水泵和报警水位也可根据船舶的排水能力确定,但应经本社同意。

第3节 压载及甲板排水管系

3.3.1 压载管系

3.3.1.1 压载管系的布置和压载舱吸口的数量,应使船舶在正常营运条件下的正浮或倾斜位置均能排除和注入各压载舱的压载水。

3.3.1.2 压载管系的布置,应能防止舷外的水或压载舱内的水进入货舱、机器处所或其他舱室。

3.3.1.3 压载管系不应与干货舱及机舱的舱底水管系和油舱管系接通,但泵与阀箱之间的连接管、泵排出舷外总管和本篇3.3.1.4所述的情况除外。

3.3.1.4 干货舱(包括深舱)可能用作压载舱时,压载管系应装设盲板或其他隔离装置。饮用水舱兼作压载舱时,为避免两个系统相互沟通,也应符合这一要求。

3.3.2 甲板排水

3.3.2.1 甲板排水及舷墙开口应符合第1篇第1章第5节的有关规定。

第4节 通风管系

3.4.1 一般要求

3.4.1.1 自然通风或机械通风,其进出风口的布置,应使整个舱室均能通风,进风口应防止吸入污浊空气,出风口应尽可能远离门窗。

3.4.1.2 贮有易燃、易爆及可能产生毒气的物品的舱室,应设置有效的抽风风斗,其通风道应气密。

3.4.1.3 人员偶尔需要进入的舱室,在人员进入前应进行适当的通风。

3.4.1.4 通风系统除满足本节要求外,还应符合第6篇的有关规定。

3.4.2 通风管、通风斗、通风帽和通风机

3.4.2.1 船舶干舷甲板的舱口宽度小于船宽40%且在甲板上又设有舱棚遮避的船舶,每一货舱应尽可能在舱的对角位置设有不少于2只甲板自然通风筒,通风筒的直径应大于200mm,壁厚应不小于3mm。通风筒可为活动型或固定型。

3.4.2.2 通风斗和通风帽应布置在远离排气管、天窗、升降口、烟筒和机舱棚壁等处。干舷甲板开敞部位的通风筒口应设有暴风雨盖,其他甲板上的通风筒应备防雨帆布袋。

3.4.2.3 货舱通风斗和通风帽应布置在上甲板的开敞部位或货舱棚顶上,若有困难可设在干舷甲板上。

3.4.2.4 通风筒围板高度应符合第1篇第1章第5节的有关规定。

3.4.2.5 当2台或2台以上的通风机并联使用时,应有适当的措施防止其中1台或1台以上的风机停转时,该风机成为其他风机的进出口之间的回路。

第5节 空气、溢流和测量管

3.5.1 空气管

3.5.1.1 空气管的顶端应设置铭牌。

3.5.1.2 贮存油、水的舱柜以及双层底舱、深舱和隔离空舱均应装设空气管,空气管应从舱柜的最高处引出,并与注入管尽可能远离。

3.5.1.3 延至两舷的双层底的每一分舱应自两舷引出空气管。

3.5.1.4 双层底和深舱的空气管应引至干舷甲板以上适当地点。双层底舱空气管的设置应尽量远离人孔。

3.5.1.5 燃油舱柜的空气管管端应装有耐腐蚀和便于更换的金属防火网,防火网的有效通流面积应不小于空气管的截面积,金属防火网尚应符合本篇 10.3.3.2 的规定。

3.5.1.6 燃油舱柜空气管的管端开口应引至干舷甲板以上的开敞部分,且位于不致因溢油或油气而产生危险的地点。

3.5.1.7 当舱柜仅装1根空气管时,该空气管不应兼作注入管。

3.5.1.8 空气管不应兼作测量管。

3.5.1.9 若贮液舱柜是用动力泵灌装液体时,则该舱柜空气管总截面积应不小于该舱柜注入管的截面积的1.25倍,且空气管的内径应不小于50mm。如舱柜装有本节规定的溢流管时,则空气管的截面积应不小于该舱柜注入管截面积的1.2倍。

3.5.1.10 空气管的设置尚应符合第1篇第1章第5节的有关规定。

3.5.2 溢流管

3.5.2.1 日用燃油舱柜以及相应于空气管高度的液体压头大于该舱柜所能承受的压力时,则用动力泵灌装的舱柜应装设溢流管。

3.5.2.2 日用燃油和日用滑油舱柜的溢流管应引向溢流柜或贮存舱柜。

3.5.2.3 溢流管上一般应设有具有良好照明的观察器,观察器的位置应便于使动力泵停止工作。观察器可以用其他等效装置代替。

3.5.2.4 溢流管上不应装设截止阀或旋塞。

3.5.2.5 溢流管截面积应不小于该舱柜注入管截面积的1.25倍。

3.5.3 测量管

3.5.3.1 每一压载水舱、燃油舱、滑油舱、清水舱、隔离空舱和其他不易到达的分舱均应装测量管。测量管应尽可能垂直的并一般应通到甲板开敞部分(机舱除外)。

非燃油舱的测量管可从舱柜引至干舷甲板以下的船员舱或船员舱室走廊。

3.5.3.2 测量管内径应不小于32mm。每一测量管的上端应设有铭牌,下端开口处的舱柜底板上应安装适当厚度的防护板。

3.5.3.3 机舱及轴隧底部的舱柜允许设置短型测量管,但应延伸至花钢板以上易于接近的处所,且应在管口处设置自闭式旋塞或螺纹闷盖。在特殊情况下允许设在花钢板下50mm以内。

3.5.3.4 贮液柜上装设连通管式液位计代替测量管时,应符合本篇4.2.2.4的规定。

主机总功率不超过440kW的船舶,允许以其他简易设施进行测量。

第4章 动力管系

第1节 一般规定

4.1.1 适用范围

4.1.1.1 除另有规定者外，本章规定适用于各型船舶的动力管系。

4.1.1.2 除本章的规定外，动力管系尚需符合本篇第2章及第3章的有关规定。

第2节 燃油管系

4.2.1 一般要求

4.2.1.1 燃油舱柜人孔门及燃油管路法兰接头的垫片应采用耐油耐热的材料制成。

4.2.2 燃油舱柜

4.2.2.1 所有双层底以外的贮油舱柜、沉淀柜及日用燃油舱柜，其向外供油管的截止阀和旋塞应直接装在舱柜壁上或加焊的短管上。

4.2.2.2 燃油舱柜的进油管应靠近舱柜顶处且不低于溢流管，如未设溢流管，则应在进油管上靠近柜壁处设置截止回阀。

4.2.2.3 燃油舱柜应设有安全有效的液位测量设施。可采用平板玻璃液位计和带防护罩的玻璃管式液位计，但应为自闭式。液位计不应用塑料管制作。

4.2.2.4 日用燃油柜的下面应设置油盘，对燃油泵、分油器等可能漏油的设备亦应尽可能设置油盘。油盘的残油应引入污油柜或其他适当处所。

4.2.2.5 日用燃油柜和沉淀柜的下部应设有放泄阀或旋塞。放泄阀或旋塞应为自闭式。

4.2.2.6 日用燃油柜的供油管出口一般应高于柜底80mm。从双层底舱抽吸油的每根吸油管，均应装设阀或旋塞。

4.2.2.7 主机、发电机组原动机和燃油加热用辅锅炉应能由至少2个日用油柜或1个中间有油密隔板的油柜供给燃油，每个油柜的容量应至少能供应主机在最大持续功率和发电机及辅锅炉在正常负荷情况下运行4h。

日用燃油柜的布置应确保当一个油柜检修时，另一个油柜可持续供给燃油。双体船每一片体可仅设一个日用燃油柜。

4.2.3 燃油(滑油)加热

4.2.3.1 燃油(滑油)舱柜或分油机内燃油(滑油)加热介质的温度应不超过220℃，被加热的燃油(滑油)的最高温度至少应比其闪点低10℃。

满足下列条件，燃油供应系统中的日用油柜、沉淀油柜和其他油柜中的燃油可以加热至该限制温度以上：

(1) 该类油柜透气管的长度或冷却装置应足以将油气冷却到 60℃ 以下，或透气管的排气口应离着火危险区域至少 3m；

(2) 燃油舱的油气空间未设有通往机器处所的开口（但可以接受由螺栓紧固的人孔）；

(3) 围蔽处所不应直接位于这类燃油舱上方，但通风良好的隔离舱例外；

(4) 燃油舱的油气空间内不应设置电气设备，除非该电气设备核准为本质安全型。

4.2.3.2 燃油(滑油)加热可用热水或饱和蒸汽，如用饱和蒸汽，则其压力应不大于0.7MPa。蒸汽管路的凝水或热水管的回水应排至具有良好照明的凝水观察柜内。凝水观察柜的布置应易于看清凝水

或回水中是否有油存在。

4.2.3.3 燃油（滑油）加热应尽可能避免采用电加热器，当采用电加热器件加热时，应保证在有电流通过时，温度传感器及全部加热器件始终都浸没在油液之中，油舱（柜）内油温超过限制温度时，电力应自动切断，同时为避免加热器件的表面温度达到 220°C 或以上，应设置一个独立于自动控制传感器的安全温度开关，该温度开关应在达到限制温度时切断电力供应，并且能手动复位。电加热器应设有短路保护装置，在故障时实现选择性保护。

4.2.3.4 加热的燃油（滑油）管路应按需要设置适当的保温措施，加热的日用油柜应采取适当的隔热措施。

4.2.3.5 需要加热的燃油（滑油）舱柜应设有指示油温的适当设施。

4.2.4 燃油管路

4.2.4.1 双层底以上的燃油舱柜的供油管上的阀件，除能就地关闭外，尚应能在机器处所之外易于到达的位置予以关闭。

主机总功率不大于 440kW 的船舶，可免除此项规定。

4.2.4.2 对单机功率超过370kW的1台主机船舶，应设置1台能使船舶正常航行的足够排量的备用燃油供给泵；对单机功率超过370kW的2台或多台主机功率相当的船舶，若主机均自带燃油供给泵，可免设燃油备用泵或备品泵（客船和推（拖）船除外）。

4.2.4.3 主机总功率大于440kW的船舶，若燃油驳运泵、燃油供给泵、分油机为独立动力驱动，其动力供应除能就地切断外，尚应能在机器处所之外易于到达的位置予以应急切断。

4.2.4.4 燃油驳运泵的吸入管及排出管应设有阀或旋塞。

4.2.4.5 主机喷油泵前应装设燃油细滤器，其结构或布置应确保清洗滤器时，能持续向主机供应过滤燃油。

4.2.4.6 使用重质燃油的柴油机应有转换轻质燃油的系统。

第3节 锅炉管系

4.3.1 一般要求

4.3.1.1 本节适用于设计压力不超过0.78MPa的辅助锅炉及废气锅炉。

4.3.2 蒸汽管系

4.3.2.1 蒸汽管不应穿过灯具间、油漆间和货舱。

4.3.2.2 除预热管及吹洗管外，蒸汽管不应敷设在花钢板下面。

4.3.2.3 蒸汽管应布置在机舱上部便于维修的位置。

4.3.2.4 蒸汽管应尽量远离电缆，如不可避免时应有可靠的防护措施。

4.3.2.5 若2台或2台以上锅炉的蒸汽管相连通时，则应在每台锅炉至总管的连接管上加设1只截止止回阀。在这些阀中间的管段上应有泄放凝水用的阀。

4.3.2.6 减压阀低压侧的管路上应装设压力表和安全阀。需设减压阀的管路应装有旁通管路。

4.3.2.7 蒸汽管路的斜度和放水阀或旋塞的数量和位置，应在船舶处于正常纵倾、正浮或横倾不超过 5° 时能有效地泄放凝水。放水阀和旋塞的位置应便于接近。

如设有凝水阻汽器时，则应设有旁通管路。

4.3.3 给水管系

4.3.3.1 若设有2台独立的给水泵时，其中1台可兼作他用，但不应与污水、油的管路相通。

4.3.3.2 给水泵的压力至少应大于锅炉工作压力的30%。工作压力不同的锅炉应分开给水。

4.3.3.3 给水泵与吸入管以及排出管之间应设有阀或旋塞。

4.3.4 排污管系

4.3.4.1 锅炉排污管的内径按本篇5.3.7.2的规定选配，其船底或舷侧阀的布置及结构应符合本篇3.1.6的规定。

4.3.4.2 2台或2台以上的锅炉，其上、下排污管可接至1个公共的排出管，但每台锅炉的排出管上应有止回阀，在排污管上建议装置节流圈。

第4节 滑油管系

4.4.1 滑油舱柜

4.4.1.1 船舶应根据需要设置足够容量的滑油贮存舱柜、沉淀舱柜、循环舱柜、重力油柜及污油柜。主机总功率小于440kW的船舶，可用油桶代替滑油贮存舱柜。

4.4.1.2 循环油柜的进油管应延伸至最低液面以下适当深度并应与出油口尽量远离。

4.4.1.3 循环油柜的回油管上应装设温度计，并建议装设高温报警器。

4.4.1.4 若设有重力油柜，建议装设低油位报警器。

4.4.1.5 滑油柜的液位计应符合本篇4.2.2.4的规定。

4.4.1.6 客船位于双层底以上的滑油舱柜的阀件布置应满足本章4.2.4.1的要求。但容积不大于0.5m³的滑油柜除外。

4.4.2 滑油泵

4.4.2.1 对单机功率超过370kW的1台主机船舶，应设置1台能使船舶正常航行的足够排量的备用滑油泵；对单机功率超过370kW的2台或多台主机功率相当的船舶，若主机均自带滑油泵，可免设滑油备用泵或备品泵（客船和推（拖）船除外）。

4.4.2.2 备用滑油泵应为独立动力泵，并能供立即使用，其管路布置应能向任一主机供油。能力相当的滑油驳运泵可以兼作备用滑油泵。

4.4.2.3 备品泵应便于安装和连接。

4.4.3 滑油管路

4.4.3.1 滑油管路中应装设滤器，其结构或布置应确保清洗滤器时不影响主机正常运转。滤器前后应设压力表。

4.4.3.2 主机滑油进口处建议装设低压报警器。

4.4.3.3 主机滑油管路应与其他滑油管路分开。

4.4.3.4 对装有2台及以上柴油机的曲轴箱干式润滑系统，各曲轴箱至滑油循环油柜的泄油管路应相互独立设置。

第5节 冷却水管系

4.5.1 冷却水泵

4.5.1.1 对单机功率超过370kW的1台主机船舶，应设置1台能使船舶正常航行的足够排量的备用冷却水泵；对单机功率超过370kW的2台或多台主机功率相当的船舶，若主机均自带冷却水泵，可免设冷却水备用泵或备品泵（客船和推（拖）船除外）。

4.5.1.2 备用冷却水泵应为独立动力泵，并能供立即使用，其管路布置应能向任一主机供水。凡

适合此用途，且不抽取含油介质的泵均可作为备用冷却水泵。

4.5.1.3 备品泵应便于安装和连接。

4.5.2 管路

4.5.2.1 开式冷却的柴油机，冷却水应通过高出柴油机最高冷却水腔的排出阀或直立回管通至舷外。并在排出管路上装设观察器。

4.5.2.2 闭式冷却的柴油机，其淡水系统应设置膨胀水箱，并建议装设高温报警器。膨胀水箱应装设注入管、空气管、溢流管、放泄阀及液位计。

4.5.2.3 闭式冷却管路中应装设自动调温阀。柴油机的冷却水管路的最低处应设置放泄旋塞。

4.5.2.4 冷却水泵与海水箱之间应设滤器。

4.5.2.5 舷外冷却器的布置应防止撞损。

4.5.2.6 主柴油机闭式淡水冷却管系应按需要装设适当的加热设备或与辅机淡水冷却管系接通。

第6节 压缩空气管系

4.6.1 管路

4.6.1.1 压缩空气管管径的确定，应保证管内空气流速不超过30m/s。

4.6.1.2 压缩空气管的敷设应沿着气流方向略微向上倾斜，并尽量减少弯曲。

4.6.1.3 如空气瓶内压力高于用气部件的许用压力，则应装设减压阀。减压阀后应设压力表和安全阀，并应设置旁通管路。

4.6.1.4 每台空气压缩机的排出管应直接接至每只起动空气瓶，且在该段压缩空气管路上应装有放气旋塞或卸载设备。

4.6.1.5 起动空气管上应装设止回装置。

4.6.1.6 空气压缩机或空气管路上应设有分离油水的设备，并在压缩空气管路上装有放泄装置。

4.6.1.7 从空气瓶到主、辅柴油机的起动空气管路应与空气压缩机的排出管完全分开。

第7节 排气管系

4.7.1 消音器

4.7.1.1 柴油机排气管应装设消音器。但若装有废气涡轮增压器或废气锅炉，可以免设。

4.7.1.2 消音器的结构应便于清洗和检修。

4.7.2 膨胀接头

4.7.2.1 柴油机排气口或废气涡轮增压器排气口应装设膨胀接头，排气管路上膨胀接头的数量视需要定，膨胀接头的连接应保证气密。

4.7.3 排气管

4.7.3.1 主、辅机排气管路若需经船舷或船尾导出时，应防止江水倒灌。排气管与船体的连接应保证水密。

4.7.3.2 对载运易燃、易爆等危险货物的船舶，排气管应装设火星熄灭器。若危险货物的装货处所与排气管出口的水平距离大于10m，则可免设。

4.7.3.3 每台柴油机一般应有单独的排气管路。但在特殊情况下，允许多机共用1个排气总管，但每根排气支管内应设置挡板。

4.7.3.4 排气管不应布置在日用燃油柜或燃油管法兰接头的垂直下方，且其间距应不小于450mm。排气管应尽量远离电器设备及电缆。

4.7.3.5 除废气锅炉外，锅炉烟道不应与柴油机排气管相连。

4.7.3.6 主排气总管上如设有冷却水套，则水套在安装前应以0.2MPa的压力进行水压试验。对能产生蒸汽的水套则应符合本篇第5章第4节的有关规定。

第8节 液压传动管系

4.8.1 材料

4.8.1.1 液压传动管系中的所有部件，应由不受液压油侵蚀且与其不起化学作用的材料制成。

4.8.1.2 液压油应具有良好的化学稳定性和粘温性能。

4.8.2 管系

4.8.2.1 液压传动管系的液压油不应用于该系统以外的任何机件的润滑。

4.8.2.2 液压管及附件的强度应能承受系统中可能产生的最高波动压力。

4.8.2.3 液压传动管系中应装设滤油器和溢流阀，其布置应保证滤油器在清洗时不致妨碍系统的正常工作，溢油应流至循环油箱。

4.8.2.4 液压系统和液压油缸等设备应在最高部位装设放气装置，管系布置应避免空气积贮。

4.8.2.5 管系中如装设蓄压器，则应在进气管路上设置止回阀，并装设安全阀或易熔塞。

4.8.2.6 重要用途的液压传动装置中的动力泵应设有备用泵，并能迅速转换使用。

4.8.2.7 液压传动管系操纵处所应装设指示阀件开或关的标志。

4.8.2.8 液压管系在安装前应清洗干净。管系应有牢固的支架，对易受碰撞的管路应装防护罩，并距船体外板保持一定距离。管系中如有挠性软管，安装时应避免急转弯和扭曲，并应远离振源和热源。

第9节 热油系统

4.9.1 一般要求

4.9.1.1 用于热油系统的循环油液，应与被加热的液体相容。

4.9.1.2 当使用热油对闪点低于60℃的液体加热时，应采取完全位于液货区域内的1套的双回路系统。如采用单回路系统，则应符合下列条件：

- (1) 系统的布置应在循环泵不工作时，盘管内能保持高于液货静压 3m 水柱以上的正压；
- (2) 热油系统膨胀柜应设有高低液位报警装置；
- (3) 在热油系统膨胀柜内，应有探测易燃液货气体的措施；
- (4) 单独加热盘管上的阀，应有锁紧装置，以便在所有时间内能使盘管内保持静压。

4.9.2 设计制造

4.9.2.1 热油系统应至少设有2台热油循环泵和滤器。

4.9.2.2 热油加热器及其监测、保护应符合本篇第5章第5节的有关规定。

4.9.2.3 燃油式热油加热器和废气加热式热油加热器的进口阀和出口阀，应能从热油加热器所在处所的外面加以控制；或者作为替代办法，也可以设有装置能将系统内的热油靠重力迅速泄至适当的油柜。

4.9.2.4 应在热油膨胀柜所在处所外设有控制装置，能使膨胀柜内的热油靠重力迅速泄至适当的油柜。

4.9.2.5 热油管应为无缝钢管或焊接钢管。

4.9.2.6 热油系统内的泵、阀和附件的壳体,应采用钢或同等塑性的材料制造。表面直接与热油接触的部件,不应使用铜或铜合金,以免其对热油起氧化作用。

4.9.2.7 热油管路一般应采用焊接连接,但为便于检查和维修,可以采用有限而必要的法兰连接。必要时,应采取措施防止法兰处油液飞溅。当采用法兰连接时,应采用公称压力不小于1.6MPa的船用凹槽式钢法兰或平面钢法兰。当采用平面钢法兰时,其垫片应采用金属网缠绕石墨垫片或膨胀石墨复合垫片。

热油管路不应使用螺纹接头。

4.9.2.8 热油管路应设有补偿器或膨胀接头。

4.9.2.9 热油加热器和热油管路均应包覆隔热层,但法兰接头不应被隔热材料覆盖。隔热材料的自燃点应尽可能不低于热油的自燃点。

4.9.2.10 热油系统还应符合本规范其他篇章的有关规定。

4.9.3 布置

4.9.3.1 热油加热器如位于主、辅机舱内,则应设有防护热油泄漏后扩散的有效措施,如防护围板等。

4.9.3.2 热油循环泵应能从其所在处所的外面进行关停。

4.9.3.3 在热油系统可能发生泄漏的装置下方,应设置油盘,油盘内的存油应泄放至适当的污油柜。

4.9.3.4 热油系统应设有适当容积的膨胀油柜。热油膨胀柜和泵吸装置,一般应位于热油加热器所在处所内。

4.9.3.5 热油膨胀柜和热油储存柜的透气管,应通往开敞甲板,出口端应装有金属防火网。

4.9.3.6 热油管路不应穿过起居处所和控制站,并尽可能避免穿过主、辅机处所。

4.9.3.7 热油加热器所在处所应有适当的机械通风和良好的照明。

4.9.3.8 热油加热器所在处所应设有认可的固定式探火与失火报警系统。

4.9.4 废气加热式热油加热器附加要求

4.9.4.1 废气加热式热油加热器尚应符合本篇第5章5.5.4.8和5.5.4.9的有关规定。

4.9.5 试验

4.9.5.1 热油系统和装置,应按照本篇第2章和第5章的有关要求进行液压试验和密性试验。

4.9.5.2 安装完工后,热油系统应按照经审查同意的试验大纲进行工作试验。

第 5 章 锅炉和压力容器

第 1 节 一般规定

5.1.1 适用范围

5.1.1.1 本章规定适用于焊接结构的锅炉和压力容器。

5.1.2 分类

5.1.2.1 在本规范中，锅炉和压力容器按设计压力 p （MPa）、筒体壁厚 δ （mm）和筒体温度 t （℃）可分为三级，见表5.1.2.1。

锅炉和压力容器分级 表 5.1.2.1

	I 级	II 级	III级
锅炉、热油加热器	$p > 0.35$	$p \leq 0.35$	—
蒸汽发生器	$p > 0.35$, 或 $p \cdot d > 1500$	$p < 0.35$ 和 $p \cdot d < 1500$	—
压力容器、热交换器	$p > 3.92$ 或 $\delta > 40$ 或 $t > 350$	p 、 δ 、 t 均小于 I 级规定, 但 $p > 1.57$ 或 $\delta > 16$ 或 $t > 150$	$p \leq 1.57$ 同时 $\delta \leq 16$ 且 $t \leq 150$
用于液化气体、有毒物质、腐蚀性物质的压力容器和热交换器	所有	—	—

5.1.3 本章适用的定义如下：

5.1.3.1 锅炉：系指以水为介质的蒸汽发生器，或加热不超过120℃受压热水的热交换器，或以有机热载体为介质的热交换器及其附件。包括自然循环的燃油锅炉、立式小型辅助锅炉和废气锅炉。

5.1.3.2 小型辅助锅炉：系指蒸发量不超过1000kg/h，且设计压力不超过0.78MPa的锅炉。

5.1.3.3 压力容器：系指常温下承受内压的容器。

5.1.3.4 热交换器：系指用一种介质加热或冷却另一种介质（或同一介质）的压力容器。

5.1.3.5 设计压力：系指锅炉和容器的最大许用工作压力。锅炉和容器的设计压力应不小于工作压力，并应不小于任一安全阀的最高整定压力。

经济器的设计压力应为经济器内介质的最大工作压力。

5.1.3.6 工作压力：系指锅炉和容器在正常工作情况下，受压部件所承受的最高压力。

5.1.3.7 金属温度：系指受压构件工作时可能达到的实际温度，此项温度应在有关设计文件中说明。

5.1.4 图纸和资料

5.1.4.1 应将锅炉的下列图纸资料一式3份提交本社批准：

- (1) 总图（锅炉的受热面最高部位应在送审图纸中进行清晰标示）；
- (2) 本体结构图（包括构件连接结构）；

(3) 受压部件结构图（筒体、汽水包、联箱、燃烧室、炉胆、锅炉底脚焊接结构、经济器、过热器等）；

- (4) 附件布置图；
- (5) 安全阀通径计算书；
- (6) 强度计算书；
- (7) 自动控制系统图和说明书；
- (8) 构件的热处理工艺；
- (9) 试验压力。

5.1.4.2 应将压力容器的下列图纸资料一式3份提交本社批准：

- (1) 总图；
- (2) 本体结构图（包括构件连接结构）；
- (3) 受压部件结构图（筒体、封头等）；
- (4) 附件布置图；
- (5) 强度计算书；
- (6) 型式试验大纲；
- (7) 试验压力。

5.1.4.3 热油加热器除按锅炉要求提交相关的图纸资料外，尚应将下列图纸资料提交批准或备查：

- (1) 监控和报警系统图；
- (2) 灭火系统图和计算书（如适用）；
- (3) 系统的金属温度和设计压力，以及热油的理化特性（如黏度、闪点、燃点、分解温度、自然温度等）（备查）；

- (4) 操作保养说明书（备查）。

5.1.4.4 凡经本社认可的产品，本节5.1.4所列图纸资料可不必重复送审。

第2节 设计与制造安装

5.2.1 设计

5.2.1.1 锅炉和压力容器的设计应符合本章附录1～6的有关规定。

5.2.1.2 锅炉构件的金属温度在任何情况下应不低于表5.2.1.2的数值，且不低于250℃。

锅炉构件金属温度

表 5.2.1.2

工作条件 构件名称	不受热者	受热但有良好 绝热保护者	受对流热者	受辐射热者
汽、水筒、联箱	t	$t+10^{\circ}\text{C}$	$t+50^{\circ}\text{C}$	—
过热器筒或联箱	$t+15^{\circ}\text{C}$	$t+30^{\circ}\text{C}$	$t+50^{\circ}\text{C}$	—
锅炉蒸发管	—	—	$t+25^{\circ}\text{C}$	$t+50^{\circ}\text{C}$
过热器管	—	—	$t+35^{\circ}\text{C}$	$t+50^{\circ}\text{C}$
经济器管	—	—	$t+30^{\circ}\text{C}$	—
炉胆、烟筒和干背燃烧室 后管板	—	—	—	$t+90^{\circ}\text{C}$
湿背燃烧室	—	—	—	$t+50^{\circ}\text{C}$

注： t —— 工作介质温度， $^{\circ}\text{C}$ 。

5.2.1.3 常温下压力容器的金属温度应不低于 50℃。与热介质直接接触的压力容器，其构件金属温度应取介质的最高工作温度。

5.2.2 许用应力

5.2.2.1 锅炉和压力容器构件的许用应力 $[\sigma]$ (N/mm²) 应按下式确定，取小者：

(1) 金属温度低于及等于 50℃时：

$$[\sigma] = \frac{R_m}{2.7} \quad [\sigma] = \frac{R_{eH}}{1.5}$$

(2) 金属温度高于 50℃时：

$$[\sigma] = \frac{R_m}{2.7} \quad [\sigma] = \frac{R_{eH}^T}{1.5} \quad [\sigma] = \frac{R_{m100000}^T}{1.5}$$

(3) 储存液态气体的压力容器：

$$[\sigma] = \frac{R_m}{3.0} \quad [\sigma] = \frac{R_{eH}}{2.0}$$

式中： R_m ——材料在环境温度下的最低抗拉强度，N/mm²；

R_{eH} ——材料在环境温度下的屈服强度，N/mm²；

R_{eH}^T ——材料在构件金属温度下的屈服强度或 0.2%规定非比例延伸强度，N/mm²；

$R_{m100000}^T$ ——材料在构件金属温度下的 10⁵ h 破断平均应力，N/mm²。

铸钢材料的许用应力，可取铸钢材料相应的数值代入上式进行计算，并取其计算结果的 80%。

5.2.3 制造

5.2.3.1 锅炉和压力容器所使用的材料，应符合本规范第7篇的有关的规定，如拟采用上述规定以外的材料时，则应将材料的力学性能、化学成分和热处理等技术资料提交本社批准。

5.2.3.2 本章计算公式中所涉及的焊缝强度系数 ϕ' ，对采用双面焊或封底单面焊的焊缝，根据对焊缝的检查方式，按表5.2.3.2选取。

对Ⅱ级锅炉和Ⅱ、Ⅲ级压力容器，若选取大于原所属级的焊缝强度系数时，则焊缝检查应按相应于该焊缝强度系数的等级所要求的内容进行。

焊缝强度系数 ϕ'

表 5.2.3.2

等级	焊缝强度系数 ϕ'	透视检查	常规焊缝试板	热处理
Ⅰ级	1	应做，见本规范第7篇	应做	见本规范第7篇
Ⅱ级	0.85	应做，见本规范第7篇	应做	见本规范第7篇
Ⅲ级	0.60	—	—	—

5.2.3.3 焊接和热处理应符合下列规定：

(1) 锅炉和压力容器的所有受压构件的焊接、焊缝检查和焊后热处理，应符合本规范第7篇的有关规定。

(2) 冷滚压成形的锅炉或压力容器的筒体，应进行消除应力的热处理，此项热处理可与焊后热处理一次进行，若筒体内径与壁厚比大于等于 20 时，可不必进行消除应力的热处理。

(3) 热加工成形的锅炉或压力容器的构件，若热加工成形未能在正火温度范围内完成时，应进行正火处理，对合金钢构件尚应根据需要作回火处理。

5.2.3.4 板材应采用热切割或机加工方法切割出所需的形状和尺寸。若板厚不大于25mm时，可采用剪切加工，但应以机加工或凿削方法切除相当于1/4板厚且不小于3mm边宽。材料切边后，切割表面

不应有裂纹、分层和折叠等。

5.2.3.5 成形应符合下列规定：

(1) 筒体壳板和封头等受压部件应用冲压或卷板成形，不应采用锤击成形。不论加热与否，成形工艺不应损害材料的材质。

(2) 筒体壳板和封头等受压部件在成形后应考虑作适当的热处理。此项热处理可单独进行，也可与焊后热处理一起进行。

5.2.3.6 锅炉和压力容器的开孔一般应符合下列规定：

(1) 内径超过 1000mm 的锅炉或内径超过 800mm 的压力容器应设有人孔；

(2) 对于尺寸过小无法进入内部检查的锅炉及其部件如筒体、联箱等和无法开设人孔的压力容器，则应设置足够数量的头孔或手孔以便进行内部检查和清洗；

(3) 筒体内径小于等于 300mm 的压力容器可不设检查孔；

(4) 各类开孔的最小尺寸一般要求如下：

人孔：300×400mm（如圆形，最小直径为 400mm）；

头孔：220×320mm（如圆形，最小直径为 320mm）；

手孔：80×100mm；

5.2.3.7 其他

(1) 锅炉应设置适于吊装的吊耳，以及防止锅炉装船后发生移动的设施。底座螺栓孔及筒体上部的固定应能适应锅筒和联箱的热膨胀。

(2) 锅炉附件的安装部位，应便于安全操作和检修。

(3) 锅炉壳体应有良好的绝热层，外面用金属皮包裹，工作时，锅炉外表面温度一般不应超过 60℃。

5.2.4 锅炉安装

5.2.4.1 锅炉的安装应符合如下规定：

(1) 锅炉一般应用螺栓固定在基座上，当锅炉和基座之间设有垫块时，垫块材料应为铸铁或钢；

(2) 锅炉与船体结构的支撑连接件，应有补偿锅炉热膨胀的措施。

第3节 锅炉附件和燃烧系统

5.3.1 一般要求

5.3.1.1 锅炉附件应用法兰连接在座板或接管上。通径小于20mm的阀件，可用螺纹直接连接在座板或接管上；通径大于30mm的阀件的阀盖应用法兰连接；通径为30mm及以下的阀件的阀盖可用螺纹连接，但应设有防松装置。

5.3.1.2 锅炉阀件的本体应用钢或相当材料制造。设计压力不超过0.98MPa，介质温度不超过220℃的锅炉，其阀件的本体除排污阀外，可用铸铁制造。

5.3.1.3 锅炉附件应装在易于接近之处，以便于操作和维修。

5.3.2 给水阀

5.3.2.1 每台锅炉上应装设2套独立的给水阀；但对非重要用途的小型辅助锅炉和废气锅炉可仅装设1套。

5.3.2.2 给水阀由截止阀和止回阀组成，止回阀的开启度应能进行调节。截止阀应直接装设在锅炉筒体上，止回阀应尽可能与截止阀相邻。对设有经济器的锅炉，如经济器设计成为锅炉整体的一部分时，截止阀可直接装设在经济器上。

水管锅炉的给水止回阀应装设有效的传动机构，以便能在锅炉处的花钢板上或其他方便的处所操作。

5.3.2.3 水管锅炉至少有1个给水管路装有能自动控制锅炉水位的给水调节器。

5.3.3 给水内管和给水接管

5.3.3.1 给水内管的布置，应使给水不直接冲刷于锅炉构件的内壁表面上。

5.3.3.2 设计压力大于 2.75MPa 的锅炉，其鼓筒上的给水接管应设有内套，以减少筒体与给水管之间的温度差。

5.3.4 水位指示器

5.3.4.1 每台锅炉应装设2只玻璃水位表；小型水管锅炉可仅设1只玻璃水位表和一套（不少于2个）水位旋塞。

5.3.4.2 水位表应布置在易于接近且对水位可清晰观察的位置。水位表的水位最低显示位置应与锅炉的最低工作水位高度相一致，但对水管锅炉应位于最低工作水位以下50mm处。

水管锅炉的汽、水筒，若长度超过 4m 且横向布置时，则水位表应装于靠近鼓筒两端适合的位置。

5.3.4.3 水位表的型式应为平板玻璃水位表；对小型辅助锅炉可采用玻璃管水位表，但应装设防护设施。

水位表的旋塞应根据需要设置传动设施，当玻璃破损时能便于安全操作。

5.3.4.4 水位表应设有吹洗装置。

5.3.4.5 水位表可直接装设在锅炉壳体上或管座上，管座可用螺栓或螺纹直接连接于锅炉壳体或用连接管连接至锅炉壳体上。用连接管连接时，在锅炉壳体上应装有旋塞或带有启闭指示器的截止阀。连接管和管座的内径应按表5.3.4.5选取。

连接蒸汽部分的连接管应无可以积聚蒸汽凝水的低陷处或弯头。连接管不应通过烟箱，否则连接管应在套管内通过，且周围的间隙应不小于 50mm。

连接管内径与管座内径

表 5.3.4.5

锅炉筒体内径（m）	连接管内径（mm）	管座内径（mm）
>3	≥38	≥63
2.3~3	≥32	≥50
<2.3	≥25	≥45

5.3.4.6 锅炉最低水位一般应符合如下规定：

(1) 冷态时管子完全浸没的水管锅炉，最低水位应在最高管子顶部以上；对于冷态时管子不完全浸没的水管锅炉，锅炉制造商应提交最低水位设计的资料；

(2) 卧式烟管锅炉的最低水位应高于最高火界至少 75mm；对多回程的烟管锅炉可作适当减少；

(3) 燃油废气组合式锅炉的最低水位应高于热水管至少 50mm；

(4) 立式竖烟管锅炉的最低水位应高于 1/2 烟管高度；

(5) 当船舶横倾 4°时，最低水位仍应满足上述要求。

5.3.4.7 对烟管废气锅炉，应设置低水位报警装置和废气旁通装置或备用给水泵。并应在低水位时报警并自动（或手动）旁通废气或自动起动备用给水泵。

5.3.4.8 对强制循环水管废气锅炉，应设置水流量低报警装置和备用循环水泵。并应在水流量低时报警并自动起动备用循环水泵。

5.3.5 安全阀

5.3.5.1 锅炉上应至少装有2只安全阀，对小型辅助锅炉可仅装1只安全阀。装有蒸汽过热器的锅炉，在过热器上亦应至少装有1只安全阀。

蒸汽过热器与锅炉成为一个整体时，即过热器与锅炉之间未设置截止阀时，过热器安全阀的流通面积可计入锅炉安全阀所需总流通面积之内；过热器与锅炉之间装有截止阀时，则不应计入。

过热器上安全阀的流通面积，一般为锅炉所需安全阀总流通面积的 25%。

5.3.5.2 锅炉安全阀的直径 d 应按下式计算：

(1) 用于饱和蒸汽：

$$d = \sqrt{\frac{DA}{n(10.2p+1)}} \quad \text{mm}$$

式中： n —— 阀的数目；

p —— 锅炉设计压力，MPa，按本章 5.1.3.1；

D —— 锅炉最大设计蒸发量，kg/h；

A —— 系数，按表 5.3.5.2 选取。

系数 A

表 5.3.5.2

升程 (mm)	$d/24$	$d/20$	$d/16$	$d/12$	$d/4$
系数 A	27	23	18.5	14	6.6

(2) 用于过热蒸汽：

$$d_1 = d \sqrt[4]{\frac{V_g}{V_B}} \quad \text{mm}$$

式中： d_1 —— 过热蒸汽安全阀直径，mm；

d —— 按饱和蒸汽计算时所需安全阀直径，mm；

V_g —— 过热蒸汽比容， m^3/kg ；

V_B —— 饱和蒸汽比容， m^3/kg 。

(3) 按上述 (1) 和 (2) 中公式计算所得的全升程安全阀直径，不包括阀的导脚等阻流面积。因此，对有导脚或其他阻流部分的全升程安全阀，应将导脚等阻流部分面积加进安全阀总面积后，算出安全阀的直径。

(4) 任何安全阀的直径应不大于 100mm，但亦应不小于 25mm。

(5) 如锅炉所设安全阀的直径小于规范要求值，则所设安全阀应通过试验确认，且设计方应确保锅炉所设安全阀符合规范对安全阀的试验规定。

5.3.5.3 锅炉安全阀试验应符合下列规定：

(1) 烟管锅炉在蒸汽阀关闭和炉内充分燃烧的情况下，锅炉压力在安全阀开启后 15min 内所能达到的最高值应不超过锅炉设计压力的 110%。

(2) 水管锅炉在上述同样情况下，锅炉压力在安全阀开启后 7min 内所能达到的最高值应不超过锅炉设计压力的 110%。

5.3.5.4 锅炉安全阀的构造应符合如下规定：

(1) 安全阀经整定和铅封后应无可能予以变动或过载；如弹簧发生折断时，阀瓣不会跳出阀座；

(2) 安全阀的排汽不应直接冲刷弹簧；

(3) 安全阀与锅炉连接的流通面积，对全升程（升程 $\geq d/4$ ）安全阀，应不小于安全阀的总面积，对其他安全阀应不小于 1/2 安全阀的总面积；

(4) 在安全阀的阀体上应装有泄水管并引至舱底，泄水管上不应装有阀或旋塞；

(5) 安全阀应装有手动开启装置，手动开启装置应能在安全的位置操作；

(6) 过热器安全阀的弹簧罩壳应予透风或采取其他措施使弹簧免受过高温度；

(7) 2 只安全阀可安装在同一阀体内。

5.3.5.5 安全阀应直接安装在锅炉和过热器上。

5.3.5.6 安全阀排气管的流通面积，对全升程安全阀（指升程 $\geq d/4$ ），应不小于安全阀的总面积的 2 倍，对其他安全阀应不小于 1.1 倍。

5.3.5.7 锅炉安全阀的开启压力可为大于实际许用工作压力的5%，以防止安全阀不必要的开启，但应小于锅炉设计压力。

过热器安全阀的开启压力，应低于锅炉安全阀的开启压力。

5.3.6 截止阀

5.3.6.1 主、辅蒸汽阀均应直接安装在锅炉筒体上；辅蒸汽阀的数量应尽可能减少，以减少筒体上不必要的开孔。过热器与锅炉成为一个整体时，主蒸汽阀应装在过热器的出口。

5.3.6.2 船上设有2台及2台以上锅炉或供重要用途的辅锅炉时，应符合下列规定：

- (1) 供重要用途的蒸汽应由不少于2台锅炉供汽；
- (2) 锅炉的蒸汽截止阀应为自闭式或止回式。

5.3.7 上下排污阀

5.3.7.1 每台锅炉应设置下排污阀，上排污阀根据需要设置。下排污阀和上排污阀（如设有时）均应直接安装在筒体上，水管锅炉的下排污阀如直接安装在锅炉上有困难时，可采用较厚的短管连接。

5.3.7.2 排污阀的通径应不小于20mm，但也不必大于40mm。

5.3.7.3 锅炉内的上排污漏斗应安装在高出最低水位25mm至低于正常水位25mm的范围内。

5.3.8 压力表

5.3.8.1 每台锅炉应至少装有2只压力表，其中1只装在锅炉前面易于观察的位置；对小型辅助锅炉可只装设1只。

5.3.8.2 在每只压力表的连接管上，应装有校验压力表的接头（包括阀或旋塞）；对小型辅助锅炉可以免设。

5.3.8.3 压力表上应以红线标明锅炉工作压力；压力表的量程应能适用于锅炉水压试验时的压力。

5.3.9 锅水取样阀或旋塞

5.3.9.1 每台锅炉上应装设锅水取样阀或旋塞，并应直接装在锅炉筒体上，不应装在水位表或管座上。

5.3.10 空气阀

5.3.10.1 在锅炉筒体或汽筒的顶部应装有空气阀或旋塞，其通径一般为10~15mm。

5.3.11 过热器附件

5.3.11.1 过热器上应装有如下附件：

- (1) 安全阀，见本节 5.3.5.1 和 5.3.5.2；
- (2) 截止阀，见本节 5.3.6.1；
- (3) 泄水阀；
- (4) 空气阀；
- (5) 温度计。

5.3.12 锅炉燃烧系统

5.3.12.1 燃油锅炉至少应装设2台燃油泵，小型辅助锅炉可只装设1台燃油泵，燃油泵应为自吸式。每一台燃油泵均应按锅炉总蒸发量设计，且不应作其他用途。

5.3.12.2 油舱柜与油泵之间、油泵与喷油器之间应分别装设双联粗滤器和细滤器。对烧轻质柴油的锅炉可只装设1套细滤器；对不装燃油泵而由重力油柜直接供轻质柴油的小型辅助锅炉可免设。

5.3.12.3 喷油器、扩散器、调风设备和鼓风机的设计、安装和调节，应保证燃油完全燃烧，并使火焰对锅炉表面或管子无有害的影响。

燃烧器的布置，应能防止燃油渗漏和火焰从炉膛中吹出，并能使未完全燃烧的燃油安全排出。观察

孔和开口应有安全防护设备。

喷油器的供油管路应设手动快关阀。

5.3.12.4 锅炉炉膛的设计、安装应保证燃料的充分雾化和完全燃烧。炉膛内隔热材料应保证锅炉有良好的隔热和工作中不发生危险。隔热材料应安装牢固,热膨胀缝应曲折设置,相邻两排火砖砖缝相互错置,以避免火焰直接接触壳板。

5.3.12.5 燃油舱柜或闭式燃油加热器的加热蒸汽应为饱和蒸汽,其压力应不大于0.78MPa。

5.3.12.6 燃油系统中应至少在预热器、油泵出口及喷油器前总管上各装压力表1只。在油舱柜、预热器的出口及喷油器前总管上各装设量程不小于150℃的温度计1只。

5.3.12.7 喷油器与燃油泵间的管路及阀门、预热燃油的蒸汽管路及阀门、燃油过滤器、预热器等承受压力的设备均应进行1.5倍设计压力的液压试验。

5.3.12.8 锅炉燃油自动化装置应符合第4篇的有关规定。

第4节 废气锅炉

5.4.1 一般要求

5.4.1.1 本节要求适用于设计压力不大于2.5MPa,介质温度为饱和蒸汽温度的废气锅炉和燃油/废气组合锅炉的废气部分。

5.4.1.2 废气加热式热油加热器应符合本篇第4章第9节和本章第5节的有关规定。

5.4.2 材料与焊接

5.4.2.1 废气锅炉的材料与焊接应符合本规范第7篇有关规定。

5.4.3 设计与制造

5.4.3.1 废气锅炉的设计与制造应符合本章第2节及附录的有关规定,小型辅助锅炉筒体的最小厚度应不小于5mm。

5.4.3.2 如双主机共用1台废气锅炉,则每根排气管的烟箱应为独立的;如2根排气管共用同一烟箱者,则烟箱内应设置隔板;对双主机共用1根排气总管进入废气锅炉者,则每根排气管内应设置档板。

5.4.3.3 锅炉烟箱应保证密封,防止烟气外泄。

5.4.3.4 锅炉两端烟箱应分别设置检查门,当上烟箱由于结构原因不能设置检查门时,可在锅炉排烟口处加装一段可拆式短节管,以便进行检查和清洗。

5.4.3.5 锅炉下烟箱最低处应设置通径不小于40mm的泄水口,小型辅助锅炉可采用不小于25mm的泄水口。在烟气入口处的结构应能有效地防止水进入主、辅机排气管。

5.4.4 废气锅炉附件

5.4.4.1 废气锅炉附件应符合本章第3节的有关规定。

5.4.5 监控和保护

5.4.5.1 对烟管废气锅炉,应设置低水位报警装置和备用给水泵,并应在低水位时报警并自动(或手动)旁通废气或自动起动备用给水泵。

5.4.5.2 对强制循环水管废气锅炉,应设置水流量低报警装置和备用循环水泵,并应在水流量低时报警并自动起动备用循环水泵。

5.4.5.3 燃油/废气组合锅炉的燃油和废气部分可同时运行,也可单独运行。燃油部分的燃烧程序及保护应符合第4篇的有关规定,其控制系统与废气部分的负荷调节控制系统互为独立,但水位和汽压保护可由共同的控制系统控制。

5.4.5.4 废气锅炉应包扎绝热材料。

5.4.6 液压试验

5.4.6.1 废气锅炉应按本章第7节的规定进行液压试验。

第5节 热油加热器

5.5.1 一般要求

5.5.1.1 本节要求适用于液相型燃油式热油加热器和废气式热油加热器。

5.5.1.2 热油加热器的热油系统应符合本篇第4章第9节的有关规定。

5.5.2 材料与焊接

5.5.2.1 热油加热器的材料与焊接应符合本规范第7篇的有关规定。

5.5.2.2 热油系统中与热油接触的部件（如热油循环泵、阀件等）应采用钢质材料制造。

5.5.3 设计与制造

5.5.3.1 热油加热器的设计与制造应符合本章对锅炉的有关规定。其中，强度计算时的设计压力低于0.6MPa时，取0.6MPa。

5.5.3.2 热油加热器应分别按如下要求开设检查孔：

- （1）燃油式热油加热器应设置检查燃烧室用的检查孔；
- （2）废气式热油加热器应在废气入口和出口设置与人孔尺寸相同的检查孔。

5.5.4 热油加热器附件

5.5.4.1 热油加热器的燃烧器、热油循环泵及其电动机应有本社认可的船用产品证书。

5.5.4.2 热油加热器的燃烧器和热油循环泵，均应能从其所在处所外进行关停。

5.5.4.3 热油加热器应至少设有一个符合下列要求的安全阀：

（1）安全阀的排放量至少等于最大热功率下比冷态增加的热油容积，在泄放时，压力不能超过热油加热器设计压力的110%；

（2）安全阀的排出管应引至适当的油柜。

5.5.4.4 热油加热器应设有能将热油排放干净的泄放装置。

5.5.4.5 热油加热器应设有热油取样装置。

5.5.4.6 热油加热器应有措施自动除去热油系统中的空气、蒸汽、油气，并引至安全处所。

5.5.4.7 热油加热器应设有下列温度和流量（或压力）指示装置：

- （1）燃油式热油加热器和废气加热式热油加热器的热油排出管路上应装设温度测量装置；
- （2）热油系统的管路上应装设热油流量或压力指示装置。

5.5.4.8 废气式热油加热器应在废气出口处装设用于探火的温度传感器和报警装置。

5.5.4.9 废气式热油加热器加热表面和加热器本体应设有固定式灭火装置和冷却降温系统。如为此装设压力水雾系统，则应符合下列规定：

- （1）水雾系统喷水量应为每平方米加热面积每分钟不小于3.5L，并应有至少可喷洒20min的水源；
- （2）喷嘴的布置应将所要求的水量喷洒到整个加热表面上；
- （3）加热器下面的废气管道处应设有适当的积水和泄水装置，以防止流入柴油机内；
- （4）操作水雾系统所需的所有阀和泵的起动装置应安装在一个易于接近的位置，该位置应距加热器有一定的安全距离，以便在发生火灾时工作人员可操纵该系统；
- （5）在该系统的操纵位置应永久性地展示简明的操作说明。

5.5.5 监控和保护

5.5.5.1 热油加热器应按表5.5.5.1的要求设置监控和保护措施。

热油加热器监测报警项目

表 5.5.5.1

监测项目	机旁			备 注
	显示	报警	自动停止	
热油膨胀柜油位	X	低	X	关闭燃油供给阀
热油流量或压力	X	低	X	
热油出口温度	X	高	X	关闭燃油供给阀
强制通风机 ^①		停止	X	关闭燃油供给阀
燃油压力 ^①	X	低		自动启动备用泵
重质燃油温度或粘度 ^①	X	低或大		
燃烧器火焰或点火 ^①		熄灭/失败	X	关闭燃油供给阀/后扫气
废气温度 ^②	X	高		调节废气切断装置

注：X=功能要求

- ① 适用于燃油加热；
- ② 适用于废气加热。

第 6 节 压力容器

5.6.1 强度计算

5.6.1.1 压力容器的构件强度应按本章附录1水管锅炉部分相应构件的强度进行计算，各公式中的许用应力按本章5.2.2.1的规定进行确定。工作压力经常波动的蓄能器，其构件许用应力应根据压力波动情况作适当降低。

5.6.1.2 压力容器的设计压力和许用应力见本章5.1.3.1和5.2.2.1。

5.6.1.3 压力容器筒体的最小厚度 δ 应符合下式规定：

$$\delta \geq \frac{D_0}{1500} + 3 \qquad \text{mm}$$

式中： D_0 ——压力容器的内径，mm。

5.6.2 附件

5.6.2.1 设计压力大于0.98MPa或工作温度大于220℃的压力容器阀件本体应为钢质或其他认可的材料制成。

5.6.2.2 压力容器上应装有下列附件：

- (1) 在压力容器的进出口处均应装有隔离阀，此阀应尽可能直接装于筒体上；
- (2) 泄放设备，包括阀和内管（如适用时）；
- (3) 防止超压的安全设施；
- (4) 指示介质压力的压力表（如适用时）；
- (5) 指示介质工作位置的液位计（如适用时）。

5.6.2.3 空气瓶上应装有下列附件：

- (1) 本节 5.6.2.2（1）和（4）所述的隔离阀和压力表；
- (2) 本节 5.6.2.2（2）所述的泄放设备，其布置应能放泄空气瓶内最低处的残水；
- (3) 安全阀。如在空气进气管上或在压缩机上设有安全阀并在充气时能防止瓶内压力超过设计压力者，则空气瓶上可不装设安全阀，但应装有易熔塞，其熔点约为 100℃，其尺寸应保证在失火时能有效地放出空气，此时易熔塞处空气压力应不小于 0.7MPa。
- (4) 安全阀的排量应能保证在出口阀关闭时，空气瓶内的空气压力不超过设计压力的 110%。
- (5) 对于供操纵遥控阀用的空气瓶不应装有易熔塞。

5.6.2.4 散装水泥罐上应装有下列安全附件：

- (1) 散装水泥罐进气口处应设置隔离阀；
- (2) 罐体上至少应设置两只安全阀，安全阀应具有可靠的防灰尘堵塞装置，并确保散装水泥罐内的压力升高不超过设计压力，安全阀的通径总和应不小于进气管的通径；
- (3) 罐体上至少设置一只压力表和一套超压报警装置。

第 7 节 试 验

5.7.1 液压试验

5.7.1.1 锅炉、锅炉部件、附件和压力容器制成或装配完毕，并经无损检测等检验合格后，应按表5.7.1.1的规定进行液压试验，但试验压力应不超过试验温度下的90%屈服强度。对需要热处理的则应在热处理后进行。

5.7.1.2 锅炉的所有部件，如汽、水筒及联箱等，若在制造完毕后（包括所有接管和座板焊装完毕和热处理完毕）及钻孔前经 $1.5p$ 或 $1.5p \frac{R_{eH}^{350}}{R_{eH}^T}$ 液压试验，则锅炉可只作 $1.25p$ 液压试验。

液 压 试 验 表 5.7.1.1

序号	名 称		试验压力（MPa）	
			制成或装配完毕	附件安装后
1	汽、水筒、联箱、经济器联箱		$1.5p$	—
2	过热器联箱	工作温度 $\leq 350^{\circ}\text{C}$	$1.5p$	—
		工作温度 $> 350^{\circ}\text{C}$	$1.5p \frac{R_{eH}^{350}}{R_{eH}^T}$	—
3	锅炉、过热器、经济器、热油加热器		$1.5p$	$1.25p$
4	压力容器	工作温度 $\leq 350^{\circ}\text{C}$	$1.5p$	$1.25p$ (空气瓶可作工件压力下气密试验)
		工作温度 $> 350^{\circ}\text{C}$	$1.5p \frac{R_{eH}^{350}}{R_{eH}^T}$	
5	锅炉烟管、水管、过热管和经济器管		$2p$ （弯制加工后）	—
6	过热器蒸汽阀		$2.5p$	$1.5p$
7	其他锅炉阀件或附件及废气锅炉		$2p$	$1.25p$

注：① p ——设计压力，MPa。

② $\frac{R_{eH}^{350}}{R_{eH}^T}$ ——材料在 350°C 时的屈服强度或 0.2%条件的规定非比例延伸强度，N/mm²。

③ R_{eH}^T ——材料在工作温度 $t^{\circ}\text{C}$ 时的屈服强度或 0.2%条件的规定非比例延伸强度，N/mm²。

5.7.2 锅炉的型式试验（工厂无条件的试验项目，可在装船试验进行）

5.7.2.1 批量生产锅炉的每一系列（基本结构型式相同，规格、尺寸不同）中应选取一台锅炉按

本章附录7的规定进行型式试验，试验目的如下：

- (1) 确定锅炉的安全程度；
- (2) 验证锅炉的热工性能是否达到设计要求；
- (3) 考核锅炉结构、所有材料、绝热装置等是否满足锅炉正常运行要求；
- (4) 考核锅炉机组各系统和配套设备是否正常运行。

5.7.3 装船试验

5.7.3.1 锅炉装船后，应进行操作和安全保护装置的功能试验。

5.7.3.2 压力容器的功能试验，可结合其所组成的系统同时进行。

附录1 水管锅炉强度计算

1 筒体

1.1 汽、水筒壳板和管板的最小厚度 δ 应按下列式计算:

$$\delta = pD_o / (2 [\sigma] \varphi - p) + 0.75 \quad \text{mm}$$

式中: p ——设计压力, MPa, 按本章 5.3.1.1 确定;

D_o ——壳板内径, mm;

$[\sigma]$ ——许用应力, N/mm², 按本章 5.2.2.1 确定;

φ ——筒体最小强度系数, 按本附录 2.1 确定。

本公式仅适用于计算所得的厚度不大于 0.5 筒体内半径的情况。

1.2 锅炉壳板的最小厚度应不小于 6.0mm。

1.3 对管板, 其厚度要使最小平行段厚为 9.5mm; 如有必要保证管子的紧密, 其厚度应适当增加 (参见本章附录 6 中的 3.1)。

2 筒体强度系数

2.1 筒体强度系数 φ 应根据下列情况确定:

(1) 不受管孔减弱的焊接筒体: 筒体强度系数 φ 按本章表 5.2.3.2 规定的焊缝强度系数 φ' 选取, 如属无缝筒体则 $\varphi=1$;

(2) 受管孔减弱的筒体:

① 筒体上管孔直径相等, 纵向管距相等的并排或错排管孔, 如图 2.1(2)①和图 2.1(2)③所示, 筒体强度系数 φ_1 按下式计算:

$$\varphi_1 = \frac{t_1 - d}{t_1}$$

② 筒体上管孔直径相等, 纵、横向管距一定的错排管孔 (各列管孔错开 $\frac{t_1}{2}$): 如图 2.1(2)①所示, 由对角线方向折算得纵向的筒体强度系数 φ_2 , 按下式计算:

$$\varphi_2 = K \varphi_k$$

式中: $K = \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{0.75}{(1+m^2)^2}}}$, 或按图 2.1(2)②查取;

其中: $m = \frac{t_1}{t_2}$;

$$\varphi_k = \frac{t_k - d}{t_k}。$$

按照①、②的计算, 筒体强度系数 φ 应取其较小值;

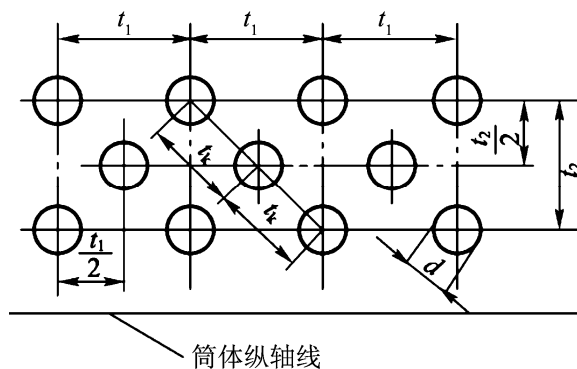


图 2.1(2) ①

③ 筒体上管孔直径相等的并排管孔，如图 2.1(2)③所示，如横向管距 t_2 小于 $t_1/2$ 时，筒体强度系数应以 $2\varphi_3$ 代替按本条(2)①中所算得的 φ_1 。 φ_3 按下式计算：

$$\varphi_3 = \frac{t_2 - d}{t_2}$$

横向管距 t_2 应为管板厚度中心面上的管孔距离。

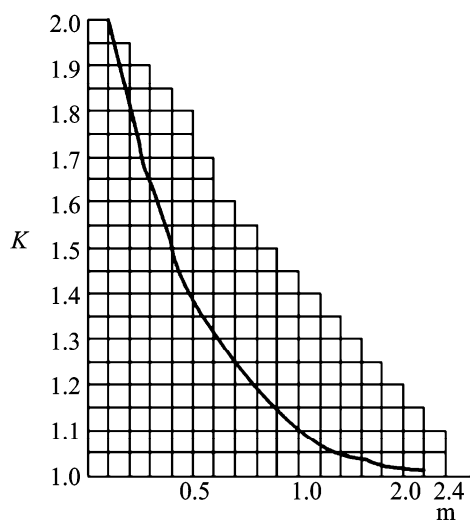


图 2.1(2) ②

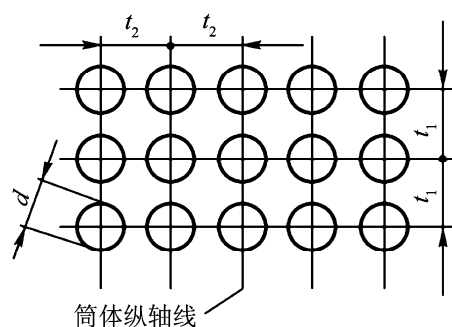


图 2.1(2) ③

2.2 如筒体上管孔直径相等，管距排列不相等，见图2.2，筒体强度系数 φ_1 应按下式计算：

$$\varphi_1 = \frac{t_1 + t'_1 - 2d}{t_1 + t'_1}$$

此时，所选用的 $t_1 + t'_1$ ，应使所算得的 φ_1 为最小，但在任何情况下， t'_1 应不大于 $2t_1$ 。

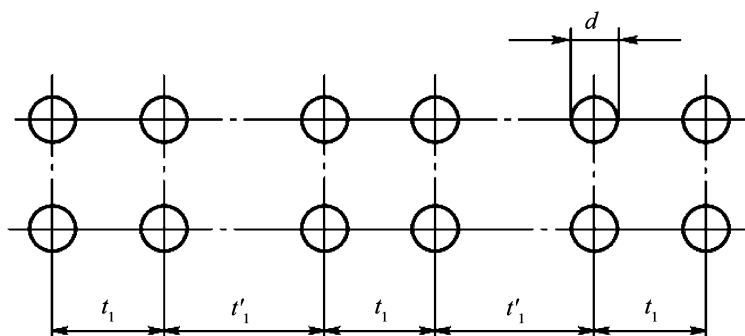


图 2.2

2.3 如筒体上管排中的管孔大小交错排列时, 则管孔直径按平均直径计算。

3 短管的补偿

3.1 在鼓筒或联箱上钻有焊接短管的管孔且短管焊装能符合开孔加强的规定时(见本章附录5中的1.3), 参于计算孔带强度的管孔直径可由当量直径代替, 当量直径 d_c 可按下式计算:

$$d_c = d - \frac{A}{\delta} \quad \text{mm}$$

式中: d ——管孔的实际直径, mm;

δ ——筒体厚度, mm;

A ——由短管提供管孔的补偿面积, mm^2 , 见图 3.1(1)或(2)(图中打影线的面积为补偿面积 A 的一半)。

图中: δ_1 ——短管实际厚度, mm;

δ_3 ——短管按本附录 9.1 规定所要求的最小厚度, mm;

$$h = \sqrt{d\delta_1}, \text{ mm}。$$

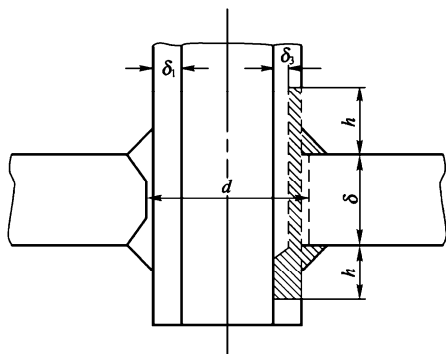


图 3.1(1)

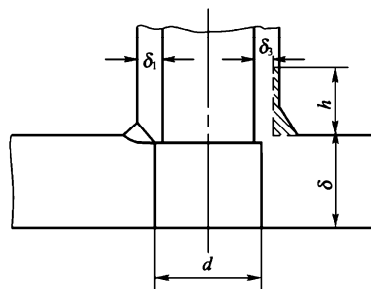


图 3.1(2)

3.2 短管材料在设计温度下的许用应力如小于筒体材料在设计温度下的许用应力时, 则由短管所提供的有效加强截面积应乘以前者和后者许用应力的比值进行修正。

4 球形壳体

4.1 承受内压力的球形壳体的最小厚度 δ 应按下列式计算:

$$\delta = \frac{pD_0}{4[\sigma]\varphi - p} + 0.75 \quad \text{mm}$$

式中: D_0 ——壳体内径, mm;

p ——设计压力, MPa, 按本章 5.1.3.1 确定;

$[\sigma]$ ——许用应力, N/mm^2 , 按本章 5.2.2.1 确定;

φ ——壳体强度系数, 按本章表 5.2.3.2 规定的焊缝强度系数选取。

壳体上有开孔时, 应按本章附录 5 中的 2.1~2.3 规定进行加强。

上述公式适用于当计算所得的厚度不大于 0.5 壳体内半径的情况。

5 凸形封头

5.1 凹面承受压力的椭球形、扁球形和球形封头见图 5.1(1)~(3), 其最小厚度 δ 应按下列式计算:

$$\delta = \frac{pD_1 y}{2[\sigma]\phi} + 0.75 \quad \text{mm}$$

式中: D_1 ——封头外径, mm;

p ——设计压力, MPa, 按本章 5.1.3.1 确定;

$[\sigma]$ ——许用应力, N/mm², 按本章 5.2.2.1 确定;

ϕ ——适用于焊缝的强度系数或筒体最小强度系数 (见本附录 2);

y ——形状系数, 按图 5.1(4) 选取;

对无孔封头可根据 δ/D_1 值和 H/D_1 值在实线曲线组内选取;

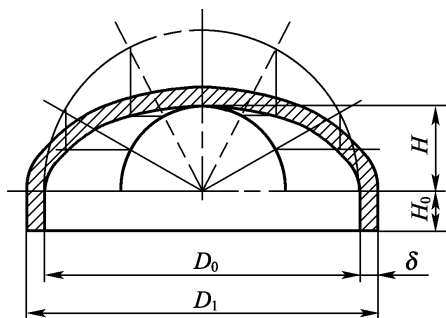
对开孔而未经加强的封头根据 $d/\sqrt{D_1\delta}$ 值和 H/D_1 值在虚线曲线组内选取,

其中: d ——封头最大开孔直径(椭圆孔按长轴计算), mm。

经有效加强的开孔, 其开孔系数可按本章附录 5 中的 2.1 计算。封头上的开孔位置和封头的结构应符合本附录 5.2 和 5.3 的规定。

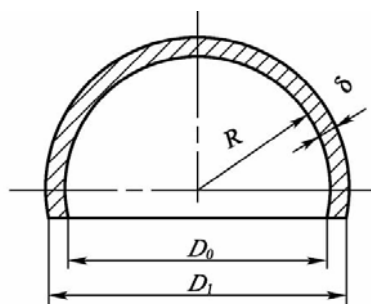
焊接的封头应按本章表 5.2.3.2 规定的焊缝强度系数考虑其减弱的影响。

封头与筒体对接时, 封头的直边部分的厚度, 应不小于按本附录 1.1 规定计算所得的不开孔的无缝筒体或焊接筒体(按其适用情况)的厚度。



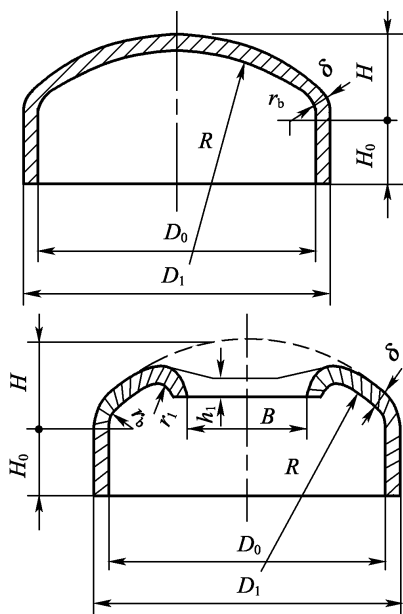
椭球形封头

图 5.1(1)



球形封头

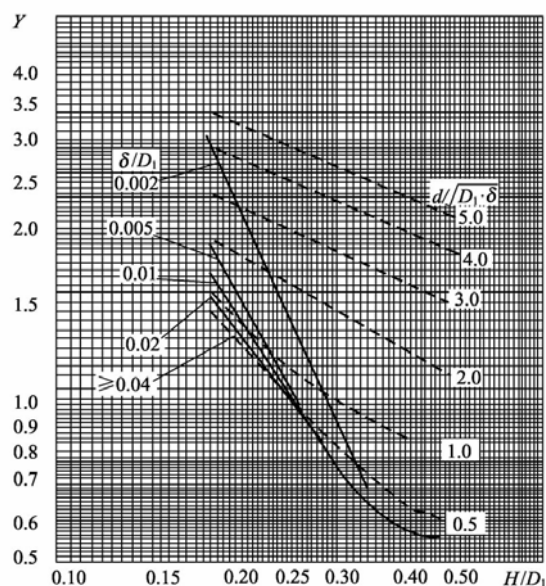
图 5.1(2)



扁球形封头

扁球形封头

图 5.1(3)



H/D_1

图 5.1(4)

5.2 椭球形和扁球形封头的开孔应符合下列规定, 见图5.2:

- (1) 开孔边缘至封头边缘之间的投影距离应不小于 $0.1D_1$;
- (2) 两相邻孔之间的投影距离应不小于小孔的直径。

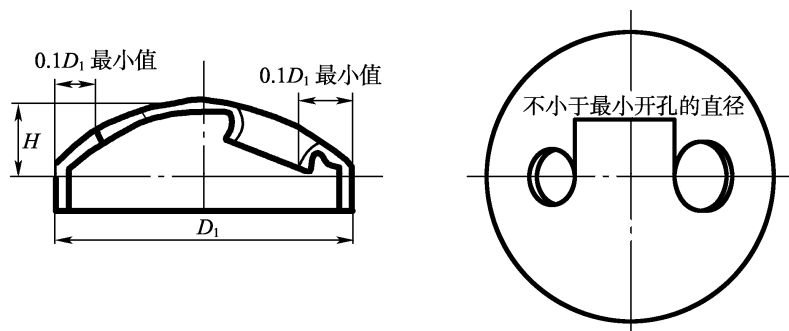


图 5.2

5.3 凸形封头的结构应符合下列规定:

- (1) 扁球形封头, 见图 5.1(3) :

$r_b \geq 0.1$ 或 $r_b \geq 3\delta$, 取大者;

$R \leq D_1$; $H \geq 0.18D_1$; $H_o \geq 2\delta$

- (2) 椭球形封头, 见图 5.1(1):

$H \geq 0.20D_1$; $H_o \geq 2\delta$

- (3) 椭球形、扁球形和球形封头上的人孔弯边(人孔弯边均不应作为开孔加强材料), 见图 5.1(3):

$h_1 \geq \sqrt{B\delta}$, B 为人孔短轴;

$r_1 = (1.5 \sim 2)\delta$

5.4 凸形封头的最小厚度应不小于5.0mm。

6 承受内压力的锥形封头

6.1 锥形封头或收缩截面分段的锥形封头的结构见图6.1(1)~(4)。

锥形封头或收缩截面分段锥形封头与筒体的连接以及收缩截面分段间的连接, 最好采用转折圆角过渡。或者, 当所连接两段之间的倾斜角 ψ 小于 30° 时, 亦可对接焊而不必转折圆角。

锥形封头可以用逐渐减薄的环段组成, 各环段的厚度由相应减小的直径来决定。

锥形封头或分段的最小厚度应按本附录 6.2 和 6.3 所规定的公式进行计算, 但在转折部分及其附近 L 长度范围内所取厚度应不小于与其相连接的分段厚度。

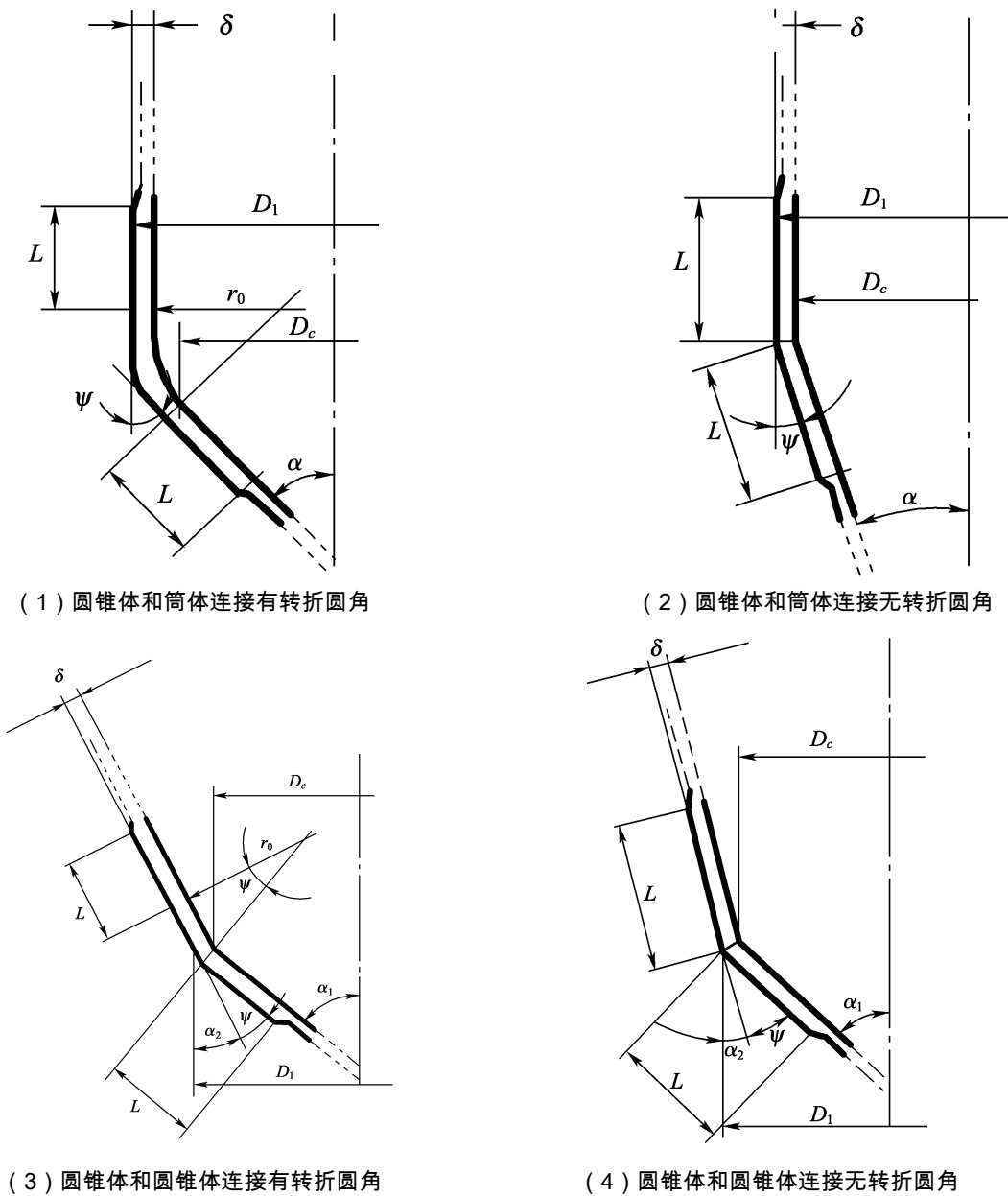


图 6.1

6.2 在筒体、锥形封头或分段的转折部分以及其相互连接的转折部分附近 L 长度范围内(见图6.1)的最小厚度 δ ,应按式计算:

$$\delta = \frac{pD_1K}{2[\sigma]\varphi'} + 0.75 \quad \text{mm}$$

式中: p ——设计压力, MPa; 按本章 5.1.3.1 确定;
 D_1 ——筒体、锥形封头或分段的外径, mm, 见图 6.1(1)~(4);
 φ' ——焊缝强度系数, 按本章表 5.2.3.2 选取, 但如周向焊缝位于离转折处或连接处距离不大于 L 时, φ' 应取 1.0; 否则 φ' 应选取适合于周向焊缝的强度系数;
 K ——因数, 见表 6.2;
 $[\sigma]$ ——许用应力, N/mm^2 ; 按本章 5.2.2.1 确定。

因数K 表 6.2

ψ	r_0/D_1	相应于 r_0/D_1 比值下的 K 值											
		0.01	0.02	0.03	0.04	0.06	0.08	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50

10°	0.70	0.65	0.60	0.60	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55
20°	1.00	0.90	0.85	0.80	0.70	0.65	0.60	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55
30°	1.35	1.20	1.10	1.00	0.90	0.85	0.80	0.70	0.65	0.55	0.55	0.55
45°	2.05	1.85	1.65	1.50	1.30	1.20	1.10	0.95	0.90	0.70	0.55	0.55
60°	3.20	2.85	2.55	2.35	2.00	1.75	1.60	1.40	1.25	1.00	0.70	0.55
75°	6.80	5.85	5.35	4.75	3.85	3.50	3.15	2.70	2.40	1.55	1.00	0.55

注: r_0 ——转折圆角内半径, mm, 对无转折圆角的结构, r_0 取 $0.01 D_c$ 。

本条所指的距离 L , 见图 6.1(1)~(4), 并应按下式计算:

$$L=0.5\sqrt{\frac{D_1\delta}{\cos\psi}} \quad \text{mm}$$

式中: ψ ——两个相连接的锥形分段斜度角, 见图 6.1。

6.3 与筒体或锥形分段相连接的锥形封头, 在从其连接处到距离为 L 长度范围以外部分的最小厚度 δ 应按下式计算:

$$\delta=\frac{pD_c}{2[\sigma]\varphi'-p}\times\frac{1}{\cos\alpha}+0.75 \quad \text{mm}$$

式中: D_c ——所计算的锥形分段或封头的内径, mm, 见图 6.1(1)~(4);

p ——锅炉设计压力, MPa, 按本章 5.1.3.1 确定;

φ' ——焊缝强度系数, 按本章表 5.2.3.2 规定选取;

$[\sigma]$ ——许用应力, N/mm^2 , 按本章 5.2.2.1 确定;

α ——相对容器中心轴的锥形分段的斜度角, 相当于图 6.1(1)~(4)中 α 、 α_1 、 α_2 , 如相对于容器中心轴的锥形分段斜度角大于 75° , 此板厚应按无牵条支撑的平板计算。

7 联箱

7.1 圆截面联箱筒体的最小厚度应按本附录 1.1 规定进行计算。

7.2 矩形截面联箱的最小厚度 δ 应不小于按下列两式计算所得之值:

(1) 联箱转角处的厚度:

$$\delta=\frac{p\sqrt{m^2+l^2}}{2.6[\sigma]}+\sqrt{\frac{4.5M_k p}{[\sigma]}} \quad \text{mm}$$

(2) 联箱平壁的厚度:

$$\delta=\frac{pl}{2.6[\sigma]\varphi}+\sqrt{\frac{4.5M_b p}{[\sigma]\varphi_1}} \quad \text{mm}$$

式中: p ——设计压力, MPa, 按本章 5.1.3.1 确定;

$[\sigma]$ ——许用应力, N/mm^2 , 按本章 5.2.2.1 确定;

m ——进行强度计算的联箱壁宽度的一半, mm;

l ——联箱另一壁宽度的一半, mm;

M_k ——联箱转角处的弯矩因子, mm^2 :

$$M_k=\frac{m^3+l^3}{3(m+l)}$$

M_b ——联箱壁上的弯矩因子, mm^2 , 负值按绝对值计算:

$$M_b = M_k - (m^2 - b^2)/2$$

b ——从减弱孔轴向中心线至联箱中心线之间的距离, mm , 见图 7.2(1);

φ 、 φ_1 ——强度系数:

$$\varphi = \frac{t-d}{t}$$

当 $\frac{d}{m} < 0.6$ 时, $\varphi_1 = \varphi$;

当 $\frac{d}{m} \geq 0.6$ 时, $\varphi_1 = 1 - 0.6 \frac{m}{t}$ 。

其中: t ——孔的中心距, mm ;

d ——联箱壁上圆孔的直径, mm 。如孔为椭圆时, $\varphi = \frac{t-d}{t}$ 中的 d 用椭圆孔沿联箱纵向尺寸 α 代

替; $\frac{d}{m}$ 中的 d 用椭圆孔沿联箱横向尺寸 c 代替, 见图 7.2(2)。

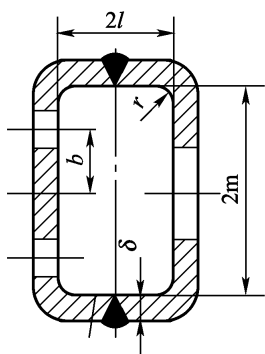


图 7.2 (1)

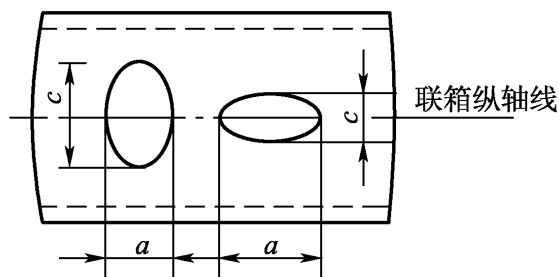


图 7.2 (2)

7.3 当联箱壁上的管孔与联箱中心线对称错排时, 见图7.3, 除按本附录7.1及7.2计算联箱壁厚外, 还应按下式计算斜拱处的厚度 δ :

$$\delta = \frac{pl}{2.6[\sigma]\varphi_k} + \sqrt{\frac{4.5M'_b p}{[\sigma]\varphi_k}} \quad \text{mm}$$

式中: $M'_b = \left[\frac{m^3 + l^3}{3(m+l)} - \frac{m^2}{2} \right] \cos \alpha$;

$$\varphi_k = \frac{t_k - d}{t_k};$$

α 、 t_k ——见图7.3;

其余符号与本附录7.2中相同。

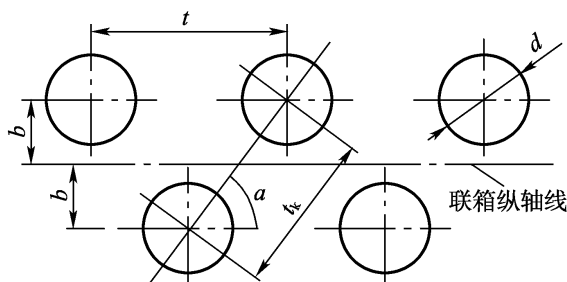


图 7.3

7.4 联箱转角处的半径 r ，见图7.2(1)，应不小于8mm，联箱壁为管孔所减弱时的强度系数 φ 、 φ_k ，一般应不小于0.325；联箱壁的最小厚度应不小于8mm，但对撬装管子的联箱厚度应不小于14mm。

7.5 在联箱壁上，应尽量避免在焊缝上开孔。管孔中心至焊缝边缘的距离一般应不小于管孔直径的0.9倍。

8 平封头

8.1 联箱上的平封头最小厚度 δ 应按下式计算：

$$\delta = CD \sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} + 0.75 \quad \text{mm}$$

式中： p ——设计压力，MPa，按本章 5.1.3.1 确定；

$[\sigma]$ ——许用应力，N/mm²，按本章 5.2.2.1 确定；

D ——筒体计算直径，mm。

c ——系数，按表 8.1 选取。

如为矩形平封头时，应按下列式计算所得的当量直径 D 作为计算直径：

$$D = a \sqrt{\frac{2}{1 + \left(\frac{a}{b}\right)^2}}$$

式中： a ——矩形封头的短边，mm；

b ——矩形封头的长边，mm；

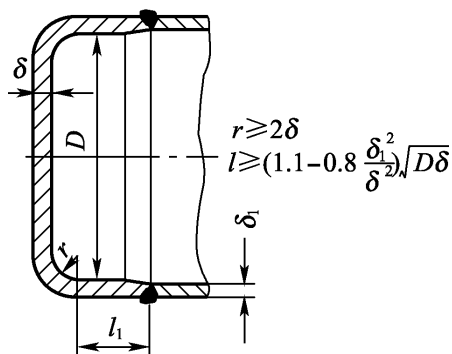


图 8.1(1)

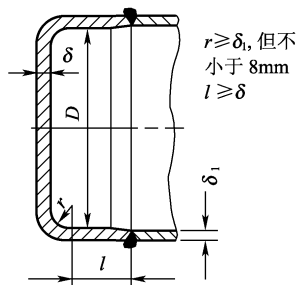


图 8.1(2)

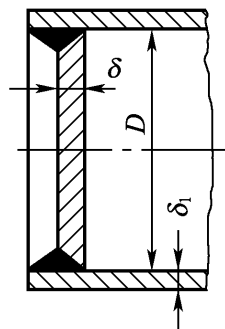


图 8.1(3)

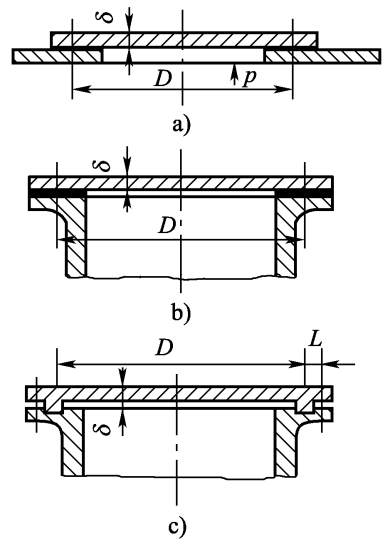


图 8.1 (4)

系数C表 8.1

封头型式	圆形平封头C	矩形平封头C
图8.1(1)	0.38	—
图8.1(2)	0.43	0.50
图8.1(3); (4) (a); (4) (b)	0.52	0.57
图8.1(4)(c)		
L/D = 0.05	0.57	—
L/D = 0.10	0.62	
L/D = 0.15	0.67	—

8.2 圆形平封头上如有开孔时，平封头的最小厚度应按本附录8.1，规定所算得的厚度增加12%。

9 承受内压力的锅炉管

9.1 承受内压力的锅炉管的最小厚度δ应按下式计算，但任何情况下应不小于本附录9.2的规定：

$$\delta=\frac{pD_1}{2[\sigma]+p}+0.75\quad\text{mm}$$

式中: D_1 ——管子外径，mm；
 p ——设计压力，MPa，按本章 5.1.3.1 确定；
 $[\sigma]$ ——许用应力，N/mm²，按本章 5.2.2.1 确定。

9.2 按照本附录9.1规定计算的锅炉管,在任何情况下均应不小于表9.2所规定的最小厚度，并应增加管子的负公差、管子弯管时的减薄量和在营运中可能发生的不正常腐蚀量。

锅炉管壁最小厚度(mm)表 9.2

管子外径 D_1	最小厚度	管子外径	最小厚度
$D_1 \leq 38$	1.75	$75 < D_1 \leq 95$	3.05
$38 < D_1 \leq 50$	2.16	$95 < D_1 \leq 100$	3.28
$50 < D_1 \leq 70$	2.40	$100 < D_1 \leq 125$	3.50
$70 < D_1 \leq 75$	2.67		

注：用于烟管锅炉和立式辅助锅炉承受内压力的水管，其最小壁厚应不小于 3mm。

附录2 卧式烟管锅炉强度计算

1 筒体

- 1.1 筒体壳板最小厚度应按本章附录1中1.1的规定进行计算。
- 1.2 筒体如由两段对接焊成时，则筒体上的纵焊缝应至少相互错开200mm。
- 1.3 干汽包与锅炉筒体采用直角焊接时，应采用双面坡口或单面坡口封底焊。

2 有支撑的平壁板

- 2.1 用焊装牵条或焊装牵条和弯边系固的平壁板，其最小厚度 δ 应按下式计算：

$$\delta = Ct \sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} + 0.75 \quad \text{mm}$$

式中： p ——设计压力，MPa，按本章 5.1.3.1 确定；

$[\sigma]$ ——许用应力，N/mm²，按本章 5.2.2.1 确定；

C ——系数，按表 2.1 选取；

t ——系固点的计算间距，mm。

系数C

表 2.1

序号	系固形式	系数 C ^②	
		不接触火	接触火
1	弯边或直角焊接 ^①	0.38	0.41
2	牵条，有垫圈加强，垫圈直径 ≥ 0.67 牵条间距	0.36	—
3	牵条，有垫圈加强，垫圈直径 > 3.5 倍牵条直径	0.38	—
4	牵条，无垫圈加强，双面焊接	0.40	0.44
5	牵条，无垫圈加强，单面焊接	0.42	0.46
6	牵条管	0.46	0.51
7	烟管(管群内)	0.55	0.61

注：① 参见本附录 3.1(2)、(3)和(4)。

② 如由两种或两种以上不同形式的系固点系固时，系数 C 应取相应系数的平均值。

(1) 牵条为规则排列时，见图 2.1(1)：

$$t = \sqrt{a^2 + b^2}$$

(2) 牵条为不规则排列时，或牵条与弯边之间的区域：通过 3 个系固点绘圆，圆心应位于 3 个系固点所联成的三角形之内， $t=d$ ，见图 2.1(2)。

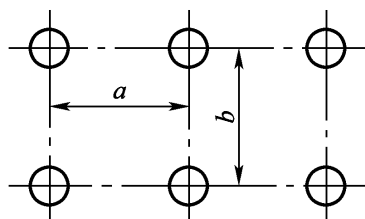


图 2.1 (1)

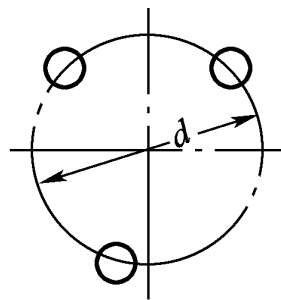


图 2.1 (2)

2.2 管群区域平管板的最小厚度 δ 应按下式计算:

$$\delta = Ct \sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} + 0.75 \quad \text{mm}$$

式中: p ——设计压力, MPa, 按本章 5.1.3.1 确定;

$[\sigma]$ ——许用应力, N/mm^2 , 按本章 5.2.2.1 确定;

C ——系数, 按本表 2.1 选取, 系固形式见图 4.2(烟管)和图 5.2(牵条管);

t ——牵条管或烟管的平均间距, mm;

(1) 管群区有焊装牵条管而烟管胀接于管板上时, t 为固管板的牵条管平均间距(从管子中心作四边形), 取四边总长的 1/4;

(2) 管群区无牵条管而烟管全部焊装于管板上时, t 为烟管的平均间距。

在任何情况下, 管板的最小厚度应不小于下列数值:

(1) 管子焊装于管板上时为 10mm;

(2) 管子胀接于管板上时为 14mm, 但设计压力不超过 0.78MPa 的辅助锅炉可为 12mm。

2.3 管群间的宽间距和管群周围平壁板的最小厚度 δ 应按下式计算:

(1) 宽间距:

$$\delta = Ct \sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} + 0.75 \quad \text{mm}$$

(2) 管群周围的平壁板:

$$\delta = Cd \sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} + 0.75 \quad \text{mm}$$

式中: p ——设计压力, MPa, 按本章 5.1.3.1 确定;

$[\sigma]$ ——许用应力, N/mm^2 , 按本章 5.2.2.1 确定;

C ——系数, 按表 2.1 选取, 牵条管的系固形式见图 5.2(1)和(2);

$$t = \sqrt{a^2 + b^2} \quad \text{mm};$$

a ——牵条管的水平间距, mm;

b ——牵条管的垂直间距, mm;

d ——通过牵条管和弯边或通过牵条管和牵条或通过牵条管、牵条和弯边 3 个系固点所作圆的最大直径, mm; 圆心应位于 3 个系固点所组成的三角形内。

2.4 管板由烟管所提供的支撑仅算至连接烟管外边所形成的连接线, 但如边排烟管的外侧离弯边系固点之间的距离小于按本附录 2.5 规定计算所得的弯边支撑宽度限时, 边排上的管子可不装牵条管。

2.5 与烟筒、炉胆或壳板相连接的平壁板, 从系固点(见本附录 3)起至按下式计算所得的宽度限 b 范围内, 可视为被所连接的烟筒、炉胆或壳板所系固:

$$b = \frac{C(\delta - 1)}{\sqrt{p}} \quad \text{mm}$$

式中: p ——设计压力, MPa, 按本章 5.1.3.1 确定;

δ ——平壁板厚度, mm;

$C=9.7$ ——用于不接触火焰部分;

$C=9.1$ ——用于接触火焰部分。

如不弯边的平壁板直接与烟筒、炉胆或壳体相焊接, 且在结构上难以保证全焊透时, 上述系数 C 应分别取为:

$C=7.5$ ——用于不接触火焰部分;

$C=7.1$ ——用于接触火焰部分。

2.6 燃烧室管板的最小厚度 δ 除按本附录 2.2 和 2.3 规定进行计算外, 还应根据燃烧室顶板上所承受的载荷, 按下式核算抗压强度:

$$\delta = \frac{pLt}{193(t-d)} \quad \text{mm}$$

式中: p ——设计压力, MPa, 按本章 5.1.3.1 确定;

L ——燃烧室顶部沿锅炉纵向的长度, 量自管板至背板的内侧长度, mm;

t ——烟管中心的水平间距, mm;

d ——管孔直径, mm。

2.7 管板上烟管间的最小中心间距 t 应按下式计算:

胀接管:

$$t = 1.125d + 12.5 \quad \text{mm}$$

焊接管:

$$\text{进口烟气温} \leq 800^{\circ}\text{C 时, } t = 1.125d + 7 \quad \text{mm}$$

$$\text{进口烟气温} > 800^{\circ}\text{C 时, } t = 1.125d + 9 \quad \text{mm}$$

式中: d ——烟管外径, mm。

2.8 连接筒体壳板的弯边平端板, 弯边内半径应不小于 1.75 倍板厚, 但最小为 38mm。

燃烧室管板或平壁板弯边与围板连接时, 弯边内半径应不小于板的厚度, 但最小为 25mm。

3 系固点

3.1 支撑锅炉平壁板的系固点应符合如下规定:

(1) 长、短牵条、牵条管、焊装烟管(仅指管群内)和弯边可作为系固点;

(2) 弯边系固点:

① 锅炉平壁板弯边的内弯曲半径等于或小于壁厚 2.5 倍时, 以弯边起点作为系固点;

② 锅炉平壁板弯边的内弯曲半径大于壁厚的 2.5 倍时, 则以弯边内表面量至 2.5 倍壁厚处作为系固点;

(3) 炉胆与前封头连接为直角焊时, 则以炉胆外表面作为系固点;

(4) 胀接的烟管、人孔或手孔的弯边不应作为系固点。

3.2 牵条、牵条管、焊装烟管作为拉撑件应尽量均匀布置, 使被拉撑的面积尽量相等。

3.3 拉撑件所支撑的面积 A , 等于被拉管板上系固点中位线所包围的面积, 系固点中位线为距相

邻系固点等距离的连线,可近似取为相邻三个或三个以上系固点的切圆中心和相邻两个系固点的中点的连线,如图3.3所示。对于牵条、牵条管和普通烟管,还应将上述所画面积减去这些元件所占的面积作为支撑面积;而对于斜拉杆,则不减去其所占的面积。

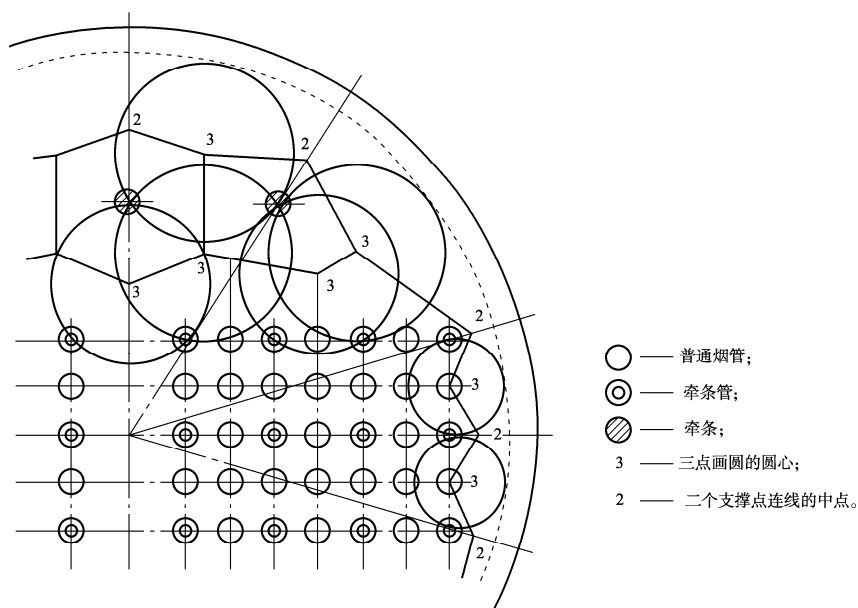


图 3.3

4 烟管

4.1 烟管的最小厚度 δ 应按下式计算或按表4.1选取,但任何情况下均应不小于3mm。

$$\delta = \frac{pd_1}{69} + 2 \quad \text{mm}$$

式中: p ——设计压力, MPa, 按本章 5.1.3.1 确定;

d_1 ——烟管外径, mm。

烟管管壁最小厚度

表 4.1

管子外径 (mm)	管 壁 厚 度(mm)				
	3	3.2	3.5	4.0	5.0
	设 计 压 力(MPa)				
38	1.76				
44.5	1.52	1.81			
51	1.32	1.57	2.01		
57	1.18	1.42	1.77		
63.5	1.08	1.28	1.62	2.16	
70	0.98	1.18	1.47	1.96	
76	0.88	1.08	1.32	1.77	
83	0.78	0.98	1.23	1.62	
89		0.88	1.13	1.52	2.3

4.2 烟管的安装可采用胀接或焊装于管板上, 烟管焊装于管板上时, 应符合图4.2的规定。

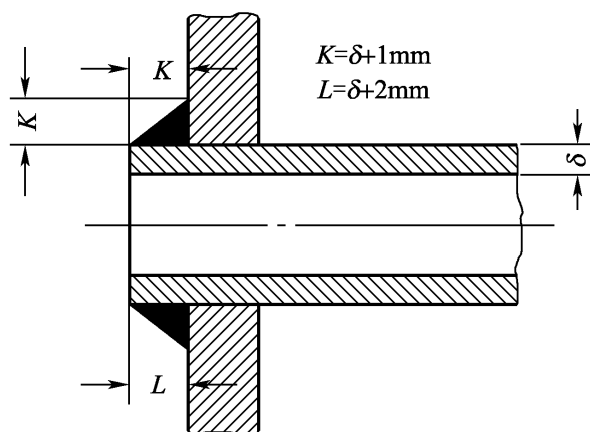


图 4.2

5 牵条管

5.1 支撑管板的焊装牵条管的截面积 F 应按下式计算, 但在任何情况下牵条管的厚度应不小于3.5mm。

$$F = \frac{pA}{[\sigma]} \quad \text{mm}^2$$

式中: p ——设计压力, MPa, 按本章 5.1.3.1 确定;

A ——由一根牵条管支撑点中位线所围的面积与牵条管截面积之差, mm^2 ;

$[\sigma]$ ——许用应力, 取 67N/mm^2 。

5.2 牵条管焊装于管板上的结构, 应符合图5.2(1)或(2)的规定。

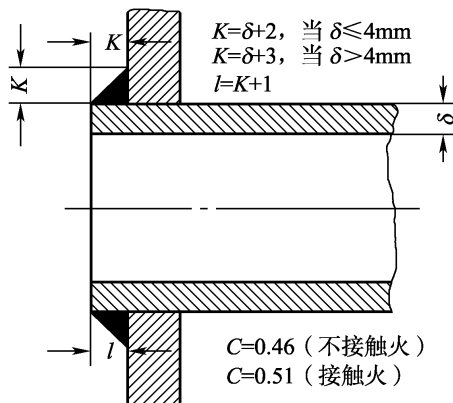


图 5.2(1)

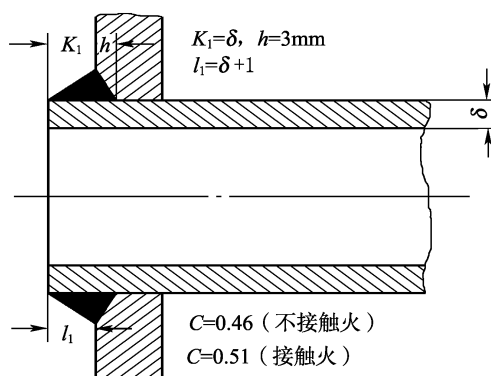


图 5.2(2)

图 5.2

6 牵条

6.1 支撑平壁板的焊装牵条的最小截面积 F 应按下式计算:

$$F = \frac{pA}{[\sigma]} \quad \text{mm}^2$$

式中: p ——设计压力, MPa, 按本章 5.1.3.1 确定;

A ——1 根牵条所支撑的最大面积, mm^2 ;

$[\sigma] = \frac{R_m}{5.3} \text{ N/mm}^2$, 用于长牵条;

其中: $[\sigma] = \frac{R_m}{5.3} \text{ N/mm}^2$, 用于短牵条;

R_m ——材料抗拉强度, N/mm^2 。

6.2 焊装牵条的结构型式应符合图6.2(1)、(2)(用于长牵条)和(3)(用于短牵条)的规定。

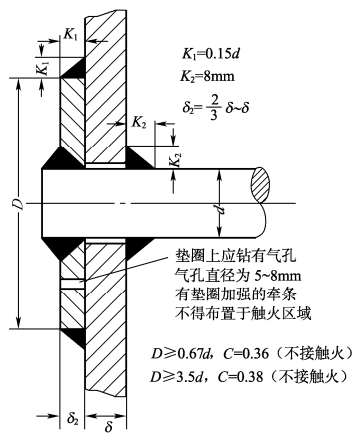


图 6.2 (1)

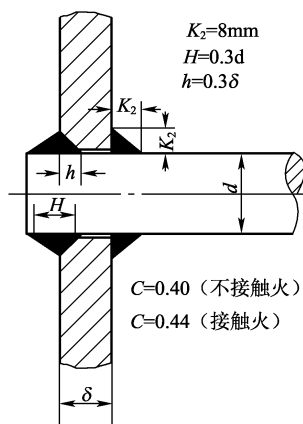


图 6.2 (2)

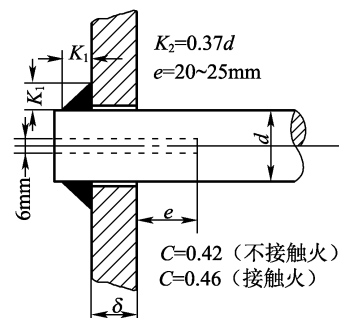


图 6.2 (3)

6.3 牵条与平管板及筒体按图6.3的结构连接时, 插入平管板的端头焊接结构型式应符合6.2的规定, 牵条的最小截面积 F 应按下式计算:

$$F = \frac{PA}{[\sigma] \sin \alpha} \quad \text{mm}^2$$

式中: α ——牵条与平管板之间的夹角, ($^\circ$), 不小于 60; 其他符号与 6.1 相同。

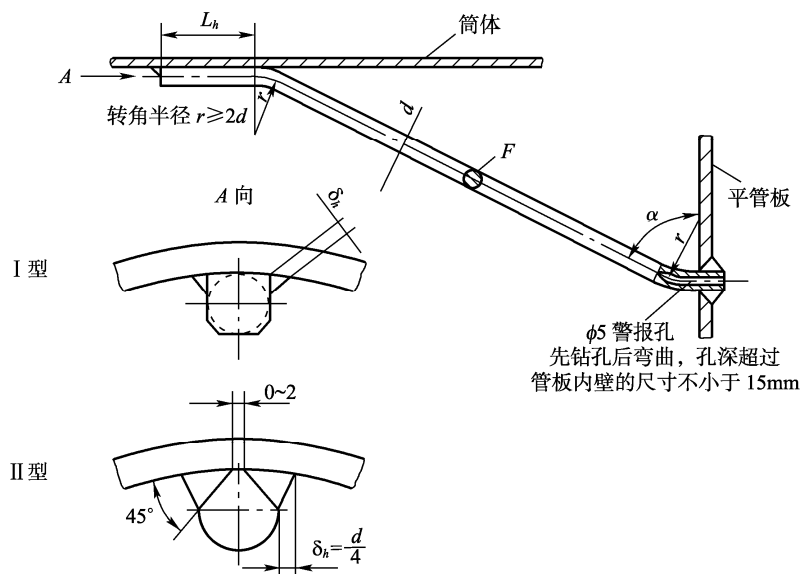


图 6.3

6.4 图6.3中, 牵条与筒体连接的焊缝厚度 δ_h , 对于 I 型焊缝应满足下列要求:

$$\delta_h \geq \frac{125F}{2L_h}$$

式中: F ——牵条最小截面积, mm^2 ;

L_h ——焊缝长度, mm;

任何情况下, 焊缝厚度 δ_h 不应小于 10mm。

对于 II 型焊缝, 厚度 δ_h 取为 $d/4$, 焊缝长度 L_h 应满足下式要求:

$$L_h \geq \frac{250F}{d}$$

式中: F ——牵条最小截面积, mm^2 ;
 d ——牵条直径, mm。

7 炉胆

7.1 波形炉胆的最小壁厚 δ 应按下列式计算:

$$\delta = \frac{pD}{106} + 0.75 \quad \text{mm}$$

式中: p ——设计压力, MPa, 按本章 5.1.3.1 确定;
 D ——炉胆波形底部外径, mm。

7.2 平炉胆或燃烧室底部的筒形围板的最小壁厚 δ 应按下列二式计算, 取大者:

$$(1) \quad \delta = \sqrt{\frac{pD(L+610)}{10300}} + 0.75 \quad \text{mm};$$

$$(2) \quad \delta = \frac{KpD + 0.34L}{110} + 0.75 \quad \text{mm}。$$

式中: p ——设计压力, MPa, 按本章 5.1.3.1 确定;

L ——平炉胆或燃烧室底部筒形围板两系固点间的最大长度, mm, 炉胆加强环的横向中心截面线、后管板的弯边起点和前管板的直角焊缝处, 均作为炉胆计算长度的系固点;

D ——平炉胆外径或燃烧室底部筒形围板外曲率半径的 2 倍, mm;

$$K = \frac{X}{[R_{eH}^T]};$$

X ——材料等级为 400N/mm^2 的碳钢或碳锰钢, 在设计压力下的饱和蒸汽温度加 90°C 时 0.2% 条件的规定非比例延伸强度, N/mm^2 ;

$[R_{eH}^T]$ ——实际使用材料在设计压力下的饱和蒸汽温度加 90°C 时的屈服强度或 0.2% 条件的规定非比例延伸强度, N/mm^2 。

7.3 平炉胆或波形炉胆的壁厚在任何情况下均应不小于 8mm 和不大于 22mm。

7.4 平炉胆的分段如用加强环连接时, 每一分段的计算长度一般应不超过 1000mm。加强环可由两个半圆环对接焊成; 环的弯曲半径 $R=(3\sim4)\delta$, 中间平直部分的长度 $l=2\delta$, 见图 7.4。

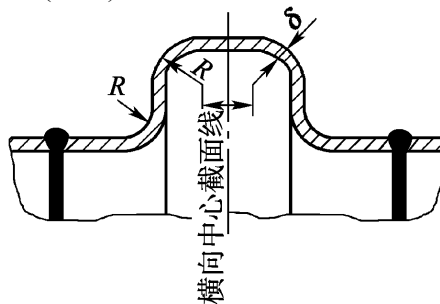


图 7.4

8 燃烧室顶板和顶板支梁

8.1 燃烧室顶板及其焊装支梁, 见图8.1, 应符合下列规定:

- (1) 顶板支梁的间距 t 一般应不小于顶板厚度 δ 的 10 倍, 但不大于 25 倍;
- (2) 支梁的厚度 δ_1 应不小于 δ ;
- (3) 边缘支梁距围板圆角起点的距离 K 应不大于 t ;
- (4) 支梁长度应等于燃烧室顶部的长度 L ;
- (5) 支梁在顶板焊缝处应做成半圆形的切口, 或将焊缝的突起部分磨平;
- (6) 两侧燃烧室顶板应各向外侧倾斜不小于 4° 。

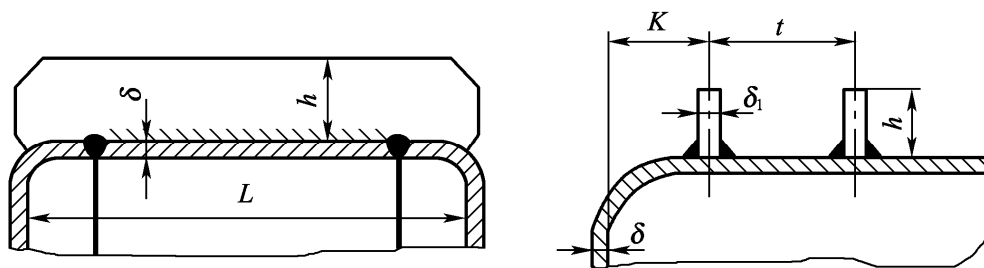


图 8.1

8.2 用焊装支梁加强的燃烧室顶板的最小厚度 δ 应按下列公式计算:

$$\delta = 0.56 t \sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} + 0.75 \quad \text{mm}$$

式中: p ——设计压力, MPa, 按本章 5.1.3.1 确定;

t ——支梁的间距, mm;

$[\sigma]$ ——许用应力, N/mm^2 , 按本章 5.2.2.1 确定。

8.3 燃烧室顶板的焊装支梁的最小高度 h 应按下列公式计算:

$$h = \frac{L}{0.68} \sqrt{\frac{pt}{\delta_1 R_m}} \quad \text{mm}$$

式中: p ——设计压力, MPa, 按本章 5.1.3.1 确定;

t ——支梁间距, mm;

R_m ——支梁钢材抗拉强度, N/mm^2 ;

L ——燃烧室顶部量自管板至背板的内侧长度, mm;

δ_1 ——支梁厚度, mm。

附录3 立式小型辅助锅炉和废气锅炉强度计算

1 筒体

1.1 立式小型辅助锅炉的壳板厚度,应按本章附录1中1.1的规定进行计算,但不应小于5mm。

2 承受内压力的凸形封头

2.1 无支撑加强,凹面承受压力的椭球形、扁球形或半球形封头的最小壁厚,应按本章附录1中5.1的规定确定。封头的结构和开孔应符合本章附录1中5.2和5.3的规定。

2.2 凹面承受压力、中部有烟筒支撑的扁球形封头,其最小壁厚 δ 应按下式计算:

$$\delta = \frac{pR}{1.3[\sigma]} + 0.75 \quad \text{mm}$$

式中: p ——设计压力, MPa, 按本章 5.1.3.1 确定;

R ——封头的曲率内半径, mm;

$[\sigma]$ ——许用应力, N/mm^2 , 按本章 5.2.2.1 确定。

3 平顶板

3.1 中部有烟筒支撑的锅炉平顶板的最小壁厚 δ 应按下式计算:

$$\delta = Cd\sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} + 0.75 \quad \text{mm}$$

式中: p ——锅炉设计压力, MPa, 按本章 5.1.3.1 确定;

$[\sigma]$ ——许用应力, N/mm^2 , 按本章 5.2.2.1 确定;

d ——通过两弯边系固点所绘圆的最大直径, mm;

C ——系数, 不接触火焰取 0.47, 接触火焰取 0.51。

4 管板

4.1 立式横烟管锅炉的平管板的最小厚度 δ ,除按照本章附录2中2.2至2.6的规定进行计算外还应按下式计算,取大者:

$$\delta = \frac{2pDt}{R_m(t-d)} + 0.75 \quad \text{mm}$$

式中: p ——锅炉设计压力, MPa, 按本章 5.1.3.1 确定;

D ——锅炉筒体中心至管板外排管列的管孔中心径向距离的2倍, mm;

t ——管孔中心垂向距离, mm;

d ——管孔直径, mm;

R_m ——管板材料抗拉强度, N/mm^2 。

5 管板水平架

5.1 立式横烟管锅炉管板的水平架,应按下列要求设置角撑数:

(1) 燃烧室管板(后管板)最少角撑数:

1个,当 $255000 < K \leq 350000$;

2个,当 $350000 < K \leq 420000$;

3 个, 当 $K > 420000$ 。

(2) 烟箱管板(前管板)最少角撑数:

1 个, 当 $250000 < K \leq 470000$;

2 个, 当 $K > 470000$ 。

系数 K 按下式计算:

$$K = \frac{10.2ADp}{\delta}$$

式中: A ——管板水平架的最大宽度, 量自壳板内侧至管板外侧, mm;

D ——壳板内径, mm;

p ——设计压力, MPa, 按本章 5.1.3.1 确定;

δ ——管板厚度, mm。

5.2 连接管板两侧的筒体壳板, 应按筒体公式计算的厚度增加1.6mm。对在管板水平架上未装设角撑的锅炉, 上述筒体壳板的上部和下部环缝(管板部分不计在内)处应能承受锅炉端部的全部载荷, 相对于材料最低抗拉强度的安全系数取4.5。

5.3 立式炉胆或烟筒的最小厚度 δ 应按下式计算, 取大者:

$$(1) \delta = \sqrt{\frac{pD(L+610)}{10300}} + C \quad \text{mm}$$

$$(2) \delta = \frac{KpD + 0.34L}{110} + C \quad \text{mm}$$

式中: p ——设计压力, MPa, 按本章 5.1.3.1 确定;

D ——炉胆筒体或烟筒的外径, mm, 如炉胆筒体为锥形, 则 D 应取炉胆计算长度 L 中点处的外径;

L ——炉胆筒体或烟筒的计算长度, mm, 系指炉胆筒体或烟筒上、下两系固点之间的长度。炉胆下端以其与炉体或 U 形环连接处为系固点, 上端以炉胆顶板弯边开始点以上 $0.4H$ 处为系固点 (H 为顶板高度), 如炉胆筒体受周向规则排列的牵条系固, 且牵条的横向间距不大于 14δ , 牵条直径不小于 2.25δ , 则此列牵条可作为炉胆筒体计算长度中的一个系固点;

C ——附加厚度:

$C=2$ mm——用于炉胆;

$C=4$ mm——用于烟筒;

$$K = \frac{X}{[R_{eH}^T]};$$

符号 X 、 $[R_{eH}^T]$ 与本章附录 2 中 7.2 相同。

6 半球形炉胆

6.1 凸面承受压力无支撑半球形炉胆的最小厚度 δ 应按下式计算:

$$\delta = \frac{KpR}{61} + 0.75 \quad \text{mm}$$

式中: p ——设计压力, MPa, 按本章 5.1.3.1 确定;

R ——炉胆曲率外半径, mm;

$$K = \frac{X}{[R_{eH}^T]};$$

符号 X 、 $[R_{eH}^T]$ 与本章附录 2 中 7.2 相同。

7 凸面承受压力的扁球形炉胆封头

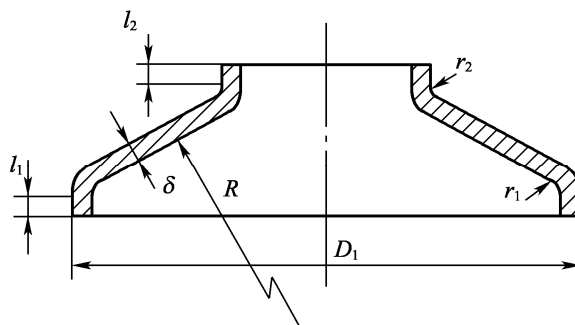
7.1 凸面承受压力，中部有烟筒支撑的立式炉胆封头(见图7.1)，其最小壁厚 δ 应按下列式计算：

$$\delta = \frac{pR}{[\sigma]} + 0.75 \quad \text{mm}$$

式中： p ——设计压力，MPa，按本章 5.1.3.1 确定；

R ——封头曲率外半径，mm；

$[\sigma]$ ——许用应力，N/mm²，按本章 5.2.2.1 确定。



$$R < D_1;$$

$$r_1 > 4\delta, \text{ 且 } > 50\text{mm};$$

$$r_1 > 2\delta, \text{ 且 } > 25\text{mm};$$

$$r_2, l_1 \text{ 和 } l_2, \text{ 对焊接结构 } > 2\delta.$$

图 7.1

7.2 凸面承受压力的无牵条支撑的扁球形立式炉胆封头，其最小厚度 δ 应按下列式计算，但任何情况下应不小于本附录 5.3 中计算所得厚度：

$$\delta = \frac{KpR}{66} + 0.75 \quad \text{mm}$$

式中： δ ——炉胆封头最小厚度，mm；

p ——设计压力，MPa，按本章 5.1.3.1 确定；

R ——封头曲率外半径，mm；

$$K = \frac{X}{[R_{eH}^T]}$$

符号 X 、 $[R_{eH}^T]$ 与本章附录 2 中 7.2 相同。

8 炉胆底环

8.1 连接炉胆底部和锅炉筒体，并承受炉胆上全部垂向载荷的底环(见图8.1)，其最小厚度 δ 应按下列式计算：

$$\delta = \sqrt{\frac{pD(D-d)}{990}} + 0.75 \quad \text{mm}$$

式中： p ——设计压力，MPa，按本章 5.1.3.1 确定；

D ——锅炉筒体内径，mm；

d ——炉胆与底环接缝处的外径，mm。

8.2 U形底环(见图8.2)，其最小厚度应按本附录8.1规定计算的厚度增加20%。

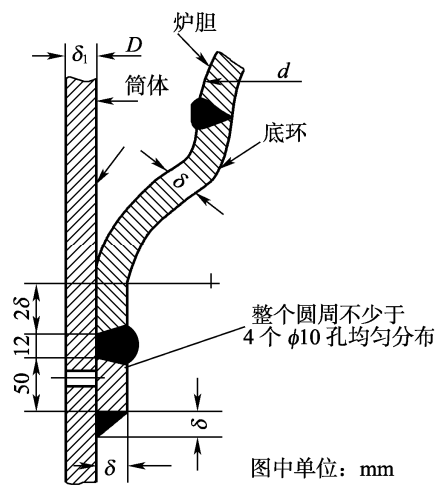


图 8.1

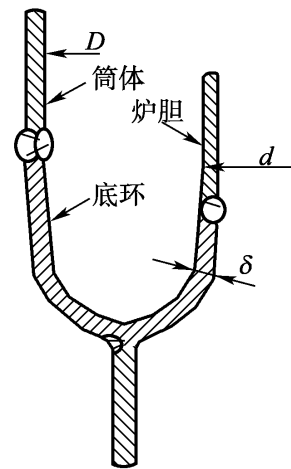


图 8.2

附录4 座板和接管

1 座板

1.1 锅炉和压力容器上连接附件的座板应有足够的厚度，使连接附件的螺栓旋入座板时不致触及筒体，螺栓的旋入深度应不小于螺栓直径。

座板与筒体间应保持贴合。

2 接管

2.1 直接焊装在锅炉和压力容器上的接管，其最小厚度 δ 应不小于本章附录1中9.1规定，并应考虑由于承受弯曲、质量和振动而增加必要的厚度，但应不小于：

$$\delta = 0.015D + 3.2 \quad \text{mm}$$

式中： D ——接管外径，mm。

2.2 接管的厚度一般不必大于筒体厚度。

用螺纹连接的接管，接管厚度应为螺纹根部的厚度。

附录5 开孔和加强

1 圆筒体

1.1 圆筒体上的任何开孔,包括人孔、手孔、接管或短管的开孔和胀管的管孔,如超过本附录1.2中公式所算得的尺寸时,均应按本附录1.3的规定进行加强。

1.2 不需加强的最大开孔直径 d 应按下式计算,但最大应不超过200mm。

$$d = 8.1 \sqrt[3]{D_1 \delta (1 - K)} \quad \text{mm}$$

式中: δ ——圆筒体壳板的实际厚度,mm;

D_1 ——圆筒体外径,mm;

$$K = \frac{p D_1}{1.82 [\sigma] \delta}, \text{ 但不大于 } 0.99;$$

p ——设计压力,MPa,按本章5.1.3.1确定;

$[\sigma]$ ——许用应力, N/mm^2 ,按本章5.2.3.2确定。

椭圆孔如长轴按纵向布置时,则长轴作为开孔直径;如短轴按纵向布置时,则长轴和短轴的平均值作为开孔直径。

1.3 直径超过按本附录1.2计算的筒体开孔的加强可见图1.3(1)、(2)、(3),其中图1.3(1)为用接管加强或加强环加强,图1.3(2)为用复板加强,图1.3(3)为用接管或加强环和复板联合加强,如有效加强截面积大于或等于开孔需加强截面积时,此加强即为有效。

(1) 有效加强截面积的一半见图1.3(1)~(3),应分别取下列有关截面积的总和:

① 筒体的富余厚度 $\times$ 有效宽度,即 $A_1 = (\delta - \delta_0)B \quad \text{mm}^2$;

② 复板厚度 $\times$ 有效宽度,即 $A_2 = \delta_2 \times B \quad \text{mm}^2$;

③ 接管或加强环的富余厚度 $\times$ 有效高度,即 $A_3 = (\delta_1 - \delta_3)h_1 \quad \text{mm}^2$;

④ 接管或加强环在筒体内侧的截面积,即 $A_4 = \delta_1 \times h_2 \quad \text{mm}^2$ 。

(2) 开孔需加强的截面积的一半,为:

$$\frac{d_1 \delta_0}{2} \quad \text{mm}^2$$

(3) 本条(1)和(2)中的符号说明如下:

δ ——筒体的实际厚度,mm;

δ_0 ——按本章附录1中1.1的规定,筒体强度系数 $\phi=1$ 时,所算得的厚度,mm;

δ_1 ——接管或加强环的实际厚度,mm;

δ_2 ——复板的厚度,mm;

δ_3 ——按本章附录1中9.1的规定所算得的接管厚度,mm;

d_1 ——接管或加强环内径,mm;

$B = \sqrt{D_0 \delta}$, 但不大于 $0.5d_1$, mm;

$h_1 = 0.8 \sqrt{d_1 \delta_1}$, mm;

h_2 ——凸出于筒体内侧的有效高度,取实际凸出高度,但不大于 h_1 , mm;

D_0 ——筒体内径,mm。

(4) 本条(1)中,如接管、加强环或复板的许用应力小于筒体的许用应力时,其有效加强截面积应乘以前者和后者许用应力的比值进行修正。

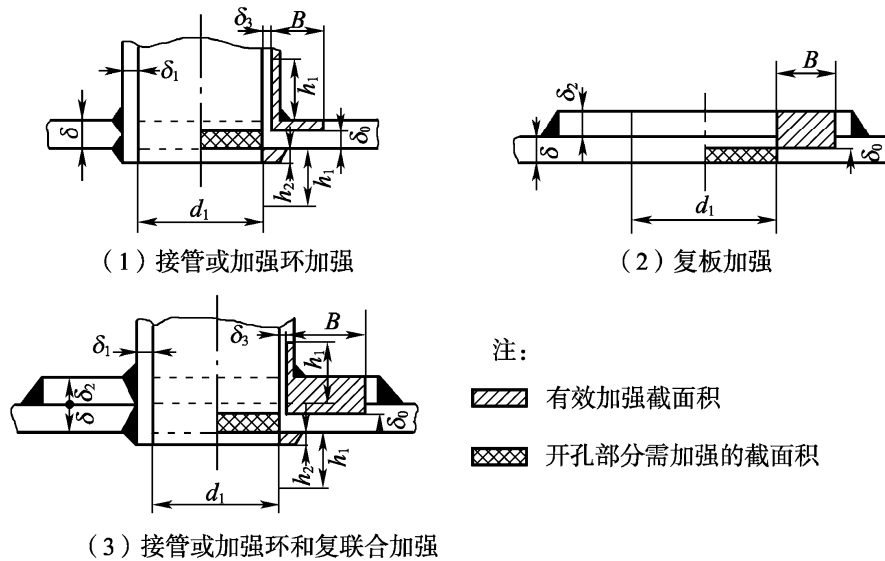


图 1.3

2 凸形封头

2.1 凸形封头上的开孔经有效加强后,按本章附录1中5.1的规定计算开孔系数 $d/\sqrt{D_1\delta}$ 时,其中的 d 应以当量开孔直径 d' 代替,并按下式计算:

$$d' = d - \frac{A}{\delta} \quad \text{mm}$$

式中: d ——凸形封头上的实际开孔直径, mm;

A ——有效加强截面积, mm^2 ,按本附录 2.2 的规定计算,加强材的外缘,应位于离凸形封头外圆 $0.1D$ 范围之内,加强材的焊装应符合本附录 2.3 的规定。

2.2 凸形封头上的开孔可用接管、加强环或复板加强,或采用加强环和复板联合加强,见图2.2(1)。有效加强截面积 A 的计算,为下列各加强截面积的总和:

- (1) 复板厚度×有效宽度,即 $A_1=2\delta_2B \quad \text{mm}^2$;
- (2) 接管或加强环的富裕厚度×有效高度,即 $A_2=2(\delta_1-\delta_3)h_1 \quad \text{mm}^2$;
- (3) 接管或加强环凸出于封头内侧的有效高度×厚度,即 $A_3=2h_2\delta_1 \quad \text{mm}^2$ 。

式中: B ——有效宽度, $B \leq \sqrt{2R\delta}$ 或 $B \leq 0.5d$ mm, 取小者;

R ——对扁球形封头为球面部分的内半径, mm, 对椭球形封头为通过开孔中心的子午线在开孔中心处的曲率内半径,可按下式计算:

$$R = \frac{[a^4 - x^2(a^2 - b^2)]^{3/2}}{a^4b} \quad \text{mm}$$

a 、 b 和 x 见图 2.2(2);

h_1 ——有效高度, $h_1=1+\delta+\delta_2$, mm;

h_2 ——有效高度, $h_2=1+\sqrt{d \cdot \delta_1}$, mm;

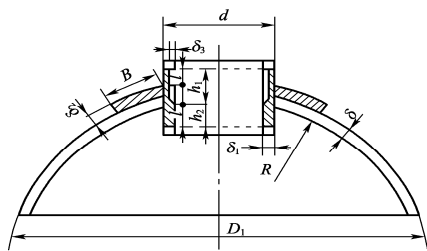
δ ——凸形封头厚度, mm;

δ_1 ——接管或加强环厚度, mm;

δ_2 ——复板厚度, mm;

δ_3 ——按本章附录 1 中 1.1 的规定所要求的最小厚度, mm。

凸形封头开孔的加强材料,在设计温度下的许用应力如小于封头材料在设计温度下的许用应力时,则加强材料的有效截面应乘以前者和后者许用应力的比值进行修正。



注: 有效加强截面积

图 2.2(1)

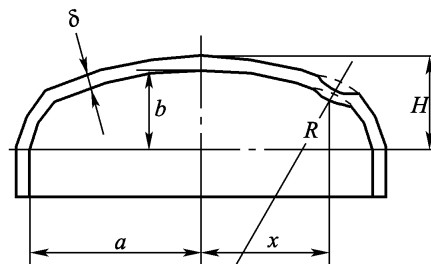


图 2.2(2)

2.3 可作为开孔加强的焊接结构见图2.3; 其他形式的焊接结构,如焊接强度相当时亦可使用。

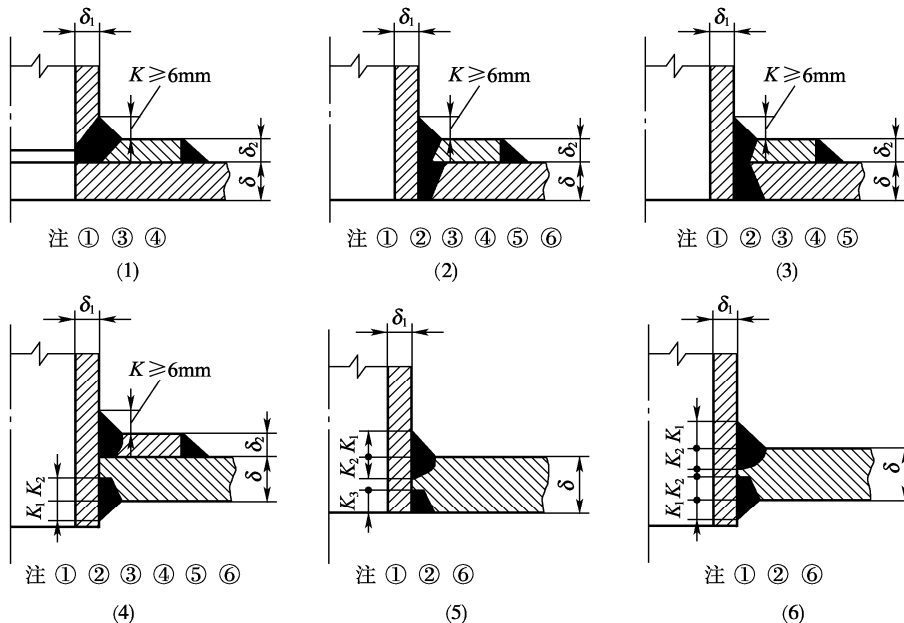


图 2.3

- 注: ① 接管或加强环的厚度小于等于 10mm 时, δ_1/δ 的比值一般应不小于 1/5 ;
 ② 接管或加强环在孔内的周围应有间隙, 但不大于 3mm 或 $\delta_1/2$, 取小者 ;
 ③ 复板与壳板间不应存在空隙 ;
 ④ 焊缝根部应经批凿后进行封底焊, 能保证根部全焊透的焊缝, 可不作封底焊 ;
 ⑤ 焊接时应注意使焊接应力尽量减小 ;
 ⑥ 焊缝尺寸 :
 $K \geq 6\text{mm}$;
 $K_1 + K_2 = 1.5 \delta_1$; 但 K_1 应不大于 14mm 或 $\delta_1/2$, 取小者 ;
 $K_3 = \delta_1$ 。

3 炉胆

3.1 炉胆上孔的加强计算按本附录中1的有关规定进行。

3.2 对炉胆上的孔进行加强计算时, 假设炉胆厚度按本章附录1中1.1的规定进行计算, 计算时筒体强度系数 $\varphi=1$ 。

3.3 不应采用复板对炉胆上的开孔进行加强。

4 平板

4.1 如平板取用厚度满足下式时, 则孔不必加强:

$$\delta \geq K_1 \delta_0$$

式中: 系数 $K_1=1.5$ (图 4.1 (a)、(b) 和 (d));

$K_1=1.25$ (图 4.1 (c))。

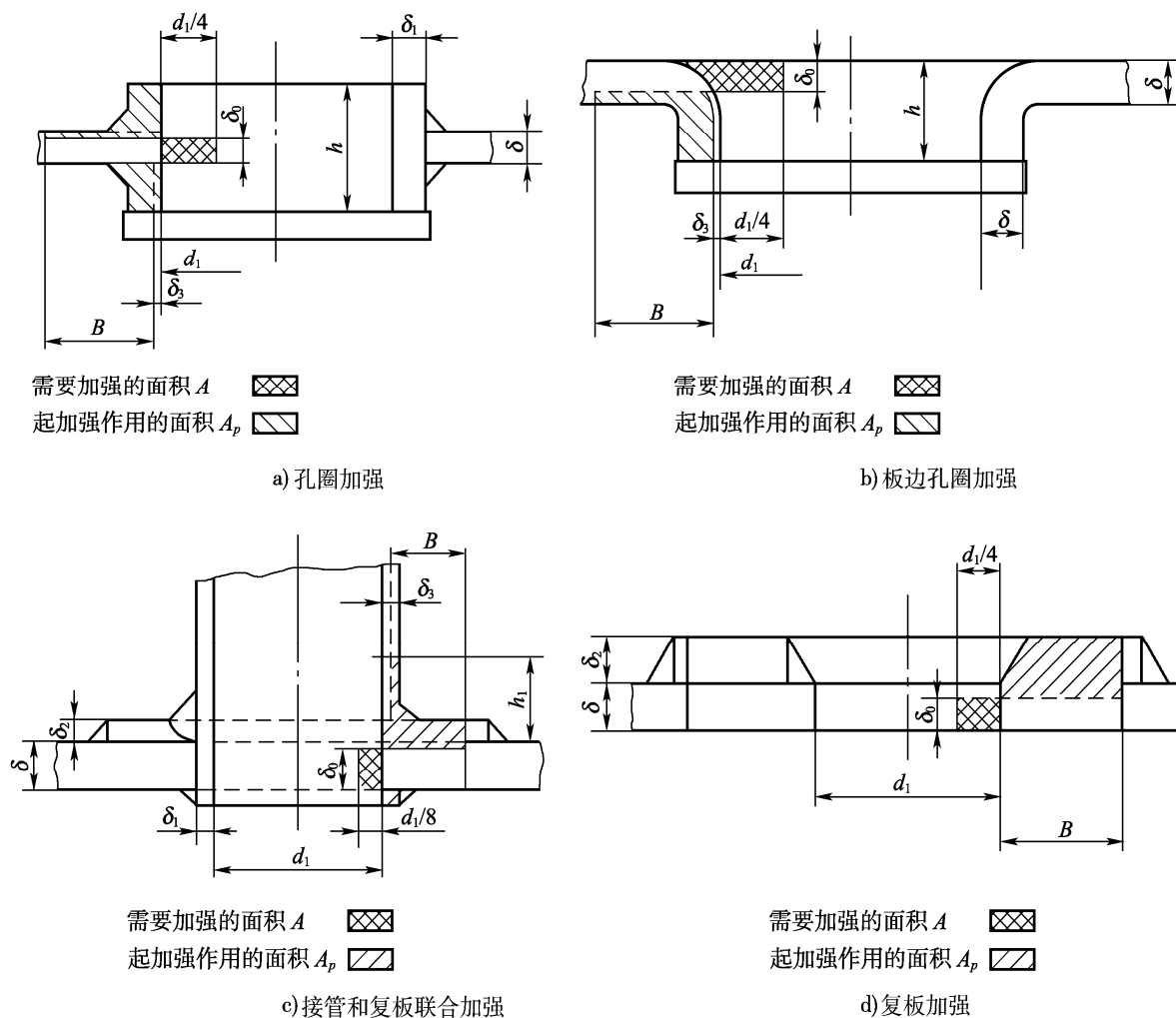


图 4.1

图 4.1 中的符号说明如下:

δ ——平板的实际厚度, mm;

δ_0 ——平板的最小厚度, 按本章附录 1 和附录 2 中的有关规定算得的厚度, mm;

δ_1 ——接管或加强环的实际厚度, mm;

δ_2 ——复板的厚度, mm;

δ_3 ——按本章附录 1 中 9.1 规定所算得的接管厚度, mm;

d_1 ——孔径、接管或孔圈内径, mm;

B ——有效加强宽度, 取 $0.5d_1$, mm;

h_1 ——有效加强高度, 取 $2.5\delta_1$ 和 2.5δ 中的较小者, mm;

h ——焊接圈高度, 扳边孔的扳边高度, mm。

4.2 如未能满足 4.1 的要求, 则平板上的开孔应进行加强。

4.3 有效加强截面积 A_p 及开孔需加强截面积 A 如图 4.1 所示, 应满足:

$$A_p \geq A$$

4.4 图 4.1 (a)、(b) 中, 焊接圈或孔扳边的高度 h 应满足下式要求:

$$h \geq \sqrt{\delta d_1}$$

如为椭圆孔, 孔径或孔圈的内径 d_1 为短轴尺寸。

附录6 构造

1 人孔和检查孔的布置

1.1 锅炉和压力容器应设有人孔，以便对筒体，汽、水管等进行内部检查和清洗。对于尺寸过小无法进入内部检查的锅炉部件和压力容器，如筒体、联箱等，则应设置足够数量的检查孔以便进行内部检查和清洗。

设在筒体上的人孔，其短轴应尽可能沿筒体的纵向布置。

1.2 人孔盖和检查孔盖均应由钢板或锻钢制造。从内侧关闭的人孔盖和检查孔盖均应具有凸肩，凸肩与人孔或检查孔间的周围空隙应不大于2mm。

1.3 人孔盖和检查孔盖应具有足够的强度，其最小厚度 δ 应不小于按下式计算所得之值：

$$\delta = 0.8ab \sqrt{\frac{p}{(a^2 + b^2)[\sigma]}} + 0.75 \quad \text{mm}$$

式中： a ——孔盖长轴长度，量自密封面中心，mm；

b ——孔盖短轴长度，量自密封面中心，mm；

p ——设计压力，MPa，按本章 5.1.3.1 确定；

$[\sigma]$ ——许用应力，N/mm²，按本章 5.2.2.1 确定。

2 构件的连接

2.1 筒体如由不同厚度的壳板和管板组成时，管板和壳板的对接焊，如图2.1所示，应使筒体横剖面上不同厚度的板的厚度中心线形成一连续圆。厚板的焊缝边缘应削斜，削斜宽度应不小于厚度差的2倍。

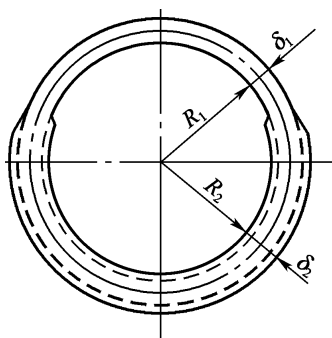


图 2.1

2.2 扁球形或椭球形封头和筒体壳板的连接，见图2.2。

封头和筒体沿整个圆周的厚度差均相同时，则较厚的板应削斜，削斜的长度不小于厚度差值的4倍，使封头和筒体在圆周接缝处的厚度相等。厚板经削斜后在削斜的末端和焊缝坡口之间可留有平直部分，但也可以将焊缝坡口作为削斜长度的一部分。

在周向焊缝处的板厚，在任何情况下，应不小于相同直径和材料的无缝筒体或焊接筒体所要求的厚度。

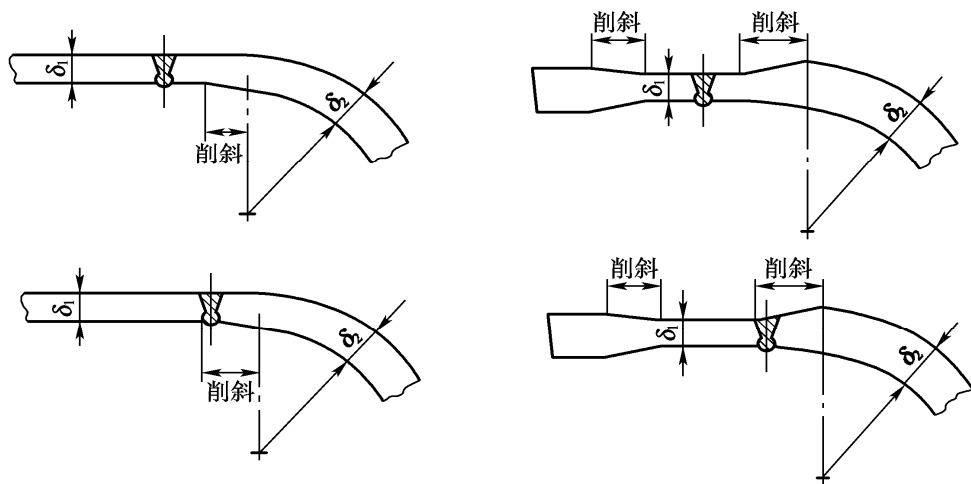


图 2.2

2.3 如半球形封头与筒体对接焊时,则筒体部分应削斜过渡至端板,并使筒体的削斜部分和焊缝成为半球形封头的一个环段,见图2.3。

如半球形封头留有直边与筒体对接焊时,则直边部分的厚度应不小于无缝筒体或焊接筒体所要求的厚度。

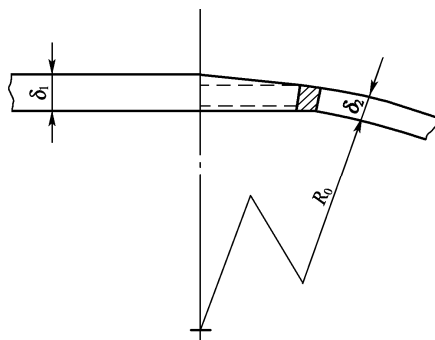
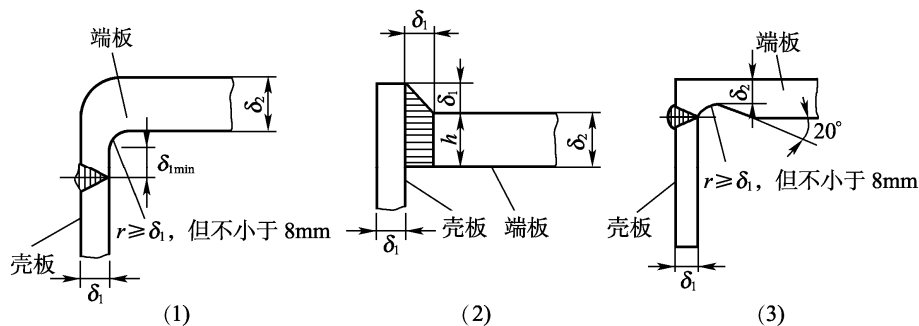


图 2.3

2.4 平封头与圆筒形联箱或矩形联箱的连接,可以采用图2.4所示的典型方法。



δ_1 为壳板厚度,无开孔减弱; δ_2 为端板厚度; $h = 2\delta_1$ 或 $h = \delta_2 - 1.5\text{mm}$,取其小值。

图 2.4

3 水管锅炉炉管安装

3.1 若锅炉的管子胀接在不垂直于管板的管孔中时,则管子贴于管孔圆周的有效高度 h ,如图3.1所示,应不小于13mm。若管子垂直于管板,则平行接触面的宽度应不小于9.5mm。

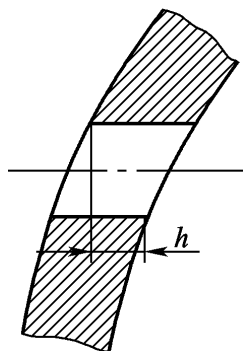


图 3.1

3.2 胀接在筒体或联箱上的管子，管端应伸出管孔不少于6mm，但也不应大于16mm；管口应扩成钟形，其锥角应不小于30°。

第6章 柴油机

第1节 一般规定

6.1.1 适用范围

6.1.1.1 本章规定适用于主推进柴油机（本章简称主机）及驱动发电机或重要辅助设备的柴油机（本章简称辅机）。

6.1.2 图纸和资料

6.1.2.1 应将柴油机的下列图纸和资料一式3份提交本社批准：

- (1) 柴油机纵剖面图和横剖面图（备查）；
- (2) 曲轴零件图（包括连接螺栓、平衡块及其固定螺栓）、曲轴装配图；
- (3) 操纵系统图；
- (4) 各主要管系布置图（包括燃油、高压燃油喷射系统、润滑油、冷却、排气、气动和液压系统）及其防护和报警装置图；
- (5) 机座固定螺栓布置图（包括螺栓和止推板等）；
- (6) 曲轴箱防爆门结构和布置图；
- (7) 废气涡轮增压器装配剖面图；
- (8) 柴油机的主要技术数据：类别、型号、额定功率、额定转速、气缸数、缸径、行程、V型夹角、发火顺序、最大气缸压力、平均指示压力和平均有效压力等；
- (9) 主要焊接零部件的材料、焊接工艺和热处理及焊缝检查方法等详细资料；
- (10) 扭振减振器（如适用）纵剖面图及计算资料；
- (11) 柴油机操作和使用说明书（包括使用的专用工具和仪表的说明书）（备查）。
- (12) 本社认为必要的其他图纸和资料。

注：凡经本社认可的产品，图纸和资料可不必重复送审。

6.1.3 额定功率

6.1.3.1 额定功率系指在本篇1.1.4.1规定的基准环境条件下，柴油机输出轴上测得的最大持续功率。额定功率时的相应转速为额定转速。

6.1.3.2 柴油机应具有110%额定功率运转的能力。

6.1.4 倒车

6.1.4.1 主机应具有足够的倒车能力，以确保在一切正常情况下能适当控制船舶。

6.1.5 扭转振动

6.1.5.1 柴油机轴系的扭转振动应符合本篇第8章第4节的有关规定。

6.1.6 最低稳定转速

6.1.6.1 主机应具有良好的低转速工作性能。一般最低稳定工作转速：低速机（额定转速 $\leq 300\text{r/min}$ ）不大于额定转速的30%；中速机（ $300\text{r/min} < \text{额定转速} \leq 1000\text{r/min}$ ）不大于40%；高速机（额定转速 $> 1000\text{r/min}$ ）不大于45%。

6.1.7 操纵

6.1.7.1 可逆转主机的换向时间应不大于15s。其换向时间系指主机在最低稳定转速下，从操纵开始到主机在相反方向开始工作时为止。

6.1.7.2 主机操纵台处应有标明手柄或手轮倒、顺车操作方向的标志，通常手柄向前或手轮顺时针方向转动时为船舶的前进方向。

6.1.7.3 可逆转主机的操纵台上，应设有曲轴旋转方向的指示器或双向转速表。

6.1.7.4 采用可调螺距螺旋桨时，主机的操纵系统应满足主机与可调螺距螺旋桨装置联合控制的需要。

6.1.7.5 采用可调螺距螺旋桨船舶和双机并车的船舶，应有主机集中操纵台。集中操纵台应设有保证主机、离合器等有关机械在操纵时能协调工作的联锁装置。若集中操纵台设在驾驶室内，则应在机舱内另备1套操纵设备，且2套之间应有联锁装置。

6.1.7.6 靠近主机操纵台处，应设有迅速切断燃油或其他有效的紧急停车装置，该装置应独立于驾驶室控制系统。

6.1.8 转车机构及联锁装置

6.1.8.1 柴油机应设有能转车的装置。

6.1.8.2 主机动力转车装置与起动装置之间应有安全联锁装置。

6.1.9 测量仪表

6.1.9.1 柴油机应设有转速表和其他必要的测量仪表，转速的限制区域应在转速表上用红色标出。

6.1.10 电控柴油机

6.1.10.1 电控柴油机应符合本章附录4 的有关规定。

6.1.11 材料试验

6.1.11.1 柴油机主要零部件，应按第7篇的规定进行材料试验。

6.1.12 无损检测

6.1.12.1 柴油机主要零部件应按第7篇的有关规定进行磁粉检测或着色渗透检测，并由验船师和制造厂共同确定检测部位（经验表明该处容易产生缺陷）进行检测。

6.1.12.2 柴油机主要零部件应按第7篇的规定进行超声波检测，并由制造厂签发合格证书。

6.1.12.3 对柴油机重要结构件焊缝的检查，应采用经本社批准的检验方法进行。

6.1.12.4 经上述试验后，若对柴油机零件的质量仍有怀疑时，则可以要求采用经本社同意的其他检测方法进行无损检测。

第2节 曲轴

6.2.1 适用范围

6.2.1.1 本节适用于相邻两曲柄支承等距的直列式及V型柴油机的锻钢、铸钢、合金钢、球墨铸铁曲轴。

6.2.2 材料

6.2.2.1 锻造和铸造曲轴材料应符合第7篇的有关规定，其最低抗拉强度一般在下列范围内选择：

(1) 碳钢和碳锰钢：	400~600	N/mm ²
(2) 合金钢：	600~1000	N/mm ²
(3) 球墨铸铁：	490~780	N/mm ²

6.2.3 设计

6.2.3.1 锻钢、铸钢、球墨铸铁、组合曲轴的计算，可以采用疲劳强度校核或直径校核方法，并应符合本章附录1《柴油机曲轴强度评定》的有关规定。

6.2.4 圆角和油孔

6.2.4.1 锻钢和铸造的曲柄臂与曲柄销、主轴颈的过渡圆角均应光滑。

6.2.4.2 曲柄销和主轴颈表面上的油孔应倒圆角，圆角应平顺光滑。

第3节 主要部件

6.3.1 机体和机座

6.3.1.1 柴油机的机体和机座应进行消除内应力的时效处理。采用焊接结构时，应符合第7篇的有关规定。

6.3.1.2 主机应用螺栓或螺栓和止推板等方法安装在与船体牢固连接的有足够强度和刚度的基座上。额定功率小于220kW的主机和齿轮箱建议采用公共基座。

如仅采用螺栓固定时，其紧配螺栓的数量一般不少于总数的15%，且不得少于4只（对产品说明书已作规定者，则按说明书要求）。

柴油机弹性安装时，柴油机和隔震器的线性振动（稳态值和瞬时值）均应不大于制造厂的规定，且因振动引起的轴线偏差不应使系统各部件产生过大的负荷。

6.3.1.3 额定功率大于220kW柴油机的机座垫块的厚度，钢质垫块应为10~75mm，铸铁垫块应不小于25mm，且垫块斜度一般不大于1%。额定功率等于或小于220kW柴油机垫块的厚度可适当减小。

6.3.1.4 柴油机机座采用浇注型环氧树脂垫片安装时，其材料的配方及浇注工艺应经本社同意。

6.3.2 示功阀及仪表

6.3.2.1 气缸直径大于200mm的柴油机，每个气缸盖上应装有示功阀。

6.3.2.2 气缸直径等于或大于200mm的柴油机，每缸应装有测量排气温度的仪表。

6.3.3 气缸安全阀

6.3.3.1 气缸直径大于230mm的柴油机，每个气缸盖上应装有安全阀，安全阀的开启压力应不超过最大燃烧压力的1.4倍，安全阀排气口的位置应使排出的气体不致造成危害。

6.3.4 曲轴箱及防爆门

6.3.4.1 曲轴箱和曲轴箱门应有足够的强度，且曲轴箱门应可靠地固定，以免曲轴箱内油气爆炸时脱开。

6.3.4.2 曲轴箱防爆门应经型式认可，其结构应能在排出气体后迅速关闭，以防止空气冲入。防爆门的开启压力应不大于0.02MPa。

6.3.4.3 防爆门的排放处应设防火罩屏蔽或采用阻火装置，以尽可能减少窜出的火焰造成危害。

6.3.4.4 气缸直径等于或大于200mm，或曲轴箱总容积等于或大于0.6m³的柴油机，应设防爆门。

6.3.4.5 气缸直径等于或大于200mm，但不超过250mm的柴油机，靠近曲轴箱的两端至少应各装有1个防爆门，当柴油机曲柄数超过8个时，在靠近柴油机中部处应另设1个防爆门。

6.3.4.6 气缸直径大于250mm，但不超过300mm的柴油机，每隔1个曲柄至少应装1个防爆门，但其总数不少于2个，若曲柄数为奇数，则防爆门应从端部设起。

6.3.4.7 气缸直径大于300mm的柴油机，每一曲柄至少应装1个防爆门。

6.3.4.8 对总容积大于0.6m³的曲轴箱分隔空间，例如驱动凸轮轴的齿轮箱或链条箱或其他类似装置，也应设置防爆门。

6.3.4.9 每台柴油机曲轴箱上所设防爆门的总流通面积按曲轴箱总容积计算，每1m³曲轴箱容积应不小于115cm²，且每个防爆门的流通面积应不小于45cm²。

6.3.4.10 在计算曲轴箱总容积时，可扣除曲轴箱内固定部件所占的容积。

6.3.4.11 按上述要求设置的每个防爆门，可由不多于2个较小流通面积的防爆门代替，但每个防爆门的流通面积应不小于45cm²。

6.3.5 透气管

6.3.5.1 曲轴箱一般应避免使用透气管和可能使外部空气流进曲轴箱的任何装置。曲轴箱若设有透气管时，应按实际可行使透气管直径尽可能小。

6.3.5.2 设有强制抽气装置（例如探测油雾）的曲轴箱，则曲轴箱内的真空度应不大于250Pa。

6.3.5.3 从柴油机油底壳引往泄油柜的润滑油泄放管的出口端应浸没在油液中。

6.3.5.4 设有2台或2台以上的柴油机时，其透气管和润滑油泄放管均应互为独立设置。

6.3.6 高压燃油管

6.3.6.1 500总吨及以上的货船和所有客船，位于高压燃油泵与燃油喷油器之间的所有外部高压燃油输送管路，应设有一个能够容纳因高压管路破裂对漏出的燃油加以保护的套管管路系统。这种套管包括内装高压燃油管的外管，构成一固定组装件。套管管路系统还应包括一个收集漏油的装置。驱动锚机、绞缆机的柴油机和救生艇用柴油机可免设套管管路系统。

6.3.6.2 500总吨以下的其他船舶，其高压燃油管应可靠地加以防护和固定，以防止燃油或油雾喷射到机器或其周围的着火源。所漏出的燃油应泄至适当的集油柜中。

6.3.6.3 漏出的燃油应在无压力状态下安全排出，并应注意确保漏出的燃油不会混入柴油机的润滑油内。

6.3.7 报警

6.3.7.1 建议柴油机曲轴箱设置油雾浓度报警或轴承温度控制系统及其他等效的装置，以作为减少爆炸事故的设施。

6.3.8 警告标牌

6.3.8.1 在机舱的醒目部位，如柴油机两侧曲轴箱门或机舱控制台上，应设有警告标牌，应标明不应在柴油机停车后立即打开曲轴箱门或观察孔，应在曲轴箱充分冷却后再打开。

第4节 起动装置

6.4.1 空气瓶及其容量

6.4.1.1 空气瓶的设计及制造应符合本篇第5章第4节的有关规定。

6.4.1.2 用压缩空气起动主机的船舶至少应设2只空气瓶。对于额定功率小于220kW且带有离合装置的单机船，则可仅设1只空气瓶（客船除外）。

6.4.1.3 供主机起动用的空气瓶的总容量应在不补充充气的情况下，对每台可逆转的主机应能从冷机正倒车交替连续起动不少于12次；对每台不可逆转的主机应能从冷机连续起动不少于6次。当主机多于2台时，空气瓶的总容量应在不补充充气的情况下，对每台主机能连续起动3次，总的起动次数不少于12次，但不必超过18次。如其他消耗空气的设备，如辅柴油机的起动系统、控制系统、汽笛等也与主空气瓶相连，则应考虑它们的空气消耗量。

6.4.1.4 用气动起动机起动的辅机，其空气消耗量应能保证在不补充充气的情况下，从冷机连续起动不少于6次。

6.4.1.5 航行急流航段船舶的主机起动用空气瓶不应他用，否则充气设备应采用压力式自动充气装置。

6.4.1.6 空气瓶的安装处所应便于检查，瓶体支架应牢固，瓶体与支架间应加软质垫片。

6.4.1.7 空气瓶卧式安装时，瓶体的尾部至少应向下倾斜10°，残水泄放装置应设在瓶体的最低位置。

6.4.1.8 空气瓶的安装应使泄放接管在船舶正常倾斜的情况下仍为有效。

6.4.1.9 按要求装设2个或2组空气瓶时，两个空气瓶或两组空气瓶容积应相当。

6.4.2 充气设备

6.4.2.1 供主机起动用的充气设备至少应设2套。其中1套应为主机以外动力驱动的空气压缩机；主机额定功率小于110kW时，其中1套充气设备可为排量足够的手动空气压缩机。

6.4.2.2 充气设备的总排量，应使起动空气瓶在1h内由大气压力升至本节6.4.1.3中规定的连续起动所需的压力。

6.4.2.3 按要求设置2台空气压缩机时，其排量应相当。

6.4.3 空气压缩机的安全装置

6.4.3.1 空气压缩机应设有压力表和安全阀，安全阀的开启压力应不大于工作压力的1.1倍。

6.4.3.2 压缩空气冷却器的水套壁上应设有安全阀或安全膜片，但与大气相通者除外。

6.4.3.3 空气压缩机一般应设有压缩空气高温安全装置或报警装置。

6.4.3.4 空气压缩机的曲轴箱容积大于0.6m³时，应设置防爆门。

6.4.4 火焰阻止器

6.4.4.1 气缸直径大于230mm的主推进柴油机，其起动空气系统应安装火焰阻止器或其他等效装置（气动起动机起动的柴油机除外），对可逆转的柴油机装于每一起动阀处，对不可逆转的柴油机则可装于起动空气总管上。

6.4.5 起动用蓄电池

6.4.5.1 起动用的蓄电池组的容量应在不补充充电的情况下，从冷机连续起动每台主机不少于12次，每台辅机不少于10次，且应符合第3篇第5章的有关规定。

6.4.5.2 起动用的蓄电池组应随时可进行充电，应只能用于起动，以及机器本身的监控设备，并应采取措施以保持其始终处于储能状态。

6.4.6 应急发电机组及应急消防泵的起动装置

6.4.6.1 应急发电机组及应急消防泵的原动机，在0℃下应具有冷机起动的能力，若不具备这种能力或可能遇到更低温度时，可装设加热辅助装置，以保证应急发电机组及应急消防泵的低温起动性能。

6.4.6.2 应急发电机组的原动机的起动时间应符合第3篇4.1.1.3的规定。

6.4.6.3 应急消防泵的起动装置，应能在30min内至少使柴油机驱动动力源起动6次，并在前10 min内至少起动2次。

6.4.6.4 应急消防泵的原动机应符合本篇1.1.3.2的规定。

6.4.7 对于同时具有电动和压缩空气两种起动装置的要求

6.4.7.1 供主机起动的充气设备可仅设1套，且为主机以外动力驱动的空气压缩机。充气设备的排量应不少于单一压缩空气起动规定的压缩机总容量的50%。供主机起动用的空气瓶可仅设1只。空气瓶的容量应不少于单一压缩空气起动规定空气瓶容量的50%。

6.4.7.2 供主机起动用蓄电池的容量应不少于仅用电动起动规定蓄电池容量的50%。

6.4.7.3 起动辅机压缩空气量应不少于单一压缩空气起动规定压缩空气量的50%。起动用蓄电池容量应不少于仅用电动起动规定蓄电池容量的50%。

6.4.8 双体船空压机和空气瓶配备的要求

6.4.8.1 双体船的空压机和空气瓶配备要求与单体船相同。

第5节 扫气——增压装置

6.5.1 润滑系统

6.5.1.1 废气涡轮增压器的润滑系统应能防止润滑油进入进气管。若采用非增压器直接带动的独立润滑系统，则应设有单独的备用泵。

6.5.1.2 废气涡轮增压器的润滑系统与主机共用时，应有保证滑油洁净的措施。

6.5.1.3 润滑系统应能保证废气涡轮增压器在起动和低速运转时也能得到润滑。

6.5.2 测量仪表

6.5.2.1 废气涡轮增压器一般应设有测定涡轮前废气温度、增压空气压力和滑油温度等参数的仪表。增压器结构上一般应考虑到测量其转速的可能性。

6.5.3 滤清器、消声器

6.5.3.1 涡轮增压器应设有空气滤清和进气消声的设施。

6.5.4 转子止转装置

6.5.4.1 废气涡轮增压器应有转子轴止转装置或采取其他有效措施，以保证当增压器损坏时，主机仍能工作。

6.5.5 临界转速

6.5.5.1 涡轮增压器的转子应进行临界转速计算，对刚性转子轴，其临界转速应不低于其额定转速的1.3倍。

6.5.6 转子轴及转子

6.5.6.1 转子轴采用焊接结构时，应符合第7篇的有关规定。

6.5.6.2 转子全部装配好后，应作动平衡校验。

6.5.7 保护

6.5.7.1 回流和横流扫气的二冲程柴油机的涡轮喷嘴前，应装有格栅或其他有效的装置，以防止活塞环断块飞入涡轮。

6.5.7.2 曲轴箱透气管不宜与增压器进口接通。若接通，则在进口前应设有有效的油气分离装置。

6.5.7.3 柴油机进、排气管与扫气—增压装置的连接应采取热胀补偿措施。

6.5.8 应急鼓风机

6.5.8.1 不带扫气泵的废气涡轮增压的二冲程柴油机，应设有独立的应急鼓风机，但具有串联扫气系统者除外。

6.5.9 扫气箱防爆门及灭火装置

6.5.9.1 二冲程柴油机的扫气箱上，应装有防爆门及排除油污和凝水的装置。防爆门的开启压力一般不超过最高扫气压力的1.1倍。

6.5.9.2 与气缸相通的十字头型柴油机的扫气箱，应设有单独的灭火装置，该装置应与机舱的灭火系统分开。

第 6 节 调速器及超速保护装置

6.6.1 调速器

6.6.1.1 主机应装有可靠的调速器，使主机转速不超过额定转速的115%。

6.6.1.2 对直接传动轴系的主机，可仅装极限调速器；对可与轴系离合的主机，应装全制式或双制式调速器。传动有可调螺距螺旋桨的轴系或航行于急流航段船舶的主机，均应装有全制式调速器。

6.6.2 发电机组调速器

6.6.2.1 带动发电机的柴油机应装有调速器，其调速特性应符合下列规定：

当突然卸去额定负荷和当在空负荷状态下突然加上 50%额定负荷，稳定后，再加上余下的 50%负荷时，其瞬时调速率应不大于 10%；稳定调速率应不大于 5%；达到稳定状态（即转速波动率为±1%）的时间不超过 5s。

对应急发电机组和非增压柴油机还应做突增额定负荷的试验，且应有良好的调速状态。

6.6.2.2 带动发电机的柴油机调速器，其性能还应符合第3篇第3章第2节的有关规定。

6.6.2.3 柴油机发电机组并联运行时，其调速器的稳定调速率应尽量相同。

6.6.3 超速保护装置

6.6.3.1 额定功率大于220kW，且能与传动轴系脱开或传动可调螺距螺旋桨的主机，除装有本节6.6.1所述的调速器外，还应装设超速保护装置，以防止主机的转速超过额定转速的120%。

6.6.3.2 额定功率大于220kW的带动发电机的柴油机，除装有本节6.6.2.1所述的调速器外，还应装设超速保护装置，以防止柴油机转速超过额定转速的115%。

6.6.3.3 超速保护装置采用机械式时，应是与调速器完全分开的独立运行系统。

第 7 节 试验与检验

6.7.1 液压试验

6.7.1.1 承受压力的柴油机零部件空间，应按表6.7.1.1的规定进行液压试验。

液 压 试 验

表 6.7.1.1

试 验 项 目	试 验 压 力
气缸盖的冷却腔 活塞顶的冷却腔（与活塞杆装配组成密闭空间后进行试验） 气缸套（在冷却腔的整个长度）	0.7MPa
气缸体、排气阀、排气管、增压器等的冷却腔、冷却器的每一侧（空冷器仅要求水侧）、主机自带泵的壳体	1.5 <i>p</i> 或 0.4MPa，取大者

试 验 项 目	试 验 压 力
气缸盖的冷却腔 活塞顶的冷却腔（与活塞杆装配组成密闭空间后进行试验） 气缸套（在冷却腔的整个长度）	0.7MPa
扫气泵气缸	0.4Mpa
高压燃油喷射系统： 高压油泵体的受压面 喷油器 高压油管	1.5 <i>p</i> 或 <i>P</i> +30MPa，取小者

注：*p*系指被试验部件的最大工作压力，对高压燃油喷射系统，*p*系指高压油泵最大工作压力。

6.7.1.2 机带空气压缩机的气缸、气缸盖、中间冷却腔和后冷却腔的空气侧试验压力为1.5*p*；水侧试验压力为1.5*p*或0.4Mpa，取大者。

6.7.1.3 对锻钢的气缸盖和活塞顶的液压试验，可采用适当的无损检测和尺寸检测等方法。

6.7.1.4 有密性要求的零部件，均应作密性试验。

6.7.2 批量生产柴油机的型式认可

6.7.2.1 批量生产的柴油机及废气涡轮增压器等型式试验程序，尚应符合本社有关规定。

6.7.2.2 每一类型批量生产的柴油机，在接受的质量评估程序基础上，应按照本社有关规定进行型式试验；对某一类型柴油机所进行的型式试验，可以作为对许可证持有者或许可证购买者所制造的所有同型柴油机的认可。具有给定气缸数的一台柴油机进行的型式试验，将适用不同缸数的所有同类型柴油机。

6.7.2.3 批量生产的定义

涉及主、辅用途的船用柴油机的建造，批量生产定义为：

- (1) 按照本社同意的程序，在严格控制材料和部件质量的条件下，大量生产；
- (2) 采用专门设计的夹具和自动化机床，使加工部件达到接近互换性的公差范围，且定期检查进行确认；
- (3) 通过对取自仓库的零部件进行组装，只需很少或不需加工并经受如下试验和评估：
 - ① 单个柴油机按试验大纲进行的台架试验；
 - ② 随机选取台架试验后的数台柴油机，通过最终试验进行评估。

应注意：凡用于上述机械的所有铸件、锻件和其他部件，亦应以类似方法进行制造和检查。用上述方法生产的机械设备，其技术要求应适用所有零部件制造的允许范围，制造厂应证明产品总产量，可要求由本社进行确认。

6.7.3 系泊和航行试验

6.7.3.1 主机和辅机应按经本社同意的试验大纲进行系泊和航行试验。

附录 1 柴油机曲轴强度评定

1 一般规定

1.1 范围

1.1.1 本附录的计算方法适用于在额定功率下连续运转的主推进柴油机和辅柴油机。

1.1.2 如曲轴在设计中不能直接采用本附录的计算方法进行校核时，应将详细的设计计算资料提交审查。

1.1.3 如曲轴的设计包含了对圆角表面进行处理、或者对疲劳参数的影响进行试验、或者对工作应力进行测量的方法，应提交包括计算/分析在内的相关资料，以证明其等效于本附录的计算方法。

1.1.4 本附录的纵向振动、校中应符合本社的有关规定。

1.2 计算要求

1.2.1 本附录提供了曲轴疲劳强度校核 (IACS) 和曲轴直径校核两种计算方法，曲轴计算只要满足其中 1 种方法的要求即认为合格。

1.2.2 对整体式曲轴的强度计算，可根据具体情况选择本附录 1.2.1 中合适的一种方法进行校核，而半组合式曲轴建议采用曲轴疲劳强度校核公式进行计算，且只要求对曲柄销圆角进行校核。

1.3 图纸资料

1.3.1 应提交的图纸和资料

(1) 采用曲轴疲劳强度校核 (IACS) 计算方法时，应按表 1.3.1 的要求提交图纸资料：

柴油机曲轴计算数据表 表 1.3.1

1	柴油机制造商
2	柴油机类型标识
3	冲程—循环 ☐ 2 SCSA ☐ 4 SCSA
4	柴油机种类 ☐ 直列柴油机 ☐ 并列式连杆的V型机 ☐ 关节型连杆的V型机 ☐ 叉型连杆的V型机 ☐ 十字头式柴油机 ☐ 筒型活塞式柴油机
5	燃烧方式 ☐ 直喷 ☐ 预燃室 ☐ 其他
6	气缸标识方法见本附录图1.3.1 (1)
7	旋转方向 ☐ 顺时针 ☐ 逆时针
8	发火顺序

9	发火间隔[°]		
10	额定功率		kW
11	额定转速		r/min
12	平均有效压力		MPa
13	平均指示压力		MPa
14	气缸最大压力(表压)		MPa
15	增压压力(表压, 进口阀或扫气口前)		MPa
16	名义压缩比		—
17	气缸数		—
18	气缸直径		mm
19	活塞行程		mm
20	连杆长度(轴承中心间距)		mm
21	一缸往复质量(包括活塞体、活塞环及活塞销或活塞杆和十字头)		kg
22	以等间隔表示的数字化气体压力曲线[MPa/曲柄角](间隔角不大于5°)		
V型柴油机的附加数据			
23	V型角 α_V (本附录图1.3.1(1))		deg
关节型连杆的气缸(见本附录图1.3.1(1))			
24	气缸最大压力(表压)		MPa
25	增压压力(表压, 在进口阀或扫气口之前测量)		MPa
26	名义压缩比		—
关节型连杆见本附录图1.3.1(2)			
27	连接点的距离 L_A		mm
28	连接夹角 α_N		deg

续表 1.3.1

29	连杆长度 L_N		mm
30	一缸往复质量（包括活塞体、活塞环及活塞销或活塞杆和十字头）		kg
31	以等间隔表示的数字化气体压力曲线[MPa/曲柄角]（间隔角不大于5°）		
叉型连杆的气缸			
32	一缸往复质量（包括活塞体、活塞环及活塞销或活塞杆和十字头）		kg
曲轴数据(见本附录图2.3.1(1)、（2）和2.4.1(3)) 备注: 对于非对称曲柄，应包括曲拐左右的尺寸			
33	图号		
34	曲轴类型(如：整体锻造曲轴、半组合曲轴等)		

35	制造方法(如:自由成型锻造、铸钢等)		
36	热处理(如回火)		
37	圆角、轴颈及轴销的表面处理(如渗氮、轧压等)		
38	直列柴油机曲柄见本附录图2.3.1(1) 并列式连杆柴油机的曲柄见本附录图2.3.1(2) 计算应力集中系数需要的曲柄尺寸见本附录图2.4.1(3)		
39	曲柄销直径 D_P		mm
40	曲柄销空心孔的直径 D_{BH}		mm
41	曲柄销的圆角半径 R_H		mm
42	曲柄销过渡圆弧凹入深度 T_H		mm
43	主轴颈直径 D_G		mm
44	主轴颈空心孔的直径 D_{BG}		mm
45	主轴颈的圆角半径 R_G		mm
46	主轴颈过渡圆弧凹入深度 T_G		mm
47	曲柄臂厚度 W		mm
48	曲柄臂宽度 B		mm
49	弯曲长度 L_1		mm
50	弯曲长度 L_2		mm
51	弯曲长度 L		mm
52	油孔设计 □油孔处抗疲劳的安全余量不小于圆角允许值		
53	油孔直径		mm
54	油孔最小边半径		mm
55	油孔圆角表面粗糙度		μm
56	油孔中心轴线相对于曲轴中心轴线的倾斜角		deg
半组合曲轴套合的补充数据			
57	半组合曲轴的曲柄见本附录图4.1.1		
58	套合直径 D_S		mm
59	套合长度 L_S		mm
60	曲柄臂外径 D_A 或两倍的最小距离 x (选小值)		mm
61	套合过盈量(上下偏差)		mm
			%
62	最大扭矩(根据本附录2.3.3,考虑平均扭距确定)		N·m
曲轴材料数据 备注:材料机械性能的最小值从纵向试验试样得到			

63	材料标识(根据DIN, AISI等标准)		
64	材料熔化方法 (如: 马丁炉、电炉等)		
65	抗拉强度 R_m		MPa
66	屈服强度 R_{eH}		MPa
67	断裂后截面缩小率		%
68	伸长率 A_5		%
69	冲击能量 K_V		J
70	杨氏模量 E_m		MPa
半组合曲轴主轴颈的附加数据			
71	材料标识(根据DIN, AISI等标准)		
72	抗拉强度 R_m		MPa
73	屈服强度 R_{eH}		MPa
扭转应力计算的数据 备注: 如委托CCS进行强制振动计算以确定主机或轴系的交变扭转应力, 应按照本附录1.3的规定提交数据			
74	最大名义交变扭转应力 (根据本附录2.3.3 (1) 采用谐波合成方法确定, 和空心曲柄销横截面面积有关)		MPa
75	主机转速 (名义交变扭转应力最大时)		r/min
76	最低主机转速 (采用谐波合成)		r/min
应力集中系数 (S.C.F) 和/或可靠测量得到的疲劳强度数据 备注: 只填写柴油机厂商通过测量得到的应力集中系数和/或疲劳强度数据, 应附上所有证明材料。			
77	曲柄销圆角弯曲应力集中系数 α_B		
78	曲柄销圆角扭转应力集中系数 α_T		
79	主轴颈圆角弯曲应力集中系数 β_B		
80	主轴颈圆角压应力集中系数 β_Q		
81	主轴颈圆角扭转应力集中系数 β_T		
82	曲轴许用疲劳强度 σ_{DW}		MPa

(2) 如采用曲轴直径校核公式时, 只需将下列图纸和资料提交审查。

- ① 曲轴图纸 (包括所有几何尺寸);
- ② 柴油机的类型 (直列式或 V 型机的并列式连杆、叉型连杆或关节型连杆);
- ③ 二冲程或四冲程;
- ④ 旋转方向 (见图 1.3.1(1));
- ⑤ 发火顺序或发火间隔及 V 型夹角 (见图 1.3.1(1));
- ⑥ 额定功率 (kW);

- ⑦ 额定转速 (r/min);
- ⑧ 平均有效压力 (MPa);
- ⑨ 平均指示压力(MPa);
- ⑩ 气缸最大压力 (MPa);
- ⑪ 气缸数;
- ⑫ 气缸直径 (mm);
- ⑬ 活塞行程 (mm);

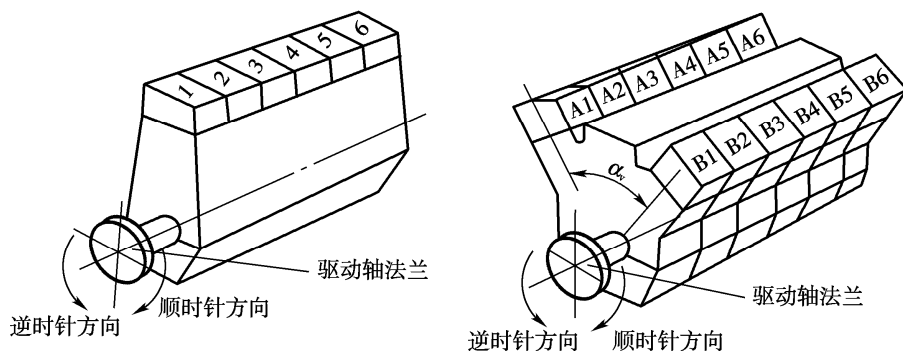


图 1.3.1(1) 气缸类型

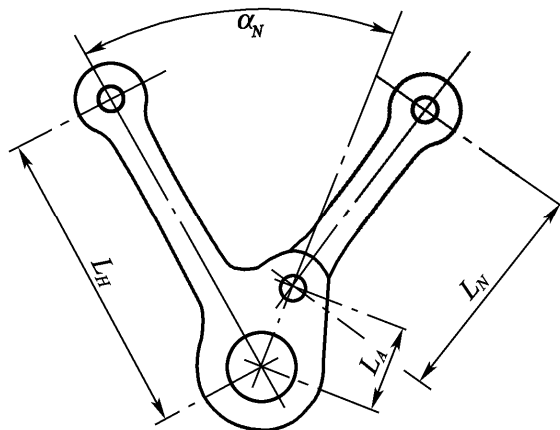


图 1.3.1(2) 关节型连杆

- ⑭ 曲柄材料牌号;
- ⑮ 抗拉强度 (MPa);
- ⑯ 热处理;
- ⑰ 圆角和油孔的磨光方法。

1.3.2 下列资料应提交备查

- (1) 柴油机制造厂应提交扭振许用应力、纵振允许振幅(二冲程)及曲轴强制修理臂距差值供备查。
- (2) 柴油机制造厂应提供准确的扭振与纵振当量参数及必要的说明, 以供轴系设计、检验使用。

2 曲轴疲劳强度校核 (IACS)

2.1 适用范围

2.1.1 本计算方法仅适用于相邻两主轴承间只有 1 个曲柄的锻钢或铸钢整锻曲轴和半组合曲轴。

2.2 计算原则

2.2.1 本计算方法基于假定承受最大应力的区域是:

- (1) 曲柄销与曲柄臂连接的过渡圆角处;
- (2) 主轴颈与曲柄臂连接的过渡圆角处;
- (3) 曲柄销油孔出口处。

2.2.2 如果主轴颈的直径等于或大于曲柄销的直径, 主轴颈油孔的出口应采用和曲柄销油孔出口相同的方法进行加工, 否则也要进行单独的疲劳安全评估计算。

2.2.3 曲轴强度校核是依据最大应变能量强度理论, 其计算包括确定名义交变弯曲应力和名义交变扭转应力(均乘以相应的应力集中系数), 并按此强度理论合成为一当量交变应力。然后, 同材料的疲劳强度值比较, 以判断曲轴尺寸是否足够。

2.3 应力计算

2.3.1 名义交变弯曲应力和名义交变压应力的计算

(1) 名义交变弯曲应力 σ_{BN} 的计算

名义交变弯曲应力的计算是基于静定系统, 把单位曲柄当作一简支梁来考虑。梁的长度等于相邻两主轴承中心线间的距离 L (见本附录图 2.3.1(1) 和图 2.3.1(2)), 其所受的集中载荷为连杆推力作用在曲柄销上的径向力, 径向力的计算, 是根据单缸气体压力、活塞机构的往复质量、曲柄的回转质量、连杆质量及其重心等, 按柴油机动力计算公式求取连杆推力, 将连杆推力分解出径向力, 并在一个工作循环中找出其中最大的径向力 $F_{R\max}$ (作用在曲柄上的径向压力) 和最小的径向力 $F_{R\min}$ (作用在曲柄上的径向拉力), 以计算一个工作循环中的交变径向力 F_{BR} :

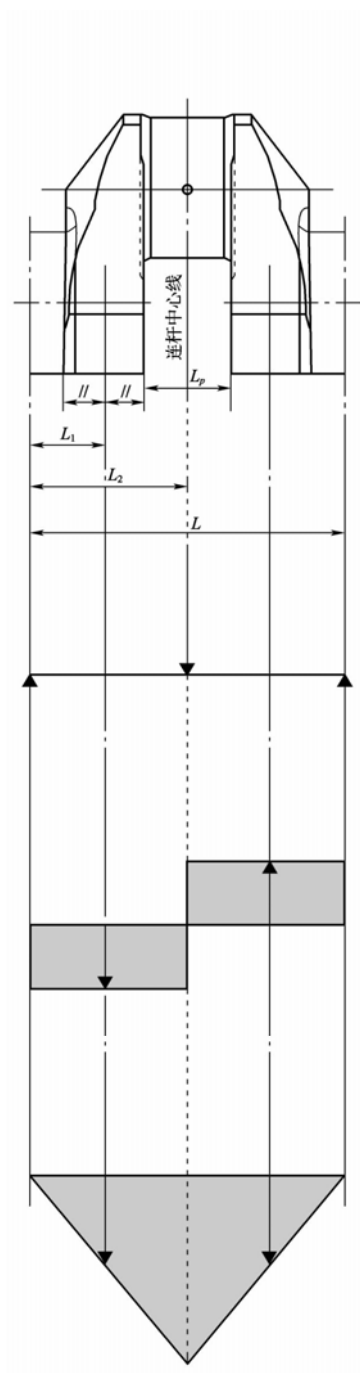


图 2.3.1 (1) 直列式柴油机曲柄

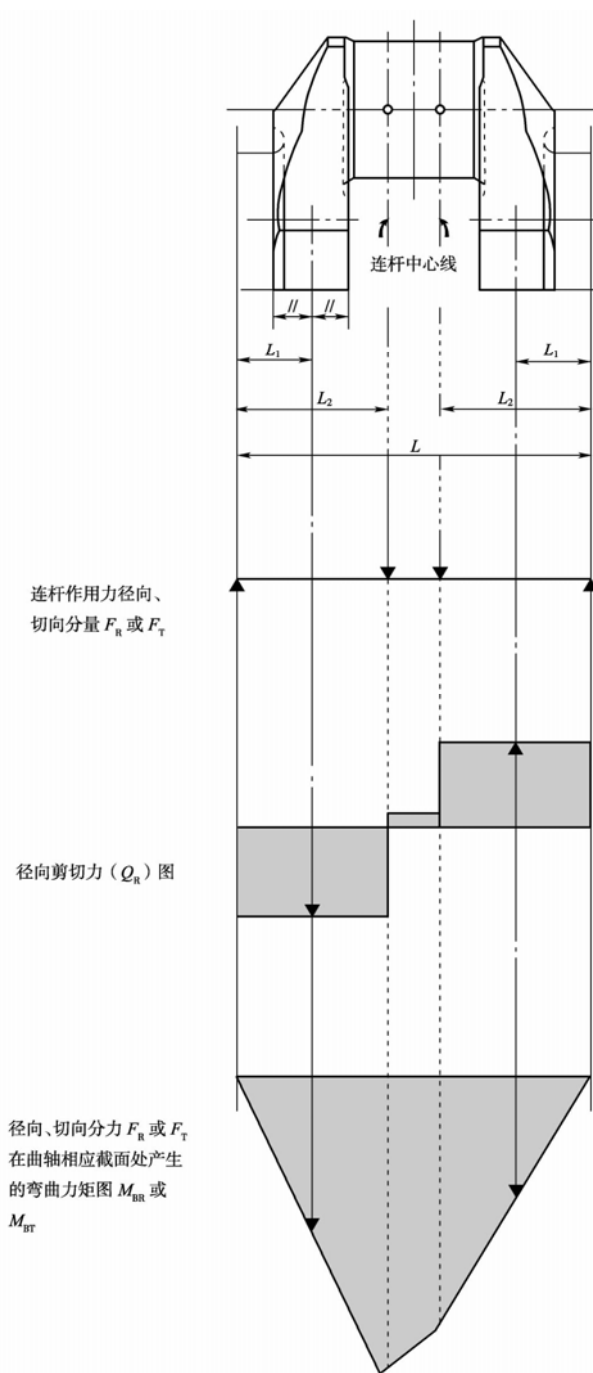


图 2.3.1 (2) 2 根毗连连杆的柴油机曲柄

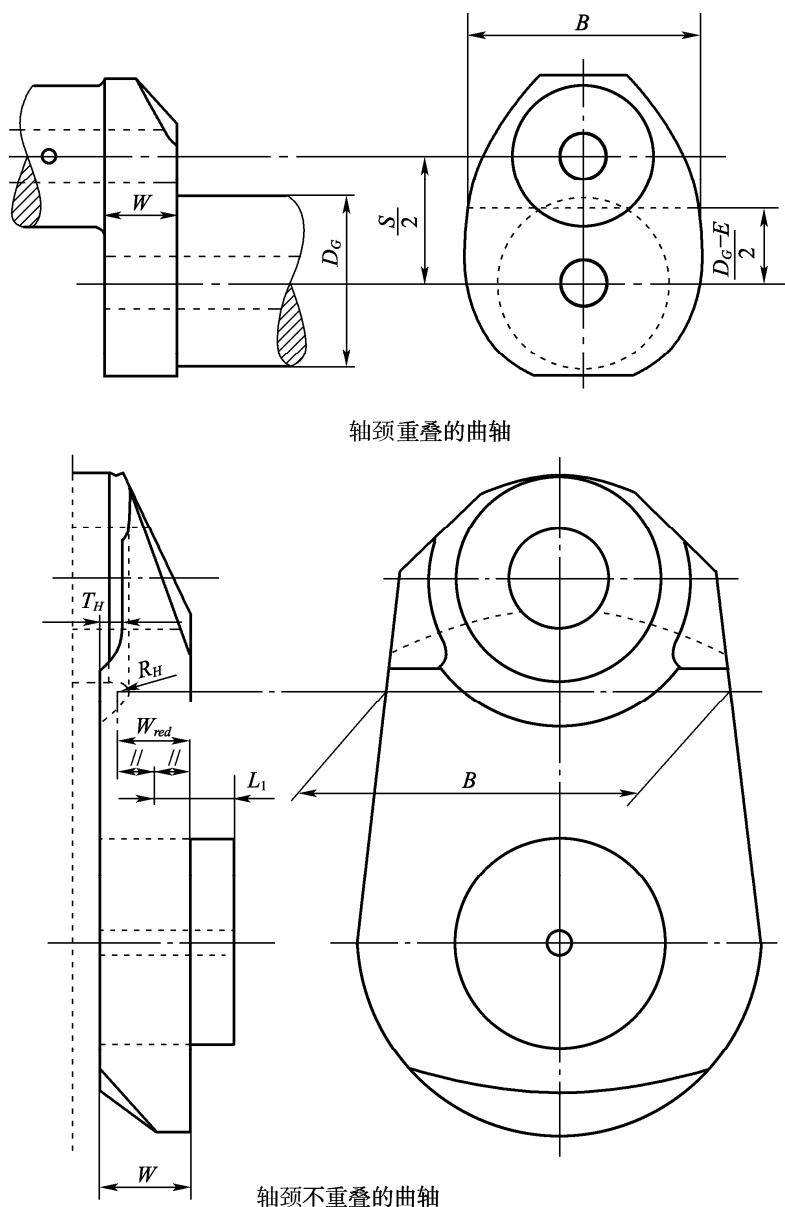


图 2.3.1 (3) 曲柄臂截面的参考面积(图中符号见本附录图 2.4.1 (3))

$$F_{BR} = \pm \frac{1}{2} (F_{Rmax} - F_{Rmin}) \quad N$$

F_{BR} 作为曲柄的集中载荷，其作用在曲柄主平面内曲柄臂中心线处 (L_1) 的弯矩，即为名义交变弯矩 M_{BN} ，名义交变弯矩可通过计算出主轴承处的支反力后求得，如图 2.3.1 (1) 所示的直列式柴油机曲柄，两主轴承处支反力的大小均为集中载荷 F_{BR} 的 1/2，则曲柄主平面内曲柄臂中心线处 (L_1) 的名义交变弯矩 M_{BN} 为：

$$M_{BN} = \pm \frac{F_{BR}}{2} L_1 \times 10^{-3} \quad N \cdot m$$

由于弯矩和径向力引起的名义交变应力是与曲柄臂截面积有关，该截面积取自曲柄臂厚度 W 和宽度 B ，轴颈重叠或不重叠情况下， W 、 B 的量取方法见本附录图 2.3.1 (3)。

$$\sigma_{BN} = \pm \frac{M_{BN}}{W_{eq}} K_e \times 10^3 \quad MPa$$

式中： F_{BR} ——交变径向力，N；

M_{BN} ——名义交变弯矩，N·m；

L_1 ——主轴承中心线至曲柄臂中心线距离, 见本附录图 2.3.1(1)、(2), mm;

K_e ——经验系数:

对二冲程柴油机 $K_e = 0.80$;

对四冲程柴油机 $K_e = 1.00$;

σ_{BN} ——名义交变弯曲应力, MPa;

$$W_{eq} = \frac{BW^2}{6}, \text{ mm}^3。$$

对于 V 型柴油机, 两根连杆作用在同一曲柄销上, 其名义交变弯矩取两个三角弯矩按相位叠加而成的弯矩, 并计及不同的设计种类(并列式连杆、叉型连杆或关节型连杆)。

如在一根曲轴上存在不同几何形状的曲柄(例如不对称曲柄)时, 其计算应包括所有形状的曲柄。

(2) 名义交变压应力 σ_{QN} 的计算

根据本附录 2.3.1(1)的简化计算方法, 由连杆推力分解出径向力, 按柴油机动力计算公式, 列出径向力计算表, 找出其中径向力幅值最大的一个缸求出名义交变径向力 Q_N , 即:

$$Q_N = \pm \frac{1}{2} (Q_{\max} - Q_{\min}) \quad \text{N}$$

$$\sigma_{QN} = \pm \frac{Q_N}{F} K_e \quad \text{MPa}$$

式中: $Q_{\max}$ ——相应缸的最大径向力, N;

$Q_{\min}$ ——相应缸的最小径向力, N;

σ_{QN} ——由径向力引起的名义交变压应力, MPa;

$$F = BW, \text{ mm}^2。$$

(3) 曲柄销油孔出口处名义交变弯曲应力 σ_{BO} 的计算

穿过油孔的曲柄销截面作用两个弯矩 M_{BRO} 、 M_{BTO} (见图 2.3.1(4)), 按夹角叠加分别计算出作用在该截面处的最大弯矩 $M_{BO\max}$ 和最小弯矩 $M_{BO\min}$, 进而确定交变弯矩 M_{BON} :

$$M_{BO} = M_{BTO} \cos \psi + M_{BRO} \sin \psi \quad \text{N} \cdot \text{m}$$

$$M_{BON} = \pm \frac{1}{2} [M_{BO\max} - M_{BO\min}] \quad \text{N} \cdot \text{m}$$

式中: ψ ——油孔轴线和连杆推力切向分力之间的夹角;

M_{BRO} ——连杆推力径向分力产生的弯矩, N·m;

M_{BTO} ——连杆推力切向分力产生的弯矩, N·m。

交变弯矩 M_{BON} 产生的交变弯曲应力 Q_{BOH} 和曲柄销截面积有关, 即:

$$\sigma_{BON} = \pm \frac{M_{BON}}{W_e} \times 10^3 \quad \text{MPa}$$

穿过油孔的曲柄销截面的剖面模数 W_e :

$$W_e = \frac{\pi}{32} \left[\frac{D_p^4 - D_{BH}^4}{D_p} \right] \quad \text{mm}^3$$

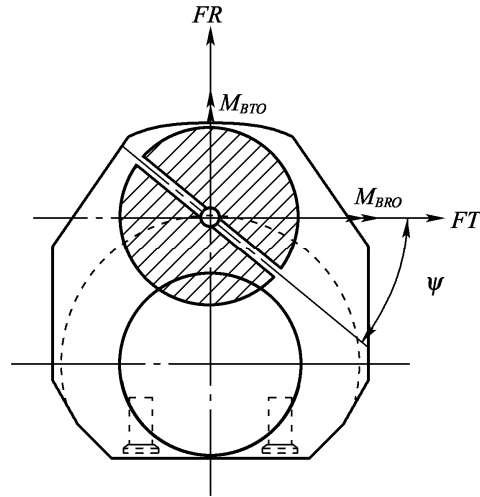


图 2.3.1 (4) 穿过油孔的曲柄销截面

2.3.2 交变弯曲应力的计算

曲柄销或主轴颈与曲柄臂连接的过渡圆角处以及曲柄销油孔出口处是曲轴应力最为集中的部位。在气体压力与惯性力所产生的径向力及切向力作用下，在过渡圆角或油孔出口处将产生最大交变弯曲应力。

(1) 曲柄销过渡圆角处交变弯曲应力 σ_{BH} ：

$$\sigma_{BH} = \pm (\alpha_B \sigma_{BN}) \quad \text{MPa}$$

式中： α_B ——曲柄销圆角处弯曲应力集中系数（计算方法见本附录 2.4）。

(2) 主轴颈过渡圆角处交变应力 σ_{BG} ：

$$\sigma_{BG} = \pm (\beta_B \sigma_{BN} + \beta_Q \sigma_{QN}) \quad \text{MPa}$$

式中： β_B ——主轴颈圆角处弯曲应力集中系数（计算方法见本附录 2.4）；

β_Q ——主轴颈圆角处压应力集中系数（计算方法见本附录 2.4）。

(3) 曲柄销油孔出口交变弯曲应力 σ_{BO} ：

$$\sigma_{BO} = \pm (r_B \sigma_{BOH}) \quad \text{MPa}$$

式中： r_B ——曲柄销油孔处弯曲应力集中系数（计算方法见本附录 2.4）。

2.3.3 交变扭转应力的计算

(1) 名义交变扭转应力 τ_N 的计算

柴油机制造厂应按下列规定进行名义交变扭转应力的计算。

名义交变扭转应力的计算原则是：在系统的每一质量点和在整个转速的范围内，用强迫振动谐波合成的方法，求出二冲程柴油机简谐次数从 1 次至 15 次和四冲程柴油机简谐次数从 0.5 次至 12 次的扭矩合成的最大值和最小值。确定时，对系统中不良工况如气缸中一缸熄火（熄火是指不发生燃烧过程，但有压缩过程的气缸工作状态）应予考虑。

通过上述的计算可以确定其名义交变扭矩 MT ：

$$MT = \pm \frac{1}{2} (MT_{\max} - MT_{\min}) \quad \text{N} \cdot \text{m}$$

对应的名义交变扭转应力 τ_N 由下式计算：

$$\tau_N = \pm \frac{M_T}{W_P} \times 10^3 \quad \text{MPa}$$

$$\text{式中: } WP = \frac{\pi}{16} \left(\frac{D_P^4 - D_{BH}^4}{D_P} \right), \text{ 或 } WP = \frac{\pi}{16} \left(\frac{D_G^4 - D_{BG}^4}{D_G} \right), \text{ mm}^3;$$

M_{Tmax} 、 M_{Tmin} ——扭矩的最大值与最小值, N·m。

(2) 在确定当量交变应力 σ_v 时, 应采用 2.3.3(1) 计算中得出的最大值, 如设有转速禁区 (对于正常发火工况, 转速禁区不应设在速度比 $\lambda \geq 0.8$ 额定转速以上的范围内), 则可取禁区外出现的名义交变扭转应力的最大值。

在计算曲轴尺寸时, 如缺少这一最大值, 则需基于估计, 设定一个 τ_N 值作为计算依据, 这一假定是基于曲轴具有最低合格系数, 即其计算结果应满足 $Q \geq 1.15$, 所以也可以认为所设定的 τ_N 值也许是曲轴扭转应力的极限值, 但对于整个动力装置而言, 仍需按规范的规定, 通过适当的计算, 以保证不超过批准的名义交变扭转应力, 该计算应提交审查。

(3) 曲柄销圆角处交变扭转应力 τ_H 的计算:

$$\tau_H = \pm (\alpha_T \tau_N) \quad \text{MPa}$$

式中: α_T ——曲柄销圆角处扭转应力集中系数 (计算方法见本附录 2.4)。

(4) 主轴颈圆角处交变扭转应力 τ_G 的计算:

$$\tau_G = \pm (\beta_T \tau_N) \quad \text{MPa}$$

式中: β_T ——主轴颈圆角处扭转应力集中系数 (计算方法见本附录 2.4)。

(5) 曲柄销油孔出口交变扭转应力 σ_{TO} 的计算:

$$\sigma_{TO} = \pm (r_T \tau_N) \quad \text{MPa}$$

式中: r_T ——曲柄销油孔处扭转应力集中系数 (计算方法见本附录 2.4)。

2.4 应力集中系数的计算

2.4.1 一般要求

(1) 弯曲应力集中系数 α_B 、 β_B 是指曲柄主平面上在弯曲负荷作用下, 在圆角处产生的最大弯曲应力与相关曲柄臂截面的名义弯曲应力之比 (见图 2.4.1 (1))。

名义弯曲应力是由实心曲柄臂中心线处的弯矩确定的。

(2) 扭转应力集中系数 α_T 、 β_T 是指圆角处扭转负荷所产生的最大扭转应力与相关的中空曲柄销或主轴颈横截面的名义应力之比 (见图 2.4.1 (1))。

(3) 压应力集中系数 β_Q 是指弯曲负荷在主轴颈圆角处产生的最大压应力与相关曲柄臂横截面的名义压应力之比。

(4) 弯曲应力集中系数 γ_B 和扭转应力集中系数 r_T 是指曲柄销油孔出口在弯曲和扭转负荷作用下, 所产生的最大主应力和轴向钻孔曲柄销横截面处相对应的名义应力之比 (见图 2.4.1 (2))。

(5) 应力集中系数可按本附录 2.4.2、2.4.3 和 2.4.4 所规定的公式求得, 但仅适用于整锻实心曲柄臂式曲轴的圆角和曲柄销油孔, 以及半组合式曲轴的曲柄销圆角。有关油孔的应力集中系数公式仅适用于径向钻取的油孔。

(6) 计算应力集中系数所需的

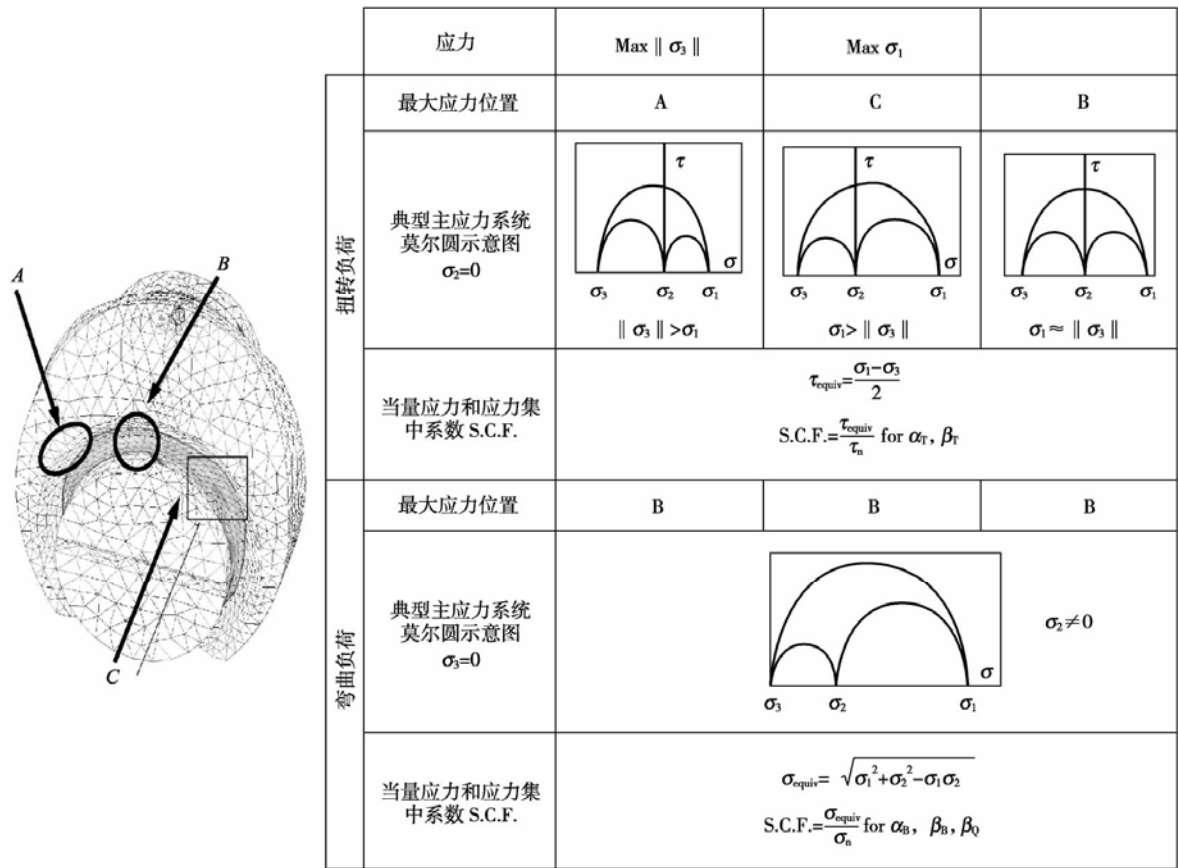


图 2.4.1 (1) 曲轴

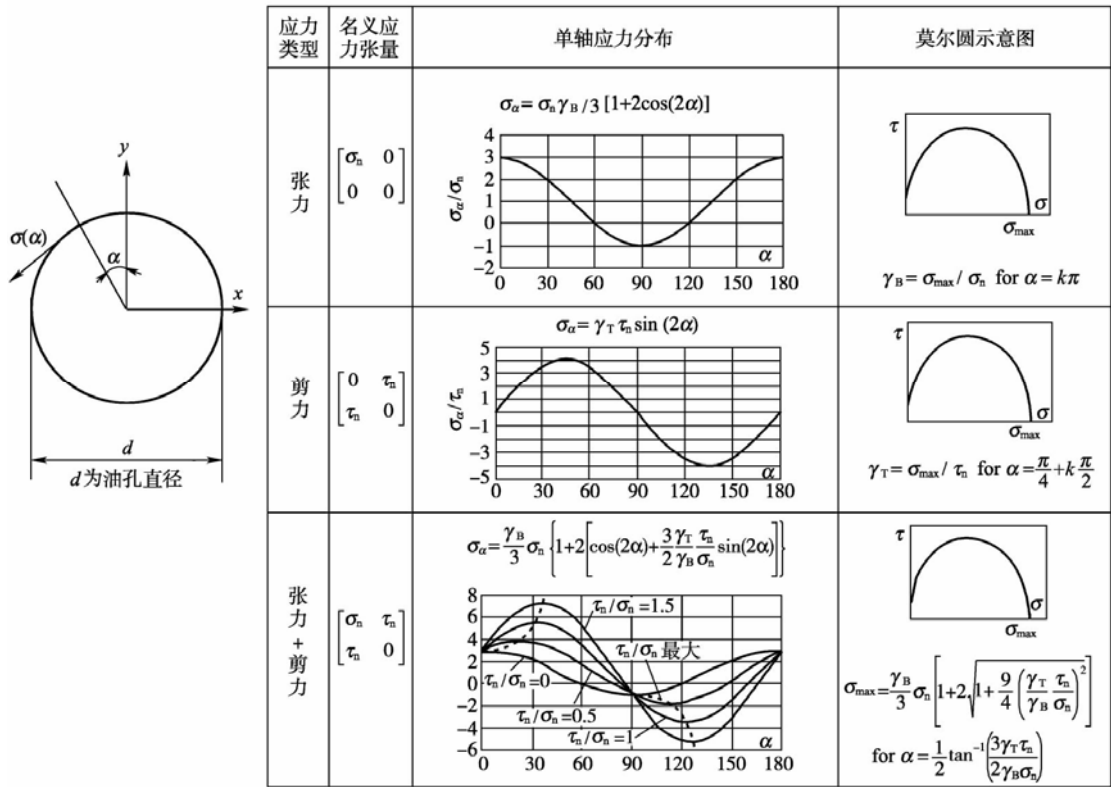


图 2.4.1 (2) 油孔应力分布及应力集中系数

图 2.4.1(3) 中符号均为实际尺寸:

D_P ——曲柄销直径, mm;

D_{BH} ——曲柄销空心孔的直径，mm；

D_O ——曲柄销油孔直径，mm；

R_H ——曲柄销圆角半径，mm；

T_H ——曲柄销过渡圆弧凹入深度，mm；

D_G ——主轴颈直径，mm；

D_{BG} ——主轴颈空心孔的直径，mm；

R_G ——主轴颈圆角半径，mm；

T_G ——主轴颈过渡圆弧凹入深度，mm；

S ——活塞行程，mm；

E ——轴颈的重叠量， $E = \frac{D_P + D_G}{2} - \frac{S}{2}$ ，mm；

W ——曲柄臂厚度，对二冲程半组合曲轴轴颈不重叠时，且 $T_H > R_H$ 时，取 $W_{red} = W - (T_H - R_H)$ （参考本附录图 2.3.1（3）），mm；

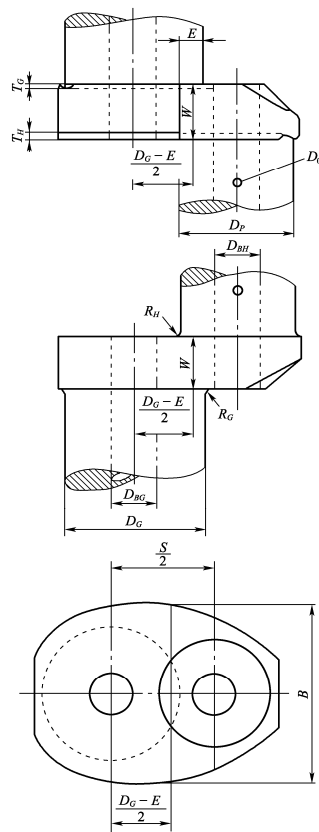


图 2.4.1（3） 计算曲拐应力集中系数所需的尺寸

B ——曲柄臂宽度，对二冲程半组合曲轴轴颈不重叠时，在曲柄销圆角半径中心位置量取（参考本附录图 2.3.1（3）），mm。

（7） 计算应力集中系数所用的相对尺度如表 2.4.1：

表 2.4.1

曲柄销过渡圆角	主轴颈过渡圆角

$r=R_H/D_P$ $e=E/D_P$ $w^{\phi}=W/D_P$ $b=B/D_P$ $d_o=D_o/D_P$ $d_G=D_{BG}/D_P$ $d_H=D_{BH}/D_P$ $t_H=T_H/D_P$ $t_G=T_G/D_P$	$r=R_G/D_P$

注：① 曲轴轴颈重叠时采用该式，对于轴颈没有重叠的曲轴，取 $w=W_{red}/D_P$ 。

(8) 相对尺度应在下列范围内使用，应力集中系数才有效：

$$e \leq 0.5$$

$$0.2 \leq w \leq 0.8$$

$$1.1 \leq b \leq 2.2$$

$$0.03 \leq r \leq 0.13$$

$$0 \leq d_G \leq 0.8$$

$$0 \leq d_H \leq 0.8$$

$$0 \leq d_o \leq 0.2$$

(9) 以下情况下， e 的下限范围可以扩展到较大的负值：

a、如果计算的 $f(rec) < 1$ ，则可不考虑系数 $f(rec)$ ，（即取 $f(rec)=1$ ）；

b、如果 $e < -0.5$ ，则计算系数 $f(e, w)$ 和系数 $f(r, e)$ 时， e 取 -0.5 。

2.4.2 曲柄销应力集中系数的计算

(1) 弯曲应力集中系数 α_B ：

$$\alpha_B = 2.70f(e, w)f(w)f(b)f(r)f(d_G)f(d_H)f(rec)$$

$$\begin{aligned} \text{式中：} f(e, w) &= 1.52 - 4.1w + 11.2w^2 - 13.6w^3 + 6.07w^4 \\ &\quad - e(1.86 - 8.26w + 18.2w^2 - 18.5w^3 + 6.93w^4) \\ &\quad - e^2(3.84 - 25.0w + 70.6w^2 - 87.0w^3 + 39.2w^4) \end{aligned}$$

$$f(w) = 2.18w^{0.72}$$

$$f(b) = 0.67 + 0.15b^2$$

$$f(r) = 0.21r^{-0.52}$$

$$f(d_G) = 1 + 0.27d_G - d_G^2 + 0.5d_G^3$$

$$f(d_H) = 1 + 0.31d_H - 1.5d_H^2 + 2.4d_H^3$$

$$f(rec) = 1 + (t_H + t_G)(1.8 + 3.2e)$$

(2) 扭转应力集中系数 α_T ：

$$\alpha_T = 0.8f(r, e)f(b)f(w)$$

$$\text{式中：} f(r, e) = r^{-(0.22+0.1e)}$$

$$F(b) = 7.9 - 10.66b + 5.35b^2 - 0.857b^3$$

$$F(w) = w^{-0.145}$$

2.4.3 轴颈应力集中系数的计算

(1) 弯曲应力集中系数 β_B ：

$$\beta_B = 2.71f_B(e, w)f_B(w)f_B(b)f_B(r)f_B(d_G)f_B(d_H)f(rec)$$

式中: $f_B(e, w) = 1.2 - 0.5w + 0.32w^2 - e(0.80 - 1.15w + 0.55w^2)$

$$-e^2(2.16 - 2.33w + 1.26w^2)$$

$$f_B(w) = 2.24w^{0.755}$$

$$f_B(b) = 0.562 + 0.12b + 0.118b^2$$

$$f_B(r) = 0.191r^{-0.557}$$

$$f_B(d_G) = 1 - 0.664d_G + 1.23d_G^2$$

$$f_B(d_H) = 1 - 0.19d_H + 0.0073d_H^2$$

$$f(rec) = 1 + (t_H + t_G)(1.8 + 3.2e)$$

(2) 压应力集中系数 β_Q :

$$\beta_Q = 3.01 f_Q(e) f_Q(w) f_Q(b) f_Q(r) f_Q(d_H) f(rec)$$

式中: $f_Q(e) = 1.08 + 0.88e - 1.52e^2$

$$f_Q(w) = \frac{w}{0.0637 + 0.937w}$$

$$f_Q(b) = b - 0.5$$

$$f_Q(r) = 0.533r^{-0.204}$$

$$f_Q(d_H) = 1 - 1.19d_H + 1.74d_H^2$$

$$f(rec) = 1 + (t_H + t_G)(1.8 + 3.2e)$$

(3) 扭转应力集中系数 β_T :

如曲柄销和主轴颈的直径和圆角半径相同时:

$$\beta_T = \alpha_T$$

如曲柄销和主轴颈的直径和 (或) 圆角半径不同时:

$$\beta_T = 0.8 f(r, e) f(b) f(w)$$

$f(r, e)$ 、 $f(b)$ 、 $f(w)$ 参见 α_T 的计算, 但主轴颈的圆角半径与主轴颈的直径应具有下列关系:

$$r = \frac{R_G}{D_G}$$

2.4.4 曲柄销油孔出口的应力集中系数的计算

(1) 弯曲应力集中系数 γ_B : $\gamma_B = 3 - 5.88d_o + 34.6d_o^2$

(2) 扭转应力集中系数 γ_T : $\gamma_T = 4 - 6d_o + 30d_o^2$

2.5 附加弯曲应力 σ_{add} 的确定

2.5.1 在圆角处除气体压力与惯性力产生的交变弯曲应力外, 还有由于机座的变形和主轴承磨损而产生曲轴失中所引起的附加弯曲应力 σ_{aa} , 以及纵向振动所引起的附加弯曲应力 σ_{ax} , 这些附加弯曲应力 σ_{add} 如不加以限制或予以准确确定, 势必引起曲轴的疲劳破坏。

根据不同的机型, 附加弯曲应力由表 2.5.1 给出:

表 2.5.1

柴油机型式	$\sigma_{add}(\text{MPa})$
十字头式柴油机	$\pm 30^{①}$
筒形活塞式柴油机	± 10

注：① ± 30 MPa 的附加弯曲应力由两部分组成： ± 20 MPa 附加弯曲应力由纵向振动引起， ± 10 MPa 附加弯曲应力由机座的变形和曲轴失中引起。当没有整个系统的纵向振动计算结果时，建议采用 ± 20 MPa 作为纵向振动引起的附加弯曲应力进行评估；而有计算结果时，可以采用计算值进行评估。

2.5.2 根据本计算方法，对曲轴的评定是基于具有最低合格系数 Q （见本附录 2.8），所以当 $Q > 1.15$ 并有一定裕度时，可结合柴油机制造厂提供的允许的曲轴臂距差的最大值，对纵振的许用振幅可适当予以提高。

2.6 当量交变应力 σ_v 的计算

2.6.1 在圆角处，当量交变应力 σ_v 的计算是采用最大应变能强度理论，在计算中，假定曲轴的最大交变弯曲应力和最大交变扭转应力同时并在同一点发生。

在油孔出口，弯曲应力和扭转应力可以用当量主应力来表示，当量主应力等于这两个应力叠加产生的最大主应力，计算时假定弯曲和扭转是同时作用的（见本附录图 2.4.1（2））。

2.6.2 当量交变应力

当量交变应力 σ_v 按下式计算：

曲柄销圆角：

$$\sigma_v = \pm \sqrt{(\sigma_{BH} + \sigma_{add})^2 + 3\tau_H^2} \quad \text{MPa}$$

主轴颈圆角：

$$\sigma_v = \pm \sqrt{(\sigma_{BG} + \sigma_{add})^2 + 3\tau_G^2} \quad \text{MPa}$$

曲柄销油孔出口：

$$\sigma_v = \pm \frac{1}{3} \sigma_{BO} \left[1 + 2 \sqrt{1 + \frac{9}{4} \left(\frac{\sigma_{TO}}{\sigma_{BO}} \right)^2} \right] \quad \text{MPa}$$

其他符号见本附录 2.3。

2.7 疲劳强度计算

2.7.1 疲劳强度可以认为是曲轴圆角能持久承受的在最高应力点处的交变弯曲应力值。如曲轴疲劳强度无法由可靠的测量方法得出时，许用疲劳强度值 σ_{DW} 可由下式计算：

曲柄销直径：

$$\sigma_{DW} = \pm K (0.42R_m + 39.3) \left[0.264 + 1.073D_p^{-0.2} + \frac{785 - R_m}{4900} + \frac{196}{R_m} \sqrt{\frac{1}{R_x}} \right] \quad \text{MPa}$$

其中，圆角区域许用疲劳强度计算时， $R_x = R_H$ ；油孔出口区域， $R_x = D_O/2$ 。

主轴颈直径：

$$\sigma_{DW} = \pm K (0.42R_m + 39.3) \left[0.264 + 1.073D_G^{-0.2} + \frac{785 - R_m}{4900} + \frac{196}{R_m} \sqrt{\frac{1}{R_G}} \right] \quad \text{MPa}$$

式中： K ——对不同类型，未作表面处理的曲轴疲劳强度系数，大于 1 的值只适用于圆角区域的疲劳强度计算：

$K=1.05$ ，指连续纤维锻或锻锻曲轴；

$K=1.0$ ，指自由锻曲轴（没有连续的晶粒流）；

$K=0.93$ ，指铸钢曲轴（对于圆角经过冷轧处理的铸钢曲轴疲劳强度系数，冷轧过程经 CCS 认可）；

R_m ——曲轴材料抗拉强度值, MPa;

其余符号见本附录 2.4.1。

按以上公式计算疲劳强度的曲轴, 首先应满足以下前提条件:

- (1) 圆角表面、油孔出口以及油孔内部(最小深度等于 1.5 倍油孔直径)应光滑加工;
- (2) 从计算角度考虑, R_H 、 R_G 、 R_x 的取值均应不小于 2mm。

2.7.2 如果曲轴采取表面处理, 表面处理过程应经 CCS 认可。

2.7.3 作为替代方法, 曲轴疲劳强度可以通过对全尺度曲柄(或曲轴)或对从全尺度曲柄抽出的样本进行试验测得, 任何情况下, 抽取样本和曲轴疲劳强度评估的试验程序应提交 CCS 批准, 提交内容应包含试验方法、样本类型、样本(或曲柄)编号、试验编号、试验取用值等。

2.8 曲轴的合格衡准

2.8.1 曲轴的尺度是否足够, 应通过计算曲柄销圆角、主轴颈圆角和曲柄销油孔出口处的疲劳强度与当量交变应力的比值, 即合格系数 Q 来确定, 其衡准式为:

$$Q = \frac{\sigma_{DW}}{\sigma_V} \geq 1.15$$

2.8.2 合格系数 Q 并不代表曲轴的安全系数, 而只代表这一计算中的一个相关数值, 因曲轴的破坏并不仅仅决定于材料的疲劳强度值, 它与曲轴的受力状态也有关, 如曲轴受力后因弯曲变形过大, 同样曲轴的可靠性也将受到影响。但合格系数 Q 也可体现曲轴本身的安全裕度, 因这一计算方法, 对曲轴的评定是以其扭转应力作为基础, 结合有关的弯曲应力, 以得出最低的合格系数, 所以当 $Q > 1.15$ 并有一定裕度时, 可适当调整扭振应力、纵振应力、强制修理臂距差的许用值。这对设计、使用、检验均有使用价值。

2.9 制造厂应提供的许用值

2.9.1 制造厂应提供扭振许用应力、纵振允许振幅及强制修理臂距差值。

2.9.2 本附录 2.9.1 中的许用值应取本附录 2.8.1 中计算 Q 时的相应值, 也可以取 $Q=1.15$ 时相应的极限值。

3 曲轴直径校核

3.1 适用范围

3.1.1 本计算方法适用于相邻两曲柄支承等距的直列式及 V 型柴油机的锻钢、铸钢、合金钢、球墨铸铁曲轴。

3.2 计算原则

3.2.1 本计算方法同样基于假定曲轴的最大应力区域在轴颈与曲臂连接的过渡圆角处, 这一区域的应力最为集中, 曲轴的疲劳破坏往往在这一部位发生。

3.2.2 曲轴强度校核的依据为最大正应力理论。本计算方法假定曲轴的破坏是由于作用在它上面的最大弯矩(弯曲应力)及最大扭矩(剪切应力)的综合作用所引起的。因此, 按此强度理论把最大弯矩和最大扭矩(均乘以相应的应力集中系数)合成为当量最大弯矩, 结合材料的疲劳强度及应有的安全

系数推导出曲轴所需的最小直径计算公式。

3.3 曲轴最小直径的计算

3.3.1 锻造和铸造曲轴材料的抗拉强度一般在下列范围内选择，并应符合《焊接与材料规范》的有关规定。

- (1) 碳钢和碳锰钢： 400~600 N/mm²；
- (2) 合金钢： 600~1000 N/mm²；
- (3) 球墨铸铁： 490~780 N/mm²。

3.3.2 整体式或半组合曲轴的曲柄销或主轴颈，其最小直径 D_p （或 D_G ）按下式计算：锻钢、铸钢、合金钢材料的曲轴：

$$D_p = \sqrt[3]{\frac{D^2 [A a_B p_z (L - L_p) + C a_T p_i S]}{65 \times \left(\frac{R_m + 160}{560} \right)}} \quad \text{mm}$$

对球墨铸铁材料的曲轴：

$$D_p = \sqrt[3]{\frac{D^2 [A a_B p_z (L - L_p) + C a_T p_i S]}{59 \times \left(0.3 + \frac{0.7 R_m}{490} \right)}} \quad \text{mm}$$

式中： D ——气缸直径，mm；

S ——活塞行程，mm；

L ——相邻两主轴承中心线间的距离，mm；

L_p ——曲柄销长度，mm；

p_z ——气缸最大压力，MPa；

p_i ——平均指示压力，MPa；

R_m ——材料抗拉强度，N/mm²；

A ——系数；

对直列式单作用柴油机， $A=0.50$ ；

对 V 型柴油机，二冲程按表 3.3.2(1) 选取；四冲程按表 3.3.2(2) 选取；

C ——系数；

对直列式单作用柴油机，按表 3.3.2(3) 选取；

对 V 型柴油机，二冲程按表 3.3.2(4) 选取；四冲程按表 3.3.2(5) 选取；

a_B ——弯曲应力集中系数；

a_T ——扭转应力集中系数。

3.3.3 应力集中系数的计算和应用：

(1) 柴油机曲轴的断裂大多是疲劳断裂，而在弯曲断裂时，其疲劳源大部分出现在曲柄销或主轴颈与曲臂连接的过渡圆角处，这归因于在该处的应力最为集中之故，所以所谓弯曲应力集中系数，是指曲柄主平面内在弯矩的作用下，在曲柄销过渡圆角处所产生的最大弯曲应力与以曲柄销截面为准的名义弯

曲应力之比，名义弯曲应力是由实心曲臂中心线处的弯矩求出。

(2) 扭转应力集中系数是指圆角处在扭转负荷作用下所产生的最大扭转应力与以曲柄销截面为准的名义扭转应力之比。

(3) 曲轴的疲劳破坏，与柴油机运转中作用在过渡圆角处的实际应力有很大的关系，这一实际应力包含由于曲轴轴线失中所引起的附加应力，也包含曲轴的几何形状所造成的应力高度集中，所以弯曲应力集中系数实际就是对这一因素的表征，它是通过三向光弹性试验方法进行定量研究得出的。

(4) 对圆角应力集中有影响的曲轴几何尺寸主要有过渡圆角半径 R_H 、曲臂厚度 W 、曲臂宽度 B (曲臂宽度 B 的量取，见本附录 2.3.1(1))、轴颈重叠量 E 、轴颈中空直径 D_{BH} 、圆角凹圆弧的凹入深度 T_H 等，它们都起到不同程度的影响。但为提高应力集中系数的可适用性，上列各几何尺寸均相对于曲柄销直径 D_P (或圆角半径 R_H) 化为无因次的相对尺度，即：

$$R = R_H / D_P$$

$$W = W / D_P$$

$$B = B / D_P$$

$$e_k = 1 - E / D_P$$

$$d_H = D_{BH} / D_P$$

$$\delta = T_H / R_H$$

上列相对尺度应按规定的范围使用，应力集中系数才有效，且只适用于整体式曲轴或半组合式曲轴的曲柄销部分。

各相对尺度的适用范围如下：

$$0.03 \leq r \leq 0.10$$

$$0.25 \leq w \leq 0.60$$

$$1.30 \leq b \leq 2.00$$

$$0.50 \leq e_k \leq 1.50$$

$$0 \leq d_H \leq 0.70$$

$$0 \leq \delta \leq 0.65$$

计算应力集中系数所需的尺寸如图 2.4.1 所示。

(5) 弯曲应力集中系数 α_B 按下式计算：

$$\alpha_B = 0.625 f_1(r) f_2(w) f_3(e_k, w) f_4(b) f_5(d_H)$$

式中： $f_1(r)$ 、 $f_2(w)$ 、 $f_3(e_k, w)$ 、 $f_4(b)$ 、 $f_5(d_H)$ 由图 3.3.3(1)、(2)、(3) (a~c)、(4)、(5) 中查得。

如曲柄销或主轴颈过渡圆角为内圆弧，其凹入深度为 T_H (如图 2.3.1(3) 示)，则上述 α_B 值还需乘以表 3.3.2(6) 所查得的 $f_6(\delta)$ 值。

(6) 扭转应力集中系数 α_T 由图 3.3.3(6) 查得。

V型二冲程柴油机系数A

表 3.3.2 (1)

系 数	同一曲拐上的气缸发火间隔			
	36°	45°	60°	90°
A	0.70	0.66	0.615	0.585

V型四冲程柴油机系数A

表 3.3.2 (2)

系 数	同一曲拐上的气缸发火间隔							
	45°	60°	75°	90°	270°	285°	300°	315°
A	0.665	0.630	0.610	0.599	0.594	0.596	0.597	0.598

直列式单作用柴油机系数C

表 3.3.2 (3)

二冲程		二冲程		四冲程		四冲程	
缸数	C	缸数	C	缸数	C	缸数	C
1	2.043	7	3.446	1	1.872	7	2.915
2	2.069	8	3.960	2	1.872	8	2.915
3	2.616	9	4.148	3	2.082	9	2.933
4	2.933	10	4.661	4	2.082	10	2.933
5	3.273	11	4.782	5	2.553	11	3.300
6	3.300	12	4.840	6	2.553	12	3.300

V型二冲程柴油机系数C

表 3.3.2 (4)

缸 数	同一曲拐上的气缸发火间隔			
	36°	45°	60°	90°
2×3	3.768	3.464	3.546	3.675
2×4	4.138	3.800	4.400	5.630
2×6	5.469	5.684	6.563	5.286
2×8	6.504	7.010	6.469	7.003

V型四冲程柴油机系数C

表 3.3.2 (5)

系 数	同一曲拐上的气缸最小发火间隔							
	45°	60°	75°	90°	270°	285°	300°	315°
2×3	2.934	2.833	2.648	2.511	3.307	3.309	3.380	3.309
2×4	3.224	3.103	3.056	3.159	3.105	3.183	3.150	2.848
2×6	3.859	3.613	3.404	3.471	3.864	4.146	4.155	4.187
2×8	4.274	4.035	4.500	4.455	4.706	4.314	3.648	3.480

过渡圆角凹入度影响系数 $f_6(\delta)$

表 3.3.2 (6)

δ	0	0.15	0.25	0.35	0.45	0.55	0.60	0.65
$f_6(\delta)$	1	0.993	0.989	0.996	1.020	1.072	1.110	1.158

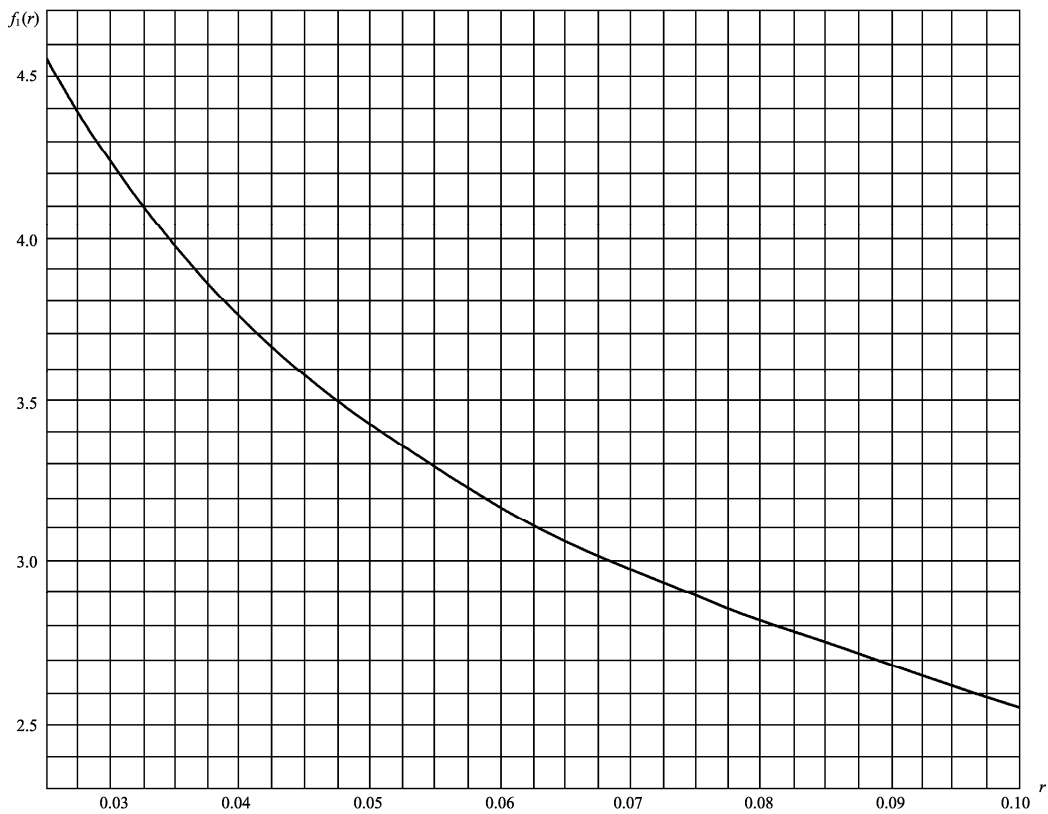


图 3.3.3 (1)

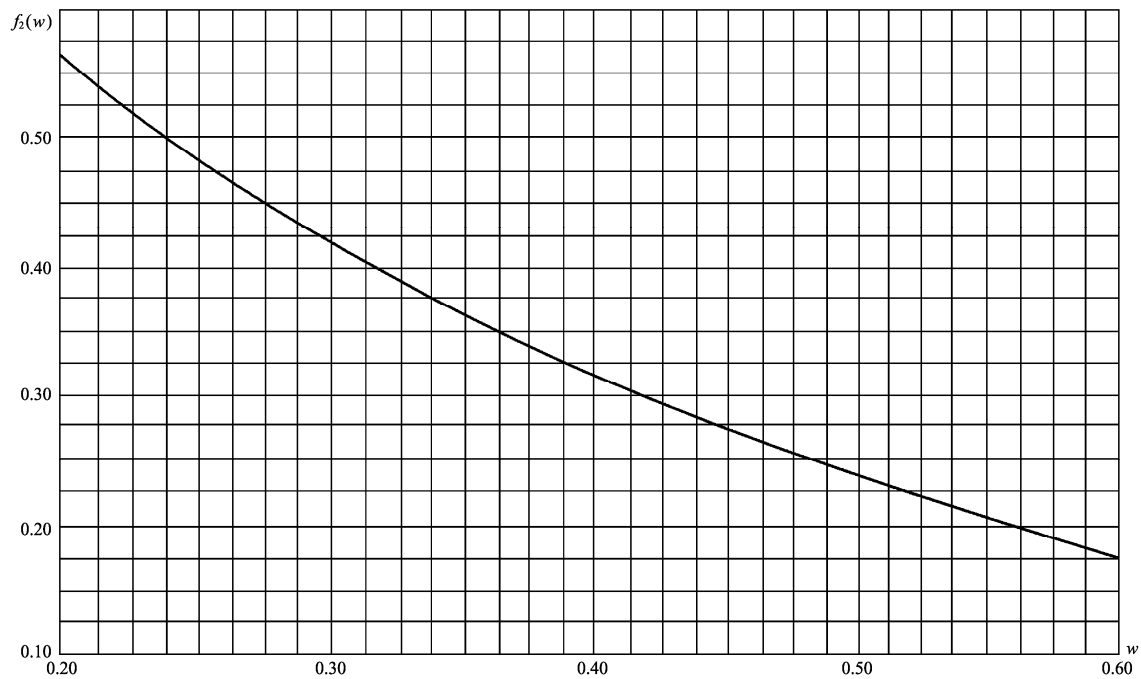


图 3.3.3 (2)

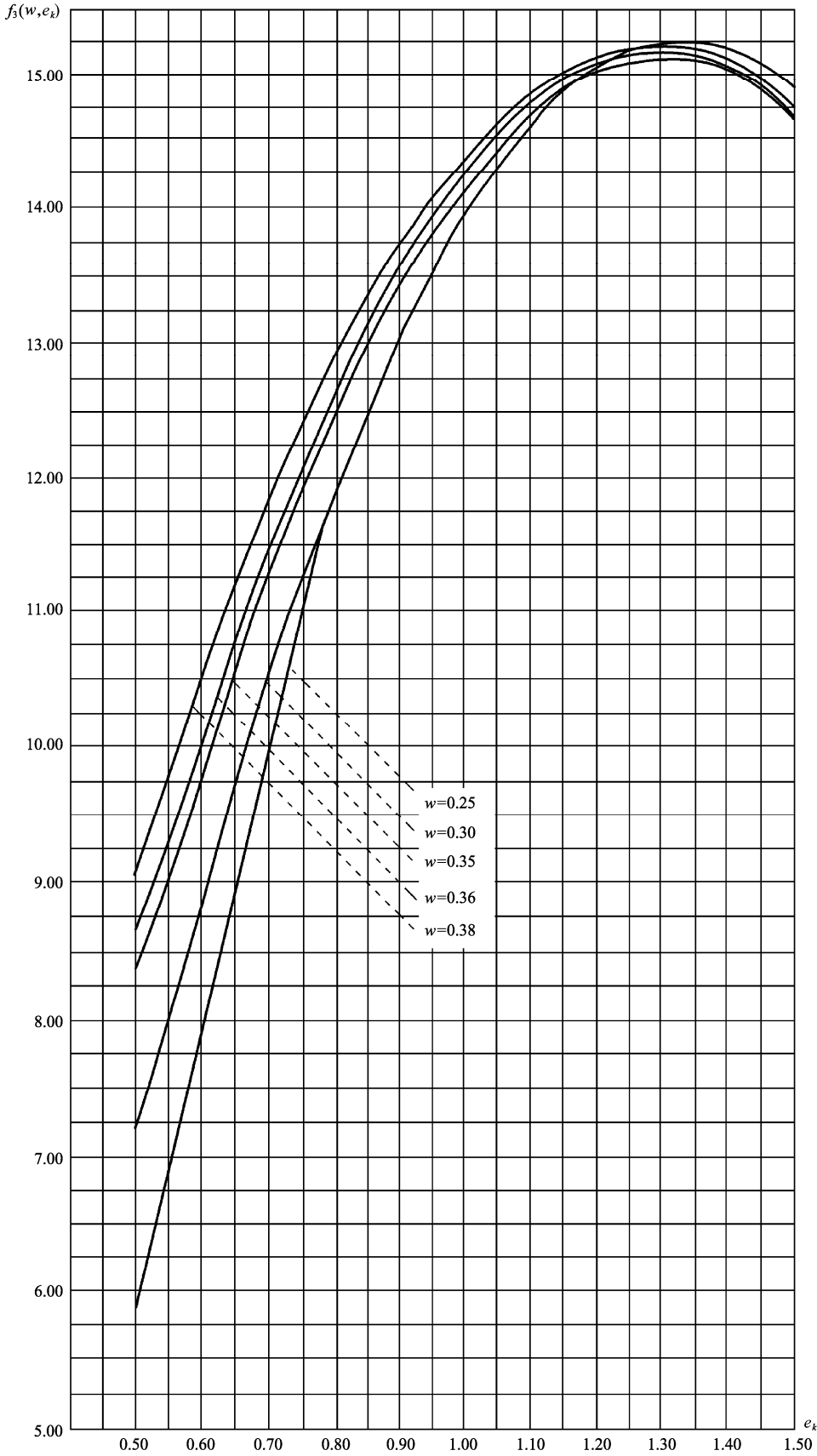


图 3.3.3 (3) a

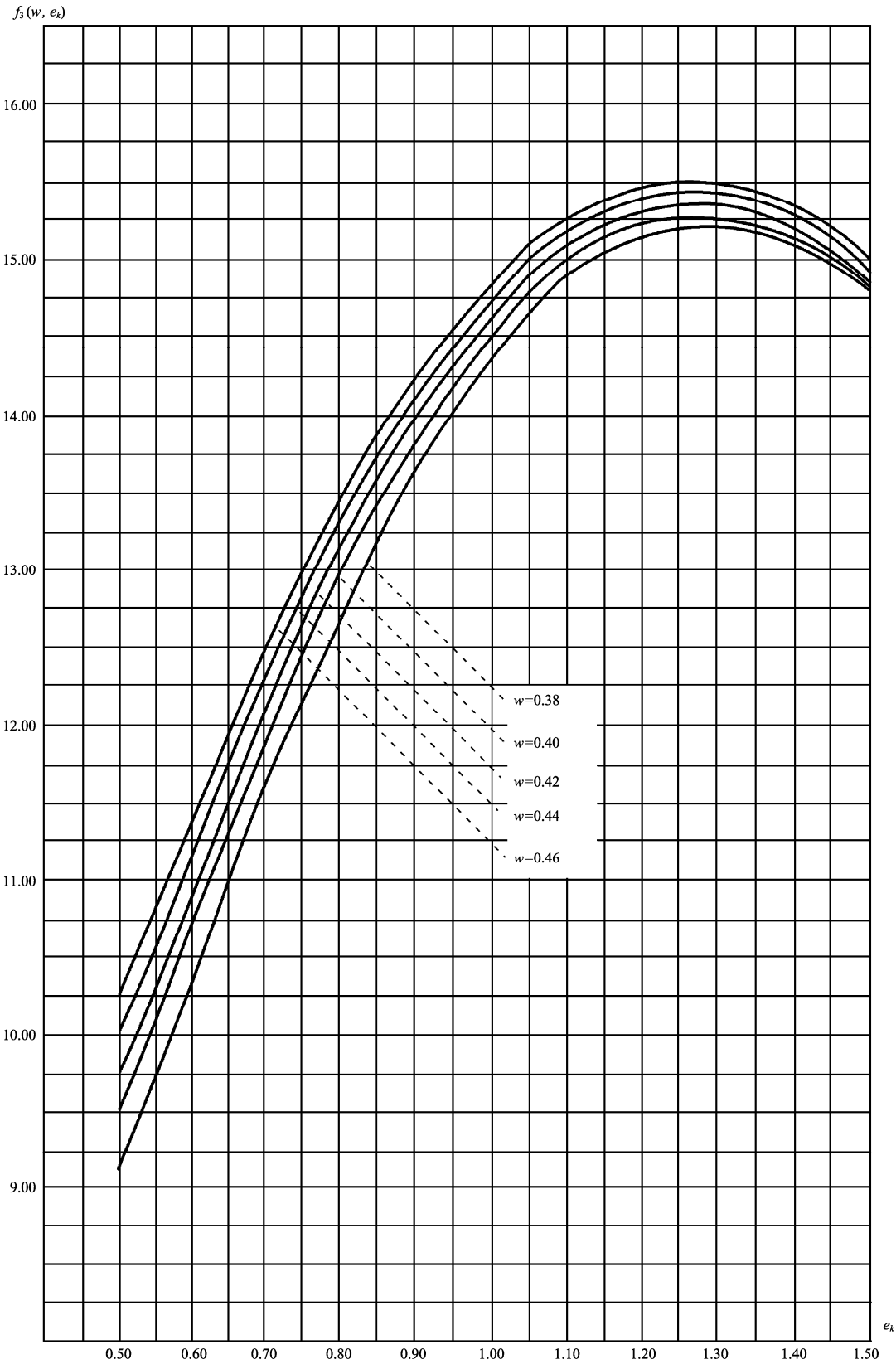


图 3.3.3 (3) b

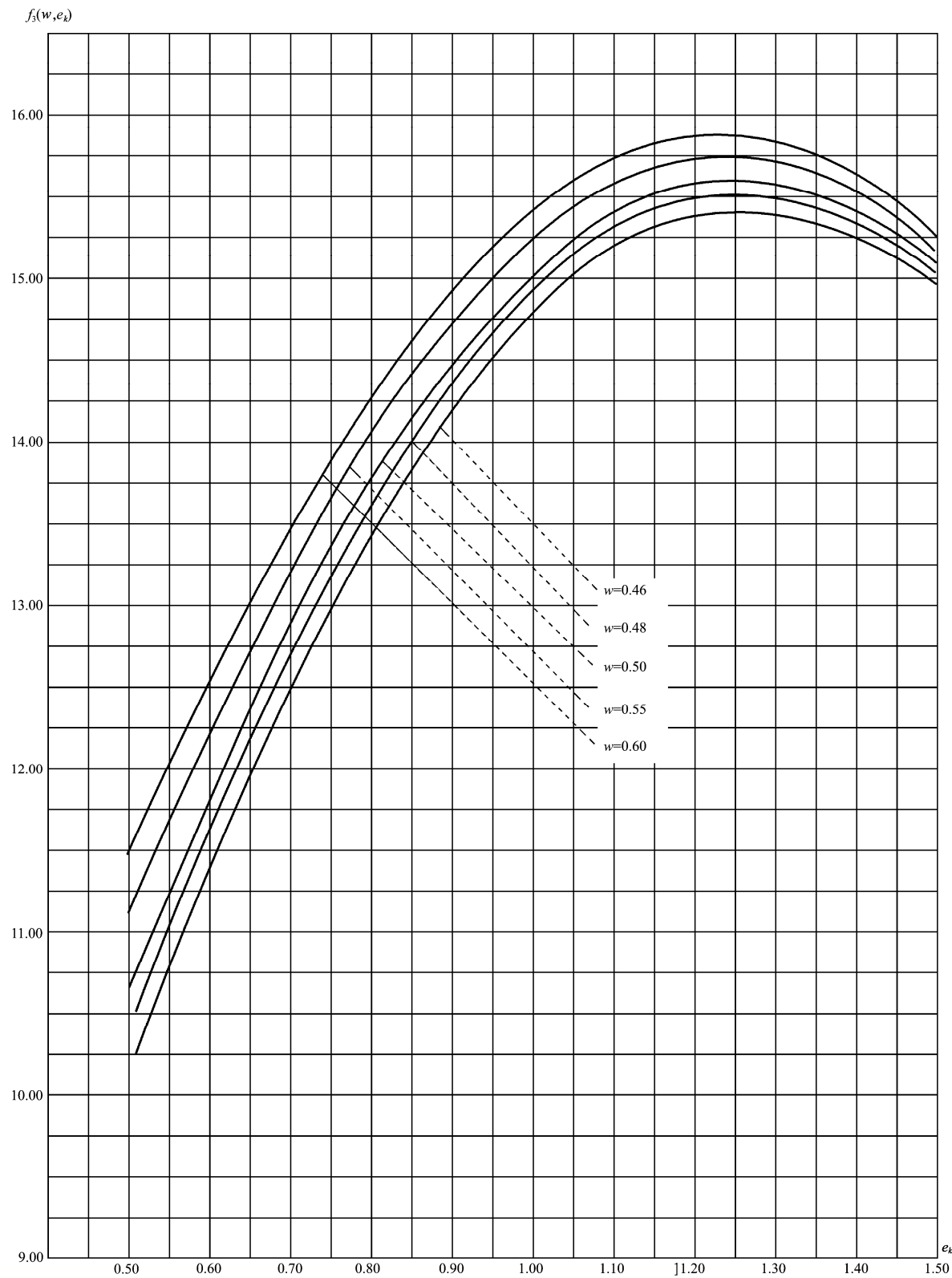


图 3.3.3 (3) c

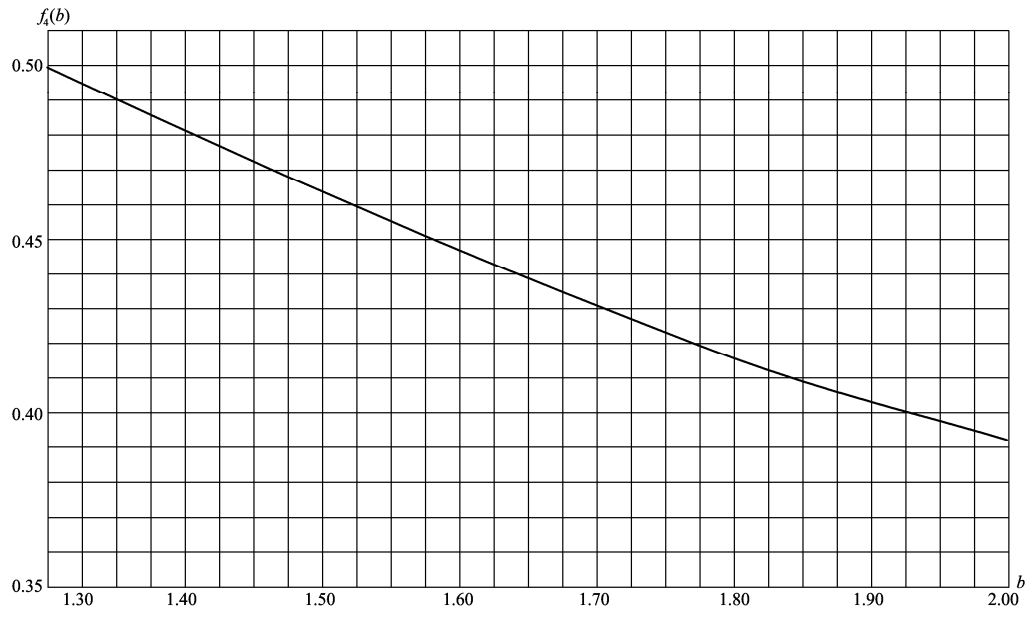


图 3.3.3(4)

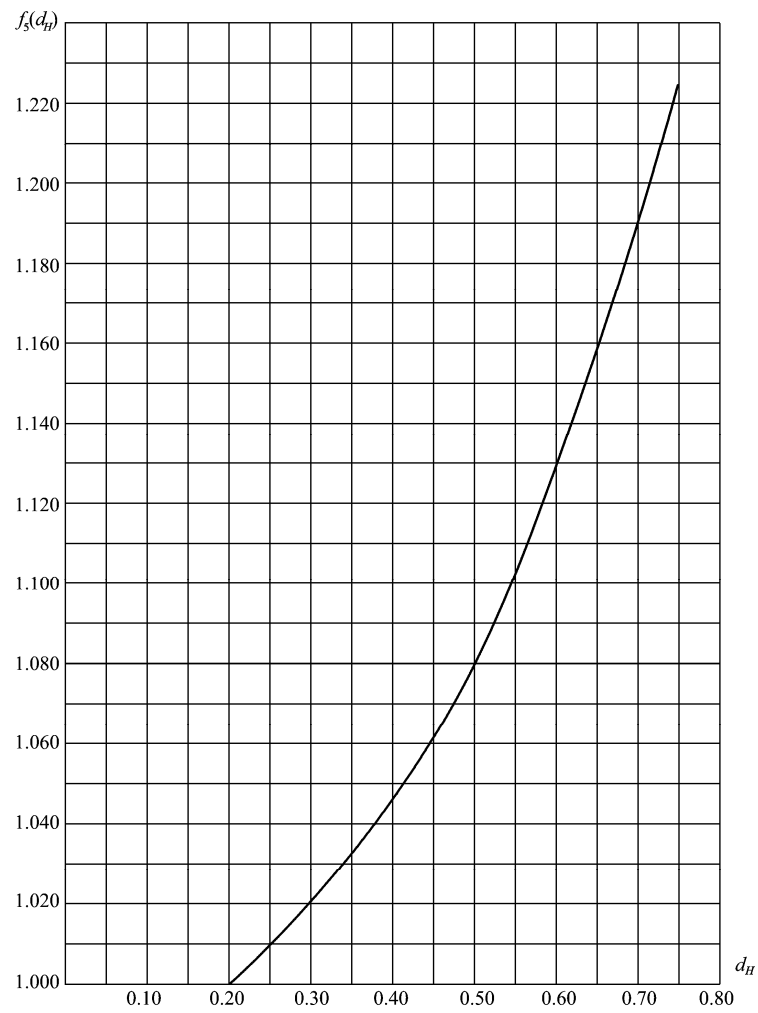


图 3.3.3(5)

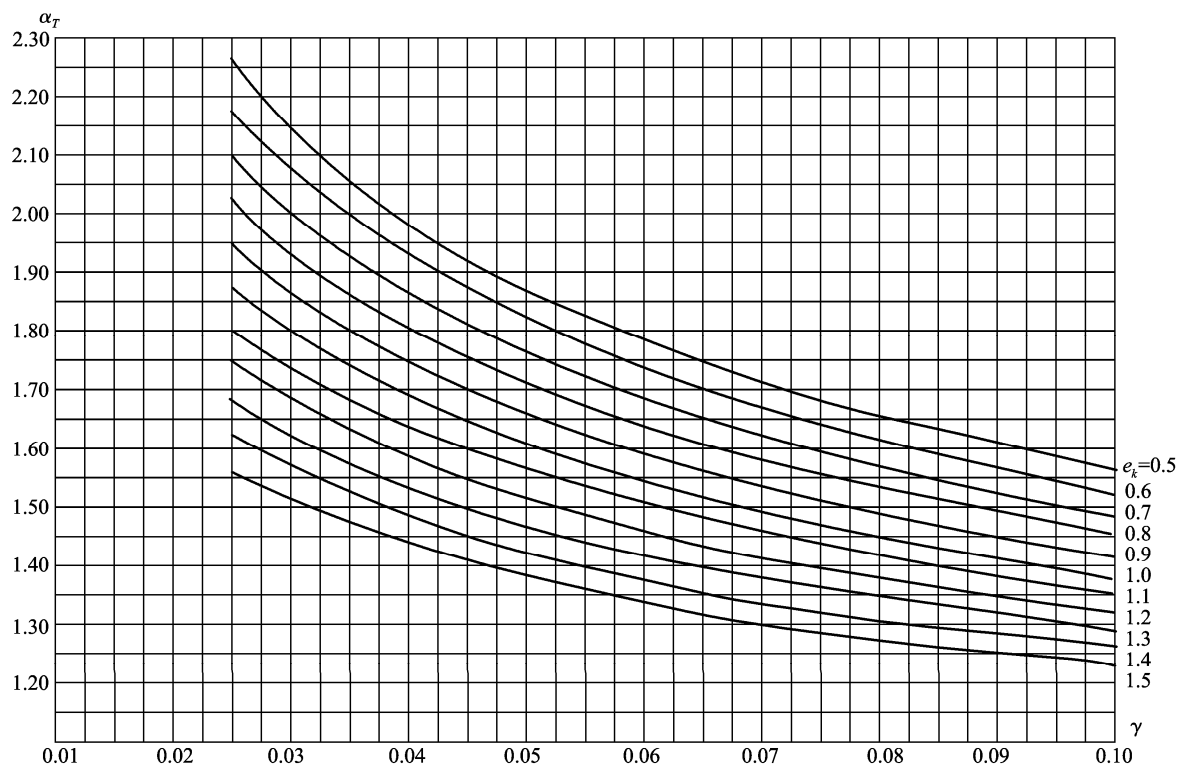


图 3.3.3(6)

4 半组合式曲轴的套合计算

4.1 几何尺寸

4.1.1 套合计算所需曲柄的全部尺寸见图 4.1.1。

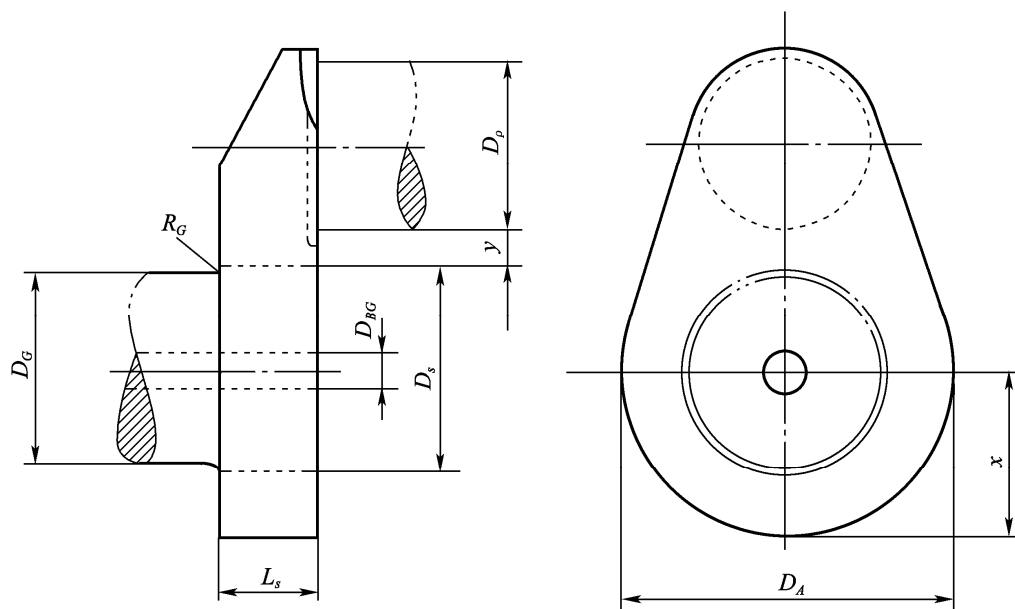


图 4.1.1 半组合式曲轴的曲柄

图中： D_S ——套合孔直径，mm；

L_S ——套合长度，mm；

D_A ——曲臂外径或主轴颈中心线和曲臂外缘间的最小距离 x 的两倍，取小者，mm；

y ——主轴颈套合孔和曲柄销相邻母线间的距离。

$$y \geq 0.05D_S, \text{ mm};$$

如 y 小于 $0.1 D_S$ 时, 应考虑套合应力对曲柄销圆角疲劳强度的影响。

其余符号意义与本附录 2.4.1 及图 2.4.1 中相同。

4.1.2 关于主轴颈过渡至套合直径的圆弧半径, 应符合下式:

$R_G \geq 0.015D_G$ 和 $R_G \geq 0.5(D_S - D_G)$ 应考虑取其大者。

4.2 主轴颈空心孔的最大允许直径 D_{BG}

4.2.1 如主轴颈空心孔的直径大于 4.2.2 的计算值时, 本附录 4.3 中规定的最小过盈量 $Z_{\min}$ 和最大过盈量 $Z_{\max}$ 的计算方法将不适用于过盈配合计算; 此时, 过盈配合的最大、最小允许值应通过有限元计算的方法得到。

4.2.2 最大允许直径 D_{BG} 的计算

主轴颈空心孔的最大允许直径 D_{BG} 可按下列公式计算:

$$D_{BG} = D_S \cdot \sqrt{1 - \frac{4000S_R M_{\max}}{\mu \pi D_S^2 L_S R_{eH}}} \quad \text{mm}$$

式中: S_R ——抗打滑的安全系数, 但其值应不小于 2 (除非通过试验获得);

μ ——静摩擦系数, $L_S/D_S \geq 0.40$ 时, $\mu = 0.20$;

$M_{\max} = MT + 9.55 \frac{N_e}{n_e} \text{ N} \cdot \text{m}$, 式中最大扭矩 $M_{\max}$ 与本附录 2.3.3(1) 确定的该曲轴各质量点的最大扭矩

$M_{T_{\max}}$ 相同, 也即考虑平均扭矩后, $M_{\max}$ 可通过名义扭矩 M_T (见本附录 2.3.3(1)) 和曲轴平均传递扭矩求出;

R_{eH} ——主轴颈材料的屈服强度下限值, MPa;

N_e ——柴油机额定功率, kW;

n_e ——相应额定转速, r/min。

4.3 过盈配合

4.3.1 最小过盈量的计算

最小过盈量分别按 4.3.1(1) 和 4.3.1(2) 的公式进行计算, 并取其较大值。

(1) 最小过盈量 $Z_{\min}$ 应满足:

$$Z_{\min} \geq \frac{4 \times 10^3}{\pi \mu} \cdot \frac{S_R M_{\max}}{E_m D_S L_S} \cdot \frac{1 - Q_A^2 Q_S^2}{(1 - Q_A^2)(1 - Q_S^2)} \quad \text{mm}$$

式中: $Q_A = \frac{D_S}{D_A}$;

$$Q_S = \frac{D_{BG}}{D_S};$$

E_m ——杨氏模数, MPa。

其他符号见本附录 4.2.2。

(2) 最小过盈量 $Z_{\min}$ 还应满足下列要求:

$$Z_{\min} \geq \frac{R_{eH} \cdot D_S}{E_m} \quad \text{mm}$$

式中: R_{eH} ——曲柄臂材料的屈服强度下限值, MPa。

4.3.2 最大许用过盈量的确定

套合曲轴最大过盈量是用以限制过盈配合对圆角处平均应力的影响, 最大许用过盈量 $Z_{\max}$ 可按下列公式计算:

$$Z_{\max} \leq \frac{R_{eH} D_s}{E_m} + \frac{0.8 D_s}{1000} \quad \text{mm}$$

5 轴系对曲轴强度的影响

5.1 简述

5.1.1 曲轴强度不仅与曲轴材料、结构尺寸及工艺有关，而且与整个轴系的布置、安装也有密切关系。在曲轴设计阶段，可按本附录2的方法判断曲轴的疲劳强度，得出允许扭振应力、纵振应力及强制修理臂距差值。

5.1.2 若能安装扭振减振器和/或纵振减振器，可使交变扭转应力 τ_H 及纵振附加变曲应力 σ_{ax} 小于本附录2.3及2.5给定值，则可提高曲轴的疲劳强度。

5.1.3 轴系布置与安装应满足规范或造机厂规定的扭振、纵振及校中要求，但如由于特殊情况而使某一项不符合规定值时，可用实际值代入疲劳合格系数 Q 中。如仍满足 $Q \geq 1.15$ ，则对曲轴而言仍是安全的。但应注意不能超过材料的疲劳强度。

5.2 扭转振动

5.2.1 为简化计算，也可用本社规范规定的扭振许用应力值作为 τ_H 进行计算。

5.2.2 若造机厂给出的扭振许用应力超过规范规定值，则应按本附录2.3.3要求提交计算书供审查。

5.2.3 在轴系计算或实测时，如发现在额定转速处存在超过规范或制造厂给定的许用值，则可用实测的 τ_H 代入合格系数 Q 中，若仍满足 $Q \geq 1.15$ ，则对曲轴而言仍是安全的。同样，应提供相应的计算资料供审查。

5.3 臂距差

5.3.1 本附录2.5中给出的附加弯曲应力 σ_{add} ，可以看出是由轴系纵振产生的附加应力 σ_x 与强制修理附加弯曲应力 σ_{aa} 之和。因此，柴油机制造厂应按合格系数 Q 计算中所采用的 σ_{aa} 值，提供强制修理曲轴臂距差值，以供实际使用。

5.3.2 对二冲程柴油机，如不存在轴系纵振问题或纵振产生的弯曲应力 $\sigma_{ax} < 20\text{MPa}$ ，或合格系数 Q 裕量较大时，则可以 $Q \geq 1.15$ 为基础，推导出强制修理臂距差值。但应提交相应计算书供审查。

5.3.2 船舶在营运中，如曲轴臂距差超过常规值或设计值，则可用实际的 τ_H 、 σ_{ax} 及 σ_{aa} 值代入 Q 中，如能满足 $Q \geq 1.15$ ，则对曲轴而言仍是安全的。

附录2 批量生产柴油机的检验程序

1 适用范围

1.1 本附录适用于缸径不超过300mm批量生产柴油机的检验。

2 认可程序

2.1 提交的图纸文件

2.1.1 制造厂申请认可批量生产的某类柴油机时,应提交必要的图纸资料:

- (1) 本章 6.1.2 要求的图纸;
- (2) 主要部件的技术说明;
- (3) 操作和保养手册;
- (4) 主要部件分包商一览表。

2.2 制造过程和质量控制程序检查

2.2.1 制造厂应提供制造过程及质量控制程序的全部资料,现场验船师应详细检查这些过程及程序,特别注意以下几点:

- (1) 质量控制系统的组织机构;
- (2) 质量控制过程中的记录;
- (3) 负责质量控制人员的资格和独立性。

2.3 型式试验

2.3.1 从产品生产线选取一台柴油机,按本社有关规定进行型式试验。

2.4 认可有效性

2.4.1 型式认可有效性应按本社有关规定执行。

3 制造复查

3.1 验船师自由进出车间

3.1.1 本社验船师可自由进入车间,以及控制设施的办公室和场所。

3.2 制造检验

3.2.1 检验和试验记录应经验船师确认。

3.2.2 部件标识系统应经认可。

3.2.3 制造厂应提供分包商所供部件质量控制的完整资料,对分包商可能要求认可。必要时,本社可直接对分包商生产的部件进行单独的检验。

3.3 台架试验

3.3.1 本社验船师可要求见证台架试验。

4 检验证书

4.1 证书的要求应按本社有关规定执行。

附录 3 批量生产废气涡轮增压器的检验程序

1 适用范围

1.1 本附录适用于制造厂申请认可, 且以批量生产方法制造废气涡轮增压器的检验。

2 认可程序

2.1 应提交的文件

2.1.1 如涡轮增压器制造厂在批量生产方法的基础上使用某种简化的检验方法, 则应提交下列文件 (一式 3 份):

- (1) 标注有主要尺寸的横截面图;
- (2) 标注有必要尺寸、材料规格、以及旋转部件(轴、叶轮和叶片)焊接细节的图纸;
- (3) 包括最大工况 (最大允许转速(r/min)及最大允许温度) 在内的技术规格;
- (4) 旋转部件的主要供货商及分包商一览表;
- (5) 操作和维修手册。

2.2 材料和质量控制

2.2.1 制造厂应提供有关质量控制机构、检验方法、记录方式及频率、重要部件的材料试验方法等完整资料。现场验船师应全面检查这些方法和程序。

2.3 型式试验

2.3.1 型式试验用机组应从装配线上选取, 试验时验船师应在现场。型式试验一般应包含在最大允许转速和最大允许温度下进行一小时的热运行试验。试验后增压器应进行拆检。

注: (1) 需要验证的性能数据, 在型式试验时应能满足。

(2) 申请型式认可的涡轮增压器, 如制造商具有在发动机上进行试验的设备, 可以接受 1 小时的超负荷(额定输出功率的 110%)运转试验代替热运行试验。

2.4 认可有效性

2.4.1 型式认可的有效性应按本社有关规定执行。

3 检验

3.1 验船师检验

3.1.1 验船师可随机检查质量控制措施, 必要时可见证下述试验项目, 并可自由查看所有质量控制记录及分包商的证书。

3.2 机组试验

3.2.1 每个机组应由制造商按本附录 3.4~3.7 的规定进行试验。

3.3 部件标记

3.3.1 增压器的旋转部件应打上易于识别, 且和证书一致的标记。

3.4 材料试验

3.4.1 旋转部件的材料试验应由制造厂或分包商, 按照本社同意的试验程序进行, 证书应经验船师确认合格。

3.5 压力试验

3.5.1 燃气出口壳体的冷却腔应进行液压试验, 试验压力取 0.4MPa 或 1.5 倍最大工作压力的较大者。

注: 压力试验一般按规定进行。若设计或试验特点需改变试验要求, 应提交相关资料供确认。

3.6 平衡和超速试验

3.6.1 每个轴、叶轮以及整个旋转组件，应按照认可的质量控制程序，逐个进行动平衡试验。

3.6.2 所有转动轮(驱动轮和从动轮)应经受 3min 的超速试验，试验工况可选以下两种之一：

- (1) 室温条件下，120%最大转速；
- (2) 工作温度条件下，110%最大转速。

3.6.3 如每个锻制转动轮都是通过认可的无损检验方法进行质量控制，可不要求进行超速试验(型式试验机组的转动轮除外)。

3.7 台架试验

3.7.1 每一机组都应进行 20min 的最大转速运转试验。

注：(1) 经本社同意，如制造厂通过足够数量涡轮增压器的运转试验，能够证明缺陷的分布情况，最大转速运转试验可减至 10min。

(2) 如条件允许，制造厂可把涡轮增压器安装在柴油机上(拟安装该增压器)，进行 20min 的超负荷(额定输出功率的 110%)运转试验代替台架试验。

(3) 如涡轮增压器按照符合公认标准的质量保证体系进行生产，且历史审查记录良好，本社可接受在一个样品上进行台架试验。

4 证书

4.1 涡轮增压器的持证要求，应符合本社有关规定。

附录4 电控柴油机的补充规定

1 一般规定

1.1 适用范围

1.1.1 本规定适用于采用电子控制的柴油机。

1.1.2 电控柴油机除满足本规定外，还应满足柴油机其它相关要求。

1.1.3 由于柴油机电控系统技术不断进步，智能型柴油机不断发展，因此，本规定不限制这种新技术的进展和开发。

1.1.4 柴油机采用单项电子控制系统，可参照本规定的适用部分。

1.2 一般要求

1.2.1 电控柴油机应不低于非电控柴油机的安全要求与功能。

1.2.2 在柴油机运行条件下，电控系统应能安全、可靠地操作使用。

1.2.3 在柴油机装配好后，应对控制参数进行正确设定并验证。

1.2.4 产品说明书上一般应标明电控系统的工作保证期及维修。

1.3 定义

1.3.1 本规定所用定义如下：

(1) 电控柴油机：系指具有电子控制系统的柴油机，即是指通过电子控制器等控制装置，灵活调节各系统参数，进一步提高各系统与柴油机匹配的灵活性及适应能力，实现最佳化运行，使性能得到优化的柴油机；

(2) 非电控柴油机：系指没有采用电子控制的柴油机；

(3) 智能型柴油机：一般系指对燃油喷油系统、进排气系统、油水冷却、气缸润滑、废气涡轮增压、振动平衡等各个系统实行综合电子化控制，使系统参数全面优化，降低能耗、减少环境污染（低有害排放、低噪声、低振动），并能自动监控自身运行状况及故障，提高安全可靠性的柴油机。

(4) 柴油机电控系统：根据所控对象、方法和参数的不同，柴油机的电子控制系统有各种方案和形式，最主要的是电子控制燃油系统。它控制喷油压力、喷油正时、喷油量及喷油模式等参数。能灵活调节柴油机各系统参数的电子控制系统，简称柴油机电控系统。柴油机电子控制系统是由传感器、电子控制器（ECU）及执行机构组成；

(5) 传感器：系指检测环境、柴油机工况及各种运行参数的器件。主要有曲轴转速传感器、压力传感器、温度传感器、湿度传感器、气体成分传感器、上止点位置传感器、流量传感器及振动传感器等，根据各类柴油机电控系统的需要选用；

(6) 电子控制器（ECU）：对各种来自传感器的信息进行处理，并将结果输出，驱动执行机构动作。电子控制器主要由微电脑、接口电路、驱动电路及必要的软件组成；

(7) 执行机构：接受来自电子控制器（ECU）的控制指令，使驱动系统实现对柴油机各相关部件的操作。执行机构主要由电磁阀、步进电机、电液装置及管路等组成。执行机构的驱动动力分电力和液力两种。电力驱动由步进电机操作，一般用在驱动力不大和实时性要求不太严格的场合，如电子调速器、小型涡轮增压器可变喷嘴的控制、冷却及润滑系统可调阀门的控制等。液力驱动由电磁阀控制的液压力进行操作，如用在取消凸轮轴以传输动力的喷油系统、进排气系统等；

(8) 共轨管（蓄压器）：系指电控柴油机的燃油和液压油系统中，用来提供高压燃油或液压油的压力容器。

1.4 图纸资料

1.4.1 除应提供本章 6.1.2 所要求的图纸资料外, 还应提供以下图纸提交批准:

- (1) 电控系统系统图;
- (2) 故障模式与影响分析(FMEA);
- (3) 电控系统使用说明书(备查);
- (4) 本社认为必要的其他图纸和资料。

2 设计与安装

2.1 燃油和液压油系统

2.1.1 燃油和液压油系统应符合本篇第 2 章、第 4 章和本章的适用要求。

2.1.2 燃油储油器和液压油储油器的强度应满足本篇第 5 章的适用要求。

2.1.3 燃油和液压油系统应分别设有至少 2 台燃油压力泵和 2 台液压油压力泵, 其布置应保证当其中一台压力泵失效时, 其余的泵仍能在主推进机械最大连续输出功率条件下提供足够的油量。所有泵应连接妥当随时可用。

2.1.4 燃油压力泵和喷射器之间的高压油管, 应采用套管或其他等效设施进行保护, 以防止泄漏的燃油喷溅到火源而燃烧。

2.1.5 液压油压力泵和液压执行器之间的管路, 应采用套管或其他等效设施进行保护, 以防止泄漏的液压油喷溅到火源而燃烧。

2.1.6 隔离阀和旋塞应尽量靠近被隔离设备安装, 燃油和液压装置上的所有阀应能从工作平台以上易于接近的位置进行控制。

2.1.7 高压燃油和高压液压油系统应设有高压报警装置, 其设定压力应不超过系统设计压力。

2.1.8 高压燃油和高压液压油系统, 应在任何可隔离并可能积聚压力的位置安装适当的安全阀。安全阀的设定压力应不超过设计压力, 安全阀排量应足够大, 以避免产生超过设计压力的过度升压。

2.1.9 高压燃油和高压液压油系统上安装的压力、温度监测设备的抗振和耐热性, 应符合本社《电气电子设备型式认可试验指南》的有关要求。

2.1.10 高压燃油和液压油管系一般应设双套, 如进行疲劳分析(分析时应考虑所有预期的压力、脉动、振动载荷), 则可接受单套。

2.1.11 应设有防止因控制阀故障而导致燃油持续喷入气缸的设施。

2.2 电控系统

2.2.1 电控系统电子设备的设计、制造、检验, 包括软件设计, 应参照本规范第 4 篇和本社《电气电子设备型式认可试验指南》的有关规定。

2.2.2 电控系统应具有故障自诊断和安全保护功能, 当出现故障时, 系统应立即进行故障诊断, 启动相应的安全保护功能, 以维持柴油机工作。

2.2.3 电控系统中因功能故障可能影响主推进柴油机正常运转的设备, 应具有双套系统, 如电子控制器、曲轴转角测量装置, 两套系统的类型与功能完全相同, 当其中之一出现故障时, 另一套系统能自动替换前一套继续工作, 以维持柴油机正常运转, 并同时发出相关报警。

2.2.4 电控系统应由 2 套独立电源经 2 条独立线路供电。

2.2.5 应设有机旁控制与集控室或驾驶室的控制系統。

2.2.6 电控系统的监测功能应能对系统的传感器、电子控制器(ECU)及执行机构的主要功能故障进行报警。

2.2.7 电控系统能监视柴油机工作情况, 自动调整柴油机各系统参数, 并对系统及部件故障能自

动检测和报警。

2.2.8 电控系统的零部件在功能特性和结构尺寸上应具有可换性，在结构上应能快速拆卸、更换和安装。

2.2.9 对于易腐蚀损坏的材料，应采用表面防护措施。不同金属材料的直接接触，一般应采取防电解腐蚀措施。

2.2.10 电控系统应设有检查端口，使检测和维修方便。

2.3 故障模式与影响分析(FMEA)

2.3.1 电控系统应进行故障模式与影响分析(FMEA)，以确认系统中任一设备或线路失去功能不会导致其他设备或线路的功能故障或恶化。

2.3.2 FMEA 分析报告一般应包含以下几个方面：

- (1) 用于分析和系统设计的标准；
- (2) 分析目标；
- (3) 分析时所做的任何假定；
- (4) 设备、系统或子系统，操作模式；
- (5) 潜在的故障模式及原因
- (6) 评估每个故障的影响；
- (7) 降低故障危险的措施。

2.3.3 故障分析时，设备本身的部件故障可不必考虑。

2.4 安装

2.4.1 电控系统各部件的安装，应满足其在柴油机上的安装位置、界面尺寸、接头、屏蔽、抗温和抗振等要求，各部件要便于在柴油机上安装固定；所有电子电路接线应牢固可靠，以防止在机器运转时松脱。

2.4.2 安装带有减振器的电控系统部件时，其周围应留有足够的空隙，以避免与相邻的部件或结构发生碰撞。

3 试验

3.1 一般要求

3.1.1 电控柴油机应按本规定的有关要求进行型式试验、出厂试验、船上试验。

3.1.2 有关电控系统试验项目，可参考本规定的适用项目。

3.2 型式试验

3.2.1 电控系统主要部件，应进行型式试验。

3.2.2 电控系统型式试验也可与柴油机型式试验同时进行。

3.2.3 电控柴油机型式试验目的，是确认电控系统在接入柴油机后的正常功能。在试验前，对电控系统中的管路、电气线路、传感器及执行机构等部件，确认已进行功能验证；对电控系统软件，确认已按各自的下载说明安装到各模块中。

3.2.4 试验范围：

- (1) 涉及柴油机安全运行的相关功能；
- (2) 只能与柴油机一起试验的功能；
- (3) 控制系统软件的功能验证。

3.2.5 有关的故障和功能试验一般应包括下列项目(适用时):

- (1) 传感器故障;
- (2) 控制模块故障;
- (3) 控制模块电源故障;
- (4) 执行模块故障;
- (5) 通讯网络故障;
- (6) 主操作板故障;
- (7) 接地故障;
- (8) 气缸注油系统故障(如采用电控);
- (9) 停车信号故障;
- (10) 其他适用的故障与功能试验。

3.3 出厂试验

3.3.1 在试验前,对电控系统中的管路、电气线路、传感器及执行机构等部件,确认已进行功能验证。

3.3.2 电控柴油机试验过程中,应对控制参数进行调整设定。

3.3.3 电控系统功能的有效性应在试验中验证,有关的故障和功能试验一般应包括下列项目(适用时):

- (1) 软件证明;
- (2) 传感器故障;
- (3) 控制模块电源故障;
- (4) 执行模块功能;
- (5) 紧急停车装置功能;
- (6) 其他适用的故障与功能试验。

3.4 船上试验

3.4.1 船上试验前,对柴油机控制系统与遥控系统中的电控系统部分项目,确认已进行检查。

第7章 齿轮传动装置

第1节 一般规定

7.1.1 适用范围

7.1.1.1 本章规定适用于传递功率等于大于100kW的主机和辅机的齿轮传动装置。

7.1.2 扭转振动

7.1.2.1 齿轮传动装置的扭转振动应符合本篇第8章第4节的有关规定。

7.1.3 图纸和资料

7.1.3.1 应将齿轮传动装置的下列图纸和资料一式3份提交本社批准：

- (1) 齿轮传动装置说明书（备查）；
- (2) 总图（纵、横剖面图）；
- (3) 齿轮（包括齿圈，若有时）零件图（齿数、模数、分度圆直径、齿顶圆直径、齿根圆直径等，包括齿轮承载能力计算所必需的参数）；
- (4) 齿轮轴图；
- (5) 离合器和联轴器图；
- (6) 齿轮箱体图；
- (7) 齿轮承载的能力计算书；
- (8) 齿轮轴强度计算书；
- (9) 离合器和联轴器强度计算书；
- (10) 齿轮热处理工艺资料；
- (11) 齿轮材料技术资料；
- (12) 齿轮或齿轮箱体焊接工艺资料（若有时）。

注：凡经本社认可的产品，图纸和资料可不必重复送审。

第2节 材料

7.2.1 材料要求

7.2.1.1 齿轮传动装置的轴、齿轮、大齿轮圈（若有时）、联轴器等零件应用锻钢制成。其锻件的材料应符合第7篇的有关规定。

7.2.1.2 非表面硬化的大、小齿轮应有一定硬度差。大齿轮的抗拉强度应不高于小齿轮的85%。

7.2.1.3 表面硬化齿轮的芯部抗拉强度，对高频淬火和氮化的齿轮应不低于800N/mm²；表面渗碳的齿轮应不低于750N/mm²。

7.2.1.4 若采用合金钢锻件，其化学成份、力学性能和热处理工艺应符合第7篇的有关规定。

7.2.2 无损检测

7.2.2.1 完工后直径超过200mm的齿轮锻件，切齿前应进行超声波检测。

7.2.2.2 表面硬化轮齿和在齿轮精磨后的非表面硬化轮齿均应进行磁粉检测或着色检测。

第3节 设计与构造

7.3.1 设计

7.3.1.1 对传递功率大于等于100kW的主、辅机齿轮传动装置，齿轮承载能力计算应符合本章附录1《齿轮强度评定》的有关规定。

7.3.2 齿形

7.3.2.1 齿根应圆滑过渡，其圆角半径应不小于 $0.25 m_n$ (mm)， m_n 为法向模数。

7.3.2.2 当齿宽与小齿轮分度圆直径之比大于1.5时，齿轮的齿端应进行倒角。

7.3.2.3 符合下列情况之一者，应对齿轮进行适当齿顶修缘：

- (1) 齿轮法向模数大于 6mm；
- (2) 小齿轮齿顶高与啮合总工作高度之比大于 0.65；
- (3) 啮合总工作高度与法向节距之比大于 0.75。

7.3.3 齿面

7.3.3.1 表面硬化的齿轮，其硬化层应均匀分布并延伸至整个齿面和圆角部分。

7.3.3.2 齿轮表面氮化处理时，硬化层深度一般应不小于0.40mm。

7.3.3.3 非氮化处理的表面硬化齿轮，对 $m_n \leq 10$ 的齿轮硬化层深度应不小于 $0.15 m_n$ (mm)；对 $m_n > 10$ 的齿轮硬化层深度应不小于 $1.5 + 0.05 (m_n - 10)$ (mm)。

7.3.3.4 表面渗碳硬化齿轮，其表面硬度应不低于HRC58。

7.3.4 齿轮

7.3.4.1 齿轮传动装置的齿轮制造精度，应不低于7级精度。

7.3.4.2 齿圈和轮毂用螺栓连接的齿轮，应采用紧配螺栓，且应有防松措施，但不允许焊牢。齿圈和轮毂亦可用套合方法连接。

7.3.5 齿轮轴

7.3.5.1 扭力轴直径 d 应不小于按本篇8.2.2.1公式 $K=1$ 时计算所得之值。

7.3.5.2 齿轮轴直径 d 应不小于按本篇8.2.2.1公式 $K=1.1$ 时计算所得之值。

7.3.5.3 大齿轮轴，若由1个小齿轮或2个相隔小于 120° 的小齿轮传动时，其齿轮轴承之间的直径应比本节7.3.5.2规定的值增大15%；若由2个彼此相隔等于或大于 120° 的小齿轮传动时，则齿轮轴承之间的直径应比本节7.3.5.2规定的值增大10%。

7.3.5.4 齿轮采用键或套合装配在轴上时，配合处轴径应比本节7.3.5.2规定的值增大5%。

7.3.6 齿轮箱体

7.3.6.1 采用焊接结构的齿轮箱体，其施工工艺应符合第7篇的有关规定。

7.3.6.2 齿轮箱体应有足够的强度和刚度，并应设有观察窗和适当的透气装置。

7.3.6.3 对推力轴承设置在齿轮箱内的结构，箱体应适当加强。

7.3.7 连接

7.3.7.1 大齿圈与轮毂的套合、轮毂与轴的套合及齿轮传动装置内的其他套合配合，其相对滑移的安全系数，对柴油机直接驱动齿轮箱时，应不小于3.36；其他情况时，均应不小于2.8。

7.3.7.2 齿轮传动装置的联轴器、离合器还应符合本篇第8章第3节的有关规定。

7.3.8 啮合精度

7.3.8.1 齿轮齿面应均匀啮合，齿轮传动装置齿轮副的接触面应不低于7级精度。

7.3.9 换向

7.3.9.1 可倒顺的齿轮传动装置，应具有其任意换排的转速不低于主机额定转速60%的能力。

7.3.9.2 可倒顺的齿轮传动装置，其换向时间[从顺车（或倒车）操纵开始，至倒车（或顺车）开始运转为止]应不大于15s。

7.3.9.3 可倒顺的齿轮传动装置，应能传递足够的倒车功率。

7.3.10 润滑和冷却

7.3.10.1 润滑油应能可靠地被输送到所有轴承、啮合齿轮和其他要求润滑的部位。

7.3.10.2 齿轮传动装置应有独立的滑油系统。

7.3.10.3 输入功率大于370kW的具有独立压力循环润滑系统的齿轮传动装置，应设置1台备用滑油泵。如同时装有多台齿轮传动装置且每台均具有独立压力循环润滑系统时，可免设备用滑油泵或备品泵（客船和推（拖）船除外）。

7.3.10.4 压力循环的润滑系统中应设有滑油温度计和油压表。

采用液压控制时，应设有工作油压力表。

飞溅润滑的油池应设有油面指示器。

7.3.10.5 压力润滑系统中应设有滤器，并应能在不中断供应过滤油的情况下清洗滤器。

7.3.10.6 齿轮传动装置的润滑油温度，若采用滑动轴承时，应不高于70℃；若采用滚动轴承时，应不高于80℃。

7.3.10.7 齿轮箱体内不应有可拆卸的冷却水管接头。

7.3.11 报警

7.3.11.1 输入功率大于370kW的齿轮传动装置，应设有滑油低压报警装置。

7.3.11.2 输入功率大于1470kW的齿轮传动装置，应设有滑油高温报警装置。

7.3.12 应急装置

7.3.12.1 液压控制的齿轮传动装置，应有应急的机械联接机构，以便在液压系统出现故障时仍能保证船舶具有一定的航行能力。

7.3.13 标记

7.3.13.1 可倒顺齿轮传动装置的操纵处,应有指示倒、顺方向的标记。一般手柄向前移动或手轮顺时针方向转动时,系指船舶前进的方向。

7.3.14 安装

7.3.14.1 齿轮传动装置应安装在与船体牢固连接的有足够强度和刚度的基座上,其紧配螺栓的数目应不少于总数的25%,且不少于4个。对于产品说明书已作明确规定者,则按说明书要求。

第4节 试 验

7.4.1 平衡试验

7.4.1.1 当齿轮分度圆处线速度 V 大于25m/s时,齿轮应进行动平衡试验;当齿轮分度圆处线速度 V 小于或等于25m/s时,可只进行静平衡试验,试验应将齿轮与联轴器从动部分装配在一起后进行。每平衡平面上的残余动不平衡量应不大于按下式计算所得之值:

$$\frac{600m}{n} \quad \text{N} \cdot \text{mm}$$

式中: m ——旋转部件质量, kg;

n ——试验部件的最大工作转速, r/min。

7.4.1.2 整体锻造的齿轮和齿圈套合的整体锻造轮体的齿轮,若为同心加工,且横截面形状一致,则可不进行平衡试验。

7.4.2 齿轮箱的型式试验

7.4.2.1 齿轮传动装置应按本社批准的试验大纲进行台架试验。

7.4.2.2 空负载时,在额定转速下正、反两方向运转不少于1h,在1.5倍额定转速下运转5min。齿轮箱应运转平稳、无冲击、密封处和接合处无渗油和漏油、连接件和紧固件应无松动。

7.4.2.3 有负载时,负载百分比和运转时间可由本社、用户和制造厂共同商定。齿轮箱润滑油的温度应符合本节7.3.10.6的规定。

7.4.2.4 齿轮箱台架试验完毕后应检查齿轮有无裂纹、点蚀、崩缺,润滑油的清洁度应符合有关规定,齿轮啮合面应大于齿间高度的45%和齿间宽度的60%。

7.4.3 系泊和航行试验

7.4.3.1 齿轮传动装置应按经本社同意的试验大纲进行系泊和航行试验。

附录1 齿轮强度评定

1 一般规定

1.1 适用范围

1.1.1 本附录适用于传递功率大于等于 100kW 的主推进机械和发电机用辅机的封闭式减速齿轮传动装置。

1.1.2 本附录适用于平行轴渐开线直齿和斜齿圆柱齿轮以及当量圆柱齿轮端面重合度 $\varepsilon_{va} < 2$ 的锥齿轮的强度评定。

1.1.3 本附录包括齿面接触应力、齿根弯曲应力以及齿轮箱轴系的校中，其校中尚应符合本社的有关规定。

1.1.4 本附录的强度评定方法仅考虑齿轮为钢质材料且齿轮为无限使用寿命。

1.2 符号、名称与单位

1.2.1 本附录所使用的主要符号如下，其他与影响系数有关的符号分别在各节中予以阐述：

a ——中心距，mm；

b ——工作齿宽，mm；

$b_{1,2}$ ——齿宽，mm；

b_e ——有效齿宽，mm；

$d_{1,2}$ ——分度圆直径，mm；

$d_{a1,2}$ ——齿顶圆直径，mm；

$d_{b1,2}$ ——基圆直径，mm；

$d_{f1,2}$ ——齿根圆直径，mm；

$d_{w1,2}$ ——节圆直径，mm；

$d_{e1,2}$ ——大端节圆直径，mm；

F_t ——端面内分度圆周上的名义切向力，N；

$h_{1,2}$ ——齿高，mm；

$h_{a1,2}$ ——齿顶高，mm；

$h_{f1,2}$ ——齿根高，mm；

h_{ao} ——刀具齿顶高，mm；

$h_{f1,2}$ ——载荷作用于单对齿啮合外侧点时的弯曲力臂，mm；

HV ——维氏硬度；

HRC ——洛氏硬度；

HB ——布氏硬度；

m_n ——法向模数，mm；

$n_{1,2}$ ——齿轮转速，r/min；

N_L ——应力循环次数；

p ——齿轮装置传递的最大持续功率或标定功率(根据用途而定)，kW；

p_{ro} ——刀具凸台量，mm；

p_{bt} ——端面基节，mm；

q_s ——齿根圆角参数；

R_a ——粗糙度算术平均值， μm ；

- R_z ——平均峰谷粗糙度, μm ;
 S_{Fn} ——危险截面上的齿根弦齿厚, mm ;
 $T_{1,2}$ ——齿轮传递 P 的扭矩, $\text{N}\cdot\text{m}$;
 u ——齿数比;
 V ——分度圆上线速度, m/s ;
 x ——齿顶高变位系数;
 $x_{hm1,2}$ ——齿宽中点齿高变位系数;
 $x_{sm1,2}$ ——齿宽中点切向变位系数;
 $z_{1,2}$ ——齿数;
 $z_{n1,2}$ ——当量齿数;
 $\alpha_{Fen1,2}$ ——单对齿啮合外侧点上的法向压力角, $(^\circ)$;
 α_{pro} ——刀具凸台角, $(^\circ)$;
 α_n ——分度圆上的法向压力角, $(^\circ)$;
 α_t ——分度圆上的端面压力角, $(^\circ)$;
 β ——分度圆上的螺旋角, $(^\circ)$;
 β_b ——基圆上的螺旋角, $(^\circ)$;
 ε_a ——端面重合度;
 ε_β ——轴向重合度;
 ε_γ ——总重合度;
 $\rho_{ao1,2}$ ——刀具齿顶圆角半径, mm ;
 $\rho_{F1,2}$ —— 30° 切线切点处的齿根圆角半径, mm ;
 R_m ——抗拉强度, N/mm^2 ;
 R_{eH} ——屈服点, N/mm^2 ;
 $\delta_{1,2}$ ——小齿轮、大齿轮分锥角, $(^\circ)$;
 $\delta_{a1,2}$ ——小齿轮、大齿轮顶锥角, $(^\circ)$;
 Σ ——轴交角, $(^\circ)$;
 β_m ——齿宽中点分度圆螺旋角, $(^\circ)$;
 S ——锥距, mm ;
 S_m ——中点锥距, mm ;
 S_e ——外锥距, mm 。

计算时, 小齿轮和大齿轮分别用下标 1 和 2 代表。

1.3 定义

1.3.1 本附录所用定义如下:

- (1) 对内齿轮 z_2 、 a 、 d_{a2} 、 d_2 、 d_{b2} 、 d_{w2} 均为负值。
- (2) 小齿轮定义为齿数较少的齿轮, 因此:

$$|u| = \frac{|z_2|}{z_1} \geq 1$$

对外齿轮, u 为正; 对内齿轮, u 为负。

- (3) 在接触应力公式中 b 为节圆上的工作齿宽。

(4) 在齿根弯曲应力公式中 b_1 和 b_2 是大小齿轮齿根处的齿宽, 在任何情况下, b_1 和 b_2 的值应不大于 b 加一个模数 m_n 之和。

(5) 在齿根弯曲应力公式中, 如齿轮为鼓形齿或有齿端修形, 此时 b 可用于大小齿轮齿根弯曲应力的计算。

(6) 有关的几何计算公式如下:

$$\tan \alpha_t = \tan \alpha_n / \cos \beta$$

$$\tan \beta_b = \tan \beta \cos \alpha_t$$

$$d_{1,2} = z_{1,2} m_n / \cos \beta$$

$$d_{b1,2} = d_{1,2} \cos \alpha_t$$

$$d_{w1} = \frac{2a}{u+1}$$

$$d_{w2} = \frac{2au}{u+1}$$

$$a = 0.5(d_{w1} + d_{w2})$$

$$z_{n1,2} = z_{1,2} / (\cos^2 \beta_b \cdot \cos \beta)$$

$$m_t = m_n / \cos \beta$$

$$\operatorname{inv} \alpha = \tan \alpha - \pi \alpha / 180, \quad \alpha(^{\circ})$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \operatorname{inv} \alpha_t + 2 \tan \alpha_n (x_1 + x_2) / (z_1 + z_2) \quad \text{or} \quad \cos \alpha_{tw} = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2a} \cos \alpha_t$$

$$\alpha_{tw} = \arccos \left(\frac{d_{b1} + d_{b2}}{2a} \right), \quad \alpha_{tw} (^{\circ})$$

$$x_{hm1} + x_{hm2} = \frac{(z_1 + z_2)(\operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t)}{2 \tan \alpha_n}$$

$$x_{hm1,2} = \frac{h_{ao}}{m_n} - \frac{d_{1,2} - d_{f1,2}}{2m_n}$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{0.5 \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \pm 0.5 \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - a \sin \alpha_{tw}}{\pi \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t}$$

式中外齿轮用“+”号, 内齿轮用“-”号。

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi m_n}$$

对人字齿, 式中 b 值为一个斜齿宽度。

$$\varepsilon_r = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta}$$

$$V = d_{1,2} n_{1,2} / 19099$$

$$P_{bt} = \pi m_n \cos \alpha_t / \cos \beta$$

1.3.2 与锥齿轮有关的计算公式

1.3.2.1 锥齿轮强度计算方法是以锥齿轮齿宽中点处当量圆柱齿轮为技术基础的, 当量圆柱齿轮几何参数计算见本附录 1.3.2.3。

1.3.2.2 下标 m 表示锥齿轮齿宽中点处, 下标 v 表示当量圆柱齿轮。

1.3.2.3 当量圆柱齿轮几何参数按下列公式计算:

(1) 齿数 z_v :

$$z_{v1,2} = \frac{z_{1,2}}{\cos \delta_{1,2}}$$

当 $\Sigma = 90^\circ$ 时:

$$z_{v1} = z_1 \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}$$

$$z_{v2} = z_2 \sqrt{u^2 + 1}$$

(2) 齿数比 u_v :

$$u_v = u \frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2} = \frac{z_{v2}}{z_{v1}}$$

当 $\Sigma = 90^\circ$ 时:

$$u_v = \left(\frac{z_2}{z_1} \right)^2 = u^2$$

(3) 分度圆直径 d_v :

$$d_{v1,2} = \frac{d_{m1,2}}{\cos \delta_{1,2}} = \frac{d_{e1,2}}{\cos \delta_{1,2}} \frac{S_m}{S_e}$$

当 $\Sigma = 90^\circ$ 时:

$$d_{v1} = d_{m1} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}$$

$$d_{v2} = u^2 d_{v1}$$

(4) 中心距 a_v :

$$a_v = \frac{d_{v1} + d_{v2}}{2}$$

(5) 顶圆直径 d_{va} :

$$d_{va1,2} = d_{v1,2} + 2h_{am1,2}$$

(6) 基圆直径 d_{vb} :

$$d_{vb1,2} = d_{v1,2} \cdot \cos a_{vt}$$

$$a_{vt} = \arctan\left(\frac{\tan a_n}{\cos \beta_m}\right)$$

(7) 基圆螺旋角 β_{vb} :

$$\beta_{vb} = \arcsin(\sin \beta_m \cos a_n)$$

(8) 端面重合度 ε_{va} :

$$\varepsilon_{va} = \frac{g_{va} \cos \beta_m}{m_{mn} \pi \cos a_{vt}}$$

$$g_{va} = \frac{1}{2} \left[\sqrt{d_{va1}^2 - d_{vb1}^2} + \sqrt{d_{va2}^2 - d_{vb2}^2} \right] - a_v \sin a_{vt}$$

(9) 纵向重合度 $\varepsilon_{v\beta}$:

$$\varepsilon_{v\beta} = \frac{b \sin \beta_m}{m_{mn} \pi}$$

(10) 修正的重合度 $\varepsilon_{v\gamma}$:

$$\varepsilon_{v\gamma} = \sqrt{\varepsilon_{v\alpha}^2 + \varepsilon_{v\beta}^2}$$

(11) 中点锥齿高 h_{am} :

$$h_{am1,2} = m_{mn} \cdot (1 + x_{hm1,2})$$

1.3.2.4 当量圆柱齿轮法截面的几何参数按下列公式计算:

(1) 齿数 z_{vn} :

$$z_{vn1} = \frac{z_{v1}}{\cos^2 \beta_{vb} \cos \beta_m}$$

$$z_{vn2} = u_v z_{vn1}$$

(2) 分度圆直径 d_{vn} :

$$d_{vn1} = \frac{d_{v1}}{\cos^2 \beta_{vb}} = z_{vn1} m_{mn}$$

$$d_{vn2} = u_v d_{vn1} = z_{vn2} m_{mn}$$

(3) 中心距 a_{vn} :

$$a_{vn} = \frac{d_{vn1} + d_{vn2}}{2}$$

(4) 顶圆直径 d_{van} :

$$d_{van1,2} = d_{vn1,2} + d_{va1,2} - d_{v1,2} = d_{vn1,2} + 2h_{am1,2}$$

(5) 基圆直径 d_{vbn} :

$$d_{vbn1,2} = d_{vn1,2} \cos a_n = z_{vn1,2} m_{mn} \cos a_n$$

(6) 重合度 ε_{van} :

$$\varepsilon_{van} = \frac{\varepsilon_{va}}{\cos^2 \beta_{vb}}$$

1.4 端面内分度圆周上名义切向力 F_t 、 F_{mt}

1.4.1 端面内分度圆周上的名义切向 F_t 、 F_{mt} 应根据齿轮装置传递的最大持续功率或标定功率按下列公式计算:

$$T_{1,2} = \frac{30 \times 10^3 P}{n_{1,2}}$$

圆柱齿轮:

$$F_t = \frac{2000 T_{1,2}}{d_{1,2}} = \frac{19.1 P \times 10^6}{n_{1,2} d_{1,2}}$$

锥齿轮:

$$F_{mt} = \frac{2000 T_{1,2}}{d_{m1,2}} = \frac{19.1 P \times 10^6}{n_{1,2} d_{m1,2}}$$

$$V_{mt} = \frac{d_{m1,2} n_{1,2}}{19098}$$

1.5 有关系数

1.5.1 应用系数 K_A

1.5.1.1 应用系数 K_A 是用以考虑由于齿轮外部因素引起的动力过载。设计为无限使用寿命的齿轮, K_A 值定义为承受最大重复循环扭矩与名义额定扭矩之比。

1.5.1.2 影响 K_A 的主要因素有:

- (1) 原动机和从动机的特性;
- (2) 轴和联轴器的质量和刚度;
- (3) 联轴器型号;

(4) 运行工况。

1.5.1.3 K_A 应由测量或由系统分析来确定。如不能提供用上述方法确定的 K_A 值, 可由表 1.5.1.3 查取。

应用系数 K_A 值

表 1.5.1.3

装置型式		K_A
主推进柴油机	输入轴上装有液力联轴器或等效部件	1.00
	输入轴上装有高弹性联轴器 (一般扭转角大于 6°)	1.30
	输入轴上装有弹性联轴器 (一般扭转角 $2^\circ \sim 6^\circ$)	1.40
	其他联轴器	1.50
辅机齿轮	电力驱动和柴油机驱动, 输入轴上装有液力联轴器或等效部件	1.00
	柴油机驱动, 输入轴上装有高弹性联轴器 (一般扭转角大于 6°)	1.20
	柴油机驱动, 输入轴上装有弹性联轴器 (一般扭转角 $2^\circ \sim 6^\circ$)	1.30
	柴油机驱动, 装有其他联轴器	1.40

1.5.2 负荷分配系数 K_γ

1.5.2.1 负荷分配系数 K_γ 是用以考虑多分支传递中负荷分配不均的影响(如双重排列、行星排列、双斜齿等)。

1.5.2.2 K_γ 值定义为实际传动的最大负荷与平均分配负荷之比值。其主要影响因素为分支的精度和柔度。

1.5.2.3 K_γ 值应由测量或系统分析确定。若用这种方法无法确定, 则对于行星排列齿轮可考虑下列各值:

对 3 个或少于 3 个行星齿轮: $K_\gamma=1.00$

对 4 个行星齿轮: $K_\gamma=1.20$

对 5 个行星齿轮: $K_\gamma=1.30$

对大于等于 6 个行星齿轮: $K_\gamma=1.40$

对其他齿轮传动装置: $K_\gamma=1.00$

对于锥齿轮:

对于 $\varepsilon_\gamma \leq 2$: $K_\gamma=1.00$

对于 $2 < \varepsilon_\gamma < 3.5$: $K_\gamma=1+0.2\sqrt{\varepsilon_\gamma-2} \times (5-\varepsilon_\gamma)$

对于 $\varepsilon_\gamma \geq 3.5$: $K_\gamma=1.30$

1.5.3 动载系数 K_v

1.5.3.1 动载系数 K_v 是用以考虑大小齿轮互相啮合振动而引起的内部附加动载荷的影响, K_v 定义为作用于齿侧的最大动力载荷与最大外加载荷($F_t \cdot K_A \cdot K_\gamma$)之比值。

1.5.3.2 影响 K_v 的主要因素有:

- (1) 由基节和齿形误差产生的传动误差；
- (2) 大小齿轮的惯量；
- (3) 啮合刚度变化；
- (4) 传递载荷；
- (5) 节圆线速度；
- (6) 齿轮及轴的动平衡；
- (7) 轴及轴承的刚度；
- (8) 齿轮系统的阻尼特性。

1.5.3.3 对于满足下列条件的齿轮：圆柱齿轮动载系数 K_v 按照下列方法计算：

——在亚临界速度区工作，即：

$$\frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} < 10 \quad \text{m/s}$$

——直齿轮（ $\beta=0^\circ$ ）和斜齿轮（ $\beta \leq 30^\circ$ ）；

——小齿轮齿数， $z_1 < 50$ ；

——实心盘式轮或者厚轮缘的钢质齿轮；

此方法可适用于

$$\frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} < 3 \text{ m/s 的所有齿轮，包括 } \beta > 30^\circ \text{ 的斜齿轮。}$$

对于超过上述范围的齿轮， K_v 可按 ISO6336-1 标准方法 B 计算。

(1) 对于直齿轮和 $\alpha_s \geq 1$ 的斜齿轮：

$$K_v = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A F_t} + K_2 \right) \cdot \frac{v \cdot z_1}{100} K_3 \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}}$$

如果 $K_A F_t / b$ 值小于 100N/mm，取 100N/mm；
 系数 K_1 由下表 1.5.3.3 查得。

K_1 值 表 1.5.3.3						
精度等级 ^①						
齿轮型式 3	3	4	5	6	7	8
直齿轮	2.1	3.9	7.5	14.9	26.8	39.1
斜齿轮	1.9	3.5	6.7	13.3	23.9	34.8

注：① 齿轮精度等级按照 ISO1328，啮合的齿轮若有不同的精度，应按照低精度进行计算。

对于所有等级，系数 K_2 按照下式取值：
 直齿轮，

$$K_2=0.0193;$$

斜齿轮，

$$K_2=0.0087;$$

系数 K_3 按照下式取值:

$$\text{当 } \frac{V \cdot Z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} \leq 0.2, K_3=2.0$$

$$\text{当 } \frac{V \cdot Z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} > 0.2, K_3 = 2.071 - 0.357 \frac{V \cdot Z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}}$$

(2) 对于 $\varepsilon_\beta < 1$ 的斜齿轮, 则 K_V 值按照下式由 $K_{V\alpha}$ 、 $K_{V\beta}$ 线性插值计算:

$$K_V = K_{V\alpha} - \varepsilon_\beta (K_{V\alpha} - K_{V\beta})$$

式中: $K_{V\alpha}$ ——按照 1.5.3.3 (1) 计算的直齿轮 K_V 值;

$K_{V\beta}$ ——按照 1.5.3.3 (1) 计算的斜齿轮 K_V 值。

1.5.3.4 锥齿轮 K_V 计算按 1.5.3.3 计算, 只是将 1.5.3.3 中的 z_1 、 V 、 Ft 用 z_{v1} 、 V_{m1} 和 F_{m1} 替代。

1.5.4 齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 和 $K_{F\beta}$

1.5.4.1 齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 用于齿面接触应力, $K_{F\beta}$ 用于齿根弯曲应力, 是用于考虑沿齿宽载荷分布不均匀的影响。其定义可由下式表示:

$$K_{H\beta} = \frac{\text{单位齿宽最大载荷}}{\text{单位齿宽平均载荷}}$$

$$K_{F\beta} = \frac{\text{单位齿宽齿根最大弯曲应力}}{\text{单位齿宽齿根平均弯曲应力}}$$

1.5.4.2 影响齿向载荷分布系数的主要因素有:

- (1) 齿轮加工误差;
- (2) 镗孔误差引起的安装误差;
- (3) 轴承间隙;
- (4) 大小轮轴的安装误差;
- (5) 齿轮、轴、轴承、箱体及机座的弹性变形;
- (6) 运行温度引起的热膨胀和热变形;
- (7) 设计中无元件变形补偿措施。

1.5.4.3 齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 和 $K_{F\beta}$ 应按照 ISO6336-1 标准方法 C 予以确定。

$K_{F\beta}$ 可按下式计算:

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^N$$

式中: $N = \frac{(b/h)^2}{1 + (b/h) + (b/h)^2}$, 其中 (b/h) 为齿宽与齿高之比, 取 b_1/h_1 和 b_2/h_2 的较小值。对人

字齿 b 只取一个斜齿的宽度。当 $b/h < 3$ 时, 取 $b/h=3$ 的值。

当齿轮已进行齿根修形或齿顶修形，则 $K_{F\beta} = K_{H\beta}$ 。

1.5.4.4 锥齿轮的 $K_{H\beta}$ 、 $K_{F\beta}$ 计算

(1) $K_{H\beta}$ 应按下式计算：

对于 $b_e \geq 0.85b$ ：

$$K_{H\beta} = 1.5K_{H\beta-be}$$

对于 $b_e < 0.85b$ ：

$$K_{H\beta} = 1.5K_{H\beta-be} \frac{0.85b}{b_e}$$

式中： $K_{H\beta-be}$ ——装配系数，见表 1.5.4.4。

装配系数 $K_{H\beta-be}$

表 1.5.4.4

小齿轮和大齿轮的装配条件		
两轮均双支撑跨装	一轮双支撑跨装	两轮均悬臂安装
1.10	1.25	1.50

(2) $K_{F\beta}$ 应按下式计算：

$$K_{F\beta} = \frac{K_{H\beta}}{K_{F0}}$$

式中： K_{F0} ——弯曲强度的齿长曲率系数，取决于螺旋角和齿长方向的曲率，按照下列公式计算：

$$K_{F0} = 0.211 \left(\frac{r_{c0}}{S_m} \right)^q + 0.789$$

$$q = \frac{0.279}{\lg(\sin \beta_m)}$$

式中： r_{c0} ——刀具半径，mm；

S_m ——中点锥距，mm；

β_m ——中点螺旋角，(°)。

当 $K_{F0} > 1.15$ 时，则取 $K_{F0} = 1.15$ ；

当 $K_{F0} < 1$ 时，则取 $K_{F0} = 1$ ；

对于直齿锥齿轮和零度齿锥齿轮， $K_{F0} = 1$ 。

1.5.5 齿间载荷分布系数 $K_{H\alpha}$ 和 $K_{F\alpha}$

1.5.5.1 齿间载荷分布系数 $K_{H\alpha}$ 用于接触应力， $K_{F\alpha}$ 用于齿根弯曲应力，用以考虑同时两对或更多对啮合齿轮因基节和齿形误差引起切向载荷分配不均匀的影响。

1.5.5.2 影响齿间载荷分布系数的主要因素有：

- (1) 齿轮啮合刚度；
- (2) 齿轮总切向力，即等效切向力（此载荷包括 K_A 、 K_V 、 $K_{H\beta}$ 所产生的载荷增量）；
- (3) 基节偏差；
- (4) 轮廓修形；
- (5) 跑合量。

1.5.5.3 圆柱齿轮齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 和 $K_{F\alpha}$ 按照 ISO6336 标准方法 B 确定。

1.5.5.4 锥齿轮的 $K_{H\alpha}$ 按下式计算

(1) 当量圆柱齿轮的重合度 $\varepsilon_{vr} \leq 2$

$$K_{H\alpha} = \frac{\varepsilon_{vr}}{2} \left[0.9 + \frac{0.4c_r(f_{pt} - y_\alpha)}{F_{mtH}/b} \right]$$

$$F_{mtH} = F_{mt} K_A K_\gamma K_v K_{H\beta}$$

式中: c_r ——啮合刚度, 见本附录 1.5.7;

f_{pt} ——齿距偏差, 取小齿轮或大齿轮的齿距偏差的较大值;

y_α ——跑合允许量, 见本附录 1.5.6;

F_{mt} ——端面内分度圆周上名义切向力, 见本附录 1.4;

K_A 、 K_γ 、 K_v 、 $K_{H\beta}$ 见本附录 1.5 相关内容。

(2) 当量圆柱齿轮的重合度 $\varepsilon_{vr} > 2$

$$K_{H\alpha} = 0.9 + \frac{0.4c_r(f_{pt} - y_\alpha)}{F_{mtH}/b} \sqrt{\frac{2(\varepsilon_{vr} - 1)}{\varepsilon_{vr}}}$$

(3) 当 $K_{H\alpha} < 1$ 时, 取 $K_{H\alpha} = 1$;

当 $K_{H\alpha} > \frac{\varepsilon_{vr}}{\varepsilon_{va} Z_{LS}^2}$ 时, 取 $K_{H\alpha} = \frac{\varepsilon_{vr}}{\varepsilon_{va} Z_{LS}^2}$, 其中 Z_{LS} 见本附录 2.7;

1.5.5.5 锥齿轮 $K_{F\alpha}$ 由下式计算:

$$K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$$

当 $K_{F\alpha} < 1$ 时, 取 $K_{F\alpha} = 1$;

当 $K_{F\alpha} > \frac{\varepsilon_{vr}}{\varepsilon_{va} Y_\varepsilon}$ 时, 取 $K_{F\alpha} = \frac{\varepsilon_{vr}}{\varepsilon_{va} Y_\varepsilon}$, 其中 Y_ε 见本附录 3.6。

1.5.6 齿轮跑合量 y_α

1.5.6.1 齿轮跑合量 y_α 是使运行开始时啮合的不贴合误差减小的跑合量。如没有直接经验, 可按表 1.5.6.1 进行计算。

齿轮跑合量

表 1.5.6.1

齿轮材料	齿轮跑合量 y_α	限制条件	
		圆周切线速度/(m/s)	跑合量最大值/ μm
调质钢	$y_\alpha = \frac{160f_{pt}}{\sigma_{H\lim}}$	$v_{mt} \leq 5$	不限
		$5 < v_{mt} \leq 10$	$y_\alpha \leq 12800/\sigma_{H\lim}$
		$v_{mt} > 10$	$y_\alpha \leq 6400/\sigma_{H\lim}$
淬火钢和氮化钢	$y_\alpha = 0.075f_{pt}$	不限	$y_\alpha \leq 3$
两齿轮材料不同	$y_\alpha = \frac{y_{\alpha 1} + y_{\alpha 2}}{2}$	$y_{\alpha 1}$ 按小齿轮材料求取; $y_{\alpha 2}$ 按大齿轮材料求取;	

1.5.7 啮合刚度 c_γ

1.5.7.1 啮合刚度为使一对或几对同时啮合的精确齿轮在 1mm 齿宽上产生 $1\mu\text{m}$ 挠度所需的啮合线上的载荷。

1.5.7.2 圆柱齿轮啮合刚度可由下式计算:

$$c_\gamma = \frac{0.8}{q'} C_{BS} C_R \cos \beta (0.75\varepsilon_\alpha + 0.25)$$

$$q' = 0.04723 + \frac{0.15551}{z_{n1}} + \frac{0.25791}{z_{n2}} - 0.00635x_1 - 0.11654\frac{x_1}{z_{n1}} - 0.00193x_2 - 0.24188\frac{x_2}{z_{n2}} + 0.00529x_1^2 + 0.00182x_2^2$$

式中: x_1 、 x_2 ——分别为大小齿轮的变位系数, 对内啮合齿轮, 取 $x_2=0$;

$$C_{BS} = \left[1 + 0.5 \left(1.2 - \frac{h_{fp}}{m_n} \right) \right] \cdot [1 - 0.02(20 - \alpha_n)]$$

式中: h_{fp} ——基本齿条齿廓的齿根高, mm, 如 h_{fp1} 、 h_{fp2} 不同时, 则应分别计算, 取:

$$C_{BS} = \frac{C_{BS1} + C_{BS2}}{2}$$

$$C_R = 1 + \frac{\ln(b_s/b)}{5e^{S_R/(5m_n)}}$$

式中: b_s ——圈套厚度, mm;

S_R ——轮缘厚度, mm。

对于 C_R 计算, 有如下限制条件:

- (1) 如 $b_s/b < 0.2$, 取 $b_s/b = 0.2$;
- (2) 如 $b_s/b > 1.2$, 取 $b_s/b = 1.2$;
- (3) 如 $S_R/m_n < 1$, 取 $S_R/m_n = 1$;
- (4) 对于实心齿轮, $C_R = 1$ 。

1.5.7.3 对 $\varepsilon_\alpha < 1.2$ 的直齿轮, 可将 c_γ 的计算值减少 10%。

1.5.7.4 对基本齿廓符合 GB1356-87、 $\beta \leq 30^\circ$ 、 $1.2 < \varepsilon_\alpha < 1.9$ 、 $(F_t K_A/b) \geq 100 \text{ N/mm}$ 的钢质刚性盘状齿轮, 可取 $c_\gamma = 20 \text{ (N/mm} \cdot \mu\text{m)}$ 。

1.5.7.5 锥齿轮啮合刚度可由下式计算:

$$C_\gamma = C_{\gamma 0} C_F C_b$$

式中: c_γ ——平均条件下的齿轮啮合刚度, 如没有直接经验, 可取 $20 \text{ N/mm} \cdot \mu\text{m}$;

c_F 和 c_b ——修正系数;

当 $F_{mt} K_A / b_e \geq 100 \text{ N/mm}$ 时, 取 $c_F = 1$;

当 $F_{mt} K_A / b_e < 100 \text{ N/mm}$ 时, 取 $c_F = F_{mt} K_A / 100 b_e$;

当 $b_e/b \geq 0.85$ 时, 取 $c_b = 1$;

当 $b_e/b < 0.85$ 时, 取 $c_b = b_e/0.85b$ 。

2 齿面接触强度

2.1 计算要求

2.1.1 齿面接触强度的衡准是由节点处或单对齿啮合内侧点处的齿面接触应力来评定的, 即齿面接触应力 σ_H 应等于或小于许用接触应力 σ_{HP} 。

2.1.2 大小齿轮的齿面接触应力和许用接触应力应分别进行计算。

2.2 齿面接触应力 σ_H

2.2.1 齿面接触应力 σ_H 按下式计算:

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \sqrt{K_A K_V K_H K_{H\alpha} K_{H\beta}} \leq \sigma_{HP}$$

式中: σ_{HO} ——大小齿轮接触应力的基本值, 由下式计算:

(1) 对于圆柱齿轮:

小齿轮:

$$\sigma_{HO} = Z_B Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \times \frac{u+1}{u}} \quad \text{N/mm}^2$$

大齿轮:

$$\sigma_{HO} = Z_D Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \times \frac{u+1}{u}} \quad \text{N/mm}^2$$

(2) 对于锥齿轮:

$$\sigma_{HO} = Z_{M-B} Z_H Z_E Z_{LS} Z_\beta Z_K \sqrt{\frac{F_{mt}}{d_{v1} l_{bm}} \cdot \frac{u_v+1}{u_v}} \quad \text{N/mm}^2$$

当轴交角 $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ 时, 用下式计算:

$$\sigma_{HO} = Z_{M-B} Z_H Z_E Z_{LS} Z_\beta Z_K \sqrt{\frac{F_{mt}}{d_{m1} l_{bm}} \cdot \frac{\sqrt{u_v+1}}{u_v}} \quad \text{N/mm}^2$$

式中: Z_B ——小齿轮单对齿接触系数, 见本附录 2.3;

Z_D ——大齿轮单对齿接触系数, 见本附录 2.3;

Z_{M-B} ——中点区域系数, 见本附录 2.3;

Z_H ——区域系数, 见本附录 2.4;

Z_E ——弹性系数, 见本附录 2.5;

Z_ϵ ——重合度系数, 见本附录 2.6;

Z_{LS} ——载荷分担系数, 见本附录 2.7;

Z_K ——锥齿轮系数, 见本附录 2.8;

Z_β ——螺旋角系数, 见本附录 2.9;

l_{bm} ——齿中部接触线长度, 见本附录 3.7;

K_A 、 K_V 、 $K_{H\alpha}$ 、 $K_{H\beta}$ 见本附录 1.5 相关内容。

2.2.2 许用接触应力 σ_{HP} 按下式计算:

$$\sigma_{HP} = (\sigma_{H\lim} / S_H) Z_N Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \quad \text{N/mm}^2$$

式中: $\sigma_{H\lim}$ ——接触应力疲劳极限, 见本附录 2.10;

Z_N ——接触应力寿命系数, 见本附录 2.11;

Z_L 、 Z_V 、 Z_R ——分别为润滑系数、速度系数、粗糙度系数, 见本附录 2.12;

Z_W ——齿面工作硬化系数, 见本附录 2.13;

Z_X ——接触应力尺寸系数, 见本附录 2.14;

S_H ——接触应力安全系数, 见本附录 2.15。

2.3 单对齿接触系数 Z_B 和 Z_D 及中点区域系数 Z_{M-B}

2.3.1 单对齿接触系数小齿轮 Z_B 和大齿轮 Z_D 是考虑与 Z_H 有关的单对齿啮合内侧点齿廓曲率对接触应力的影响。

中点区域系数 Z_{M-B} 是把节点的接触应力折算到载荷作用的中点 M 处的接触应力的系数，见图 2.3.1。

2.3.2 小齿轮 Z_B 和大齿轮 Z_D 可按下列公式计算：

2.3.2.1 对于直齿轮 ($\varepsilon_\beta=0$)

(1) $Z_B=M_1$ 或 1 取大值；

$$M_1 = \frac{\tan \alpha_{pw}}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{d_{b1}}\right)^2 - 1 - \left(\frac{2\pi}{z_1}\right)} \right] \left[\sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{d_{b2}}\right)^2 - 1 - (\varepsilon_\alpha - 1)\left(\frac{2\pi}{z_2}\right)} \right]}}$$

(2) $Z_D=M_2$ 或 1 取大值；

$$M_2 = \frac{\tan \alpha_{pw}}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{d_{b2}}\right)^2 - 1 - \left(\frac{2\pi}{z_2}\right)} \right] \left[\sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{d_{b1}}\right)^2 - 1 - (\varepsilon_\alpha - 1)\left(\frac{2\pi}{z_1}\right)} \right]}}$$

2.3.2.2 对于斜齿轮

(1) 当 $\varepsilon_\beta \geq 1$ 时， $Z_B = Z_D = 1$ ；

(2) 当 $\varepsilon_\beta < 1$ 时，按插值计算：

$$Z_B = M_1 - \varepsilon_\beta (M_1 - 1), \text{ 且 } Z_B \geq 1;$$

$$Z_D = M_2 - \varepsilon_\beta (M_2 - 1), \text{ 且 } Z_D \geq 1。$$

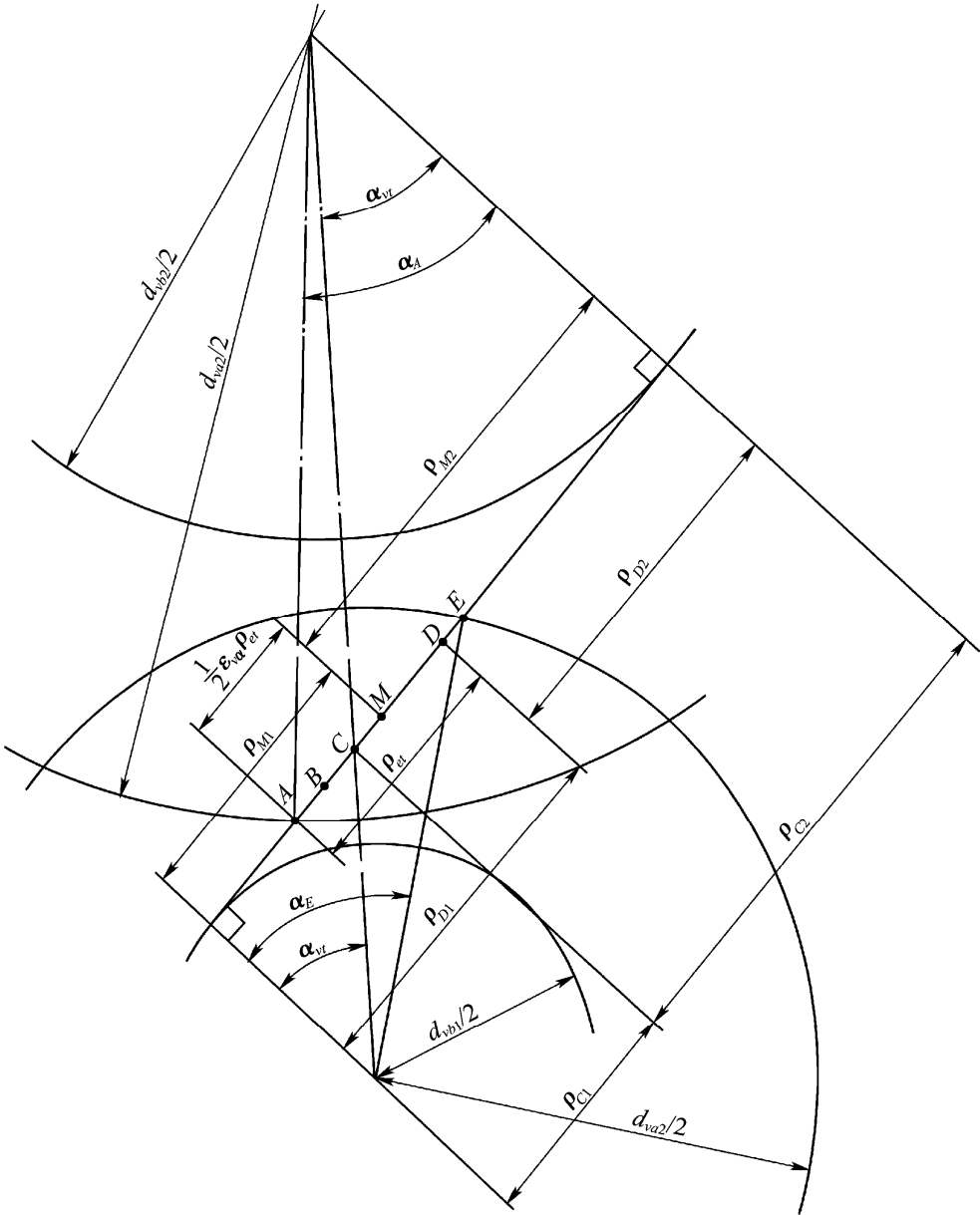


图 2.3.1 用于决定中点区域系数的中点M和小轮单对齿啮合点 B 的曲率半径

2.3.3 中点区域系数 Z_{M-B}

Z_{M-B} 可按下式计算：

$$Z_{M-B} = \frac{\tan \alpha_{vf}}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{va1}}{d_{vb1}} \right)^2 - 1} - F_1 \frac{\pi}{z_{v1}} \right] \left[\sqrt{\left(\frac{d_{va2}}{d_{vb2}} \right)^2 - 1} - F_2 \frac{\pi}{z_{v2}} \right]}}$$

式中： F_1 、 F_2 ——辅助系数，见表 2.3.3。

计算中点区域系数的辅助系数

表 2.3.3

当量圆柱齿轮的纵向重合度	F_1	F_2
$\epsilon_{v\beta} = 0$	2	$2(\epsilon_{v\alpha} - 1)$
$0 < \epsilon_{v\beta} \leq 1$	$2 + (\epsilon_{v\alpha} - 2)\epsilon_{v\beta}$	$2\epsilon_{v\alpha} - 2 + (2 - \epsilon_{v\alpha})\epsilon_{v\beta}$
$\epsilon_{v\beta} > 1$	$\epsilon_{v\alpha}$	$\epsilon_{v\alpha}$

2.4 区域系数 Z_H

2.4.1 区域系数 Z_H 是用以考虑节点处齿廓曲率对接触应力的影响，并将分度圆上的切向力转为节圆上的法向力。

2.4.2 Z_H 可按式计算：

(1) 对于圆柱齿轮：

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\cos^3 \alpha_t \tan \alpha_{aw}}}$$

(2) 对于锥齿轮：

$$Z_H = 2 \sqrt{\frac{\cos \beta_{vb}}{\sin(2\alpha_{vt})}}$$

对于一些常用的锥齿轮标准压力角的值可由图 2.4.2 查取。

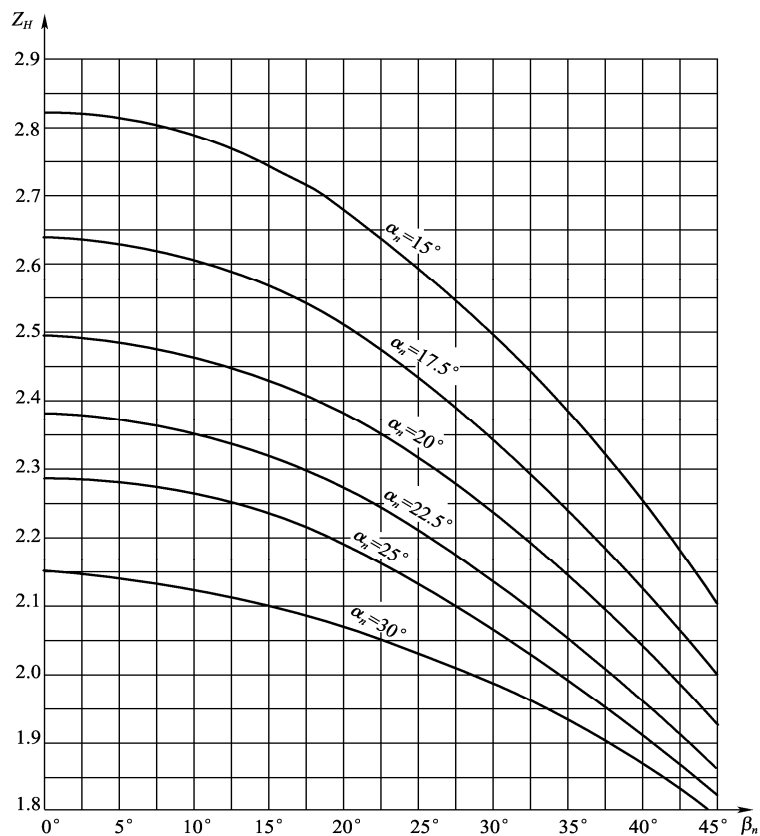


图 2.4.2 零变位锥齿轮的节点区域系数 Z_H

2.5 弹性系数 Z_E

2.5.1 弹性系数 Z_E 是用以考虑材料弹性模量 E 和泊松比 ν 对接触应力的影响。

2.5.2 Z_E 可按照下式计算：

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}$$

当 $E_1 = E_2 = E$ 和 $\nu_1 = \nu_2 = \nu$ 时：

$$Z_E = \sqrt{\frac{E}{2\pi(1-\nu^2)}}$$

对于钢和硬铝合金 $\nu = 0.3$:

$$Z_E = \sqrt{0.175E}$$

当一对齿轮副材料的弹性模量为 E_1 和 E_2 时, 其 E 为:

$$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$$

对于钢质齿轮副 ($E = 206\,000\text{ N/mm}^2$, $\nu = 0.3$):

$$Z_E = 189.8\sqrt{N / \text{mm}^2}$$

2.5.3 其它情况下, 弹性系数 Z_E 应参考ISO6336-2标准。

2.6 重合度系数 Z_ϵ

2.6.1 重合度系数 Z_ϵ 是用以考虑端面重合度和轴向重合度对接触应力的影响。

2.6.2 Z_ϵ 可由下式求得:

$$\text{直齿轮: } Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}}$$

斜齿轮: 当 $\epsilon_\beta < 1$ 时:

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}(1 - \epsilon_\beta) + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}}$$

当 $\epsilon_\beta \geq 1$ 时:

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}}$$

2.7 锥齿轮载荷分担系数 Z_{LS}

2.7.1 锥齿轮载荷分担系数 Z_{LS} 是考虑两对或多对齿轮间载荷分配影响的系数。

2.7.2 Z_{LS} 可按照下式计算:

(1) 当 $\epsilon_{vr} \leq 2$ 或 $\epsilon_{v\beta} < 1$ 时, 取 $Z_{LS} = 1$ 。

(2) 当 $\epsilon_{vr} > 2$ 和 $\epsilon_{v\beta} > 1$ 时, Z_{LS} 按下式计算:

$$Z_{LS} = \left\{ 1 + 2 \left[1 - \left(\frac{2}{\epsilon_{vr}} \right)^{1.5} \right] \sqrt{1 - \frac{4}{\epsilon_{vr}^2}} \right\}^{-0.5}$$

2.7.3 当按 2.7.2 (2) 计算的 Z_{LS} 小于 0.837 时, Z_{LS} 取 0.837。

2.8 锥齿轮系数 Z_K

2.8.1 锥齿轮系数 Z_K 是个经验系数, 是考虑锥齿轮与圆柱齿轮间加载的不同, 把应力进行调整, 以便锥齿轮和圆柱齿轮能应用同一个许用接触应力。

2.8.2 在缺少详细的资料时, 可取 $Z_K = 0.8$ 。

2.9 螺旋角系数 Z_β

2.9.1 螺旋角系数 Z_β 是考虑由于螺旋角使载荷沿接触线分布产生变化而对接触应力的影响。

2.9.2 Z_β 可按下式计算:

(1) 对于圆柱齿轮:

$$Z_\beta = \sqrt{\frac{1}{\cos \beta}}$$

(2) 对于锥齿轮:

$$Z_\beta = \sqrt{\frac{1}{\cos \beta_m}}$$

2.10 接触应力疲劳极限 $\sigma_{H_{lim}}$

2.10.1 接触应力疲劳极限 $\sigma_{H_{lim}}$ 是某种材料的齿轮经长期的重复载荷作用后齿面保持不破坏的极限应力。

2.10.2 $\sigma_{H_{lim}}$ 值可以看作是某种材料的齿轮承受 50×10^6 次(氮化钢齿轮为 2×10^5)循环载荷后不出现点蚀的应力水平, 为此, 点蚀的定义为:

- (1) 对非表面硬化齿轮: 点蚀面积 > 2% 总齿面积;
- (2) 对表面硬化齿轮: 点蚀面积 > 0.5% 总齿面积或 > 4% 某特定齿面积。

2.10.3 $\sigma_{H_{lim}}$ 值包含 1% 或更少的失效概率。

2.10.4 影响 $\sigma_{H_{lim}}$ 的主要因素有:

- (1) 材料成分、纯度和缺陷;
- (2) 力学性能;
- (3) 残余应力;
- (4) 热处理及硬化层深度、硬度梯度;
- (5) 材料结构 (锻、轧、铸)。

2.10.5 $\sigma_{H_{lim}}$ 值可由表 2.10.5 查取。

接触应力疲劳极限 $\sigma_{H_{lim}}$

表 2.10.5

材料与热处理	$\sigma_{H_{lim}}$ (N/mm ²)
合金钢渗碳淬火(齿面硬度为58~63HRC)	1550
氮化钢气体氮化(齿面硬度为700~850HV)	1280
调质钢液体或气体氮化(齿面硬度为450~650HV)	1000
调质钢火焰或感应淬火(齿面硬度为500~650HV)	0.75HV + 750
合金钢调质	1.4HV + 350
碳钢调质或正火	1.5HV + 250

注: 对铸钢 $\sigma_{H_{lim}}$ 值应减少 15%。

2.10.6 接触应力疲劳极限 $\sigma_{H_{lim}}$ 也可参考 ISO 6336-5 标准质量 MQ 中的值。

2.11 寿命系数 Z_N

2.11.1 寿命系数 Z_N 是有限寿命 (应力循环循环次数有限) 及静强度所允许较高的接触疲劳强度与在 5×10^7 循环次的接触疲劳强度相比的值。

2.11.2 影响 Z_N 的主要因素有:

- (1) 材料及热处理;

- (2) 载荷的循环次数（使用寿命） N_L ；
- (3) 润滑状况；
- (4) 失效判据；
- (5) 要求的运转平稳性；
- (6) 节点线速度；
- (7) 齿轮材料的纯度；
- (8) 材料的塑性和断裂韧性；
- (9) 残余应力；
- (10) 相关因素（ Z_R 、 Z_V 、 Z_L 、 Z_W 、 Z_X ）。

2.11.3 船用齿轮箱的齿轮，一般要求无限使用寿命，所以 $Z_N=1$ 。

2.11.4 对有限航区船用齿轮箱， Z_N 可适当提高。一般可按图 2.11.4 选取。

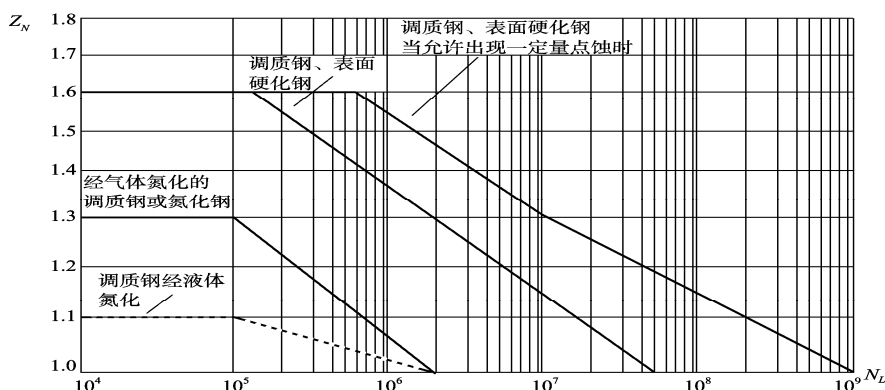


图 2.11.4 寿命系数 Z_N

2.11.5 寿命系数 Z_N 应按照 ISO6336-2 标准方法 B 予以确定。

2.12 润滑油膜影响系数 Z_L 、 Z_V 、 Z_R

2.12.1 润滑系数 Z_L 是用以考虑润滑剂种类及其粘度的影响；速度系数 Z_V 是用以考虑节点线速度的影响；粗糙度系数 Z_R 是用以考虑表面粗糙对表面抗疲劳性能的影响。当各齿轮对中齿轮的硬度不同时，上述系数按其中较软材料决定。

2.12.2 影响 Z_L 、 Z_V 、 Z_R 的主要因素有：

- (1) 润滑区的油粘度；
- (2) 相啮面间的相对速度；
- (3) 齿面载荷；
- (4) 齿面相对曲率半径；
- (5) 齿面粗糙度；
- (6) 大小齿轮硬度。

2.12.3 润滑系数 Z_L 可按下列公式计算：

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1.0 - C_{ZL})}{(1.2 + 134/\nu_{40})^2}$$

式中： C_{ZL} ——系数：

当 $850\text{N/mm}^2 \leq \sigma_{H_{lim}} \leq 1200\text{N/mm}^2$ 时，

$$C_{ZL} = 0.83 + 0.08 \frac{\sigma_{H_{lim}} - 850}{350}$$

当 $\sigma_{H_{lim}} < 850\text{N/mm}^2$ 时, 取 $C_{ZL} = 0.83$;

当 $\sigma_{H_{lim}} > 1200\text{N/mm}^2$ 时, 取 $C_{ZL} = 0.91$;

ν_{40} —— 油温 40°C 时的标定运动粘度。

2.12.4 速度系数 Z_V 可按下列公式计算:

$$Z_V = C_{ZV} + \frac{2(1.0 - C_{ZV})}{\sqrt{0.8 + 32/V}}$$

式中: C_{ZV} ——系数:

当 $850\text{N/mm}^2 \leq \sigma_{H_{lim}} \leq 1200\text{N/mm}^2$ 时,

$$C_{ZV} = C_{ZL} + 0.02$$

当 $\sigma_{H_{lim}} < 850\text{N/mm}^2$ 时, 取 $C_{ZV} = 0.85$;

当 $\sigma_{H_{lim}} > 1200\text{N/mm}^2$ 时, 取 $C_{ZV} = 0.93$ 。

2.12.5 粗糙度系数 Z_R 可按下列公式计算:

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{Z10}}\right)^{C_{ZR}}$$

式中: R_{Z10} ——相对平均粗糙度(相对于节点处的曲率半径 $\rho_{red} = 10\text{mm}$):

$$R_{Z10} = \frac{R_{Z1} + R_{Z2}}{2} \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_{red}}}$$

R_{Z1} 和 R_{Z2} ——分别为小齿轮和大齿轮的平均峰谷粗糙度(参考标准 6336-2);

ρ_{red} ——相对曲率半径, 由下式计算:

(1) 对于圆柱齿轮:

$$\rho_{red} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$

(2) 对于锥齿轮:

$$\rho_{red} = \frac{\rho_{v1} \rho_{v2}}{\rho_{v1} + \rho_{v2}}$$

其中: $\rho_{1,2} = 0.5 \cdot d_{b1,2} \cdot \tan \alpha_{tw}$;

$$\rho_{v1,2} = 0.5 \cdot d_{vb1,2} \cdot \tan \alpha_{tw}$$

如果规定的粗糙度以粗糙度算术平均值表示, 即 R_a 值 (=CLA 值) (=AA 值) 可适用以下近似关系:

$$R_a = CLA = AA = R_z / 6$$

C_{ZR} ——系数:

当 $850\text{N/mm}^2 \leq \sigma_{H_{lim}} \leq 1200\text{N/mm}^2$ 时, $C_{ZR} = 0.32 - 0.0002 \sigma_{H_{lim}}$

当 $\sigma_{H_{lim}} < 850\text{N/mm}^2$ 时, 取 $C_{ZR} = 0.15$;

当 $\sigma_{H_{lim}} > 1200\text{N/mm}^2$ 时, 取 $C_{ZR} = 0.08$ 。

2.13 工作硬化系数 Z_W

2.13.1 工作硬化系数 Z_W 是用以考虑软钢齿轮与齿面光洁的表面硬化齿轮(平均峰谷粗糙度 $R_z \leq 6\mu\text{m}$ 或粗糙度算术平均值 $R_a \leq 1\mu\text{m}$) 啮合时, 许用接触应力得到增加的系数。

(1) 表面硬化小齿轮和整体硬化大齿轮

$$\text{当 } HB < 130 \text{ 时, } Z_W = 1.2 \cdot \left(\frac{3}{R_{zH}}\right)^{0.15}$$

$$\text{当 } 130 \leq HB \leq 470 \text{ 时, } Z_W = \left(1.2 - \frac{HB - 130}{1700} \right) \cdot \left(\frac{3}{R_{zH}} \right)^{0.15}$$

$$\text{当 } HB < 470 \text{ 时, } Z_W = \left(\frac{3}{R_{zH}} \right)^{0.15}$$

式中: HB ——软钢齿轮侧布氏硬度;

R_{zH} ——等效粗糙度, μm 。

$$R_{zH} = \frac{R_{z1} \cdot \left(\frac{10}{\rho_{red}} \right)^{0.33} \cdot \left(\frac{R_{z1}}{R_{z2}} \right)^{0.66}}{(V \cdot V_{40} / 1500)^{0.33}}$$

ρ_{red} ——相对曲率半径

(2) 整体硬化大小齿轮

当小齿轮硬度高于大齿轮, 硬化效应增加了大齿轮齿侧的负荷。 Z_W 应用于大齿轮, 而不是小齿轮。

当 $HB_1/HB_2 < 1.2$ 时, $Z_W = 1$

$$1.2 \leq HB_1/HB_2 \leq 1.7 \text{ 时, } Z_W = 1 + \left(0.00898 \frac{HB_1}{HB_2} - 0.00829 \right) \times (u - 1)$$

$$HB_1/HB_2 > 1.7 \text{ 时, } Z_W = 1 + 0.00698 \cdot (u - 1)$$

当齿数比 $u > 20$ 时, $u = 20$ 值。

在任何情况下, $Z_W = 1$ 时, 取 $Z_W = 1$

2.14 接触应力尺寸系数 Z_X

2.14.1 尺寸系数 Z_X 是用以考虑轮齿尺寸和材料性能的不均匀性对许用接触应力的影响。

2.14.2 影响 Z_X 的主要因素有:

- (1) 材料与热处理;
- (2) 齿轮尺寸;
- (3) 硬化层深度与轮齿尺寸比;
- (4) 硬化层深度与曲率半径比。

2.14.3 对整体硬化齿轮和具有足够硬化层深度的表面硬化齿轮, 取 $Z_X = 1$ 。当硬化层深度相对较浅时, Z_X 应取较小值。

2.15 接触应力安全系数 S_H

2.15.1 接触应力安全系数 S_H 应满足下列要求:

主推进齿轮传动装置: $S_H \geq 1.20$;

辅机齿轮传动装置: $S_H \geq 1.15$ 。

3 齿根弯曲强度

3.1 计算要求

3.1.1 齿根弯曲应力衡准是齿根圆角处局部抗拉强度的许用极限, 即齿根弯曲应力 σ_F 应等于或小于许用齿根弯曲应力 σ_{FP} 。

3.1.2 大小齿轮的齿根弯曲应力 σ_F 和许用齿根弯曲应力 σ_{FP} 应分别进行计算。

3.1.3 本计算公式适用于轮缘厚度大于 $3.5m_n$ 的齿轮。

3.1.4 此方法适用于法向分度圆压力角不超过 25°及分度圆螺旋角不超过 30°的齿根弯曲强度评定。对于较大的分度圆压力角和分度圆螺旋角的齿根弯曲强度评定，应按照 ISO6336-3 方法 A 及相关标准进行评定。

3.2 齿根弯曲应力 σ_F

3.2.1 齿根弯曲应力 σ_F 按下式计算：

(1) 对于圆柱齿轮：

$$\sigma_F = \frac{F_t}{bm_n} Y_F Y_S Y_\beta Y_B Y_{DT} K_A K_\gamma K_v K_{F\alpha} K_{F\beta} \leq \sigma_{FP}$$

(2) 对于锥齿轮：

$$\leq \sigma_{FP} \quad \sigma_F = \frac{F_{mt}}{bm_{mn}} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_K Y_{LS} K_A K_\gamma K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP}$$

式中： Y_F 、 Y_{Fa} ——齿形系数，见本附录 3.3；

Y_S 、 Y_{Sa} ——应力修正系数，见本附录 3.4；

Y_β ——螺旋角系数，见本附录 3.5；

Y_ε ——重合度系数，见本附录 3.6；

Y_K ——锥齿轮系数，见本附录 3.7；

Y_{LS} ——载荷分担系数，见本附录 3.8；

Y_B ——轮缘厚度系数，见本附录 3.15；

Y_{DT} ——深齿系数，见本附录 3.16；

F_t 、 K_A 、 K_γ 、 K_v 、 $K_{F\alpha}$ 、 $K_{F\beta}$ ，见本附录 1.4 和 1.5， b 、 m_n ，见本附录 1.2。

3.2.2 许用齿根弯曲应力 σ_{FP} 按下式计算：

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FE} \cdot Y_N \cdot Y_d}{S_F} Y_{\delta rel T} \cdot Y_{Rrel T} \cdot Y_X \quad \text{N/mm}^2$$

式中： σ_{FE} ——弯曲疲劳极限，见本附录 3.9；

Y_d ——设计系数，见本附录 3.10；

Y_N ——寿命系数，见本附录 3.11；

$Y_{\delta rel T}$ ——相对齿根圆角敏感系数，见本附录 3.12；

$Y_{Rrel T}$ ——相对齿根表面状况系数，见本附录 3.13；

Y_X ——弯曲应力尺寸系数，见本附录 3.14；

S_F ——弯曲应力安全系数，见本附录 3.17。

3.3 齿形系数 Y_F ， Y_{Fa}

3.3.1 齿形系数 Y_F ， Y_{Fa} 是用以考虑载荷作用于单对齿啮合的外侧点时齿形对名义弯曲应力的影响。

3.3.2 大小齿轮的齿形系数值 Y_F ， Y_{Fa} 应分别计算，对于斜齿轮齿形系数应在法向截面内确定，即用具有当量齿数 z_n 的直齿轮来确定。

3.3.3 圆柱齿轮齿形系数 Y_F

对大齿轮和小齿轮，齿形系数按下式计算：

$$Y_F = \frac{6 \frac{h_F}{m_n} \cos \alpha_{Fen}}{\left(\frac{S_{Fn}}{m_n} \right)^2 \cos \alpha_n}$$

式中： h_F ——作用于单对齿啮合外侧点上齿根弯曲应力的弯曲力臂；

S_{Fn} ——危险截面上的齿根标准弦齿厚；

α_{Fen} ——单对齿啮合外侧点上的法向压力角。

h_F ， α_{Fen} 和 S_{Fn} 见图 3.3.3 (1) 和图 3.3.3 (2)。

对于 h_F ， α_{Fen} 和 S_{Fn} 的计算，应按照标准 ISO6336-3 方法 B 予以确定。

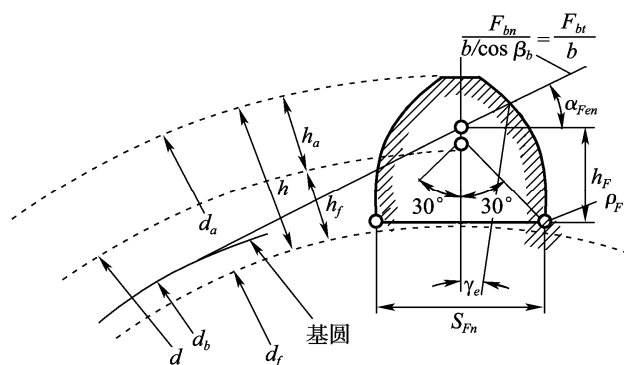


图 3.3.3 (1) 外齿轮 h_F ， α_{Fen} 和 S_{Fn} 的尺寸

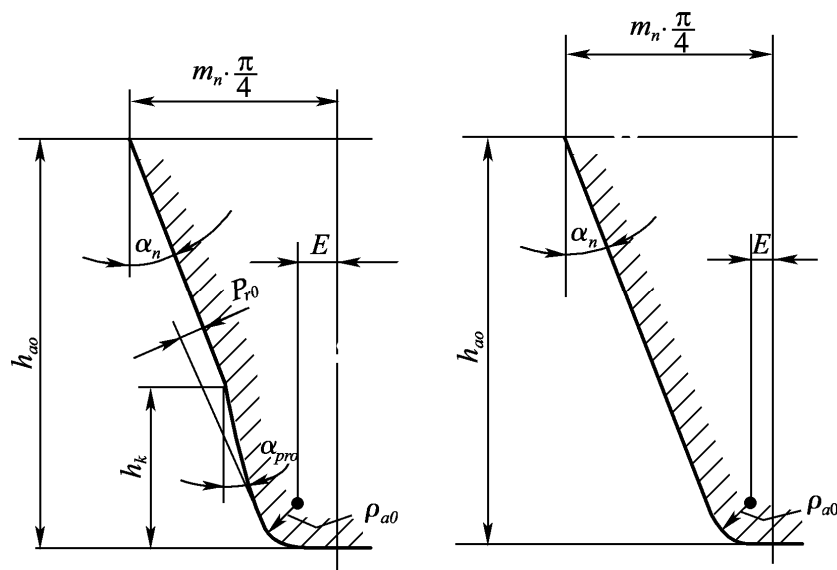


图 3.3.3 (2) 刀具基本轮廓尺寸

3.3.4 锥齿形系数 Y_{Fa}

3.3.4.1 齿形系数 Y_{Fa} 是考虑作用齿顶时齿形对齿根名义弯曲应力的影响，本计算方法以过当量圆柱齿轮法向齿廓 30° 切向与齿根过渡曲线切点的截面作为危险截面进行计算。

3.3.4.2 大小齿轮的齿形系数值应分别计算。根据加工方法的不同，其具体公式分别见 3.3.4.4 和 3.3.4.5，公式中相应符号的定义见图 3.3.4。

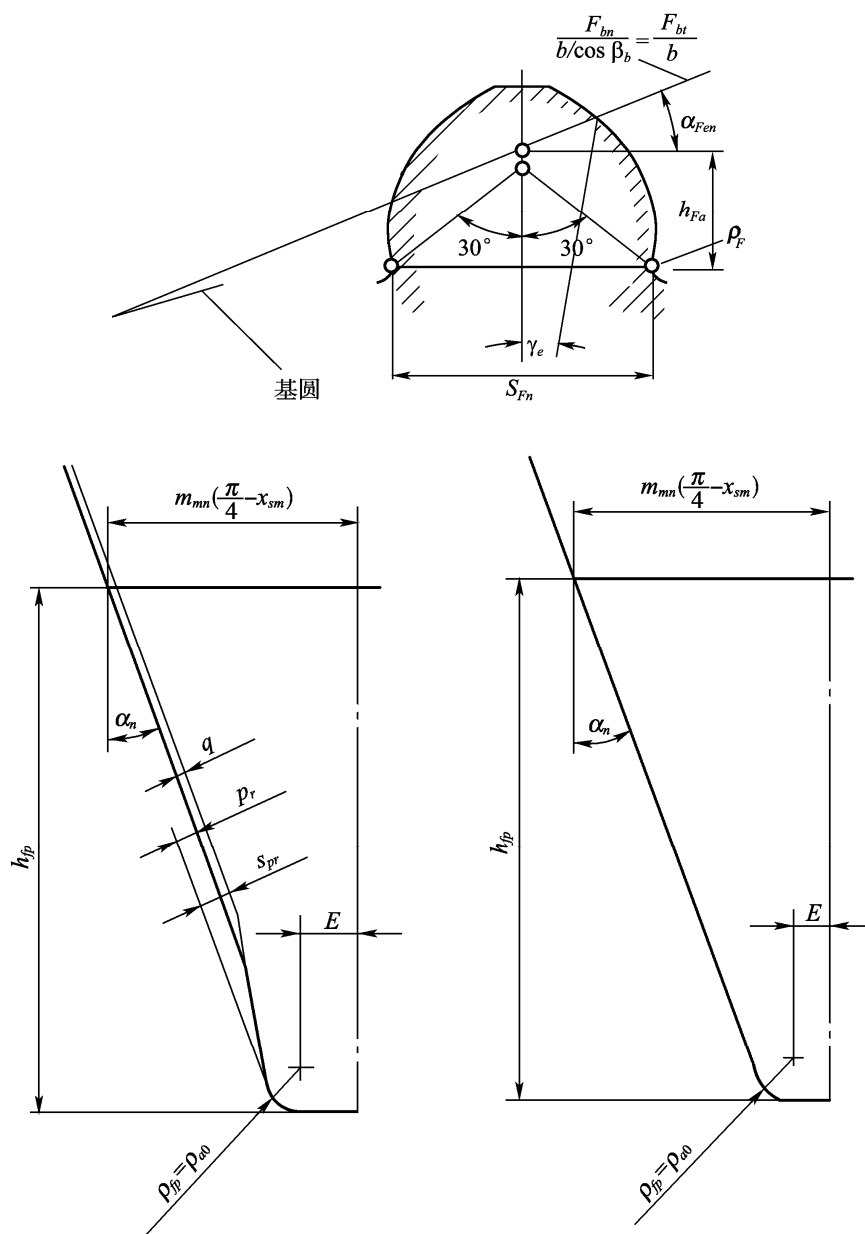


图 3.3.4 影响锥齿轮齿形系数的各个因素

3.3.4.3 展成法加工齿轮的齿形系数计算应满足下列条件：

- (1) 30° 切线的切点位于由刀具齿顶圆角所展成的齿根过渡曲线上；
- (2) 刀具必须带有齿顶圆角半径 ($\rho_{ao} \neq 0$)。

3.3.4.4 对于展成法加工齿轮的齿形系数可按照下列公式计算：

- (1) 齿形系数 Y_{Fa}

$$Y_{Fa} = \frac{6\left(\frac{h_{Fa}}{m_{mn}}\right) \cos \alpha_{Fan}}{\left(\frac{S_{Fn}}{m_{mn}}\right)^2 \cos \alpha_n}$$

- (2) 为了计算齿根危险截面齿厚 s_{Fn} 和弯曲力臂 h_{Fa} ，首先要确定辅助值 E 、 G 、 H 和 θ ：

$$E = \left(\frac{\pi}{4} - x_{sm}\right) m_{mn} - h_{ao} \tan \alpha_n - \frac{\rho_{ao}(1 - \sin \alpha_n) - s_{pr}}{\cos \alpha_n}$$

$$G = \frac{\rho_{ao}}{m_{mn}} - \frac{h_{ao}}{m_{mn}} + x_{hm}$$

$$H = \frac{2}{z_{vn}} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_{mn}} \right) - \frac{\pi}{3}$$

$$\theta = \frac{2G}{z_{vn}} \tan \theta - H$$

为了求解 θ ，建议取初始值 $\theta = \pi/6$ ，采用迭代法求解。

(3) 齿根危险截面处齿厚 s_{Fn}

$$\frac{s_{Fn}}{m_{mn}} = z_{vn} \sin\left(\frac{\pi}{3} - \theta\right) + \sqrt{3} \left(\frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{ao}}{m_{mn}} \right)$$

(4) 危险截面处齿根圆角半径 ρ_F

$$\frac{\rho_F}{m_{mn}} = \frac{\rho_{ao}}{m_{mn}} + \frac{2G^2}{\cos \theta (z_{vn} \cos^2 \theta - 2G)}$$

(5) 弯曲力臂 h_{Fa}

$$\alpha_{an} = \arccos(d_{vbn}/d_{van})$$

$$\gamma_a = \frac{1}{z_{vn}} \left[\frac{\pi}{2} + 2(x_{hm} \tan \alpha_n + x_{sm}) \right] + \text{inv} \alpha_n - \text{inv} \alpha_{an}$$

$$\alpha_{Fan} = \alpha_{an} - \gamma_a$$

$$\frac{h_{Fa}}{m_{mn}} = \frac{1}{2} \left[(\cos \gamma_a - \sin \gamma_a \tan \alpha_{Fan}) \frac{d_{van}}{m_{mn}} - z_{vn} \cos\left(\frac{\pi}{3} - \theta\right) - \frac{G}{\cos \theta} + \frac{\rho_{ao}}{m_{mn}} \right]$$

对于刀具基本齿廓为 $\alpha_n = 20^\circ$ 、 $h_{a0}/m_{mn} = 1.25$ 、 $\rho_{a0}/m_{mn} = 0$ 和 $x_{sm} = 0$ 的齿轮，其齿形系数可从图 3.3.4.4 查得。

3.3.4.5 成形法加工的齿轮齿形系数 Y_{Fa}

成形法加工的齿轮，其齿轮齿形系数可用下列公式计算：

(1) 危险截面弦齿厚：

$$s_{Fn2} = \pi m_{mn} - 2E - 2\rho_{a02} \cos 30^\circ$$

式中： E 按 3.3.4.4 (2) 计算。

(2) 30° 切线切点处的曲率半径：

$$\rho_{F2} = \rho_{a02}$$

(3) 弯曲力臂：

$$h_{Fa2} = h_{a02} - \frac{\rho_{a02}}{2} + m_{mn} - \left(\frac{\pi}{4} + x_{sx2} - \tan \alpha_n \right) m_{mn} \tan \alpha_n$$

(4) 齿形系数按下式计算：

$$Y_{Fa} = \frac{6 \frac{h_{Fa2}}{m_{mn}}}{\left(\frac{s_{Fn2}}{m_{mn}} \right)^2}$$

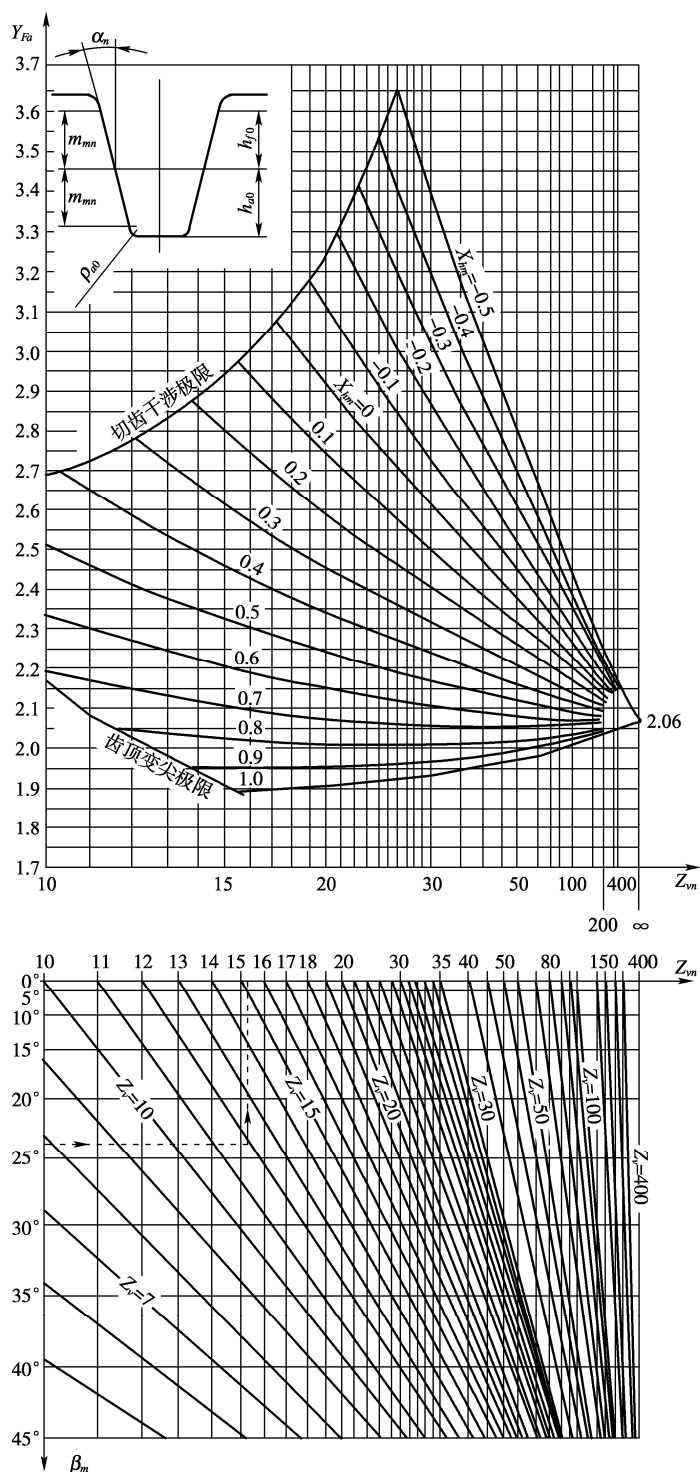


图 3.3.4.4 展成齿轮的齿形系数

3.4 应力修正系数 Y_S 、 Y_{sa}

3.4.1 应力修正系数是用以将名义弯曲应力转换为齿根局部应力的系数。它考虑了齿根过渡曲线处的应力集中效应以及弯曲应力以外的其他应力对齿根应力的影响。

3.4.2 应力修正系数用载荷作用于单对齿啮合外侧点的计算方法。大小齿轮应分别确定。

3.4.3 Y_S 值可按式计算(有效范围 $1 \leq q_s < 8$):

(1) 圆柱齿轮应力修正系数 Y_S :

$$Y_S = (1.2 + 0.13L)q_s^{\left(\frac{1}{1.21+2.3/L}\right)}$$

(2) 锥齿轮应力修正系数 Y_{sa} :

$$Y_{sa} = (1.2 + 0.13L_a)q_s^{\left(\frac{1}{1.21+2.3/L_a}\right)}$$

式中: q_s ——齿根圆角参数, $q_s = \frac{S_{Fn}}{2\rho_F}$;

$$L = \frac{S_{Fn}}{h_F};$$

$$L_a = \frac{S_{Fn}}{h_{Fa}};$$

ρ_F ——重要截面的齿根圆角半径, mm。对于圆柱齿轮齿根圆角半径的计算方法应按照 ISO6336-3 标准予以确定。

对于刀具基本齿廓为 $\alpha_n = 20^\circ$ 、 $h_{a0}/m_{mn} = 1.25$ 、 $\rho_{a0}/m_{mn} = 0$ 和 $x_{sm} = 0$ 的锥齿轮, 其应力修正系数可从图 3.4.3 查得。

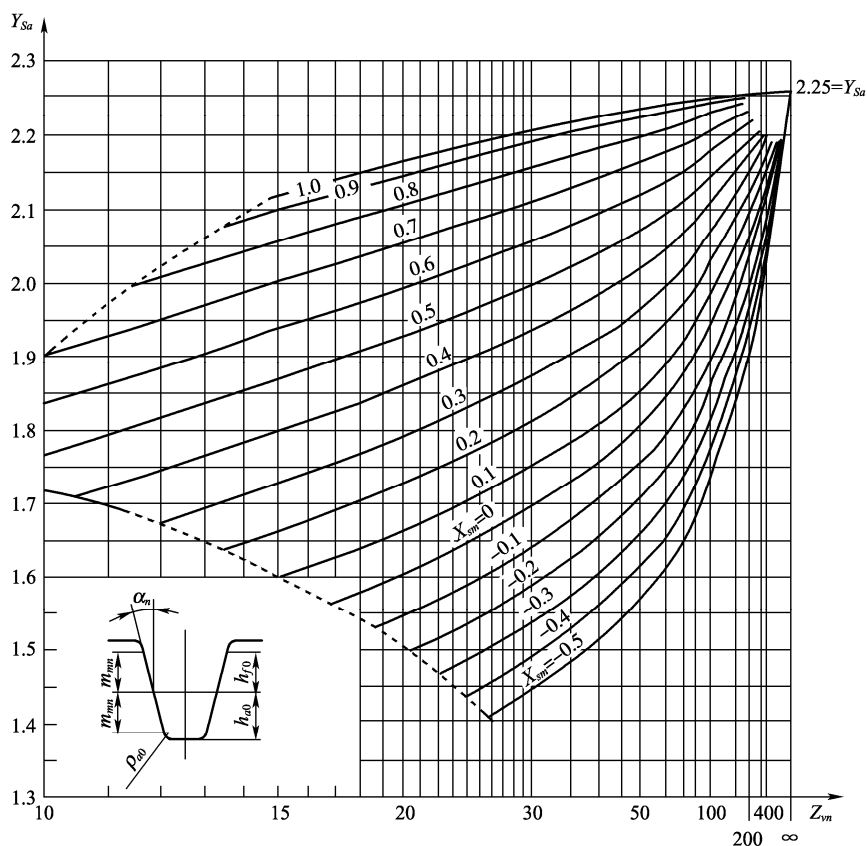


图 3.4.3 展成齿轮的齿形系数载荷作用在齿顶时的应力修正系数

3.5 螺旋角系数 Y_β

3.5.1 螺旋角系数 Y_β 是考虑圆柱齿轮螺旋角造成接触线倾斜对齿根应力的影响。

3.5.2 Y_β 可按式计算:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120}$$

式中: β ——分度圆上的螺旋角, ($^\circ$), 当 $\beta > 30^\circ$ 时, 取 $\beta = 30^\circ$;

ε_β ——轴向重合度, 当 $\varepsilon_\beta > 1.0$ 时, 取 $\varepsilon_\beta = 1$ 。

3.6 重合度系数 Y_ε

3.6.1 重合度系数 Y_ε 是考虑锥齿轮螺旋角造成接触线倾斜对齿根应力的影响。

3.6.2 Y_ε 可按下列式计算:

(1) 当 $\varepsilon_{v\beta} = 0$ 时:

$$Y_\varepsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_{va}}$$

(2) 当 $0 < \varepsilon_{v\beta} \leq 1$ 时:

$$Y_\varepsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_{va}} - \varepsilon_{v\beta} \left(\frac{0.75}{\varepsilon_{va}} - 0.375 \right)$$

当 $\varepsilon_{v\beta} > 1$ 时:

$$Y_\varepsilon = 0.625$$

3.6.3 当按 3.6.2 条计算的 Y_ε 小于 0.625 时, Y_ε 取 0.625。

3.7 锥齿轮系数 Y_K

3.7.1 锥齿轮系数 Y_K 考虑锥齿轮与圆柱齿轮的差异对齿根应力影响的系数。

3.7.2 Y_K 可按下列公式计算:

$$Y_K = \left(\frac{1}{2} + \frac{l'_{bm}}{2b} \right)^2 \frac{b}{l'_{bm}}$$

$$l'_{bm} = l_{bm} \cos \beta_{vb}$$

式中: l'_{bm} ——齿中部接触线的投影长度;

l_{bm} ——齿中部接触线的长度;

当 $\varepsilon_{v\beta} < 1$ 时:

$$l_{bm} = \frac{b\varepsilon_{va}}{\cos \beta_{vb}} \frac{\sqrt{\varepsilon_{vr}^2 - [(2 - \varepsilon_{va})(1 - \varepsilon_{v\beta})]^2}}{\varepsilon_{vr}^2}$$

当 $\varepsilon_{v\beta} \geq 1$ 时:

$$l_{bm} = \frac{b\varepsilon_{va}}{\cos \beta_{vb} \varepsilon_{vr}}$$

3.8 载荷分担系数 Y_{LS}

3.8.1 载荷分担系数 Y_{LS} 是考虑两对齿轮或多对齿轮间的载荷分配的系数。

3.8.2 Y_{LS} 可按下列公式计算:

$$Y_{LS} = Z_{LS}^2$$

式中: Z_{LS} ——载荷分担系数, 见本附录 2.7。

3.8.3 当按 3.8.2 计算的 Z_{LS} 小于 0.7, Z_{LS} 取 0.7。

3.9 弯曲疲劳极限 σ_{FE}

3.9.1 弯曲疲劳极限 σ_{FE} 为某种材料的齿轮能长期承受的局部齿根疲劳极限应力; 3×10^6 次循环次数为该疲劳极限应力的基准次数; σ_{FE} 之值相当于有 1% 以下的失效概率;

σ_{FE} 定义为最小值为零的单向脉动应力(不考虑热处理残余应力), 其他情况如交变应力或预应力等则由设计系数 Y_d 考虑。

3.9.2 影响 σ_{FE} 的主要因素有:

- (1) 材料成分、纯度和缺陷;
- (2) 力学性能;

- (3) 残余应力;
- (4) 热处理及硬化层深度、硬度梯度;
- (5) 材料结构 (锻、轧、铸)。

3.9.3 σ_{FE} 由脉动试验或齿轮负荷运转试验获得。如没有疲劳试验可利用, 则锻钢的 σ_{FE} 值可由表 3.9.3 查取。

弯曲疲劳极限 σ_{FE}

表 3.9.3

齿轮材料和热处理	σ_{FE} (N/mm ²)
合金钢渗碳淬火(齿面硬度 58~63HRC):	
一般合金钢	830
MnCr 钢	850
CrNi	920
氮化钢气体氮化(齿面硬度为 700~800HV)	750
调质合金钢液体或气体氮化(齿面硬度为 500~700HV)	650
调质合金钢火焰或感应淬火(齿面硬度为 500~650HV)	0.7HV+250
合金钢调质	0.4 Rm+200
碳钢调质或正火	0.25 Rm+250

3.9.4 如为热轧钢, σ_{FE} 应按表 3.9.3 减少 15%; 如为铸钢, σ_{FE} 应按表 3.9.3 减少 30%。

3.9.5 如渗碳淬火齿轮的齿面硬度小于 58HRC 时, 则 σ_{FE} 应按表 3.9.3 减少 20(58-HRC), HRC 为齿面的检测硬度。

3.9.6 为提高齿轮弯曲疲劳强度而采取齿根圆角喷丸处理工艺, 则 σ_{FE} 可适当提高。一般当 $m_n \leq 6$ 时, σ_{FE} 可按表 3.9.3 增加 200; 当 $m_n > 6$ 时, σ_{FE} 可增加 $200 - 10(m_n - 6)$ 。

3.9.7 弯曲疲劳极限 σ_{FE} 也可参考 ISO6336/5 标准质量 MQ 中的值。

3.10 设计系数 Y_d

3.10.1 设计系数 Y_d 是用以考虑齿轮承受反向负荷及套合产生的预应力对齿根强度的影响, 其不同于单向脉动负荷的影响。

3.10.2 Y_d 由下列情况确定:

- (1) 承受单向脉动负荷的齿轮: $Y_d = 1.0$;
- (2) 承受双向负荷的齿轮(如中间齿轮、行星轮): $Y_d = 0.7$;
- (3) 具有正倒车功能的齿轮: $Y_d = 0.9$;
- (4) 套合装配齿圈的齿轮: $Y_d = 0.8$ 。

3.11 寿命系数 Y_N

3.11.1 寿命系数 Y_N 是考虑在要求有限寿命时, 可以有较高的许用齿根应力。

3.11.2 影响 Y_N 的主要因素有:

- (1) 材料及热处理;
- (2) 循环次数;
- (3) $Y_{\delta relT}$ 、 Y_{RrelT} 、 Y_X 。

- 3.11.3 船用齿轮箱的齿轮，一般只考虑无限使用寿命，所以取 $Y_N=1$ 。
- 3.11.4 对有限航区船用齿轮箱， Y_N 可适当提高。一般可按图 3.11.4 选取。

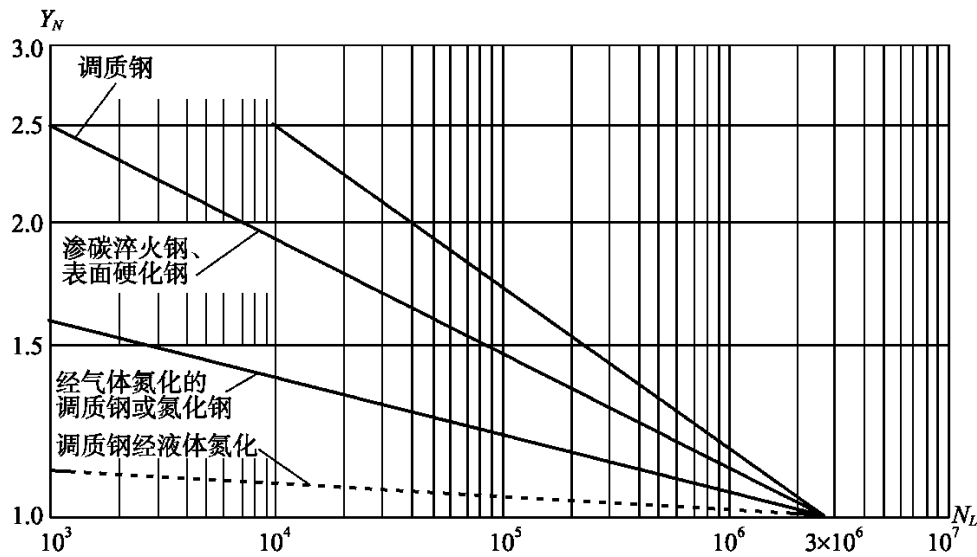


图 3.11.4 寿命系数 Y_N

- 3.11.5 寿命系数 Y_N 也可按照 ISO6336/3 标准方法 B 予以确定。

3.12 相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta relT}$

- 3.12.1 相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta relT}$ 是表示理论上的集中应力超过疲劳极限的程度。
- 3.12.2 影响 $Y_{\delta relT}$ 的主要因素有：

- (1) 材料；
- (2) 相对应力梯度。

- 3.12.3 $Y_{\delta relT}$ 应按照下式确定：

$$Y_{\delta relT} = \frac{1 + \sqrt{0.2p(1 + 2q_s)}}{1 + \sqrt{1.2p}}$$

式中： q_s ——齿根圆角参数，见本附录 3.4

p^* ——防滑层厚度，mm，可由表 3.12.3 查取。

防滑层厚度 p^* 值 表 3.12.3

材 料		p^* ， mm
表面硬化钢，火焰淬火钢和感应淬火钢		0.0030
整体硬化钢 ^① ，屈服点 R_s	500N/mm ²	0.0281
	600 N/mm ²	0.0194
	800 N/mm ²	0.0064
	1000 N/mm ²	0.0014
渗氮钢		0.1005

注：① 上面没有注明的 R_s 值所对应的 p^* 可通过插值法得到。

3.13 相对表面状况系数 Y_{RrelT}

3.13.1 相对表面状况系数 Y_{RelT} 是考虑齿根圆角表面状况, 主要是齿面峰谷粗糙度对齿根强度的影响。

3.13.2 Y_{RelT} 的值可由表 3.13.2 计算。只有在划痕或同样缺陷的深度不大于 $2 R_z$ 时才有效。

相对表面状况系数 Y_{RelT} 值 表 3.13.2

材料与热处理	$R_z < 1$	$1 \leq R_z \leq 40$
表面硬化钢和整体硬化钢除氮化外($R_m \geq 800 \text{N/mm}^2$)	1.120	$1.674 - 0.529(R_z + 1)^{0.1}$
碳钢($R_m \geq 800 \text{N/mm}^2$)	1.070	$5.306 - 4.203(R_z + 1)^{0.01}$
氮化钢	1.025	$4.299 - 3.259(R_z + 1)^{0.0058}$

注: ① R_z 为齿根圆角表面的平均峰谷粗糙度, μm 。
 ② 如果粗糙度以粗糙度算术平均值 R_a 表示, 即 R_a 值 (=CLA 值) (=AA 值), 则 $R_a = \text{CLA} = \text{AA} = R_z / 6$ 。

3.14 弯曲应力尺寸系数 Y_x

3.14.1 弯曲应力尺寸系数 Y_x 是考虑由于尺寸增大时引起强度的降低。

3.14.2 影响 Y_x 的主要因素有:

- (1) 材料与热处理;
- (2) 齿轮尺寸;
- (3) 硬化层深度与轮齿尺寸比。

3.14.3 Y_x 可按表 3.14.3 计算:

弯曲应力尺寸系数 Y_x 表 3.14.3

Y_x	m_n	状 况
1.00	$m_n \leq 5$	一般
$1.03 - 0.006 m_n$	$5 < m_n < 30$	非表面硬化钢
0.85	$m_n \geq 30$	
$1.05 - 0.01 m_n$	$5 < m_n < 25$	表面硬化钢
0.80	$m_n \geq 25$	

3.15 轮缘厚度系数, Y_B

轮缘厚度系数是用于简化薄轮缘齿轮计算的简化系数, 对于施加的重要负荷, 应采用更全面综合的分析方法。系数应按下式计算:

(1) 外齿轮:

当 $S_R / h \geq 1.2$ 时, $Y_B = 1$;

当 $0.5 < \frac{S_R}{h} < 1.2$ 时, $Y_B = 1.6 \cdot \ln \left(2.242 \frac{h}{S_R} \right)$

式中: S_R ——外齿轮轮缘厚度, mm;
 h ——齿高, mm。

对于 $S_R / h \leq 0.5$ 的情况应避免。

(2) 内齿轮:

当 $S_R / m_n \geq 3.5$ 时, $Y_B = 1$;

$$\text{当 } 1.75 < S_R / m_n < 3.5 \text{ 时, } Y_B = 1.15 \cdot \ln \left(8.324 \frac{m_n}{S_R} \right)$$

式中: S_R ——内齿轮轮缘厚度, mm。

对于 $S_R / h \leq 1.75$ 的情况应避免。

3.16 深齿系数, Y_{DT}

深齿系数 YDT 考虑到高精度齿轮和当量重合度在 $2.05 \leq \varepsilon_{an} \leq 2.5$ 齿轮, 调整齿根应力, 其中 ε_{an} :

$$\varepsilon_{an} = \frac{\varepsilon_\alpha}{\cos^2 \beta_b}$$

系数 Y_{DT} 应按下式计算:

当 ISO 精度等级 ≤ 4 且 $\varepsilon_{an} > 2.5$ 时, $Y_{DT} = 0.7$;

当 ISO 精度等级 ≤ 4 且 $2.05 < \varepsilon_{an} \leq 2.5$ 时, $Y_{DT} = 2.366 - 0.666 \cdot \varepsilon_{an}$;

其它情况, $Y_{DT} = 1.0$ 。

3.17 齿根弯曲应力安全系数 S_F

3.17.1 齿根弯曲应力安全系数 S_F 应满足下列要求:

主推进齿轮装置: $S_F \geq 1.55$;

辅机齿轮装置: $S_F \geq 1.40$ 。

第8章 轴系及螺旋桨

第1节 一般规定

8.1.1 适用范围

8.1.1.1 本章规定适用于柴油机和电力直接或通过传动装置（离合器、齿轮装置等）推进船舶的轴系。

8.1.2 材料

8.1.2.1 轴和螺旋桨的材料应符合第7篇的有关规定。

8.1.2.2 轴材料的抗拉强度一般应在下列范围内选择：

- (1) 碳钢和碳锰钢为 $400 \sim 760 \text{N/mm}^2$ ；
- (2) 合金钢不超过 800N/mm^2 。

8.1.2.3 轴的联轴器一般应用优质碳素钢锻制，也可用球墨铸铁制造。弹性联轴器的刚性部分可采用铸钢制造。

8.1.2.4 轴应按第7篇的有关规定进行无损检测。

8.1.3 轴承温度

8.1.3.1 主推进轴系及其传动装置中的滑动轴承温度应不高于 70°C ，滚动轴承温度应不高于 80°C 。

8.1.4 图纸和资料

8.1.4.1 应将下列轴系和螺旋桨图纸和资料一式3份提交本社批准：

- (1) 轴系布置图；
- (2) 推力轴、中间轴、螺旋桨轴图；
- (3) 尾轴管总图，包括油封装置和尾轴管轴承图；
- (4) 轴系强度计算书，包括联轴器和连接螺栓的强度计算。若采用普通螺栓连接时，还应包括螺栓预紧力的计算（备查）；
- (5) 轴系扭转振动、回旋振动、纵向振动及校中的计算书（适用时）；
- (6) 螺旋桨强度计算书；
- (7) 螺旋桨图（包括总质量、转动惯量等）；
- (8) 螺旋桨液压装配图及计算书（对无键或有键连接液压装配的螺旋桨）。

8.1.4.2 图纸应标有足够详细的尺寸，以及为验证计算所必需的参数。

第2节 轴 系

8.2.1 一般要求

8.2.1.1 轴系的布置及轴的结构尺寸除应符合本节规定外，还应符合本章第4节、第5节的有关规定。大型低速二冲程柴油机轴系的纵向振动及尾管后轴承处螺旋桨轴的实际直径大于250mm的轴系校中，应符合本社有关规定。

8.2.2 轴的直径

8.2.2.1 轴的直径 d 应不小于按下式计算所得之值：

$$d = FK \sqrt[3]{\frac{N_e}{n_e} \left(\frac{560}{R_m + 160} \right)} \quad \text{mm}$$

式中： F ——推进装置型式系数；

$F=95$ ——对于电力推进装置和装有滑动联轴节的柴油机推进装置的中间轴和推力轴；

$F=100$ ——对于所有其他型式的柴油机推进装置和所有螺旋桨轴。

N_e ——轴传递的额定功率，kW；

n_e ——轴传递 N_e 时的转速，r/min；

K ——不同轴的设计特性系数，按表 8.2.2.1 (1)、(2) 选取；

R_m ——轴材料的抗拉强度，计算时，当采用碳钢和碳锰钢时，对于中间轴，如

$R_m > 760 \text{N/mm}^2$ 时，取 760N/mm^2 ；对于螺旋桨轴和尾管轴，如 $R_m > 600 \text{N/mm}^2$ ，取 600N/mm^2 。当采用合金钢或不锈钢时，对于中间轴、螺旋桨轴及尾管轴，如 $R_m > 800 \text{N/mm}^2$ 时，取 800N/mm^2 。

中间轴、推力轴的系数 K

表 8.2.2.1 (1)

与法兰为整体的轴 ①	与联轴器为热套或液 压无键套合的轴	有键槽的轴 ②⑤	有径向孔的轴 ③⑤	有纵向槽的轴 ④⑤	推力环的两侧轴承处的轴 ⑤
1.0	1.0	1.1	1.12	1.20	1.1

注：①法兰根部过渡圆角半径应不小于 $0.08d$ ；

②在键槽底部横截面处的圆角半径应不小于 $0.0125d$ (d 为以 $K=1.0$ 时计算的轴径，下同)；

③孔径应不大于 $0.3d$ ；

④纵向槽的长度不大于 $1.4d$ ，宽度不大于 $0.2d$ 。

⑤在键槽两端或孔边缘延伸到 $0.2d$ 长度以内的轴、在纵向键槽两端延伸到 $0.3d$ 长度以内的轴和在推力环处延伸到等于推力轴直径长度的轴。在这些范围以外的轴径可逐渐减少到以 $K=1.0$ 计算直径。

螺旋桨轴的系数 K

表 8.2.2.1 (2)

1	从桨毂前端到相邻轴承前端的轴	液压无键安装螺旋桨的轴	1.22 ^①
		有键安装螺旋桨的轴	1.26 ^①
2	除1外，向前至尾轴管密封装置前端之间的轴		1.15
3	尾轴管密封装置前端至联轴器的轴		1.15 ^②

注：①所确定的轴径至取 $K=1.15$ 确定的轴径，其变化应逐渐过渡；

②轴直径可逐渐减小到按本节 8.2.2.1 中 $K=1.0$ 的计算直径。

8.2.2.2 对中空轴，当内径 $d_0 > 0.4d$ 时，轴的实际外径 d_a 应不小于按下式计算所得之值：

$$d_a = d \sqrt[3]{\frac{1}{1 - \left(\frac{d_0}{d_a}\right)^4}} \quad \text{mm}$$

式中： d ——按本节 8.2.2.1 计算的中间轴、推力轴、螺旋桨轴的直径，mm。

8.2.2.3 轴上的槽或孔的边缘应磨光滑。

8.2.2.4 对航行于浮冰、浮盐等水面或水下有硬物可能撞击螺旋桨的船舶，其推进轴系的中间轴、推力轴和螺旋桨轴的直径应按本节8.2.2.1的计算轴径增加10%。

8.2.3 轴径过渡和锥度

8.2.3.1 轴径的变化应以锥度或圆角过渡，轴的锥体部分与圆柱部分的相连处不应有凸肩或圆角。

8.2.3.2 安装联轴器的轴锥部的锥度应在1/10至1/20的范围内。

8.2.3.3 有键安装螺旋桨的轴锥部的锥度应不大于1/10；液压无键安装螺旋桨的轴锥部的锥度应不大于1/15。

8.2.4 联轴器和螺栓

8.2.4.1 法兰联轴器的法兰厚度应不小于本节8.2.2.1要求的中间轴直径的20%，且应不小于与轴材料抗拉强度相等的联轴器紧配螺栓的直径。法兰根部的过渡圆角半径应不小于联轴器处连接的轴径的8%。

8.2.4.2 联轴器用键安装到轴上时，键材料的抗拉强度应不小于轴材料的抗拉强度，键受剪切的有效截面积应满足下式要求：

$$BL \geq \frac{d^3}{2.6d_m} \quad \text{mm}^2$$

式中：B——键的宽度，mm；

L——键的有效长度，mm；

d——由本节8.2.2.1确定的中间轴直径，mm；

d_m ——键中部处轴的直径，mm；

8.2.4.3 组合式联轴器应有足够的强度传递主机倒顺车的扭矩，且应有防止松动的措施。

8.2.4.4 联轴器法兰的连接螺栓一般应有紧配螺栓，其紧配螺栓直径 d_f 应不小于按下式计算所得之值：

$$d_f = 0.65 \sqrt{\frac{d^3(R_m + 160)}{DZR_{mb}}} \quad \text{mm}$$

式中：d——由本节8.2.2.1确定的中间轴直径，mm；

D——螺栓孔的中心圆直径，mm；

Z——紧配螺栓数（应不少于连接螺栓总数的50%）；

R_m ——中间轴材料的抗拉强度，N/mm²；

R_{mb} ——螺栓材料的抗拉强度，N/mm²，应不小于中间轴材料的抗拉强度，但也不应大于1.7倍中间轴材料的抗拉强度，且不大于1000N/mm²。

8.2.4.5 如全采用普通螺栓连接时，则螺栓的螺纹根部直径 d_n 应不小于按下式计算所得之值：

$$d_n = 25 \sqrt{\frac{N_e \times 10^6}{n_e D Z R_m}}$$

式中： N_e ——轴传递的额定功率，kW；

n_e ——轴传递 N_e 时的转速，r/min；

Z ——普通螺栓数。

其余符号意义与本节 8.2.4.4 中相同。

所连接法兰的接触表面之间的摩擦力矩应不小于 2.8 倍的传递扭矩，计算摩擦力时，摩擦系数为 0.18；预紧螺母时的力矩不应使螺栓螺纹根部截面应力超过 0.8 倍的螺栓材料屈服强度或规定的非比例延伸强度。

8.2.4.6 对连接曲轴和推力轴的联轴器的紧配螺栓，其直径应按本节 8.2.4.4 公式计算值增加 5%。

8.2.5 轴承的布置

8.2.5.1 轴承的布置应使在船舶满载和营运状态时，能保证轴系中轴承承受均匀的负荷，不致造成轴承的严重发热和迅速磨损。

8.2.5.2 轴承间距 L 一般应不大于按下式计算所得之值：

$$L = K_1 \sqrt{d} \quad \text{mm}$$

式中： d ——轴承间的轴径，mm；

$K_1 = 450$ ，油润滑合金轴承；

$K_1 = 280$ ，油脂润滑灰铸铁尾轴管轴承；

$K_1 = 280 \sim 350$ ，尾轴管和尾轴架的水润滑橡胶轴承。

对轴转速大于 350 r/min 的轴承间距 L 一般应不大于按下式计算所得之值：

$$L = K_2 \sqrt{\frac{d}{n}} \quad \text{mm}$$

式中： d ——轴承间的轴径，mm；

n ——轴转速，r/min；

$K_2 = 8400$ ，油润滑白合金轴承；

$K_2 = 5200$ ，油脂润滑灰铸铁尾轴管轴承、尾轴管和尾轴架的水润滑橡胶轴承。

8.2.5.3 按本节 8.2.5.2 中公式确定的轴承间距，还应使轴系的回旋振动符合本章第 5 节的有关规定。

8.2.5.4 轴承的布置一般应不使两轴段的连接法兰处于两轴承位置的中部，中间轴的轴承中心到连接法兰面的距离一般可等于 0.2 倍轴承所在轴段的长度。

8.2.6 螺旋桨轴轴套

8.2.6.1 螺旋桨轴在轴承挡处的铜套厚度 δ 应不小于按下式计算所得之值：

$$\delta = 0.03d + 6 \quad \text{mm}$$

式中： d ——轴承挡处轴的直径，mm。

轴承挡之间轴套的厚度可以适当减少，但应不小于 0.75δ 。

8.2.6.2 一个轴承处的轴套一般应采用整体铸造。若两段轴套之间的轴段浸入海水时，则应采用玻璃纤维布或工程塑料进行包覆，与轴套的接头处应用铜丝或不锈钢丝扎牢，以保证水密，防止海水浸入轴体。接头部分不应处于轴承区域内。

8.2.6.3 轴套在粗加工后应作检查和 0.2MPa 的液压试验，应无裂纹且 5 分钟内无任何渗漏现象。

8.2.6.4 轴套应采用热套或液压套合法安装到轴上，不应用销或螺钉固定。

8.2.7 尾轴管及其轴承

8.2.7.1 尾轴管后轴承或尾轴架轴承,其长度应满足下列要求:

(1) 对具有良好油密填料函的油润滑的白合金轴承的长度,应不小于本节 8.2.2.1 所确定的螺旋桨轴直径的 2 倍;

(2) 对合成橡胶、强化树脂或塑料制成的油润滑轴承的长度,应不小于本节 8.2.2.1 所规定的螺旋桨轴直径的 2 倍;

(3) 对橡胶或塑料制成的水润滑轴承的长度,应不小于本节 8.2.2.1 所确定的螺旋桨轴直径的 4 倍;

(4) 对具有良好油密填料函的油润滑青铜轴承的长度,应不小于本节 8.2.2.1 所确定的螺旋桨轴直径的 4 倍;

(5) 对油脂润滑的轴承长度,应不小于本节 8.2.2.1 所确定的螺旋桨轴直径的 4 倍;

(6) 对采用其他轴承材料和润滑方式,应提供采用其轴承长度的相关资料,如轴承材料的膨胀特性、承压能力等试验结果或使用经验,并应经本社同意。

8.2.7.2 油润滑的尾轴管应设有放泄油的旋塞。

8.2.7.3 对油润滑轴承,若采用重力油柜润滑系统时,则油柜应设在满载水线以上适当的位置,对江海直达船,在机舱应设有低油位报警装置。

8.2.7.4 对油润滑的轴承,在尾轴管两端应装有认可型的密封装置。

8.2.7.5 尾轴管安装上船前应作压力为0.2MPa的液压试验。

8.2.7.6 对采用水润滑的橡胶轴承,其尾轴管密封装置应符合下列规定:

(1) 主推进轴系正、倒车运转时,尾轴管前端密封装置的漏泄量应小于 2L/h;

(2) 橡胶轴承承受的压力应不大于 0.3MPa;

(3) 尾轴管前端密封装置应有在船舶停泊状态下能更换填料函的措施,建议装设充气密封圈。

8.2.8 主机自由端传动

8.2.8.1 曲轴自由端驱动辅助机械的传动轴的直径 d 应不小于按本节8.2.2.1公式取 $K=1.22$ 计算所得之值。计算时:若 $R_m > 600\text{N/mm}^2$ (R_m 为传动轴的抗拉强度),取 600N/mm^2 。

8.2.8.2 曲轴自由端传动轴的轴承座应有足够的刚度,并应可靠地固定在船体基座上。

8.2.8.3 曲轴自由端的传动一般应设置弹性联轴器或离合装置。

第3节 轴系传动装置

8.3.1 适用范围

8.3.1.1 本节规定适用于弹性联轴器、液力传动装置、离合器、可调螺距螺旋桨的传动与操纵装置、Z型推进装置与舵桨装置和侧推装置。齿轮传动装置的有关要求应符合本篇第7章的有关规定。

8.3.2 弹性联轴器

8.3.2.1 如果机器底座采用弹性支承时,则轴系应采用弹性联轴器连接。

8.3.2.2 制造厂或设计部门应提供所采用的弹性联轴器的下列有关资料:额定扭矩、主/从动部分转动惯量、扭转刚度(静态/动态)、相对阻尼、许用变动扭矩、许用最大扭矩、许用轴向位移、许用径向位移等。

8.3.2.3 对在主机起动或停车过程中可能产生过大冲击扭矩的弹性联轴器,应装设扭转角限制装

置。

8.3.2.4 弹性联轴节的设计应使弹性元件可有效散发热量，其结构应实际可能地易于检查。

8.3.3 离合器及操纵装置

8.3.3.1 采用摩擦元件的离合器时，在正常运转时不应有打滑现象；在空车运转时，其带排扭矩不应使与其连接的推进轴系有带转现象。

8.3.3.2 离合器所传递的最大扭矩一般应不小于主机额定扭矩的1.5倍。

8.3.3.3 气胎离合器在操纵处应设有充气压力表、离合器接合与脱开的信号装置和空气高、低压报警装置。对气胎离合器的供气系统，应设有应急的充气设备。

8.3.3.4 离合器应能有效接合或脱开，应具有其任意换排的转速应不小于主机额定转速60%的能力。

8.3.3.5 对可倒、顺传动的离合器，其换向时间应不大于15s。

8.3.4 液力传动装置

8.3.4.1 液力传动装置的工作油系统应是独立的循环系统。系统中应设有油泵、过滤器、冷却器和集油柜等设备，对液力齿轮传动机组，循环系统中还应设磁性滤器。

8.3.4.2 液力传动装置应设有独立的备用工作油泵，对双主机船舶可只设1台备用泵。

8.3.4.3 液力传动装置的工作油系统，除应装有温度计和压力表外，还应设有高温和低压报警装置，报警装置应符合第4篇的有关规定。

8.3.4.4 液力耦合器的泵轮、涡轮应进行静平衡试验，并建议进行动平衡试验。

8.3.4.5 液力传动装置的操纵处应设有标志液力传动的开或关的信号装置。

8.3.4.6 液力传动装置应能在机旁、集中控制室或驾驶室操纵。如设置几套操纵机构时，各套之间应互为联锁。

8.3.4.7 液力传动装置的操纵处应设有螺旋桨轴的转速表和旋转方向的指示器。

8.3.5 可调螺距螺旋桨传动与操纵装置

8.3.5.1 主推进装置的可调螺距螺旋桨与主机一般应用单手柄进行联合控制，以防主机和轴系过载，以及因过载或超速引起的停车。

8.3.5.2 可调螺距螺旋桨液压传动系统应设2台互相独立的动力驱动泵，每台泵的容量应不小于可调螺距螺旋桨正常运转时所需的容量，且能迅速转换使用。对功率不超过200kW的推进装置，可设1台动力驱动泵，但应另设1台手动泵以控制螺距，且该手动泵能使桨叶在足够短的时间内从正车位置转至倒车位置。

8.3.5.3 机舱操纵台和驾驶室内均应装有螺距角指示器，且与螺旋桨实际螺距角的偏差不超过 $\pm 1^\circ$ 。

8.3.5.4 机舱和驾驶室内的操纵系统应互为联锁。对非机械操纵系统，机旁应设有备用手动操纵装置。

8.3.5.5 可调螺距螺旋桨的操纵系统应能灵敏且准确地控制所需桨叶的角度。

8.3.5.6 可调螺距螺旋桨的调距功能及液压操纵系统的报警装置，应符合本篇4章的有关规定。

8.3.5.7 在任意工况下，可调螺距螺旋桨工作应稳定，在 0° 螺距角时，其波动值应不超过 $\pm 0.5^\circ$ 。

8.3.5.8 在额定转速下操纵可调螺距螺旋桨，从正（或负）全负荷螺距角的1/3到负（或正）全负

荷螺距角的1/3, 所需时间应不超过15s。

8.3.5.9 可调螺距螺旋桨的调距范围, 应保证在额定转速下主机能发出额定功率。

8.3.5.10 控制可调螺距螺旋桨的液压系统应符合本篇第2章第4节和第4章第8节的有关规定。

8.3.5.11 可调螺距螺旋桨的液压系统应设有液压油油箱位过低、滤油器压差过高(装有滤油器时)及液压油油温过高(装有油冷却器时)的报警装置, 报警装置应符合第4篇的有关规定。

8.3.6 Z型推进装置

8.3.6.1 Z型推进装置的轴系中应成对设置万向节联轴器, 且轴间夹角应相同, 其夹角一般应不大于 10° 。

8.3.6.2 Z型推进装置的输入轴、主轴和螺旋桨轴的直径应符合本章8.2.2的有关规定。

8.3.6.3 Z型推进装置的轴系扭转振动计算, 应符合本章第4节的有关规定。

8.3.6.4 舵桨装置系指螺旋桨和导流管(设有时)能全回转或半回转, 具有舵、桨和倒车功能的装置。除能在驾驶室操纵外, 在舵桨机室应亦能就地操纵, 全回转或半回旋装置的转速应不小于1.5转/分, 其装置操舵的时间应符合本篇9.1.4.6、9.1.7.1的有关规定。

8.3.6.5 舵桨装置的螺旋桨设计和安装应符合本章第6节的有关规定。

8.3.6.6 舵桨装置的动力设备若为电动或电动液压时, 应设有备用动力设备或应急操纵设施, 对设有2台的Z型推进装置, 则可免除。电动机及其控制装置应符合第3篇7.4.1的有关规定。

8.3.6.7 与系统故障有联系的所有报警应显示于驾驶室和监控室(如设有时)。在下列情况时, Z型推进装置应具有报警功能:

- (1) 滑油低压;
- (2) 滑油高温;
- (3) 液压油油箱液位低;
- (4) 液压油低压;
- (5) 液压油高温(装有油冷却器时);
- (6) 液压油滤器压差过高(装有滤油器时);
- (7) 离合器低压(液压驱动)。

8.3.6.8 舵桨装置应在驾驶室和舵桨机室设有舵角指示器。

8.3.6.9 舵桨装置的液压系统应符合本篇第2章第4节和第4章第8节的有关规定。

8.3.6.10 舵桨装置制造完毕后应进行0.2MPa的液压试验, 组装后应进行0.1MPa的液压或0.03MPa气压的密性试验。

8.3.7 侧推装置

8.3.7.1 侧推装置应有足够的侧推力, 能满足船舶低速航行及靠离码头的工作要求。

8.3.7.2 侧推装置应有足够的浸没深度。从螺旋桨轴线至满载水线的距离一般应不小于1.5倍的桨叶直径, 最小应不小于桨叶直径。

8.3.7.3 侧推装置的输入轴、桨轴直径应符合本章8.2.2的有关规定。

8.3.7.4 以主机为原动机的侧推装置, 应设置离合装置。

8.3.7.5 以电动机为原动机的侧推装置, 其电力拖动装置应符合第3篇的有关规定。

8.3.7.6 液压泵、可调螺距螺旋桨的液压管系应符合本篇第2章第4节和第4章第8节的有关规定。

8.3.7.7 对下列故障应在驾驶室均设有单项或组合报警指示, 在监控室(如设有时)设有单项报

警指示:

- (1) 原动机停车;
- (2) 遥控系统电源故障;
- (3) 报警系统电源故障;
- (4) 滑油柜(如装有)液位低;
- (5) 滑油压力低(如系强制润滑系统);
- (6) 液压日用柜液位低;
- (7) 液压系统低压力。

8.3.7.8 下列项目应在驾驶室和监控室(如设有时)设有单项指示:

- (1) 原动机和伺服机构过载;
- (2) 调距桨装置的螺距;
- (3) 定距桨装置的转向和转速;
- (4) 报警系统的电源故障。

8.3.7.9 侧推装置的管隧厚度应不小于相邻船体部分的厚度。

8.3.7.10 在驾驶室应设有停止侧推装置运行的装置,该装置应独立于遥控系统。

8.3.8 轴系安装

8.3.8.1 轴系的安装应保证各轴段及轴承在正常运转时不致产生有害的负荷。

第4节 扭转振动

8.4.1 适用范围

8.4.1.1 本节规定适用于单机额定功率等于或大于220kW的主柴油机推进系统和重要用途的辅柴油机系统。

8.4.2 一般要求

8.4.2.1 若主机和辅机轴系在使用中存在不同工况时,如离合器脱开、离合器接合驱动各种机械、零螺距和满螺距(如适用时)、一缸熄火等,均应按不同工况分别进行扭振计算。

8.4.2.2 对已批准的主机轴系,若作更改,如更换机型、加装(或更换)齿轮箱、加装(或更换)弹性联轴器、轴系尺寸和螺旋桨结构尺寸有较大的改变等,则均应重新进行轴系扭振计算并提交本社批准。

8.4.2.3 柴油机、减振器、弹性联轴器、气胎离合器、齿轮箱等产品的制造厂应提供准确并经实测验证的扭振参数。

8.4.2.4 扭振计算的计算方法等可参照本社《船上振动控制指南》的有关规定。

8.4.3 扭振计算

8.4.3.1 扭振计算应包括下列主要内容:

- (1) 计算所需的全部原始参数和轴系布置简图;
- (2) 当量系统扭振参数和当量系统图;

(3) 无阻尼固有频率计算的霍尔茨表(固有频率、各质量点的相对振幅、各轴段的相对弹性力矩等), 计算的转速范围一般应从 $0.8 n_{\min} \sim 1.2 n_e$ ($n_{\min}$ 为最低稳定转速 r/min; n_e 为额定转速, r/min), 简谐次数计算到 12 次;

(4) 在计算转速范围内, 各节振动的各谐次的相对振幅矢量和;

(5) 在计算转速范围内, 各节振动的主要谐次的响应计算和按表 8.4.4.2 中相应公式计算的许用值。

8.4.4 许用应力

8.4.4.1 计算轴系扭振许用应力时, 应以轴的基本直径为基础, 而不计应力集中的影响, 即对曲轴以曲柄销直径为准, 对推力轴、中间轴、螺旋桨轴以轴的最小直径为准。

8.4.4.2 柴油机推进系统的曲轴、推力轴、中间轴、螺旋桨轴的扭振许用应力值, 应不超过表 8.4.4.2 中相应公式计算所得之值。

表 8.4.4.2

系统	轴型	运转工况	转速比值范围	扭振许用应力 (N/mm ²)
柴油机推进系统	曲轴、螺旋桨轴	持续	$0 < r \leq 1.0$	$[\tau_c] = \pm[(51.5 - 0.044d) - (31.9 - 0.025d)r^2]$
		瞬时	$0 < r < 0.8$	$[\tau_t] = \pm 2.0[\tau_c]$
		超速	$1.0 < r \leq 1.15$	$[\tau_g] = \pm[(19.6 - 0.02d) + (82.6 - 0.064d)\sqrt{r - 1}]$
	推力轴、中间轴	持续	$0 < r \leq 1.0$	$[\tau_c] = \pm[(72.6 - 0.04d) - (45.1 - 0.02d)r^2]$
		瞬时	$0 < r < 0.8$	$[\tau_t] = \pm 1.7[\tau_c]$
		超速	$1.0 < r \leq 1.15$	$[\tau_g] = \pm[(27.5 - 0.02d) + (116.2 - 0.05d)\sqrt{r - 1}]$
柴油发电机系统	曲轴、传动轴	持续	$0.95 \leq r \leq 1.10$	$[\tau_c] = \pm(21.59 - 0.0132d)$
		瞬时	$0 < r < 0.95$	$[\tau_t] = \pm 5.5[\tau_c]$

注: 表中 $[\tau_c]$ ——持续运转扭振许用应力, N/mm²;

$[\tau_t]$ ——瞬时运转扭振许用应力, N/mm²;

$[\tau_g]$ ——超速运转扭振许用应力, N/mm²;

d ——轴的基本直径, mm;

$$r = \frac{n_c}{n_e};$$

n_c ——共振转速, r/min;

n_e ——额定转速, r/min。

8.4.4.3 发电用柴油机曲轴、传动轴的扭振许用应力值, 应不超过表 8.4.4.2 中相应公式计算所得之值。

8.4.4.4 曲轴材料为球墨铸铁外, 当曲轴的抗拉强度大于 410 N/mm² 时, 则扭振许用应力 τ' 可按下式计算:

$$\tau' = \frac{R_m + 157}{570} \tau \quad \text{N/mm}^2$$

式中: R_m ——曲轴材料的抗拉强度, N/mm², 如 $R_m > 600 \text{ N/mm}^2$ 时, 取 600 N/mm²;

τ ——按表 8.4.4.2 计算的扭振许用应力, N/mm²。

8.4.4.5 根据制造厂提供的经验数据或曲轴疲劳合格系数计算资料,经本社审查同意,可采用制造厂给出的对应机型的扭振合成应力许用值。

8.4.5 许用扭矩

8.4.5.1 齿轮传动装置中的齿轮啮合处振动扭矩,在 $r=0.9\sim 1.05$ 范围内一般应不超过全负荷平均扭矩的 $1/3$;在其他转速范围内应不超过相应转速下的平均扭矩。

8.4.5.2 弹性联轴器弹性元件的振动扭矩,在持续运转时应不超过其许用变动扭矩值;在瞬时运转时应不超过其许用最大扭矩值。

8.4.6 发电机的附加要求

8.4.6.1 在额定工况下,交流发电机转子处的合成振幅应不大于 3.5° (电角)。

8.4.6.2 施加在发电机转子处的合成振动惯性扭矩,在 $r=0.95\sim 1.10$ 范围内应不超过 $\pm 2M_e$,在 $r<0.95$ 范围内应不超过 $\pm 6M_e$ (M_e ——额定转速时的平均扭矩)。

8.4.7 转速禁区

8.4.7.1 符合下列情况之一者应设“转速禁区”:

- (1) 扭振应力超过持续运转许用应力值的转速范围;
- (2) 齿轮啮合处振动扭矩因扭振而引起齿击或弹性联轴器的振动扭矩超过其许用变动扭矩值的转速范围;
- (3) 因扭振而引起的船体或其他装置剧烈振动的转速范围。

8.4.7.2 转速禁区的规定如下:

$$\frac{16n_c}{18-r} \sim \frac{(18-r)n_c}{16}$$

式中符号意义与本节 8.4.4.2 中相同。

8.4.7.3 如扭振应力接近 $[\tau_t]$ 值时,则转速禁区应适当扩大;如扭振应力稍超过 $[\tau_c]$ 值时,则转速禁区可适当减小。

8.4.7.4 在常用转速或特殊使用的转速范围内不应产生危险的共振转速;在 $r=0.8\sim 1.0$ 范围内一般不设转速禁区;在 $r=0.9\sim 1.0$ 范围内应尽可能不使用减小振幅的方法来消除转速禁区。

8.4.7.5 所设转速禁区应在转速表上用红色标示,并应在操纵处设告示牌。转速表在转速禁区的读数误差应在 $\pm 2\%$ 以内。

8.4.8 其它

8.4.8.1 共振上波坡产生的扭振应力,应不超过 $r=0.8$ 时本节 8.4.4.2 中的 $[\tau_c]$ 。

8.4.8.2 在 $r=0.8\sim 1.0$ 范围内,扭振的合成应力应不超过本节 8.4.4.2 中 $[\tau_c]$ 的 1.5 倍。

8.4.9 扭振测量

8.4.9.1 本社可根据所送审轴系扭振计算书中计算的方法、扭振应力和扭矩的大小等资料,一般在以下情况下进行扭转振测量:

(1) 在 $r = 0.8 \sim 1.0$ 的转速范围内, 扭振计算应力已达到持续运转许用值的70%或以上时;
(2) 在 $r < 0.8$ 的转速范围内, 扭振计算应力小于瞬时运转许用值, 但约达到该值的90%或以上时;

(3) 含有非常规部件的某些新颖轴系。

对要求实测的船舶, 其测试报告应提交本社批准。

8.4.9.2 对应进行扭振测量的船舶, 若第一艘船的测量结果经本社批准, 则其余同型的船舶可不进行扭振测量。

8.4.9.3 扭振测量应在全部工作转速范围内分档测试; 发电机组还应在额定转速、额定电压和额定负荷下进行扭振测量。

8.4.9.4 扭振测量所采用仪器的型式、测点位置和转速间隔, 应能正确反映所测振动的特性。测点位置一般应布置在曲轴的自由端。

8.4.9.5 当实测与计算的固有振动频率的相对误差小于 $\pm 5\%$ 时, 可用实测振幅按计算振型推算系统各处的应力、扭矩, 否则应对当量系统参数予以调整, 重新计算。

8.4.9.6 对轴系中有大阻尼(高阻尼联轴器、扭振减振器等)部件或较复杂的系统, 实测与计算的固有振动频率的相对误差可小于 $\pm 8\%$; 用实测振幅或应力按计算振型推算系统各处的应力、扭矩时, 亦可调整有关阻尼参数, 使测点处的计算振幅与实测振幅相一致, 用强迫振动的计算结果来评价系统的扭振特性。

8.4.9.7 扭振测量报告应包括测量布置简图(含测点位置)、各测量转速下测点的主(或副)谐次的振幅或应力变化曲线、角振幅或应力的数据, 以及计算应力的角振幅或应力的原始测量信号、轴系扭振固有频率、各轴段的扭振应力、各弹性联轴器和齿轮啮合处的振动扭矩、规范许用值和结论。

第5节 回旋振动

8.5.1 适用范围

8.5.1.1 本节规定适用于单机额定功率大于等于220kW的具有尾轴架的轴系, 或尾轴轴承的间距(L)与尾轴直径(D)之比 L/D 大于40的轴系, 或具有万向节联轴器的轴系。

8.5.1.2 本节规定适用于电力推进的轴系。

8.5.2 一般要求

8.5.2.1 对主机轴系, 应保证在常用转速范围内没有因回旋振动而产生船体尾部结构、支承轴承过大振幅的振动和尾轴管后轴承衬套及密封装置早期损坏的机械故障, 否则应设转速禁区或采取必要的调频措施。

8.5.2.2 回旋振动的计算方法等可参照本社《船上振动控制指南》的有关规定。

8.5.3 回旋振动计算书

8.5.3.1 回旋振动计算书应包括下列主要内容:

(1) 主机额定转速、减速比(若有时)、轴系布置图(轴系基本几何尺寸、轴承位置和长度等)、轴承材料、轴承刚度、螺旋桨的桨叶数、质量和在空气中的转动惯量等。

(2) 1 次和叶片次正回旋振动的共振转速。

8.5.4 应避开的转速范围

8.5.4.1 对要求计算的船舶轴系，1次正回旋振动的共振转速应大于1.2倍轴系额定转速，一般叶片次正回旋振动的共振转速不应出现在0.85～1.0倍轴系额定转速范围。

8.5.5 回旋振动测试

8.5.5.1 若轴系因布置等原因不能满足本节8.5.4.1中叶片次正回旋振动的共振转速的要求时，则应进行回旋振动测试，以确定共振转速和振动的幅值，必要时应设转速禁区。

8.5.5.2 若能提交相似的动力装置运行良好的证明，经本社同意，则可免除测试的要求。

第 6 节 螺旋桨

8.6.1 一般要求

8.6.1.1 螺旋桨应进行表面质量和尺寸偏差的检查，并进行静平衡试验。

8.6.1.2 螺旋桨及其附件的固定螺栓、螺母等，均应有可靠的防止松动和防蚀措施。

8.6.2 螺旋桨桨叶厚度

8.6.2.1 在0.25R剖面处的桨叶厚度 t 应不小于按下式计算所得之值：

$$t = \sqrt{\frac{3.4 \times 10^5 (1.5 + 3.5 \frac{D}{P_{0.7}} + \frac{D}{P_{0.25}}) N_e}{Z b n_e [K - (0.035 \varepsilon + 0.25) (\frac{n_e D}{1000})^2]}} \quad \text{mm}$$

式中： D ——螺旋桨直径，m；

$P_{0.25}$ ——0.25R 剖面处的螺距，m；

$P_{0.7}$ ——0.7R 剖面处的螺距，m；

N_e ——主机的额定功率，kW；

Z ——桨叶叶数；

b ——0.25R 剖面处的桨叶宽度，mm；

n_e ——螺旋桨在主机额定功率时的转速，r/min；

ε ——桨叶后倾角（°）；

K ——材料系数，见表 8.6.2.1。

螺旋桨材料系数K 表8.6.2.1

材料	铜 合 金				铸 钢			灰 铸 铁	
	锰黄铜	铝黄铜	锰铝青铜	镍铝青铜	碳钢、 碳锰钢	不 锈 钢			
						奥氏体	铁素体或马氏体		
抗拉强度 R_m (N/mm ²)	440	610	650	637	400	450	500	200	250
材料系数 K	1.00	1.38	1.47	1.44	0.91	1.02	1.24	0.60	0.76

注：① 对表以外的材料，K值可以参照上表确定，但应经本社同意。
② 材料的性能应符合第7篇的有关规定。

8.6.2.2 叶梢处的厚度 $t_{1.0}$ 应不小于按下式计算所得之值：

对铜质、钢质：

$$t_{1.0} = C_0 D \quad \text{mm}$$

式中：D——螺旋桨直径，m；

C_0 ——系数，对普通螺旋桨取3；对导流管平头螺旋桨取5。

对铸铁的 $t_{1.0}$ 较上式增加25%。

8.6.2.3 其他半径处的桨叶切面厚度按直线或等强度厚度分布规律决定。

8.6.2.4 对3~4个桨叶的螺旋桨，其叶面与叶背向桨毂过渡处的填角圆半径应不小于0.035倍螺旋桨直径；对4个桨叶以上的螺旋桨，其填角圆半径应尽量加大，且应不小于0.0375倍螺旋桨直径。

8.6.2.5 可采用其他计算方法来确定螺旋桨桨叶厚度，但应提供试验结果或使用经验的相关资料。

8.6.3 螺旋桨的安装

8.6.3.1 螺旋桨应可靠地固定在螺旋桨轴上。桨毂孔前缘应倒成圆角。

8.6.3.2 螺旋桨桨毂应有精确的锥度，桨毂前端配合面长度一般不小于螺旋桨轴的直径。装配螺旋桨紧固螺母的螺纹轴端，其外径应不小于螺旋桨轴锥体大端直径计算值的60%。

8.6.3.3 对用键安装螺旋桨，应能满足下列要求：

(1) 键应有足够的强度来传递扭矩，其受剪切的有效截面积应符合下式的规定，且键材料的抗拉强度应不小于轴材料的抗拉强度：

$$BL \geq \frac{d^3}{2.35d_m} \quad \text{mm}^2$$

式中：B——键的宽度，mm；

L——键的有效长度，mm；

d——按本章8.2.2.1确定的中间轴直径，mm；

d_m ——在键中部处轴的直径，mm。

(2) 若用键安装螺旋桨时进行过盈推入，则键的尺寸可适当减小，但应提供试验结果或使用经验的相关资料，并经本社同意。

(3) 螺旋桨轴的圆柱体与圆锥体交界处，不应有凸肩或圆角。

(4) 轴上键槽一般采用匙形键槽，键槽边缘应光滑，键槽前端应平顺，键为滑橇键；当桨轴直径大于200mm时，轴上键槽应采用匙形键槽。其形状和尺寸一般可按图8.6.3.3。图中： $r_1 < r_2 < r_3$ ； $AB = BC = CD = x$ （ x 为键槽深度）。 r_1 、 r_2 、 r_3 可参考下列数值：

① $r_1 = x/8$ 、 $r_2 = 3x/8$ 、 $r_3 = 3x/4$ ；

② r_4 的值按表8.6.3.2（5）选取。

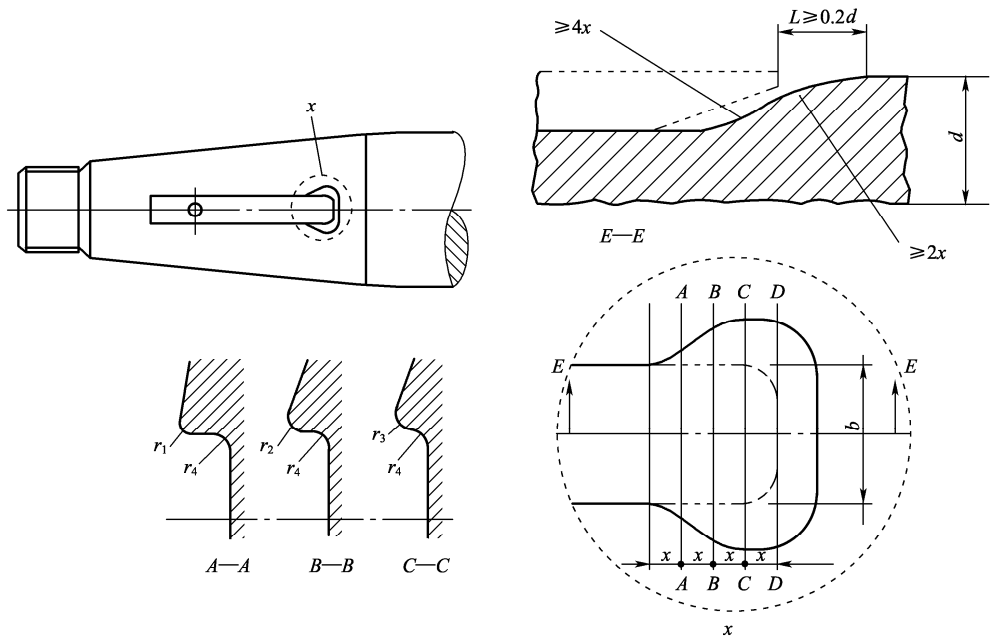


图 8.6.3.3

r_4 的值

表 8.6.3.2 (5)

d (mm)	r_5 (mm)
$d \leq 150$	3
$150 < d \leq 250$	4
$250 < d \leq 450$	5

(5) 键应用螺钉固定在轴上。螺钉孔不应位于距前端键长 1/3 的范围内；对汤匙形键槽，螺钉孔不应位于从其大端计算起的 1/3 锥形轴长度以内。螺钉孔的深度应不大于螺钉的直径，螺钉孔口应略微倒角。

(6) 轴上键槽的前端到轴锥部大端的距离应不小于 0.2 倍锥部大端的直径，对汤匙形键槽，轴上键的前端到轴锥部大端的距离 L 应不小于 0.2 倍锥部大端的直径。

(7) 桨毂和键的顶端一般应有 0.3~1.0mm 的间隙。键槽底部应有光滑的圆角，圆角半径应不小于锥部大端直径的 1.25%。键的两侧应与轴和桨毂的键槽稍过盈配合，一般用 0.03mm 塞尺检查时不应插入。

8.6.3.4 对用油压无键安装螺旋桨，螺旋桨直接套合到轴上的轴向推入量 S 应满足下述 (1) 或 (2) 的要求：

(1) 螺旋桨套合到轴上的轴向推入量 S 可满足按下式要求：

$$S_1 \leq S \leq S_2$$
$$S_1 = \frac{1}{K} \left[47750 \times 10^4 \frac{N_e}{An_e} \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) + (a_2 - a_1)(35 - t)d_1 + 0.03 \right] \quad \text{mm}$$
$$S_2 = \frac{1}{K} \left[0.7 R_{eH} d_1 \frac{K_2^2 - 1}{\sqrt{3K_2^4 + 1}} \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) - (a_2 - a_1)d_1 t \right] \quad \text{mm}$$

式中： S_1 ——最小轴向推入量，mm；

S_2 ——最大轴向推入量，mm；

K ——螺旋桨轴端锥度， $K \leq 1/15$ ；

N_e ——传递到螺旋桨轴的额定功率，kW；

n_e ——传递 N_e 时的转速, r/min;

A ——螺旋桨毂与螺旋桨轴的理论接触面积, mm^2 ;

$$C_1 = \frac{1+K_1^2}{1-K_1^2} - \mu_1 ;$$

$$C_2 = \frac{K_2^2+1}{K_2^2-1} + \mu_2 ;$$

$$K_1 = \frac{d_0}{d_1} ;$$

$$K_2 = \frac{d_2}{d_1} ;$$

d_0 ——轴中孔直径, mm;

d_1 ——套合接触长度范围内轴的平均直径, mm;

d_2 ——桨毂的平均外径, mm;

μ_1 ——螺旋桨轴材料的泊松比, 对锻钢一般可取 $\mu_1 = 0.30$;

μ_2 ——桨毂材料的泊松比, 对铜质一般可取 $\mu_2 = 0.34$;

E_1 ——螺旋桨轴材料的弹性模数, 对锻钢一般可取 $E_1 = 20.6 \times 10^4 \text{ N/mm}^2$;

E_2 ——桨毂材料弹性模数, 对铜质一般可取 $E_2 = 11.77 \times 10^4 \text{ N/mm}^2$;

t ——螺旋桨套合时的温度, $^{\circ}\text{C}$;

α_1 ——螺旋桨轴材料的线膨胀系数, 对锻钢一般可取 $\alpha_1 = 11 \times 10^{-6} 1/^{\circ}\text{C}$;

α_2 ——桨毂材料的线膨胀系数, 对铜质一般可取 $\alpha_2 = 18 \times 10^{-6} 1/^{\circ}\text{C}$;

R_{eH} ——桨毂材料的屈服强度, N/mm^2 。

(2) 对实心螺旋桨轴与桨毂间无轴套的螺旋桨套合, 其轴向推入量 S 也可满足下式要求:

在 35°C 时最小表面压力:

$$P_{35} = \frac{S_F T}{AB} \left[-\frac{S_F K}{2} + \sqrt{\mu^2 + B \left(\frac{F_v}{T} \right)^2} \right] \quad \text{N/mm}^2$$

在 35°C 时最小推入量:

$$S_{35} = P_{35} \frac{d_1}{K} \left[\frac{1}{E_2} \left(\frac{K_2^2+1}{K_2^2-1} + \mu_2 \right) + \frac{1}{E_1} (1 - \mu_1) \right] \quad \text{mm}$$

温度 t ($t < 35^{\circ}\text{C}$) 时的最小推入量:

$$S_t = S_{35} + \frac{d_1}{K} (\alpha_2 - \alpha_1) (35 - t) \quad \text{mm}$$

温度 t 时相应最小表面压力:

$$P_t = P_{35} \frac{S_t}{S_{35}} \quad \text{MPa}$$

温度 t 时最小推入负荷:

$$W_t = AP_t \left(\mu + \frac{K}{2} \right) \quad \text{N}$$

温度 0°C 时最大许用表面压力:

$$P_{\max} = \frac{0.7 R_{eH} (K_2^2 - 1)}{\sqrt{3 K_2^4 + 1}} \quad \text{MPa}$$

0°C 时, 作用在桨毂上的最大等效单轴向应力应不大于其屈服强度的 70% 或 0.2% 非比例伸长应力。对于铸铁, 应不大于各义抗拉强度的 30%。温度 0°C 时最大推入量:

$$S_{\max} = \frac{P_{\max}}{p_{35}} S_{35} \quad \text{mm}$$

温度 t ($0^{\circ}\text{C} < t < 35^{\circ}\text{C}$) 时最大推入量:

$$S_t = S_{\max} - \frac{d_1}{K} (\alpha_2 - \alpha_1) t \quad \text{mm}$$

式中: S_F ——在 35°C 时防止滑移的摩擦安全系数, 应不小于 2.8;

$$B = \mu^2 - \frac{S_F^2 K^2}{4}$$

式中: T ——自由航行时船舶发出的持续推力, $T = 3263.2 \frac{N_e}{V}$ N;

V ——功率为 N_e 时航速, km/h ;

μ ——结合面的摩擦系数。对于用油压方法, 桨毂用青铜、黄铜或钢制造时, 摩擦系数为 0.13;

F_v ——结合面上的切向力, $F_v = \frac{2000 C M_e}{d_1} \text{N}$;

M_e ——对应于 N_e 和 n_e 的额定扭矩, N · m;

C ——常数, 对柴油机直接驱动螺旋桨时 $C = 1.2$, 其他情况时 $C = 1.0$ 。

其余符号意义与本节 8.6.3.3(1) 中相同。

8.6.3.5 在套合之前, 桨毂与轴锥部的实际接触面积应不小于理论接触面积的 70%。一般可着色进行检查, 不接触带不应环绕整个桨毂或延伸到整个桨毂全长。

8.6.3.6 在套合之前, 应使螺旋桨与轴的的温度相等, 配合表面应清洁、无油脂。螺旋桨的配合情况应在车间内进行验证。

8.6.3.7 在套合之后, 应用螺母将螺旋桨固定在桨轴上。

8.6.3.8 作出与温度有关的安装曲线和相应的负荷资料, 应保留在船上。同时应备有必要的拆装专用工具。

8.6.3.9 采用其他方法固定螺旋桨时, 其安装工艺应经本社的同意。

8.6.4 可调螺距螺旋桨的防护

8.6.4.1 可调螺距螺旋桨的叶片与桨毂间应有良好的防水、沙渗入及润滑油脂泄漏的密封装置。

8.6.4.2 桨毂内应充填润滑油脂。

第9章 甲板机械

第1节 操舵装置

9.1.1 适用范围

9.1.1.1 本节规定适用于内河航行船舶的动力和人力操舵装置。

9.1.2 定义

9.1.2.1 本节所涉及的名词、术语定义如下：

(1) 操舵装置（舵机）：系指在正常航行情况下，为驾驶船舶而使舵产生动作所必需的设备，包括操舵装置控制系统、舵机装置动力设备及其附属设备和转舵机构。

(2) 操舵装置控制系统：系指将舵令由驾驶室传至舵机装置动力设备之间的一系列设备。操舵装置控制系统通常由发送器、接受器、控制装置的动力设备及其控制器、管件和电缆等组成。

对机械控制型舵机，系指由机械传动链、索或杆等组成。

(3) 应急操舵装置控制系统：系指应急操舵动力设备的控制系统。

(4) 动力执行系统：系指提供动力以转动舵杆的设备，由舵机装置动力设备，连同有关的辅助管路和附件以及转舵机构所组成。各个动力执行系统可共用一个转舵机构。

(5) 舵机装置动力设备：

① 电动液压舵机：系指电动机及其辅助的电气设备，以及与电动机相连接的泵。

② 电动舵机：系指电动机及其辅助的电气设备。

③ 其他液压舵机：系指主机及其相连接的泵。

(6) 应急操舵动力设备：系指与应急能源相连接的电动机及其相连的电气设备，以及与电动机相连接的泵等。

(7) 转舵机构：系指将电力、液力转变为机械动作转动舵的部件，即舵柄、舵扇和舵杆，或有同样用途的部件。

(8) 最大工作压力：系指操舵装置在按本节 9.1.4.6 或 9.1.7.1 的规定进行操舵时，系统中的最大压力。

(9) 最大营运前进航速：系指船舶在最大吃水情况下，螺旋桨转速为最大值以及相应的主机为最大持续功率时保持营运的最大设计航速。

9.1.3 图纸和资料

9.1.3.1 应将下列图纸和资料一式3份提交本社批准：

- (1) 舵机结构详图；
- (2) 舵机液压系统原理图（包括安全阀的布置及排量说明等资料）；
- (3) 重要部件的强度计算书；
- (4) 舵机操作说明书（备查）；
- (5) 本社认为必需的其他图纸和资料。

注：凡经本社认可的产品，上述的图纸和资料可不必重复送审。

9.1.4 操舵装置的配置与基本性能

9.1.4.1 自航船舶应根据其用途和航区设置1套动力或人力（机械或液压）操舵装置。

9.1.4.2 动力操舵装置应具有2台操舵能力相同的舵机装置动力设备。

9.1.4.3 2台舵机装置动力设备的布置应：

（1）对转舵扭矩大于 $16\text{kN}\cdot\text{m}$ 的电控型舵机，其动力设备的管系和附件应互相独立设置，仅在油缸入口隔离阀处汇合。当其管系或1台动力设备发生单项故障时，此缺陷能被隔离，且能迅速转换至另1台使用，转换时间应不大于10s，并应设有转换的信号标识；

（2）对转舵扭矩不大于 $16\text{kN}\cdot\text{m}$ 的电控型舵机，如动力设备的管系和附件非互相独立设置，则共用部分的管路尽可能短，并应在换向阀处设置手动转向器。当1台动力设备发生故障时，此缺陷能被隔离，且能迅速转换至另1台使用，转换时间应不大于10s，并应设有转换的信号标识；当换向阀发生故障时，此缺陷能被隔离，操纵手动转向器，使操舵能力能够保持。

9.1.4.4 对航行于非急流航段的船舶转舵扭矩大于 $16\text{kN}\cdot\text{m}$ 的液控型和机械控型舵机，均应设置备用换向阀，正常操舵的换向阀与备用换向阀之间应能有效地隔离，并设有转换装置进行切换。

9.1.4.5 舵机装置动力设备可采用由2台主机分别驱动液压泵的形式，也可采用1台液压泵由主机驱动，另1台液压泵由独立的动力驱动。

主机驱动的液压泵应采用恒流泵，否则应另设蓄压器或手动泵。

9.1.4.6 对动力操舵装置，船舶在最大营运前进航速时，每台操舵装置动力设备的转舵时间应满足下列要求：

（1）对转舵角度为 $\pm 35^\circ$ 的舵机，舵从一舷 35° 至另一舷 30° 时：

- ① 急流航段的船舶 $\leq 12\text{s}$ ，对于船长小于30m的船舶 $\leq 15\text{s}$ ；
- ② 非急流航段的船舶 $\leq 20\text{s}$ 。

（2）对转舵角度为 $\pm 45^\circ$ 的舵机，舵从一舷 45° 至另一舷 40° 时：

- ① 急流航段的船舶 $\leq 15\text{s}$ ；
- ② 非急流航段的船舶 $\leq 25\text{s}$ 。

9.1.4.7 对人力（机械或液压）操舵装置，船舶在最大营运前进航速时，舵从一舷 35° 至另一舷 30° 的操纵手轮的力和转舵时间应符合表9.1.4.7的规定。

操纵手轮的力和转舵时间

表 9.1.4.7

	急流航段船舶	非急流航段船舶
操纵手轮的力，N	≤ 147	≤ 147
转舵时间，s	≤ 15	≤ 20

9.1.5 操舵装置控制系统

9.1.5.1 电控型舵机应设置2套均能在驾驶台操作的独立操舵装置控制系统，但并不要求设2套操舵手轮或操舵手柄。

9.1.5.2 对电控型和液控型舵机，除能在驾驶室遥控操舵外，还应能在舵机处所设操纵手柄或按钮进行操纵。对于电控型舵机，驾驶室和舵机处所的操纵应互相联锁，且以舵机处所就地操纵优先。

9.1.5.3 转舵机构转动到所需角度时，应能保持舵的角度不变。除船长小于等于30m的船舶所采用的人力机械操舵装置外，每一操舵装置一般应设置止舵器或锁紧装置。

9.1.5.4 当采用非随动操纵方式时, 阀控型液压操舵的冲舵角应不大于 2° , 舵在任何位置均不应有明显的跑舵现象。

9.1.5.5 当采用液压或机械操纵方式时, 滞舵时间应不大于1s, 操舵手轮(如有时)的空转应不大于半圈。

9.1.5.6 电动和电动液压舵机的电动机及控制装置应符合第3篇第7章第2节的有关规定。

9.1.6 急流航段船舶的附加要求

9.1.6.1 急流航段船舶的电动或电动液压操舵装置, 除满足本节9.1.4.2的要求外, 还应设置应急能源; 转舵扭矩大于 $16\text{kN}\cdot\text{m}$ 的船舶还应设置应急操舵装置控制系统、应急操舵动力设备。其配置和性能应满足下列要求:

(1) 除转舵扭矩大于 $16\text{kN}\cdot\text{m}$ 的船舶应采用蓄电池组作应急能源外, 其余船舶可采用蓄压器或手动液压泵作应急能源。其蓄电池组应符合第3篇第4章和第5章的有关规定; 其蓄压器应符合本节9.1.12的有关规定。

(2) 转舵扭矩大于 $16\text{kN}\cdot\text{m}$ 船舶的应急操舵装置控制系统及应操舵动力设备的管系和附件, 应与正常操舵装置互相独立设置, 仅在油缸入口隔离阀处汇合, 但2台正常动力设备可共用同一输入油缸的管路。其应布置成当正常动力设备或管系发生单项故障时, 此缺陷能被隔离, 并自动启动应急操舵系统, 转换时间应不大于10s。

9.1.6.2 对转舵扭矩大于 $16\text{kN}\cdot\text{m}$ 的应急操舵动力设备, 其转舵时间应满足本节9.1.4.6中(1)①或(2)①的要求; 对转舵扭矩不大于 $16\text{kN}\cdot\text{m}$ 的操舵装置动力设备的应急能源, 应能满足船舶在60%最大营运前进航速时(一般相当36%的转舵扭矩), 舵从一舷 15° 至另一舷 15° 的转舵时间不大于15s。

9.1.6.3 转舵扭矩不大于 $16\text{kN}\cdot\text{m}$ 的船舶, 其舵机动力装置按本章9.1.4.5配置时, 可免除本章9.1.6.1(1)的规定。

9.1.7 三峡库区船舶的附加要求

9.1.7.1 三峡库区船舶的转舵时间应满足下列要求:

(1) 需通过三峡大坝的船舶, 应分别符合本节9.1.4.6(1)①、9.1.4.6(2)①及9.1.4.7中对急流航段船舶的规定。

(2) 航行于三峡库区非急流航段且不通过三峡大坝的船舶, 船舶在最大营运前进航速时, 应分别符合下列规定:

① 对转舵角度为 $\pm 35^{\circ}$ 的舵机, 舵从一舷 35° 至另一舷 30° 时的船舶:

a. 动力操舵装置的船 $\leq 15\text{s}$;

b. 人力操舵装置的船 $\leq 18\text{s}$ 。

② 对转舵角度为 $\pm 45^{\circ}$ 的动力舵机, 舵从一舷 45° 至另一舷 40° 时的船舶 $\leq 18\text{s}$ 。

9.1.7.2 通过三峡大坝的船舶以及航行于三峡库区长江干流非急流航段的客船(包括I型客滚船、II型客滚船、车客渡船)、油船、散装运输液化气体船、散装运输危险化学品船的电动和电动液压操舵装置, 应备有应急能源。应急能源应符合本节9.1.6.1(1)的有关规定, 其中, 蓄电池组可由应急发电机替代, 并应符合第3篇第4章和第5章的有关规定。

9.1.8 材料

9.1.8.1 操舵装置的部件, 如缸体、转叶式舵机承压壳体、管路、阀门、法兰和附件, 以及将机械力传递到舵杆的部件(如舵柄、舵扇或类似的部件), 均应为钢质或其他塑性材料制成, 并按第7篇

的有关规定进行试验。一般此类材料的伸长率应不低于12%，抗拉强度应不超过650N/mm²。舵机机座不应使用灰铸铁。

9.1.9 结构和设计

9.1.9.1 操舵装置所有承受内压的部件的设计压力应不低于1.25倍的最大工作压力。

9.1.9.2 操舵装置承受内压的部件，如液压缸体和蓄压器等部件的设计应符合本篇第5章中I级压力容器的有关规定，其承受内压构件的许用总薄膜应力 $[\sigma]$ ，应按下列式确定，取其较小值：

$$[\sigma] = \frac{R_m}{A} \quad [\sigma] = \frac{R_{eH}}{B}$$

式中： R_m ——材料在环境温度下的抗拉强度，N/mm²；

R_{eH} ——材料在环境温度下的屈服强度或0.2%条件的规定非比例延伸强度，N/mm²；

A 或 B——安全系数，按表 9.1.9.2 选取。

安全系数A或B

表 9.1.9.2

安全系数	钢	铸钢	球墨铸铁
A	3.5	4	5
B	1.7	2	3

9.1.9.3 操舵装置的所有承受内压部件和传递机械负荷部件的焊接接头应为全焊透型或应具有等效强度。焊接详图和施焊工艺应经本社同意。

9.1.9.4 操舵装置部件的结构应尽量减少局部应力集中。

9.1.9.5 操舵装置的柱塞、柱塞销、舵柄、连杆和其它受力部件应进行强度校核，其计算出的应力一般应不超过其材料屈服强度的40%。

9.1.9.6 传递机械力到舵杆的所有操舵装置的部件，如没有结构性舵制动器或机械缓冲器对其进行过载保护，则其强度至少应与舵柄处舵杆实际直径对应的强度相当。

9.1.9.7 转舵机构各部件的设计，应符合第1篇第3章第2节的有关规定。对非双套配置的任何重要部件的可靠性均应特别考虑，如适用，应采用耐磨轴承或设有润滑附件的轴承。

9.1.9.8 操舵装置应设计成船舶在后退航行时不致损坏。

9.1.9.9 液压舵机的密封装置应有可靠的密封性、较长的使用寿命和小的磨擦损失。

9.1.9.10 构成外压力界面的非运动部件之间的油封应为金属对金属的型式或为等效的型式；构成外压力界面的运动部件之间应为2道油封，亦可采用等效的密封装置。

9.1.10 保护

9.1.10.1 液压系统中由于动力源或外力作用可能产生过高压力且能被隔断的任何部位，均应设置安全阀。安全阀的整定压力应不低于最大工作压力的1.25倍，但应不超过设计压力；安全阀的最小排量应不低于通过安全阀排放的泵的容量的110%，在此情况下，其压力的升高应不超过整定压力的10%。

9.1.10.2 人力机械操舵装置均应设弹簧缓冲器或其他等效装置，其结构应不致对操舵手轮产生破坏性的反冲作用。

9.1.11 管路、阀件和附件

9.1.11.1 液压传动管路应符合本篇第2章第4节和第4章第8节的有关规定。

9.1.11.2 在要求具有挠性，且在正常运转工况下不承受扭曲的两点之间，方可安装经认可的挠性软管组件。

9.1.11.3 管路连接法兰应有放置密封圈的凸凹槽，管路应采用焊接式接头或认可的机械接头连接。

9.1.11.4 紧固件、接头、调整部件均应有相应的防松措施。

9.1.11.5 操舵装置的液压系统，应设有放气装置。

9.1.11.6 操舵装置的液压系统，应具有保持液压油清洁的滤油器和液压油滤油器压力差过高的报警装置，报警装置应符合第4篇的有关规定。

9.1.11.7 舵机装置动力设备的油泵的吸入端一般应位于舵机工作油箱的正常工作液面以下。

9.1.11.8 舵机工作油箱应设液位计和低液位报警装置，报警装置应符合第4篇的有关规定。

9.1.11.9 若设置2个工作油箱，则两油箱间应设置高位连通管。

9.1.11.10 应设置带有液位计的固定储存油柜，其容量应至少可通过固定管路为一个动力执行系统（包括工作油箱）进行再充液。

9.1.12 蓄压器

9.1.12.1 用作应急能源的蓄压器容量应能满足船舶在最大营运前进航速60%时，从一舷满舵至另一舷满舵操作不少于6次，转舵时间应符合本节9.1.6.2的有关规定，并建议加设低压报警装置。

9.1.12.2 蓄压器应在进油端装设溢流阀，空气端或进气管路上应装有安全阀或易熔塞。

9.1.12.3 用于应急控制系统和应急能源的蓄压器，不应装有易熔塞。

9.1.13 安装

9.1.13.1 舵机应以紧配螺栓或以普通螺栓和止推块等方法紧固在基座上，基座应为坚固的结构。

9.1.14 舵角限制

9.1.14.1 操舵装置应设置坚固的机械舵角限制器。机械的舵角限制器可位于液压缸内部或外部，当其位于液压缸外部时，液压缸内部的空隙应不小于10mm。

9.1.14.2 对电控型舵机，还应设有可靠的舵角限位开关。限位开关的数量或型式，应能断开和接通各动力设备的供电电路。

9.1.14.3 机械的舵角限制器应设置在大于最大舵角1.5°处；舵角限位开关应设置在最大转舵角处。

9.1.14.4 舵扇或舵柄在其两侧均应设置舵角限制器以限制操舵角度超过极限，舵角限制器应与船体构件牢固连接。

9.1.14.5 倒车舵应设有最大舵角为45°的舵角限制器。

9.1.15 舵角指示

9.1.15.1 驾驶室内和需在舵机处所操舵时，均应在操舵处所分别设有便于观察的舵角指示器，其电源应独立于操舵装置控制系统。

9.1.15.2 舵角指示器应能正确显示舵的实际转角。以0°舵角为标准基点，其他位置的最大误差，对电舵角指示器应不超过±1°；对其他舵角指示器应不超过±1.5°。当采用随动操舵方式时，舵的实际转角与驾驶室舵角指示器指示的舵角最大误差不应超过±1°。

9.1.15.3 在转舵机构上应设机械舵角指示器，其分度值应不大于1°，每5°应用数字表示，满舵刻线及数字应涂红色，其最大刻度应大于或等于机械舵角限位器的止舵角。

9.1.16 通信

9.1.16.1 对可以在舵机处所实施操舵的船舶，在驾驶室与舵机处所之间应设有通信设备。

9.1.17 试验

9.1.17.1 对液压操舵装置的液压缸、液压管系中的管路、阀及其他附件的试验压力，应符合本篇第2章第4节的有关规定。

9.1.17.2 电动液压舵机的型式试验：

- (1) 密性试验；
- (2) 空载运转，包括操舵、记录操舵方式下的数据（电动机的电压、电流、功率、转速、油压、油温和转舵时间）；
- (3) 试运转，包括行程和舵角检查、最低启动压力、校正舵角指示器与随动操舵仪舵角指针位置、全松溢流阀使加载系统处于空载状态、操舵时的冲舵角、应急手轮操舵、记录各种操舵方式下的数据（转舵时间、转换时间、油温、油压、电动机电压、电流和温度）；
- (4) 负载试验（输出转舵扭矩及转舵时间）；
- (5) 稳舵试验；
- (6) 负扭矩操舵试验（如系统设计具有克服负扭矩工况时）；
- (7) 安全阀性能验证试验；
- (8) 对新型结构的转舵机构应增加 50h 或 100h 的耐久试验。

9.1.17.3 操舵装置应按本社同意的试验大纲进行系泊和航行试验，试验应包括以下各项：

- (1) 操舵装置，包括验证本节 9.1.4.6 和 9.1.4.7 规定的各项性能。对于可调螺距螺旋桨，操舵装置试验时，螺距应处于螺旋桨保持最大前进持续转速时的最大设计螺距，若船舶不能在最深的吃水下进行试验，则替代的试验条件可给予特别考虑。操舵装置试验时，船舶的航速应对应于主机所能提供的最大持续功率时的数值；
- (2) 操舵装置各动力设备的转换；
- (3) 切断一个动力执行系统，以确定重新获得操舵能力需要的时间；
- (4) 液压流体介质的再充注系统（如适用时）；
- (5) 本节 9.1.6.1、9.1.7.2 中的应急能源供应；
- (6) 操舵装置各控制器，包括驾驶室控制与就地控制之间的转换；
- (7) 在驾驶室和舵机室之间的通信设施；
- (8) 本节规定的报警和指示器。

除(1)、(5)和(6)外，其余试验可在系泊试验时进行。

第2节 锚机装置

9.2.1 适用范围

9.2.1.1 本节的规定适用于内河船舶的锚机装置。

9.2.2 定义

9.2.2.1 本节所涉及的名词、术语定义如下：

- (1) 工作负载：系指在锚链轮出链处测得的拉力，并按本节 9.2.5.5 计算得出；
- (2) 过载负载：系指起锚机必需的短时过载能力；
- (3) 支持负载：系指锚链轮制动装置应能承受的锚链上最大静负载；
- (4) 破断负载：系指锚链逐渐受力，直至断裂时所承受的负载；
- (5) 试验负载：系指锚链进行拉力试验时所采用的负载。

9.2.3 图纸和资料

9.2.3.1 应将下列图纸和资料一式3份提交本社批准：

- (1) 锚机结构详图（含重要零部件强度计算及所选材料等资料）；
- (2) 锚机装置液压动力系统图；
- (3) 锚机操作和使用说明书（备查）。

注：凡经本社认可的产品，图纸和资料可不必重复送审。

9.2.4 材料

9.2.4.1 锚机装置的主要受力部件（如：主轴、传动齿轮、锚链轮、链滑轮、制动杆等）一般应由钢制成，止链器应采用塑性材料制成。材料的化学成份、机械性能和试验应符合第7篇的有关规定。

9.2.5 设计和要求

9.2.5.1 起锚机一般应由独立的原动机或电动机驱动。对于液压起锚机，若其液压管路与其他甲板机械液压管路相连接时，则应保证起锚机的正常工作不受影响。

9.2.5.2 对于动力和人力都可操纵的起锚机，其结构上应能使动力驱动与人力驱动相分离。当手动控制时，操纵装置应能自动恢复到制动和停止的位置。

9.2.5.3 单锚质量不超过表9.2.5.3中相关规定时，可设人力起锚机。人力起锚机应设有防止手柄打伤人的措施。

表 9.2.5.3

	A、B 级航区	C 级航区
自航船	300kg	400kg
非自航船	400kg	400kg

9.2.5.4 动力操纵的起锚机均应能倒转。

9.2.5.5 起锚机应具有在工作负载（ F_1 、 F_2 、 F_3 ）下以本节9.2.5.7中规定的平均速度连续工作30min的能力。对不同水深（ D ）的工作负载规定如下：

(1) 当 $D \leq 45\text{m}$ 时，工作负载（ F_1 ）按下式计算：

$$\text{A1 级锚链： } F_1 = 28.7d^2 \quad \text{N}$$

$$\text{A2 级锚链： } F_1 = 32.5d^2 \quad \text{N}$$

(2) 当 $45\text{m} < D \leq 82.5\text{m}$ 时，工作负载 F_2 按下式计算：

$$\text{A1 级锚链： } F_2 = 37.5d^2 \quad \text{N}$$

A2级锚链: $F_2 = 42.5d^2$ N

(3) 当 $D > 82.5\text{m}$ 时, 工作负载 F_3 按下式计算:

$$F_3 = F_2 + (D - 82.5) \times 0.27d^2 \quad \text{N}$$

上述式中: d ——锚链直径, mm;

9.2.5.6 起锚机应能在过载负载下连续工作至少2min, 此时不规定速度。其过载负载应不小于1.5倍的工作负载。

9.2.5.7 起锚机的平均速度应不小于9 m/min。对C级航区船舶以及所有非自航船舶, 其起锚速度可适当降低; 对急流航段船舶, 起锚速度应不小于12 m/min。

9.2.5.8 兼作系泊绞车的起锚机应设置卷筒, 其保护设施应符合本节9.2.6的有关规定。

9.2.6 装置和保护

9.2.6.1 液压起锚机的液压装置应设置安全阀。

9.2.6.2 起锚机的链轮与驱动轴之间应设置离合器。动力操作的离合器应能手动脱开, 且应有可靠的锁紧装置。

9.2.6.3 锚机装置应装有有效的止链器。

9.2.6.4 起锚机的链轮或卷筒应装有可靠的制动装置。当锚链轮脱开, 制动装置制动时, 不应有打滑现象。

9.2.6.5 链轮至少应有5齿。

9.2.6.6 电动起锚机的电力拖动装置, 应符合第3篇第7章第3节的有关规定。

9.2.6.7 起锚机的液压系统应符合本篇第2章第4节、第4章第8节的有关规定。

9.2.6.8 制动装置的刹车带禁止使用对操作人员和环境有害的材料。

9.2.7 锚机装置的强度

(1) 锚机装置受力各部件的计算应力应不超过所用材料的屈服强度, 计算时作用在各部件上的负载可按如下选取:

- ① 当锚链轮啮合时, 取工作负载的 1.6 倍;
- ② 当锚链轮脱开, 制动装置制动时, 取锚链破断负载的 20%。
- (2) 止链器应能承受锚链的试验负载, 其计算应力应不超过所用材料屈服强度的 90%。
- (3) 卷筒的轴应能承受钢索的破断负载, 其计算应力应不超过所用材料屈服强度的 95%。
- (4) 锚机的制动装置应能承受锚链上的支持负载。

9.2.8 安装

9.2.8.1 锚机装置应以适当数量的紧配螺栓或以普通螺栓及止推块安装在与船体牢固连接的有足够强度和刚度的基座上(对产品说明书已作规定者, 则按说明书要求), 基座应为坚固的结构, 锚机固定螺栓的强度要求应符合本社的有关规定。

9.2.9 试验

9.2.9.1 锚机装置型式试验和出厂试验, 应符合本社《内河船舶入级规则》的有关规定。

9.2.9.2 锚机装置应在系泊和航行状态下进行试验, 以检验是否满足设计要求和符合规范规定。试验应按经本社同意的试验大纲进行。

第10章 油船管系

第1节 一般规定

10.1.1 适用范围

10.1.1.1 本章规定适用于载运闪点不超过60℃(闭杯试验)的原油及石油产品的油船(含油驳)。
对于载运闪点高于60℃(闭杯试验)货油的油船(含油驳)(以下简称闪点>60℃油船),亦作了有关规定。

10.1.1.2 油船管系除应符合本章规定外,尚应符合本篇第2~4章的有关规定。

10.1.2 布置

10.1.2.1 柴油机或其他能构成着火源的设备,均不应位于货油舱、货泵舱、隔离空舱或其他可能有货油或易爆气体的危险区域或处所之内以及直接与货油舱或污油水舱相邻的处所或区域之内。

10.1.2.2 货泵舱应位于货油区域之内或邻接货油舱区域,并应设有从开敞甲板上易于进出的通道。货泵舱严禁与机舱直接相通,以防止易燃易爆气体进入机舱。

10.1.3 防止产生火源

10.1.3.1 危险区域或处所之内应防止火源的产生。

10.1.3.2 货油管系应有可靠的电气接地措施。如采用法兰接头时,则各管段之间应加导线做可靠的电气连接,连接的要求见第3篇的有关规定。

10.1.3.3 货油管系的阀件、传动杆及货油泵的挠性联轴器等摩擦部分应选用在动作时不致产生火花材料制成。

10.1.3.4 主、辅机、锅炉以及其他燃烧设备的排气管出口与货油区域的水平距离应不小于10m。如主、辅机排气管设有经认可的火星熄灭器,锅炉和其他燃烧设备的排气管也设有火星熄灭器,则该距离可减至5m。

10.1.3.5 油船的舱口结构应能防止在开启或关闭舱口盖时产生火花。

10.1.3.6 货油管路和加热管路的支架与管子之间应设置垫片,以防止产生火花。

10.1.3.7 货油管路的吸油口的支承螺栓端面应加焊黄铜,以防止产生火花。

10.1.4 甲板洒水管系

10.1.4.1 货油区域的开敞甲板可按需要设置甲板洒水管系。洒水管系应由动力泵供水,并使喷洒的水珠能浸湿整个货油舱甲板。

10.1.4.2 油驳甲板上的洒水系统,如无动力泵供水时,应安装由推(拖)船供水的接头。

10.1.4.3 洒水管系的最低处应设有泄放残水的旋塞。

10.1.5 隔离空舱的空气管和测量管

10.1.5.1 隔离空舱应设有内径不小于50mm的空气管和测量管。空气管应引至甲板开敞部分,其可能进水的最低点离干舷甲板的高度应不小于500mm。

10.1.5.2 隔离空舱的空气管和测量管应尽可能避免穿过货油舱。否则，穿过货油舱的管子应为壁厚不小于表10.1.5.2的钢管，并应采用焊接接头。

货油舱内管子壁厚 表 10.1.5.2

管子外径（mm）	管子壁厚（mm）
50	6.3
100	8.6
125	9.5
150	11.0
200 及以上	12.5

10.1.5.3 货油舱下的双层底舱以及舷边舱若为空舱，则应作为隔离空舱对待，其空气管和测量管应符合本篇10.1.5.1和10.1.5.2的规定。

10.1.6 闪点>60℃油船

10.1.6.1 货油管系的电气接地应符合本篇10.1.3.2的规定。

10.1.6.2 隔离空舱的空气管和测量管的布置应符合本篇10.1.5的规定。

第 2 节 货油装卸管系

10.2.1 一般要求

10.2.1.1 油船应设置固定的货油管路。

10.2.2 货油泵

10.2.2.1 货油泵除可兼用于货泵舱的排水外，不应兼作其他用途。货油泵不应与货油区域以外的舱室有任何管路连接。

10.2.2.2 非潜液式货油泵应位于独立泵舱内。

10.2.2.3 驱动潜液式货油泵（潜水泵或深井泵）的电动机可置于货油区域甲板上方，但应满足第3篇第13章的有关要求。

10.2.2.4 当潜液式货油泵由液压马达驱动时，应使液压马达的工作介质在正常工作条件下不会受到货油污染。

10.2.2.5 当货油泵由穿过货泵舱舱壁或甲板的轴系驱动时，原动机和被其驱动的设备之间的轴上，应装有挠性联轴器或保持对中的其他设施；且应在货泵舱的一侧安装轴的气密填料函，该填料函能在货泵舱外侧进行润滑，其结构应设计成能防止轴产生过热现象，填料函的密封部件应由不致产生火花材料制成。如果采用波纹管贯通附件时，则应在安装前进行压力为0.34MPa 的液压试验。

10.2.2.6 对安装于货油泵舱并由穿过泵舱舱壁的轴驱动的货油泵，应装设能从货油泵舱外部监测货油泵轴的舱壁填料函、轴承和泵壳温度的温度传感器，并当上述填料函、轴承和泵壳温度过高时触发报警，该报警信号应设置在控制站或有人值班处所。

10.2.2.7 货泵舱内货油泵除能就地关停外，还应能在货泵舱以外的适当地点关停。

10.2.2.8 每台货油泵出口端和货油泵控制站附近均应设有货油压力表。

10.2.3 货油管系

10.2.3.1 货油管路只能敷设在货油区域之内。

10.2.3.2 货油管系应涂以橙色标记以区别于其他管系。

10.2.3.3 货油管系应有能将管内和泵内的货油排至货油舱、污水水舱或岸上的设施。

10.2.3.4 货油管路应按需要设置膨胀接头或弯头。

10.2.3.5 货油管路若与货泵舱内的海水箱连通时，则在海水箱和连通的货油管路间应装设2只阀，其中1只应能在关闭状态下予以锁住或采用其他等效设施。

10.2.3.6 对非潜液式货油泵，若需要通过吸入管路装油，则应设旁通管，绕过货油泵将吸入管路 with 输出管路接通，旁通管上还应设截止阀。

10.2.4 货油装卸接岸管、阀件及其他附件

10.2.4.1 与接岸软管直接连接的货油装卸管路的终端接管、阀件及其附件均应为钢质或延性材料制成，并具有坚固的结构和牢固的支撑。

每根货油装卸接岸管均应装设截止阀。与软管连接处应设有货油收集盘或等效设施。

10.2.5 货油舱管系的连接

10.2.5.1 当货油舱设有直接注入管时，则注入管应伸入舱内，其出口应尽可能接近舱底，以减少静电的产生。

10.2.5.2 在相邻油舱之间可装设隔舱阀。货油舱内的阀门传动装置应引至开敞甲板上，在穿过甲板处应设密封填料函，其结构应能在货油舱外面更换填料。传动装置应设有指示阀门开或闭的标志。

10.2.6 遥控阀

10.2.6.1 甲板上和泵舱内的阀如为遥控时，则应设有与遥控机构无关的就地手动操作装置或装设在甲板上主液压回路损坏时能操纵阀件执行器的应急装置，例如在尽量靠近阀件执行器的管路上装有带载止阀的连接管，供船上备有的可携式泵连接之用。

10.2.6.2 当遥控阀及其执行器位于货油舱内时，应设置以液压驱动此阀的执行器。

10.2.6.3 当遥控阀及其执行器位于货油舱内时，应设有在执行器产生故障时能抽空货油的应急设施。

阀件执行器的供液管一般应由甲板垂直引入货油舱内，并在甲板上的管路设有带载止阀的连接管，以便主液压回路损坏时，能连接船上备有的可携式泵作应急操纵阀件之用。

10.2.6.4 所有执行器均应设计成当工作介质失压时，阀件仍能保持关闭状态，并在正常工作情况下，执行器内的工作介质不被货油污染。

10.2.6.5 在遥控站应设有指示遥控阀开、闭状态的标志。

10.2.7 闪点 $>60^{\circ}\text{C}$ 油船

10.2.7.1 货油装卸管系应满足本篇10.2.1.1、10.2.2.7、10.2.2.8和10.2.3.2~10.2.3.6、10.2.4、10.2.5、10.2.6的要求。

第 3 节 货油舱的透气装置

10.3.1 一般要求

10.3.1.1 每个货油舱均应设有透气装置。

10.3.1.2 货油舱的透气装置应与船舶其他舱室的空气管完全隔开。

10.3.1.3 货油舱的透气装置应具有如下的功能：

- (1) 在正常航行中，由于货油舱内温度变化产生的少量油气、空气都能够流经压力 / 真空阀；
- (2) 在装油或卸油过程中产生的大量油气、空气应能通过。

10.3.1.4 压力 / 真空阀应能调整货油舱内的压力在大气压以上的正压不大于 0.021MPa 和低于大气压的负压不大于 0.007MPa。

10.3.1.5 本篇 10.3.1.3 (1) 所述的压力真空系统和本篇 10.3.1.3 (2) 所述的透气系统可以是分开的，也可以是合一的。若是分开布置，则压力/真空阀的出口应符合本篇 10.3.2.2 的规定，且管路的布置应符合本篇 10.3.1.6 的规定。若是合一布置，则压力/真空阀应有手动开启装置。

10.3.1.6 当自每一货油舱（或几个货油舱）引出的管子集中于 1 根总管时，则应在各舱与总管之间的连接管上装设隔断装置。

10.3.1.7 每一货油舱的透气管及压力/真空阀的竖管应自货油舱的最高部位引出，在连接处还应装设防火网。

10.3.1.8 通向压力/真空阀的管子上不应装设截止阀，但可装设旁通阀。

10.3.2 油气出口的布置

10.3.2.1 透气管出口端应装有可折换耐腐蚀金属丝防火网等防止火焰进入货油舱的装置。这些装置的设计、试验和安装应符合本社接受的标准¹。这些装置的通流面积应不小于透气管的通流面积。

10.3.2.2 在本篇 10.3.1.3 (1) 中所述压力/真空阀的出口应布置在货油舱甲板以上不低于 2m 处，该出口与含有着火源的围蔽处所的最近进气口或开口以及可能引起着火危险的甲板机械和设备的水平距离均应不小于 5m。

10.3.2.3 在本篇 10.3.1.3 (2) 中所述的透气出口，应满足下列要求：

- (1) 允许蒸气混合气自由流通或排放蒸气混合气节流速度不小于 30m/s；
- (2) 其布置应使蒸气混合气垂直向上排出；
- (3) 当采用蒸气混合气自由排出方式时，其出口应布置在货油舱露天甲板以上不小于 6m 处（其中，当出口位于距步桥 4m 范围之内时，则出口应布置在步桥以上不小于 6m 处），且与含有着火源的围蔽处所的最近进气口或开口以及可能引起着火危险的甲板机械和设备的水平距离均应不小于 10m。

船长在 40m 以下的油船，其出口应布置在货油舱露天甲板以上不小于 3m 处，且与含有着火源的围蔽处所的最近进气口或开口以及可能引起着火危险的甲板机械和设备的水平距离均应不小于 5m。

(4) 当采用高速排气方式时，其出口应布置在货油舱露天甲板以上不小于 2m 处，且与含有着火源的围蔽处所的最近进气口或开口以及可能引起着火危险的甲板机械和设备的水平距离均应不小于 10m，这些出口应设有认可型的高速排气装置。

船长在 40m 以下的油船，其出口应布置在货油舱露天甲板以上不小于 2m 处，且与含有着火源的

¹参见 MSC.1/Circ.1324 号通函：《经修订的液货船上防止火焰进入液货舱装置的设计、试验和安装位置标准》和 MSC/Circ.1009 号通函：《阻止火焰进入油船液货舱的装置设计、试验及安装的修订标准（MSC/Circ.677）的修正案》以及 MSC/Circ.450/Rev.1 号通函：《经修订的液货舱透气和除气布置设计时应考虑的因素》。

围蔽处所的最近进气口或开口以及可能引起着火危险的甲板机械和设备的水平距离均应不小于 5m，这些排气出口应设有认可型的高速排气装置。

10.3.2.4 货油舱透气管通径应不小于表10.3.2.4的规定。

货油舱透气管通径 表 10.3.2.4

最大设计装油速度×1.25 (m³/h)	透气管通径(mm)	最大设计装油速度×1.25 (m³/h)	透气管通径(mm)
<500	80	841~1200	150
500~600	85	1201~2500	200
601~840	100		

10.3.3 闪点>60℃油船

10.3.3.1 透气管出口应布置在货油舱露天甲板以上不小于500mm处，该出口离含有着火源的围蔽处所的最近进气口或开口以及可能引起着火危险的甲板机械和设备的水平距离均应不小于2m。

10.3.3.2 透气管的出口端应设有耐腐蚀和便于更换的金属防火网，每1cm²防火网应不小于64格，防火网格的净面积应不小于透气管的横截面积。

10.3.3.3 透气管的内径应符合本篇10.3.2.4的规定。

第 4 节 货油舱的液位测量装置和防溢设施

10.4.1 测量装置

10.4.1.1 每个货油舱都应装有适宜的测定货油舱液位的装置。

10.4.1.2 观察孔可作为测量货油舱液位的代用装置。

10.4.1.3 在封闭处所内严禁布置有油气逸出的测量装置。

10.4.2 封闭液位显示装置

10.4.2.1 货油舱安装封闭型液位显示装置时，该装置在使用中不应有油气逸出，并应能在现场或控制室对相应的货油舱方便地读出液位的读数。

10.4.2.2 若采用不穿透货油舱舱壁的间接探测液位的显示装置，应经本社同意。

10.4.3 防止满、溢设施

10.4.3.1 每一货油舱均应留有膨胀容积，膨胀容积与其货油舱容积之比应不小于2%。

10.4.3.2 应设置货油舱的货油高位听觉和视觉报警装置，以便货油被灌装到95%的液位时，能发出警报。

10.4.4 闪点>60℃油船

10.4.4.1 货油舱的液位测量装置和防溢设施应符合本篇10.4.1.1、10.4.1.2、10.4.3.1的规定。

第 5 节 货油加热管系

10.5.1 一般要求

10.5.1.1 加热货油的介质温度应不超过220℃。

10.5.2 蒸汽加热

10.5.2.1 加热货油的蒸汽应为饱和蒸汽。

10.5.2.2 加热货油的凝水总管应接至专用的凝水观察柜。该柜应位于机舱内具有良好通风和照明的位置，且应尽可能远离锅炉、柴油机的排气管和电气设备。柜的上排污管应接至污水水柜。

10.5.2.3 加热货油的蒸汽管和凝水管应敷设在露天甲板上，且只能通过货油舱的顶部进入货油舱。

10.5.2.4 每一货油舱加热管路的进、出口处均应设有截止阀或旋塞，每一货油舱的凝水支管出口处应设有检查加热盘管有否泄漏的阀或旋塞，该阀和旋塞的开口应位于开敞甲板上。

10.5.2.5 加热货油的蒸汽管及凝水管，应在货油区域适当地点设有盲通两用法兰或短管，以便在货油不需加热或加热管从货油舱拆除的情况下，能将管路隔断。也可在每一货油舱的加热支管上，设置盲通两用法兰。

10.5.3 热油加热

10.5.3.1 货油的热油加热应符合本篇第4章第9节的相关要求。

10.5.3.2 加热货油的热油供应管和回流管，应通过货油舱的顶部进出货油舱。

10.5.3.3 每一个货油舱热油加热管路的进、出口处，均应设有截止阀。

10.5.3.4 加热货油的热油供应管和回流管，应在货油区域适当地点设有盲通两用法兰或短管，以便在货油不需加热或加热管从货油舱拆除的情况下，能将管路隔断。

10.5.4 闪点>60℃油船

10.5.4.1 货油舱的加热管系亦应满足本节的要求。

第6节 舱底水、压载水管系

10.6.1 货油区域以外处所的泵及管系的布置

10.6.1.1 货油区域以外的管系与货油区域内的管系应相互独立。

10.6.1.2 与船舶首、尾部的泵、舱柜或舱室相连接的舱底水和压载水管路不应通过货油舱或与货油舱及货油管路相连接。

10.6.1.3 机舱的舱底水总管及直通舱底泵的舱底水管内径，应按本篇3.2.5.1的要求进行计算，公式中L的长度可取为船长减去所有货油区域的总长度。但无论如何，此时机舱舱底水总管的流通横截面积不应小于机舱2根舱底水支管的流通横截面积之和。

10.6.2 货泵舱的排水

10.6.2.1 货泵舱的排水应由设在货泵舱的舱底泵排到污水水舱（柜）。若用货油泵或扫舱泵排水，则应在舱底水管吸入端装设截止止回阀，在泵的吸入管与舱底水阀箱之间装设截止阀。船长在40m以下的油船的货泵舱的舱底水可用吸入管内径大于50mm的手动泵排水。

污水水舱（柜）的透气布置、液位测量装置、加热管系及含油污水和货油输送管系等均应符合货油舱的规定。

10.6.2.2 在甲板下的泵舱内一般应设置报警装置，以便在舱内液位达到预定高度时进行报警。

10.6.2.3 货泵舱的舱底水吸入管不应进入机器处所。

10.6.3 隔离空舱的排水

10.6.3.1 隔离空舱可用安装在货泵舱的舱底泵进行排水。若用喷射水泵排水，应采用盲板法兰或其他有效措施防止隔离空舱内可能积聚的易燃气体进入机舱。

船长在40m以下的油船的隔离空舱可用手动泵进行排水。

10.6.3.2 隔离空舱舱底水管系不应通过货油舱或与货油管系相连接。

10.6.4 货油舱下的双层底舱和舷边舱的排水

10.6.4.1 货油舱下的双层底舱和舷边舱的排水应符合10.6.3的规定。若能用有效设备排除舱内的积水，则可不设固定舱底水管系。

10.6.5 货油区域内的压载水管系

10.6.5.1 货油区域内的压载舱应有独立的压载管路，压载泵应设在货泵舱内或货油区域内的其他适当处所。

10.6.5.2 压载管路可以在货泵舱内通过活动短管与货油管路连接作应急排放之用，但应在压载管路的接管上装设止回阀和截止阀，在货油管路的接管上装有截止阀。

10.6.6 闪点 $>60^{\circ}\text{C}$ 油船

10.6.6.1 舱底水管系应符合10.6.2.1、10.6.4的规定，但舱底泵不必设在货泵舱。

10.6.6.2 压载水管系应符合10.6.5的规定，但压载泵不必设在货泵舱。

第7节 货泵舱的通风

10.7.1 货泵舱的通风

10.7.1.1 货泵舱和在货油区域内的压载泵舱，应设有固定的机械抽吸式通风系统。该通风系统应不与其他处所的通风系统相连接。

10.7.1.2 通风系统应保证货泵舱换气不少于20次/h。

10.7.1.3 通风机应能在货泵舱的外面进行操作，并在该舱室的出入口附近设置告示牌，说明至少在通风系统工作15min以后方可入内。

10.7.1.4 通风管的布置应能从货泵舱舱底附近抽气，泵舱上部的空气进口与出风口的布置，应使

排出可燃气体发生再循环的可能性减至最小。

10.7.1.5 通风管上应设置可更换的防火网。

10.7.1.6 应设置发生火灾时能关闭空气进口和吸风管的装置，该装置应能在甲板上货泵舱外进行操作。

10.7.1.7 通风管的排气出口应至少高出干舷甲板3m，与甲板舱室和封闭工作处所的空气进口或开口以及可能着火源的最近水平距离至少为3m，否则至少应高出该甲板室1m，同时与甲板室顶上的各种灯具应保持不小于3m的距离。

10.7.1.8 应将驱动风机的电动机安装在通风管之外。

10.7.1.9 货泵舱通风机应满足第6篇第2章第1节的有关要求。

10.7.2 闪点 $>60^{\circ}\text{C}$ 油船

若设有货泵舱，其通风可用通风筒从上部引入空气进行换气。

第11章 工程船的补充规定

第1节 一般规定

11.1.1 一般要求

11.1.1.1 除本章另有规定者外，工程船尚应符合本篇其他章节的有关规定。

11.1.1.2 起重船、打桩船的起重设备应符合本社《船舶与海上设施起重设备规范》的有关规定。

11.1.2 图纸和资料

11.1.2.1 对工程船还应将下列图纸和资料一式3份提交批准：

- (1) 机房布置图，包括动力机组及其说明；
- (2) 控制室/控制站布置图；
- (3) 水封泵及其管系图；
- (4) 机械设备明细表(含设备资料)；
- (5) 泥泵舱通风系统图；
- (6) 认为必要的图纸资料。

11.1.3 出入口及舱室布置

11.1.3.1 非自航工程船机舱出入口可参照本篇第1章1.2.1.1的规定执行。

自航挖泥船应在泥泵舱及其原动机舱各设1个出入口。

11.1.3.2 自航耙吸式挖泥船的泥泵若位于单独舱室内，则泥泵与其原动机之间应有水密舱壁，其水密门应在舱室内外侧均能启闭。

泥泵轴通过舱壁处应保证水密。

11.1.4 通道

11.1.4.1 工程船专用设备的布置应满足操作、维护和检修的需要。

11.1.5 照明

11.1.5.1 泵机舱及其他工作处所应有充分的照明。

11.1.6 通信

11.1.6.1 非自航工程船机舱(包括机房、控制室/控制站)与驾驶室之间应设1套通信设备。泵机舱与驾驶室之间也应设1套通信设备。

11.1.7 起吊设备

11.1.7.1 工程船的泵机舱应备有适当的起吊设备。

11.1.8 过载保护及推进装置

11.1.8.1 柴油机或电动机带动专用设备时，传动系统中应有过载保护装置。

11.1.8.2 自航挖泥船应设双主机推进装置。

第2节 泵与管系

11.2.1 船舶管系

11.2.1.1 工程船的海水箱可设在首尾两端或两舷，如设在两舷，一般应设高低吸口。

11.2.1.2 挖泥船、打桩船的海水箱应设在远离挖泥和打桩的部位。

若挖泥船的泥泵位于单独舱室内，则泵舱的海水箱应与机舱的海水箱相互接通，并应装设截止阀。

11.2.2 舱底水管系

11.2.2.1 舱底泵数量应符合表11.2.2.1的规定。

舱底泵数量

表 11.2.2.1

适用范围	独立动力泵	主机带动或独立动力泵
主辅机总功率>440kW	1	1
主辅机总功率≤440kW		1

11.2.2.2 舱底水总管的内径 d_1 应按式计算，实际值按所接受标准的最接近的尺寸取整。

无泥舱的挖泥船和其他工程船：

$$d_1 = 25 + 1.68\sqrt{L(B+D)} \quad \text{mm}$$

有泥舱的挖泥船：

$$d_1 = 25 + 2.5\sqrt{L_1(B+D)} \quad \text{mm}$$

式中： L ——船长，m；

L_1 ——排水分舱的长度之和，m；

B ——船宽，m；

D ——型深，m。

11.2.2.3 机器处所和泥舱的舱底水支管的内径 d_2 应按式计算，实际值按所接受标准的最接近的尺寸取整。

$$d_2 = 25 + 2.15\sqrt{l(B+D)} \quad \text{mm}$$

式中： l ——各排水分舱的长度，m；

B ——船宽，m；

D ——型深，m。

11.2.2.4 机舱、泵机舱或其他辅机舱的舱底水吸口应不低于表11.2.2.4的规定，泵机舱还应设应急舱底水吸口。

舱底水吸口数量

表 11.2.2.4

船舶种类 \ 吸口位置	机舱		泵（辅）机舱		泥泵舱
	支管吸口	直接吸口	支管吸口	直接吸口	支管吸口
耙吸挖泥船	3	1	2	1	1
其他工程船	1~3	1	1~2	1	

11.2.2.5 挖泥船的边浮舱应设舱底水吸口或用手动泵排水。

11.2.2.6 泵机舱内泥浆的排除，建议用喷射水泵或其他适用的泵排出。

11.2.3 冷却水管系

11.2.3.1 挖泥船动力设备的柴油机一般应采用闭式冷却。闭式冷却的柴油机，其淡水系统应设置膨胀水箱，且一般应设置高温报警器。其膨胀水箱一般应装设注入管、空气管、溢流管、放泄阀及液位计。高速机自带者除外。

11.2.4 燃油管系

11.2.4.1 双层底以上的燃油舱柜的供油管上的阀件，除能就地切断外，尚应能在机器处所之外易于到达位置予以切断。

主、辅机总功率不大于 440kW 的船舶，可免除此项规定。

11.2.4.2 主、辅机总功率大于440kW的船舶，若燃油驳运泵是独立动力驱动，则该动力源除能就地切断外，尚应能在机器处所之外易于到达的位置予以切断。

11.2.5 专用设备的固定

11.2.5.1 专用设备的固定应符合本篇1.2.5和6.3.1的有关规定。

11.2.5.2 泥泵、气胎离合器，其固定紧配螺栓的数量应不少于总数的25%，但应不少于4只。

11.2.6 水封泵及管系

11.2.6.1 水封泵的压力应高于泥泵出口压力，一般应为泥泵出口压力的1.05～1.2倍。

11.2.6.2 若泥泵串联工作，其水封装置应由2个不同扬程的水封泵供水，并分别高于泥泵的出口压力。

11.2.6.3 水封泵兼作消防用途时，应在管路上加装减压装置。

11.2.7 液压传动系统

11.2.7.1 液压系统应符合本篇第2章第4节、第4章第8节和第4篇中的有关规定。

11.2.7.2 表11.2.7.2所列专用设备一般应设有独立动力驱动的备用油泵。

专 用 设 备表 11.2.7.2

船 型	专 用 设 备	备 注
耙吸挖泥船	耙头、中间管、弯管	泥舱容量≥500m ³
对开泥船、开底泥驳	泥门油缸、开闭油缸	
链斗挖泥船	斗桥、定位绞车	生产量≥150m ³ /h
绞吸、吹泥、斗轮挖泥船	绞刀架、定位桩、绞车	生产量≥200m ³ /h
抓斗、铲斗挖泥船	抓斗、铲斗、升降	
起重船、打桩船	起重、升降、定位桩、绞车	

若表中专用设备有 2 个独立动力驱动的油泵，则可免设备用油泵。若专用设备未设备用油泵，建议设置手动应急装置。

11.2.7.3 若液压传动系统中采用电动低压油泵和电动高压油泵联合使用，则低、高压油泵的起动和停止应有联锁装置，联锁装置应有以下功能：

- (1) 低压油泵起动后，才能起动高压油泵；

(2) 低压油泵失电时，高压油泵应能自动停车。

11.2.8 泥泵

11.2.8.1 泥泵应设盘车机构，如手柄上的力超过200N时，应配置机动盘车机构。

11.2.8.2 泥泵吸泥管应装设保护格栅。

若在吸入管路中设有沉石箱或捡石孔，则沉石箱应有足够的容积。

11.2.8.3 若2台泥泵串连工作时，应在串连管路上加装放气装置。

11.2.8.4 泥泵吸入端和排出端应分别装设真空压力表和压力表，并在操纵室也同时安装。



中国船级社

钢质内河船舶建造规范

2016

第3篇 电气设备

目 录

第 1 章 通 则	1
第 1 节 一般规定	1
第 2 节 环境条件	3
第 3 节 电源质量	3
第 4 节 设计、制造和安装	4
第 5 节 试 验	10
第 2 章 系统设计的一般规定	14
第 1 节 配电系统、电压和频率	14
第 2 节 需用系数	15
第 3 节 系统的保护	15
第 4 节 动力、照明及其他设备供电	18
第 3 章 主电源	20
第 1 节 一般规定	20
第 2 节 主电源装置	21
第 3 节 接岸电或接其他外来电源	23
第 4 章 应急电源、临时应急电源	24
第 1 节 应急电源	24
第 2 节 临时应急电源	25
第 5 章 蓄电池	27
第 1 节 一般规定	27
第 2 节 蓄电池室的设备和通风	28
第 3 节 磷酸铁锂电池船上应用的安全技术要求	29
第 6 章 配电板和配电电器	32
第 1 节 配电板的结构和安装	32
第 2 节 配电电器	33
第 7 章 电力拖动装置	37
第 1 节 一般规定	37
第 2 节 操舵装置的电动机及其控制	37
第 3 节 锚机、绞缆机的电动机及其控制	38
第 4 节 其他辅机的电动机及其控制	39
第 8 章 照明、电热器具	40
第 1 节 照 明	40
第 2 节 电热器具	42
第 9 章 航行灯、信号灯	43
第 1 节 一般规定	43
第 2 节 航行灯、信号灯、闪光灯及其控制	43

第 10 章	船内通信、扩音（广播）系统及信号报警装置	44
第 1 节	一般规定	44
第 2 节	船内通信、扩音（广播）系统	44
第 3 节	信号报警装置	45
第 11 章	电 缆	47
第 1 节	电缆的选择	47
第 2 节	电缆的安装	52
第 3 节	光缆的使用	55
第 12 章	避 雷	57
第 1 节	船舶避雷	57
第 2 节	设备避雷	58
第 13 章	油船（驳）、化学品液货船的附加要求	59
第 1 节	一般规定	60
第 2 节	危险区域划分	60
第 3 节	危险区域内的电气设备和电缆	61
第 14 章	推（拖）油驳的推（拖）船的附加要求	65
第 1 节	一般规定	65
第 2 节	电气设备的设置	65
第 15 章	油运船队的附加要求	67
第 1 节	一般规定	67
第 2 节	油运船队危险区域或处所的划分	67
第 3 节	油运船队的电气设备	67
第 16 章	趸船的附加要求	69
第 1 节	一般规定	69
第 2 节	低压配电系统	69
第 3 节	交流高压系统	70
第 4 节	油趸船	72
第 5 节	餐饮趸船	73
第 6 节	接岸电和对他船供电	74
第 7 节	试 验	75
第 17 章	滚装船的附加要求	77
第 1 节	一般规定	77
第 2 节	电气设备的设置	77
第 18 章	工程船的附加要求	79
第 1 节	一般规定	79
第 2 节	工程机械的电力拖动	81
第 19 章	载有冷藏集装箱的集装箱船电气设备的附加要求	84
第 1 节	一般规定	84
第 2 节	电气设备的设置	84

第 1 章 通 则

第 1 节 一般规定

1.1.1 一般规定

1.1.1.1 本篇规定适用于内河水域钢质船舶的电气设备。对于非钢质材料建造的船舶，除特殊规定外亦应符合本篇的有关规定。

1.1.1.2 电气设备的设计、制造、安装和试验，均应符合本篇的有关规定。

1.1.1.3 除本篇涉及的保证船舶安全航行所必须的电气设备外，其他电气设备的制造和安装至少应符合本社接受的有关标准。

1.1.1.4 船上的电气设备应能安全操作，并确保旅客、船员及船舶的安全，免受电气事故的危害。

1.1.1.5 对于本规范未作规定的新型设备、新技术以及将核定为某种特定航线或特殊用途的船舶，本社可考虑在不影响安全航行时作适当处置。

1.1.2 图纸和资料

1.1.2.1 应将下列图纸和资料一式3份提交本社批准：

- (1) 主电源、应急电源、临时应急电源电力负荷计算书或蓄电池组容量计算书；
- (2) 短路电流计算书(适用于可并联连接的发电机总容量大于 250kVA / 200kW 的船舶)；
- (3) 保护电器协调性分析(适用于可并联连接的发动机总容量大于等于 250KVA/200KW 的船舶)；
- (4) 主配电板原理图(可为单线图)，图中应标明：
 - ① 保护电器(例如短路、过载、逆功率和卸载保护等)的型号、规格和整定值；
 - ② 测量仪表；
 - ③ 同步装置；
 - ④ 遥控切断；
 - ⑤ 接地故障监视和/或报警；
 - ⑥ 联锁。
- (5) 应急配电板、临时应急电源蓄电池充放电板原理图(可为单线图)，图中应标明：
 - ① 保护电器(例如短路、过载保护等)的型号、规格和整定值；
 - ② 测量仪表；
 - ③ 接地故障监视和/或报警
 - ④ 联锁。
- (6) 电力设备布置图；
- (7) 电力系统图，图中应标明：
 - ① 电机、变压器、蓄电池组和电力电子设备的主要额定参数；
 - ② 主配电板和应急配电板引出的所有馈电线；
 - ③ 分配电板；
 - ④ 电缆的型号、截面积和负载电流；

⑤ 断路器和熔断器的型号和主要额定参数。

(8) 主照明、应急照明、临时应急照明、附加应急照明布置图和系统图；

(9) 船内通信、扩音（广播）和信号报警系统布置图和系统图；

(10) 主干电缆走向图（适用于客船和油船）；

(11) 危险区域划分图（适用于油船、散化船、油（化）趸船等载运有爆炸性危险货物的船舶）；

(12) 危险区域内电气设备布置图，应包括危险区域内的所有电气设备和下列信息：

- ① 防爆类别和温度组别；
- ② 防护等级；
- ③ 危险区域的等级。

(13) 本质安全电路的校核资料^①，包括对电压、电流、电容和电感的校核；

(14) 电视监视装置布置图和系统图（适用于 I 型客滚船）。

1.1.2.2 除1.1.2.1要求外，柴油发电机组电力推进船舶，还应将下列图纸和资料一式3份提交批准：

(1) 电力推进系统单线图（或原理图），图中应标明：

- ① 电机、变压器、蓄电池和电力电子设备的主要额定参数；
- ② 电缆型号、规格和负载电流；
- ③ 断路器和熔断器的型号和主要额定参数；
- ④ 接地故障监测和报警。

(2) 电力推进装置监测和报警项目表；

(3) 电力推进控制站和控制位置的布置图。

(4) 电力推进系统半导体变流器的布置图，包括冷却系统的布置图。

(5) 电力系统主配电板、分电力配电板、专用推进汇流排等主要节点的谐波计算书。

1.1.2.3 除1.1.2.1要求外，蓄电池组电力推进船舶，还应将下列图纸和资料一式3份提交批准：

(1) 电力推进系统单线图（或原理图），图中应标明：

- ① 电机、蓄电池和电力电子设备的主要额定参数；
- ② 电缆型号、规格和负载电流；
- ③ 断路器和熔断器的型号和主要额定参数；
- ④ 接地故障监测和报警。

(2) 电力推进装置监测和报警项目表；

(3) 电力推进控制站和控制位置的布置图。

(4) 蓄电池充放电装置原理图（或单线图），应包括：电缆、电线或汇流排的型号及规格，保护电器的型号、规格及整定值，测量仪表，接地故障监视和报警。

1.1.2.4 除1.1.2.1要求外，应用太阳能的船舶，还应将下列图纸和资料一式3份提交批准：

(1) 光伏系统单线图，图中应标明：

- ① 太阳能电池组件、光伏控制器和光伏逆变器的主要额定参数；
- ② 电缆型号、截面积和负载电流。
- (2) 太阳能电池组件、光伏控制器和光伏逆变器的布置；
- (3) 光伏系统显示及报警项目表。

1.1.2.5 除1.1.2.1要求外，应用磷酸铁锂电池的船舶，还应将下列图纸和资料一式3份提交批准：

(1) 蓄电池间布置图；

^①本质安全电路的安装应使电路内设备（包括电缆）的电容和电感不超过关联设备的标示值，每个本质安全设备允许的输入电压和输入电流应大于或等于各自关联设备的标示值。参见 IEC60079-14 出版物《爆炸性气体环境——第 14 部分：电气设备的设计、选择和安装》或与其等效的标准。

- (2) 蓄电池间通风系统图及计算书（如适用）；
- (3) 灭火设备布置图；
- (4) 电力系统图（包括蓄电池、BMS系统以及配电板等构成的电路系统图）；
- (5) 电力设备布置图（包括蓄电池、配电板等设备的安装位置）。

- 1.1.2.6 应将全船电气说明书提交本社备查。
- 1.1.2.7 本社认为必要时，可要求增加送审图纸和资料的范围。

第 2 节 环境条件

1.2.1 环境空气温度

- 1.2.1.1 电气设备在下列环境空气温度中应可靠地工作。

封闭处所内	0~40℃
开敞甲板	-25℃~40℃
温度超过 40℃和低于 0℃处所内	按这些处所的温度
- 1.2.1.2 适用于船用电子设备的环境空气温度的上限为55℃。

1.2.2 冷却水温度

- 1.2.2.1 适用于船舶电气设备的初次冷却水温度为25℃。

1.2.3 倾斜

- 1.2.3.1 电气设备的结构和布置应能保证船舶处于下列倾斜情况仍能正常工作。

横倾	10°
纵倾	5°
- 1.2.3.2 应急电气设备在船舶横倾15°或 / 和纵倾10°时，应能有效地工作。

1.2.4 其他条件

- 1.2.4.1 电气设备在船舶所能受到的冲击、振动情况下应能可靠地工作。
- 1.2.4.2 电气设备应能耐受水上潮湿空气的影响。
- 1.2.4.3 电气设备应考虑船上可能产生的油雾和霉菌环境的影响。

第 3 节 电源质量

1.3.1 电压和频率波动

- 1.3.1.1 电气设备应能在表1.3.1.1规定的电源电压和频率偏离额定值的稳态和瞬态情况下可靠地工作。

电压和频率偏离额定值 表 1.3.1.1

电气设备	电源参数	稳 态	瞬 态	
		(%)	(%)	恢复时间 (s)

一般交流电气设备	电压	+6~-10	±20	1.5
	频率	±5	±10	5
一般直流电气设备	电压	+6~-10		

1.3.1.2 对于由蓄电池供电的电气设备，其电压偏离额定值+20%~-25%时，应能可靠地工作。对于蓄电池充电期间接有的电气设备，则应考虑由于充放电特性引起的电源电压偏离额定电压+30%和-25%的影响。

1.3.2 电源的谐波成分

1.3.2.1 交流电气设备应能在供电电源的谐波成分不大于5%的情况下正常工作。

1.3.2.2 由半导体变流器供电的电气设备，应能在供电电源可能产生较大的谐波成分的情况下正常工作。

第4节 设计、制造和安装

1.4.1 一般要求

1.4.1.1 电气设备的设计、制造和安装应特别考虑安全和便于管理维修。

1.4.1.2 电气设备应用耐久、滞燃和耐潮的材料制造；所有金属部件应有良好的耐蚀性能和可靠的防护层。

1.4.1.3 电气设备不同电位的带电部件之间和带电部件与接地金属之间，应具有适应其工作电压的足够的电气间隙和爬电距离；穿越绝缘材料的金属部件之间距离，应按其绝缘材料的性质、绝缘型式和工作条件决定，并能承受所规定的耐电压试验。

1.4.1.4 电气设备导电部件一般应用铜或铜合金制成。

1.4.1.5 电气设备的非载流金属部件必须有效地接地。若需使用接地连接件时，则连接件应用铜或其他导电良好的耐蚀材料制成，同时要防止遭受损坏，必要时还应防止电解腐蚀作用。

1.4.1.6 电气设备的连接件和紧固件均应有防止其受振动而松动的措施。

1.4.1.7 应急报警装置的控制器应有红色标志及标明其用途的耐久铭牌。

1.4.1.8 电气设备铭牌上字迹应清晰，内部接线端头应有耐久的标志，并应附有电路原理图或接线图。

1.4.1.9 可携电气设备应符合本篇表2.1.3.1的有关规定。

1.4.1.10 电气设备不应贴近燃油舱、油柜或双层底储油舱等外壁上安装。若电气设备必须在此类舱壁外表面安装时，则其与舱壁表面至少应有50mm距离。

1.4.1.11 调节电阻、启动电阻、充电电阻、电热器具以及其他在工作时能产生高温的电气设备，在安装时应有防止导致附近物体过热和起火的措施，上述设备严禁在燃油舱、油柜或双层底储油舱等外壁表面安装。

1.4.1.12 当电气设备的外壳温度高于80℃时，应有隔热防护措施。

1.4.1.13 工作电压大于50V的电气设备应有防止偶然触及的安全防护措施。

1.4.1.14 除整步开关外,电气设备经开关断开电源后,不应经控制电路或指示灯继续保留电压。

1.4.1.15 在水密或防火的舱壁、甲板和甲板室的外围壁上,不应钻孔以螺钉紧固电气设备及电缆,不应破坏舱壁或甲板原有的防护性能及强度。

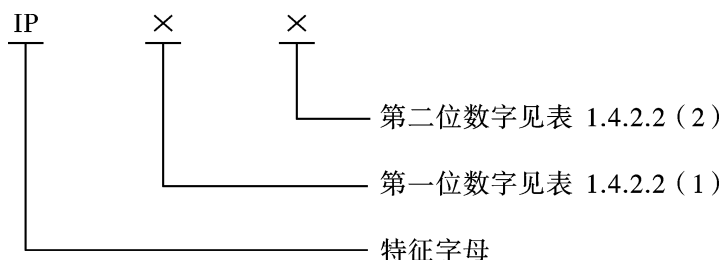
1.4.1.16 电气设备及电缆，不应直接安装在船壳外板上。

1.4.1.17 发电机组应尽可能沿船舶纵向安装，在发电机组转轴带有其他机械设备的情况下可不作要求。电动机的安装应符合本篇7.1.3的规定。

1.4.2 外壳防护

1.4.2.1 电气设备应根据其工作场所选择相应的防护型式，以防止外来物体和水进入。

1.4.2.2 电气设备的外壳防护型式，应符合GB4208《外壳防护等级（IP代码）》的规定。表示防护等级的标志符号由IP字母后面加两位数字组成：



第一位数字所代表的防护等级

表 1.4.2.2 (1)

第一位数字	防 护 等 级	
	简要说明	定 义
0	无 防 护	没有专门的防护
1	防护大于 50mm 的固体	人体大面积部分如手（但对有意识的接触并无防护），直径超过 50mm 的固体。
2	防护大于 12mm 的固体	手指或类似物，长度不超过 80mm，直径超过 12mm 的固体
3	防护大于 2.5mm 的固体	直径或厚度大于 2.5mm 的工具、电线等，直径超过 2.5mm 的固体。
4	防护大于 1.0mm 的固体	厚度大于 1mm 线或片状物，直径超过 1mm 的固体
5	防 尘	并不防止全部尘土进入，但进入量不能达到妨碍设备正常运转的程度。
6	尘 密	无尘土进入

第二位数字所代表的防护等级

表 1.4.2.2 (2)

第二位数字	防 护 等 级	
	简要说明	定 义
0	无 防 护	没有专门的防护
1	防 滴	垂直滴水应无有害影响
2	15°防滴	设备与垂直线成 15°角时, 滴水应无有害影响

3	防 淋 水	与垂直线成 60°角范围的淋水应无有害影响
4	防 溅	任何方向溅水应无有害影响
5	防 冲 水	任何方向冲水应无有害影响
6	防猛烈海浪	猛烈海浪或强烈冲水时进入机壳水量应无有害影响
7	防 浸 水	浸沉在规定压力的水中经规定的时间后，进入水量应无有害影响。
8	防 潜 水	能长期潜水，其技术条件由制造厂规定 注：通常设备应完全密封，但对某些类型设备，在不产生有害影响的前提下，可允许水进入设备。

1.4.2.3 电气设备的外壳防护形式的选择，应与安装的场所相适应。其最低防护等级应符合本节表1.4.2.3的规定。

1.4.3 防爆

1.4.3.1 若需在可能出现爆炸性气体、蒸气而有爆炸危险的处所安装电气设备，则应是适合于爆炸气体环境用的合格防爆电气设备。

1.4.3.2 船上通常使用下列几种类型的合格防爆电气设备：

- (1) 本质安全型Ex “i” ；
- (2) 隔爆型Ex “d” ；
- (3) 增安型Ex “e” ；
- (4) 正压型Ex “p” ；
- (5) 浇封型Ex “m” ；
- (6) 充砂型Ex “q” 。

外壳防护等级的最低要求表 1.4.2.3

(1) 处 所	(2) 环境条件	(3) 防护 等级	(4) 设 备							
			配电板，控制 设备，电动机 起动器	发 电 机	电 动 机	变压器 半导体 变换器	照明 设备	电热 器具	电炊 设备	附具(例如 开关，接线 盒)
干燥的居住 处所	只有触及带 电部分的危 险	IP20	×	—	×	×	×	×	—	×
干燥的控制室			×	—	×	×	×	×	—	×
控制室 (驾驶室)	滴水和(或) 中等机械损 伤危险	IP22	×	—	×	×	×	×	—	×
机炉舱 (花钢板以上)			×	×	×	×	×	×	×	IP44
舵机室			×	×	×	×	×	×	—	IP44
冷藏机室(氨装 置室除外)			×	—	×	×	×	×	—	IP44
应急机械室			×	×	×	×	×	×	—	IP44
一般储藏室			×	—	×	×	×	×	—	×
配膳室			×	—	×	×	×	×	×	IP44
粮食库			×	—	×	×	×	×	—	×
浴室	较大的水和 (或)机械损	IP34	—	—	—	—	×	IP44	—	IP55
机炉室			—	—	—	—	—	—	—	IP55

(花钢板以下)	伤危险									
围蔽的燃油分离器室			IP44	—	IP44	—	×	IP44	—	IP55
围蔽的滑油分离器室			IP44	—	IP44	—	×	IP44	—	IP55
压载泵舱	较大的水和	IP44	×	—	×	×	IP34	×	—	IP55
冷藏舱	(或)机械损伤危险		—	—	×	—	×	×	—	IP55
厨房和洗衣间			×	—	×	×	×	×	×	×
双层底中的轴隧或管隧	喷水危险、货物粉尘存在、严重机械损伤、腐蚀性气体	IP55	×	—	×	×	×	×	—	IP56
干货舱			—	—	—	—	×	—	—	×
露天甲板	大量浸水的危险	IP56	×	—	×	—	IP55	×	—	×

注：① 表中“×”表示按(3)栏要求，表中“—”表示一般不应安装此种设备。
② 设备本身不能达到防护要求时，应采用其他措施或改善安装场所条件来确保本表要求。
③ 按本篇第 6 章的规定制造、安装的主配电板和应急配电板，可不按本表规定。
④ 若在有爆炸性粉尘存在的处所中安装电气设备，则应符合本节 1.4.3.9 的规定。

1.4.3.3 船用合格防爆电气设备应符合下列规定：

- (1) 防爆电气设备的制造和试验应符合国家标准 GB3836《爆炸性气体环境用电气设备》或 IEC60079 出版物《爆炸性气体环境中使用的电气设备》的规定；
- (2) 应具有本社认可的防爆试验机构核发的防爆合格证；
- (3) 安装在不同场所的防爆电气设备的外壳防护型式应满足本节 1.4.2 的要求。

1.4.3.4 若需在蓄电池室、油漆间、油灯间等有爆炸危险处所中安装电气设备则应符合下列规定：

- (1) 在油漆间（包括其通风管道）仅能安装其作业所必需的电气设备，这些电气设备应为本节 1.4.3.2（1）～（4）所列合格防爆电气设备。其余处所可安装本节 1.4.3.2 所列合格防爆电气设备，且其防爆类别和温度组别应不低于表 1.4.3.4 的规定；
- (2) 电缆（包括路过电缆和终端电缆）应为铠装电缆或敷设在金属管中；
- (3) 电气设备的开关、控制设备等应能分断所有极或相，且安装在非危险处所。

防爆电气设备的类、级别与温度组别 表 1.4.3.4

处 所	防爆类、级别 ^①	温度组别 ^①
蓄电池室	Ⅱ C ^②	T1
油漆间	Ⅱ B ^②	T3
油灯间	Ⅱ A ^②	T3
氨制冷装置室	Ⅱ A	T1
乙炔储藏室	Ⅱ C	T2
危险品货舱	按载运的危险品货物类别选取	按载运的危险品货物类别选取
不超过 60℃ 闪点的油 管管隧	Ⅱ A	T3

注：① 本表和本篇以下章节所列防爆电气设备的类、级别及温度组别，采用 GB3836《爆炸性气体环境用电气设备》的有关规定。
② 本表和本篇以下章节防爆电气设备类、级别Ⅱ A、Ⅱ B、Ⅱ C 仅适用于隔爆型电气设备及本质安全型电路和电气设备，若采用其他类型防爆电气设备，则应采用Ⅱ类设备。

1.4.3.5 在开敞甲板上距油漆间进气和排气通风口1m 或距机械通风排气出口3m 范围内，可安装下列电气设备：

- (1) 本节 1.4.3.2 (1) ～ (4) 所列合格防爆电气设备，而电缆及其安装应符合 1.4.3.4(2)的规定；
- (2) 无火花型(Ex “n”)防爆电气设备；
- (3) 工作时不会产生电弧，并且其表面不会达到不允许高温的电气设备；
- (4) 具有简单的正压外壳或防蒸气外壳(防护等级至少为 IP55)，并且其表面不会达到不允许高温的电气设备。

1.4.3.6 与油漆间相通的围蔽处所如符合下列所有要求，则可认为是非危险处所：

- (1) 通向油漆间的门或油漆间的门应为自闭式气密门(水密门可看作气密门)，且无阻挡措施；
- (2) 油漆间设有合适的、独立的自然通风系统，其风源来自安全区域；
- (3) 在油漆间入口处应安装警告牌，写明油漆间内有易燃液体存在。

1.4.3.7 对油船（驳）、化学品液货船、推（拖）油驳的推（拖）船、油趸船、储油趸船、化学品液货趸船、滚装船的有关要求详见本篇其他章、节。

1.4.3.8 除另有规定外,在有爆炸危险的处所中不应安装插座。

1.4.3.9 需要在有爆炸性粉尘沉积的处所中安装电气设备，则这些电气设备应符合下列规定：

- (1) 外壳防护等级至少为 IP55；
- (2) 在连续工作情况下，其最高表面温度，应至少比 5mm 厚该类粉尘层的引燃温度低 75K。

1.4.3.10 防爆电气设备的标志应符合国家标准GB3836《爆炸性气体环境用电气设备》的有关规定。

1.4.4 指示用信号灯颜色

1.4.4.1 电气设备的指示用信号灯颜色可采用表1.4.4.1的要求或本社接受的标准。

指示用信号灯颜色 表 1.4.4.1

颜 色	白 色	红 色	绿 色
含 义	任一附加指示	电源开关断开	电源开关接通
		过 载	工 作
	放 电	报 警	充 电
	在中间位置	在左舷位置	在右舷位置
	任一附加指示	上 升	下 降
		禁 止	允 许
		紧 急	正 常
		倒 车	正 车

1.4.5 电磁兼容性

1.4.5.1 应采取适当的措施，以减少由于电磁能量所产生的干扰，从而保证所有电气设备和电子设备在船舶电磁环境中能正常工作。

1.4.5.2 各类电气设备和电子设备所产生的干扰电压(电流)允许值和抑制干扰的措施，参照本社接受的标准^①的有关规定。

^①参见 IEC60533 出版物《船舶电气设备和电子设备的电磁兼容性》或相应标准。

1.4.6 接地

1.4.6.1 电气设备的带电部件以外的所有可接近的金属部件均应接地；但下列情况可除外：

- (1) 灯头；
- (2) 安装在非导电材料制成或覆盖的灯座或照明设备上的灯罩、反光镜和防护件；
- (3) 设在非导电材料上的金属部件和拧入或贯穿非导电材料的螺钉，这些金属部件和螺钉并以非导电材料与带电部件和接地的非带电部件相隔离时；
- (4) 具有双重绝缘和（或）加强绝缘的可携式设备；
- (5) 为防止轴电流的绝缘轴承座；
- (6) 荧光灯管的紧固件；
- (7) 工作电压（交流电压为方均根值）不超过 50V 的设备，且不应使用自耦变压器取得此项电压；
- (8) 电缆紧固件。

1.4.6.2 当电气设备直接紧固在船体的金属结构上或紧固在与船体金属结构有可靠电气连接的底座（或支架）上时，可不另设置专用导体接地。

1.4.6.3 不论是专用导体接地或靠设备底座（或支架）接地，其接触面均须光洁平贴，保证有良好的接触，并应有防止松动和生锈的措施。

1.4.6.4 若采用专用导体接地，则其导体应用铜或导电良好的耐蚀材料制成，必要时应有防止机械损伤及防蚀措施。不同型式的铜接地导体的标称截面积不应小于表1.4.6.4的规定。

接地导体的截面积

表 1.4.6.4

接地导体的型式	相关的载流导体截面积， S (mm ²)	铜接地导体的最小截面积， Q (mm ²)
软电缆或软电线中的连续接地导体	$S \leq 16$	$Q = S$
	$S > 16$	$Q = S/2$ ，但不小于 16
固定敷设电缆中的连续接地导体	$S \leq 16$	$Q = S$ ，但不小于 1.5
	$S > 16$	$Q = S/2$ ，但不小于 16
单独固定的接地导体	$S \leq 2.5$	$Q = S$ ，但不小于 1.5
	$2.5 < S \leq 120$	$Q = S/2$ ，但不小于 4
	$S > 120$	$Q = 70$

1.4.6.5 可移动和可携电气设备的不带电的裸露金属部分，应以附设在软电缆或软电线中的连续接地导体，并通过插头和插座接地，其接地导体的截面积应符合本节表1.4.6.4的规定。

1.4.6.6 电缆的金属护套或金属外护层应于两端作有效接地，但最后分路允许只在电源端接地。对于控制和仪表设备的电缆，由于技术上的原因，若一端接地较为有利时，则无需两端接地。

1.4.6.7 电缆的金属护套或金属外护层可采用下列方式之一进行接地：

(1) 用金属夹箍夹住，并以专用铜接地导体连接至船体的金属结构上。该接地导体的截面积 Q 与电缆导体截面积 S 间的关系应符合下列规定：

当 $S \leq 25\text{mm}^2$ 时， $Q \geq 1.5\text{mm}^2$ ；

当 $S > 25\text{mm}^2$ 时， $Q \geq 4\text{mm}^2$ ；

(2) 用专用接地填料函接地，这种填料函能保证有效的接地连接；

(3) 用电缆紧固件接地，这些电缆紧固件应以耐腐蚀的金属材料制成，并应能使电缆金属护套或金属外护层与接地金属之间有良好的接触。

1.4.6.8 应保证电缆的金属护套或金属外护层在其全长上，特别是在连接处和分支处保证电气上的连续性。

1.4.6.9 不能只用电缆的铅护套作为接地的唯一措施。

1.4.6.10 利用船体作回路的工作接地线的截面积，应与绝缘敷设极（或相）的导线相同，并不应用裸线。

1.4.6.11 用于平时不载流的工作接地线，其截面积应为载流导线的截面积的一半，但不应小于 1.5mm^2 。

1.4.6.12 接地配电系统的系统接地应与电气设备的平时不带电部分的接地分开。

1.4.6.13 连续接地导体或单独接地导体与船体结构的各连接点，应位于船上易于到达之处，应以直径不小于 4mm 的黄铜或其他耐腐蚀材料制成的螺钉紧固，该螺钉应仅作接地之用。

1.4.6.14 为防止静电放电危害，凡用作易燃液体和能发出可燃气体和/或产生易燃粉尘固体的货舱（柜）、处理装置和管系，除直接或通过支承件焊接固定安装在船体上外，应加专门的接地搭接片，采用法兰接头的各管段之间、采用不导电材料（例如聚四氟乙烯）垫片或密封件的膜片阀亦应加搭接片，该接地搭接片应用铜或导电良好的耐腐蚀材料制成，其截面积应不小于 10mm^2 ，其与船体连接应符合本节 1.4.6.3 和 1.4.6.13 的规定。

1.4.6.15 非金属船体的船舶电气设备的接地应符合下列要求：

(1) 电气设备的金属外壳及带电部件以外的所有可接近的金属部件应采用连接导体联在一起，以形成一个连续和完整的接地系统，连接至面积不小于 0.2m^2 、厚度不小于 2mm 的金属接地板上，该金属接地板的安装位置应保证在任何航行状况下均能浸没在水中，且应具有防腐蚀性能。

(2) 各接地系统的连接导线不应用作配电系统的导电回路。

(3) 应尽可能使船上所有金属部件（如管路、栏杆、油箱等）采用连接导体与上述（1）所述接地板连在一起。

(4) 所有该接地系统的连接点应充分地考虑到不同金属之间的电化作用，或采取相应的措施。

第 5 节 试 验

1.5.1 系泊和航行试验

1.5.1.1 电气设备在船上安装完工后，应按本社审查同意的系泊和航行试验大纲进行检查和试验。

1.5.1.2 试验大纲根据船舶设计情况，可按国家标准 GB/T3221《柴油机动力内河船舶系泊和航行试验大纲》有关要求制定，且应符合本规范的有关规定。

1.5.2 电气设备产品制造和试验

1.5.2.1 除本条要求外，电气设备产品制造和试验尚应满足本篇各章的有关要求和符合本社《内河船舶入级规则》有关规定，且应向本社申请检验。

1.5.2.2 电气设备的热态绝缘电阻应符合表 1.5.2.2 的规定。

电气设备最低热态绝缘电阻值

表 1.5.2.2

设备名称	最低热态绝缘电阻 ($\text{M}\Omega$)
旋转电机	1.0
配 电 板	1.0
变 压 器	5.0
电力拖动控制设备	1.0
电热器具	0.5

注：① 绝缘电阻测量应在耐压试验之后，立即用直流绝缘试验法进行，工作电压大于或等于 100V 时，应采用 500V 或大于 500V 的直流高阻计测量，工作电压小于 100V 时，推荐采用 250V 直流高阻计测量。

- ② 旋转电机的绝缘电阻应在接近工作温度测量，或者用适当的方法将其折算至工作温度。
③ 配电板的绝缘电阻应测量所有载流部分对地以及载流部分的极间或相间的绝缘电阻。
④ 变压器绝缘电阻测量应依次测量每绕组对地的绝缘电阻，测量时，所有其余绕组、铁芯、框架、箱或外壳一起接地；表中所列变压器其最低绝缘电阻值为干式变压器。

1.5.2.3 旋转电机和变压器在环境空气温度为45℃时，运行于额定工况下的温升限值应不超过表 1.5.2.3 (1)、表1.5.2.3 (2) 的规定。

空气间接冷却电机绕组的温升限值 (K)

表 1.5.2.3 (1)

绝缘等级		E			B			F			H		
测量方法		Th	R	ETD	Th	R	ETD	Th	R	ETD	Th	R	ETD
项号	电机部件												
1a)	输出 5000kW (或 kVA) 及以上电机的交流绕组	—	—	—	—	75	80	—	95	100	—	120	125
1b)	输出 200kW (或 kVA) 以上但小于 5000kW (或 kVA) 电机的交流绕组	—	70	—	—	75	85	—	100	105	—	120	125
1c)	项 1d) 或项 1e) 以外的输出为 200kW (或 kVA) 及以下电机的交流绕组 ^①	—	70	—	—	75	—	—	100	—	—	120	—
1d)	额定输出小于 600W (或 VA) 电机的交流绕组 ^①	—	70	—	—	80	—	—	105	—	—	125	—
1e)	无扇自冷式电机(IC410)的交流绕组和/或囊封式绕组 ^①	—	70	—	—	80	—	—	105	—	—	125	—
2	带换向器的电枢绕组	60	70	—	65	75	—	80	100	—	100	120	—
3	除项 4 外的交流和直流电机的磁场绕组	60	70	—	65	75	—	80	100	—	100	120	—
4a)	同步感应电动机以外的用直流励磁绕组嵌入槽中的圆柱形转子同步电机的磁场绕组	—	—	—	—	85	—	—	105	—	—	130	—
4b)	一层以上的直流电机静止磁场绕组	60	70	—	65	75	85	80	100	105	100	120	130
4c)	交流和直流电机单层低电阻磁场绕组以及一层以上的直流电机补偿绕组	70	70	—	75	75	—	95	95	—	120	120	—
4d)	表面裸露或仅涂清漆的交流和直流电机的单层绕组以及直流电机的单层补偿绕组 ^②	75	75	—	85	85	—	105	105	—	130	130	—
5	永久短路的绕组	这些部件的温升或温度应不损坏该部件本身或任何与其相邻部件的绝缘											
6	换向器和集电环及其电刷和电刷机构	这些部件的温升或温度应不致于损坏其本身或任何与其相邻部件的绝缘。此外，换向器或集电环的温升或温度应不超过由电刷等级和换向器或集电环材质组件在整个运行范围内能承受的电流的温升或温度值。											
7	无论与绝缘是否接触的结构件 (轴承除外) 和铁芯	这些部件的温升或温度应不损坏该部件本身或任何与其相邻部件的绝缘											

注：① 对 200kW (或 kVA) 及以下，绝缘等级为 B、E 和 F 级的电机绕组，如用叠加法，温升限值可比电阻法高 5K。

② 对于多层绕组，如下面各层均与循环的初级冷却介质接触，也应包括在内。

③ 表中 Th—温度计法，R—电阻法，ETD—埋置检温计法。

1.5.2.4 当旋转电机和变压器的运行环境空气温度高于45℃时，则其温升限值可按规定值减去实际环境空气温度与45℃之差值；若低于45℃时，则其温升限值可按规定值增加实际环境空气温度与45℃之差值，但此增加值不得大于15K。

1.5.2.5 当旋转电机按预定工作方式（连续、短时或断续）以额定参数工作时，其温升应不超过表1.5.2.3（1）的规定。

变压器的温升限值（K）表 1.5.2.3（2）

变 压 器 部 位		温 升 限 值	测 量 方 法
线圈	B 级绝缘	75	电 阻 法
	F 级绝缘	95	
	H 级绝缘	120	
铁心及结构零件表面		最大不得超过与其接触的绝缘材料的允许温升	温度计或热电偶法

1.5.2.6 旋转电机和变压器的耐电压试验应分别符合表1.5.2.6（1）、1.5.2.6（2）的规定。

电机的耐电压试验电压表 1.5.2.6（1）

项号	电 机 或 部 件	试验电压（均方根值）
1	功率小于 1kW（或 1kVA）或额定电压不超过 36V 的电机绝缘绕组，但第 3 至 7 项除外	500V+2 倍额定电压
2	功率小于 10000kW（或 10000kVA）的电机绝缘绕组，但第 3 至 7 项除外 ^①	1000V+2 倍额定电压，但最低值为 1500V ^②
3	直流电机的他励磁场绕组	1000V+2 倍最高额定励磁电压，但最低为 1500V
4	同步发电机，同步电动机及同步调相机的磁场绕组	10 倍额定励磁电压，但最低为 1500V 10 倍额定励磁电压，但最低为 1500V 最高为 3500V 1000V+2 倍最高电压的有效值（此电压在规定的起动条件下存在于磁场绕组的线端间，如分段磁场绕组则存在于任一段的线端间），但最低为 1500V ^③
a)	同步发电机的磁场绕组	
b)	额定励磁电压为 500V 及以下	
c)	当电机起动时，磁场绕组短路或并联一小于绕组电阻 10 倍的电阻	10 倍额定励磁电压，但最低为 1500V 最高为 3500V
	当电机起动时，磁场绕组并联一等于或大于绕组电阻 10 倍的电阻或采用带（或不带）磁场分段开关而磁场绕组开路	
5	非永久短路（例如用电阻起动）的异步电动机或异步结构的同步电动机的次级（通常为转子）绕组。	1000V+2 倍静止时转子绕组开路电压 1000V+4 倍静止时转子绕组开路电压
a)	不可逆转或仅在停止后才可逆转的电动机	
b)	在运转时将电源反接而使逆转或制动的电动机	

续表 1.5.2.6 (1)

项号	电 机 或 部 件	试验电压 (均方根值)
6	励磁机 (下列 2 种除外)	与其连接的绕组相同
a)	同步电动机 (包括异步结构的同步电动机) 接地的或在起动时不与磁场绕组连接的励磁机	1000V+2 倍励磁机额定电压, 但最低为 1500V
b)	励磁机的他励磁场绕组	同本表 3 项
7	成套设备	应尽量避免再做以上第 1 至 6 项的试验。但如对新的成套设备作试验, 而其每一组件已事先通过耐电压试验, 则试验电压应为成套装置任一组件中最低试验电压的 80% ^④

注: ① 对具有分级绝缘的电机, 试验应按专门协议。

② 对有 1 个共同出线端的两相绕组, 表中的额定电压为运行时任意 2 个线端之间所出现的最高电压有效值。

③ 在规定的起动条件下, 磁场绕组或其分段的线端间所产生的电压可用下法求得: 适当降低电源电压进行测量, 再将测得的电压按规定的起动电压与降低的电压之比来折算。

④ 对 1 台或多台电动机作电连结的绕组, 其电压应为绕组对地实际存在的最高电压。

变压器的耐电压试验电压

表 1.5.2.6 (2)

试 验 项 目	试 验 电 压	试 验 要 求
初、次级绕组及各绕组与地之间	1000V+2 倍额定电压, 但最低为 2000V。	试验电压频率可以是 25Hz 至 100Hz 之间的任一频率, 历时 1min 应无击穿或闪络现象

注: ① 进行温升试验的变压器, 该项试验应在温升试验结束后立即进行。

② 一般不应重复进行耐压试验, 但如有必要时允许再进行一次试验, 试验电压应降低为首次试验电压的 75%。

第2章 系统设计的一般规定

第1节 配电系统、电压和频率

2.1.1 配电系统

2.1.1.1 可采用下列配电系统:

(1) 直流:

- ① 双线绝缘系统;
- ② 负极接地的双线系统;
- ③ 利用船体作负极回路的单线系统。

(2) 交流单相:

- ① 双线绝缘系统;
- ② 一线接地的双线系统;
- ③ 一线利用船体作回路的单线系统。

(3) 交流三相:

- ① 三线绝缘系统;
- ② 中性点接地的四线系统;
- ③ 利用船体作中性线回路的三线系统。

2.1.1.2 长途客船(自出发港至终点港其延续航行时间超过24h的客船,下同)、I型客滚船、II型客滚船、滚装货船、油船(驳)、散装运输液化气体船、散装运输危险化学品船、载运危险货物的船舶的配电系统应采用对地绝缘配电系统。

2.1.1.3 绝缘配电系统应满足下列要求:

(1) 对地绝缘的配电系统中,各发电机的中性点不应连接在一起。

(2) 对地绝缘的配电系统,不论是一次系统还是二次系统,均应在主配电板和应急配电板上设有指示绝缘系统对地绝缘情况的兆欧表或指示灯或连续监测绝缘电阻的监测装置。当采用指示灯时,其功率应不大于15W,并应用按钮控制;本节2.1.1.2所述船舶应采用连续监测绝缘电阻的监测装置,并应在绝缘电阻异常低时发出听觉和视觉报警信号。

2.1.1.4 高压的供电和配电系统应符合本篇第16章第3节的有关规定。

2.1.1.5 钢铝混合结构的船舶的配电系统不应利用铝质部分作导电回路和接地。

2.1.1.6 船体外壳可分离的船舶的配电系统不应采用船体作回路。

2.1.1.7 船队的推船向驳船供电时,应采用绝缘电缆且应包括所有的绝缘极。

2.1.1.8 采用船体作回路的配电系统,所有的最后分路的所有极或相均应是绝缘的,其船体回路导体应连接至相应配电板中的绝缘汇流排上,该汇流排应与船体有良好的连接。

2.1.1.9 采用其他配电系统须经本社批准。

2.1.2 负载的平衡

2.1.2.1 对采用本节2.1.1.1(3)规定的交流三相配电系统,应在最后分路上将用电设备加以组合,以便在正常情况下,使主电源(包括发电机和变压器)的各相负载尽可能平衡在其各自额定负载的15%以

内，且各相负载应不超过其额定值。

2.1.3 电压和频率

2.1.3.1 除另有规定外，直流和交流配电系统的最高电压应不超过表2.1.3.1的规定。

2.1.3.2 交流配电系统的标准频率为50Hz或60Hz。

配电系统的最高供电电压表 2.1.3.1

序号	用电设备的类型	最高电压（V）	
		直流	交流
1	固定安装并连接于固定布线的动力设备、电炊设备和除室内取暖器以外的电热设备。	250	1000
2	狭窄处所、潮湿舱室、露天甲板、储藏室、机舱以及其他机器处所的可携设备：		
	（1）一般设备	50	50
	（2）具有加强绝缘或双重绝缘的设备	250	250
	（3）由安全隔离变压器仅对一个设备供电的设备。		250
3	居住舱室和公共舱室的照明设备、取暖器、信号及内部通讯设备以及除上列 1、2 项外的其他设备。	250	250

注：① 锅炉点火装置、蓄电池充电设备等，在有安全保护措施条件下，允许超过表 2.1.3.1 所规定的电压。
② 本篇第 16 章要求的交流高压设备允许采用 1000V～11500V 的电压。

第 2 节 需用系数

2.2.1 一般要求

2.2.1.1 供电给2个或2个以上最后分路的电路其电流定额可以根据总负载乘以一个合理的需用系数来确定。当在主配电板或分配电板上留有备用分路时，则在采用需用系数之前，必须把将来增添负载所留的余量加到总负载中去。

2.2.1.2 需用系数可以用于计算电缆规格、开关设备及熔断器的定额。

第 3 节 系统的保护

2.3.1 一般要求

2.3.1.1 配电系统的所有电路均应设置合适、完善而协调的包括短路在内的偶然过电流的保护，以保证：

- (1) 在某一处发生故障时，保护装置应具有选择性保护，即仅分断故障电路，而不影响非故障电路的连续供电。下面保护电气间应能提供协调性保护：
① 主发电机保护电器、主汇流排分段连接断路器（如设有保护装置时）以及主汇流排上引出馈电线保护电器之间；
② 对向船舶推进、操舵和船舶安全所必需的设备供电的分配电板，其馈电保护电器和分配电板分支电路保护电器之间。
- (2) 消除故障影响，以尽可能减少对系统的损坏和导致火灾危险的因素。在保护装置动作时间内，系统中的所有元件应能承受可能出现的过电流（包括短路）所产生的热效应和电动力。
- (3) 对系统允许的非正常工作状态，如电动机的启动电流和变极电机的换接电流等，保护装置应具有合理的延时。

2.3.1.2 在配电系统的每一不接地的极(或相)上均应设有短路保护。

2.3.1.3 过载保护应设置在:

- (1) 直流双线绝缘或/和交流单相绝缘系统的至少一个绝缘极(或相)上;
- (2) 交流三相绝缘系统的至少二相上;
- (3) 接地系统的每一不接地的极(或相)上。

2.3.1.4 配电系统的接地极(或线)不应设置熔断器以及与绝缘极不联动的开关。

2.3.2 短路电流计算

2.3.2.1 船舶发电站的配电系统应按本社接受的计算方法进行短路电流计算。

2.3.2.2 在计算最大预期短路电流时,应考虑到:

- (1) 满足最大需要功率的可能并联运行(包括转移负载在内)的所有发电机;
- (2) 需同时运行的所有电动机。

2.3.2.3 一般应计算下列各处的短路电流:

- (1) 发电机输出端;
- (2) 主汇流排;
- (3) 应急配电板,区域配电板以及分配电板的汇流排;
- (4) 电力或照明变压器次级。

此外,为了判断保护电器动作的选择性,必要时尚应进行单台最小发电机供电情况下,被保护电路末端短路情况下短路电流的计算。

2.3.2.4 必要时,应对交流系统短路回路的预期短路功率因数进行计算,如该计算值小于与所选用的开关电器的接通或分断能力相对应的功率因数的规定值时,则其分断能力应相应地减小。

2.3.3 短路和过载保护装置的选择

2.3.3.1 配电系统的用电设备的短路保护应根据该安装点的短路电流计算值来选择合适的保护装置。

2.3.3.2 配电系统的用电设备的过载保护装置的选择应与被保护设备的热容量相适应。

2.3.3.3 保护装置应采用断路器或熔断器,其整定值和熔断曲线应覆盖可能出现的故障范围。

2.3.3.4 短路保护装置若采用断路器,其短路分断能力,应不低于该装置安装点的预期最大短路电流。对于交流系统,其分断能力应不小于安装点的预期对称短路电流(方均根值)。对于可能在短路情况下接通的断路器或其他开关,其接通能力应不低于其安装点的预期短路电流的最大峰值。

2.3.3.5 过载保护若采用断路器,应具有与被保护对象的过载能力以及与系统的选择性要求相适应的(过电流——脱扣时间)脱扣特性。

2.3.3.6 对于200A以下的线路,可采用具有合适特性的熔断器作为过载保护。

2.3.4 发电机的保护

2.3.4.1 容量大于24kW的发电机应采用能同时分断所有绝缘极的断路器进行过载和短路保护,其保护装置应能满足:

(1) 过载保护

当电流在发电机额定电流的 110%~150%之间时,断路器应能延时分断,其延时时间应不超过2min。建议过电流保护整定值为发电机额定电流的 125%~135%,延时 15~30s 断路器分断。

(2) 短路保护

当电流大于发电机额定电流的 150%,但小于发电机稳态短路电流时,短路保护装置应能使断路

器短延时分断,并同时应与系统的选择性保护相协调。建议整定值为发电机额定电流的200%~300%,延时时间对直流最长为0.2s,对交流最长为0.6s。

2.3.4.2 容量小于或等于24kW且不并联运行的发电机,可采用多极联动开关,并在每一绝缘极上设置熔断器进行保护。

2.3.4.3 并联运行发电机除应满足本节2.3.4.1的要求外,还应设置下列保护:

(1) 发电机主开关应具有欠电压保护;防止发电机在电压不足时闭合其断路器;当电压降至额定电压的70%~35%之间时,发电机主开关应能自动分断;欠电压保护装置用于开关脱扣时应具有延时,并与本节2.3.4.1(2)规定的短路保护延时相协调。

(2) 应具有逆电流(直流)或逆功率(交流)保护。当原动机为柴油机时,整定值可调整在额定电流(直流)或额定功率(交流)8%~15%范围内、逆功率延时整定时间在3~10s范围内动作,逆电流应瞬时或少于1s的短延时。

(3) 对于动力操舵装置、为主机服务的各种辅机、消防泵、舱底泵等,以及船舶安全航行所必须的设备均为电力拖动和供电情况下,则在发电机过载时应能自动卸除非重要负载,此种负载的卸除可按一级或多级进行。

(4) 与蓄电池组并联供电的直流发电机应具有一不带延时的逆电流保护,保护装置的选择和整定值应与原动机特性相适应,其整定值为发电机额定电流的4%~10%。

2.3.5 馈电线路的保护

2.3.5.1 每一馈电线路均应设置能同时分断所有绝缘极的断路器或多级开关加熔断器作过载和短路保护。

2.3.5.2 供电给具有独立过载保护的用电设备(例如电动机)的线路可仅设短路保护。

2.3.5.3 岸电箱至主配电板间的线路应在岸电箱内设有短路保护。

2.3.5.4 操舵装置馈电线路应仅设短路保护。

2.3.6 电动机的保护

2.3.6.1 额定功率等于或大于1kW的电动机(生活、维修设备除外),均应设有独立的过载保护、短路保护和欠电压保护装置。

电动机及其专用馈电电缆允许采用公共的短路保护。

2.3.6.2 保护装置应设计成允许在正常条件下,电动机在启动加速期间的过电流通过。如过载保护装置的电流/时间特性与电动机的启动条件不相适应(如:具有超长启动周期的电动机)则在电动机加速期间,可允许采取适当措施使过载保护装置短暂失效,但短路保护仍然保持有效。

2.3.6.3 对连续工作制的电动机的热过载保护装置应具有延时特性,其最大持续电流应不超过电动机额定电流的125%。

2.3.6.4 对断续工作制的电动机保护装置的整定电流和延时特性,应在考虑了电动机实际使用情况后选定。

2.3.6.5 当三相交流电动机采用熔断器保护时,应设置防止电动机单相运行的保护措施。

2.3.6.6 欠电压保护装置应允许电动机在超过额定电压的85%时启动,当电压低于额定电压的20%左右,且在额定频率下,保护电器应分断电路,同时在需要时应有一定的延时。

2.3.6.7 当电源失电后又恢复供电时,要求电动机自动再启动的情况下,尤其是较大容量的电动机的自动再启动不应使系统产生过大的电压降;若多台电动机均要求自动再启动应采取相应的措施,如采取顺序启动方式。

2.3.6.8 操舵装置、锚机等拖动电动机的保护应满足本篇第7章的有关要求。

2.3.7 电力和照明变压器的保护

2.3.7.1 电力和照明变压器的初级电路应采用断路器或多极联动开关加熔断器作短路和过载保护。

2.3.7.2 并联运行的变压器次级电路应设有隔离装置。

2.3.8 照明分路的保护

2.3.8.1 每一照明分路均应设有过载和短路的保护。

2.3.9 测量仪表、指示灯及控制电路的保护

2.3.9.1 电工测量仪表的电压线圈、控制和保护用的电器装置的电压线圈、接地指示装置、指示灯以及它们的连接导线应采用熔断器作保护,该熔断器应装设在接近被保护分路的分支处。

2.3.9.2 若指示灯与设备、控制和保护电器电压线圈与设备安装在同一壳体内,且由具有公共熔断器作保护的电路供电,可不设单独的熔断器保护。

2.3.10 电力电子设备的保护

2.3.10.1 电力电子设备应设有过载和短路保护。

2.3.11 蓄电池组的保护

2.3.11.1 除在发动机启动线路中可省略短路保护外,蓄电池组的各馈电线路绝缘极均应设有短路保护。

2.3.11.2 应急蓄电池组给应急舵机馈电线路应只设短路保护。

第4节 动力、照明及其他设备供电

2.4.1 动力供电

2.4.1.1 下列设备应由主配电板设单独馈电线供电:

- (1) 每一舵机装置的动力设备(包括Z型推进装置);
- (2) 锚机;
- (3) 绞缆机;
- (4) 消防泵;
- (5) 总用泵;
- (6) 舱底泵;
- (7) 为推进装置服务的电动辅机的分配电板;
- (8) 油船货油泵;

(9) 起货机;

(10) 冷藏船的冷藏电动装置。

2.4.1.2 当船舶设有应急发电机组作为应急电源时,在主电源失效状态下,为使其应急发电机组能对操舵装置供电,对电动或电动液压操舵装置的2套互为备用的动力设备和控制装置应由应急配电板至少设一路单独馈电线对其供电,且应满足主电源和应急电源的自动转换。

2.4.1.3 功率大于1kW的电动机应由电力分配电板设独立分路供电。

2.4.1.4 每一独立的空调设备应由分配电板设独立分路供电。

2.4.2 照明及其他设备供电

2.4.2.1 下列设备应由主配电板设单独馈电线供电:

- (1) 主照明变压器;
- (2) 航行灯、信号灯控制箱;
- (3) 探照灯分配电板;
- (4) 舱室照明分配电板;
- (5) 机舱和机器处所照明分配电板;
- (6) 雷达;
- (7) 无线电通信设备分配电板;
- (8) 助航设备分配电板;
- (9) 主机控制系统。

2.4.2.2 驾驶室内的电气设备,如助航设备分配电板、信号灯控制箱、工作灯和探照灯分配电板、室外照明分配电板等集中设置在驾驶室集中控制板内时,若采用集中供电,应由主配电板设2路单独馈电线对其供电。每路馈电线的电流定额均应满足驾驶室控制板内电气设备满负载时的用电,并应保证其中一路馈电线故障时,另一路应能通过自动或手动转换使驾驶室控制板得到供电。

当设有应急电源时,尚应由应急配电板设一路单独馈电线对所需应急设备供电。

当采取高、低压隔离措施后,驾驶室的直流低压分配电板允许设在驾驶室集中控制板内。

2.4.2.3 独立安装或设在驾驶室集中控制板(台)上的航行灯控制箱均应由两路供电,对不要求设置应急电源的船舶,两路电源之一必须由主配电板直接供电,另一路可由主配电板供电的分电箱供电。对必设应急电源的船舶,其中一路应由主配电板供电,另一路应由应急配电板供电。

对主电源采用本篇 3.1.2.3 规定的船舶,当其航行灯、信号灯均由 1 只控制箱供电时,可不设两路电源。

2.4.2.4 船舶的正常照明线路不应兼作应急照明线路。

第3章 主电源

第1节 一般规定

3.1.1 一般要求

3.1.1.1 主电源装置应能确保为保持船舶处于正常操作状态和满足正常居住条件所必需的所有电气设备供电。

3.1.1.2 自航船舶应至少设置两组主电源装置。非自航船舶可按使用所需设置主电源装置。

3.1.1.3 主电源装置可采用：

- (1) 由独立的原动机驱动的发电机组；
- (2) 由推进主机驱动的发电机；
- (3) 蓄电池组。

3.1.1.4 对设有交流发电机组时，应能保证在任何情况下起动本船最大容量电动机所产生的系统电压的降低，不致引起运行中的任何电机失速和其他设备失效。容量特大且非船舶安全航行必不可少的电动机，例如侧推器电动机，可以在所有发电机投入工作情况下起动，但不应导致运行中的任何电机失速和其他设备失效。

3.1.2 主电源的配备

3.1.2.1 对于动力操舵装置、为主机服务的各种辅机、消防泵、舱底泵等船舶正常运行所必需的设备均为电力供电时，应至少设置2台与主机独立的发电机组。

这些发电机组的台数和容量，应能在任一发电机组停止工作时，仍能继续对保障船舶正常航行、船舶安全及冷藏货物所必需的设备供电。同时，最低舒适的居住条件也应得到保证，至少应包括适当的炊事、食品冷冻、机械通风、卫生和淡水设备的供电。

3.1.2.2 船舶在下列情况之一时，可只设1台与主机独立的发电机组：

(1) 由发电机组外的其他动力源或推进主机带动一套下列设备：舵机油泵、为主机服务的各种辅机、消防泵、舱底泵，且船舶安全所必需的用电设备如航行信号设备、通信和报警设备及照明等能由蓄电池供电时；

(2) 当设置的主机轴带发电机符合本章 3.2.3.1 及 3.2.3.2 的规定时。

3.1.2.3 对于船舶安全其全船动力设备不依靠电力供电时，应设置2组蓄电池作船舶主电源。

3.1.2.4 对于本节3.1.2.2 (1)、3.1.2.3所述每组蓄电池组的容量应能在整个航程相适应的时间内，足以对维持船舶安全所必需的用电设备供电，至少能维持其用电设备4h的供电。

3.1.2.5 船舶上应设置足够容量的对蓄电池组充电的设备。

第2节 主电源装置

3.2.1 交流发电机组

3.2.1.1 交流发电机应采用自励恒压式或具有手动的和自动的电压调整器的发电机。

3.2.1.2 交流发电机连同其调整装置,在原动机正常速度特性情况下,当发电机的负载自空载至满载之间的任一负载时,并使功率因数保持额定值,发电机的稳态电压变化率应不超过 $\pm 2.5\%$ 。应急发电机的稳态电压变化率可允许不超过 $\pm 3.5\%$ 。稳态电压变化率 δ_U 的计算公式为:

$$\delta_U = \frac{U - U_N}{U_N} \times 100\%$$

式中: U ——最高电压或最低电压;

U_N ——额定电压。

3.2.1.3 自励恒压交流发电机励磁装置中的硅半导体元件,应有过电压保护措施,元件的耐电压数值较大者可例外。

3.2.1.4 自励恒压交流发电机励磁装置若为硅晶闸管励磁时,则应有抑制无线电干扰的措施。

3.2.1.5 并联运行的交流发电机组,除设有调频调载装置或发电机带有无功功率自动调整器以及只用作并联转移负载外,均应使发电机励磁绕组经均压线进行连接。均压线截面积应不小于励磁回路导线截面积的50%。

3.2.1.6 并联运行的交流发电机组,当负载在总额定功率的20%~100%范围内变化时,应能稳定运行。其功率分配的误差应符合下列要求:

(1) 各发电机组所承担的有功功率与实际总有功负载按机组定额比例分配值之差,在发电机组额定功率不相同,应不超过最大发电机组额定有功功率的 $\pm 15\%$ 或最小发电机组额定有功功率的 $\pm 25\%$ (取其较小者);当发电机组额定功率相同时,则应不超过额定有功功率的 $\pm 15\%$ 。

(2) 各发电机组所承担的无功功率与实际总无功负载按机组定额比例分配值之差,在发电机组额定功率不相同,应不超过最大发电机组额定无功功率的 $\pm 10\%$ 或最小发电机组额定无功功率的 $\pm 25\%$ (取其较小者);当发电机组额定功率相同时,则应不超过额定无功功率的 $\pm 10\%$ 。

3.2.2 直流发电机组

3.2.2.1 直流发电机应采用复励式或带有自动电压调整器的发电机。

对于充电发电机或主要负载为照明的发电机可不作要求。

3.2.2.2 直流发电机的串励绕组应接于电枢的负极;发电机的电流表应接于正极。

3.2.2.3 直流发电机应在其控制屏上单独设置励磁变阻器。在发电机负载自空载至额定负载,电压在额定值的80%~105%范围内时,电压调整精确度应在额定电压的1%以内。励磁变阻器手轮顺时针方向旋转时,应为发电机电压升高,反之则为下降。

3.2.2.4 复励式直流发电机组在原动机正常速度特性及满载和额定转速情况下,复励式直流发电机热态时的电压负载特性应为:

当负载为满载时,发电机的电压偏差值应保证在额定电压的2.5%以内;当负载为20%时,其电压偏差值应在额定电压的1%以内,在20%负载至满载之间,电压负载特性的上升曲线和下降曲线的平均曲线值与额定电压的偏差应不大于4%。

额定功率小于50kW的复励式直流发电机组,亦应尽实际可能满足上述要求。

3.2.2.5 复励式直流发电机并联工作时, 采用的均压线截面积应不小于主回路线导线截面积的50%。

3.2.2.6 并联运行的直流发电机组, 当负载在总额定功率的20%~100%范围内变化时, 应能稳定运行, 且各台发电机实际承担的功率与总负载按发电机组额定功率比例分配的计算值之差, 当发电机组功率相同时, 应不超过发电机组额定功率的 $\pm 12\%$; 当最小发电机组的额定功率小于最大发电机组额定功率的50%时, 应不超过最大发电机组额定功率的 $\pm 12\%$ 或最小发电机组额定功率的 $\pm 25\%$, 且不应引起最小发电机组过载运行。

3.2.3 主机轴带发电机

3.2.3.1 对于不可换向的主机轴带发电机, 在主机转速变化范围内, 能通过机械、液压和电气调节装置使其电压波动符合本节3.2.1的有关规定, 频率变化符合本篇1.3.1.1的规定, 且当主机的转速小于设计转速变化范围的低限值时, 设有下列之一措施, 可允许用作船舶主电源。

- (1) 能使独立于主机的发电机组自动起动和自动供电;
- (2) 能使用作主电源的蓄电池组自动供电;
- (3) 能使临时应急电源用的蓄电池组自动供电, 且能在机舱和监控室(设有时)进行听觉和视觉报警。

3.2.3.2 作为主电源的主机轴带发电机的容量, 应符合本节3.1.2.1的有关规定。

3.2.3.3 当主机轴带发电机的输出电压、频率等随主机运行工况而导致不符合本节3.2.3.1的要求时, 该发电机只允许作为蓄电池的充电装置, 且应满足下列要求:

- (1) 主机轴带发电机应装有逆电流保护装置和过电流保护装置。
- (2) 当采用浮充电工况或在充电工况且负载接至蓄电池上时, 充电的最大电压应不超过任何连接设备的安全值。如设备不能在最大允许充电电压下运行时, 应装设电压调整器或其他电压控制装置。
- (3) 当主机轴带发电机用于浮充电工况时, 该发电机的容量应为蓄电池充电功率和接入负载功率的总和。

3.2.4 变电设备

3.2.4.1 若变压器构成本章3.1.2.1要求的主电源供电系统的必要部分时, 则其容量和台数应能在其中1台停止工作的情况下, 仍能保证向航行安全所要求的设备供电, 且最低舒适居住条件也应得到保证, 至少应包括照明及适当的炊事、食品冷冻、机械通风、卫生和淡水等设备供电。

当船舶按照本章 3.1.2.2 (1) 的规定设置电源时, 允许只设 1 台变电设备。

3.2.4.2 电力和照明变压器应采用双绕组式, 且绕组间无电气连接。

3.2.4.3 变压器一般应采用空气冷却的干式变压器; 当采用油浸式变压器时, 则应符合本篇第16章第3节的有关要求。

3.2.4.4 每一变压器均应具有外壳或等效的分隔, 以能形成一独立单元, 且其初级和次级侧均应设有独立的电路。

3.2.4.5 交流三相照明变压器, 在正常情况下, 其次级各相负载应尽可能平衡在各相额定电流的15%以内, 且各相电流不应超过其额定值。

3.2.4.6 变流机输出端的电压及频率的变化, 应满足本篇1.3.1.1的要求。

3.2.4.7 半导体变流器应安装在易于检修的处所。

3.2.4.8 若半导体变流器设有强迫冷却装置时, 则冷却装置应与变流器电源联锁或联动。只有在冷却装置工作时, 变流器方能投入运行, 当冷却装置工作失效时, 应能自动的分断变流器电源。

3.2.4.9 半导体变流器应能承受连接系统的过电压。

3.2.4.10 半导体变流器应设有过载和短路保护。

3.2.4.11 半导体变流器的电源变压器应符合本节3.2.4.2和3.2.4.3的规定。

第3节 接岸电或接其他外来电源

3.3.1 一般要求

3.3.1.1 若船上的电气设备由岸电或其他外来电源供电时，船上应设有岸电或外来电源供电的固定连接装置。其连接电缆应采用足够电流定额的耐油、滞燃护套的软性电缆。电缆的连接端头不应承受外力。

3.3.1.2 对于接岸电的船舶，应设有将船体与岸地(或围船上接地装置)相连接的设施。当配电系统为以船体作回路的直流系统时，须将岸电的负极接于船体。

3.3.1.3 对于驳船和符合本章3.1.2.3规定设置主电源的船舶，可采用船用插头插座接外来电源。

3.3.2 岸电箱

3.3.2.1 用作连接岸电或其他外来电源的岸电箱应具有下列设施：

- (1) 用于连接软电缆的合适的接线柱和将船体与地(岸地或零线)相连的接地接线柱；
- (2) 检查岸电或其他外来电源与船舶配电系统的相序(三相交流)或极性(直流)是否相符的装置；
- (3) 用于外来电源对船上电气设备供电时的过载和短路保护的断路器或多极联动开关加熔断器(仅适用于负载小于50kW)；
- (4) 标明型号、额定电压及频率(交流)的铭牌。

3.3.2.2 安装在室外的岸电箱的结构应具有不低于防护等级IP55的防护措施。

第4章 应急电源、临时应急电源

第1节 应急电源

4.1.1 一般要求

4.1.1.1 应急电源应选用独立的蓄电池组或发电机组。

4.1.1.2 应急电源应能在主电源失效时自动供电。在主配电板或机舱主机操纵台附近或机舱有人值班处所应设有标明应急电源正在供电的听觉和视觉信号，并附有消声装置。

4.1.1.3 当应急电源为发电机组时，在主电源失效的情况下，应急发电机组应能自动起动、自动投入电网供电。

应急发电机组的自动起动和自动投入电网供电的全过程应不超过 30s（起动次数不限制），自动起动失败和自动投入电网失败后，应发出听觉和视觉报警信号。

4.1.1.4 应急发电机组柴油机的冷机起动应符合本规范第2篇6.4.6.1的规定。

4.1.1.5 应急电源的容量必须保证在主电源失效时，应至少向本节4.1.4所述的应急负载同时供电1h。如需向应急消防泵供电时，则至少向应急消防泵供电3小时。若应急电源为蓄电池组时，该蓄电池组应能承载应急负载而不必充电，在整个供电期间蓄电池的电压变化应能保持在其额定电压的 $\pm 12\%$ 之内。

4.1.1.6 除驾驶室和集体救生设备的降落水域的舷外应急照明灯具外，在应急照明线路上不应设置开关。应急照明灯应有明显的红色标志，或在结构上与一般照明灯不同。

4.1.2 应急电源的设置

4.1.2.1 航行于急流航段且转舵扭矩大于 $16\text{kN}\cdot\text{m}$ 的船舶，应设置蓄电池组作应急电源。

4.1.2.2 转舵扭矩大于 $16\text{kN}\cdot\text{m}$ 的下列船舶应设置应急电源：

- (1) 通过三峡大坝的船舶；
- (2) 航行于三峡库区长江干流非急流航段的客船（包括 I 型客滚船、II 型客滚船、车客渡船）、油船、液化气体船、化学品液货船。

4.1.2.3 第I类客船（包括 I 型客滚船、II 型客滚船）应设置应急电源。

4.1.3 应急电源的安装

4.1.3.1 应急发电机组或应急蓄电池组及其配电装置应安装在干舷甲板或其以上甲板的舱室内，且该舱室应位于防撞舱壁以后、机炉舱以外的区域。

4.1.3.2 应急蓄电池组与应急配电板和充电装置不应安装在同一舱室内，但应尽量靠近。当主配电板所在处所发生火灾或其他事故时，不致妨碍应急配电板的功能。

4.1.3.3 应急发电机组应与应急配电板安装在同一舱室内。

4.1.4 应急电源供电范围

4.1.4.1 应急动力负载应特别考虑下列各项：

- (1) 操舵装置的动力及控制设备;
- (2) 供电给通信导航设备、应急照明负载等的变流机组 (若设有时);
- (3) 应急消防泵 (设有应急发电机组, 且应急消防泵为电力驱动时);
- (4) 应急消防泵安装处所的通风机 (设有应急发电机组, 且该处所通风为机械通风时)。

4.1.4.2 其他应急负载应特别考虑下列各项:

- (1) 下列处所的应急照明负载:
 - ① 主机操纵台的上方;
 - ② 主配电板及应急配电板的前后方;
 - ③ 机炉舱及其出入口处, 应急逃生出口处;
 - ④ 广播扩音设备及无线电设备安装处所;
 - ⑤ 所有服务及起居处所内的通道、梯道、出口;
 - ⑥ 通往集体救生设备存放处、登乘站、集合站的通道、梯道、出口;
 - ⑦ 集体救生设备的存放处及降落的水域、集合站、登乘站;
 - ⑧ 公共场所及超过 16 人的客舱;
 - ⑨ 舵机舱;
 - ⑩ 驾驶室;
 - ⑪ 机舱集中控制处所及机舱集中监视处所;
 - ⑫ 灭火控制室;
 - ⑬ 开式滚装/车辆处所、闭式滚装/车辆处所;
 - ⑭ 应急消防泵安装处所的照明。

(2) 下列设备的应急电源供电:

- ① 航行灯和信号灯;
- ② 传令钟;
- ③ 灭火剂释放预告报警装置;
- ④ 探火和失火报警系统、手动失火报警按钮装置;
- ⑤ 紧急 (集合) 报警装置;
- ⑥ 无线电通信设备。

第2节 临时应急电源

4.2.1 临时应急电源的设置

4.2.1.1 当按照本篇3.1.2.1或3.1.2.2 (2) 的规定设置主电源的船舶, 应至少设置一组蓄电池用作临时应急电源, 已设置蓄电池组作为应急电源的船舶除外。

4.2.1.2 临时应急电源 (蓄电池组) 在主电源失效时, 应能自动接入本节4.2.2.1所规定的设备, 且应能在整个供电期间保持其电压变化在额定电压的 $\pm 12\%$ 以内而不必再充电。

4.2.1.3 临时应急电源及其配电装置应安装在干舷甲板或其以上甲板的舱室内, 且该舱室应位于防撞舱壁以后、机炉舱以外的区域。

4.2.1.4 除驾驶室和集体救生设备的降落水域的舷外应急照明灯具外, 在临时应急照明线路上不应设置开关, 且临时应急照明灯应有明显的红色标志或其灯具在结构上与一般照明灯不同。

4.2.2 临时应急电源的供电范围

4.2.2.1 临时应急电源（蓄电池组）的容量应至少向下列（1）～（7）所列设备同时供电0.5h，并应同时向（8）所列设备供电1h：

- （1）临时应急照明；
- （2）紧急（集合）报警装置；
- （3）探火和失火报警装置、手动报警按钮装置；
- （4）机电设备故障监测报警系统；
- （5）船内通信系统；
- （6）操舵控制系统；
- （7）失控信号灯。
- （8）无线电通信设备。

4.2.2.2 临时应急照明的设置应特别考虑下列处所：

- （1）主机操纵台处；
- （2）主配电板（应急配电板）的前后方；
- （3）公共处所以及超过16人的客舱；
- （4）所有服务及起居处所内的通道、梯道、出口；
- （5）通往集体救生设备的存放处、登乘站、集合站的通道、梯道、出口；
- （6）机舱集中控制处所及集中监视处所；
- （7）驾驶室；
- （8）集体救生设备的存放处及降落水域、集合站、登乘站。

第5章 蓄电池

第1节 一般规定

5.1.1 一般要求

5.1.1.1 本章规定适用于固定安装的蓄电池，不适用于移动式蓄电池。

5.1.1.2 船用蓄电池可采用酸性铅板型或碱性镍板型或磷酸铁锂蓄电池。

5.1.1.3 蓄电池的设计和结构应保证在倾角 40° 时无电解液溢出，并应防止散发酸雾或碱雾。

5.1.1.4 蓄电池应能承受船舶的摇摆和振动。

5.1.2 蓄电池的容量

5.1.2.1 按照本篇3.1.2.2(1)、3.1.2.3、4.1.2及4.2.1.1的要求设置的蓄电池组，在规定的供电时间内，该蓄电池组的放电终止电压应至少为其标称电压的88%。

5.1.2.2 柴油机起动用蓄电池组的容量应符合本规范第2篇6.4.5.1的规定。起动用蓄电池组在放电间歇时间不大于15s，最后一次起动过程中该蓄电池组的放电终止电压应至少为其标称电压的50%。

5.1.3 蓄电池的布置和安装

5.1.3.1 柴油机起动用蓄电池组应尽可能靠近柴油机安装，以减小电压降。

5.1.3.2 蓄电池组的布置应便于更换、检测、充液和清理。在蓄电池组的上方应至少留有300mm的空间。

5.1.3.3 铅酸蓄电池和碱性蓄电池不应安装在同一舱室、箱或柜中。

5.1.3.4 蓄电池组应安装在不受高温、低温、水溅、蒸汽、其他损害其性能或加速其性能恶化影响的处所内。

5.1.3.5 每只蓄电池周围间隙必须大于20mm，并应用不吸潮、耐电解液腐蚀的绝缘材料楔隔、衬垫和固定。

5.1.3.6 蓄电池组的托盘、箱、架等内部结构，均应具有防止电解液腐蚀的防护措施，并应有防止漏出的电解液与船体接触的有效措施。

5.1.3.7 在布置蓄电池时，应考虑到各组蓄电池（组）充电装置的充电功率（充电功率为蓄电池标称电压值与最大充电电流值的乘积）：

(1) 充电功率大于2kW的蓄电池组应安装在专用的舱室内或安装在开敞甲板上的箱或柜中。

(2) 充电功率等于和小于2kW但大于0.2kW的蓄电池组可以安装在专用的箱、柜中或敞开安装在通风良好的机器处所内。如机舱通风良好，且在蓄电池组上方对落下物体有防护措施时，在机舱内可敞开安装蓄电池组。

(3) 充电功率等于和小于0.2kW的蓄电池组，可以敞开安装在通风良好的处所。

蓄电池组不应安放于起居处所内。如果充电时不会产生有害气体的气密蓄电池可以例外。

5.1.3.8 蓄电池专用舱室的门以及蓄电池的箱、柜的外面，应有明显的“严禁烟火”标志。

5.1.3.9 应急电源蓄电池组的安装位置应符合本篇4.1.3的有关规定。临时应急电源蓄电池组的安

装位置应满足本篇4.2.1.3的要求。

5.1.4 蓄电池的保护和充放电设备

5.1.4.1 蓄电池组(除柴油机起动蓄电池外)均应设有保护装置,其保护装置应符合本篇2.3.11的规定。

5.1.4.2 应急电源蓄电池组、临时应急电源蓄电池组及柴油机起动用蓄电池组等均应配有足够容量的、且设有逆电流保护的充电装置。该充电装置应能将蓄电池组从完全放电状态开始在不大于10h的时间内充至额定容量。

半导体充电设备应有抑制无线电干扰的措施。

5.1.4.3 当采用浮充电工况或充电时负载接至蓄电池上时,应符合本篇3.2.3.3(2)的规定。

5.1.4.4 蓄电池充放电箱(板)上应装设能指示充放电的电流表和电压表各1只,且电压表的刻度盘上应有一表示蓄电池允许放电低限值的明显标志。

第2节 蓄电池室的设备和通风

5.2.1 蓄电池室的设备

5.2.1.1 蓄电池的专用舱室、箱、柜内,除蓄电池外应避免安装电气设备。若必需安装时,则应符合本篇1.4.3.4的规定。

5.2.1.2 蓄电池室内应尽可能不穿越与其无关的电缆,若不可避免时,须穿管敷设或采取其他安全措施。

5.2.1.3 蓄电池的连接导线和接线端头应有防止电解液腐蚀的性能或措施。

5.2.1.4 蓄电池室的门应开向外走道。蓄电池室与其他舱室应作有效封闭,以防止有害气体窜入其他舱室。

5.2.2 通风

5.2.2.1 蓄电池室、箱、柜均应通风,以避免可燃气体聚集,其出风口在顶部,进风口在底部,并有防止水和火焰进入的措施,出风管应通至开敞处所且无点燃源处。

5.2.2.2 除本节5.2.2.4要求外,如果所需的换气量较小,出风管道能从蓄电池室、箱或柜的顶部直接向上通至开敞处所,而出风管的任何部分与铅垂线的夹角均不大于45°,则可采用自然通风。

5.2.2.3 采用自然通风时,出风管的截面积A应不小于:

(1) 透气型蓄电池:

$$A = \frac{50 \times U_n \times Q \times n}{1000} \quad \text{cm}^2$$

(2) 阀控型蓄电池:

$$A = \frac{20 \times U_n \times Q \times n}{1000} \quad \text{cm}^2$$

上述两式中: U_n —— 蓄电池标称电压, V;

Q —— 蓄电池容量, Ah;

n —— 蓄电池数量。

进风口的截面积应不小于出风管截面积。

5.2.2.4 蓄电池组的专用舱室、箱或柜,如果蓄电池组的总充电功率大于2kW时,则应设有机机械通风装置。机械通风的电动机的控制设备和开关应置于蓄电池室、箱或柜外的非危险处所。

5.2.2.5 装有透气型蓄电池组的专用舱室、箱或柜的机械通风装置的排气量 Q 应不小于:

$$Q=0.11In \quad \text{m}^3/\text{h}$$

式中： I ——产生气体期间的最大充电电流，但不小于充电设备能够输出的最大充电电流的25%，A；
 n ——蓄电池数量。

装有阀控型蓄电池组的专用舱室、箱或柜的机械通风装置的排气量可减少为透气型蓄电池通风装置的25%。

5.2.2.6 蓄电池室、箱、柜采用机械通风装置时，应有防止通风叶片偶然与机壳发生摩擦产生火花的措施。非金属的通风叶片应用抗静电材料制成。

第3节 磷酸铁锂电池船上应用的安全技术要求

5.3.1 适用范围

5.3.1.1 本节适用于船用磷酸铁锂电池及其电池管理系统（BMS）的设计、建造和检验。

5.3.1.2 磷酸铁锂电池系统可用于船用动力蓄电池、起动蓄电池和通用蓄电池。

5.3.1.3 磷酸铁锂电池应配备电池管理系统（BMS）。

5.3.1.4 磷酸铁锂电池充放电设备应满足本章第1节5.1.4条的相关要求，且应与BMS组合使用，并由其控制。

5.3.1.5 磷酸铁锂电池应安装在一个环境可控的蓄电池间（包括电池舱（室）、箱、柜）中；从电池使用寿命和效率考虑，建议磷酸铁锂电池长期工作温度为：充电 $0^{\circ}\text{C} \sim 45^{\circ}\text{C}$ ，放电 $-20^{\circ}\text{C} \sim 55^{\circ}\text{C}$ 。

5.3.2 定义和术语

5.3.2.1 除另有规定外，本节涉及到的磷酸铁锂电池基本定义和术语如下：

(1) 单体蓄电池（battery cell）：系指电池里面最小结构单元，直接将化学能转化为电能的基本单元装置，包括电极、隔膜、电解质、外壳和端子（又称极端）。

(2) 蓄电池模块（battery module）：系指将一个以上单体蓄电池按照串联、并联或串并混联方式组合，且只有一对正负极输出端子，并作为电源使用的组合体。

(3) 蓄电池组（battery pack）：系指由于电压或功率要求由一个或多个蓄电池模块串、并联而成。

(4) 电池管理系统（battery management system, BMS）：系指控制或管理电池系统电气或热性能的电子装置。

(5) 电池系统（battery system）：系指能量存储装置，包括电池单体或电池模块的集成、电池管理系统、高压电路、低压电路、冷却装置以及机械总成。

(6) 电池容量（Battery Capacity, C）：系指电池存储电量的大小。一般厂商提供的电池容量（室温下蓄电池以恒定电流 I_X (A)放电，可持续工作X小时）为额定电池容量。

(7) 室温(room temperature, RT)： $25^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$ 。

5.3.3 磷酸铁锂电池的布置与安装

5.3.3.1 磷酸铁锂电池在船舶上的布置和安装应满足本章第1节5.1.3.1、5.1.3.7、5.1.3.8和5.1.3.9的要求。

5.3.3.2 蓄电池组不应安放于起居处所内。

5.3.3.3 电池的布置应便于更换、检查、测试和清洁。

5.3.3.4 电池不应安装在受过热、过冷、溅水、蒸汽、其他损害其性能或加速其性能恶化影响的处所内。其安装不应因其滥用造成的着火、爆炸，而导致人员遭受危险和设备遭受损坏。

5.3.4 磷酸铁锂电池间的要求

5.3.4.1 电池间均采用机械通风或其他温度调节装置，以避免蓄电池周围环境温度过高，通风口应有防止水和火焰进入的措施。

5.3.4.2 电池舱（室）的门应开向开敞处所。

5.3.4.3 电池间内，不应安装与电池无关的热源设备。

5.3.4.4 电池舱（室）、箱、柜内，除电池系统外应避免安装电气设备。若必须安装时，应尽可能远离电池，且应将电气设备的发热量计入蓄电池间通风量的计算中。

5.3.4.5 电池舱（室）采用机械通风时，按厂家提供的方法进行机械通风计算，若厂家未提供计算方法，则按以下方法计算通风量。

通风量 q' 不应小于下式计算所得之值：

$$q' = k(nQ + Q_1) / (0.335\Delta t)$$

式中： Q ——单个电池模块工作时自身产生的发热量，W；

Q_1 ——其他热源发热量，W；

n ——电池模块总数；

Δt ——电池舱（室）与外面空气的最高温度差^①，℃；

k ——风扇裕量常数，实际选择时取1.5~2。

5.3.4.6 电池舱的消防应满足《内河船舶法定检验技术规则》的相关要求。

5.3.5 磷酸铁锂电池管理系统基本功能要求

5.3.5.1 BMS的设计和制造应满足本社相关规范，以及《电气电子设备型式认可试验指南》的有关规定。

5.3.5.2 BMS应对电池的充放电、单体电池间的均衡进行控制。

5.3.5.3 BMS应对单体电压、电池串联回路电流、单体温度、环境温度、电气绝缘电阻进行就地和远程监测。当偏离正常值时应能发出视觉和听觉报警。单体电压过高、单体温度过高时，电池系统应停止运行。

5.3.5.4 BMS应当具有显示电池荷电状态（SOC）、电池的能量流动监测（充电和放电过程）的功能。作为船舶推进用的动力电池的SOC在达到船舶正常操作所需要的最小电量时应当发出视觉和听觉报警信号。该报警信号的报警装置应与其他报警装置独立。

5.3.5.5 BMS应当具有电池的过流保护、过充、过放保护、过高温保护功能。过流时，应适当延时降低或断开负载；过高温保护应能将电池控制到安全状态，如采取通风、降功率、断开负载措施等。过高温保护应独立于其他温度指示、报警和控制功能部件。

5.3.5.6 BMS应具有自检功能。自检功能包括但不限于：保护功能故障、温度检测故障、蓄电池箱、柜通风故障、充电故障。当出现保护功能故障和温度检测故障时，电池系统应停止运行；当出现充电故障时，BMS应停止充电。以上故障均应当发出视觉和听觉报警信号。

5.3.5.7 BMS功能要求如表5.3.5.7所示。可能引起电池系统停止运行的电池故障（详见表5.3.5.7）应在其达到极限状态之前发出预报警。电池因故障停止运行时应能发出视觉和听觉报警信号。

BMS功能要求一览表

表5.3.5.7

监测参数	显示	报警	保护	相应保护动作
单体电压	√	√		进行均衡控制

^① 最高温度取船舶航行区域可能出现的最高环境温度，但不超过 45℃。

监测参数	显示	报警	保护	相应保护动作
电池串联回路电流	√	√		
单体温度	√	√	√	通风/停机
环境温度	√	√		
电气绝缘电阻	√	√		
剩余电池电量 (SOC)	√	√		
电池能量流动监测	√			
过流保护		√	√	降功率/停机
过充过放保护		√	√	断开充放电装置
过高温保护 (环境温度和单体温度)	√	√	√	通风/降功率/停机
保护功能故障		√	√	停机
温度检测故障		√	√	停机
蓄电池箱、柜通风故障		√		
充电故障		√	√	停止充电
电池单元间的电压不平衡		√	√	停机
电池因故障停止运行	√	√		

5.3.5.8 超过50kWh的电池系统应当配备独立的紧急关断功能，以便隔离电池。并满足下列要求：

- (1) 紧急关断功能应在驾驶室完成并同时发出视觉和听觉报警信号。
- (2) 紧急关断功能应由硬件电路执行，并且与控制、显示和报警功能隔离。

5.3.5.9 BMS应有信号输出接口，将报警信号传送到船舶经常有人值班的区域。

第6章 配电板和配电电器

第1节 配电板的结构和安装

6.1.1 结构

6.1.1.1 配电板的构架及面板应有足够的机械强度，在振动和倾斜情况下应不产生有害变形，配电板用的绝缘材料应具有滞燃性、耐潮性。

6.1.1.2 主配电板顶部应设有挡水板，总体的两侧面均应设有金属封闭板，前面应设有坚固的绝缘扶手，后面应设有水平安装的绝缘扶手。

6.1.1.3 电缆进入配电板处应有能防止漏水沿着电缆进入配电板内部的措施。装在机舱花钢板上的主配电板，底部须封闭或采取其他有效措施以防止主配电板底下油水的浸入。

6.1.1.4 主配电板和应急配电板的顶部防护等级应达到IP22的要求，其两侧应有不低于防护等级IP2X的防护措施。分配电板应具有符合本篇表1.4.2.3规定的防护等级。

6.1.2 安装

6.1.2.1 配电板应设置在易于到达、通风良好、无可燃性气体聚积的处所，特别应能避开水的进入和机械损伤的处所。

6.1.2.2 主配电板和应急配电板的后面和上方不应设置油柜，以及其他液体容器，当蒸汽、液体等压力管路必须通过时，其法兰接头应远离配电板，或采取可靠的防护措施。

6.1.2.3 主配电板和应急配电板前通道宽度应不小于0.8m，后通道宽度应不小于0.6m。如可在前面或侧面进行维修，则可不设后通道。

对主电源采用本篇3.1.2.3规定的船舶，若配电板安装处所具有便于操作和维修的空间时，可不按上述要求。

6.1.2.4 主配电板和应急配电板前后应铺有防滑和耐油的绝缘垫或绝缘处理过的木格栅。工作电压小于50V的可免设。

6.1.2.5 主配电板总宽度等于或大于4m时，除安装在机舱集控室内的主配电板外，其后通道两侧应装有带锁的金属制成的出入门。若主配电板具有后封闭板则可不按此要求。

6.1.2.6 主配电板相对于发电机组的位置，应尽可能具有正常供电的完整性，且便于观察和操作，使其只有在同一处所发生火灾或其他事故才会受到影响。主配电板若设置在机舱集控室内，不视作配电板与发电机隔开。

6.1.2.7 在主配电板和应急配电板附近应设有电路原理图。

第2节 配电电器

6.2.1 一般要求

6.2.1.1 安装在配电板上的断路器、开关、指示灯、按钮、操作手柄和手轮、仪表测量用的转换开关等均应有标明其用途和操作位置的耐久标志。并且应标明每个电路的用途、过载保护装置的定额或其相应整定值的耐久标志,这些标志应设在该保护装置的所在位置。电气设备的铭牌应以滞燃材料制成。

6.2.1.2 安装在配电板面板上的发电机主开关操作手柄及控制按钮,一般需高于配电板底部0.8m;对其他电气设备的操作手柄,一般需高于配电板底部0.3m。

6.2.1.3 在工作电压大于50V的配电板背面安装的电气设备及元器件,应不超过配电板的背面。

6.2.1.4 若工作电压大于50V的配电板或配电箱的面板上装有电气设备,其活动面板与构架之间应通过专用接地柱进行良好的电气连接。

6.2.1.5 当主配电板每屏设有照明灯具时,发电机控制屏的照明电源应由本身发电机经独立熔断器不通过主开关直接供电,其他配电屏照明电源可由汇流排经独立熔断器供电。

6.2.1.6 若主配电板安装处所有应急电源或临时应急电源供电的足够的照明灯时,则板面照明灯允许设在板外,并允许由汇流排或者由相近的照明分电箱供电。

6.2.1.7 并联运行的交流发电机组应在发电机控制屏上设有对原动机的转速在额定转速的 $\pm 10\%$ 范围内进行遥控的调速装置,并在原动机上设有执行机构。

6.2.1.8 直流发电机的控制屏上应设有充磁装置,充磁电源一般应取自蓄电池。

6.2.1.9 对需并联运行的交流发电机组,不论采用何种方式进行并联(如自动、手动)均应设有手动同步装置。

6.2.1.10 对地绝缘的配电系统,应在主配电板和应急配电板上设有满足本篇2.1.1.3(2)要求的监测系统绝缘电阻的监测装置。

6.2.1.11 发电机控制屏应设有指示发电机主开关接通与分断的指示灯,在配电板上应设有岸电供电的指示灯。

6.2.1.12 主配电板上应设有船电与岸电供电的联锁装置。

6.2.1.13 不同电流种类和不同电压等级的电气设备应尽量不安装在同一配电板内。如不可避免时,应采取隔离措施。

6.2.2 测量仪表

6.2.2.1 安装在配电板上的测量仪表的精确度等级应按仪表用途及安装条件进行选择,但应不低于1.5级。

6.2.2.2 电压表的上量限应约为该线路额定电压的120%;电流表的上量限应约为该线路中额定电流的130%。

6.2.2.3 电压互感器和电流互感器的次级绕组应可靠接地。与测量仪表配套使用的电压和电流互感器应满足测量仪表所需精确度等级。电流互感器次级回路在通过转换开关转换过程中应保证处于短路状态。

6.2.2.4 功率表的上量限应约为该线路额定功率的120%,供并联运行的直流发电机用的电流表和供并联运行的交流发电机用的功率表,应能分别指示出-15%的额定电流或额定功率。

6.2.2.5 频率表应具有 $\pm 10\%$ 额定频率的刻度。

6.2.2.6 在电压表、电流表及功率表的刻度盘上应有表示相应额定值的明显标志。

6.2.2.7 发电机控制屏应至少按表6.2.2.7的要求设置测量仪表。

发电机控制屏测量仪表

表 6.2.2.7

发电机种类	运行状态	仪表名称	每台发电机配备 仪表数量（个）	备 注
直流	单机运行	电流表	1	接于正极
		电压表	1	
	并联运行	电流表	1	接于正极
		电压表	1	可通过转换开关能分别测量发电机和 汇流排电压
交流	单机运行	电流表	1	可通过转换开关能分别测量各相（线） 电流
		电压表	1	可通过转换开关能分别测量各相（线） 电压
		功率表	1	发电机额定功率小于 50kW 时可免装
		频率表	1	
	并联运行	电流表	1	同单机要求
		电压表	1	可通过转换开关能分别测量发电机各 相（线）电压和汇流排电压
		功率表	1	
		频率表	1	
		整步表	1	各发电机共用一个

6.2.2.8 主配电板上应考虑设置能测量大容量负载的电流表。

6.2.3 断路器和开关

6.2.3.1 断路器和开关应符合本节的规定。本节未作规定者，则应符合本社接受的有关标准。

6.2.3.2 断路器和开关装置的选择不仅应根据环境条件、额定电压、电流，还应考虑其耐热性能和机械强度，以及短路时的通断能力。

6.2.3.3 断路器和开关应能使其处于“分断”位置时不致由于意外的运动而导致电路闭合。

6.2.3.4 用于发电机的断路器的过电流脱扣器以及自动卸载电器的整定值应可调。

6.2.3.5 由伺服电动机或电磁机构驱动的断路器，应有手动操纵机构，以便在驱动装置发生故障后使用，并应能在板前进行操纵。

6.2.3.6 断路器应有标明其额定电压、过电流脱扣器额定电流及其整定值等的耐久标志。

6.2.4 熔断器

6.2.4.1 配电板上熔断器的选择应符合本节的规定。本节未作规定者，则应符合本社接受的有关标准。

6.2.4.2 熔断器应为封闭式，其结构应于熔体熔断时，外壳不会破裂或损坏，熔化的金属或者所发散的气体应不损坏邻近的绝缘。

6.2.4.3 熔断器应便于更换其备件，而不致在取下或装上熔断器时发生触电或烧伤的危险。

6.2.4.4 熔断器在额定电流下长期工作时，其电缆连接端头的温度不应超过所连接电缆的允许最高工作温度。

6.2.4.5 熔断器应有标明其额定电压、额定电流、额定分断能力等的耐久标志。

6.2.4.6 额定电流等于或大于100A的管式熔断器应备有专用绝缘手柄取下和装上熔断器的工具。

6.2.5 汇流排

6.2.5.1 汇流排及其连接件应为电解铜或铜包复的铝合金材料制成，汇流排连接处应作防腐蚀和氧化的处理，汇流排的最大允许温升为45K。

6.2.5.2 汇流排及支承件的安装应保证在短路时，能承受最大短路电流引起的热效应和电动力而不致损坏。

6.2.5.3 汇流排的油漆颜色一般应符合下列规定：

(1) 直流汇流排及裸线：

正极.....红色；

负极.....蓝色；

接地线.....绿色和黄色间隔。

均压汇流排的颜色应与引出极的颜色相同，再涂以白圈以资区别。

(2) 交流汇流排及裸线：

第1相.....绿色；

第2相.....黄色；

第3相.....褐色或紫色；

接地线.....绿色和黄色间隔；

中性线.....浅蓝色。

6.2.5.4 配电板内汇流排的安装排列次序应符合表6.2.5.4的规定(配电板正视方向为准)。

汇流排相序或极性安装排列

表 6.2.5.4

汇流排	相序或极性	汇流排安装的相互位置			附图
		垂直布置	水平布置	引下线	
交流	第1相	上	前	左	 配电板正视方向示意图
	第2相	中	中	中	
	第3相	下	后	右	
直流	正极	上	前	左	
	均压极	中	中	中	
	负极	下	后	右	

注：交流中性线汇流排放放在适当的位置。

6.2.5.5 三相四线系统的中性线截面积及中性线汇流排截面积一般应与相线截面积相同；或者至少应为相线截面积的一半。均压汇流排的载流能力，应不小于电站中最大发电机额定电流的50%。

6.2.5.6 主配电板和应急配电板不同极(相)间的裸主汇流排(不包括主汇流排至引出线之间的导体)，应具有如表6.2.5.6所列的最小电气间隙和最小爬电距离。

最小电气间隙和爬电距离

表 6.2.5.6

额定工作电压（V）	最小电气间隙（mm）	最小爬电距离（mm）
250 及以下	15	20
251~690	20	25
691~1000	25	35

6.2.6 试验

6.2.6.1 配电板应在制造厂进行下列试验：

(1) 温升试验

在规定的负载电流下进行（参照 GB/T 11634）。

(2) 效用试验；

检查配电板上的仪表、配电电器的效能。

(3) 耐电压试验；

耐电压试验应按表 6.2.6.1（3）规定的电压进行。

试验电压

表 6.2.6.1（3）

额定电压（V）	试验电压（V）
$U_n \leq 60$	1000
$60 < U_n \leq 300$	2000
$300 < U_n \leq 690$	2500
$690 < U_n \leq 800$	3000
$800 < U_n \leq 1000$	3500
$1000 < U_n \leq 1500$ ①	3500

注：① 仅指直流。

② 在进行耐电压试验时，半导体器件应拆除，同时允许不接测量仪表、电容器、指示灯等附属设备。

③ 耐电压试验应在所有带电部分与机壳间和各相（或极）相互之间进行。

(4) 在温升和耐电压试验之后，应立即用至少 500V 的直流高阻计测量其所有载流部分对地以及载流部分的极间或相间的绝缘电阻，其值应不低于 1MΩ。

第7章 电力拖动装置

第1节 一般规定

7.1.1 电力拖动装置的供电

7.1.1.1 电力拖动装置的供电应符合本篇第2章的有关规定。

7.1.1.2 额定功率等于或大于1kW的电动机(生活、维修设备除外), 均应由独立的最后分路供电。

7.1.2 电动机及其控制装置

7.1.2.1 应设有电源控制装置, 此装置应能切断电动机及其控制线路(包括断路器)的电源。

7.1.2.2 应设有运转指示装置。

7.1.2.3 每台电动机应设有独立的起动和停止控制装置, 其位置一般在电动机旁, 且便于操纵。

7.1.2.4 如果采用公共控制系统(即以一套控制装置逐个起动多台电动机)时, 此系统中每台电动机均须配备欠电压保护、过电流保护、切断设施和运转指示装置, 其有效程度不应低于每台电动机单独使用一套控制装置时的要求。若控制系统属于自动类型, 则应另备适当的手动操作设施。

7.1.2.5 当电力拖动装置设计有自动控制时, 应另有一套手动控制装置。

7.1.2.6 可逆运行的电动机应设有正反转的联锁装置。

7.1.2.7 控制设备的操作手轮或手柄, 当顺时针转动或向后时, 应为“加速”、“上升”、“起锚”、“收缆”等等; 反之应为“减速”、“下降”、“抛锚”、“放缆”等。

7.1.2.8 电动甲板机械的电磁制动器, 应附有人工释放装置。

7.1.2.9 电动机及其控制装置的防护等级应符合本篇表1.4.2.3的有关规定。

7.1.2.10 电动机的馈电线路保护应符合本篇2.3.5.1和2.3.5.2的有关规定。

7.1.2.11 电动机的欠电压、过载及短路等保护应符合本篇2.3.6的有关规定。

7.1.2.12 船舶机舱电动辅机若按机舱自动化要求设计时, 应符合本规范第4篇的有关规定。

7.1.3 电动机的安装

7.1.3.1 卧式电动机的转轴应尽可能与船舶纵中剖面平行安装, 立式电动机的转轴应与船舶水线面垂直安装。

7.1.3.2 电动机的联轴器及皮带或链轮等传动部分, 必须装有可拆的防护罩, 以防止偶然触及。

7.1.3.3 电动机及其控制装置的安装应留有适当的空间, 以便维修和操作。

7.1.3.4 机舱辅机的电动机应安装在花钢板以上。

第2节 操舵装置的电动机及其控制

7.2.1 操舵装置的电动机

7.2.1.1 操舵装置电动机的配备等, 应符合本规范第2篇第9章的有关规定。

7.2.1.2 操舵装置的电动机应为连续工作制。

7.2.2 操舵装置的控制

7.2.2.1 操舵装置的电动机应设有短路和欠电压保护装置,不应设置过载保护装置。

7.2.2.2 工作电动机及其控制装置,在电源失电后又恢复供电时,应能自动地恢复工作(只设单台电动机者除外)。

7.2.2.3 当舵机室能操舵时,在舵机室内应设置转换驾驶室或舵机室操舵的转换开关。

7.2.2.4 设有电动操舵装置且设有互为备用的2套(或2套以上)电动机的船舶,在2套(或2套以上)控制装置之间,应设有互为联锁的装置。

7.2.2.5 电动操舵装置及由电磁阀控制的电动液压操舵装置应设有舵位限制装置。

7.2.3 操舵装置的应急电动机及其控制装置

7.2.3.1 当操舵装置的工作电动机及其控制装置发生故障时,操舵装置的应急电动机及其控制装置应能自动投入工作。

7.2.3.2 操舵装置的电动机控制装置与应急电动机控制装置,应互为联锁。

7.2.3.3 操舵装置的应急电动机应保证在1h的应急供电时间内能有效地运行。

7.2.3.4 操舵装置的应急电动机馈电分路,应设有短路保护而不应设置过载保护。

7.2.4 操舵装置的报警信号

7.2.4.1 任一操舵装置的电源发生故障时,应在驾驶室和机舱发出视觉和听觉报警。

7.2.4.2 任一操舵装置的电动机过载时,应在驾驶室发出视觉和听觉报警。其过载值应不大于电动机工作电流最大允许值。

7.2.4.3 每一舵机工作油箱在液位低时,应在驾驶室和机舱发出视觉和听觉报警。

7.2.5 舵角指示装置

7.2.5.1 驾驶室应至少设置一台舵角指示装置。且应在任何操舵状态下,能保证正确的舵角指示。

7.2.5.2 舵角指示装置应由助航分配电板设独立分路供电。

7.2.5.3 舵角指示装置与实际舵角的误差精度应符合第2篇9.1.15的规定。

7.2.5.4 驾驶室的舵角指示装置应有亮度可调的照明灯或夜光刻度。

第3节 锚机、绞缆机的电动机及其控制

7.3.1 锚机、绞缆机的电动机

7.3.1.1 当电动机功率大于或等于10kW时,其控制器上应设有监视其工作的电流表,且应有适当的照明或亮度。

7.3.1.2 锚机和绞缆机的电动机应设有电磁制动装置。

7.3.1.3 锚机和绞缆机的电动机,如技术条件中未作特殊要求时,其工作定额应不小于30min。

7.3.2 锚机和绞缆机的电动机的控制装置

7.3.2.1 锚机和绞缆机的电动机的控制装置应设置零位保护。

7.3.2.2 当交流三速锚机电动机的高速挡用过流继电器作过载保护时,其电流整定值可取高速挡

额定电流的1.1~1.25倍。

7.3.2.3 直流锚机电动机用负载继电器作过载保护时，其整定值可取2~2.5倍额定电流，且当电流降低至额定电流时，应能自动复位。

第4节 其他辅机的电动机及其控制

7.4.1 Z型推进装置回转系统

7.4.1.1 每台Z型推进装置若设有两套互为备用的回转系统的电动机及其控制系统，每台电动机仍应由主配电板敷设独立的馈电线供电。两套电动机的控制装置之间亦应电气联锁。

7.4.1.2 回转电动机及其控制系统应符合本章7.2.1、7.2.2的有关规定。

7.4.1.3 回转电动机及其控制装置应设有控制装置电源故障和过载的听觉和视觉报警装置，且应符合本章7.2.4的有关规定。

7.4.2 起艇机

7.4.2.1 起艇机的电动机控制装置应与其手动操作装置联锁。当使用手动操作装置时，应能自动切断电动机控制装置的电源；当使用电动机控制装置时，应便于观察艇位。

7.4.2.2 起艇机电动机的制动装置应与手动制动器联锁。当使用手动制动器时，应能自动切断电源。

7.4.2.3 应设有当艇复至原位时的限位开关。

7.4.3 通风机

7.4.3.1 至少应设有两个能切断全部机舱风机的电动机及其控制装置电源的总控制装置，其中之一必须设置在主甲板上的机舱出口处外面。

7.4.3.2 客船除满足本节7.4.3.1及7.4.3.4的要求外，还应设置两个尽量远离的电源总控制装置，其中任何一个均能切断其他所有动力通风电动机及其控制装置的电源。

7.4.3.3 蓄电池室的风机的电动机及其控制装置应符合本篇第5章第2节的有关规定。

7.4.3.4 用于货物处所的动力通风电动机，应能在该处所外面的一个安全、便于操作的地点关停。

7.4.3.5 厨房排气管道的抽风机应能在厨房内予以关停。

7.4.4 燃油锅炉

7.4.4.1 燃油锅炉的自动控制装置应设有故障报警装置。

7.4.5 制冷装置

7.4.5.1 冷藏船制冷装置的压缩机、通风机及冷藏舱风机等电动机的应急控制设备均应设置于舱外适当处所。

7.4.6 燃油泵及燃油分离器

7.4.6.1 燃油泵及燃油分离器的控制应满足本规范第2篇第4章4.2.4条的相关要求。

7.4.7 货油泵

7.4.7.1 油船货油泵的电动机的控制装置应在泵舱以外的适当位置设置紧急切断装置。

第8章 照明、电热器具

第1节 照明

8.1.1 一般要求

8.1.1.1 主照明系统应向全船供旅客和船员容易到达和使用的全部处所和空间提供充分的照明，并应由主电源供电。

8.1.1.2 照明电路的供电应满足本篇第2章第4节的有关要求及本节的规定。

照明电路的保护应符合本篇 2.3.8 的规定。

船上各种处所所安装的照明灯具及附件应具有本篇表 1.4.2.3 的防护等级。

8.1.1.3 安装在货舱、外走道及其他易受机械损伤处所的灯具应具有坚固的保护栅。

安装在振动较大处所的灯具应采取减振措施。

直接固定在木板或其他可燃材料上的灯具应采取防火隔热措施。

8.1.1.4 专用蓄电池室、油漆间、冷藏舱、消防设备控制站、行李舱、邮件舱、粮食舱及其他类似舱室的照明开关不应设置在室内。

在行李舱、邮件舱、粮食舱、冷藏舱的照明开关处，应装有接通指示灯。

8.1.1.5 潮湿处所及有爆炸危险处所，其照明开关应能切断电源的所有绝缘极。

8.1.1.6 对于影响夜间航行安全的照明（如露天甲板及外走道的照明）应由驾驶室集中控制或采取相应措施使之不影响安全航行。

8.1.1.7 荧光灯灯具及附件不应安装在有高温的外表面上。

8.1.1.8 机舱、舵机舱、冷藏舱、轴隧及主配电板后面等主要检修处所，应设有安全电压插座。

8.1.1.9 若有爆炸危险处所采用隔舱照明时，照明窗的结构应坚固及气密，并设有防止机械损伤的保护栅。

8.1.2 照明电路的供电及控制

8.1.2.1 照明分配电板每一容量大于16A的最后分路的供电灯点应不超过1个。每一容量小于或等于16A的最后分路的供电灯点数(包括风扇、电钻及容量不大于100W的小型日用电器、插座^①等)应不超过下列数目：

(1) 50V 及 50V 以下的电路.....10 点；

(2) 51V 至 120V 的电路.....14 点；

(3) 121V 至 250V 的电路.....24 点。

照明电路的最后分路不应向电热及电力设备供电，但对于小型的厨房设备(如面包片烘烤器、小搅拌机、咖啡壶)、小型的电动机(如台扇、舱室电扇、电冰箱)、衣橱加热器和类似用具可以除外。

8.1.2.2 床头灯、镜灯、壁灯、彩灯、电标志灯等灯点的分路，若其最大工作电流不超过10A时，则可不受本节8.1.2.1规定的灯点数目的限制。

8.1.2.3 容量为300W及300W以上的工作灯、探照灯等照明灯具，均应由分配电板的独立分路供电。

^①对于多位连体舱室插座，每一插位应计入1个灯点。

8.1.2.4 机舱、泵舱、舵机舱、通道(包括出入口)、通向艇甲板的梯道、公共处所及客船上超过16人的客舱的照明,应至少有两个最后分路供电。当其中一路不能供电时,另一路仍能保持上述处所必要的照明。机舱、泵舱各路灯点应交错布置。

8.1.2.5 机器处所若采用荧光灯照明,除应满足本节8.1.2.4的要求外,各分路应由不同的相(线)供电。

8.1.2.6 货舱内固定照明应由专用照明控制板(箱)控制,每一货舱的照明应由独立的分路供电,每一分路除应设有能切断所有绝缘极的开关和熔断器外,必须装有电源接通指示灯,控制板(箱)应安装在货舱以外的适当位置。

8.1.2.7 采用船体作导电回路的配电系统,从照明分配电板引出的每一分路应采用双芯电缆,并将所接地的一极通过分配电板的汇流排进行总的接地。

8.1.3 可携式照明

8.1.3.1 有爆炸危险的处所内不应使用电缆供电的可携式照明灯。应按其处所要求采用带有自给式蓄电池的本质安全型、隔爆型、增安型、正压型的可携式灯具。

8.1.3.2 除本节8.1.3.1规定以外的可携式灯具应有坚固的保护栅,且应能使操作者无触电危险,还应选用下列之一方式:

- (1) 用供电电缆的连续接地线接地;
- (2) 双重绝缘或加强绝缘;
- (3) 用不大于 50V 的电压供电;
- (4) 由只对一盏灯具供电的隔离变压器供电。

8.1.4 照明灯具及附件

8.1.4.1 照明灯具结构应保证在最不利条件下的工作温度不超过可选电缆的许用温度。

8.1.4.2 荧光灯应有防护外罩,其所属附件(如镇流器、电容等)应在结构上与灯具连在一起。

8.1.4.3 高压气体放电灯、强光灯、工作灯等灯具结构应坚固、耐振动。

高压气体放电灯的高压触发装置应安装在金属箱内,金属箱及灯具的金属外壳应可靠接地。并应设置提醒人们注意的“高压危险”的警告标志。

8.1.4.4 不同电压等级的插头、插座,其结构形式应有明显的区别。

8.1.5 应急照明

8.1.5.1 应急照明、临时应急照明应符合本篇第4章的有关规定。

8.1.5.2 主照明系统和应急照明系统各自的电源、相关的变换设备(设有时)、主和应急配电板和照明配电板(不包括区配电板和分配电板)不应安装在同一处所内,以使设有这些设备的任一处所发生火灾或其他事故时,两系统不致同时失效。

8.1.5.3 客船(客渡船除外)、I型客滚船、II型客滚船、船长50m及以上的餐饮趸船均应在包括梯道和出口在内的脱险通道全线(包括拐弯和叉路口)距甲板高度不超过0.3m处,应设置本社接受的标准的灯光或光致发光条显示标志。该显示标志应使乘客能辨认出整个脱险通道出口。

若采用灯光,则应由应急电源或临时应急电源供电。

8.1.5.4 I型客滚船的附加应急照明的设置应符合本篇17.2.8的规定;餐饮趸船的临时急照明的设置应符合本篇16.5.3的规定。

第2节 电热器具

8.2.1 一般要求

8.2.1.1 每个具有成套装置的电热器和电炊设备，均应由相应的分配电板设独立馈电线供电，并应由固定安装的能切断所有绝缘极的多极联动开关进行控制。若电热器和电炊设备通过插座连接时，多极控制开关应安装在插座之前或者选用带开关联锁插座。

8.2.1.2 电热器和电炊设备的安装应保证对甲板、舱壁或其他周围的物品不致产生过热和火灾的危险。禁止使用加热元件外露的电热器和电炊设备。

8.2.1.3 在有可燃性气体和尘埃积聚的处所，不得装设电热器和电炊设备。

8.2.2 电取暖器

8.2.2.1 所有电取暖器必须固定安装，并应满足本节8.2.1的有关规定。

8.2.2.2 电取暖器的结构、防护和安装应使得衣服和易燃物品与之接触时不会引起火灾。其顶部结构应使物品不可能在其上搁置。

8.2.2.3 当电取暖器的温度超过允许极限时应能自动切断电源。

8.2.2.4 当电取暖器安装在舱壁衬板里面时，应用不燃材料制成的护板分隔以防止热量在衬板里层积聚。

电取暖器后面与舱壁之间应至少留有 25mm 的自由空间，以使舱壁不致过热和供空气循环流通。

8.2.3 厨房电炊设备

8.2.3.1 厨房电炊设备应有坚固的防护罩，电炊设备及电缆应固定安装。

对可移动的电炊设备应符合本节 8.2.1 的有关规定。

8.2.3.2 电炊设备的结构应保证当有液体或食品溢出时，不致损坏绝缘和发生短路。

第9章 航行灯、信号灯

第1节 一般规定

9.1.1 航行灯、信号灯的一般要求

9.1.1.1 航行灯、信号灯的设置、安装应符合《内河船舶法定检验技术规则》第5篇第7章的有关规定。

9.1.1.2 航行灯、信号灯的防护等级至少应为IP55。

第2节 航行灯、信号灯、闪光灯及其控制

9.2.1 航行灯

9.2.1.1 航行灯控制箱应设在驾驶室内易于接近之处。

9.2.1.2 每只航行灯均应由航行灯控制箱引出的独立分路供电，且应设有每只航行灯发生故障的听觉和视觉报警信号装置。

9.2.1.3 每只航行灯(在控制箱上)应设有单独的控制开关、熔断器进行控制和保护。并应设有相应铭牌或标志。

9.2.1.4 航行灯控制箱的供电应符合本篇2.4.2.3的有关规定。

9.2.1.5 航行灯控制箱上应设有两路电源的转换开关，其转换开关亦可在驾驶室的适当位置设置；并应设有航行灯控制箱电源故障的听觉和视觉报警。

9.2.2 信号灯、闪光灯

9.2.2.1 每只信号灯应由设在驾驶室的信号灯控制箱引出的独立分路进行控制和保护。信号灯控制箱上应设有颜色与信号灯一致的工作指示灯（该指示灯可兼作每只信号灯故障报警视觉信号）。

9.2.2.2 闪光灯控制箱应装于驾驶室内，其箱上应设有电源指示灯和工作指示灯。

闪光灯的电源指示灯和工作指示灯应设置在面对驾驶员便于观察的位置。

闪光灯应设有自动控制装置。当自动控制装置失效时，应能手动控制。

9.2.2.3 对驳船、非自航工程船、趸船等其他无驾驶室的船舶，其信号灯控制箱可设置在值班室或便于管理的场所。

第10章 船内通信、扩音（广播）系统及信号报警装置

第1节 一般规定

10.1.1 一般要求

10.1.1.1 不同用途的音响信号应具有不同的音色。

10.1.1.2 在机舱等噪声较大的舱室或处所的报警装置，应具有视觉和听觉报警信号，其听觉报警信号至少应高于背景噪音10dB以上。

10.1.1.3 各种自动听觉和视觉报警装置均应设有消音、测试等装置。

10.1.1.4 船内通信、信号报警装置，若有多台设备并联工作，当其中任1台设备发生故障或切除时，应不影响其余设备的正常工作。

第2节 船内通信、扩音（广播）系统

10.2.1 传令钟

10.2.1.1 船内通信若采用灯光传令钟、（直流或交流）电动传令钟应符合下列规定：

(1) 发信器和收信器应具有双向功能，以满足发信器发出的信号在收信器上的显示，由收信器发出的信号应同样应立即在发信器上显示。

(2) 发信器和收信器均应配备听觉呼叫信号发生器，该信号发生器应维持自发送命令开始直至得到正确回令为止，该听觉信号应在驾驶室和机舱内任何位置均能听到。

(3) 发信器和收信器的数量应按驾驶操机部位和主机的台数确定，设有一台主机时可采用单联单主机；设有两台主机时可采用单联双主机或双联双主机。

(4) 若采用灯光传令钟时其发信器上的灯光的亮度应为可调。

10.2.1.2 若需在多个操机位置分别设有发信器，则各发信器之间应设有机械或电气联动装置；以满足收信器的回令在多个位置上的发信器同时显示；若通过转换开关对发信器进行有选择性的操机，则应设有那个控制位置正在使用的附加指示。

10.2.1.3 传令钟应由独立最后分路供电，并在驾驶室内设有失电的听觉和视觉报警器。

10.2.2 指挥电话

10.2.2.1 下列处所之间若以电话为主要通信工具时，则应为声力电话或蓄电池供电的电话：

- (1) 驾驶室——舵机室（舵机室能操舵时）；
- (2) 驾驶室——机舱；
- (3) 驾驶室——监视室或监控室（若船舶设有时）；
- (4) 驾驶室——消防集中控制室（若船舶设有时）。

上述（1）（2）应为直通电话。但如果任何时候均能保证驾驶室能进行插入忙线通话，则可采用一共用电话系统。

10.2.2.2 安装在机舱等噪音较大的舱室或处所的电话，若影响通话时，则应采用适当的隔音措施（如装设在隔音室或隔音罩内）。

10.2.3 扩音（广播）系统

10.2.3.1 自航船舶均应在驾驶室设有对外联络的扩音装置。

扩音装置应有足够的功率（至少为 25W），以便使该船驾驶员的指令有效地传至附近的他船；对推（拖）船，驾驶室的命令能有效地传至整个船队。

10.2.3.2 客船应设有在驾驶室和消防控制站（设有时）发出广播信息的广播系统。

10.2.3.3 长途客船的广播系统应能按不同的信息分别对船员及旅客广播，亦可对船员和旅客同时广播；当客舱的扬声器被关闭时，应能强迫广播（传令）。

10.2.3.4 广播系统的扬声器应至少在下列处所设置：

- (1) 船员居住的舱室、通常有人的工作处所；
- (2) 旅客起居处所、公共处所。

10.2.3.5 广播系统如用来发出通用报警信号，则应满足下列要求：

- (1) 满足本章 10.3.1 的要求；
- (2) 至少设置两个放大器，并单独供电；
- (3) 扬声器电路应布置成即使一个放大器或一个扬声器电路发生故障，仍能维持报警信号的发送，但其强度可以有所减弱；
- (4) 当扬声器由内置音量控制器控制时，在发出报警信号时，音量控制应自动失效；
- (5) 能随时发出清晰的报警信号，其他同时发送的信号应自动中断；
- (6) 每一扬声器应设置独立的短路保护。

第3节 信号报警装置

10.3.1 紧急(集合)报警装置

10.3.1.1 自航船舶应设有单向发信的通用报警器，其布置应能在全船所有起居处所、通常船员工作处所及对客船还应包括开敞甲板上均能听到该报警信号。

对主电源符合本篇 3.1.2.3 规定的船舶可免除此要求。

10.3.1.2 紧急(集合)报警装置应由驾驶室和消防控制站（设有时）集中控制，并应在任何状态下均能报警。其报警信号应能维持到人为将其关闭或由于公共广播系统工作而暂时中断。

10.3.1.3 长途客船应设有旅客紧急(集合)报警装置和船员紧急(集合)报警装置。两组装置的音响应有区别。

10.3.1.4 报警信号的音响应至少高出背景噪音10dB。

10.3.1.5 无线电室和广播室只应设红色警灯。

10.3.1.6 机舱和监控(监视)室应同时设有警灯和警铃。

10.3.2 探火和失火报警装置

10.3.2.1 探火和失火报警装置的设置应符合《内河船舶法定检验技术规则》的有关规定。

10.3.3 灭火剂释放预告报警

10.3.3.1 灭火剂释放预告报警的设置应符合《内河船舶法定检验技术规则》的有关规定。

10.3.4 冷藏舱报警装置

10.3.4.1 若冷藏货舱和伙食冷藏库等冷藏处所的门不能从其内部开启时，则应在该冷藏处所内部

设有误关报警装置，并将其报警信号传送至通常有人的处所。

10.3.5 其他报警装置

10.3.5.1 主机、辅机、轴系的油压、水温等报警装置的设置，应符合第2篇的有关规定。

第 11 章 电 缆

第 1 节 电缆的选择

11.1.1 一般要求

11.1.1.1 船舶应采用符合国家船用标准或本社接受标准的电缆（电线）。

11.1.1.2 应根据敷设处所的环境条件、敷设方式、电流定额、工作定额、需用系数和允许电压降等因素确定电缆的型号和规格。

11.1.1.3 任何电缆的额定电压应不低于它所在电路的额定电压。

11.1.2 电缆的绝缘材料

11.1.2.1 绝缘材料的最高工作温度应至少比电缆安装场所可能存在或产生的最高环境温度高 10℃ 以上。

11.1.2.2 电缆绝缘材料一般应根据表 11.1.2.2 进行选用。

绝缘材料及最高工作温度 表 11.1.2.2

绝缘材料		缩写	导体最高工作温度(℃)	
			正常工作	短路
热塑性复合物 ^①	聚氯乙烯 氯乙烯与醋酸乙烯的共聚体	PVC	70	150
弹性或热固性复合物	乙丙橡胶	EPR	90	250
	高模量或硬质乙丙橡胶	HEPR	90	250
	交联聚乙烯	XLPE	90	250
	硅橡胶 ^②	S95	95	350 ^②
	无卤乙丙橡胶	HF EPR	90	250
	高模量或硬质无卤乙丙橡胶	HF HEPR	90	250
	无卤交联聚乙烯	HF XLPE	90	250
	无卤硅橡胶	HF S95	95	350 ^②
	用于无卤电缆的交联聚烯烃	HF90	90	250
其他材料	矿物 ^③	—	95	—

注：① 不适用于电力电缆。
② 不适用于镀锡铜导体，仅适用于电力电缆。
③ 硅橡胶和矿物绝缘，当它们在船员不易接触的地方时，可允许较高的工作温度（如硅橡胶为 150℃；矿物绝缘则不作限制），但应经本社同意。

11.1.3 保护层的选择

11.1.3.1 固定敷设在露天甲板、浴室、货舱、冷藏舱、机器处所以及其他可能产生有凝结水或有害气体（例如：油蒸汽）等处所的电缆应具有金属不透性护套或非金属不透性护套（例如：聚氯乙烯、氯丁橡皮、氯磺化聚乙烯等）。护套的性质应满足环境条件的要求。在永久性潮湿处所，应采用不吸潮

绝缘材料的电缆或者采用金属护套。

11.1.3.2 船用电缆（电线）至少应为滞燃型。

11.1.3.3 可携式电气设备及岸电供电电缆均应采用软电缆。

11.1.3.4 客船（含 I 型、II 型客滚船，但客渡船除外）上的旅客起居处所、公共处所和服务处所应采用无卤电缆。

11.1.3.5 需在失火状态下工作的设备电缆，包括其供电电缆，如穿过较大失火危险处所^①和客船上的主竖防火区，应布置成任一处所或主竖区内失火不会影响到其他处所或主竖区内设备的工作。可采取下列的任何一种措施来满足上述要求：

（1）在较大失火危险处所采用耐火电缆，其安装和连续敷设应保持防火完整性，如图 11.1.3.5 所示：

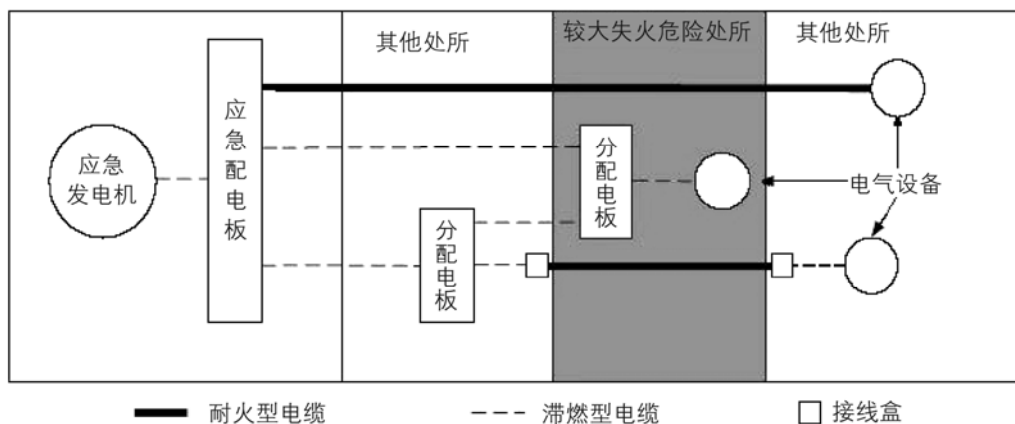


图 11.1.3.5 需在失火状态下工作的设备的电缆

（2）至少为双环路/辐射型配电，且其电缆是远离敷设的，并且在失火状态下环路/辐射型配电中至少一路能保持工作。但故障安全系统、有自我检测功能的系统或电缆远离敷设的双套系统可以不作要求。

需在失火状况下维持工作的设备包括：紧急（集合）报警装置；探火和失火报警装置；灭火剂释放预告报警装置；扩音（广播）系统；应急照明；本篇 8.1.5.4 所述的低位照明（若为灯光照明时）；动力操作防火门的控制和动力系统以及所有防火门的状态指示系统；动力操作水密门的控制和动力系统以及它们的状态指示系统；可能形成火灾和/或爆炸蔓延系统的遥控停止/关闭设备；应急消防泵。

11.1.3.6 I 型客滚船在车辆处所失火情况下需继续工作的设备的车辆处所电缆，包括其供电电缆，应采用耐火电缆。这类电缆至少应包括本节 11.1.3.5 所述的设备及电视监视系统、舵机系统、指挥电话、应急消防泵的供电电缆和控制电缆。

^① 较大失火危险处所系指：机器处所、具有失火危险的服务处所、要求安装合格防爆电气设备的围闭和半围闭处所。

11.1.4 导体截面积的确定

11.1.4.1 电缆所承载的最大连续负载应不大于该电缆经过校正后的许用电流，在估算最大连续负载时，允许计入各个负载需用系数和最大负载的持续时间。

11.1.4.2 当电缆在正常工作条件下承载电气设备所需的最大电流时，从主配电板或应急配电板的汇流排到任何安装点的电压降，应不大于额定电压的6%。由蓄电池供电，其电压不大于50V者，线路的总电压降应不大于标称电压的10%，但航行灯、信号灯及操舵电磁阀线路的电压降应不大于蓄电池标称电压的6%。

11.1.4.3 在确定照明电路的功率定额时，每一灯具必须按能与它连接的最大负载计算，但最小为60W。若灯具的结构只能装接低于60W的灯泡，则可按实计算。每个照明插座应按2个灯头容量计算。

11.1.4.4 馈电给起货机或旋转起重机、起锚机及绞缆机的电缆定额，应与工作制相适应。

11.1.4.5 交流三相四线系统的中性线截面积应至少为相线的50%，当相线截面积小于或等于16mm²时，中性线截面积应与相线截面积相等。直流发电机均压线电缆的截面积应不小于主回路电缆截面积的50%。

11.1.5 连续工作制的电流定额

11.1.5.1 环境温度45℃时，电缆连续工作时的电流定额应不超过表11.1.5.1所规定的数值。

11.1.5.2 按下列方式之一敷设的电缆，若能保证每束电缆周围冷却空气自由循环，则可直接采用表11.1.5.1所列的电流定额：

(1) 不超过 6 根的电缆成束敷设在导板上、管道、管子或电缆槽内。

(2) 超过 6 根的电缆按下列方式组合：

在任何 2 组 6 根束集之间的距离应至少等于最粗电缆的直径

○○○○○○ ○○○○○○ ○○○○○○

或在任何 2 组 3 根束集之间的水平及垂直距离应至少等于最粗电缆的直径

○○○ ○○○ ○○○

○○○ ○○○ ○○○

电缆连续工作时的电流定额（基准环境温度45℃）（A）

表 11.1.5.1

绝 缘	热塑性复合物			热固性复合物			硅橡胶和矿物绝缘		
导体最高 工作温度	70℃			90℃			95℃		
导体截面积 mm ²	单芯	双芯	三芯或四芯	单芯	双芯	三芯或四芯	单芯	双芯	三芯或四芯
1	12	10	8	16	14	11	20	17	14
1.5	15	13	11	23	20	16	26	22	18
2.5	21	18	15	40	26	21	32	27	22
4	29	25	20	51	34	28	43	37	30
6	37	31	26	52	44	36	55	47	39
10	51	43	36	72	61	50	76	65	53
16	68	58	48	96	82	67	102	87	71
25	90	77	63	127	108	89	135	115	95
35	111	94	78	157	133	110	166	141	116
50	138	117	97	196	167	137	208	177	146
70	171	145	120	242	206	169	256	218	179
95	207	176	145	293	249	205	310	264	217
120	239	203	167	339	288	237	359	305	251
150	275	234	193	389	331	272	412	350	288
185	313	266	219	444	377	311	470	400	329
240	369	314	258	522	444	365	553	470	387
300	424	360	297	601	511	421	636	541	445

11.1.6 电流定额的校正系数

11.1.6.1 当已知环境温度不同于45℃时，应采用表11.1.6.1所示的校正系数。

不同环境温度的校正系数

表 11.1.6.1

环境温度（℃） 导体最高 工作温度（℃）	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85
60	1.29	1.15	1.00	0.82	—	—	—	—	—	—	—
65	1.22	1.12	1.00	0.87	0.71	—	—	—	—	—	—
70	1.18	1.10	1.00	0.89	0.77	0.63	—	—	—	—	—
75	1.15	1.08	1.00	0.91	0.82	0.71	0.58	—	—	—	—
80	1.13	1.07	1.00	0.93	0.85	0.76	0.65	0.53	—	—	—
85	1.12	1.06	1.00	0.94	0.87	0.79	0.71	0.61	0.50	—	—
90	1.10	1.05	1.00	0.94	0.88	0.82	0.74	0.67	0.58	0.47	—
95	1.10	1.05	1.00	0.95	0.89	0.84	0.77	0.71	0.63	0.55	0.45

11.1.6.2 成束电缆敷设时，对于可能以额定负载同时工作而又靠紧在一起且周围无空气自由循环的6根以上的电缆束，则应采用0.85的校正系数。

11.1.6.3 电缆0.5h和1h工作制的校正系数及重复短时工作制的校正系数可采用图11.1.6.3(1)至图11.1.6.3(3)所给出的相应的校正系数。

11.1.7 电缆的并联

11.1.7.1 导电线芯截面积等于或大于10mm²时，才允许作并联使用。进行并联使用的所有电缆应为相同型号和规格，其电流定额为所有并联导电线芯的定额之和。

11.1.8 短路容量及最小截面积

11.1.8.1 电缆及其绝缘导电线芯应能耐受最大短路电流所产生的机械应力和热效应。

11.1.8.2 电力及照明电缆的最小截面积应不小于1mm²。电信电缆及用于自动控制的信号电缆应具有足够的机械强度，最小截面积应不小于0.5mm²。

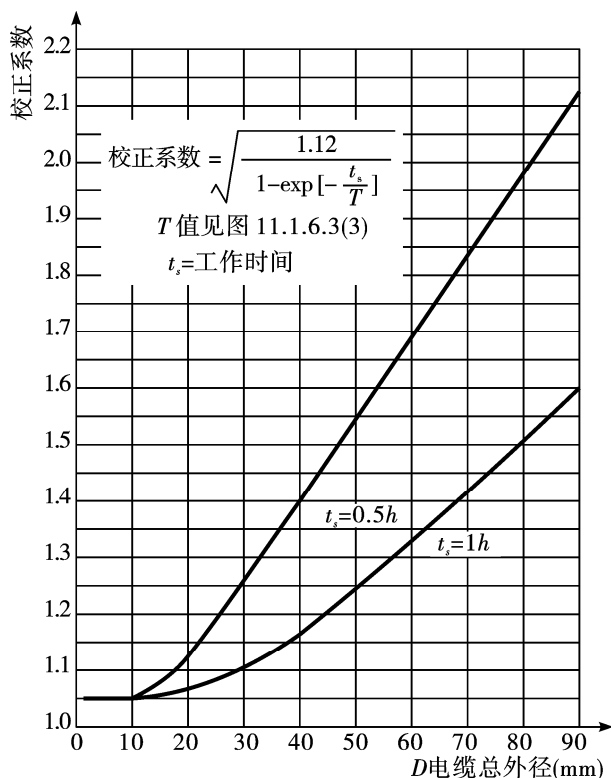


图 11.1.6.3(1)

“0.5h”和“1h”工作制的校正系数

注：图11.1.6.3(1)中所给出的校正系数，仅在停止工作的时间超过临界持续时间（临界持续时间等于电缆时间常数的3倍）的情况下才适用。

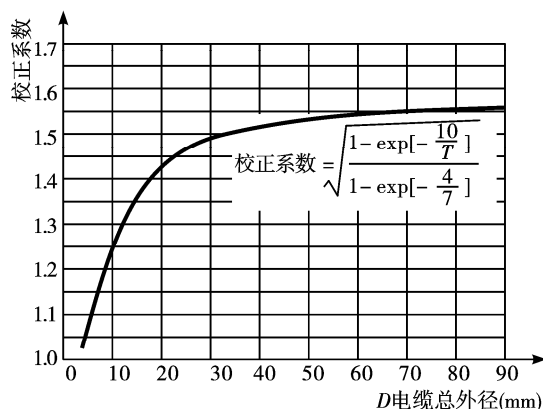


图 11.1.6.3(2) 重复短时工作制的校正系数

注：图 11.1.6.3(2) 所给出的校正系数是按 10min 为周期的粗略计算，其中 4min 为恒定负载，6min 为空载。

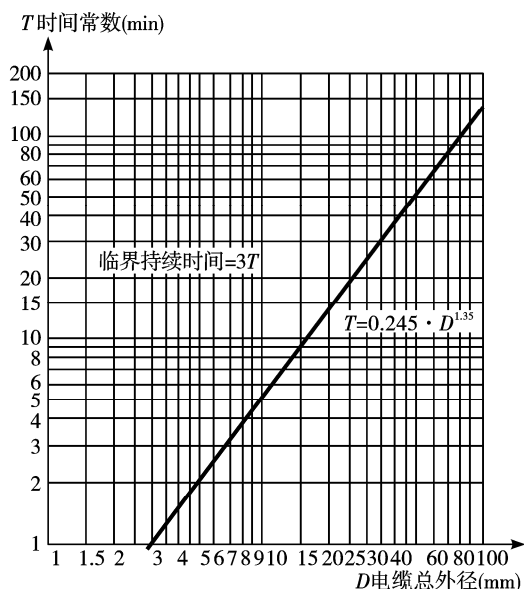


图 11.1.6.3(3) 电缆的时间常数

第 2 节 电缆的安装

11.2.1 一般要求

11.2.1.1 电缆的安装应尽可能平直且易于检修。

11.2.1.2 电缆的敷设应远离高温、油污、潮湿、易受机械损伤、有爆炸性气体和腐蚀性气体等场所，如不可避免时应满足下列要求：

(1) 如电缆敷设在有热源的场所应采用耐高温的电缆。电缆与蒸汽管、排气管及锅炉等热源的空间距离应不小于 100mm；

(2) 如电缆敷设在有油污的场所应采用耐油电缆。电缆与油舱（柜）壁的空间距离应不小于 50mm；

(3) 如电缆敷设在潮湿场所，应符合本章 11.1.3.1 的有关规定，且电缆离潮湿舱壁应至少有 20mm 的空间距离；

(4) 如电缆敷设在易受机械损伤的场所，应符合本节 11.2.2 的有关规定；

(5) 如电缆敷设有爆炸性气体和腐蚀性气体等场所，应符合本篇 13.3.6 的有关规定。

11.2.1.3 最高工作温度不同的电缆不应敷设在一起。如成束敷设不可避免时，则该束任何一根电缆允许的工作温度应不超过该束电缆中温度定额最低的电缆所允许的温度。

11.2.1.4 具有不同护套或覆盖层的电缆，若敷设时可能损坏其他电缆的护套或覆盖层时，应尽可能分束敷设。

11.2.1.5 电缆严禁穿越油舱。电缆一般也应不穿越水舱，如必须穿越水舱时，可用无缝钢管穿管敷设，管子通过水密舱壁时应保证舱壁的水密完整性不受损害，并应有防锈措施。

11.2.1.6 操舵装置的干线电缆在其全长上应保持连续性，但具有可靠电气连接的船体分段拼装船舶例外。

11.2.1.7 暗式敷设的成束干线电缆应不直接埋在隔热材料内，应在敷设途径上分段设置可开启的封闭板，以便检修。

11.2.1.8 对要求 2 路供电的电气设备的电源电缆以及组成互为备用的 2 套设备的电源电缆及控制电缆，应尽最大可能在水平及垂直方向远离敷设。

11.2.1.9 每个本质安全电路应具有各自的专用电缆，并应与非本质安全电路的电缆分开敷设（例如：不应束聚在一起，不应放在同一罩壳或管道内，也不应用同一夹线板固定）。本质安全电路电缆的外护套应为蓝色或具有蓝色条纹标识。蓝色条纹应清晰可见。

11.2.2 电缆的机械保护

11.2.2.1 容易受到机械损伤的电缆，应以金属缆槽或罩壳或钢管来保护，外护层足以承受这种可能的损坏者则可例外。

11.2.2.2 货舱内和其他特别易受机械损害处的电缆，即使具有铠装，仍应加以适当保护。如船体钢质结构具备了电缆的保护则可例外。

11.2.2.3 保护电缆的金属罩壳应具有有效的防腐蚀措施。

11.2.2.4 电缆通过机舱等舱室的花钢板下敷设时，应通过敷设在金属管道内等措施来防止油水浸渍和机械损伤。

11.2.3 电缆穿过舱壁和甲板

11.2.3.1 电缆穿过水密舱壁或甲板时，应符合本规范第 1 篇 2.12.1.4 的有关规定。当采用单独水密填料函或采用多根电缆成束通过的水密填料箱，或采用其他措施时，均不应影响舱壁或甲板的防护性能。

11.2.3.2 电缆穿过甲板处应采用适当高度的甲板围框或导管来保护。

11.2.3.3 当电缆通过非水密舱壁或结构钢时,其孔口应当用铅或其他认可的材料做成防护套以防电缆被割伤,若钢板及钢材厚度等于或大于6mm,则允许在孔口周围加工适当的圆角以保护电缆不受割伤。

11.2.3.4 用于填料函和防护套的材料不应导致产生腐蚀危险。

11.2.3.5 电缆穿过防火舱壁和甲板时,应保持甲板和舱壁的防火完整性。

11.2.3.6 若在舱壁或结构钢中切割成方形孔时,则孔角应有一定的曲率半径,并应符合本节11.2.3.3的规定。

11.2.4 电缆在金属管子或管道或电缆槽中敷设

11.2.4.1 安装电缆的金属管子或管道应可靠接地,并在其连接处保持机械上和电气上连续性。

11.2.4.2 管子和管道内壁应光滑,其端部应有防止电缆的护套或覆盖层遭受损伤的措施,管子内外表面均应有防锈措施。

11.2.4.3 管子或管道的内径和弯曲半径,应允许所容纳的电缆容易拉进和拉出。

11.2.4.4 穿管系数(电缆横截面的总和与管子或管道内横截面积之比)不应大于0.4。

11.2.4.5 必要时,应设有膨胀接头,以及在最低点和最高点开有通风孔以供空气流通和避免积水。

11.2.4.6 非金属导管应由滞燃材料制成,且只能用于居住舱室的工作电压小于或等于250V的生活设备。聚氯乙烯管子一般不应用于冷藏舱室或露天甲板上,除非该种聚氯乙烯混合物适合于低温条件下使用。

11.2.5 电缆在冷藏处所中的敷设

11.2.5.1 敷设在冷藏舱内的电缆应具有水密的或不透性的护套,而且应有防止机械损伤的保护措施。聚氯乙烯绝缘或护套的电缆不得在冷藏舱内使用。除非该种聚氯乙烯混合物适合于低温条件下使用。如果铠装是由不耐腐蚀材料制成的,则应采用耐潮和耐低温覆盖层来防止铠装被腐蚀。

11.2.5.2 冷藏处所中的电缆应全部明线敷设。

11.2.5.3 如电缆必须穿过冷藏处所的热绝缘层,则电缆应敷设在金属管子里垂直穿过,管子两端应设置水密填料函。

11.2.6 单芯电缆的敷设

11.2.6.1 交流电力系统中应避免采用单芯电缆,在不可避免时,单芯电缆应按下列规定敷设和安装:

(1) 电缆应为非铠装,如有铠装应是非磁性材料。

(2) 属于同一线路的电缆应安装在同一管道内。

(3) 当装有2根、3根或4根单芯电缆分别构成单相、三相或三相四线电路时,这些电缆应尽可能相互紧贴敷设。

(4) 当额定电流为250A及以上的单芯电缆,必需靠近钢质舱壁敷设时,该电缆与舱壁之间的距离应不小于50mm。

(5) 在电缆穿越钢板时,应将同一线路的所有电缆通过同一填料函或者同一块钢板,其布置应使电缆之间无磁性材料存在。电缆和磁性材料之间的间隙应不小于75mm。此外,如有可能应设置足够尺寸的非磁性板来消除和减少涡流发热。

11.2.7 电缆金属护套或金属外护层的接地

11.2.7.1 电缆金属护套或金属外护层的接地应符合本篇第1章第4节的有关要求。

11.2.8 电缆端头的处理

11.2.8.1 截面积大于 4mm^2 的导线的两端应加设有接头，接头与芯线可采用冷压连接。如采用焊接连接，则不应使用腐蚀性焊剂。

11.2.8.2 具有吸潮性绝缘（即矿物绝缘等）的电缆，必须将其端部密封，以防潮气进入。

11.2.9 电缆的弯曲半径

11.2.9.1 在敷设电缆时，电缆弯曲最小内半径应符合表11.2.9.1的规定。

电缆弯曲最小内半径

表 11.2.9.1

电 缆 结 构		电缆总外径 D	最小弯曲内半径
绝 缘	外层覆盖		
热塑性材料和 弹性材料	金属护套、铠装和编织	任意	$6D$
	其他保护层	$\leq 25\text{mm}$ $> 25\text{mm}$	$4D$ $6D$
矿物	硬金属护套	任意	$6D$

11.2.10 电缆的紧固

11.2.10.1 电缆除用于可携式设备以及敷设在管子、管道、电缆槽或特别罩壳内以外，均应有效地加以支承和紧固。

11.2.10.2 电缆紧固件或扎带应坚固，并应具有足够的表面积和一定的形状，使电缆能保持紧固而不损伤其护套或外护层。

11.2.10.3 电缆紧固件、支承和附件均应用耐蚀材料制成，或在安装前进行适当的防蚀处理。

11.2.10.4 支承件之间的距离，应按电缆的类型和振动可能性适当地选择，距离一般应符合表11.2.10.4的规定。

电缆外径与支承件距离

表 11.2.10.4

电缆外径 D (mm)	支承间距离 (mm)	
	非铠装电缆	铠装电缆
$D < 8$	200	250
$8 \leq D < 13$	250	300
$13 \leq D < 20$	300	350
$20 \leq D < 30$	350	400
$D \geq 30$	400	450

11.2.10.5 电缆采用非金属电缆紧固件或扎带固定，且未敷设在水平电缆托架或支承件之上时，应以最大不超过1m的间隔附加金属电缆紧固件或扎带予以加强固定。

11.2.11 电缆的连接和分支

11.2.11.1 电缆的敷设通常不应有接头，如由于维修或分段造船需要连接头时，这种接头的导电

连续性、绝缘性、机械强度和防护性、接地和耐火或滞燃等特性均应不低于对电缆的相应要求。

11.2.11.2 电缆应在适当的接线盒内进行连接和分支，且应对所有的导线加以适合地紧固和绝缘，并防止大气的作用。接线端或汇流排应具有适合于电缆定额的尺寸。

11.2.11.3 连接和分支处应有清晰的标志。

11.2.12 接线盒

11.2.12.1 接线盒应用滞燃材料制成，导电部分应架设在坚固耐久、滞燃和耐潮的材料上，并具有永久性的高介电强度的绝缘电阻。

11.2.12.2 接线盒内的导电部分之间应用滞燃绝缘材料作适当阻隔，以使不同极性的导线间或导线和接地金属之间不致发生短路。

11.2.12.3 所有接线盒应有说明其用途的铭牌或与敷设图上相一致的耐久编号标志。若接线盒的安装为暗式，则封闭板应便于开启。

第 3 节 光缆的使用

11.3.1 一般要求

11.3.1.1 船舶应采用符合本社接受标准的光缆。

11.3.1.2 光缆的选择应根据敷设处所的环境条件、敷设方式及其预定用途等因素综合考虑。光缆保护层的选择应根据本章11.1.3的有关规定进行。

11.3.1.3 除本节要求外，光缆敷设应满足本章第2节的相关要求。

11.3.1.4 安装敷设光缆的施工人员，应经专门培训；光缆接续和检测的人员，应具有资格证书。

11.3.1.5 使用标准的单模和多模光纤的光缆系统，用于危险区域本质安全电路时，其功耗应低于10mW。

11.3.2 光缆的敷设

11.3.2.1 光缆应固定敷设，其安装位置应尽量远离热源、滴水、潮湿及易受机械损伤的区域。

11.3.2.2 主干光缆应尽可能单独敷设，分支光缆可与舱室电缆一起成束敷设。

11.3.2.3 光缆敷设过程中应避免扭转、弯折、敲打和碾压；拉力应不大于光缆拉伸所允许的最大张力。

11.3.2.4 具有金属护套的光缆，金属护套两端均应可靠接地。

11.3.2.5 可能受到机械损伤和油水浸渍的光缆，应采取相应的保护措施。

11.3.3 光缆的弯曲

11.3.3.1 光缆允许的最小弯曲半径应符合表11.3.3.1的要求。

光缆允许的最小弯曲半径

表 11.3.3.1

外护层型式	无外护层	有金属外护套
静态弯曲	10D	12.5D
动态弯曲	20D	25D

注：D为光缆外径。

11.3.4 光缆在金属管中的安装

11.3.4.1 金属管应具有足够的强度，管子表面不应有穿孔、裂缝和明显的凸凹不平，内壁应光滑，无锈蚀，管口应无毛刺和尖锐棱角，管子内径应不小于光缆外径的3倍。

11.3.4.2 金属管应尽量减少弯曲，避免出现直角弯，弯曲半径不应小于所敷设光缆允许的最小弯曲半径。

11.3.4.3 金属管应有效固定。安装路线尽可能远离热源。

11.3.4.4 光缆穿管牵引时，牵引力不应超过光缆允许张力。

11.3.4.5 光缆在牵引过程中严禁扭转、弯折。

11.3.4.6 光缆穿管敷设到位后，光缆保护管端口应进行有效密封。

11.3.5 光缆的接续与光性能的测试

11.3.5.1 光缆的接续与光性能测试应在相应环境条件下进行，并由具有资质的专业人员实施。

11.3.5.2 光缆的接续应使用认可的机械方法或熔接方法。

11.3.5.3 光缆接续应连续作业，一次性完成。对于当日无条件完成连接的光缆接头，应采取措施，防止受潮和确保安全。

11.3.5.4 光缆接续完成后，应使用有效的测试仪器对光缆进行光性能测试，测试的光性能参数指标应符合有关光缆标准规定或设计文件的规定值。

11.3.6 安全保护

11.3.6.1 在光缆接续或测试过程中，不应将光缆中的光纤正对人的眼睛，防止光纤刺伤眼睛或从光纤中射出的光灼伤眼睛。

第 12 章 避 雷

第 1 节 船舶避雷

12.1.1 避雷装置

12.1.1.1 船舶防雷电损害的保护，可采用接闪器（避雷针）、引下线和接地装置组成的避雷装置。

12.1.1.2 下列船舶必需在船舶距水面最高处（通常是指桅杆）设有避雷装置：

- (1) 金属结构的船舶，但船舶桅杆采用非金属材料时；
- (2) 金属结构的船舶，金属桅杆，但桅杆顶上安装有电气设备或其他设备时；
- (3) 非金属船体和非金属桅杆；
- (4) 非金属船和未接至水中（地）的金属桅杆。

12.1.1.3 液货船的桅顶或其附近设有可燃气体的通风口时，应设有避雷装置对其保护，接闪器应高出通风口不少于2m。如钢桅高出通风口2m时，则可做接闪器。

12.1.1.4 避雷装置应采用铜质、钢质和其他导电性能良好的金属（如铝合金）制成，避雷装置（包括接闪器、引下线）的规格应不小于表12.1.1.3的要求。

避雷装置（接闪器、引下线）的规格 表 12.1.1.4

材 料	接闪器（避雷针）直径（mm）	引下线截面积（mm ² ）
铜	12	70
钢	25	100
铝合金	16	84

12.1.1.5 接地装置可以是金属船体或接至水中的专用接地板。

12.1.1.6 对非金属船舶，避雷装置的引下线应与永久接至水中的专用接地板进行连接，该接地板的面积应不小于0.2m²，且厚度应不小于2mm的具有防腐蚀性能的金属制成，且应保证在任何情况下均能浸没在水中，并应与电气设备接地同金属接地板之间至少有1m的边缘距离。

12.1.2 避雷装置的安装

12.1.2.1 对船舶设有的金属桅杆，接闪器（避雷针）可直接焊接或铆接在桅杆上，如桅杆与船体采用焊接，此时可不另设引下线。

12.1.2.2 当船舶采用活动桅杆时，如系非金属桅杆，其引下线应采用不小于表12.1.1.3规定的规格，并应采用足够强度的软金属导线与船体或专用接地板连接；如系金属桅杆，其活动桅杆与船体应有可靠的电气连接，其连接导线可采用合适规格和足够强度的软金属导线。

12.1.2.3 接闪器与引下线的连接以及引下线与接地端子的连接当采用不同金属导体时，应有防止电化腐蚀的措施。

12.1.2.4 接闪器（避雷针）的顶端的安装高度应至少高出桅顶或桅顶上电气设备300mm。

12.1.2.5 对非金属桅杆，接闪器（避雷针）和引下线应采用紧固件与桅杆固定安装，且其引下线在全长上尽可能避免直角出现，以减少雷电产生的各种应力。

12.1.2.6 避雷装置的连接点的连接电阻应尽可能小，若采用铆接或压接，其接触面应光滑、平贴且不应有锈蚀及缺陷。

12.1.2.7 制造接闪器的材料应光滑，其表面不应有凹坑出现。

第 2 节 设备避雷

12.2.1 一般要求

12.2.1.1 对钢质船舶，安装在室外露天甲板尤其是驾驶顶蓬甲板的设备其外壳应可靠接地；对非金属船舶，所有电气设备应通过全船所有金属部件连接的接地网进行有效地接地。

12.2.1.2 所有无线电通信、导航设备的室外装置（如天线）应尽可能设置在由避雷装置保护的范围内，并应将由天线感应的任何雷电能量泄放至地的措施，例如：安装有火花放电器或浪涌分流器等。

12.2.1.3 若引下线固定安装在木质桅杆上时，应避免在其附近敷设电缆，贴近引下线的电缆不可避免时应安装在接地的金属管道中。

12.2.1.4 若船舶金属桅杆顶上装有电气设备或其他设备时，均应在桅杆上装设避雷装置。

第13章 油船（驳）、化学品液货船的附加要求

第1节 一般规定

13.1.1 配电系统

13.1.1.1 油船（驳）、化学品液货船应采用下列配电系统：

- (1) 直流双线绝缘系统；
- (2) 交流单相双线绝缘系统；
- (3) 交流三相三线绝缘系统。

13.1.1.2 供电给油船（驳）、化学品液货船的外来电源亦应符合本节13.1.1.1的规定。

13.1.1.3 不同电压的配电系统不应有电气上的直接连接。

13.1.1.4 发电机电路、供电及配电电路均不应接地，也均不应使用以船体作导电回路。但下列情况可例外：

- (1) 本质安全型电路；
- (2) 控制和仪表电路，如因技术上或安全上的原因不能使用不接地系统，且在正常和故障情况下可能产生的船体电流均不超过5A；
- (3) 有限和局部的利用船体作回路的系统（例如：启动柴油机用的蓄电池组的负极的接地），但由此可能产生的任何电流不应流过危险处所；
- (4) 在系统绝缘最不利的情況下，系统绝缘电阻监测装置的循环电流应不大于30mA的接地。

13.1.2 系统绝缘监测

13.1.2.1 船舶应设有连续监测系统绝缘电阻，且在系统绝缘电阻异常低时发出视觉和听觉的报警的装置。此项装置的监测范围应包括接往安装在危险处所的电气设备或路过危险处所的所有电路（本质安全电路和不设发电站的驳船除外）。

13.1.3 接地与防静电

13.1.3.1 在危险区域内安装的所有电气设备，无论其工作电压如何，其金属外壳均应可靠接地。

13.1.3.2 为防止静电危害，液货舱（柜）、处理装置和管系应安装本篇1.4.6.14的规定进行接地。

13.1.3.3 各种桅索应与船体有可靠的电气连接。

13.1.4 定义

除另有明确规定者外，本章适用的定义如下：

13.1.4.1 围蔽处所：系指在没有机械通风的情况下，通风受到限制且任何爆炸性环境不能被自然驱散的处所。

13.1.4.2 半围蔽处所：系指受甲板和/或舱壁限制以致其自然通风条件与开敞甲板上的处所有显著差异的处所。

13.1.4.3 开敞甲板：系指两端开口或一端开口，并通过在舱壁或上部甲板固定开口提供遍及整个长度的充分有效的自然通风的甲板。

13.1.4.4 闪点：系指在特定的标准条件下，某种液体能释放出蒸气形成可燃的蒸气/空气混合物的最低温度。

13.1.4.5 爆炸性气体环境：系指在大气条件下，可燃物质以气体/蒸气或雾的形式与空气混合，点燃后燃烧能传遍整个未燃烧的混合物的环境。

13.1.4.6 可燃液体：系指在任何可预计运行条件下能产生可燃蒸气或薄雾的液体。

13.1.4.7 可燃气体或蒸气：系指当以一定的比例与空气混合后能形成爆炸性气体环境的气体或蒸气。

13.1.4.8 气体危险区域：系指爆炸性气体环境存在或可能出现的数量足以需要对电气设备在结构、安装和使用上采用特别防护的区域。危险区域分：

- (1) 0区：系指持续存在或长时间存在爆炸性气体环境的区域；
- (2) 1区：系指在正常操作情况下可能出现爆炸性气体环境的区域；
- (3) 2区：系指在正常操作情况下不大可能出现爆炸性气体环境的区域，即使出现，也可能仅偶然发生并且存在时间短。

13.1.4.9 气体安全区域：系指气体危险区域以外的区域。

13.1.4.10 气闸：系指位于气体安全处所与危险处所之间，或不同危险等级的处所间，设有两扇间距不小于1.5m，但不必大于2.5m的气密门的处所。气密门应为自闭式，且应无任何门背扣装置。处所应从气体安全区域进行机械通风，且应与相对临近的气体危险处所保持正压。

第2节 危险区域划分

13.2.1 载运闪点不超过 60℃的可燃液体的船舶

13.2.1.1 这类船舶危险区域包括0区、1区、2区。

13.2.1.2 0区包括：货舱、溢流舱、货舱或溢流舱的通风管或压力释放管、含有货物或可燃气体/蒸气的设备或管系的内部。

13.2.1.3 1区包括：

- (1) 整体货舱周围（上、下、或临近）的留空处所；
- (2) 包含独立货舱的货舱处所；
- (3) 毗邻液货舱的隔离空舱和压载舱；
- (4) 直接在液货舱上方的围蔽或半围蔽处所（例如甲板间处所）或其舱壁在液货舱舱壁之上并与之成一直线的围蔽或半围蔽处所；
- (5) 除隔离舱以外其他与液货舱毗邻而且在液货舱顶板下面的处所（例如围壁通道、走道和杂货舱）；
- (6) 离货舱舱口、气体/蒸气出口（包括：观察孔、洗舱开口、测深开口、货物蒸气出口等）、货物分配阀、货物阀、货物管系的法兰、货泵舱通风出口、货舱用于释放由温度变化形成少量气体/蒸气的开口的3m范围内的开敞甲板或开敞甲板的半围蔽处所；
- (7) 在装卸货、压载和驱除液货舱气体过程中产生大量气体或蒸气混合物的液货舱出口向上，以6m为半径、无限高度的垂直圆柱内；以及自该出口向下，以6m为半径的半球体内的露天甲板区域，或露天甲板上的半围蔽处所；
- (8) 距离货泵舱的入口、货泵舱的通风入口、隔离空舱入口或其他1区的开口等1.5m范围的开敞甲板或开敞甲板的半围蔽处所；

(9) 露天甲板上, 货物分配阀的溢流围拦向外延伸3m, 离甲板高度为2.4m以内的区域;

(10) 由于船体结构导致自然通风受限的货舱(包括货舱区的所有压载舱)之上的露天甲板区域, 货舱前后向艏艉各延伸3m, 宽度为船的全宽, 离甲板高度为2.4m以内区域;

(11) 货物软管的存放间;

(12) 安装有液货管的围蔽或半围蔽处所。

13.2.1.4 2区包括:

(1) 除特别规定外, 距离位于开敞或半围蔽处所1区(13.2.1.3所规定)周围1.5m内的区域;

(2) 13.2.1.3(7)所定义的1区向外延伸4m的区域;

(3) 气闸区内;

(4) 开敞甲板上, 防止甲板上溢出液货进入居住处所和服务处所的围拦向外延伸3m, 离甲板高度2.4m的范围;

(5) 所有货舱(包括货舱区的所有压载舱)上面的露天甲板, 货舱前后向艏艉各延伸3m, 宽度为船的全宽, 离甲板高度为2.4m以内环绕属于1区的开敞或半围蔽处所自然通风不受限的区域;

(6) 13.2.1.3(10)和13.2.1.4(5)所述的开敞甲板范围内, 主甲板以下有开口通向主甲板或主甲板以上小于0.5m的范围内的处所, 除非:

① 通向上述处所的入口不面向货舱区域, 并且其他开口(包括通风系统的出入口)位于离开最前部货舱边界至少5m, 离开货舱出口或气体/蒸气出口至少10m; 并且

② 该处所配备机械通风。

13.2.2 载运闪点超过 60℃的可燃液体

13.2.2.1 货物不需加热或加热后温度低于货物闪点15℃以上的船舶危险区域仅存在2区, 包括: 货舱、溢流舱内部及其压力释放管和通风系统的内部; 含有货物的管系和设备内部。

13.2.2.2 货物加热后温度超过其闪点或与其闪点之差小于15℃的船舶的危险区域划分应满足本节13.2.1条的规定。

13.2.3 载运与其他产品/材料反应能生成可燃气体的货物(如酸类)的船舶

13.2.3.1 这类船的危险区域通常包括1区和2区。

13.2.3.2 1区包括: 13.2.1.2, 13.2.1.3(11)所定义的区域。

13.2.3.2 2区包括下列区域:

(1) 除特别说明外, 13.2.3.2所定义的1区开口1.5m范围内;

(2) 13.2.1.3(1)、13.2.1.3(2)、13.2.1.3(3)、13.2.1.3(4)、13.2.1.3(5)和13.2.1.3(12)所定义的区域;

(3) 13.2.1.3(6)、13.2.1.3(9)所定义的区域, 但范围由2.4m和3m减为1.5m;

(4) 13.2.1.3(7)所定义的区域, 但范围由6m减为3m。

第3节 危险区域内的电气设备和电缆

13.3.1 一般要求

13.3.1.1 危险区域内原则上不应安装电气设备和敷设电缆。由于操作需要不可避免时, 则应根据13.3.2、13.3.3、13.3.4条的要求综合选择电气设备。

13.3.1.2 可在危险区域内安装的电气设备, 其开关和保护装置应能分断所有的极和相, 而且应设

置在安全的区域或处所内。设备、开关和保护电器应有清晰而耐久的标志，以便识别。

13.3.1.3 便携式设备应为合格型防爆设备。

13.3.2 根据危险区域类别选择电气设备

13.3.2.1 可用于0区的设备

- (1) 本质安全型设备“ia”；
- (2) 包含在本质安全“ia”电路中的简单电气设备和元件（如热电偶、光电管、压力计、接线盒、开关等），但储存和产生的电能和能量不超过IEC60079-14所规定的极限值；
- (3) 潜入式货泵（电机至少有两种在低液位时自动停机的手段）。泵的构造和安装应能使其在不浸没或暴露在爆炸性气体环境时不能通电。

13.3.2.2 可用于1区的设备

- (1) 可在0区使用的设备；
- (2) 本质安全型设备“ib”；
- (3) 包含在本质安全“ib”电路中的简单电气设备和元件（如热电偶、光电管、压力计、接线盒、开关等），但储存和产生电能不超过IEC60079-14所规定的极限值；

(4) 隔爆型设备“d”；

(5) 正压型设备“p”；

注：当保护气体和/或正压值低压规定值时，应满足IEC60079-2的要求，自动切断设备。

(6) 增安型设备“e”；

注：3KV及以上的感应式电动机应设置附加保护（如启动前先净化），防止产生间隙火花。

(7) 浇封型设备“m”；

(8) 充沙型设备“q”；

(9) 油浸型设备“o”，仅在需要并经过船舶检验机构同意时使用；

(10) 特别认可型设备“s”；

(11) 电测深仪或计程仪传感器、外加阴极保护系统的阳极或电极，这些设备均应安装于气密的外壳内。外壳的安装应远离液货舱的舱壁。气密性应经船舶检验机构认可；

(12) 路经电缆。

13.3.2.3 可用于2区的设备

- (1) 可在1区使用的设备；
- (2) 经特别测试证明适合2区的设备，如“n”型设备；
- (3) 正常操作不产生火花、电弧和热点的设备。

13.3.3 根据气体或蒸气引燃温度选取电气设备

13.3.3.1 所选电气设备的最高表面温度不应达到其安装处所可能出现的气体、蒸气、或气体蒸气混合物的点燃温度。

13.3.3.2 标于电气设备上的温度组别的含义见表13.3.3.2。

温度组别和点燃温度的关系

表 13.3.3.2

电气设备的温度组别	气体或蒸气的点燃温度，℃
T1	> 450
T2	> 300
T3	> 200

T4	> 135
T5	> 100
T6	> 85
源于 IEC60079-14	
1) 通常, 混合物的点燃温度应为其成分物的最低点燃温度或通过测试确定。但是, 有些货物的类别已十分确定, 可不经分析和测定即可选择电气设备。如, T3 组别的设备可直接用于原油和油产品。	
2) 对于某些化学货品, T4、T5、T6 组别的设备可能会使用。	

13.3.4 根据气体或蒸气类别选取电气设备

13.3.4.1 根据IEC60079-12规定, 将气体和蒸气进行分类和分级, 划分为ⅡA、ⅡB和ⅡC三级。隔爆型、本安型电气设备与爆炸性气体环境中的气体性质密切相关, 因此其类、级别的划分和气体和蒸气的类、级别划分相一致。

13.3.4.2 用于特定气体的设备仅适用于没有其他可燃气体环境。

13.3.5 货泵舱内的电气设备

13.3.5.1 本质安全型设备;

13.3.5.2 电测深装置的传感器。其传感器应为全封闭型且应安装在1个离开液货舱舱壁的坚固气密围阱内。接至传感器的电缆应离开液货舱壁敷设在镀锌厚壁钢管内。从传感器至上甲板上面之间的管子, 其接头应气密。在电缆进入隔离空舱处, 管道内应以填料封隔。

13.3.5.3 照明应至少由2个最后分路供电, 2分路的灯点应交错布置, 并符合如下要求:

- (1) 货泵舱内部可安装隔爆型或正压型灯具;
- (2) 除应急照明外, 其照明应与通风联锁, 使得在开启照明时即开始通风。通风系统的故障不应使照明熄灭。

13.3.5.4 包含在本质安全电路内, 具有烧结型限焰器保护的可燃气体探测器;

13.3.5.5 隔爆型通用紧急报警发声器, 但其内部应无产生火花的触点;

13.3.5.6 仅限在其入口处途经敷设电缆, 但应敷设在接头为气密的厚壁钢管内;

13.3.5.7 安装在货泵舱内的设备, 当不满足本章13.3.5.8条要求时。其驱动电动机应以气密舱壁或甲板使之与货泵舱分隔。轴穿过舱壁和甲板的密封、温度监测等应满足本规范第2篇第10章10.2.2.6条的相关要求。

13.3.5.8 安装除13.3.5.1~13.3.5.5以外的合格防爆电气设备时, 应满足以下要求:

- (1) 货泵舱的机械通风装置发生故障时, 应在有人值班的处所发出视觉和听觉报警;
- (2) 机械通风故障后, 应立即采取措施恢复通风;
- (3) 若在较长时间内无法恢复机械通风, 除13.3.5.1~13.3.5.5以外的合格防爆电气设备均应从安全区域进行关断, 并应有措施防止未经许可的再次接通;
- (4) 在机械通风停止较长时间后或初次使用时, 泵舱应至少进行5次换气后, 电气设备才可接通电源。

13.3.6 电缆及电缆敷设

13.3.6.1 敷设在危险区域中的所有电缆应具有下列之中的一种护套:

- (1) 非金属不透性护套, 加金属编织层或其他金属保护层;
- (2) 矿物绝缘电缆应具有铜或不锈钢护套。
- (3) 本质安全型电路的电缆应具有金属屏蔽, 并应外加非金属不透性外护套。

13.3.6.2 当电缆被货物长期浸没, 则电缆的结构应能经受这些物质的浸泡, 或者将电缆密封在能

经受这些物质的密封罩壳（如金属管）中。

13.3.6.3 可能经受腐蚀的电缆，应在其金属编制层、铠装或金属护套外加上非金属不透性外护套。

13.3.6.4 敷设在甲板或首尾步桥上的电缆应设有防止遭受机械损伤的保护，且在考虑到船体结构的膨胀或移动情况下对电缆应留有适当的余量。当设有膨胀弯头时，应能接近，以便维护。

13.3.6.5 电缆敷设时应与甲板、舱壁、油舱以及各种管子离开足够的距离。电缆穿过舱壁时与蒸汽管道法兰的距离应满足下列要求：

- (1) 当蒸汽管直径大于75mm时，应不小于450mm；
- (2) 当蒸汽管直径等于或小于75mm时，应不小于300mm。

13.3.6.6 电缆或电缆管穿越分隔危险与非危险区域或处所的气密舱壁或甲板时，其布置应不破坏舱壁或甲板的气密完整性。

13.3.6.7 每个本质安全电路应具有各自的专用电缆，并应与非本质安全电路的电缆分开敷设（例如：不应束聚在一起，不应放在同一罩壳或管道内，也不应用同一夹板来固定）。本质安全电路电缆的外护套应为蓝色或具有蓝色条纹标识，蓝色条纹应清晰可见。

13.3.6.8 应限制便携式电气设备使用软电缆。如果必须使用，则应使用含有加厚的氯丁橡胶或其他与之等效的合成橡胶护套电缆、含有加厚的坚韧橡胶护套的电缆和含有同等坚固结构护套的电缆、导线截面积不应小于 1.0 mm^2 。若设有保护接地，应单独设置绝缘导线，并且采用与其他导线相同的绝缘方式。接地导线应与其他导线并入电源电缆护套中。

13.3.6.9 电缆只能通过填料函或等同装置进入防爆外壳，并应维持外壳的完整性。

13.3.6.10 在危险区域内，应尽可能避免电缆有中间接头。当无法避免时，电缆连接应在适应于区域防爆型式的外壳内进行，且只能在1区和2区内进行。除本质安全型电路外，电缆中间接头不能安装在0区内。

第 14 章 推（拖）油驳的推（拖）船的附加要求

第 1 节 一般规定

14.1.1 适用范围

14.1.1.1 本章适用于推（拖）闪点（闭杯）不超过60℃的原油和石油产品的油驳的推（拖）船。
本章未涉及的内容应符合本篇其他章节的有关规定。

14.1.2 配电系统

14.1.2.1 配电系统应符合本篇13.1.1的有关规定。

14.1.2.2 配电系统中应设有连续监视系统绝缘电阻异常降低时发出警报的装置。

第 2 节 电气设备的设置

14.2.1 电气设备的设置原则

14.2.1.1 推（拖）油驳的推（拖）船的电气设备的设置应充分考虑到由油驳产生的易燃易爆的蒸汽或气体有可能扩散到推（拖）船上，在此情况下，应合理的选择电气设备或采取相应安全措施，以避免可能由电气设备而产生的引燃（爆）源。

14.2.2 电气设备的设置

14.2.2.1 设置在主甲板室外的电气设备应按其用途采取下列任一措施：

- (1) 采用合格防爆电气设备；
- (2) 采用在工作时不会产生火花和电弧、具有故障时自动脱开装置，且表面不会产生不允许的温度的电气设备；
- (3) 在编解队时需进入装卸油、洗舱、除气的码头时，应限制使用非防爆型电气设备，其中包括不使用的电气设备应在驾驶室或适当处所设有集中切断的设施。

14.2.2.2 两舷外走道的照明应采用下列任一措施：

- (1) 采用合格的防爆灯，若控制开关采用非防爆型，则开关应安装在安全处所；
- (2) 可采用隔舱照明，但应符合本篇 8.1.1.9 的规定；
- (3) 若采用非防爆照明灯，其外壳防护等级至少应为 IP55，并能集中控制，且控制开关应安装在驾驶室或其他安全处所。

14.2.2.3 贯穿主甲板两舷外走道的内走道不应设置非防爆型控制设备及插座，其照明应满足本节 14.2.2.2 的要求。

14.2.3 其他

14.2.3.1 邻近两舷外走道的所有舱室内的电气设备不应采用插头插座连接，如室内的电风扇及台灯等应采用接线盒与电源线固定连接。

14.2.3.2 对油驳供电若采用插头插座连接时，插座应为气密（或水密）带开关连锁式；若采用气密（或水密）电源箱连接时，则应能开门时切断电源，合上门后，电源才能接通。插座、电源箱的开关

均应能分断电路的所有极或相。且插座、电源箱应安装在推（拖）船的上甲板或上甲板以上的适当处所。

14.2.3.3 对油驳供电的跨接电缆不应承受有损于电缆的拉力，建议设置当供电连接电缆由于外力断开时及时消除电缆电压的装置；并应以本船航行区域的最高环境温度为依据选择电缆的截面积。

14.2.3.4 禁止采用可换熔体式熔断器。

14.2.3.5 便携式照明应符合本篇8.1.3.1的规定。

第15章 油运船队的附加要求

第1节 一般规定

15.1.1 适用范围

15.1.1.1 本章规定适用于内河载运闪点（闭杯）不超过60℃的原油和石油产品的由油驳和油推（拖）船组成的油运船队的电气设备。

15.1.1.2 对于组成油运船队的单独油驳的危险区域或处所的划分及电气设备的设计和建造应符合本篇第13章的有关规定；油推（拖）船电气设备的设计和建造应符合本篇第14章的有关规定。

第2节 油运船队危险区域或处所的划分

15.2.1 划分原则

15.2.1.1 对多艘油驳按各种编队形式航行时，在划分危险区域或处所时应充分地考虑到各驳的相对位置（即编队队型），及其相互产生的油蒸气的影响及油蒸气可能扩散的范围，为此，应特别考虑到油驳各舱口的漏气的影响和由透气管排气的影响，在此基础上可对油运船队从整体上进行危险区域或处所的划分。

15.2.1.2 在进行危险区域或处所划分时，尚应特别注意到经常会积聚油蒸气的场所的具体位置对船员生活区的位置的相互影响。

15.2.2 油运船队危险区域或处所

15.2.2.1 整体危险区域或处所如下：

- (1) 各驳的货油舱；
- (2) 毗邻货油舱的隔离空舱、货泵舱及贮藏输油软管的舱室；
- (3) 所有货油舱（包括在货油舱范围内的所有压载舱及空舱）上面的露天甲板且宽度为向左右各延伸3m，前后向首尾各延伸3m，离甲板高度为2.4m以内的区域；
- (4) 离任何油蒸气出口（例如：货油舱口、观察孔、洗舱开口、测量管口、货泵舱入口、隔离空舱入口、泵舱通风机出口、输油软管接口等）至少3m以内的区域；
- (5) 货油舱透气口或呼吸阀出口的周围和上面半径为10m以及从该处向下直至甲板为止的圆柱体区域。

第3节 油运船队的电气设备

15.3.1 危险区域或处所的电气设备

15.3.1.1 油运船队不论以何种编队形式航行时，均应充分考虑本章15.2.1所述油运船队整体危险

区域或处所的划分原则,以避免在整体危险区域或处所内安装不适宜在危险区域或处所内使用的电气设备,且应尽可能的使单船(驳)状态下的非危险区在编队时处于整体危险区域以外。

15.3.1.2 出于对编队的需要,如不可避免的使单船(驳)状态的非危险区域或处所处于船队整体危险区域或处所内时,应对该油驳或油推(拖)船上的电气设备采取相应的安全措施,如:采用适合于危险区域或处所使用的电气设备或限制使用该设备。

15.3.2 油运船队油驳电气设备的供电

15.3.2.1 由油推(拖)船供电应满足下列要求:

(1) 油船队的油驳当采用油(拖)推船对其供电时,应按其编队形式合理的供电,当采用梭形编队时,应在每一驳上设有合适的接线箱,且应考虑到驳船对驳船的供电,为此,建议每驳应设有输入和输出接线箱各 1 个,接线箱应安装在安全处所和便于接线的位置。

(2) 除推(拖)船供电给油驳的电缆和由一驳再供另一驳的电缆可采用软电缆供电外,各驳其余的电缆均应固定安装,且应符合本篇 13.3.6.4 的规定。

(3) 由油推(拖)船供油驳的供电电缆的截面积或容量应满足多艘油驳可能同时用电的要求,除此尚应满足外界最高环境温度的影响和足够的机械强度的要求。

(4) 接线箱内应设有相序指示装置和过载、短路保护装置。

15.3.2.2 当采用某一油驳发电机对其余各油驳相互供电时应满足下列要求:

(1) 每艘油驳所设置的船舶发电机应有足够的容量,供给各油驳的接线箱每 1 分路均应设有过载和短路保护装置。

(2) 采用更替油驳发电机相互供电时,若不拆线应先停止正在供电的发电机之后,再启动另一驳的发电机;若需拆线应在所有发电机断电情况下进行。

(3) 供电电缆应有足够的容量,应考虑到供电电缆对各驳电气设备同时用电的可能,各驳的电缆应有防止机械损伤的措施。

15.3.3 油运船队使用家用电器的操作要求

15.3.3.1 油运船队的各油驳及油推(拖)船使用家用电器应充分地考虑到油运船队的编队形式,当所安装的家用电器处在油运船队整体危险区域或处所之内时,禁止使用。

15.3.3.2 油运船队或船队解队后,若使用家用电器,油运部门应制定在各种工况下相应的操作规程,安全合理地使用家用电器。

第16章 趸船的附加要求

第1节 一般规定

16.1.1 适用范围

16.1.1.1 本章适用于由岸电供电的趸船以及为岸上或水上工程供电的发电趸船。

16.1.2 一般要求

16.1.2.1 趸船配电系统应与岸电配电系统一致。船岸之间的输电线路和船上电气设备的设计、制造、试验和安装，均应符合本篇和本章的有关规定和符合本社接受的标准。

16.1.2.2 趸船应设有将船体与岸上的接地装置进行可靠电气连接的措施。

16.1.2.3 系泊趸船应设有一个足够分路和容量的配电箱，以供停靠船舶用电；配电箱中应设有接地端子，接地端子螺栓应用直径不小于6mm的铜或其他耐腐蚀良导体制成。

16.1.2.4 工程机械（如起重机）安装上船时，其电气设备的结构性能应充分考虑内河水作业的特点，并应取得本社的同意。

第2节 低压配电系统

16.2.1 一般要求

16.2.1.1 本节规定适用于由1kV以下岸电供电的趸船配电系统。本节未作规定者，则应符合本篇其他章节的有关规定。

16.2.1.2 由岸上交流三相四线中点接地系统供电时，配电板的零线汇流排截面积应不小于相线截面积的一半，并应可靠接地(船体)。

16.2.1.3 由岸上交流三相四线中点接地系统供电时，应设有将船体与岸电零线进行可靠电气连接的措施。当工作零线兼作接零保护时，零线截面积应不小于相线截面积的一半。

16.2.1.4 当采用交流三相三线绝缘系统供电时，应在配电板上装设指示对地绝缘的兆欧表或指示灯或连续监测绝缘电阻且在绝缘电阻异常低时发出听觉和视觉报警信号的监测装置。当采用绝缘指示灯时，指示灯的功率应不大于15W，并用按钮控制。

16.2.1.5 由岸上交流三相三线绝缘系统供电时，必须有将船体与岸地相连接的设施。船体接地保护连接的铜导线截面积应不小于16mm²，岸地接地电阻应不大于4Ω。

16.2.2 配电板

16.2.2.1 配电板上应设有检测外来电源相序(三相交流)或极性(直流))的装置，当设有岸电箱，且已具有相序或极性检测装置者除外。

16.2.2.2 配电板上应设有电源主开关及其通断指示灯。

16.2.2.3 配电板上应至少装设下列测量仪表：

能分别测量各相(线)电流的电流表1只；

能分别测量各相(线)电压的电压表1只。

16.2.2.4 配电板主开关的电流定额可以根据趸船总负载乘以一个合理的需用系数来确定。当配电

板上留有备用线路和供停靠船舶用电线路时,则在采用需用系数之前,必须把为将来增添负载所留的余量,加到总负载中去。

16.2.2.5 配电板电源回路(由岸电直接供电或由岸电通过船上变压器供电)主开关短路保护和过载保护的整定值,应根据岸电系统的具体情况和正常船舶负荷运行情况确定动作的整定值和延时。当由岸电直接供电时,主开关过载和短路保护整定值应小于岸电供电的开关整定值;当由船上变压器供电时,主开关过载和短路保护的整定值应与变压器容量相适应。

第3节 交流高压系统

16.3.1 一般要求

16.3.1.1 本节适用于额定电压1~10kV的交流高压系统。

16.3.1.2 高压电气设备的选择和布置应充分考虑满足船用条件。

16.3.1.3 高压电力系统应有防止大气过电压和/或内部过电压的措施。

16.3.1.4 高压配电装置、低压配电装置与高压变压器应分开设置。配电室和变压器室内应配有消防用品。

16.3.1.5 高压配电室及装有高压电气设备的舱室等处所出入口附近应标有“高压电,危险!”等醒目字样的标记,并有保障人身安全的防护措施。

16.3.1.6 高压变压器应安装在通风良好的舱室里,该室及门应以不燃材料制成。高压变压器的门应向外开,并能锁闭。

油浸式变压器的基座下应设有集油盘或接收容器,以容纳并冷却可能从破损油箱中漏出的全部液体,还应设有排出泄漏液体的措施,用于防止污染。

16.3.2 高压发电及配电

16.3.2.1 交流高压系统可采用三相三线绝缘系统或中性点经限流装置(限流电阻或限流电抗器)接地的三相三线系统。

16.3.2.2 对交流高压中性点接地的三相三线系统,当交流高压发电机的中性点采用经限流装置接地时,则限流装置的限流数值的选择,应使接地故障电流限制在发电机额定电流以内,同时应不小于任何接地故障保护装置动作所要求的最小电流的3倍。

16.3.2.3 对地绝缘的交流高压三相系统,应设有能连续监测接地故障的保护装置或绝缘监测装置。

接地故障保护装置可用于电源开关跳闸或用于报警;绝缘监视装置应具有接地故障报警,报警器应设在值班处所。

16.3.2.4 高压发电机除应设有本篇第2章要求的发电机保护装置外,尚应设有与其容量相称的防止定子绕组相间短路的保护装置及定子绕组单相接地保护装置。

16.3.2.5 高压开关柜应符合国家标准GB3906《3~35kV交流金属封闭开关设备》的有关规定。

16.3.2.6 高压断路器应为可抽出式,或用等效的设施或布置使在汇流排带电时能对断路器进行维修。

16.3.2.7 高压开关柜上的所有开关装置均应设有表示其通断的明显标志。

16.3.2.8 高压装置的非绝缘部件的相与相和相与地之间的电气间隙,不应小于表16.3.2.8的规定值。

最小电气间隙表 16.3.2.8

额定电压（kV）	最小电气间隙（mm）
3（3.3）	55
6（6.6）	90
10（11）	120

若电压为所列额定电压的中间值,则应取下一档次的较高值。必要时，这些电气间隙应予以增加，以便能承受所产生的电动应力。

若电气间隙低于表 16.3.2.8 所列值，则应进行适当的冲击电压试验。

16.3.2.9 带电部件之间及带电部件对接地金属部件之间的爬电距离，按绝缘材料的特性和开关及故障时产生瞬间过电压加以考虑，应能适应系统的额定电压。

16.3.2.10 高压开关柜的布置应有足够的通道，以便于操作和维护。其通道宽度应不小于表 16.3.2.10所列数值。

通道宽度表 16.3.2.10

配电装置布置方式	通道分类	维护通道（m）	操作通道（m）
一侧有开关柜时		0.8（侧，后）	1.5（面板前）
相对有开关柜时		0.8（侧，后）	2（面板中间）

当采用手车式开关柜时，操作通道的宽度应不小于下列数值：

一侧有开关柜时，单车长+1.0m；

相对有开关柜时，双车长+0.8m。

高压配电装置的维护通道和操作通道上均应铺设耐高压绝缘垫，以利安全操作。

16.3.2.11 高压电气设备的栅栏高度应不低于1.2m，不高于1.7m，遮栏网孔应不大于15mm×15mm。栅栏门应能锁闭。

16.3.3 高压变压器

16.3.3.1 高压变压器应符合国家标准GB1094《电力变压器》的有关规定。

16.3.3.2 高压变压器的一次绕组侧建议采用多极断路器进行短路保护。当变压器并联运行时，二次绕组侧应设有隔离开关。

16.3.3.3 高压变压器应尽可能采用干式变压器。若采用油浸式高压变压器，则应在本篇1.2.3.1规定的船舶倾斜条件下能正常工作，无溢油的危险；且应采取措施使变压器油不与空气直接接触或采用防止变压器油老化的措施。

16.3.3.4 高压降压变压器低压侧为1kV以下的绝缘系统，应在低压侧装设击穿式保险器或低压避雷器，以防止高压侧漏电而窜入低压侧。

16.3.3.5 高压降压变压器低压侧为1kV以下的中性点接地系统，中性点应可靠接地。

16.3.3.6 安装在趸船上的高压变压器与变压器室舱壁的距离应不小于表16.3.3.6所列数值。

高压变压器与舱壁距离

表 16.3.3.6

变压器容量 (kVA)	1000 及以下	1250 及以上
变压器与后壁, 侧壁之间 (m)	0.8	1.0
变压器与门壁之间 (m)	1.0	1.2

16.3.4 高压电力拖动

16.3.4.1 高压电动机的外壳防护等级应与安装处所相适应, 且应设有防止触及转动部分的安全措施。

16.3.4.2 高压电动机的接线端应安装在接线盒内, 且所有导体均应作有效的绝缘处理。

16.3.4.3 高压电动机应设有短路保护、过载保护和失压保护。

16.3.4.4 相对于发电站或变电站容量较小的高压电动机, 可采用手动开关起动、停止和保护装置作用于开关跳闸的操作控制方式。

16.3.5 高压电缆

16.3.5.1 高压电缆应采用具有金属护套或铠装的电缆, 否则应安装在金属管道或电缆槽内。

16.3.5.2 高压电缆的金属护套或铠装、金属管道或电缆槽的两端必须可靠接地。并保持电缆的金属护套或铠装、金属管道或电缆槽在其全长上接地的连续性。

16.3.5.3 高压电气设备的布置应具有足够的空间, 以便高压电缆的端头安装和试验。端头的安装必须牢固可靠, 必要时应加以机械固定。

16.3.5.4 高压电缆的端头必须经过绝缘处理及耐电压试验, 缆芯之间应能承受本章16.7.3.3规定的工频试验电压。当击穿发生在端头部分时, 允许另做端头, 并重新进行试验。

16.3.5.5 高压电缆应有明显标志, 并与低压电缆至少相距250mm进行敷设, 若不可避免时, 则所有不同电压等级的电缆均应选用其中最高电压等级。

16.3.5.6 高压电缆的敷设应考虑到外界机械冲击和热辐射损害的影响, 并有适当的防护措施。

16.3.5.7 高压电缆不应通过生活居住舱室敷设。

16.3.5.8 交流高压电缆应尽可能采用双芯或多芯电缆。若采用单芯电缆时, 则应满足下列要求:

- (1) 电缆的护套应为非铠装的或为以非磁性材料铠装和覆盖的;
- (2) 属于同一线路的各单芯电缆应安装在同一管道或金属电缆槽内;
- (3) 单芯电缆的金属护套或金属覆盖层, 只能在一处接地。

第4节 油趸船

16.4.1 适用范围

16.4.1.1 本节规定适用于装卸闪点不超过60℃(闭杯试验)的原油及石油产品的油趸船。

16.4.1.2 对储存原油及石油产品的油趸船应满足本篇第13章的有关要求。

16.4.2 一般要求

16.4.2.1 油趸船的配电系统应符合本篇第13章和本章的有关规定。

16.4.2.2 设有配电装置、电力变压器等电气设备的配电间、控制室应设置正压通风系统, 机械通风设备的排量应不小于每小时更换空气20次, 其进风口应位于最高一层甲板以上的开敞处所。

16.4.2.3 对电力和照明系统,不论是一次侧还是二次侧配电系统,均应设有符合本篇13.1.2.1及本章16.3.2.3规定的监测对地绝缘的装置。

16.4.2.4 室外照明应为合格的防爆灯具,且应在配电室或值班室集中控制。各分路开关应能分断全部绝缘极。室外电缆应穿管敷设。

16.4.2.5 油泵及所有电动风机,应在其处所外适当位置设有紧急切断装置,以便当其所在处发生火灾时能将其切断。

16.4.2.6 货泵舱的通风,应符合第2篇第10章第7节的有关规定。

16.4.2.7 货泵舱内的电气设备均应采用合格防爆电气设备。

第5节 餐饮趸船

16.5.1 适用范围

16.5.1.1 本节规定适用于餐饮、娱乐、住宿趸船(简称餐饮趸船)的电气设备。

16.5.1.2 本节未作明确规定者,应满足本篇的其他章节的有关规定。

16.5.2 主电源装置

16.5.2.1 主电源装置可采用:

- (1) 由独立的原动机驱动的发电机;
- (2) 蓄电池组;
- (3) 岸电。

16.5.2.2 禁止采用利用船体作回路的单线系统。

16.5.2.3 采用柴油发电机组作餐饮船的主电源时,其所处的环境条件和工作条件以及发电机组的保护和选择应满足本篇第1章第2节、第2章第3节和第3章第2节的要求。

16.5.2.4 采用岸电做餐饮船主电源时应满足本章第2节的要求。

16.5.2.5 由岸电供电的餐饮船均应设置岸电箱。

16.5.3 临时应急电源

16.5.3.1 对船长 $\geq 50\text{m}$ 的餐饮船,应设有蓄电池组作为船舶临时应急电源。临时应急电源应能在主电源失电时,足以自动向下列负载同时供电至少0.5h。

(1) 下列处所的临时应急照明:

- ① 厨房;
- ② 超过16人的客房和娱乐场所;
- ③ 所有走道、梯道;
- ④ 锚泊灯。

(2) 探火和失火报警系统、手动报警按钮装置;

(3) 扩音(广播)系统(设有时);

(4) 紧急(集合)报警装置(设有时);

(5) 灭火剂释放预告报警装置(设有时)。

16.5.3.2 对船长不超过50m的餐饮船,可不设临时应急电源,但应设置本节16.5.3.1(1)所要求的临时应急照明,其临时应急照明可采用自带蓄电池(可充电)的照明灯具。

16.5.4 电力设备

16.5.4.1 餐饮船设有如下电力设备时,应由主配电板设单独馈电线供电:

- (1) 消防泵;
- (2) 厨房风机;
- (3) 集中空调;
- (4) 各照明分电箱。

16.5.4.2 对分体空调或窗式空调器以及电取暖器可由专用的分配电板设单独馈电线供电。

16.5.4.3 风机、集中空调应在下列处所设置紧急切断装置:

(1) 船长 $<50\text{m}$ 的餐饮趸船,应在配电间或值班室(设有时)和防火控制处所各设一套集中切断装置,其中任何一套均能切断全船风机、空调及其控制装置的电源。

(2) 船长 $\geq 50\text{m}$ 的餐饮船如认为集中切断不符合实际情况,可按甲板层次和防火区要求,在每层甲板的适当处所设置分区切断装置。但仍应在防火控制处所设有总切断装置。

(3) 厨房、机器处所、蓄电池室的风机以及为设有发电站提供燃油供给的燃油泵等的紧急切断装置应设置在进入该处所的门口外面。

16.5.5 照明

16.5.5.1 船长 $\geq 50\text{m}$ 的主照明应按甲板布置、分别由各照明分电箱供电。

16.5.5.2 照明灯具的选择应保证在最不利条件下的工作温度不超过所选电缆的许用温度。

16.5.5.3 荧光灯应有防护外罩,其所属附件(如镇流器、电容等)应在结构上与灯具连在一起。

16.5.5.4 每一装饰灯和彩灯分路,若其最大工作电流不超过 10A 时,其灯点数可不受限制。

16.5.5.5 超过16人的客房和公共娱乐场所应由照明分电箱设2路电源供电,其灯点应交错布置。

16.5.6 生活与娱乐设备

16.5.6.1 各单相分体空调器或窗式空调器应合理分配供电,以保证各相负载的平衡最大不超过各相负载的15%。

16.5.6.2 连接各空调器的插头插座应具有接地极的3眼或4眼插头插座。

16.5.6.3 音响、视频的电源,若采用插头插座供电,应选择带有接地极的插头插座。

16.5.6.4 电动玩具应采用安全电压等级的电源供电。

16.5.6.5 厨房各灶具的供电应采用与主配电板进行隔离的变压器供电。

16.5.7 电缆

16.5.7.1 餐饮趸船电缆的选择和安装应满足本篇第11章的有关要求。

16.5.7.2 餐饮趸船厨房内,各电气灶具的电缆应具有金属不透性护套或非金属不透性护套。且灶具和电缆应固定安装。

16.5.8 避雷装置

16.5.8.1 各种餐饮船均应设有避雷装置。

第6节 接岸电和对他船供电

16.6.1 船岸之间电源电缆(包括由岸电供电给趸船及趸船供电给岸上用电的电缆)及由趸船对他

船(水上工程)供电的电缆,均应采用相应额定电压等级的电缆,电缆的导线截面积应根据允许载流量选择,并应具有足够的机械强度。采用架空线的导线截面积应不小于下列数值:

高压架空线

钢芯铝线: 35mm^2

铜线: 25mm^2

低压架空线:

铝线: 16mm^2

铜线: 10mm^2

16.6.2 电缆及架空线的安装

16.6.2.1 船岸之间电缆或导线的引入线应紧固在船上适当的构架上,以使电缆或导线及其接线端不承受机械应力。

16.6.2.2 高压岸电必须通过安装在趸船上的高压隔离开关方可接入高压开关柜;当趸船上设有高压岸电接线箱时,从接线箱至高压开关柜的线路应固定敷设。

16.6.2.3 高压接岸电电缆或架空线通过跳趸敷设时,应考虑跳趸波动、位移等的影响。

16.6.2.4 由趸船供电给他船(水上工程)时,在趸船上应设有对他船供电的供电箱,其连接电缆应满足本节16.6.1、16.6.2.1的规定。

16.6.2.5 供电箱采用岸电箱时应符合本篇3.3.2及本节的规定。

16.6.3 变压器

16.6.3.1 连接岸电的变压器,除用于电动机降压起动的以外,应为双绕组式,且绕组间无电气连接。

第7节 试验

16.7.1 一般要求

16.7.1.1 电气设备安装完工后,应按经本社批准的试验大纲进行检查和试验。

16.7.1.2 校核继电保护装置的動作值,且应符合配套设备的要求。

16.7.1.3 校核高压电气设备的电气间隙和安全距离。

16.7.1.4 检查高压电气设备的接地工艺、接地电阻及接地连续性。

16.7.2 绝缘电阻测试

16.7.2.1 高压旋转电机的热态绝缘电阻应不小于按下式计算所得之值:

$$\text{绝缘电阻值}(M\Omega) = \frac{3 \times \text{额定电压}(V)}{1000 + \text{额定容量}(kVA \text{ 或 } kW)}$$

测试使用的兆欧表其工作电压应为2500V。

16.7.2.2 高压旋转电机各励磁绕组应分别进行热态绝缘电阻的测量,其值应不小于 $5M\Omega$ 。测试使用的兆欧表其工作电压应与励磁装置的额定电压相适应。

16.7.2.3 高压电器(断路器、负荷开关、隔离开关、电流互感器、电压互感器)、高压成套配电装置、电力变压器及高压电缆等的热态绝缘电阻应符合其产品标准的要求。在无资料情况下,绝缘电阻应

大于 $5\text{M}\Omega/\text{kV}$ ，橡皮绝缘高压电缆的绝缘电阻应大于 $2\text{M}\Omega/\text{kV}$ 。

16.7.3 耐电压试验

16.7.3.1 高压电气设备应按国家标准GB311.1《高压输变电设备的绝缘配合》进行短时(1min)工频耐压试验。

16.7.3.2 高压电气设备安装完工后，应按表16.7.3.2工频试验电压的0.75~0.90倍的1个试验电压进行交接试验1min而无击穿或闪络现象。

16.7.3.3 高压电线电缆安装完工后，应进行工频耐压交接试验。交接试验电压应符合表16.7.3.3的规定，试验时间至少5min，且试验时无闪络或击穿现象。

工频试验电压(kV，有效值) 表 16.7.3.2

额定电压	最高工作电压	试 验 电 压				
		电力变压器	高压电器	成套配电装置	单独试验的套管 母线支柱绝缘子	旋 转 电 机
3	3.5	18	18	18	25	2.5 倍额定电压
6	6.9	25	23	23	32	3000V+2 倍额定电压。
10	11.5	35	30	30	42	

电线电缆交接工频试验电压(kV，有效值) 表 16.7.3.3

电缆形式	导电线芯接线试验方式	交接试验电压	备注
单芯	导线芯对屏蔽层接地	2.2E	1、E 为相电压； 2、橡皮绝缘电缆的交接试验电压均为 1.6E
2 芯及 2 芯以上	1、1 芯对另外缆芯及屏蔽层接地	1.65E	
	2、无金属护层和屏蔽层的电缆为 1 芯对另外缆芯及船体	1.65E	

第17章 滚装船的附加要求

第1节 一般规定

17.1.1 适用范围

17.1.1.1 本章适用于装运在油箱内备有自用燃料车辆的Ⅰ型客滚船、Ⅱ型客滚船、车客渡船、滚装货船的电气设备。本章未涉及的内容应符合本篇其他章节的有关规定。

17.1.2 定义

17.1.2.1 除另有规定外，本章的定义如下：

- (1) 载车处所：系指用于装载油箱内备有自用燃料的车辆货物处所。
- (2) 露天载车处所：系指在上方并至少有两侧完全暴露在露天的载车处所。
- (3) 开式载车处所：系指两端开口或一端开口的载车处所，该处所通过在舱壁或上部甲板固定开口或从上部提供遍及整个长度的充分有效的自然通风，固定开口的总面积至少为处所侧面总面积的10%。
- (4) 闭式载车处所：系指既不是开式载车处所，也不是露天载车处所的载车处所。

17.1.3 配电系统

17.1.3.1 配电系统应采用对地绝缘的配电系统（车客渡船除外）。

17.1.3.2 配电系统应设有连续监视绝缘电阻异常降低时发出警报的装置。若发电机单机容量等于或小于15kW时，允许采用兆欧表或指示灯作绝缘监视装置。

17.1.4 防爆

17.1.4.1 安装在有爆炸危险处所内的电气设备，若需采用防爆电气设备时，则应符合本篇1.4.3的规定；安装的防爆电气设备的防爆类、级别应不低于ⅡA，温度组别应不低于T₃。

第2节 电气设备的设置

17.2.1 每小时换气率不少于10次的闭式载车处所

17.2.1.1 在车辆甲板和可能积聚爆炸性蒸汽的甲板或装车平台（如设有时）上，电气设备尽可能安装在车辆甲板或装车平台以上至少450mm处。

17.2.1.2 安装在高于车辆甲板或装车平台450mm以上的电气设备，如不使用合格防爆电气设备，其外壳防护等级至少为IP55，且正常工作时不会产生火花、电弧和表面温度不超过200℃。

17.2.1.3 若必须在离车辆甲板或装车平台小于450mm的区域安装电气设备，则该设备应为合格防爆电气设备。

17.2.1.4 该处所的排气通风导管内应安装合格防爆电气设备。

17.2.2 每小时换气率少于10次的闭式载车处所

17.2.2.1 该处所及其排气通风导管内应安装合格防爆电气设备。

17.2.3 开式载车处所

17.2.3.1 在离车辆甲板450mm高度以内的电气设备应采用合格防爆电气设备。

17.2.3.2 安装在离车辆甲板450mm高度以上的电气设备，如不使用合格防爆电气设备，则应安装外壳防护等级至少为IP55的电气设备，且正常工作时不会产生火花、电弧和表面温度不超过200℃。

17.2.3.3 在该处所内终止的所有电路中，均应在该处所之外设有多极联动隔离开关，并应有可将该开关锁定在分断位置的设施。但这一要求不适用于火警、烟雾或可燃气体探测等电路。

17.2.4 露天甲板载车处所

17.2.4.1 在该处所安装电气设备，其外壳防护等级应符合本篇第1章表1.4.2.3的有关规定，且正常工作时不会产生火花、电弧和表面温度不超过200℃。

17.2.5 电缆

17.2.5.1 敷设在车辆处所的电缆应符合本篇第13章13.3.6.1的规定。

17.2.5.2 敷设在车辆处所的电缆应有防止机械损伤的保护措施。

17.2.5.3 电缆穿过防火舱壁和甲板时，应保持其舱壁和甲板的防火完整性。

17.2.6 车辆跳板

17.2.6.1 若设置车辆跳板控制站，其位置应布置于使操作人员能观察到跳板的运动状态。

17.2.6.2 车辆跳板设备若发生运转动力故障时，跳板应自动保持在原有位置，当供电恢复时，应有复位后才能继续进行操作的设施。

17.2.6.3 应设有当跳板回复至原位时的限位装置。

17.2.6.4 收放跳板时应在跳板处发出连续的听觉和视觉信号。

17.2.7 监视

17.2.7.1 闭式载车处所及I型客滚船的开式载车处所内应设有电视监视装置，以便在船舶航行时，驾驶室能观察到车辆的移动或未经允许乘客的进入。

17.2.8 附加应急照明

17.2.8.1 本条适用于I型客滚船。

17.2.8.2 旅客公共处所和通道应设置附加应急照明，在所有其他电源故障及任何倾斜状态下，应能连续工作1小时。

17.2.8.3 提供的照明应能容易见到到达逃生的紧急出口。

17.2.8.4 附加应急照明的电源应是设置于灯具内的蓄电池，该蓄电池应能连续充电且保证在所有其他电源故障时自动投入使用。

17.2.8.5 附加应急照明设备应有明显的故障指示。

17.2.8.6 设置在灯具内部的蓄电池应定期更换，其间隔期应考虑到蓄电池在使用中所经受的环境条件规定的使用寿命。

17.2.8.7 在每一船员处所通道、娱乐场所和通常有人的工作处所，除非设有上述要求的附加应急照明，否则应配备可携式充电电池灯。

第18章 工程船的附加要求

第1节 一般规定

18.1.1 适用范围

18.1.1.1 除本章规定外，自航或非自航工程船电气设备的设计、制造、安装、试验等，均应符合本篇电气设备的有关规定。

18.1.1.2 工程船专用电气设备应符合本社接受的有关标准。

18.1.1.3 自航或非自航工程船的机舱自动化部分，应参照第4篇机舱自动化的有关规定。

18.1.1.4 自航或非自航工程船若采用交流高压系统应参照本篇第16章第3节的有关规定。

18.1.2 电源

18.1.2.1 工程船可由岸电供电。

18.1.2.2 自航工程船应至少设置2台与主机独立的发电机组，以保证：

- (1) 在自航时，若任一发电机组失效时，仍能对船舶正常安全航行所要求的设备供电；
- (2) 在作业时，对工程机械的合理供电。

18.1.2.3 工程船电源装置容量和台数的选择应考虑最大容量工程机械的作业起动频繁等特点，以免造成电网电压过大波动而影响其他受电设备的正常运行。

18.1.2.4 自航工程船应按本篇第4章的规定设置应急电源或临时应急电源，其供电范围除应符合本篇第4章的有关规定外，还应特别考虑下列处所应急照明或临时应急照明：

- (1) 泵舱；
- (2) 工程机械作业处所。

18.1.3 配电

18.1.3.1 下列工程机械应由主配电板或专用配电板敷设单独馈电线供电：

- (1) 定位绞车；
- (2) 斗桥架绞车；
- (3) 绞刀架绞车；
- (4) 定位桩绞车；
- (5) 耙臂（耙头、耙中、耙弯）绞车；
- (6) 泥泵；
- (7) 斗链；
- (8) 绞刀；
- (9) 起重机；
- (10) 抓斗；
- (11) 铲斗；
- (12) 打桩卷扬；
- (13) 打桩变幅；

- (14) 平衡水泵;
- (15) 高压冲水泵;
- (16) 泥门。

18.1.3.2 工程用专用仪表应由分电箱的独立分路供电,该分电箱应安装在操纵室内。

18.1.3.3 液压系统的电源应符合本篇18.2.4.1的规定。

18.1.4 照明

18.1.4.1 在各夜间作业机械的上方或四周应安装有足够数量的照明灯具。

18.1.4.2 安装在龙口架上,斗链及绞刀近旁等机械振动较大的处所的照明灯具,必须装设减震装置。

18.1.4.3 工程船的作业号灯(包括对空红色警戒灯、交通部颁布的现行《内河船舶避碰规则》规定的有关环照灯等)可通过设置在露天水密插座与电源控制箱连接。电源控制箱应设置在操纵室内。

18.1.5 电缆

18.1.5.1 工程船仪表用的活动伸缩电缆应采用软电缆。

18.1.5.2 各自动仪表传感器的连接电缆,应采用金属编织层电缆或专用通信电缆。

18.1.6 通信

18.1.6.1 挖泥船根据挖泥作业的需要,自操纵室至机舱、作业处等之间应设置必要的通信联络设备。

18.1.6.2 打桩船的桩架作业塔层与主甲板之间应设有电话或对讲机等通信联络工具。

18.1.6.3 自航工程船的无线电通信设备应符合《内河船舶法定检验技术规则》第5篇5.2.1.1规定;非自航工程船的无线电通信设备的配备应符合《内河船舶法定检验技术规则》第5篇5.2.2.6的规定。

18.1.7 信号报警

18.1.7.1 打桩船的桩架电控变幅装置应满足下列要求:

- (1) 当桩架前倾到达最大容许倾角时,应停止工作,并自动报警;
- (2) 当桩架倾斜与抱桩器同时动作时,应发出灯光指示信号。

18.1.7.2 挖泥船的分泥门,应设有分泥门在“左”或“右”的位置信号指示灯。当分泥门转经中央位置时,应发出瞬时灯光信号至操纵台。

18.1.7.3 建议将挖泥船泥门启闭信号装置及闸阀启闭信号装置设置在操纵台上。

18.1.8 安装

18.1.8.1 电气设备应尽量安装在振动较小的处所,必须安装在振动较大处所的电气设备应加设减振装置。

18.1.8.2 控制系统中各反馈回路的可调元件,必须可靠锁定,并应有明显的锁定标志。

18.1.8.3 工程船泥泵附近及泥管周围的电气设备,应尽可能地远离泥泵和泥管的适当位置安装,否则,应采取防水措施。

18.1.9 集中操纵台

18.1.9.1 集中操纵台应尽量布置在操纵人员能清晰观察到工程作业现况的处所,且便于遥控各工程机械的作业,随时反映作业的机电工况。

18.1.9.2 若工程机械设备有1个以上的操纵站时,则各操纵站之间必须互为电气联锁。

各操纵站上应设有正在工作的操纵站的信号装置。

18.1.9.3 集中操纵台应至少设置下列的仪表及信号装置:

- (1) 电源指示灯;
- (2) 主工程机械设备(绞刀、泥泵、斗链等)电动机的电流表、变压调速表及转速表;
- (3) 主工程机械设备电动机的过载及堵转时的听觉和视觉信号装置;
- (4) 各工程机械设备工作的信号指示装置。

第2节 工程机械的电力拖动

18.2.1 拖动电机

18.2.1.1 拖动斗链、泥泵、绞刀的电动机应采用连续工作制;其他工程机械的电动机,其工作制应根据作业工况选定。

18.2.1.2 泥泵电动机设计容量应具有10%的过载能力,建议具有10%~30%额定转速的调速性能。

18.2.1.3 绞刀电动机的选择应考虑能承受挖泥工作时所产生的振动,并在结构上应保证电机在长期纵向倾斜45°时可靠运转。

18.2.1.4 下列重要工程设备的拖动电机的调速应特别考虑:

- (1) 绞刀、斗链电动机的调速及低速反转;
- (2) 定位绞车电动机的调速;
- (3) 耙臂升降电动机的调速;
- (4) 起重、打桩、抓斗的起吊电动机的调速与反转性能。

18.2.1.5 韧性提吊的定位桩电动机应具有足够的起动转矩。

18.2.1.6 甲板作业机械的升降、旋转、变幅、启闭等的拖动电机均应设有电磁制动器。电磁制动器应有手动释放装置。

18.2.2 保护装置

18.2.2.1 拖动电机应设有失压、短路和过载延时保护装置。

18.2.2.2 直流拖动电机的励磁回路,至少应设有下列保护措施:

- (1) 并激或复激直流电动机应设有保证电机不在弱磁场状态下起动的欠励磁保护;
- (2) 串激电动机不允许在空载状态下起动和运行,必要时,对轻载运行状态设置限速保护。

18.2.2.3 直流制的发电机—电动机拖动系统,在拖动电机主回路内应设过电流保护装置,并在操纵台上设置过电流的听觉和视觉报警信号。

18.2.2.4 当多台拖动电机与2台以上发电机作串联运行时,则在控制系统中,必须具有下列安全措施:

(1) 串联运行时,当主回路由一种串联运行形式转换成另一种运行形式时,必须首先断开发电机的励磁回路电源,然后方能进行主回路的转换;

(2) 串联运行时,当任一组原动机发生故障时,为了防止该组发电机进入电动机运行状态,必须设有适当的保护措施。

18.2.2.5 拖动系统中,具有负反馈量的控制放大装置的主回路应设有过电流保护装置,以保证一旦当系统失去反馈量时,控制放大装置应立即停止工作。该过电流保护装置应为手动复位。

18.2.2.6 根据挖泥能力,下列电力拖动系统应考虑具有过载堵转的工作特性:

- (1) 链斗及绞吸挖泥船的定位绞车;
- (2) 泥泵、链斗、绞刀、抓斗及铲斗的拖动电动机。

18.2.2.7 当泥泵电动机由主机轴带发电机供电时, 应注意到:

- (1) 在主机已承担一定负荷时 (70%额定负荷左右), 泥泵电动机不能起动;
- (2) 当轴带发电机处于非挖泥工况运转时, 应考虑设置灭磁装置。

18.2.3 控制装置

18.2.3.1 当多台工程作业机械均由1台绞车装置传动时, 则应在控制线路中设总停车按钮1个, 以便随时停止任一正在运行机械的工作。

18.2.3.2 主工程机械的电力拖动系统 (泥泵除外), 应在操纵室内设有紧急停车装置。耙头绞车应设紧急起动按钮。

18.2.3.3 横移绞车, 定位桩绞车以及喷泥管、封水泵、溢流门绞车等甲板辅助机械装置, 如为操纵室遥控时, 则在各机械装置附近应设置紧急停车按钮或其他开关装置。

18.2.3.4 泥泵电动机应在操纵室和泵舱处所分别进行控制, 其转换开关应设在机旁。

18.2.3.5 泥泵电动机与封水泵电动机, 在工作上应为电气联锁控制。只有当封水泵电动机工作后, 泥泵电动机才能运转; 当封水泵电动机停止运转时, 应发出听觉和视觉报警。

18.2.3.6 拖动位能性负荷的直流电动机, 应设有欠磁场保护和电枢欠电压保护, 以免当负荷装置失去转动动力矩时产生自行下落的危险。

18.2.3.7 绞吸挖泥船的横移绞车电动机, 当绞车发生作业滚刀、钢缆松弛而有被绞断危险时, 应能立即停止工作。

18.2.3.8 起重船变幅机械力矩限制器的设置, 应保证在一定的变幅角度下发生超重时, 能自动报警或切断控制线路, 停止运行。

18.2.3.9 设有强制冷却通风装置和润滑装置的电动机, 应保证只有在风机和滑油泵工作后, 电动机才能投入运行。当风机失电和滑油高温及滑油低压时应报警。

18.2.3.10 打桩船的龙口升降电梯, 除在升降台上设置操纵开关外, 尚应在电梯绞车附近设置与升降台上的操纵开关互为联锁控制的遥控开关。

18.2.3.11 下列电动机械应设终端电气限位装置:

- (1) 耙臂弯头、耙头及耙中吊杆、定位桩起吊、抓斗起吊、铲斗起吊、起重钩起吊、桩架倾斜 (前限位), 均应设上限位装置;
- (2) 耙头、耙中、耙弯下放绳索应设下限位装置;
- (3) 斗桥起落、溜泥槽升降、弯幅俯仰、绞刀架起落及喷泥管起落均应设上、下限位装置。
- (4) 溢流门及泥门闭合限位装置;
- (5) 耙头波浪补偿装置的上、下限位装置;
- (6) 其他工程机械视其工作状况, 设置必要的限位装置。

18.2.4 液压电控

18.2.4.1 液压电气控制系统的控制电源以及液压油泵电动机的电源, 分别应由主配电板上独立分路或由专用配电板供电。

18.2.4.2 在液压操纵台上至少应设有:

- (1) 电源指示灯;
- (2) 由电磁阀控制的表示主要用途阀件开闭的指示装置。

18.2.4.3 电控系统的液压油泵电动机除在操纵台上进行控制外，亦应能在液压油泵舱内进行控制，其转换开关应设在机旁，且在操纵台上应设有其工作信号灯。

18.2.4.4 互为备用的两台电动液压油泵应根据系统工作特点，设置必要的转换或联锁装置，且在操纵台上设有任一台油泵电机正在工作的灯光信号装置。

18.2.5 电子控制

18.2.5.1 工程船上的电子元件、线路、仪表及系统除应符合国家有关电子、电气标准外，尚应保证工程机械在作业时产生剧烈振动情况下仍能正常工作。

18.2.5.2 电子控制电路与照明、动力电路的电缆应尽量分开敷设。

18.2.5.3 电子元件及部件的安装应考虑其周围有良好的散热条件。强制冷却的电子元件，当冷却装置停止工作时，电子元件也应立即停止工作。

18.2.5.4 组合式的电子元件尽可能装置成插件式结构，插件结构应坚实牢靠，安装时有锁紧装置，插口连接点处应无锈蚀斑点，保证电接触良好。

根据实际需要，插件应配备一定数量的备件。

硅晶闸管元件及其他整流元件，无论从元件本身及控制线路方面，均应有能承受来自电源侧、负载侧及外来干扰等所产生的过电压而不致损坏的措施。

硅晶闸管元件同时应具有过电流保护措施。

第19章 载有冷藏集装箱的集装箱船电气设备的附加要求

第1节 一般规定

19.1.1 适用范围

19.1.1.1 本章规定适用于载有冷藏集装箱的集装箱船的电气设备。

19.1.1.2 载有冷藏集装箱的船舶，其电气设备的设计、制造、安装和试验等，除应符合本章规定外，尚应满足本篇其他章节的有关规定。

第2节 电气设备的设置

19.2.1 主电源

19.2.1.1 若冷藏集装箱需由船舶主电源供电时，船舶应至少设置两台与主机独立的发电机组，以保证：任一发电机组失效时，仍能对船舶正常航行、船舶安全所需的设备及对冷藏集装箱供电。

19.2.1.2 每台发电机组的容量，在考虑冷藏集装箱所需容量时，如冷藏集装箱的电源插座既可供电给20'的冷藏集装箱，也可供电给40'的冷藏集装箱，每只插座应按11kW进行负荷计算；仅能供给20'的冷藏集装箱的电源插座，每只插座应按7.5kW进行负荷计算。

19.2.1.3 载有多只冷藏集装箱时，可以采用冷藏集装箱的总功率乘以一个合理的需用系数来确定冷藏集装箱所需的实际功率。该需用系数应按冷藏集装箱的实际用电情况及主电源容量配置情况进行选取。

19.2.1.4 在缺乏确切资料的情况下，冷藏集装箱供电电路的需用系数可采用0.8（20个及以下插座时）或0.65（20个以上插座时）；对只载有3只及以下冷藏集装箱时，不应采用需用系数的方式确定冷藏集装箱所需的总功率。

19.2.1.5 若在线路上保证冷藏集装箱可以交替供电，则可按实际的功率确定。

19.2.1.6 在确定发电机组容量时，尚应考虑冷藏集装箱的备用线路所需的功率。

19.2.2 对冷藏集装箱的供电

19.2.2.1 冷藏集装箱用插座应由专用的分配电板供电。在该分配电板上应能指示出其是否有电和哪些馈电线处于接通状态。

19.2.2.2 数个冷藏集装箱用插座可以组合在一起由一根电缆供电，但各插座连接线应有各自的过载和短路保护，而公共的供电电缆应按总功率需求确定，必要时可采用本节19.2.1.4规定的需用系数。

19.2.3 供电给冷藏集装箱的电源插座

19.2.3.1 供电给冷藏集装箱的电源插座，应采用与标准集装箱插头相配套的船用专用插座，并应符合本社接受标准的规定。

19.2.3.2 冷藏集装箱的插座应与开关连锁，当开关处于“接通”位置时，插头不能插入或拔出。

19.2.3.3 插座的结构或插头的结构应满足当插头插入插座时，应首先接通地线或零线插孔。

19.2.4 其他

19.2.4.1 若船舶载有自带发电机组供电的冷藏集装箱时，应在船舶合适位置上设有自带发电机组及冷藏集装箱外壳接地的装置。



中国船级社

钢质内河船舶建造规范

2016

第4篇 控制、监测、报警和安全系统

目 录

第 1 章 通 则	1
第 1 节 一般规定	1
第 2 节 环境条件	2
第 2 章 控制、监测、报警和安全系统的基本要求.....	4
第 1 节 一般规定	4
第 2 节 控制处所	4
第 3 节 控制系统	5
第 4 节 报警系统	5
第 5 节 安全系统	6
第 6 节 控制、监测、报警和安全系统的供电.....	6
第 7 节 电气和电子设备.....	7
第 8 节 电子计算机.....	8
第 9 节 液压和气动控制.....	13
附录 1 计算机系统试验和验证相关定义和注解	14
第 3 章 电站自动化	16
第 1 节 一般规定	16
第 2 节 供电连续性.....	16
第 4 章 主推进装置驾驶室遥控的自动化要求.....	17
第 5 章 机舱设监视室或监控室的自动化要求.....	20
第 6 章 机舱监控室一人值班的自动化要求	24

第 1 章 通 则

第 1 节 一般规定

1.1.1 适用范围

1.1.1.1 本篇适用于设有控制、监测、报警和安全系统（以下简称“自动化系统”）的内河船舶。

1.1.1.2 设置自动化系统的船舶的安全性，应与机电设备有人直接看管的船舶相同，并应有措施保证在自动化系统失效时能在机旁对机电设备进行有效的人工操作。

1.1.1.3 除本篇规定外，自动化系统尚应符合其它各篇章的有关规定。

1.1.2 图纸和资料

1.1.2.1 应将下列自动化系统的图纸和资料一式3份提交本社批准：

- (1) 所有自动控制和遥控系统的图纸，包括原理、功能及操作说明书；
- (2) 自动控制的参数（包括控制原理）；
- (3) 测量显示点；
- (4) 报警点（包括报警信号显示的控制站、室、报警方式），报警系统的检查方法和自检功能说明；
- (5) 安全系统项目，工作原理；
- (6) 监控点传感器的安装位置及数量；
- (7) 控制室、站、屏、台的布置及监控功能（包括控制转换）的说明；
- (8) 自动化系统的动力源（包括电力、气压、液压）系统图。

1.1.2.2 应将机舱自动化系统有关设备清单提交本社备查。

1.1.2.3 II、III 类计算机系统（计算机系统分类参见本篇2.8.2）提交的图纸资料应分别满足下列(1)至(4)的要求。

(1) 申请产品检验的计算机系统：

① 应将下列图纸和技术资料一式3份提交批准：

(a) 系统说明书，至少应包括硬件配置的详细说明、系统功能说明、数据通信说明、冗余系统转换说明、系统自检说明及数据储存方式等；

(b) 硬件和外部设备配置框图，应标明系统主要单元/模块的内部连接及与其它系统的接口；

(c) 系统接线图；

(d) 电源系统图；

(e) 输入和输出设备说明书；

(f) 软件说明书，至少应包括每一硬件单元所安装的软件、每个网络节点设备所安装的通信软件、应用软件描述；

(g) 软件功能框图；

(h) 故障分析说明书（仅适用于III 类计算机系统），采取适当的方法（例如故障树分析、风险分析、失效模式与影响分析（FMEA）或故障模式、影响和严重性分析（FMECA）等）针对安全相关功能进行分析。

(i) 硬件和外部设备技术规格明细表;

(j) 无线数据通信设备型式试验资料 (如适用);

(k) 试验大纲: 包括型式试验、出厂试验。试验程序应对试验配置及模拟方法进行描述。每一项试验应规定: 设备/系统的初始状态、试验进行的方法、试验结果分析及其接收准则。每一试验应覆盖正常模式和故障模式, 以及供电及通信失效。

② 应提交下列图纸和技术资料备查:

(a) 操作手册 (包括故障处理说明书);

(b) 软件质量控制计划

(c) 无线数据通信相关资料 (如适用), 应包括制造厂建议的安装和维护方法、网络规划 (包括布置和天线型式及位置)、无线通信系统协议和管理功能说明、无线频率和功率水平的详细信息。

(2) 申请新装和重大改装的计算机系统应将系统说明书提交备查, 并将下列图纸和技术资料一式 3 份提交批准:

① 船上供电系统图;

② 船上系统布置图;

③ 试验大纲 (包括系统功能试验、船上测试程序等)。

(3) 对现有船上已安装的计算机系统申请初次检验时, 应将系统说明书和操作手册提交备查, 并将下列图纸和技术资料一式 3 份提交批准:

① 船上供电系统图;

② 船上系统布置图 (如必要时)。

(4) 在建造后检验时应提交硬件和软件重大改动说明 (适用时) 备查。

1.1.2.4 如本社需要时, I 类计算机系统可按照 1.1.2.3 的要求提交必要的图纸资料备查。

1.1.2.5 本社认为必要时, 可要求增加送审图纸和资料的范围。

1.1.3 产品

1.1.3.1 船舶自动化系统的设备和装置等产品的设计和制造, 应向本社申请检验。

1.1.4 试验

1.1.4.1 新安装的或经过重大改装的自动化系统应连同被监控的机电设备一起进行系泊和航行试验, 以查明自动化设备是否已正确安装以及整个系统能否正常工作。

1.1.4.2 试验前应编制试验大纲, 并经本社审查同意。

第 2 节 环境条件

1.2.1 环境条件

1.2.1.1 自动化系统应能在表 1.2.1.1 所述环境空气温度下正常工作。

1.2.1.2 自动化系统应能在表 1.2.1.2 所述振动条件下正常工作。

1.2.1.3 自动化系统应能在下述相对湿度下正常工作:

温度达 40℃时，相对湿度为 95%±3%；
温度高于 40℃时，相对湿度为 70%±3%。

环境空气温度表 1.2.1.1

安 装 位 置	温 度 (℃)
一般封闭处所和有空调的封闭处所	+ 5 ~ + 55
有散热设备且无空调的封闭处所	+ 5 ~ + 70
开敞甲板、无保温措施的甲板室	-25 ~ + 70

振 动表 1.2.1.2

安 装 位 置	振 动 参 数	
一般处所	2.0~13.2HZ —振幅±1mm	13.2~100HZ —加速度±0.7g
往复机械上例如柴油机、空压机上及其他类似处所	2.0~25 HZ —振幅±1.6mm	25~100HZ —加速度±4.0g
其他特殊部位，例如柴油机（特别是中、高速柴油机）的排气管上	40~2000HZ —加速度±10.0g（温度 600℃）	

- 1.2.1.4 自动化系统应能在船舶横倾15°或/和纵倾10°时正常工作。
- 1.2.1.5 自动化系统应能适应船上油雾、霉菌及灰尘等环境。
- 1.2.1.6 自动化系统应具有必要的电磁兼容性。

第2章 控制、监测、报警和安全系统的基本要求

第1节 一般规定

2.1.1 一般要求

2.1.1.1 机舱内的各项机（包括锅炉、下同）、电设备、当安装控制、监测、报警和安全系统时，这些系统的设计应符合本章的规定。

第2节 控制处所

2.2.1 控制处所位置

2.2.1.1 本章涉及的控制处所系指驾驶室、监控室（监视室）、机旁控制处。

2.2.1.2 监控室（监视室）一般应位于机舱或与机舱相邻、船舶运行时振动尽可能小的地方。若布置在上述以外的地方，应经本社同意。

2.2.2 控制处所的结构

2.2.2.1 监控室（监视室）应为闭式结构，且应设计成具有隔声性能。

2.2.2.2 监控室（监视室）应设有2个进出口通道，小于30m的船舶可允许为1个进出口通道，其进出口应便于通至船舶的开敞处。监控（监视）室的围壁、门及窗的框架应为钢质或金属结构，壁上的玻璃应采用防碎型。室内应有良好的通风及照明。

2.2.3 监控台

2.2.3.1 监控室（监视室）内的监控台应做成独立结构，监控台内部的线路、管路和控制元件的布置应便于检修。

2.2.3.2 监控台附近应尽量避免敷设与控制无关的管路，如必需敷设，管路应无可拆接头，并应采取防止管路内的油、水滴漏而使监控台受到影响或造成损坏。

2.2.3.3 驾驶室操纵台的操作开关、仪表应易于辨别，带照明的仪表、指示灯和可见报警灯光信号的亮度应不妨碍值班人员夜间正常操作。

2.2.4 控制的转换

2.2.4.1 当船舶在任何状态航行时，对设有遥控主推进装置的各控制处所之间，应能进行控制的有效转换，且转换时应不影响船舶的运行状态。

2.2.4.2 机旁控制转换为遥控或自动控制，或者遥控、自动控制转换为机旁控制，应只能在机旁控制处进行。监控室（若设有主推进装置遥控时）与驾驶室之间的控制转换应只能在监控室进行。控制转换应在得到应答后，方可进行转换。

2.2.4.3 若几个控制处所均可对机械和附属设备进行控制时，在同一时间应只能由1个控制处所进行控制。

各控制处所都应设有表示某控制处所正在进行控制的指示。

2.2.5 控制处所的报警显示和控制

2.2.5.1 报警装置应设有显示器和控制器,该装置应对有关设备进行监视和便于查出故障。

2.2.5.2 报警的显示器和控制器一般应设在监视室或监控室,亦可设在被监测设备的附近。

2.2.6 通信

2.2.6.1 机舱、监视室或监控室与驾驶室之间应设有通信设备。具体要求应符合本篇第4章至第6章的有关规定。

第3节 控制系统

2.3.1 控制系统的性能

2.3.1.1 控制系统应使机、电设备在其工作范围内稳定运行。

2.3.2 仪表及参数显示

2.3.2.1 当设有遥控和自动控制时,应在有关的控制处所装设相应的显示仪表,以便进行可靠地监视和控制。

显示仪表应直接指出所监测的参数值,而不需进行任何换算,且按其用途应具有适当的准确度。

2.3.2.2 主机的机旁控制处所应设有必要的显示仪表,以便进行值班监视,保证机械有效运行。

2.3.3 机旁控制

2.3.3.1 遥控和自动控制系统的机、电设备,仍应设有机旁控制,以便在遥控和自动控制系统失灵时能进行控制。

2.3.4 控制系统的报警与安全

2.3.4.1 控制系统的动力源失效时,应发出听觉和视觉报警。

2.3.4.2 控制系统的执行器在动力失效时,应不致使被控设备出现不安全状态。

第4节 报警系统

2.4.1 报警系统的独立性

2.4.1.1 报警系统的设计应尽可能与控制系统独立。当控制系统发生任何故障时,不应妨碍报警动作。

2.4.2 报警系统的性能

2.4.2.1 报警系统的警报应同时发出听觉和视觉信号,且应装设警报的应答消声装置。报警系统发出的警报经值班人员应答消声后,视觉信号必须保留到故障消失为止。排除故障后,听觉和视觉报警器应能自动复位。

2.4.2.2 报警装置的各个视觉警报信号应设有显见的报警点地址;报警系统发出的警报经值班人员应答消声后,在第一个故障尚未排除而又发生了第二个故障时,听觉和视觉报警器要能再次动作。

2.4.2.3 机械及其安全和控制系统的故障报警信号能向多个处所发出警报的报警装置,当在机舱、监控室或监视室以外对该报警进行应答消声时,则机舱、监控室或监视室内的听觉和视觉警报信号不应被消除。

2.4.2.4 机械及其安全和控制系统的故障警报声信号应与其他正常的信号、电话信号和噪声易于区别；火警的声响警报及灭火剂施放预告声响报警应与其他警报具有明显的区别。

2.4.2.5 报警系统应有自检功能，应考虑在报警系统自身电源线路的熔丝熔断及传感器至报警装置的线路短路或断路等情况发生时，能进行报警。

报警系统对设备进行监视时，应能对报警装置的所有听觉和视觉信号进行试验。

2.4.2.6 报警系统应有对无意义的信号进行自动闭锁的设施。如对柴油机正常的停机过程中的滑油低压信号设置自动闭锁装置。

2.4.2.7 对设备的故障点设有自动补救设施时，为了便于对自动纠正的短期故障进行查找，报警系统应在应答前使报警信号予以锁定。

第5节 安全系统

2.5.1 安全系统的性能

2.5.1.1 机、电设备设有安全系统时，当发生危及机、电设备的严重故障情况，安全系统应自动或手动地产生保护性动作，使其：

(1) 恢复正常的运行情况，如起动并投入备用设备，或使机电设备暂时调节至可以勉强运行的状态，如降低功率或转速等；

(2) 切断燃油或电源，使其设备停止运行。

当安全系统动作时，应发出听觉和视觉报警，以显示安全系统动作的原因。

2.5.2 安全系统的独立性

2.5.2.1 安全系统应尽可能设计成与控制系统和报警系统分开。控制和报警系统失效或发生误动作时，应不致妨碍安全系统的工作。

2.5.2.2 机电设备各安全系统的构造，应使所装设的某一个安全系统失效时，不致妨碍机、电设备其他安全系统的工作。

2.5.2.3 如果因安全系统动作而导致机电设备停止运行，则非经过人工复位，设备不应自动再起动。

2.5.3 越控设施

2.5.3.1 越控系指撤消控制过程中的某一程序或某一安全功能，在短时间内强制机电设备继续运行以保证船舶安全的特殊控制措施。

2.5.3.2 为保证船舶安全，船舶主推进装置一般应设有越控功能。

2.5.3.3 如设有越控设施以解除安全系统的某些保护动作时，此设施应能防止由于疏忽而触动。当安全系统的越控设施投入工作时，在有关控制处所应予以指示并发出报警。当越控结束后，安全系统的保护功能应能自动恢复。

第6节 控制、监测、报警和安全系统的供电

2.6.1 一般规定

2.6.1.1 主机控制系统的电源应由2路独立专用的馈电线供电，其中1路应从主配电板供电，另1路

可由应急配电板或重要用途的分电箱供电。2路电源可用装在控制台内或其附近的手动或自动转换的开关进行转换。

2.6.1.2 对于设有应急电源或临时应急电源的船舶，其主机控制系统在主电源供电中断时，应自动转换为应急电源或临时应急电源供电，并应能继续有效的工作。

2.6.1.3 报警系统和柴油发电机组的控制系统，于主电源供电中断时应能自动从蓄电池电源获得持续供电，并应对蓄电池的供电予以指示。

对于安全和监测系统，于主电源供电中断时，亦应能自动接通蓄电池电源。

2.6.1.4 对本节2.6.1.1～2.6.1.3所述各系统，于主电源供电中断时均应发出听觉和视觉报警。

第 7 节 电气和电子设备

2.7.1 一般规定

2.7.1.1 对于由交流电源供电的自动化设备，当电压和频率在表2.7.1.1规定的限度内偏离额定值变化时应能可靠地工作。

电压和频率波动 表 2.7.1.1

电源参数	变 化 范 围		
	稳 态 %	瞬 态	
		%	恢复时间 (s)
电压	交流 +6～-10%	± 20	1.5
	直流 ± 10		
频率	± 5	± 10	5

对于由蓄电池供电的自动化设备，其电压偏离额定值-25%～+20%时，应能可靠工作。对于蓄电池充电期间接有的控制设备，则应考虑由于充放电特性引起的+30%和-25%的电压变化，包括充电装置引起的波动电压。

2.7.1.2 所有装置的可更换和可调节的部件应易于接近。参数整定部件应装设紧固装置。应有措施防止用插头插座连接的可移动部件（如插件板、模块、微型继电器）在更换时造成误装，可采用对可更换件的安装位置作出清楚标记或使可更换件的结构具有排除装错位的可能，且应有紧固措施。

2.7.1.3 传输低电平或信息电平信号的电缆应选用有屏蔽的电缆或装设电磁干扰抑制电路。

2.7.1.4 自动化电子设备及部件的抗电磁干扰性能应不低于国家标准GB1497《低压电器基本标准》的规定。

2.7.1.5 自动化电子设备的绝缘要求应符合国家标准GB3783《船用低压电气基本标准》的规定。

2.7.1.6 自动化电气设备的螺纹接线柱应有防止自行松开的装置。

2.7.2 传感器

2.7.2.1 传感器应能长期稳定地正常工作，其量程及频率特性（必要时）应与被测参数的最大变化范围及变化速率相适应，并应具有适当的精度和灵敏度。

2.7.2.2 传感器应坚固耐用或具有良好的机械保护，并应有良好的电气绝缘性能和可靠的电气连接端子。

2.7.2.3 传感器的布置应能真实地反映出被监测参数，并应易于接近和检修。在难以更换传感器

的位置，还应加装一个备用传感器。

第 8 节 电子计算机

2.8.1 一般要求

2.8.1.1 本节适用安装于船舶上，提供机舱或全船控制、报警、监测或安全功能的计算机系统，包括可编程电子系统；不适用于装载仪和国际海事组织已有具体性能标准的无线电通信、航行设备等。

2.8.1.2 计算机系统应能在各种操作情况下（包括应急情况），完成各种预定的功能，同时应考虑下列因素：

- （1）不应対人员产生危险；
- （2）不应対船舶和其设备产生损害；
- （3）不应影响非计算机设备和系统的运行（如主机、辅机等）；
- （4）不应对环境产生破坏；
- （5）不应影响系统的可用性；
- （6）应易于维修保养。

2.8.1.3 若采取与本节要求不一致的设计或布置，应向本社提交按照相关国际或国内标准进行的工程分析，并获得认可。Ⅲ类系统的失效可能导致严重的灾难，因此仅在有足够证据证明系统的可接受性和可靠性，并获得本社认可的情况下，才允许应用非常规技术（例如无线通信技术）。

2.8.1.4 Ⅱ、Ⅲ类计算机系统应有保护措施，防止操作者无意或未经授权而对程序进行修改。由本社验船师见证的性能试验后进行的任何修改应记录并可追溯，若有重大修改¹应重新提交本社认可。

2.8.1.5 Ⅲ 类计算机系统的特征值和整定值等参数的改动应经本社确认。

2.8.2 系统分类

2.8.2.1 根据单一故障可能引发损害的程度，计算机系统可以分成 I类、Ⅱ类、Ⅲ类三种类别，见表2.8.2.1。该损害是直接由某一事件引发的，而非间接产生的损害。系统分类时未考虑冗余。

计算机系统的分类			表2.8.2.1
类别	影 响	系统功能	举 例
I	这些系统的故障不会对人员的安全、船舶的安全以及环境产生危害	——监视功能和日常管理功能	——维修保养支持系统 ——日常信息处理
Ⅱ	这些系统的故障最终会对人员的安	——监视和报警功能	——监视和报警装置 ——液柜容量测量设备

¹重大修改指影响系统功能和安全的修改。

	全、船舶的安全以及环境产生危害	——对保持船舶处于正常运营和起居状况所必要的控制功能	——辅机控制系统 ——主推进装置遥控系统 ——探火和灭火系统 ——舱底水系统 ——调速器
III	这些系统的故障即刻会对人员的安全、船舶的安全以及环境产生危害	——保持船舶推进和操舵的控制功能 ——安全功能	——机械保护系统或设备 ——燃烧器控制系统 ——内燃机的电子喷油器 ——推进和操舵控制系统 ——发电机同步单元

2.8.2.2 根据船舶的不同类型和尺度，人员在危险区域工作持续时间的长短和频率，系统的复杂程度以及防止危害的可能性，对计算机系统的分类也有所不同。

2.8.2.3 如果III类系统设有独立有效的备用系统或其它可避免危险的措施，可将其降低为II类系统。

2.8.3 系统设计

2.8.3.1 计算机系统应在各种操作情况（包括应急情况）下确保：

- (1) 执行必需的自动操作；
- (2) 接受用户命令；
- (3) 为用户提供正确信息。

2.8.3.2 系统应设计成在各种处理情况下为完成所有的功能提供足够的响应时间，其中需考虑最大负荷量和同时要求的最大工作量，以及网络的通信速度。

2.8.3.3 计算机系统应设计成能使无专业计算机知识的人员易于安全操作，否则应对操作人员进行相关的培训。

2.8.3.4 计算机系统的故障和重新启动不会造成进入非定义或危险状态的过程。当因电源发生故障后重新恢复时，计算机系统应能按照预定的顺序在短时间内重新启动运行，其功能亦能迅速恢复。

2.8.3.5 系统的设计应保证系统发生的单一故障不会引起系统其它部分故障或整个系统的故障；该故障应限制在发生故障的模块中。必要时，可采用冗余设计（如采用备用设备），该设备应能恢复其功能。

2.8.3.6 为便于维修和更换,硬件应由可替换的模块构成,并尽可能标准化和组件化。为减少备件的数量,应减少使用不同的模块。每一可替换组件的构造应设计为可易于安全操作的形式。插入式模块和接头(包括电气连接方式)应有识别标记,且其设计应确保不会插错。

2.8.3.7 承担重要功能的系统应采用能永久存储的组件进行保存,以确保所应用的程序、特性曲线和极限值不因断电而丢失或出错。

2.8.3.8 II类和III类计算机系统软件设计应满足以下要求:

- (1) 软件应具有保密性和封闭性。
- (2) 操作系统程序应适应软件使用期内所有阶段期间所进行的开发、安装及其后的修改。
- (3) 应进行软件的系统测试,并予以文件化。这些测试应包括在各种操作模式下(包括应急情况和在故障情况下的操作)的所有软件功能,重要的功能组合,运行特性,关联性以及使用要求等。如软件有所修改,其测试也应作相应的改动。
- (4) 软件的设计应使操作者不能修改程序和与船相关的固定数据。

2.8.3.9 计算机系统应具有自检功能。所有引发重要功能丧失的故障均应发出视觉和听觉报警信号。

2.8.3.10 计算机系统中对影响重要功能且系统本身又无法显示的故障应由独立于计算机的设备显示。

2.8.3.11 计算机系统外部供电电源应设有故障监测,当出现故障时应发出视觉和听觉报警信号。采用冗余系统时,每一系统应由独立的最后分路供电。

2.8.3.12 基于用计算机系统来实现预定的自动化监控功能,其控制系统、报警系统和安全系统的设计应满足本章2.4.1、2.5.2的独立性要求。

2.8.3.13 计算机系统用于与推进、操舵和船舶安全相关的重要功能时,应设置备用或应急措施,该措施应尽可能与计算机系统独立。

2.8.4 数据通信

2.8.4.1 数据通信的可靠程度应根据不同的计算机系统类别和具体的使用情况来确定,II类和III类系统应满足本章2.8.4.2至2.8.4.9的要求。

2.8.4.2 作为数据的通信线路应能够对其线路本身和网络连接点连续进行自检,一旦出现不正常情况应发出报警。

2.8.4.3 一旦数据通信发生故障,系统应自动转换到最低的危险状态。

2.8.4.4 当同一数据通信线路用作两种或两种以上的重要功能时,该线路应采用冗余设计。

2.8.4.5 冗余线路的转换开关不应干扰数据通信或功能的连续运作。

2.8.4.6 为确保数据在各种系统之间的正常交换,应尽可能采用标准接口。

2.8.4.7 如单一组件故障导致数据通信丢失,应备有自动恢复数据通信的措施。

2.8.4.8 数据通信的丢失不应影响采取替代措施操作关键设备的能力。

2.8.4.9 应采取措施以确保数据的完整性,并及时恢复损坏或无效信息。

2.8.4.10 数据通信线路应具有足够的容量,在足够的时间内传送所有必需的信息,避免出现阻塞状况。

2.8.5 无线数据通信附加要求

2.8.5.1 除满足本章2.8.4的要求外,II类系统采用无线数据通信时还应满足本章2.8.5.2至2.8.5.4的要求。III类系统若采用无线数据通信,应满足本章2.8.1.3的要求。

2.8.5.2 重要设备连续运行所需要的功能依赖于无线数据通信时,应具有替代控制措施,并在系统可接受的时间内能投入使用。

2.8.5.3 无线数据通信应使用认可的国际无线通信系统协议,并应满足以下要求:

(1) 信息完整性:故障预防、检查、诊断和修正,以便收到的信息(与发送的信息相比较)不被破坏或更改;

(2) 配置和设备验证:应仅允许与系统设计中包含的设备连接;

(3) 信息加密:保护机密和/或关键数据内容;

(4) 安保管理:保护网络资产,防止非法存取网络资产。

2.8.5.4 无线系统应满足国际电信联盟和船旗国主管机关对无线频率和功率水平的要求²。

2.8.6 输入和输出设备

2.8.6.1 计算机系统的输入和输出设备应设计成易于用户操作的型式,并尽可能按人体工程学原理进行设计和布局。

2.8.6.2 计算机操作键盘应满足下列要求:

(1) 如借助键盘可以改变设备的操作或功能,则应采取适当措施(例如设定口令)限制非经授权的人员进行此类操作;

(2) 如某一键的操作可能引发危险的运行情况,则应采取措施防止由于单一键动作造成的故障,如可采用特殊的锁定键,或者采用两种或两种以上的键等等。

2.8.6.3 计算机显示器应满足下列要求:

(1) 在显示器上显示的文本和图表的尺寸、颜色和分辨率应能在各种操作照明情况下从正常的操作员位置易于阅读。亮度和对比度应根据周围的环境情况进行调节;

(2) 显示的信息应具有逻辑优先性;

(3) 如报警信息在彩色显示器上显示,即使在原始颜色故障时也应确保报警状态的清晰性。

2.8.6.4 II、III类计算机系统中,如用显示器取代一般的指示灯报警显示,则应满足下列要求:

(1) 显示器上的显示在明亮的环境条件下应能清晰明了,对于显示器显示的数据和信息,操作人员在正常操作位置应能方便读取;

(2) 显示器应能清楚地显示出所有出现的报警;

(3) 显示器应以适当的方式显示出故障报警在应答前后的区别,但不可仅用不同的颜色显示这种区别;

² 应考虑到港口和当地法规禁止使用无线通信的情况。

- (4) 应具备存储设备和输出接口，以便记录和输出故障内容和故障发生的时间；
- (5) 机舱集中监测和报警系统，至少应配有1台备用显示器或灯板，或1台打印机记录故障内容和故障发生时间；
- (6) 正常供电失电时，显示器应仍能正常工作；
- (7) 如参数显示与报警合用1个显示器时，显示应不妨碍报警信号。

2.8.7 图形用户接口

2.8.7.1 应根据功能的重要性和相关性，使显示的信息清楚和易于理解。屏幕上的内容应合理编排，它们的表示应限于只与用户有关的数据。

2.8.7.2 当采用一般性的图形用户接口时，则只应用对有关过程必需的功能。

2.8.7.3 在图形用户接口系统的每一操作模式中，报警应是优于其它信息的视觉和听觉报警，并能与其它的各种信息加以明显的区别。

2.8.8 试验和验证

2.8.8.1 计算机系统应根据表2.8.8.1的要求进行试验和验证，有关表2.8.8.1中的定义和注解见本章附录1。

计算机系统试验和验证

表2.6.8.1

序号	试验和验证	系统类别		
		I	II	III
1.	质量体系证明文件			
	软件质量计划		M	M
	检查由分销商供应的部件(仅对硬件)		M	M
	生产中质量控制		M	M
	完工试验报告	M	M	S
	软件的可追溯性	M	M	S
2.	硬件和软件说明			
	软件说明		M	S
	硬件说明		M	S
	仅针对安全相关功能的故障分析			S
3.	软件试验证明文件			
	依据质量计划进行的软件试验证明文件		M	S
	分析安全相关功能的可编程序有效性			S
4.	硬件试验			
	按CCS《电气电子产品型式认可试验指南(2006)》进行试验		W	W
5.	软件试验			
	模块试验		M	S
	子系统试验		M	S
	系统试验		M	S
6.	性能试验			
	集成试验		M	W
	故障模拟		W	W
	工厂验收试验	M	W	W

7.	船上试验			
	完整系统试验	M	W	W
	集成试验		W	W
	通过对无线功能的操作证明电磁兼容能力		W	W
8.	修改	M	W	W
	修改后试验	M	S/W	S/W

注：M - 厂商保留并按要求提交的证明文件
S - 需经CCS检查的证明文件
W - 应经CCS现场见证

第 9 节 液压和气动控制

2.9.1 一般要求

2.9.1.1 液压和气动控制系统应符合第2篇第2章、第4章的有关规定。

2.9.2 液压和气动控制系统

2.9.2.1 液压和气动控制设备，在系统内压力变化为额定压力的±20%时应能正常工作，且在瞬时压力升高至1.5倍额定压力时应不致造成损坏。

2.9.2.2 液压控制系统的液压泵应有备用，液压泵的出口端应装有释压保护。输出管路上应装有双联滤器，便于清洗。液压泵的吸入布置应避免吸入空气。

液压用液应为非易燃性的液体。

2.9.2.3 气动控制系统的气动空气可由主机起动空气瓶或专用空气瓶供气，且应自动维持所需要的控制空气压力。供气管上应设有安全阀，安全阀的开启压力应不大于工作压力的1.1倍。

气动控制系统的空气应保持清洁、干燥。

2.9.2.4 液压和气动控制管路应妥善固定和便于检修，使其不发生振动和免受机械损伤，管路上应有标明用途的恰当标志。

2.9.3 密性试验

2.9.3.1 液压和气动控制管路安装或分组安装后，应以1.25倍的设计压力进行密性试验。试验所用的介质，应分别为工作液体和干燥空气。

附录1 计算机系统试验和验证相关定义和注解

1.1 质量体系证明文件

1.1.1 软件质量计划：应制定软件生命周期的活动计划，该计划应明确相关程序、职责和系统文件，包括配置管理。

1.1.2 检查由分销商供应的部件(仅对硬件)：证明部件和/或组件符合技术规格。

1.1.3 生产中质量控制：有关生产质量保证措施的证明文件。

1.1.4 完工试验报告：根据成品试验和试验结果记录生成的报告。

1.1.5 软件的可追溯性：对编程内容和数据的修改以及版本的变化必须按程序进行并记录。

2.1 硬件和软件说明

2.1.1 软件说明：应对软件进行说明，例如：

- 每个硬件单元内安装的基本软件和通信软件的说明；
- 应用软件(非编程列表) 的说明；
- 说明功能、性能、模块和其他部件之间的相互约束和依赖。

2.1.2 硬件说明：应对硬件进行说明，例如：

- 系统框图，说明布置、输入和输出设备和之间的相互连接；
- 接线图；
- 输入和输出设备详细说明；
- 供电电源详细说明。

2.1.3 仅针对安全相关功能的故障分析(例如FMEA)：应采取适当的方法进行分析，例如：

- 故障树分析；
- 风险分析；
- 潜在失效模式与后果分析(FMEA)或故障模式、影响和危害性分析(FMECA)。

其目的是为了证明在单一故障下系统会安全失效，进而找到方法保证运行中的系统不会丢失或降低到不能满足CCS规定的可接受的性能标准。

3.1 软件试验证明文件

3.1.1 依据质量计划进行的软件试验证明文件：应制定验证和批准程序，例如：

- 试验方法；
- 生成试验大纲；
- 模拟。

3.1.2 分析安全相关功能的可编程程序有效性：应设计具体保证方法，以验证和确认满足，例如：

- 多个程序；
- 程序分析和试验，以发现格式错误和说明偏差；
- 简单结构。

4.1 硬件试验

4.1.1 根据CCS《电气电子产品型式认可试验指南(2006)》进行的试验属于型式认可试验。CCS可特别考虑由其他IACS成员船级社见证和认可的试验。

5.1 软件试验

5.1.1 模块试验：软件模块试验应证明每个模块应能实现其预定功能，且不执行非预设功能。

5.1.2 子系统试验：子系统试验应验证各模块能正确地进行相互作用，以实现其预定功能，且不执行非预设功能。

5.1.3 系统试验：系统试验应验证子系统能正确地进行相互作用，按规定的要求提供功能，且不执行非预设功能。

6.1 性能试验

6.1.1 集成试验：应使用满意的系统测试软件，并尽实际可能使用预定系统元件，进行可编程电子系统集成试验。

6.1.2 故障模拟：应尽可能真实地进行故障模拟，以证明有适当的系统故障检测和系统反应功能。对任何所需的故障分析结果应进行观察。

6.3 工厂验收试验：应根据CCS接受的试验大纲进行工厂验收试验。试验应基于证明系统满足CCS规定的要求。

7.1 船上试验

7.1.1 完整系统试验：应根据经认可的试验大纲，对包括实际硬件元件及最终应用软件的完整系统进行试验。

7.1.2 集成试验：船上试验应验证所有系统集成状况下的功能可以正确实现。

7.1.3 对于无线通信设备，应在系泊和航行试验中验证在预定操作条件下不会因电磁干扰产生故障，同时还应验证其采用无线发送信息时不会导致其他设备故障。在Ⅱ类或者Ⅲ类计算机系统中，若发现无线数据通信设备的电磁干扰引起设备故障，则应更换设备和/或改变设备布置以避免进一步故障发生。

8.1 修改

8.1.1 修改后试验：应提前告知对已批准系统的修改，并且修改应使CCS满意，见本章第2.8.1.4。

第3章 电站自动化

第1节 一般规定

3.1.1 一般要求

3.1.1.1 电站自动化设备除满足第3篇的规定外，尚应符合本章的规定。

3.1.1.2 电站自动化除应满足本章的规定外，尚应符合本篇第1章及第2章的有关规定。

3.1.1.3 航行于急流航段的船舶，应急电源的设置应符合本规范第3篇第4章的规定。

第2节 供电连续性

3.2.1 控制和报警

3.2.1.1 船舶发电站经常使用2台及2台以上发电机组并联供电，则当运行中的一台发电机组的断路器脱扣而引起运行中的其余发电机组过载时，应能自动卸除非重要用途的负载，且应进行报警。

3.2.1.2 能自动起动的多台发电机组应设有程序系统或人工选择开关，程序系统在某机组起动失效时，应能自动的将起动指令转移至另1台机组，且应发出某机组起动失灵时的报警。

3.2.1.3 当电站发生失电、运行中的发电机组发生故障、发电机组自动起动失败和自动投入电网失败等情况时，应进行报警。

3.2.1.4 发电机组的柴油机在运行中发生超速及滑油压力降低到低限值时应进行报警，且安全系统应使其自动停车。

3.2.1.5 供电中的船舶电站发生失电、发电机组的柴油机在运行中发生超速、滑油压力低及冷却水温度高等情况时，均应自动起动备用发电机组，并应迅速自动投入电网供电。

3.2.1.6 当要求船舶电站具有紧急供电性能时，如本篇6.1.7.2的要求，供电中的电站发生失电、发电机组的柴油机在运行中发生超速及滑油压力降低到低限值时，备用发电机组的紧急起动和投入电网供电的全过程应不超过15s，且失败后应进行报警。

备用发电机组的柴油机冷机起动应符合第2篇 6.4.5.1 的规定。

3.2.1.7 设有按负载大小自动增减发电机组的船舶电站，当负载的增加达到使运行中的发电机组不能保持其预定的负荷贮备量时，应自动起动备用发电机组，并迅速自动投入电网供电。

3.2.2 安全

3.2.2.1 发电机组的断路器由于电网短路而脱扣时，应进行报警。在这种情况下，自动起动并自动投入电网供电的备用发电机组，其断路器的自动合闸仅限制为一次，以免造成更大的损坏。

3.2.2.2 应采取适当的措施以防止瞬态信号（如电动机的起动电流等）使备用发电机组进行不必要的自动起动。

第 4 章 主推进装置驾驶室遥控的自动化要求

4.1.1 适用范围

4.1.1.1 本章适用于主推进装置由驾驶室遥控，机舱连续有人值班的船舶。

4.1.2 一般要求

4.1.2.1 按本章要求的船舶，驾驶室应设有主推进装置的操纵台，机舱应设有主推进装置的机旁控制。

驾驶室操纵台的设置应符合本篇 2.2.3 的规定。

4.1.2.2 驾驶室与机旁控制处在同一时间内，只能由一个控制处进行控制，其控制的转换装置应设在机旁控制处。

4.1.3 监测和报警

4.1.3.1 按本章要求的船舶，驾驶室及机舱应分别按本章表4.1.3.1（1）、4.1.3.1（2）的规定设置显示仪表和听觉和视觉报警。电力推进系统的柴油机及轴系应满足表4.1.3.1（1）、表4.1.3.1（2）中对主机及轴系的相关要求。

驾驶室的显示仪表和报警项目表 4.1.3.1 （1）

项 目		显 示	报 警	备 注
一、主柴油机及轴系				
1	主机或螺旋桨的转速及转向	转速 转向		螺旋桨的转向可由变距桨的螺距或桨角代替。
2	主机起动空气压力或起动蓄电池电压	压力/电压		不在驾驶室起动主机时可不设
3	主机超速		超速时	参见 4.1.6.10 的规定
4	主机或离合器的转向		错向	
5	控制系统的动力（电力、气压、液压）		失效	
6	离合器的动力（电力，气压、液压）		失效	参见 4.1.6.9 的规定
二、舵机系统				
1	舵机电力		失电	1~4 可为综合报警
2	舵机过载		过载	
3	舵机油箱油位		低	
4	舵机控制系统的电力，液压动力		失效	

机舱的显示仪表和报警项目

表 4.1.3.1 (2)

项 目		显 示	报 警	备 注
一、主柴油机及轴系				
1	主机或螺旋桨的转速及转向	转速 转向		螺旋桨的转向可由变距桨的螺距或桨角代替。
2	主机起动空气压力或起动蓄电池电压	压力/电压		
3	滑油进机压力	压力	低	
4	滑油进齿轮箱压力	压力	低	
5	冷却水出机温度	温度	高	
6	齿轮箱滑油温度或冷却水温度	温度	高	
7	主机超速		超速时	参见 4.1.6.10 的规定
8	主机或离合器的转向		错向	
9	驾驶室遥控主机、离合器的换向指示	前进 后退		
10	主机紧急停车		动作时	
11	控制系统的动力 (电力、气压、液压)	电力指示灯 气、液压力表	失效	
12	离合器的动力 (电力、气动、液压)	电力指示灯 气、液压力表	失效	参见 4.1.6.9 的规定
二、舵机系统				
1	舵机电力		失电	
2	舵机过载		过载	
3	舵机油箱油位		低	
4	舵机控制系统的电、液压动力		失效	

注：一项中 2、3、4、5、6、7 等如有随机显示仪表及报警装置可不需重复设置。

4.1.4 紧急停车

4.1.4.1 驾驶室应设有主机的紧急停车装置，该装置应与驾驶室控制系统完全独立，但其执行部件（停车电磁阀）可不独立。紧急停车装置失电时，应自动转换至蓄电池供电。

4.1.4.2 紧急停车装置应设有防止误操作的设施。

4.1.4.3 操作紧急停车时，应给予机舱听觉和视觉报警指示。

4.1.5 通信

4.1.5.1 驾驶室与机舱之间，应设有两套通信设备，其中之一为传令钟，另一通信设备为独立于主电源的声力通信系统。

4.1.6 主推进装置的控制和安全

4.1.6.1 主推进装置遥控应能可靠、灵活地从遥控状态转换到机旁控制。

4.1.6.2 主推进装置遥控的操作应只由简单的动作组成。遥控系统的设计应满足主推进装置的操作程序。对于能换向的主柴油机应使其先换向而后起动,且应在主机低于换向转速时才能进行换向;对于带有离合器的主推进装置,脱开离合器时应使主机转速降至转速预定值运转,而合上离合器亦应在相应的主机转速预定值时进行。

4.1.6.3 主机遥控系统应设计成使其能在发生故障时发出报警信号,在这种情况下,除非认为实际上不可行,螺旋桨转速和转向应一直保持到就地控制为止,特别当控制系统的动力源(电力、气动、液压)中断或控制转换时,应不会导致推进功率和转向发生较大和突然的变化。

4.1.6.4 遥控操纵主机或可倒、顺的传动离合器从最低转速转换到开始反向运转的时间,应不超过15s。

4.1.6.5 遥控操纵的调速范围应不超过主机额定转速的1.03倍,并应能维持主机最低工作稳定转速。

4.1.6.6 主推进装置遥控应采取措施避开或防止主机长期在临界转速范围内运转。

4.1.6.7 若主机的控制系统,具有起动失败时能自动再起动的程序,则起动失败的连续次数应不多于3次,当第3次起动失败时,即应自动停止起动,并在驾驶室、机舱进行听觉和视觉报警。

4.1.6.8 应设置有效的联锁机构,以防止在“转车机啮合”、“轴被制动器刹住”的情况下,遥控主机的起动。

4.1.6.9 电磁、气动或液压离合器,在电力、气压或液压不足时,应在驾驶室及机舱发出报警,此报警应尽可能在装置仍可运转时发出。

4.1.6.10 设有离合器的主推进轴系,当主机超速时应能自动停车(柴油机额定功率等于或小于220kW可免设),并在驾驶室和机舱进行报警。

4.1.6.11 对设有可调螺距螺旋桨的主推进轴系,在螺距控制的液压系统的压力及电液控制系统的电力不足时,应在驾驶室和监控室(或监视室)发出报警,此报警应尽可能在装置仍可运转时发出。此外,尚应在驾驶室和监控室(或监视室)设有调距桨的螺距或桨角、液压系统的液压及电液系统的供电等的显示。

4.1.6.12 主推进装置采用Z型推进装置、舵桨装置时,其控制、监测、报警和安全系统应满足本规范第2篇第8章的相关要求。

第 5 章 机舱设监视室或监控室的自动化要求

5.1.1 适用范围

5.1.1.1 本章适用于主推进装置驾驶室遥控，监视室或监控室至少有一人值班，且机舱尚应有人进行巡回检查的船舶。

5.1.2 一般要求

5.1.2.1 按本章要求的船舶，其主机、发电机组、燃油辅助锅炉以及燃油、滑油、冷却水和空气压缩机系统，应按本章有关要求设置控制、监测、报警和安全系统。

5.1.2.2 驾驶室操纵台的设置、驾驶室与机旁控制处的控制及其转换应符合本篇4.1.2的规定。

5.1.2.3 监视室、监控室及监控台的设置应符合本篇2.2.1～2.2.3的规定。

5.1.3 监测和报警

5.1.3.1 驾驶室的显示仪表和报警项目应符合本篇表4.1.3.1（1）的规定。

5.1.3.2 监视室或监控室的显示仪表和报警项目应按本章表5.1.3.2 的规定设置。电力推进系统的柴油机及轴系应满足表5.1.3.2中对主机和轴系的相关要求。

5.1.4 紧急停车

5.1.4.1 驾驶室和监视室（或监控室）均应设有主机的紧急停车装置，紧急停车装置的设置应符合本篇4.1.4的规定。

监视室或监控室的显示仪表和报警项目 表 5.1.3.2

项 目		显示	报警	备 注
一、主柴油机及轴系				
1	主机或螺旋桨的转速及转向	转速 转向		螺旋桨的转向可由变距桨的螺距或桨角代替。
2	主机起动空气压力或起动蓄电池电压	压力		
3	滑油进机压力	压力/电压	低	
4	滑油进齿轮箱压力	压力	低	
5	滑油进增压器压力	压力	低	指独立润滑系统
6	冷却水出机温度		高	
7	冷却水膨胀箱水位		低	
8	齿轮箱滑油温度或冷却水温度		高	
9	排气温度	温度		每缸及排气总管设置，缸径小于200mm 的各缸可免设

续表 5.1.3.2

项 目		显示	报警	备 注
10	主机超速		超速时	参见 4.1.6.10 的规定
11	主机或离合器的转向		错向	
12	驾驶室遥控主机、离合器的换向指示	前进 后退		
13	主机紧急停车		停车	
14	控制系统的动力 (电力、气压、液压)		失效	
15	离合器的动力(电力、气压、液压)		失效	参见 4.1.6.9 的规定
二、柴油发电机组				
(1) 发电机组的原动机				
1	滑油进机压力	压力	低	
2	冷却水出机温度		高	
(2) 发电机				
1	自动卸载装置		动作时	参见 5.1.7.6 的规定
2	设有电站自动化时的报警			参见 5.1.7.7 的规定
三、燃油辅助锅炉				
1	炉水水位		极限低位	
2	燃烧器火焰		熄灭	可为综合报警(火焰故障)
3	燃烧器点火		点火失败	
4	重油油柜加热温度		高	
四、舵机系统				
1	舵机电力		失电	
2	舵机过载		过载	
3	舵机油箱油位		低	
4	舵机控制系统的电力, 液压动力		失效	
五、其 他				
1	监测报警系统的动力(电力、气压、液压)		失效	
2	主电源		失效	

5.1.4.2 操作紧急停车时, 应在驾驶室或监视室(监控室)给予听觉和视觉报警指示。

5.1.5 通信

5.1.5.1 驾驶室和监视室(或监控室)之间, 应设有一套独立于主电源的声力通信系统。驾驶室和机舱之间的通信应符合本篇4.1.5.1的规定。

5.1.6 主推进装置的控制和安全

5.1.6.1 主机及轴系的控制和安全应符合本篇4.1.6的规定。其监测和报警应符合本章表5.1.3.2的规定。

5.1.7 发电站的控制和监测报警

5.1.7.1 主配电板一般应安装于监视室或监控室，且配电装置应符合第3篇的有关规定。

5.1.7.2 若主配电板安装在机舱，则监视室或监控室应装设如下仪表装置：

(1) 每台交流发电机：

每相一只电流表或靠转换开关可转换到其他各相的1只电流表；

1只电压表；

1只频率表。

(2) 对于交流发电机组在监控室有并联要求的尚应装设：

一只同步指示器和同步指示灯或其他同功能的仪表；

每台发电机有1只功率表。

(3) 每个绝缘的一次侧和（或）二次侧配电系统装设1套绝缘指示装置或绝缘测量装置。

5.1.7.3 在监控室一般应能遥控主电源的发电机的原动机起动、调速、停车及遥控或手动控制发电机组投入电网供电及脱离电网。

对需要发电机组并联运行或不停电转移负载的电站，应考虑在监控室控制发电机组的并车、调载和解列。

5.1.7.4 发电机组的监测和报警应按本章表5.1.3.2设置。

5.1.7.5 发电机组的柴油机在遥控或自动控制状态时，应能灵活可靠地转换至机旁手动控制。

5.1.7.6 当发电机组需要并联运行，且船舶安全航行所必须的设备为电动的情况下，应设置自动卸载装置（单机容量为50kW或kVA以下可不设此装置），在卸载装置动作时，应在监视室或监控室进行报警。

5.1.7.7 若电站自动化或发电机组的部分为自动控制时，则应符合本篇第3章的有关规定。

5.1.7.8 航行于急流航段的船舶，供电的持续性尚应符合本规范第3篇的有关规定。

5.1.8 燃油辅助锅炉

5.1.8.1 燃油辅助锅炉应设置水位、燃烧以及燃油温度或粘度（仅对重质燃油）的自动控制，以保证在各种工况下，燃油辅助锅炉能保持稳定状态和工作安全。

5.1.8.2 燃油辅助锅炉的水位控制，应保证在所有工况下锅炉水位自动保持在规定的范围内。

5.1.8.3 燃油辅助锅炉的燃烧控制应满足下列要求：

(1) 锅炉炉膛在喷油器开始点火前应进行不少于30s的前扫气；燃烧器熄火后，应进行不少于15s的后扫气；

(2) 点火应在空气进入燃烧室并完成前扫气后方可进行，喷油器应在点火火花出现后方可开启，如果点火不着，点火装置和喷油器进油阀应自动关闭；

(3) 喷油器进油阀关闭之后，空气通风方可停止。

5.1.8.4 燃油辅助锅炉燃油供给管上的总切断阀当发生下列故障之一时应能自动关闭。

- (1) 炉膛熄火（指所有喷油器的火焰都熄灭）；
- (2) 进入炉膛的空气失压（或鼓风机故障）。

5.1.8.5 燃重油的辅助锅炉，应设有能直接点燃经加热到预定温度的重油点火器，或采用先点燃柴油的燃烧器，再由它引燃重油燃烧器的装置。

5.1.8.6 燃油辅助锅炉的监测和报警应符合本章表5.1.3.2的规定，若燃油辅助锅炉就地设有全部单项报警，则监视室或监控室可只设一个组合报警。

5.1.9 Z型推进装置（设有时）

5.1.9.1 Z型推进装置的控制、监测、报警和安全系统应满足本规范第2篇第8章的相关要求。

5.1.10 舵桨装置（设有时）

5.1.10.1 舵桨装置的控制、监测、报警和安全系统应满足本规范第2篇第8章的相关要求。

5.1.11 侧推装置（设有时）

5.1.11.1 侧推装置的控制、监测、报警和安全系统应满足本规范第2篇第8章的相关要求。

第 6 章 机舱监控室一人值班的自动化要求

6.1.1 适用范围

6.1.1.1 本章适用于主推进装置驾驶室遥控，机舱、监控室仅一人值班的船舶。

6.1.2 一般要求

6.1.2.1 按本章要求的船舶，其主机、发电机组、燃油辅助锅炉以及燃油、滑油、冷却水和空气压缩机系统，应按本章及本篇第2章的有关要求设置控制、监测、报警和安全系统。

6.1.2.2 驾驶室操纵台的设置，驾驶室与机旁控制处的控制及其转换应符合本篇4.1.2的规定。

6.1.2.3 监控室的设置除应符合本篇2.2.1~2.2.2的规定外，尚应能使值班人员直接目视到主机的运行，且其中1个通道应能直接通往机舱，以便值班人员迅速到达机旁控制处。

6.1.2.4 监控台的设置应符合本篇2.2.3的规定。

6.1.3 监测和报警

6.1.3.1 驾驶室的显示仪表和报警项目除应符合本篇表4.1.3.1（1）的规定外，还应设有主机及齿轮箱滑油系统压力过低的报警。

6.1.3.2 监控室的显示仪表和报警项目应符合表6.1.3.2的规定。电力推进系统的柴油机及轴系应满足表6.1.3.2中对主机及轴系的相关要求。

机舱监控室（一人值班）的显示仪表和报警项目 表 6.1.3.2

项 目		显 示	报 警	备 注
一、主柴油机及轴系				
1	主机或螺旋桨的转速及转向	转速 转向		螺旋桨的转向可由变距桨的螺距或桨角代替
2	主机起动空气压力或起动蓄电池电压	压力/电压		
3	滑油进机压力	压力	低	
4	滑油进机压力		过低	参见 6.1.6.3 的规定
5	滑油进齿轮箱压力	压力	低	
6	滑油进齿轮箱压力		过低	参见 6.1.6.3 的规定
7	滑油进增压器压力	压力	低	指独立润滑系统
8	冷却水出机温度	温度	高	
9	冷却水膨胀箱水位		低	
10	冷却水进机压力	压力	低	
11	齿轮箱滑油温度或冷却水温度	温度	高	
12	排气温度	温度		每缸及排气总管设置 缸径小于 200mm 的各缸可免设
13	主机超速		超速时	参见 4.1.6.10 的规定
14	推力轴承滑油温度		高	

续表 6.1.3.2

项 目		显 示	报 警	备 注
15	油润滑尾管轴承滑油温度		高	
	油润滑尾管轴承油箱油位		低	
16	主机或离合器的转向		错向	
17	驾驶室遥控主机、离合器的换向指示	前进 后退		
18	主机紧急停车		停车	
19	控制系统的动力（电力、气压、液压）		失效	
20	离合器的电力、气动或液压动力		失效	参见 4.1.6.9 的规定
21	日用轻柴油柜油位		低	
22	重柴油柜油位		低	
23	滑油循环油柜油位		低	
24	重柴油柜油温		高、低	
二、柴油发电机组				
(1) 发电机组的原动机				
1	滑油进机压力	压力	低	
2	滑油进机压力		过低	
3	冷却水出机温度	温度	高	
4	超速		超速时	参见 6.1.7.3 的规定
5	控制系统的动力（电力、气压、液压）		失效	
(2) 发电机				
1	自动卸载装置		动作时	参见 5.1.7.6 的规定
2	设有电站自动化时的报警			参见 5.1.7.7 的规定
三、燃油辅助锅炉及废气锅炉				
1	炉水水位		极限低位	可为综合报警（火焰故障）
2	燃烧器火焰		熄灭	
3	燃烧器点火		点火失败	
4	重油油柜加热温度		高	
四、舵机系统				
1	舵机电力		失电	
2	舵机过载		过载	
3	舵机油箱油位		低	
4	舵机控制系统的电力、液压动力		失效	
五、舱底水水位				
1	舱底水位		高	
六、机舱探火				
1	有失火征兆或失火时		失火征兆 或失火	参见 6.1.10.1 的规定
2	探火系统本身故障		故障时	参见 6.1.10.2 的规定
七、其他				
1	监测报警系统的动力（电力、气压、液压）		失效	
2	主电源		失效	

6.1.3.3 本章表6.1.3.2规定的报警项目，经过一定时间后，若未消音，则应在机舱进行听觉和视觉

报警,此报警可为综合报警。

6.1.3.4 主机及齿轮箱滑油系统压力过低、主机超速及舵机系统故障等报警,应同时延伸到轮机长室和有关的公共处所。

6.1.4 紧急停车

6.1.4.1 驾驶室和监控室均应设有主机紧急停车装置,紧急停车装置的设置应符合本篇4.1.4的规定。

6.1.4.2 操作紧急停车时,应在驾驶室或监控室给予听觉和视觉报警指示。

6.1.5 通信

6.1.5.1 驾驶室和监控室之间,应设有1套独立于主电源的声力通信系统。

6.1.5.2 驾驶室和机舱之间的通信应符合本篇4.1.5.1的规定。

6.1.5.3 监控室和轮机长室之间应设有声力通信。

6.1.6 主推进装置的控制和安全

6.1.6.1 若监控室设有主推进装置遥控时,其监控室与驾驶室、机旁控制处的控制转换和控制应符合本篇2.2.4的规定。

6.1.6.2 主机、轴系的控制和安全应符合本篇4.1.6的规定。其监测和报警应符合本章6.1.3.2的规定。

6.1.6.3 主机、齿轮箱的滑油系统压力过低时,备用滑油泵应能自动起动,投入工作。并应在监控室和驾驶室同时进行报警。

备用滑油泵除能自动起动外,并应能进行遥控起动。

6.1.7 发电站的控制和监测报警

6.1.7.1 在监控室应能遥控主电源的发电机组的原动机起动、调速、停车及遥控或手动控制发电机投入电网及脱离电网。

对需要发电机组并联运行或不停电转移负载的电站,应能在监控室控制发电机组的并车、调载和解列。

6.1.7.2 航行于非急流航段的船舶,其安全航行所必须的用电设备(此处指舵机、推进机械的遥控)需要紧急供电以保证连续运行,且电力仅由主电源的发电机组或应急发电机组供电时,船舶电站应符合本篇3.2.1.6的规定。

6.1.7.3 柴油发电机组的监测和报警应按本章表6.1.3.2设置。发电机组容量在220kW以下时,可考虑免设柴油机超速的自动停车及报警。

6.1.7.4 船舶发电站的控制和监测报警尚应符合本篇5.1.7.1、5.1.7.2、5.1.7.4及5.1.7.8等的规定。

6.1.8 燃油辅助锅炉和废气锅炉

6.1.8.1 燃油辅助锅炉的控制和安全应符合本篇5.1.8的规定,其监测和报警应符合本章表6.1.3.2的规定。

6.1.8.2 大于2t/h的燃油辅助锅炉在监控室应设有紧急切断锅炉燃油供给的设施。

6.1.8.3 废气锅炉应设置有符合本篇5.1.8.2规定的水位自动控制装置,以及本章表6.1.3.2规定的极限低水位的听觉和视觉报警。

6.1.9 舱底水位检测

6.1.9.1 机舱应设有舱底水位监测系统，当舱底水位达到预定水位时，应在监控室进行报警。

6.1.10 探火及灭火

6.1.10.1 机舱应设有固定式自动探火报警系统。当发现失火征兆及失火时，应向驾驶室及监控室发出听觉和视觉报警，并以光信号指示火警的部位，其警报声响应与其他警报具有明显的区别，并一直保持到人为消除为止。

6.1.10.2 固定式自动探火报警系统应满足《内河船舶法定检验技术规则》的有关规定。

探火系统正常供电的电源发生故障时，应自动接至蓄电池电源，且应在驾驶室发出听觉和视觉报警。

探火系统本身的故障报警应和火警有所区别。

6.1.10.3 火警探测器在机舱内安装的位置，应使可能发生的失火点都可以检测到。机舱内设置的探测器，其型式应不受机舱内通常的灰尘、气流、油雾或热气的影响而产生误报警。

6.1.10.4 机舱内的消防灭火系统及消防用品的配备除应满足《内河船舶法定检验技术规则》的有关要求外，尚应在机舱出口处或监控室能遥控消防泵的起动。

6.1.11 Z型推进装置（设有时）

6.1.11.1 Z型推进装置的控制、监测、报警和安全系统应满足本规范第2篇第8章的相关要求。

6.1.12 舵桨装置（设有时）

6.1.12.1 舵桨装置的控制、监测、报警和安全系统应满足本规范第2篇第8章的相关要求。

6.1.13 侧推装置（设有时）

6.1.13.1 侧推装置的控制、监测、报警和安全系统应满足本规范第2篇第8章的相关要求。



中国船级社

钢质内河船舶建造规范

2016

第5篇 货物冷藏

目 录

第 1 章 通 则	1
第 1 节 适用范围	1
第 2 章 制冷装置	3
第 1 节 制冷机组	3
第 2 节 制冷机	3
第 3 节 管路及辅助设备	5
第 4 节 制冷机室或制冷机组安装处所	9
第 5 节 安全设备	10
第 3 章 冷藏货舱	11
第 1 节 货舱结构及附属件	11
第 2 节 绝 热	12
第 4 章 舱内载运冷藏集装箱	13
第 1 节 一般规定	13
第 2 节 布 置	13
第 3 节 舱内通风	14
第 4 节 电气装置	15
附录 1 货物冷藏装置的试验	16
1 压力试验	16
2 效用试验	16

第1章 通则

第1节 适用范围

1.1.1 适用范围

1.1.1.1 本篇规定适用于船舶的货物冷藏装置。

1.1.2 工作条件

1.1.2.1 在船舶处于横倾10°及纵倾5°的条件下制冷系统应能正常工作。

1.1.3 制冷剂

1.1.3.1 本篇规定适用于下列制冷剂：

R717	氨(NH ₃)
R134a	四氟乙烷(CH ₂ F-CF ₃)

1.1.3.2 如采用其他制冷剂时，应提供相应有关资料，并应经批准。

1.1.4 电气设备

1.1.4.1 本篇所涉及的电气设备，应符合第3篇的有关规定。

1.1.5 材料

1.1.5.1 本篇所涉及的材料应符合本规范第7篇的有关规定。

1.1.6 直接蒸发系统限制条件

1.1.6.1 冷藏船冷藏货舱总舱容小于500m³时，可使用氨直接蒸发的排管冷却系统；总舱容小于1000m³时，可使用氟代烃类直接蒸发的排管冷却系统。

1.1.7 新型装置及结构

1.1.7.1 若制冷机组或冷藏货舱的结构拟采用新型的设计或使用非一般的材料，则应经本社同意，必要时可要求进行特殊的试验。

1.1.8 图纸和资料

1.1.8.1 应将下述图纸和资料一式3份提交本社批准。必要时，可要求增加送审图纸和资料的范围：

- (1) 冷藏货舱(包括邻近舱柜)总布置图；
- (2) 冷藏货舱绝热层敷设结构图；
- (3) 制冷机舱总布置图；
- (4) 空气冷却系统布置图；
- (5) 空气冷却器融霜装置及泄水布置图；
- (6) 冷藏货舱内盐水排管或制冷剂排管布置图和安装结构图；
- (7) 制冷剂、盐水和冷却水的管系图；
- (8) 冷藏货舱内泄水及通风布置图；
- (9) 冷藏货舱内温度测量管及(或)感温器布置图；

- (10) 制冷压缩机剖面图及往复式压缩机的曲轴详图;
- (11) 冷凝器、空气及盐水冷却器、油水分离器、贮液器和其他压力容器图;
- (12) 自控、安全和报警系统原理图(注明设备的规格、型号和功能);
- (13) 备件明细表。

1.1.8.2 应将下列图纸和资料提交本社备查:

- (1) 制冷装置(包括集中控制和监控)及货舱绝热说明书;
- (2) 制冷能量计算书。

注: 凡经本社认可的产品, 可不必重复送审。

第 2 章 制冷装置

第 1 节 制冷机组

2.1.1 一般要求

2.1.1.1 1套制冷机组应包括能独立工作的1台(或几台)制冷压缩机及其驱动电动机和1只冷凝器。若使用盐水载冷剂时还应包括1只盐水冷却器。

2.1.1.2 除经本社同意外,冷藏货物制冷机组应和空调制冷机或生活用制冷机组完全分开。

2.1.2 机组数目

2.1.2.1 船舶运输冷藏货物时,应尽可能设置2套制冷机组。如仅设1套时,则应增设1台备用制冷压缩机。

2.1.3 制冷能量

2.1.3.1 制冷机组的制冷量应按船舶航行区域的最高水温及各冷藏货舱所需维持的最低温度进行计算。

2.1.3.2 若制冷装置设有2套制冷机组,则当其中的1套制冷机组停止工作时,另1套机组应能在24h连续工作的情况下,维持各冷藏货舱内设计所规定的最低温度。

2.1.3.3 若制冷装置仅设有1套制冷机组和1台备用制冷压缩机,则当其中任何1台制冷压缩机停止工作时,另1台制冷压缩机应能在24h连续工作的情况下,维持各冷藏货舱内设计所规定的最低温度。

2.1.3.4 为了补偿制冷压缩机的制冷量和绝热材料性能在使用中下降的可能,实际所配置的制冷机组制冷量应至少比设计的最大输出能量大5%。

2.1.4 制冷装置设计压力

2.1.4.1 制冷装置高压侧及低压侧的设计压力应分别不小于表2.1.4.1的规定。

制冷装置设计压力

表 2.1.4.1

制冷剂	高压侧 ^① 设计压力 (MPa)	低压侧 ^② 设计压力 (MPa)
R717	2.2	1.7
R134a	1.4	1.1

注: ① 高压侧: 系指压缩机排气侧至膨胀阀之间的受压部件;

② 低压侧: 系指膨胀阀之后至压缩机吸入阀之间的受压部件; 但若装置的切换(如为了热融霜)可能使它们处于高压, 则这些零部件也应作为高压侧的组成部分。

2.1.4.2 使用本社认可的其他制冷剂时,其制冷装置高压侧和低压侧的设计压力应分别不小于56℃和46℃时的饱和蒸气压力。

第 2 节 制冷机

2.2.1 往复式制冷压缩机

2.2.1.1 往复式制冷压缩机的曲轴, 当其所有曲柄都支承在2道主轴承之间时, 其直径 d 应不小于

按下式计算所得之值：

$$d = C \sqrt[3]{\frac{D^2 P \left(\frac{S}{16} + \frac{ab}{a+b} \right) Z}{7.55}} \quad \text{mm}$$

式中： D ——压缩机气缸直径，mm；

P ——设计压力，MPa，见本章表 2.1.4.1；

S ——活塞行程，mm；

a ——1 只主轴承的内边缘和最接近跨距中点的曲柄销中心线之间的距离，mm；

$a+b$ ——2 只主轴承内边缘之间的跨距；

C ——常数，根据曲柄销和气缸的具体布置确定，见表 2.2.1.1；

Z ——材料强度系数，按下列公式计算：

对于钢材：

$$Z = \frac{560}{R_m + 160}$$

对于球墨铸铁：

$$Z = \frac{700}{R_m + 260 - 0.059d_p}$$

对于灰铸铁：

$$Z = \frac{700}{R_m + 260 - 0.069d_p}$$

式中： R_m ——曲轴材料的抗拉强度，N / mm²；

d_p ——曲轴的估计最小直径，mm；

曲柄销和气缸布置

表 2.2.1.1

曲柄销数目	每一曲柄的气缸数	相邻气缸的夹角 (°)
1 或 2	2	45 60 90
3	2	45 60
4	2	45 60
1	3	45 60 90
2	3	45 60
3	3	45
1	4	45 60
2	4	45

对于每只曲柄销有 1 只气缸的曲轴：

$$C = 1.0$$

对于同 1 只曲柄销有几只气缸，其相邻气缸布置成 90° 夹角的曲轴：

$$C = 1.05$$

对于同1只曲柄销有几只气缸，其相邻气缸布置成 60° 夹角的曲轴：

$$C = 1.18$$

对于同1只曲柄销有几只气缸，其相邻气缸布置成 45° 夹角的曲轴：

$$C = 1.25$$

2.2.1.2 若曲轴另加1中央主轴承进行支承，其直径应根据中央主轴承和外档主轴承内边缘之间的半根曲轴进行计算，这样算得的是半根曲轴的直径，对于整根长度的曲轴直径应增大6%。

2.2.1.3 在确定曲柄臂的尺度时，应使 bt^2 不小于按下式计算所得的值：

靠近主轴承的曲柄臂：

$$bt^2 = 0.4d^3$$

中间曲柄臂：

$$bt^2 = 0.75d^3$$

式中： b ——曲柄臂的宽度，mm；

t ——曲柄臂的轴向厚度；

靠近主轴承的曲柄臂应不小于 $0.45d$ ，mm；

中间的曲柄臂应不小于 $0.60d$ ，mm；

d ——按本节2.2.1.1所算得的曲轴最小直径，mm。

2.2.1.4 曲柄臂过渡到曲柄销或主轴颈处的圆角半径 r 应不小于 $0.05d$ 。如果曲轴的直径不小于 c 乘 d 的积，则可做成较小的圆角，但此圆角应不小于 $0.025d$ 。本条内 $c = 1.1 - 2\left(\frac{r}{d}\right)$ ，但不小于1.0。

2.2.1.5 曲轴上的过渡圆角和油孔应光滑圆顺。

2.2.1.6 压缩机的曲轴箱，应设计成能承受不小于制冷系统最大工作压力的内压力。

2.2.2 制冷压缩机曲轴材料强度

2.2.2.1 曲轴的铸、锻件，其抗拉强度应在下列范围内：

- (1) 碳钢和碳锰钢锻件，若经正火加回火： $400 \sim 600\text{N/mm}^2$ ；
- (2) 碳钢和碳锰钢锻件，若经淬火加回火：不超过 700N/mm^2 ；
- (3) 碳钢和碳锰钢铸件： $400 \sim 550\text{N/mm}^2$ ；
- (4) 球墨铸铁件： $370 \sim 800\text{N/mm}^2$ ；
- (5) 灰铸铁件：不小于 300N/mm^2 。

若采用上述所列以外的材料时，应经本社同意。

第3节 管路及辅助设备

2.3.1 压力容器

2.3.1.1 钢质焊接圆筒形的R717制冷剂压力容器，应符合第2篇第5章和第7篇的有关规定，其设计压力应符合本章表2.1.4.1的规定。

2.3.1.2 若压力容器的筒体由钢管制成，则所用的钢管应为无缝的或电阻焊的或纵向埋弧焊的。对接锻焊的和螺旋形焊接的钢管不应采用。

2.3.1.3 设计温度低于 -40°C 的所有压力容器及设计温度低于 0°C 而其压力与饱和温度的关系不相适应者，应由机械性能(包括缺口韧性)与其厚度和最低设计温度相适应的钢材制造。上述钢材的性能应

经本社核查。

2.3.2 压力管路

2.3.2.1 制冷装置各种压力管的壁厚应按第2篇第2章的有关规定确定。

2.3.2.2 冷凝器管应以耐蚀材料制成。对适用于R134a制冷剂的冷凝器，其管子应由耐蚀铜管制成。冷凝器的管板接触江水的部分应以耐蚀材料制成，或采取其他有效的措施防蚀。

2.3.2.3 制冷剂、盐水或江水冷却管路及其附件的材料应与管内的流体相适应。铜、黄铜、青铜和其他铜合金材料不适用于氨制冷剂，镁合金材料不适用于氟代烃类制冷剂，锌不适用于氨和氟代烃类制冷剂。

2.3.2.4 制冷剂、盐水管路应采用无缝管，其中氨及盐水的管路应为无缝钢管。

氨装置的管路附件应由钢制成，也可采用可锻铸铁。氟代烃制冷装置的管路附件应由钢或青铜制成。

2.3.2.5 制冷剂钢管的连接应以电焊对接，如果此钢管为镀锌管，则应在焊接前将管子端头的镀锌层去除干净。铜管的对接连接则应使用硬钎焊。必要时，个别管段的连接可采用焊接法兰（法兰面应有槽和凸肩填装垫片）或用外套螺母连接。

管接头的垫片材料，应经本社认可。

2.3.2.6 制冷剂管路截止阀的结构，应保证能安全地更换填料函的填料，而不需排出制冷剂。R134a制冷剂管路的截止阀应为无填料函阀。如采用软填料函的阀应装有封紧盖。

2.3.3 油分离器

2.3.3.1 制冷剂管路应装设合适的油分离器，该油分离器应装有泄油管；若油分离器内装有金属丝滤网，其结构应坚固并加以支撑，以防散失。

2.3.4 滤器

2.3.4.1 制冷剂管路的下列部位应装设合适的过滤器：

- (1) 压缩机的吸入管路上；
- (2) 膨胀阀前的制冷剂管路上。

滤器内的金属丝滤网结构应坚固并加以支撑，以防散失。滤网材料应能耐制冷剂腐蚀。滤器与油分离器可结合在一起。

2.3.5 干燥器

2.3.5.1 R134a制冷剂系统中应装设干燥器，其布置应使干燥器能旁通并关断，以便在拆开时不妨碍系统的运行。

2.3.6 温度计

2.3.6.1 制冷装置各系统的下述部位应装设温度计：

- (1) 制冷压缩机的吸入和排出管路上；
- (2) 冷凝器的冷却水进、出管路上；
- (3) 盐水进、出管路上；
- (4) 直接蒸发冷却的空气冷却器的制冷剂回流管上。

2.3.7 压力表

2.3.7.1 制冷装置各系统的下列部位应装设压力表：

- (1) 制冷压缩机的吸入和排出管路上;
- (2) 盐水泵排出管上;
- (3) 所有空气冷却器的制冷剂回流管上;
- (4) 压力润滑制冷压缩机的滑油进口处。

2.3.8 液位指示

2.3.8.1 贮液器上应装有制冷剂液体的液位指示器。液位指示器应能关闭,以防止液位指示器发生破损事故时,制冷剂大量流失。

2.3.9 冷却设备

2.3.9.1 冷藏货舱的冷却可采用装在侧壁和顶板上的冷却排管或经过空气冷却器的空气循环冷却。

2.3.9.2 除按本篇1.1.6.1规定采用直接蒸发排管的冷藏货舱外,冷藏货舱的冷却应采用盐水循环。每一冷藏货舱的盐水排管应做成不少于2个分段,每个分段均应装设阀或旋塞以便关闭。冷藏货舱净容积在 300m^3 以下者,可做成1个分段。

2.3.9.3 冷藏货舱内的钢质盐水管路或输送制冷剂的管路,包括装在绝热层内的部分,其外表面均应镀锌,这些管路外表面也可采用其他防蚀措施,但具体方法应经本社同意。

盐水管路及盐水柜接触盐水的壁面不应镀锌。若盐水系统与盐水接触的部分已经镀锌,当盐水冷却和回流柜是闭式时,则应设有透气管或者设有使排出气体引到大气中的管子。引出管出口端的地点应使管子排出的气体不致引起事故,且管子出口端要装有便于更换的金属丝网。

当盐水柜为开式时,则设置盐水柜的舱室应有效的通风。

2.3.9.4 制冷剂和载冷剂钢管若由电焊对接或由螺纹套管连接时,管接头处没有镀锌层的部分在水压试验后应作适当涂刷和包扎以减少腐蚀。当管路包有绝热层时,此项接头的部位应在绝缘外表面作出标记。

2.3.9.5 通过水密舱壁或水密甲板的冷却管路,其穿过处应设有耐火和水密的贯通配件和压盖填料。

2.3.9.6 每一冷藏货舱空气冷却器的冷却盘管可使用盐水循环或制冷剂直接蒸发进行冷却。此项冷却盘管应布置成不少于2组,且每组盘管应装阀,并在必要时可迅速关闭。舱内至少应设一路风管和2个相对远离的格栅。如空气冷却器的盘管不分组,则应至少设置2只单组盘管的冷却器作为替代措施。

冷藏货舱净舱容小于 300m^3 时,可设置1只单组盘管的空气冷却器。

2.3.9.7 空气冷却器应设有效的融霜措施。其下面应设置盛凝水的底盘,凝水盘底部应装有当制冷工作时能排除全部凝水的泄水管。泄水管的内径应不小于 40mm 。

2.3.9.8 空气冷却器包括风机及电动机的安装处应尽量和装货空间分隔,且应留有足够大小的通道以便风机及电动机能拆出修理或进行更换,不被货物阻塞。若1个舱内装有几台风机和电动机时,则只需留供人员进出的检修通道。

2.3.9.9 为了减少货物脱水和冷藏舱内冷却设备结霜,制冷装置的设计应使冷却介质和货舱处于最小温差的情况下,能维持冷藏货舱所需的最低温度。

2.3.10 加热设备

2.3.10.1 冷藏货舱运载水果时,若环境温度可能低于所需载货温度而对水果造成不利影响时,冷藏货舱应设有加热设备。

2.3.11 货舱换气装置

2.3.11.1 冷藏货舱用于运载需要更换新鲜空气的货物时，应设有空气换新的设备。新鲜空气吸入口的位置应注意设在没有污染空气进入的地方。

各冷藏货舱应单独设置各自的空气进入和排出管。每一进、排气管应装有可靠的气密关闭阀。为保证换气的质量，建议进、排气管口之间至少相距 3m。

2.3.12 泵

2.3.12.1 制冷机组应设有不少于2台独立的冷却水泵，2台冷却水泵中的1台可作为备用并可作其他用途。当作其他用途时，此泵应具有足够排量且应不致妨碍制冷机组的冷却水供水。

2.3.12.2 若制冷剂系统和/或载冷剂系统用泵进行循环，则应各设1台备用泵。该备用泵不应用于其他用途，且应能供所有冷藏货舱使用。

2.3.13 通海接头

2.3.13.1 制冷剂气体冷凝器的冷却水泵，应由分设在左、右舷的2只海底阀供水。

2.3.14 动力

2.3.14.1 制冷装置若为电力驱动时，其电力至少应由2台发电机供给。当发电机的任一停止工作时，其余发电机的功率应在本章2.1.3.1所述的江水温度下使制冷机组按本章2.1.3.2或2.1.3.3的规定维持冷藏货舱所要求的最低温度，同时还应保证为船舶推进和安全所必需的其他重要设备能同时工作。

2.3.15 制冷装置的控制、报警与安全系统

2.3.15.1 设有自动监控的制冷装置，仍应设有手动控制机构，以便当自动监控失效时能进行手动控制。制冷装置的自动监控应符合本节2.3.15.2～2.3.15.4的规定。

2.3.15.2 制冷装置自动监控设备的基本性能，应符合第4篇的有关规定。

2.3.15.3 制冷装置的自动监控应包括下列各项：

- (1) 使冷藏货舱内的温度控制在设定的低温范围以内；
- (2) 空气冷却冷藏货舱时，冷空气从风管出口的温度控制在不低于最低允许温度。

2.3.15.4 由本节2.3.15.3(1)所述的自动温控转换成手动控制时，自动温控设备应能旁通和关断。但作为替代措施，自动温控的控制阀可设置2只，每只控制阀应在另1只失效时能承担所要求的全部功能。

2.3.15.5 制冷装置的检测和报警项目，应不少于表2.3.15.5的规定。制冷装置的故障报警应在适当的站(室)发出听觉和视觉信号。

制冷装置的显示和报警项目表

表 2.3.15.5

序号	项 目	显示内容	报 警
1	冷藏货舱空气温度	温度	高和低
2	空气冷却循环风机失效	—	失效时
3	冷藏货舱舱底水水位	—	高
4	制冷剂液体蒸发压力	压力	—
5	冷凝器内压力	压力	高
6	制冷压缩机滑油压力	压力	低
7	制冷压缩机吸入侧压力	压力	低
8	制冷压缩机排气压力	压力	高
9	江水冷却循环泵失效	—	失效时
10	制冷机室氨制冷剂泄漏	—	泄漏时

注：对于无人值班的制冷机舱，故障报警尚应延伸到轮机员起居处或有轮机员值班的其他处所。

2.3.15.6 制冷装置应设置下列安全系统：

- (1) 制冷压缩机吸入侧压力过低时自动停机；
- (2) 制冷压缩机排气压力过高和冷凝器压力过高时自动停机；
- (3) 制冷压缩机的滑油压力过低时自动停机；
- (4) 若制冷机室氨制冷剂泄漏，当漏出气体的浓度达到爆炸浓度之前自动停机；
- (5) 江水冷却循环泵失效时自动停机。

第 4 节 制冷机室或制冷机组安装处所

2.4.1 制冷机室

2.4.1.1 安装R717制冷机的舱室，应以气密的舱壁和甲板与居住舱室或其他工作处所分开。此制冷机室的门应向外开并能自闭。

2.4.1.2 R134a制冷机的安装处所，一般不受限制。但如机组能量相当大，则仍应安装在独立的制冷机室内。

2.4.1.3 安装R717制冷机的舱室出入口门外，应备有过滤式防毒面具，数量不少于2只。防毒面具应放置在装玻璃门的箱内，以便需要时立即取用。

2.4.1.4 制冷机的布置应易于接近进行检修操作。盐水冷却器和冷凝器的安装处应留有足够的空间，以便进行清洁及更换管子。

2.4.2 通风

2.4.2.1 制冷机舱室应进行有效的机械通风。风机的排量应使制冷机室的换气次数不少于30次 / h。

R717 制冷机室的通风系统应和其他的通风系统分开。

通风系统的吸入管道应以钢或其他等效材料制成，其排出口应位于船上不会造成危害的地方。R134a 的制冷机室，应设置抽风机，其抽风管路的吸口应装在舱室内的最低位置。

2.4.2.2 R717制冷机室应装有应急通风机。应急通风机的排量应使制冷机室的换气次数不少于40次 / h。若制冷机室的正常通风机排量增大到能使舱室的换气次数不少于40次 / h，则可不再另设应急通风机。

2.4.2.3 R717制冷机室设置应急洒水系统时，则应急通风机可以不设。应急洒水系统应能在制冷机室外进行操纵。

2.4.2.4 制冷机室的机械通风机，应能在两个地点进行控制。其中之一应位于制冷机室外适当的地点。

2.4.3 氨制冷剂的使用

2.4.3.1 氨制冷机械应安装在专用的气密舱室。除小型舱室外，至少应设2扇检修门。

2.4.3.2 装有氨制冷机械(包括处理容器)的舱室应设置：

- (1) 1个独立于其他船舶处所通风系统的负通风系统，并依据该处所总容积具有不少于 30 次 / h 的换气能量；其他合适装置也可以考虑；
- (2) 1个在舱室内、外带有报警装置的固定式氨探测系统；

(3) 在舱室外可人工操作的位于所有检修门上方的水冷壁;

(4) 1个独立的舱室排水系统。

2.4.3.3 应至少配备2套呼吸器和防护服可供使用。

2.4.3.4 氨管系不应穿过居住处所。

2.4.3.5 制冷装置中氨的总量不超过25kg的氨制冷机械可允许安装在其他机器处所,但需满足如下条件:

(1) 安装氨制冷机械的区域应装设负压通风罩,以防止泄漏的氨气扩散到该处所的其他区域;

(2) 安装氨制冷机械的区域应装设水喷淋系统保护;

(3) 本节 2.4.3.2(2)、2.4.3.3 及 2.4.3.4 的要求。

第5节 安全设备

2.5.1 安全阀

2.5.1.1 制冷压缩机和其排气截止阀之间应设有安全阀和 / 或安全膜片。当制冷剂的压力过高时安全阀开启和 / 或膜片爆破,并应使制冷剂回流至吸入管路内。在回流管上不应装设任何关闭设备。

压缩机排出端安全阀和 / 或安全膜片的开启或爆破压力,根据制冷剂的不同应不大于本章表 2.1.4.1 中所规定的高压侧的设计压力。

当制冷压缩机的原动机功率不超过 10kW 时,压缩机输出端的安全阀和 / 或安全膜片可以不设。

2.5.1.2 制冷剂系统的所有压力容器或其他可能充进液态制冷剂并予以关闭的制冷剂系统的部件,均应装设串联安装的安全膜片和安全阀,它们的排出物应引至甲板以上的安全地点。串装的膜片与安全阀之间应装设指示中间压力的压力表。

氟代烃制冷剂系统中,上述容器的容量在 100L 以下者,可采用熔点为 65℃的易熔塞代替安全膜片和安全阀。

2.5.1.3 本节2.5.1.2中所要求的安全阀和 / 或安全膜片的开启或爆破压力,根据制冷剂的不同应不大于表2.1.4.1所规定的该系统或部件的设计压力。

2.5.1.4 冷凝器的冷却水侧和蒸发器的盐水侧,当系统中冷却水泵和盐水循环泵的排出压力可能会超过它们的设计压力时,应设有合适的安全阀。

2.5.2 应急泄放

2.5.2.1 R717制冷装置的制冷剂系统应装有从系统引至舷外的专用泄放管,以便在发生事故时能迅速将氨排除。泄放管的截止阀应安装在制冷机室外有铅封的玻璃箱内。泄放管在舷旁的排出孔应低于水线,并应装有止回阀。

2.5.3 应急停车装置

2.5.3.1 R717制冷剂的制冷机组,其压缩机的原动机应在制冷机室外设有应急停车装置,此装置应设有防止无关人员触动的措施。

2.5.4 货舱报警按钮

2.5.4.1 冷藏货舱内应设有能向制冷机室、机舱及驾驶室报警的按钮,以便危急时进行求援报警。

第3章 冷藏货舱

第1节 货舱结构及附属件

3.1.1 冷藏货舱气密性

3.1.1.1 每一独立的冷藏货舱应完全为钢质气密结构，并以消防水枪作冲水试验或充气试验。

3.1.1.2 冷藏货舱货舱口的关闭设备、出入口的门、污水沟和人孔盖均应做成气密。出入口的门应向外开启。

3.1.1.3 穿过冷藏货舱舱壁或甲板的制冷管路，不应与钢结构直接接触，且管子穿过的孔应进行加工并采用有效的方法进行密封，以使舱壁或甲板保持气密。

所服务的货舱以外的制冷管路，均应进行有效的绝热。

3.1.1.4 穿过温度为0℃或低于0℃的冷藏货舱的所有非制冷管路，安装时不应与钢结构直接接触，但若该处的钢结构温度主要受外界影响者除外。

穿过冷藏货舱的所有非制冷管路，均应妥善包扎绝热层，进行有效的绝热且穿过处均应保证气密。

3.1.2 货舱测温

3.1.2.1 冷藏货舱内应设有通向制冷机室或机舱的遥测温度计，并在适当部位设置测温管。测温管的内径应不小于50mm，且安装不应与钢板直接接触并进行有效的绝热。

当测温管的开口位于露天甲板时，其布置应使在测温时水不致流入管中。

3.1.3 测温精度

3.1.3.1 冷藏货舱所测得的温度，对于装运冷冻货物的货舱，其读数应精确到 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 以内。对于装运冷却货物的货舱，其读数应精确到 $+0.2^{\circ}\text{C}$ 至 -0.1°C 。

3.1.4 空气循环

3.1.4.1 运载冷却货的货舱，应保证货箱之间具有足够的空气循环。

3.1.4.2 运载冻结货的货舱，绝热层覆盖层和货物之间应留有使空气进行循环的通道。

3.1.4.3 为了保持冷藏货舱内的空气循环通道，可以采用固定于覆盖层上的垫货板条，或者在装货时另加垫舱板于绝热层的覆盖层的垂直或近似垂直的外表面，其布置应适于空气流通。

3.1.5 系固件

3.1.5.1 所有支撑或系固冷却设备、绝热层等的螺栓、螺母、钩子和支架、托架等均应镀锌。

3.1.6 冷藏货舱的泄水

3.1.6.1 冷藏货舱和冷却器集水盘的残水，应能够连续泄放。

3.1.6.2 冷藏货舱应设有污水沟。

3.1.6.3 冷藏货舱及冷却器集水盘的残水，流入污水沟处应设有液封装置。

3.1.6.4 若各分舱的泄水接到一根公共水管上，则各支管均应设有液封装置。

3.1.6.5 液封槽应具有足够的深度，且其布置应易于到达，以便进行清洁和补充盐水。

3.1.6.6 污水沟应设置透气管、测量管及排水管，排水管端需装设滤网。

3.1.6.7 冷藏货舱以外的其他舱室的污水不应泄入冷藏货舱。

第2节 绝热

3.2.1 绝热材料及其敷盖

3.2.1.1 冷藏货舱所采用的绝热材料，应经本社认可。

3.2.1.2 冷藏货舱的所有金属舱壁、船体外板的内壁都应敷盖绝热材料，敷设前，钢结构表面应进行清洁并涂刷合适的防锈涂料，绝热层的外表面应装有覆盖板，其结构应能防止流动的冷风不致进入绝热层。

3.2.1.3 绝热材料敷设时应填塞紧密。

3.2.1.4 若冷藏货舱的绝热材料为就地喷涂发泡的泡沫塑料，则此项材料和工艺应经本社同意。

3.2.1.5 所有覆盖层、密封件和油漆涂层，应不致释放出会引起货物腐败变质的气味。

3.2.1.6 舱柜顶板上的人孔和污水沟处的绝热层应设有水密的钢质围板，以防水渗进绝热层内。

3.2.2 绝热封盖

3.2.2.1 为便于对污水沟、舱柜人孔盖等处进行检查，这些处所的绝热层上均应设有可拆的绝热封盖。

3.2.2.2 绝热层的覆盖板、污水沟盖板、舱口盖和出入口的门，应以防水和防潮的材料制成，或者以这种材料包覆。并且对其暴露在污水沟或外界条件的1面进行密封。

3.2.3 耐油涂层

3.2.3.1 油柜的顶板及侧壁上敷装绝热层时，应先涂刷1层不透油的涂层。

第4章 舱内载运冷藏集装箱

第1节 一般规定

4.1.1 适用范围

4.1.1.1 本章适用于舱内载运冷藏集装箱的船舶。

4.1.2 图纸资料

4.1.2.1 舱内载运冷藏集装箱的船舶应增加下列图纸资料一式3份提交批准：

- (1) 货舱通风量的计算书；
- (2) 货舱通风系统的布置图；
- (3) 冷藏集装箱电源插座的布置图；
- (4) 舱内温度探测、监控系统的布置图(如设有)；
- (5) 冷藏集装箱的布置图；
- (6) 人员安全通道的布置图。

第2节 布置

4.2.1 一般要求

4.2.1.1 在横舱壁的每层箱高相应部位应设置操作人员的走道或操作平台，其宽度应不小于两档肋位或1m，选小者。在走道外侧应设栏杆或活动栏杆以保护人员安全。

4.2.1.2 当利用抗扭箱作为风道时，纵舱壁的开口面积应尽可能小，以免影响总纵强度的要求。

4.2.1.3 操作人员走道或平台的甲板应尽可能采用大孔网格板，以利空气流动。

4.2.2 通风设备的布置

4.2.2.1 一般在货舱前端布置进风机和进风口，在货舱后端布置排风机和排风口。

4.2.2.2 甲板上的进风口和排风口应尽可能远离，甲板上通风筒的围板高度应符合载重线的有关要求。通风筒如果设置在桅屋内，则桅屋前后端壁上应考虑足够面积的通风开口，并设置百叶窗保护该开口，以防止桅屋内进水，并尚需考虑桅屋内有适当的排水措施，以防止桅屋内积水。

4.2.2.3 必要时，进风机或排风机可以布置在舱内。

4.2.2.4 通风管道应尽可能合理地均匀布置，进风管道尽可能向下延伸到最下面一层冷藏集装箱的制冷机组或舱底，并尽可能在每一层集装箱堆层处均设有通风口。该通风口尽可能正对集装箱的冷凝器排风扇位置。上下风口之间的间距要按常用的箱型尺寸而定，如不明确装超高冷藏箱，则按标准箱定，即2.5m左右。

4.2.2.5 舱内的通风管道及进出风口应尽量均匀布置，使得舱内所有空间均有良好的通风效果。

4.2.2.6 通风设备的开启和关闭应能在驾驶室内遥控操作，并应具有能清晰显示开或关状态的功能。

4.2.3 舱内冷藏集装箱的布置

4.2.3.1 舱内冷藏集装箱与纵舱壁之间的距离一般不少于250mm。

4.2.3.2 当冷藏集装箱与非冷藏箱混装时,冷藏箱尽可能布置在下层,并且尽可能布置在横舱壁的两端,冷藏集装箱的制冷机组应面向横舱壁。

第3节 舱内通风

4.3.1 一般要求

4.3.1.1 本节规定适用于舱内载运冷藏集装箱的货舱,除本节规定外,还应符合本篇的相应规定。

4.3.1.2 载运冷藏集装箱货舱的通风主要由冷藏集装箱的尺寸、类型、数量,以及拟载运的冷藏货物的种类和船舶服务航区来决定。

4.3.1.3 通风设计应满足下列基准条件:

外界环境:空气温度 35℃,相对湿度 60%,江水温度 25℃

货舱温度:允许的最高温度 45℃

4.3.2 载运风冷式冷藏集装箱的货舱所需供风量

4.3.2.1 按热平衡法计算,应遵循下列规定:

(1) 每只冷藏集装箱所需的最低功率:

20' 7.5kW

40' 11.0kW

(2) 货舱进风机损耗的有效功率也应计入。

4.3.2.2 按每只冷藏集装箱所需供风量计算,可参考下列值:

20' 3100m³ / h

40' 4500m³ / h

4.3.2.3 制冷装置的同时使用系数一般情况下取1。如果货舱的通风系统是专门为载运低温冷冻产品的冷藏集装箱而设计,同时使用系数可取0.7~0.8。

4.3.3 载运水冷式冷藏集装箱的货舱所需供风量

4.3.3.1 按热平衡法计算,应遵循下列规定:

(1) 每只冷藏集装箱的最低散热功率:

20' 1.5kW

40' 2.1kW

(2) 货舱进风机损耗的有效功率也应计入。

4.3.3.2 按每只冷藏集装箱所需供风量计算,可参考下列值:

20' 460m³ / h

40' 700m³ / h

4.3.4 空气导入和分配

4.3.4.1 空气导入和分配的设计应保证冷藏集装箱在与装载条件无关的情况下能有效地进行排热,并应避免出现热点。对本节4.3.2所述的设计情况,建议货舱的供风口布置和分配能使供风气流直接对着冷藏集装箱的制冷机组;对本节4.3.3所述的设计情况,供风应导入货舱最低区域。

4.3.5 甲板上的进风口和排风口

4.3.5.1 货舱通风系统的进出口应布置成能确保全气候条件下对货舱冷藏集装箱进行供气，并应避免进出口的气流短路。

4.3.6 舱底水布置

4.3.6.1 载运冷藏集装箱的货舱，若其长度超过12m，货舱前后均应布置舱底水排除装置。

4.3.7 舱内温度探测

4.3.7.1 载运冷藏集装箱的货舱应设置舱内温度探测装置，一般在每舱二层柜以上的前、后、左、右各设置一个探测点。

第4节 电气装置

4.4.1 一般要求

4.4.1.1 在舱内或甲板上载有箱式冷藏集装箱的船舶，其电气设备的设置应符合第3篇的相关规定。

附录 1 货物冷藏装置的试验

1 压力试验

1.1 制造完工后的压力试验

1.1.1 制冷剂系统承受制冷剂压力的各个零部件制成后，应按表1.1.1的压力进行强度试验和密性试验。

试 验 压 力表 1.1.1

部 件 或 零 件	强度试验	密性试验
压力容器	1.5 <i>p</i>	1.0 <i>p</i>
压缩机:		
气缸	1.5 <i>p</i>	1.0 <i>p</i>
曲轴箱	1.5 <i>p</i>	1.0 <i>p</i>
阀或附件	2.0 <i>p</i>	1.0 <i>p</i>
压力管路、焊接集管、空气冷却器等	1.5 <i>p</i>	1.0 <i>p</i>

注：① 表中 *P* 为设计压力，见本篇表 2.1.4.1。
② 密性试验一般使用压缩空气，试验时将部件浸没在水中进行检查。

1.1.2 承受盐水或冷却水压力的部件，应进行1.5*p*的水压试验，但其试验压力应不小于0.34MPa。

1.2 安装上船后的压力试验

1.2.1 在船上就地焊装的压力管路，其焊缝处(段)应以1.5*p*的压力进行水压试验，若焊接经超声波或X射线拍片检测合格，则可免除该项试验。

当使用超声波检测时，工厂应向本社提交超声波检测报告，证明管路的焊接质量良好，无任何影响工作的缺陷。

1.2.2 在上述试验或检测完成后，应进行气密试验，试验压力为设计压力。

1.3 系统的干燥

1.3.1 密性试验以后充灌制冷剂及冷冻机油前，制冷压缩机及其系统应以抽真空法进行干燥。抽真空时先将系统内的压力抽到尽可能小的绝对压力，并予以保持，使系统内的水分蒸发，如此反复进行以除去水分。

2 效用试验

2.1 冷风机试验

2.1.1 空气冷却系统安装完成后，冷风机应进行工作试验。试验时应记录空气排出静压力、空气排量、风机转速及所耗功率，并检查货舱内的布风情况。

试验结束后应将各舱的试验报告提交给验船师。

2.2 制冷试验

2.2.1 冷藏装置的所有制冷机组，应在工作条件下进行制冷效用试验。冷藏装置的试验时间，在冷藏货舱温度降至所要求的低温时，至少应为12h，但从制冷开始到试验结束时的总时间应不少于24h。

2.2.2 冷藏装置试验时冷藏货舱一般可为空舱。冷藏货舱的舱口盖，出入的门和换气管关闭装置应密闭，落水口液封槽应充足盐水。

2.2.3 冷藏装置的制冷试验开始时，应使所有机组都投入工作。待冷藏货舱温度降低到所要求的设计低温后，即可按本篇2.1.3的规定，轮流停用一台机组，但应始终保持舱内要求的温度，直到试验结束。在此期间，各台制冷机组的工作时间应大致相同。

2.3 热平衡试验

2.3.1 新设计的货物冷藏装置在制冷试验时应进行热平衡试验，以确定冷藏货舱温度达到设计要求的最低温度并与机组制冷量平衡时的运行情况。

冷藏装置的热平衡试验应在验船师参加的情况下进行。

2.3.2 热平衡试验应在冷藏货舱达到设计所要求的最低温度，并消除绝热层等的潜在热量和使舱温经一段时间稳定后开始，热平衡试验时间为8h。

2.3.3 热平衡试验时冷藏货舱温度应保持在设计要求的最低温度，如有减小则不应多于1℃。

2.3.4 热平衡试验结束后，应进行热平衡计算，并提交计算书。

2.4 数据测量记录

2.4.1 冷藏装置从开始制冷到试验结束的整个试验过程中，应详细记录下列各项：

- (1) 冷藏货舱温度；
- (2) 冷藏货舱外大气温度；
- (3) 冷却水进、出水温度；
- (4) 制冷剂系统和盐水系统的温度和压力；
- (5) 空气冷却器空气进、出口温度；
- (6) 制冷压缩机的运行时间；
- (7) 制冷压缩机和冷风机的转速及所耗功率；
- (8) 冷却水泵、盐水泵所耗功率。

上述各项在试验开始阶段约每 2h 测量 1 次，但冷藏货舱外大气温度在试验的最后 18h 内应每小时测量记录 1 次，其余各项在最后 12h 内应每小时各测量记录 1 次。

2.5 冷藏货舱温度回升试验

2.5.1 冷藏货舱在达到设计的最低温度情况下，对冷藏货舱的壳板外表应进行外观检查，壳板外表面应无严重漏冷迹象，并应记录6h的舱温回升值，以检查绝热层的绝热效能，舱温回升值应每小时记录1次。按照舱温回升试验开始时冷藏货舱温度与外界大气温度的初温差，经6h以后的冷藏货舱温度(按各测点平均)的总回升值应不大于表2.5.1的规定。

冷藏货舱总回升值 表 2.5.1

冷藏货舱舱温与外界大气温度初温差 (℃)	60	55	50	45	40	35	30	25	20	15
冷藏货舱温度总回升值 (℃)	14.4	13.2	12	10.8	9.6	8.4	7.2	6	4.8	3.6

2.6 其他试验

- 2.6.1 空气换新装置(若设有时)应进行效用试验。
- 2.6.2 冷藏货舱内的报警按钮应进行效用试验。
- 2.6.3 制冷试验前或试验结束以后，空气冷却器的融霜装置应进行融霜的效用试验。



中国船级社

钢质内河船舶建造规范

2016

第6篇 消防

目 录

第 1 章 通 则 1

 第 1 节 一般规定 1

第 2 章 防火安全措施 2

 第 1 节 货泵舱的保护 2

 第 2 节 其它要求 3

第 1 章 通 则

第 1 节 一般规定

1.1.1 适用范围

1.1.1.1 船舶的消防应符合本篇的规定外，尚应满足船旗国主管机关的有关规定。

1.1.1.2 本篇对油船和货泵舱的要求适用于散装运输闪点不超过60℃油类的油船。

1.1.1.3 除本篇明确规定者外，燃油、润滑油和其他易燃油类的布置，以及消防系统中有关机械、管系及压力容器等，应符合第2篇的有关规定；消防系统的有关电气及电子设备，应符合第3篇及第4篇的有关规定。

1.1.2 图纸资料

1.1.2.1 应将下列图纸资料一式3份提交本社批准：

- (1) 防火区域及舱室防火分隔图；
- (2) 防火舱壁、甲板及门的结构图；
- (3) 防火门控制原理图；
- (4) 通风系统布置及防火风闸控制图；
- (5) 固定式灭火系统布置图及灭火剂量计算书；
- (6) 水灭火系统布置图及计算书；
- (7) 固定式探火及失火报警系统布置图；
- (8) 防火控制图或消防设备布置图；
- (9) 灭火设备及消防用品清单；
- (10) 石油液化气炉灶和气瓶包括管系布置图（如有时）；
- (11) 燃油炉灶包括管系布置图（如有时）；
- (12) 油漆间和易燃液体物料间的灭火装置布置图（如有时）；
- (13) 氧气、乙炔气瓶包括管系布置图（如有时）；
- (14) 认为必要的其他图纸资料。

1.1.3 认可

1.1.3.1 凡用于船舶消防的主要材料、设备和装置等，应持有本社的相应产品证件。

1.1.4 代用品的采用

1.1.4.1 本篇对船舶所规定的特定型式的设备、用具、灭火剂或装置，在不降低效能的情况下，可允许使用其他型式的设备等来代替，但应提供有关计算，试验或使用经验等资料。

1.1.5 其他

1.1.5.1 对采用喷水系统或浸水系统保护的处所，其排水和泄水装置应能防止自由液面的产生。否则，应考虑增加的重量和自由液面对稳性的不良影响。

1.1.5.2 灭火设备应保持良好状态，可随时立即使用。

第2章 防火安全措施

第1节 货泵舱的保护

2.1.1 油船货泵舱的防爆措施

2.1.1.1 下列2.1.1.2~2.1.1.4的要求适用于油船的货泵舱，对拟专门用于压载驳运的泵舱不必满足该要求。

2.1.1.2 除应急照明外，货泵舱的照明应与通风联锁，使得在开启照明时即开始通风。通风系统的故障不应影响正常照明。

2.1.1.3 应配备一个可携式设备，以便在人员进入货泵舱前能对货泵舱内的碳氢化合物气体浓度进行测量。当碳氢化合物气体的浓度达到预先设定的不高于可燃气体爆炸下限10%时，该设备应能显示并发出报警。

2.1.1.4 500总吨及以上油船的货泵舱应安装舱底水位监测装置及布设在适当位置的报警装置。可以接受舱底水高位报警作为水位监测装置的一种替代措施。

2.1.2 货泵舱/机舱舱壁处的照明和观察孔

2.1.2.1 如货泵舱通过舱壁上镶有玻璃的开孔照明，则该镶有玻璃的开孔应作有效保护，以防机械损伤。在安全处所一面的舱壁上，该开孔应设有牢固的罩壳加以保护。

2.1.2.2 镶有玻璃的开孔的结构应使窗玻璃和密封装置不会因船舶营运而遭到损坏。

2.1.2.3 玻璃和灯具的保护不应破坏舱壁的完整性，且应与舱壁有同等的强度。

2.1.2.4 照明和观察装置应与未破坏的舱壁具有相同的防火、防烟效果。

2.1.3 货泵舱舱壁处的压盖密封

2.1.3.1 在传动轴穿过货泵舱舱壁处或甲板处应设有气密压盖，压盖应在货泵舱外部进行有效润滑。

2.1.3.2 压盖密封部分的材料应不致产生火花。压盖的构造和安装应符合水密舱壁上所附装置的有关规定。若压盖的设计含有波型管，则应在安装之前进行压力试验。

2.1.4 货泵舱的通风

2.1.4.1 货泵舱通风系统应根据货泵舱的总容积，保证换气不少于20次/h。

2.1.5 货泵舱内蒸气和热介质温度

2.1.5.1 货泵舱内蒸气和热介质温度应不超过220℃。

2.1.6 货泵舱的无火花风机

2.1.6.1 货泵舱通风机应为无火花型风机，即风机在任何情况下都不会产生火花。

2.1.6.2 无火花风机的设计应满足下述要求：

(1) 叶轮和风机罩壳之间的间隙应不小于叶轮轴承处的轴直径的0.1倍，但应不小于2mm，一般也不大于13mm。

(2) 在开敞甲板的通风入口和出口应设置正方形网格宽度不大于13mm的防护网，以防止物体进入

风机壳内。

2.1.6.3 无火花风机所用材料应满足下述要求：

- (1) 叶轮及其罩壳均应通过适当试验，由不产生火花材料制成。
- (2) 应采用防静电材料，以防旋转体及罩壳上产生静电荷。此外，在船上安装通风设备时，要保证设备本身壳体安全接地。
- (3) 对下列组合情况，可不对风机进行火花试验：
 - ① 叶轮和/或罩壳为非金属材料，并适当考虑到静电的排除；
 - ② 叶轮和罩壳为有色金属材料；
 - ③ 叶轮为铝合金或镁合金材料，而罩壳为黑色金属（包括奥氏体不锈钢），在罩壳上于叶轮处镶有一环适当厚度的有色金属材料；
 - ④ 叶轮及罩壳由任何黑色金属组合（包括奥氏体不锈钢），但叶轮端部设计间隙不小于13mm。
- (4) 下列叶轮和罩壳会产生火花，不应使用：
 - ① 叶轮为铝合金或镁合金材料，而罩壳为黑色金属，无论端部间隙大小；
 - ② 罩壳为铝合金或镁合金材料，而叶轮为黑色金属，无论端部间隙大小；
 - ③ 叶轮及罩壳由任何黑色金属组合，但叶轮端部设计间隙小于13mm。
- (5) 风机生产后的型式试验应满足本社接受标准的要求。

第2节 其它要求

2.2.1 应急消防泵

2.2.1.1 应急消防泵应满足下列一般要求：

- (1) 对要求设置应急消防泵的船舶，应设置1台由独立动力驱动的固定式应急消防泵。
- (2) 驱动应急消防泵的原动机及其燃油舱柜的布置应使应急消防泵在消防泵所在舱室发生火灾时不易受到火灾的影响。
- (3) 应急消防泵也可用于其他适当的用途。但每一种情况都能不影响消防系统的及时供水。
- (4) 应急消防泵及其原动机应符合第2篇的有关规定。

2.2.1.2 应急消防泵的布置应满足下列要求：

- (1) 应急消防泵及其动力源应位于安全、易于到达并远离消防泵及其动力源所在舱室的位置。如有需要，应急消防泵可设在与消防泵相邻的舱室，但分隔两个舱室的舱壁和甲板应隔热至A-30级标准。隔热应至少延伸至连接舱壁和甲板以外450mm处。
- (2) 在消防泵及其动力源所在机器处所和应急消防泵舱室之间，不允许有直接的入口，但通过气锁或水密门保护的入口可以接受。
- (3) 当应急消防泵为电动时，其动力源不应使用消防泵的动力源，并位于机舱外面，与机器处所以A级分隔隔开，且有关的电缆不应穿过消防泵所在的舱室。
- (4) 应急消防泵原动机应布置成在所有普遍的温度条件下能立即起动。超过15kW的柴油机应配备认可的辅助起动装置，例如具有足够能量使应急消防泵至少起动6次的起动电池或独立液压系统或独立空气起动系统。对于15kW及以下的柴油机可仅设置人工起动装置。
- (5) 消防泵及其动力源所在机器处所外储备的燃油应保证应急消防泵能至少运行3h。
- (6) 泵的海水吸入口位置，应在所有纵横倾状态下，处于任何水线以下的安全深度处。应急消防泵的设计应为自吸式。泵所处的位置，应使其在第2篇第1章规定的纵横倾状态下，都可泵吸。海底阀应能在靠近泵的位置进行操作。如认为有必要将应急消防泵的海水箱设在消防泵所在舱室内，则应急消防泵

海底阀应能在易于到达的位置进行操作,该位置应不受消防泵舱室内所发生的火灾的影响。

(7) 设置有应急消防泵原动机的舱室,应由应急动力源提供照明并有良好的通风。若该舱室是由机械通风,则应由应急动力源提供动力。通风装置的布置应尽可能防止机器处所着火时的烟气进入或被吸入到该处所。

2.2.1.3 应急消防泵应具备下列能力:

(1) 应急消防泵应能通过所提供的消火栓、软管和喷嘴,提供至少2股水量充足的水柱,其排量至少应达到 $25\text{m}^3/\text{h}$ 。

(2) 除上述2.2.1.3(1)所要求的排量外,应急消防泵还应能向保护消防泵舱室的固定式灭火系统提供所需的水量。

2.2.1.4 应急消防泵的试验应满足下列要求:

(1) 应急消防泵安装完毕后,应进行运行试验,并经本社同意。

2.2.2 挠性软管的防火试验

2.2.2.1 带有要求用防火材料制成的端接件的挠性软管,应承受 800°C 高温的燃烧试验30min,此时管子内的水是以最大工作压力循环流动的。在出口处的水温应不低于 80°C 。试验过程中或试验后,管子应无泄漏的记录。

2.2.2.2 上述2.2.2.1的替代措施可以是挠性软管在管子内以至少 0.5MPa 的流动水压条件下进行防火试验,以及以2倍的设计压力进行随后的压力试验。

2.2.3 油船首部和尾部装载和卸载的布置

2.2.3.1 当在货油舱区域以外布置货油软管接头时,在货油区域通向此接头的管路上应设置分段设施,如盲断法兰、可拆短管或等效装置。就电气设备或点火装置而言,在此集合管3m以内应视为危险区域。

2.2.4 连续监测可燃气体的分析仪的安装要求

2.2.4.1 本要求适用于采样型的可燃气体分析仪,该装置主要位于可燃气体危险区外和安装在油船上。

2.2.4.2 带有非防爆测量装置的气体分析仪安装在前舱壁时,若满足下列要求,可安装在货物区域以外的区域,如货物控制站、驾驶室或机舱内:

- (1) 除非是下述(5)所允许的区域,采样管不应穿过可燃气体安全区;
- (2) 可燃气体采样管应装设防焰器,采样气体应从布置在安全位置的出口排放至大气中;
- (3) 在安全和危险区域之间穿过横舱壁的采样管应与所穿过的分隔具有同样的耐火完整性,在有关可燃气体安全一侧的舱壁上的每条采样管上应安装一手动隔离阀;
- (4) 气体探测装置,包括采样管、采样泵、电磁线圈、分析装置等应安装在一适当气密的封闭处所(如带有垫片密封门的全闭式钢质柜),该柜由其本身的采样点进行监测,当钢质柜内的气体浓度达到可燃气体爆炸下限的30%以上时,整个气体分析仪应能自动停止运行;
- (5) 若该钢质柜不能直接布置在舱壁上,采样管应是钢质的或其他等效的材料,且无可拆卸的连接件,但位于舱壁和分析仪隔离阀上的连接点可以除外,所有这些采样管都应以最短路线布置。

2.2.5 氧、乙炔气瓶的布置

2.2.5.1 氧、乙炔气瓶的存放应满足下列要求:

(1) 氧、乙炔固定管系的设计、制造和试验应符合适用的标准和规则;

- (2) 如每种气体有2瓶及以上, 则应为每种气体配备独立的储存室;
- (3) 储存室应用钢材建造, 不应位于露天甲板以下, 通风良好, 且有通向开敞甲板的出入口, 通风布置应独立于船舶的通风系统;
- (4) 乙炔储存室内不应设有电气装置或其他可能的着火源;
- (5) 气瓶紧固装置应能容易而快速地松脱, 以便在发生火灾时能将气瓶迅速移走;
- (6) 气瓶储存室应有显著而永久的“严禁吸烟”的标志;
- (7) 如气瓶存放在露天场所, 则应采取下列措施:
 - ① 保护气瓶及其管路免受损坏;
 - ② 尽可能少地暴露于碳氢化合物之中;
 - ③ 确保适当的排水。

2.2.6 易燃液体储藏室和油漆间的灭火装置

2.2.6.1 船长50m及以上客船的易燃液体储藏室和油漆间应设有本条所要求的灭火装置, 其设置应使船员不需进入这些处所就能灭火。

2.2.6.2 对油漆间, 甲板面积为 4m^2 或更大的易燃液体储藏室以及可以通往起居处所的易燃液体储藏室, 应设有下列规定的灭火装置之一:

- (1) CO_2 灭火系统, 按该处所总容积的40%进行设计;
- (2) 干粉系统, 按干粉至少为 $0.5\text{kg}/\text{m}^3$ 进行设计;
- (3) 压力水雾系统或自动喷水器系统, 按 $5\text{L}/\text{m}^2 \cdot \text{min}$ 进行设计。

2.2.6.3 压力水雾系统可以和船上的消防总管相连接。

2.2.6.4 若提供相关的技术资料 and 试验资料, 本社也可以接受除上述2.2.6.2 (1)、(2)、(3) 以外的系统或装置。

2.2.6.5 对于不通往起居处所的甲板面积小于 4m^2 的易燃液体储藏室, 可用手提式 CO_2 灭火器代替上述2.2.6.2所要求的固定式灭火系统, 但其应能至少放出相当于所保护处所总容积40%的自由气体。它可以通过储藏室壁上的开口施放。所需的手提式灭火器应存放在该开口处附近, 亦可为此提供一个开口或消防水带接头, 以方便使用消防水。



中国船级社

钢质内河船舶建造规范

2016

第7篇 材料与焊接

目 录

第1章 通则..... 1

 第1节 一般规定 1

第2章 材料..... 3

 第1节 一般规定 3

 第2节 船体结构用钢 3

 第3节 舵杆用材料 5

 第4节 铜质螺旋桨 5

第3章 船体结构的焊接..... 7

 第1节 一般规定 7

 第2节 焊缝设计 8

 第3节 主要部位的焊接 15

 第4节 焊缝质量检查与修补 16

 第5节 钢质双体船连接桥和抗扭箱的焊接 18

第4章 重要机件的焊接..... 20

 第1节 通 则 20

 第2节 轴系的焊接 20

第1章 通 则

第1节 一般规定

1.1.1 适用范围

1.1.1.1 本篇适用于内河船舶所用材料和船体结构及主要机件的焊接。

1.1.1.2 本篇未明确规定者,应符合本社《材料与焊接规范》的有关规定。

1.1.2 材料

1.1.2.1 船用材料及其产品,均应由本社认可的制造厂生产并盖有本社的印记,在加工或安装上船以前,应具备本社出具的合格证书。

1.1.2.2 生产材料或产品的工厂应具备必需的生产和试验设备,并具有完善的质量保证体系。

1.1.3 焊接材料

1.1.3.1 用于船体结构、锅炉、压力容器及主要机件、管系等焊接的焊条、焊丝、焊剂等焊接材料应符合我社《材料与焊接规范》的有关规定,并经本社认可。

1.1.3.2 焊接材料的贮存、运输、焊前处理(包括焊条和焊剂烘干、焊丝除锈、气体干燥)和使用应符合焊接材料制造厂使用说明书的要求。

1.1.4 焊接设备

1.1.4.1 焊接用的设备和装置应具有良好的操作性并保持有效的工作状态。

1.1.5 焊接工艺认可

1.1.5.1 在开工建造前,工厂应结合本厂的技术条件和生产经验,制定详细的焊接工艺汇总表,并提交验船师认可。汇总表中应针对建造中焊缝出现于结构与结点的不同位置、形式和尺寸,列出拟使用的焊接工艺规程的名称和编号。

1.1.5.2 对未曾批准过的工艺,制造厂应制定详细的工艺规程并提交本社认可,工艺认可试验合格后方可使用。

1.1.5.3 提交认可的焊接工艺规程应包括下列内容:

- (1) 母材的钢种、钢级和厚度以及交货状态;
- (2) 焊接材料(焊条、焊丝、焊剂和保护气体)的型号、等级和规格;
- (3) 焊接设备的型号和主要性能参数;
- (4) 坡口设计和加工要求;
- (5) 焊道布置和焊接顺序;
- (6) 焊接位置(平、竖、横、仰焊等);
- (7) 焊接参数(焊接电流、电弧电压、焊接速度和保护气体流量);
- (8) 焊前预热和道间温度、焊后热处理及焊后消除应力的措施等;
- (9) 施焊环境:现场施焊或车间施焊。
- (10) 其他有关的特殊要求。

1.1.5.4 一般在采用新材料,新工艺或原工艺规程的参数有所改变,且可能影响结构性能(如改变焊接的电参数)或接头型式等,应进行焊接工艺试验,以证实该焊接工艺的适用性。

1.1.5.5 焊接工艺认可试验应在验船师在场时进行。试验结果应记入工艺试验报告,随认可工艺规程一起提交本社认可。

1.1.5.6 如焊接工艺业经本社认可,则以后按此工艺施工时,可免作焊接工艺认可试验。当工厂

对已批准的焊接工艺规程进行改动时，应将所有改动的细节向本社报告。本社根据改动的具体内容决定是否重做焊接工艺认可试验

1.1.5.7 认可焊接工艺的适用范围和焊接工艺认可试验应符合我社《材料与焊接规范》的有关规定。

1.1.6 焊工资格

1.1.6.1 为保证焊接质量，各船舶、船用产品的制造厂的焊工应按本社《材料与焊接规范》的有关要求参加焊工考试。只有持有CCS颁发或承认的《焊工资格证书》的焊工方可从事与其证书相应的焊接工作。

1.1.7 无损检测

1.1.7.1 无损检测人员应持有本社颁发或认可的《无损检测人员资格证书》，并从事与证书的种类或等级相符的无损检测工作。

1.1.7.2 工厂应具有健全的质量保证管理机构，并能有效地运行。重要焊缝应经有经验的焊接检验员监督施焊，以确保焊接质量。

1.1.8 图纸和资料

1.1.8.1 船舶建造开工前，应提交以下资料以备验船师审查：

- (1) 主要结构及部件焊接规格（包括焊缝形状及尺寸）；
- (2) 焊接材料；
- (3) 焊接工艺（包括预热、焊接热输入、焊接层数、焊接顺序、焊后热处理等）；
- (4) 无损检测图。

第2章 材 料

第1节 一般规定

2.1.1 适用范围

2.1.1.1 本章规定了内河船舶船体结构、舵杆、螺旋桨等所用材料的技术要求。

2.1.1.2 新材料、新产品应经本社认可后方可装船使用。

2.1.2 试验和检验

2.1.2.1 材料和产品应经本社验船师检验并签发相应证书，其试验和检验应符合本社《材料与焊接规范》的相应要求。

2.1.3 缺陷的修整

2.1.3.1 轻微的表面缺陷可以用机械方法去除。在适当的条件下，经本社验船师同意，也可采用焊接方法修补缺陷。必要时，验船师可要求对已受影响区域进行适当的无损检测，以证明缺陷已全部消除。

第2节 船体结构用钢

2.2.1 适用范围

2.2.1.1 内河船舶船体结构用钢应符合本节规定。

2.2.2 一般要求

2.2.2.1 船体结构用钢的脱氧方法、化学成分、热处理和力学性能等应符合本社《材料与焊接规范》第1篇第3章的规定，各钢级的强度级别见表2.2.2.1。

表2.2.2.1

钢级	屈服强度 R_{eH} (N/mm ²)	抗拉强度 R_m (N/mm ²)
A、B、D、E	235	400-520
AH32、DH32、EH32、FH32	315	440-570
AH36、DH36、EH36、FH36	355	490-630
AH40、DH40、EH40、FH40	390	510-660

2.2.2.2 船体结构用钢的制造、厚度公差、试验和检验等应符合本社《材料与焊接规范》第1篇的有关规定。

2.2.2.3 经船舶所有人申请并经本社同意，对于不参与总纵强度的次要构件及不参与总纵强度的上层建筑，可以采用2.2.2.1以外的材料，但应成批进行化学成分和力学性能检验，其化学分析和力学性能试验结果应符合本社《材料与焊接规范》第1篇第3章第2节中对A级钢的规定。

2.2.3 船体结构用钢的钢级要求

2.2.3.1 船体结构用钢一般采用A级钢。当船长大于等于120m时，其船中部0.4L区域的钢材等级应符合表2.2.3.1的要求。

表2.2.3.1

构件名称	板厚 t (mm)						
	t≤15	15<t≤20	20<t≤25	25<t≤30	30<t≤35	35<t≤40	40<t≤50
舳列板、舷侧顶列板、甲板边板	A	B	D	D	E	E	E
舷侧外板	A	A	A	A	B	B	D
甲板、船底板（包括平板龙骨）	A	A	B	D	D	D	E
大舱口船舱口角隅处强力甲板板	A	B	D	D	E	E	E
连续的纵向舱口围板	A	B	D	D	E	E	E

2.2.3.2 船体结构用钢如采用高强度钢时，一般采用AH级钢。当船长大于等于120m时，其船中部0.4L区域的钢材级别应符合表2.2.3.2要求。

表2.2.3.2

构件名称	板厚 t (mm)			
	t≤20	20<t≤30	30<t≤40	40<t≤50
舳列板、舷侧顶列板、甲板边板	AH	DH	EH	EH
舷侧外板	AH	AH	AH	DH
甲板和船底板（包括平板龙骨）	AH	DH	DH	EH
大舱口船舱口角隅处强力甲板板	AH	DH	EH	EH
连续的纵向舱口围板	AH	DH	EH	EH

2.2.4 冷藏舱室结构的钢级要求

2.2.4.1 当冷藏舱室内结构的最低设计温度低于0℃时，除符合本节2.2.2要求外，其甲板板、甲板纵桁腹板、与甲板连接的纵舱壁上列板、以及支承舱口盖的承梁及其面板，所选用的钢材级别一般应符合表2.2.4.1的规定。

冷藏舱内结构用钢的钢级

表2.2.4.1

板厚 (mm)	0~-10℃	-11℃~-25℃	-26℃~-40℃
	低碳钢	低碳钢	低碳钢
T≤12.5	B	D	E
12.5<t≤25.5	D	E	特殊考虑

2.2.4.2 决定冷藏舱甲板的最低设计温度可以按温度梯度计算法确定，也可按表2.2.4.2确定。若有关的内部舱室之一为非冷藏舱时，则该舱的温度应取为5℃。

冷藏舱甲板的设计温度

表2.2.4.2

序号	布 置	甲板温度
1	冷藏舱内甲板无绝缘材料覆盖时	以冷藏舱内温度计算
2	甲板在冷藏舱内的一面用绝缘材料覆盖，而另一面无绝缘时。	以无绝缘材料一面的温度为准
3	甲板的两面均有绝缘材料覆盖： (1) 温差≤11℃时 (2) 11℃<温差≤33℃时 (3) 温差>33℃时	以甲板上方和下方两舱内的平均温度计算 以甲板上方和下方两舱内的平均温度减去3℃后计算特殊考虑

第 3 节 舵杆用材料

2.3.1 适用范围

- 2.3.1.1 非焊接连接方式的内河船舶舵杆用材料应符合本节的规定。
- 2.3.1.2 本节未规定的舵杆材料应符合本社《材料与焊接规范》的有关规定。

2.3.2 化学成分

- 2.3.2.1 舵杆用锻钢材料，其熔炼分析化学成分应符合表2.3.5.2的规定。

表2.3.5.2

C	Si	Mn	S	P	残余元素①		
					Cu	Cr	Ni
≤0.39	0.17~0.37	0.5~0.8	≤0.035	≤0.035	≤0.25	≤0.25	≤0.30

注：①残余元素总含量应不超过0.80%。

2.3.3 热处理

- 2.3.3.2 锻钢件应进行正火或正火加回火处理（回火温度应不低于550℃）。

2.3.4 力学性能

- 2.3.4.1 锻钢件取样方法应符合本社《材料与焊接规范》第1篇第5章的要求。
- 2.3.4.2 锻钢件的拉伸试验结果应符合表2.3.4.2的要求。

表2.3.4.2

抗拉强度 R_m (MPa)	屈服强度 R_{eH} (MPa)	伸长率 A_5 (%)	断面收缩率 Z (%)
		纵向	纵向
≥440	≥220	≥24	≥50
≥480	≥240	≥22	≥45
≥520	≥260	≥21	≥45

2.3.5 无损检测

- 2.3.5.1 舵杆的无损检测应符合本社《材料与焊接规范》第1篇第5章的要求。

2.3.6 修复

2.3.6.1 舵杆在船舶营运中产生的磨损、腐蚀或纵向裂纹的修复应经本社同意；如需采用焊补方法，当材料的碳当量按下式计算所得之值大于0.41%时，其焊接工艺应经认可。焊接工艺应考虑预热、层间温度控制和焊后热处理等。

$$C_{eq} = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr + Mo + V}{5} + \frac{Ni + Cu}{15} \quad (\%)$$

- 2.3.6.2 修复后应对修复区域进行外观检查和相应的无损检测。

2.3.7 热轧圆钢

- 2.3.7.1 当用热轧圆钢制造舵杆时，其直径不应超过150mm。
- 2.3.7.2 每根热轧圆钢均应进行检验，其化学成分、热处理、力学性能、无损检测和修复应符合本节的规定。

第 4 节 铜质螺旋桨

2.4.1 适用范围

2.4.1.1 本节适用于黄铜合金铸造螺旋桨，包括桨毂和桨叶。

2.4.1.2 青铜合金铸造螺旋桨的制造、试验和检验应符合本社《材料与焊接规范》的有关规定。

2.4.2 化学成分

2.4.2.1 铜质螺旋桨及其部件应逐炉进行化学成分分析，其结果应符合表2.4.2.1的规定。

表2.4.2.1

铜合金种类	化学成分 (%)							
	Cu	Al	Mn	Zn	Fe	Ni	Sn	Pb
锰黄铜	55~59	≤1.0	3~4	余量	0.5~1.5	-	<0.5	≤0.1
铝黄铜	67~70	4.5~6.0	2.0~3.0	余量	2.0~3.0	-	<0.5	≤0.1

2.4.3 力学性能

2.4.3.1 铜合金螺旋桨铸件试样应符合本社《材料与焊接规范》第1篇第9章的有关规定。

2.4.3.2 铜合金螺旋桨铸件力学性能应符合表2.4.3.2的规定。

表2.4.3.2

合金类型	抗拉强度 R_m N/mm ²	断后伸长率 A_5 %
锰黄铜	≥440	≥20
铝黄铜	≥610	≥15

2.4.4 金相组织检查

2.4.4.1 黄铜合金螺旋桨产品应逐炉进行金相检验，测定 α 相的比例。 α 相的比例应取5次读数的平均值，测定结果应不低于20%。

2.4.5 试验和检验

2.4.5.1 铜质螺旋桨的宏观检查、无损检测和静、动平衡试验等应符合本社《材料与焊接规范》第1篇第9章的有关规定。

第 3 章 船体结构的焊接

第 1 节 一般规定

3.1.1 适用范围

3.1.1.1 本章规定适用于船体结构的焊接和检验。

3.1.2 焊接工艺

3.1.2.1 坡口加工应准确定位，装配合拢时，应符合线型要求，不宜强制成型，以避免构件内部存在较大的内应力。若待焊部位坡口或装配间隙过大必须修正时，应征得本社验船师的同意。

3.1.2.2 定位焊的数量应尽量减少，定位焊的焊接材料应采用与焊接时同一级别的焊接材料。对有缺陷的定位焊在施焊前应予以除尽；在去除定位焊和马脚时，应保证母材不受损伤。

3.1.2.3 焊件接缝处的表面应保持清洁、干燥、无氧化物和杂物。在进行多道焊时，应彻底去除和清洁层间熔渣。在进行封底焊前，应在背面根部铲根。

3.1.2.4 当焊接无法避免在潮湿、多风和寒冷露天进行时，应有适当的遮蔽和防护措施。对于环境温度低于0℃时，船体结构的焊接还应遵守以下规定：

(1) 结构进行定位焊时，要加大电流，减慢焊速，适当增大焊段的长度(一般为常温时的1.5~2倍)、熔深及剖面积以保证熔合良好；

(2) 在施焊前，对焊缝两侧各100mm宽度内进行干燥；

(3) 焊接时的电流强度一般要比常温下略有提高，而且焊接必须连续进行，多层焊层间应连续焊完。若受条件限制不能连续焊完，且焊肉的高度未达到母材板厚的一半时，即必须采取保温缓冷措施；

(4) 禁止用锤击法矫正焊接结构。

3.1.2.5 对接焊缝，手工焊时，材料厚度小于或等于4mm，半自动焊和自动焊时，材料厚度小于或等于6mm，可不开坡口。超过上述板厚规定的，应根据不同的焊接方法，采用单面或双面坡口的型式进行焊接。

3.1.2.6 除焊接工艺规程经本社认可用于单面焊之外，所有的对接焊缝均应在其背面根部铲根，进行封底焊。

3.1.2.7 若全焊透对接焊缝因结构原因无法进行封底焊时，经本社验船师同意，允许加固定垫板进行对接焊，此种接头的坡口型式及装配间隙应保证其在垫板上能完全焊透。

3.1.2.8 对接缝与角接缝相交时，对有密性要求的，应将交叉处母材平面的对接焊缝的增强高铲平；对无密性要求的，应将跨过对接焊缝的构件边缘挖孔(通焊孔)，使构件与板材贴紧。

3.1.3 焊接材料

3.1.3.1 船体结构所选用的焊接材料的级别应与船体结构用的钢材级别相适应，并符合表3.1.3.1的规定。

表3.1.3.1

焊接材料 级别	船体结构钢级												
	A	B	D	E	AH32	DH32	EH32	AH36	DH36	EH36	AH40	DH40	EH40
1	X												
2	X	X	X										
3	X	X	X	X									
1Y	X				X②			X②					
2Y	X	X	X		X	X		X	X				
3Y	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X			
4Y	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X			
2Y40	①	①	①		X	X		X	X		X	X	

焊接材料 级别	船体结构钢级												
	A	B	D	E	AH32	DH32	EH32	AH36	DH36	EH36	AH40	DH40	EH40
3Y40	①	①	①	①	X	X	X	X	X	X	X	X	X
4Y40	①	①	①	①	X	X	X	X	X	X	X	X	X

注：“X”为适用钢级。

- ① 在普通强度结构钢焊接中不宜采用过高强度级别的焊接材料。
- ② 当采用1Y级焊接材料焊接时，母材的厚度不大于25mm。

3.1.3.2 当被焊接的两块母材强度级别不同时，除在结构不连续处或应力集中区域内应选用较高强度等级的焊接材料外，一般可选用与较低强度级别母材相适应的焊接材料。当母材的连接强度相同，韧性级别不同时，除结构受力情况复杂或施工条件恶劣者外，一般可选用与较低韧性级别相适应的焊接材料。

3.1.3.3 下列钢质船舶构件和结构焊接时应采用低氢型焊接材料：

- (1) 船体大合拢时的环形焊缝和纵桁材对接缝；
- (2) 起重桅柱、吊货杆、吊艇架、拖钩架、尾轴架、油船上的系缆桩等以及与其相连接的构件的焊缝；
- (3) 主机功率大于等于220kW的基座及其相连接的构件。

第2节 焊缝设计

3.2.1 适用范围

3.2.1.1 本节适用于船体结构和构件的焊缝设计，特殊结构应另行考虑。

3.2.2 一般规定

3.2.2.1 船体各种焊接结构上的焊缝，应避免布置在应力集中区域，在结构剖面突变处应有足够的过渡区域，尽量避免焊缝过分集中。结构焊缝的布置还应考虑便于焊工施焊，施焊的焊缝位置尽可能采用平焊。

3.2.2.2 船体结构中的平行焊缝应保持一定的距离，对接缝之间的平行距离应不小于80mm，且尽量避免尖角相交；双体船的连接桥甲板及抗扭箱上封板与片体甲板的纵向对接缝距连接桥与片体的交界处的距离应不小于200mm；对接焊缝与角焊缝之间的平行距离应不小于30mm。

3.2.2.3 外板、甲板的端接缝不应直接布置在大开口的角隅处和上层建筑的端部，外板和底板的端接缝不应直接布置在主机座两端。此类接缝距离上述位置的横边应不小于500mm。

3.2.2.4 船体主要结构的连接，可以采用对接焊，也可以采用搭接焊，除另有规定外，船体外板、甲板、内底板、舱壁板、舱口围板之间的连接及抗扭箱的板材、型材端接处应采用对接焊。

3.2.2.5 船体结构主要构件焊接的细节，包括焊缝型式和尺寸，应在提交审核的图纸上或焊接规格明细表中清楚地标明。

3.2.3 对接与搭接焊缝

3.2.3.1 不同厚度钢板进行对接时，若其厚度差大于等于4mm，则应将较厚板的边缘削斜，使其均匀过渡，削斜宽度应不小于厚度差的4倍。

3.2.3.2 除能保证完全焊透者外，对接焊焊件的对接边缘应开角度在 40°～60°之间的单面或双面坡口。

3.2.3.3 全焊透对接焊缝因结构原因而无法进行封底焊时，允许加固定垫板进行对接焊。但焊缝接头的坡口形式及装配间隙应保证熔敷金属与垫板能完全熔合。

3.2.3.4 承受高拉伸应力或压缩载荷部位的板一般不采用搭接焊连接。当采用搭接焊缝时，焊接系数按表1.4.5.4选取，搭接宽度 b 应不小于按下式计算所得之值（但也不应大于45mm）：

$$b = 2t + 15 \quad \text{mm}$$

式中： t ——搭接接头中较薄板的厚度，mm。

3.2.3.5 型钢骨材用搭接焊时，两侧的角焊缝须连续并包角。油船舷侧结构不宜采用搭接。

3.2.4 塞焊与点焊

3.2.4.1 圆孔塞焊应按图3.2.4.1所示尺寸开孔。圆孔塞焊的间距应不大于10倍圆孔直径。

3.2.4.2 长孔塞焊应按图3.2.4.2所示，长孔塞焊的开孔长度 l 应不小于75mm，孔的宽度应不小于板厚的2倍，孔端部呈半圆形。相邻孔缘的距离应不大于长孔长度的2倍。通常长孔塞焊时不必在孔内塞满熔敷金属。

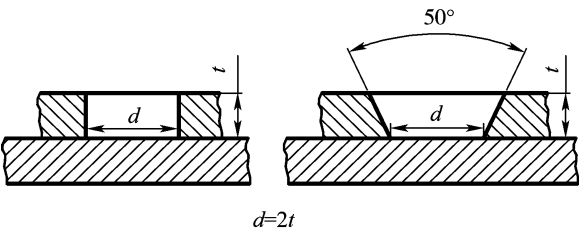


图3.2.4.1

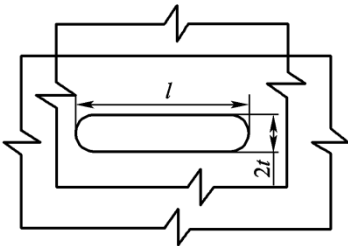


图3.2.4.2

3.2.4.3 船中部区域内，双层底结构的内底板与实肋板及底纵桁的连接不允许采用塞焊。

3.2.4.4 板厚小于4mm的次要结构，如上层建筑（或甲板室）的非主要支撑性内围壁以及顶层上层建筑（或甲板室）围壁等与普通扶强材的连接，可采用单面或双面交错点焊。其直径 d 和点距 l 应符合图3.2.4.4的规定。

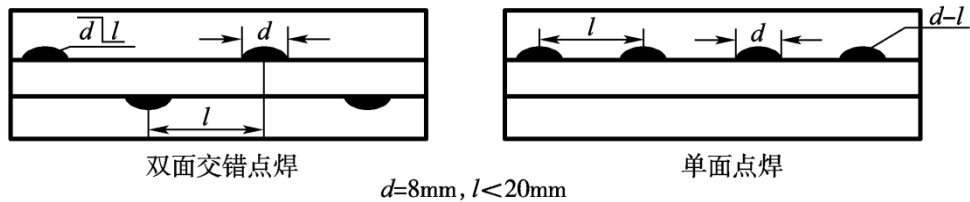


图3.2.4.4

3.2.5 填角焊缝

3.2.5.1 板与板、板与型材的“T”形连接应采用填角焊缝。当构件承受高应力时，必须采用双面填角焊、深熔角焊或全焊透角焊。全焊透角焊系指在角焊缝处必须开坡口的焊透角焊。

3.2.5.2 船体角焊缝可按表3.2.5.2所列形式选用，若采用其他角接形式应经本社同意。

角焊缝的型式

表3.2.5.2

序号	角焊缝名称	焊缝图示	备注
1	双面填角焊缝		为双面连续角焊缝的一种，用于一般结构 K ——焊脚高度 h ——焊喉厚度
2	双面深熔角焊缝		为双面连续角焊缝的一种，用于受应力较大的结构
3	双面全焊透角焊缝		为双面连续角焊缝的一种，用于受高应力的结构

序号	角焊缝名称	焊缝图示	备注
4	单面连续角焊缝		上层建筑, 或施工受限的情况下可考虑使用该焊接形式
5	交错间断角焊缝		间断角焊缝两端部位连续包焊 l——焊缝长度 e——焊缝间距 d——焊缝节距
6	链式间断角焊缝		间断角焊缝两端部位连续包焊 l——焊缝长度 e——焊缝间距 d——焊缝节距
7	一面连续角焊缝一面断续角焊缝		间断角焊缝两端部位连续包焊 l——焊缝长度 e——焊缝间距 d——焊缝节距
8	挖孔焊		孔端部周围应连续包焊

3.2.5.3 船体结构下列部位的角焊缝应采用双面连续角焊缝:

(1) 风雨密甲板和上层建筑、甲板室外围壁边界的角焊缝, 包括舱口围板、升降口和其他开口处围板的角焊缝;

- (2) 液体舱、水密舱室的周界;
- (3) 基座和支承结构的连接处;
- (4) 装载化学品、食用液体的货舱及淡水舱内的所有角焊缝;
- (5) 中桁材与平板龙骨的连接;
- (6) 双层底内支撑舱壁的肋板和桁材与内、外底板的连接;
- (7) 扁钢型纵骨与板的连接;
- (8) 主机基座纵桁腹板与其水平面板及内外底板;
- (9) 厨房、配膳室、洗衣室、浴室、厕所等处所的围壁下缘与甲板的连接;
- (10) A级防火结构周界的角焊缝;
- (11) 蓄电池间、油漆间等处所周界的角焊缝;
- (12) 设备、甲板机械及系缆桩等系泊设备底座下构件的(加强区域内)角焊缝;
- (13) 高强度钢角焊缝, 以及在高强度钢板上安装附件和连接件时的角接焊缝;
- (14) 其他特殊结构。

3.2.5.4 船体角焊缝的尺寸, 应符合下述要求:

(1) 角焊缝的焊喉厚度 h 按下式计算所得:

$$h = C W_{\tau} t_p \frac{d}{l} \quad \text{mm}$$

式中: t_p ——角焊缝连接构件中较薄一块板的厚度, mm。

d ——焊缝节距, mm; 指间断角焊缝中, 前一条焊缝的起始处至后一条焊缝的起始处的长度。

如本节表 3.2.5.2 序号 5、6、7、8 中所示; 若角焊缝为连续焊缝时, 令 d 等于 l ;

l ——焊缝长度, mm; 指焊缝的连续长度, 但不应小于 75mm;

W_t ——焊接系数，船体结构的焊接系数按表 3.2.5.44 选取，当采用单面连续角焊缝时焊接系数取表中数值的 2 倍；

C ——修正系数，使用普通钢时， C 值取 1，使用高强度钢时， C 值取 1.1。

(2) 填角焊缝的焊脚高度 K 应不小于按下式计算所得之值：

$$K = \sqrt{2}h$$

错误!未找到引用源。mm

式中： h ——角焊缝焊喉厚度，mm。

焊接系数

表3. 2. 5. 4

序号	连接构件名称	焊接系数	备 注
I	一般结构		
1	密性板材（包括桁材和肋板等）的周界	0.34	
2	非密性板材周界	0.13	
3	板格加强筋	0.10	
4	搭接焊缝	0.27	
5	扁钢型纵骨与板	0.21	
II	双层底		
1	非密性中桁材与平板龙骨	0.27	
	与内底板	0.21	
2	中桁材与水密肋板	0.34	
	与实肋板	0.21	
3	实肋板与内外底板	0.16	端部 0.2 跨距长度内，取 0.21
	与纵舱壁	0.34	
4	旁桁材与内外底板	0.16	端部 0.2 跨距长度内，取 0.21
	与实肋板	0.21	
	与水密肋板	0.27	
5	纵骨与内外底板	0.13	
6	组合肋板与内外底板	0.13	
7	内底边板与外板	0.34	
8	内舷板（或纵舱壁）与内底板或外底板	0.44	
9	支撑舱壁的肋板和桁材与内、外底板	0.44	
III	单层底		
1	中内龙骨与平板龙骨	0.27	
	与其面板	0.21	
2	实肋板与中内龙骨及纵舱壁	0.27	
	与外板	0.16	端部 0.2 跨距长度内，取 0.21
	与其面板	0.13	
3	旁内龙骨与外板	0.16	端部 0.2 跨距长度内，取 0.21
	与其面板	0.13	
	与实肋板	0.27	
4	中内龙骨、旁内龙骨与横舱壁	0.34	
5	首、艉尖舱、深水舱内肋板与外板	0.21	
6	船底纵骨与外板	0.13	
7	底肋骨与外板	0.13	
8	内舷板（或纵舱壁）与船底板	0.44	
IV	舷侧骨架		

序号	连接构件名称	焊接系数	备 注
1	强肋骨、主肋骨、舷侧纵桁腹板与外板	0.16	
	与其面板	0.13	
2	肋骨与外板	0.13	
3	舳肘板与内底边板或实肋板 与外板	0.34	
4	舷侧纵桁与横舱壁	0.27	
5	纵骨与外板	0.13	
6	强肋骨、主肋骨与舷侧纵桁	0.27	
7	内舷强肋骨、主肋骨、舷侧纵桁与内舷板 与其面板	0.16	
8	内舷肋骨、内舷骨纵骨与内舷板	0.13	
9	首、艉尖舱、深水舱内肋骨、纵骨与外板；强肋骨腹板与其面板	0.21	
V	甲板及其支承结构		
1	悬臂梁与甲板	0.44	
	与面板	0.21	
2	强横梁与甲板及其面板	0.16	
3	横梁与甲板	0.21	甲板货船
		0.13	其他
4	深水舱、尖舱内横梁与甲板	0.21	
5	甲板纵骨与甲板	0.21	甲板货船
		0.13	其他
6	甲板纵桁与甲板板以及与其面板	0.21	
7	甲板纵桁与横舱壁	0.27	
8	支柱两端与其构件	0.34	
9	内舷板（或纵舱壁）与甲板	0.44	
VI	舱壁与轴隧		
1	水密舱壁的周围与其相连部分	0.44	
2	轴隧及内底板或外板与舱壁	0.34	
3	非水密舱壁的周围与其相连部分	0.13	
4	所有舱壁与其扶强材	0.13	
5	舱壁水平桁及垂直桁与舱壁及其面板	0.21	
6	纵舱壁与横舱壁	0.34	
VII	油船、散装化学品船液货舱区域		
1	底部主要构件之间的连接	0.44	
2	甲板主要构件之间的连接	0.34	
3	密性舱壁周界	0.44	
4	非密性舱壁周界	0.21	
5	强肋骨、舷侧纵桁与外板	0.27	
6	舷侧肋骨与外板	0.21	
7	船底纵骨与外板	0.21	在船首 0.25L 区域
8	甲板纵骨与甲板	0.21	
VIII	机舱结构		
1	非密性中桁材（或中内龙骨）与平板龙骨和内底板	0.27	
2	非密性中桁材（或中内龙骨）与实肋板	0.27	
3	中内龙骨与其面板	0.27	
4	实肋板、旁桁材（旁内龙骨）与内外底板	0.21	
5	旁桁材（旁内龙骨）与实肋板	0.27	

序号	连接构件名称	焊接系数	备 注
6	旁内龙骨、实肋板与其面板	0.21	
7	主机座纵桁腹板与其面板	0.44	腹板厚度 $\geq 12\text{mm}$ 时全焊透
8	主机座纵桁腹板与外板和内底板	0.44	
9	主机座纵桁与实肋板	0.27	
10	主机座纵桁与肘板、隔板	0.21	
11	纵向或横向普通骨材与外板	0.13	
IX	甲板及舱口		
1	强力甲板的甲板边板与舷侧顶列板	0.44	船中部 0.4L 板厚 $\geq 12\text{mm}$ 时全焊透
2	强力甲板与内舷板	0.44	大舱口船中部 0.4L 区域全焊透
	与纵通舱口围板	0.44	
3	其他甲板对外板和舱壁板（液舱边界除外）	0.21	
4	甲板与非纵通舱口围板	0.34	角隅处取 0.44
5	甲板与舱口端梁	0.27	
6	甲板与舱口纵桁	0.34	
7	纵通舱口围板与其面板	0.34	
8	非纵通舱口围板与其面板	0.27	
9	舱口围板与其垂直桁、水平桁	0.27	
10	舱口围板与其水平扶强材	0.13	
X	上层建筑与甲板室		
1	外围壁与甲板	0.34	第一层
		0.21	其余各层
2	内隔壁与甲板	0.13	
3	围壁间的连接	0.21	
4	甲板横梁、纵桁与甲板	0.13	
5	围壁板与其扶强材	0.13	
XI	舵		
1	内部隔板与舵叶板	0.44	
2	舵叶板与内部隔板的长孔塞焊	0.44	
3	组合下舵杆与舵叶顶板	0.44	连续焊
XII	舾装设备及其他		
1	桅、起重柱等与甲板	0.44	全焊透
2	甲板机械基座与甲板	0.34	
3	系缆桩等系泊设备底座与甲板	0.34	
4	工程船专用设备底座与船体结构	0.34	
5	舦龙骨与外板	0.34	
6	人孔盖围槛与甲板、内底板和舱壁板	0.21	
7	外板或风雨密围壁上的门框结构	0.34	
9	水密门上的加强筋	0.21	
10	通风筒、空气管等的围板与甲板	0.21	
11	通风筒等附件	0.21	
12	流水管及排水管与甲板	0.44	
13	舷墙和栏杆的支柱等与甲板	0.34	
15	跳板强横梁、强纵桁与跳板甲板	0.34	
11	跳板强横梁、强纵桁与其面板	0.34	

序号	连接构件名称	焊接系数	备 注
12	跳板纵骨与跳板甲板	0.21	
13	跳板边桁材与跳板甲板	0.34	
XIII	双体船连接桥和抗扭箱		
1	连接桥强横梁腹板与甲板及其面板	0.27	
2	连接桥横梁与甲板	0.21	
3	首、尾抗扭箱构件与甲板及端部封板	0.34	
4	甲板纵桁腹板与甲板及其面板	0.27	
5	连接桥甲板纵骨与甲板	0.21	
6	首、尾抗扭箱底封板与片体侧板（单面满焊）	0.34	
7	连接桥强横梁腹板与片体舷侧；	0.34	
8	连接桥纵桁腹板与强横梁腹板及抗扭箱前后封板；	0.34	
9	纵隔板与横隔板及前后封板	0.34	
10	纵、横隔板与上下封板	0.27	

3.2.5.5 所有角焊缝焊脚高度K值应不小于3mm。当采用认可的单道自动深熔焊工艺时，焊脚高度可取计算值的85%，但仍应不小于3mm。

3.2.5.6 凡焊缝长度在300mm以内者，则一律采用连续焊。骨材端面与板（如有时）、肘板与板或构件的焊接，采用双面连续焊，焊接系数取0.34。

3.2.5.7 当船体构件采用间断角焊缝时，对下列部位在包角焊缝的规定长度内应采用双面连续角焊缝：

- （1）骨材的端部，应为连续包角焊，其包角焊缝的长度应为骨材的高度或不小于75mm，取其大者；
- （2）骨材端部削斜时，其加强焊长度应不小于削斜长度；骨材端部以焊接固定时，其加强焊长度应不小于骨材高度；
- （3）各种构件的切口、切角、开孔（如流水孔、透气孔等）的两端，应按下述规定进行包角焊：当板厚大于12mm时，包角焊缝的长度应不小于75mm，板厚小于等于12mm时，其包角焊缝长度应不小于50mm；
- （4）各种构件对接接头的两侧均应有一段对称的角焊缝，其长度应不小于75mm。如图3.2.5.7所示；

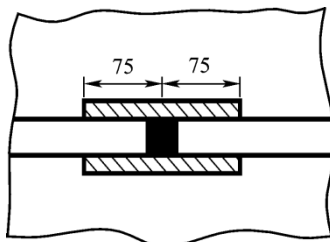


图3.2.5.7

（5）双体船连接桥强横梁、纵桁与甲板的角焊缝在端部1.5倍腹板高度范围和抗扭箱纵、横隔板与上下封板角焊缝在端部隔板高度范围应为双面连续焊。

3.2.5.8 当船体构件采用挖孔间断焊时，孔的两端应呈圆弧形，并应光滑。但在下列位置处，不准开孔：

- （1）在肘板趾端的应力集中区域内；
- （2）与主支承构件相交时，其主肋骨、纵骨及扶强材等的相交处两侧至少各230mm区域内。

3.2.5.9 当构件贯穿水密或油密舱壁时，舱壁上的贯穿孔应按有关标准要求设置密性补板，并按图3.2.5.9（1）所示，在密性焊缝一侧的贯穿构件上切割一小半圆孔，从半圆孔到舱壁处应为包角双面连续角焊缝，以确保舱壁的密性。

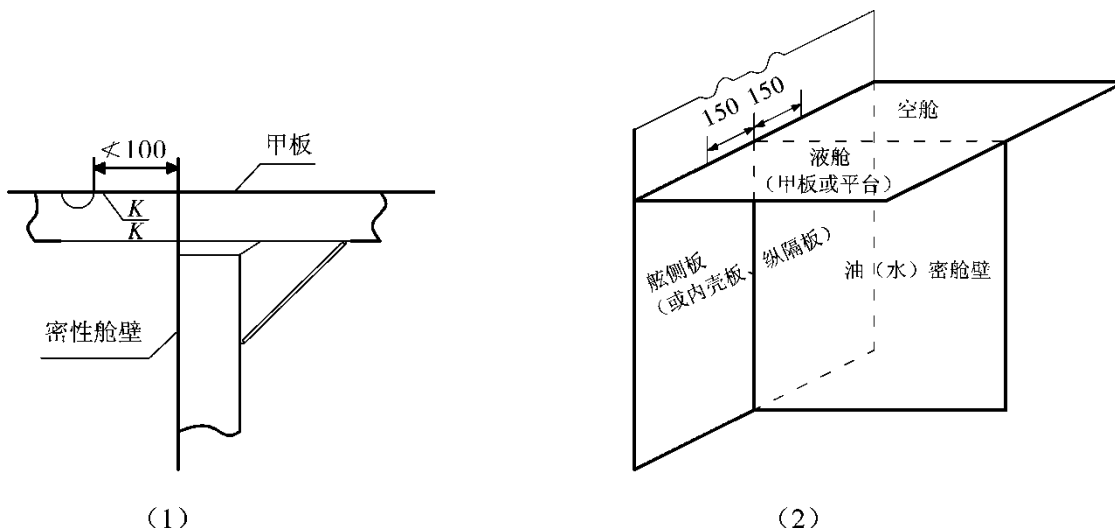


图3.2.5.9

邻接液舱的舱壁，为了防止危险气体或液体渗漏至相邻舱室内，在紧靠油气密或水密舱壁前后150mm的填角焊缝应有适当的坡口并确保焊透。见图3.2.5.9（2）。但也允许采用其他等效措施。

3.2.5.10 双层底实肋板或旁桁材人孔孔口补强环形面板与腹板应采用一面连续另一面间断的角焊缝或双面连续角焊缝，焊接系数取0.21。

第3节 主要部位的焊接

3.3.1 一般要求

3.3.1.1 除确能保证完全焊透者外，对接焊件边缘应开单面或双面坡口，坡口角度一般在 40° ~ 60° 之间；若焊件边缘拟加工成其他坡口形式时，则应征得CCS的同意。

3.3.1.2 若全焊透对接焊缝因结构原因而无法进行封底焊时，经验船师同意，允许加固定垫板进行对接焊。此种接头的坡口形式及装配间隙应保证熔敷金属与垫板能完全熔合。

3.3.1.3 船体构件的角焊缝和板材的对接缝在交叉处，应符合下列规定：

(1) 应将交叉处的对接焊缝的余高铲平，或将跨过对接焊缝的构件腹板边缘挖孔(通焊孔)，以使构件与板材能贴紧，保证焊接质量；

(2) 连续角焊缝的构件腹板上如有对接焊缝时，应先焊好对接焊缝，并将角焊缝处的余高铲平，然后进行连续角焊接。

3.3.2 首柱、尾柱、舵杆和尾轴架的焊接

3.3.2.1 当船体结构件（如首柱、尾柱、舵杆和尾轴架等）的材料为铸钢或锻钢时，其焊接应符合下列要求：

(1) 如焊件的含碳量达到0.23%或刚性较大时，则在焊前和焊后均应采取相应的预热和保温措施；

(2) 采用手工焊、 CO_2 气体保护焊进行焊接的首柱、尾柱、舵杆和尾轴架等应在焊后进行回火处理。若首柱、尾柱、舵杆和尾轴架等构件尺度较大，整体热处理条件不足时，允许采用有效的局部热处理方法。

3.3.2.2 焊接接头应经探伤检查，焊缝内部不应有裂纹、未焊透以及影响强度的有害缺陷存在。

3.3.3 主机基座的焊接

3.3.3.1 主机基座纵桁腹板厚度大于或等于12mm时，则水平面板与腹板的角接头处，应对纵桁腹板的边缘开坡口，其坡口型式可按施工情况决定。角接头两侧的焊缝外型、尺寸应均匀对称，焊脚系数应符合表3.2.5.4的要求。

3.3.4 小夹角角接缝的焊接

3.3.4.1 在船体的结构设计中,应考虑到不使角接缝造成较小的夹角,以避免施焊困难。

3.3.4.2 内底边板与舷侧外板的角接焊缝,其坡口角度应不小于 45° ,如图3.3.4.2所示。若小于 45° 则可将内底边缘开坡口,并在该坡口处进行单面连续焊,其底层焊道应选用较小直径的焊条施焊。

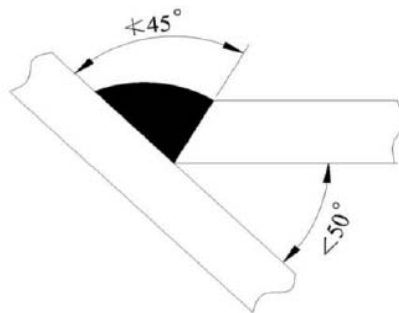


图 3.3.4.2

3.3.4.3 肘板的角接焊,若遇小夹角时,可在钝角的一侧施焊,但肘板的两端应有足够长的包角焊缝。

3.3.5 桅、柱的焊接

3.3.5.1 由钢板弯制成的起重桅(柱),其柱体的纵向接缝和横向接缝均应为单面坡口的对接焊缝,且应完全焊透。

3.3.5.2 起重桅(柱)贯穿强力甲板时,与桅连接处的强力甲板,及与船体结构连接的桅端部,均应开坡口焊透。

3.3.6 槽型舱壁的焊接

3.3.6.1 槽形舱壁板的拼接焊缝,应布置在槽形的平直部分上。

3.3.6.2 槽形舱壁与船底板(内底板)、甲板的连接应采用双面连续焊。

3.3.7 高强度钢焊接

3.3.7.1 焊接高强度钢材时,应按表3.1.3.1选用与母材相适应的并经CCS认可的低氢型高强度焊接材料。焊接时,应考虑预热并注意控制线能量和道间温度。

3.3.7.2 在船体结构中采用高强度钢时,其焊缝的外形应光滑,不应有过高的焊缝余高。

3.3.7.3 若船体构件(如首柱、尾柱、舵叶等)是由高强度钢板组焊而成的,则施焊后应考虑对其进行退火处理,以消除焊接时的残余应力。退火温度应达临界温度之上,然后缓慢冷却。

第4节 焊缝质量检查与修补

3.4.1 适用范围

3.4.1.1 本节规定适用于钢质船体结构的焊缝检验与修补。船体以外的钢结构的焊缝检验与修补应经CCS批准后方可执行。

3.4.2 表面质量检查

3.4.2.1 当船体结构施焊完工后,应对已完工的全部焊缝进行表面质量检查。

3.4.2.2 完工焊缝的表面应成型均匀、致密,平滑地向母材过渡,没有裂纹和未熔合现象,以及不应有的咬边、气孔、夹渣、焊瘤、弧坑等缺陷存在。若存在以上所述的缺陷时,应在焊缝内部质量检查和密性试验之前,修补完毕。

3.4.2.3 船体分段建造中所产生的焊缝缺陷, 均应在合拢前修补完毕。

3.4.3 内部质量检查

3.4.3.1 船体焊缝施焊完工后应对主体焊缝的内部质量进行无损检测。除本节明确规定检测方法外, 无损检测可采用射线、超声波或其它有效方法进行, 无损检测的工艺和评定标准应经本社同意^①。

3.4.3.2 船体焊缝无损检测的数量和位置可根据实际情况由船厂和现场验船师商定。

3.4.3.3 船中部0.5L范围内强力甲板和外板的射线拍片张数 n , 应不小于按下式计算所得之值的整数:

$$n = 0.25(i + 0.1W_T + 0.1W_L)$$

式中: i ——船中部区域内纵横向对接焊缝交叉点的总数;

W_T ——船中部区域内横向对接焊缝的总长, m;

W_L ——船中部区域内分段合拢的纵向对接焊缝的总长, m。

3.4.3.4 船中0.5L范围以外的强力甲板和外板, 拍片数量一般为本节3.4.3.3规定区域数量的10%~20%, 且允许采用适量的超声波检测方法进行检测。

3.4.3.5 甲板、船底和舷侧纵向构件(纵桁和纵骨)的对接接头, 在船中部0.5L范围内每5个检查1个, 0.5L范围外每10个检查1个; 当上述部位的纵向构件采用球扁钢时, 其对接接头在船中部0.5L范围内每10个检查1个, 0.5L范围外每20个检查1个。

3.4.3.6 强力甲板上且在船中部0.4L范围内连续的舱口围板, 应对围板和面板的对接接头进行射线或超声波检测, 检测长度为焊缝总长的5%。

3.4.3.7 对于整体建造的船舶, 无损检测的抽检比例由船厂和本社验船师商定, 应在上述规定基础上适当增加。

3.4.3.8 对散装运输危险化学品船的无损检测, 除满足本节3.4.3.1~3.4.3.7的规定外, 尚应对以下部位进行无损检测:

- (1) 液货舱舱壁上所有的焊缝十字交叉处;
- (2) 液货舱周界焊缝应探测表面裂纹, 探测的长度应至少为液货舱周界焊缝总长度的10%;
- (3) 当舷侧和船底纵骨以及纵舱壁水平扶强材在横舱壁处中断时, 除本条(2)要求以外, 上述构件与横舱壁连接的焊缝应探测表面裂纹。探测的长度应至少为骨材与横舱壁连接焊缝总长度的10%;
- (4) 当纵向构件和纵舱壁水平扶强材连续地通过横舱壁时, 除本条(2)要求外, 其与横舱壁连接的焊缝应探测表面裂纹。探测的长度对舷侧和船底纵向构件至少为总长度的30%, 对纵舱壁水平扶强材至少为总长度的20%。
- (5) 当横向构件连续地穿过液货舱纵舱壁时, 该构件与周界连接焊缝应探测表面裂纹。探测的焊缝长度至少为总长度的10%。

3.4.3.9 高强度钢焊接的无损检测, 应在焊接完成48小时后进行。

3.4.3.10 对除3.4.3.3~3.4.3.6外的船体结构, 下列重要部位的焊缝也应采用适当方法随机抽样进行无损检测:

- (1) 船体结构中要求全焊透的角焊缝;
- (2) 内底、其他连续甲板和舱壁及其连续纵骨的对接焊缝;
- (3) 主机基座腹板和面板的全焊透角焊缝;
- (4) 起重桅(柱)柱体的对接焊缝;
- (5) 其他认为重要的、承受高应力的或失效后可能影响重大的受力焊缝。

3.4.3.11 船体结构与起重基座(起重柱)间的节点无损检测要求如下:

- (1) 对全焊透的角焊, 应进行100%超声波检测及100%磁粉(或渗透)检测;
- (2) 对深熔焊角焊或填角焊, 应进行100%磁粉(或渗透)检测。

^①无损检测工艺参照《船舶钢焊缝射线检测工艺和质量分级》(CB/T 3558)和《船舶钢焊缝超声波检测工艺和质量分级》(CB/T 3559), 评定标准参照《船舶钢焊缝射线照相和超声波检查规则》(CB/T 3177)。

3.4.3.12 当无损检测发现焊缝内部有不允许存在的缺陷,并认为该缺陷有可能延伸时,侧应在其延伸方向(一端或两端)增加探伤范围,直至达到邻近合格焊缝为止。

3.4.3.13 当实际检测过程中发现合格率低于80%或对个别部位的焊缝质量存疑时,验船师应根据具体情况,适当增加检测数量。

3.4.3.14 无损检测的位置和结果应记入报告,并应提交CCS验船师认可。

3.4.4 焊缝修补

3.4.4.1 所有有缺陷的焊缝段,应采用碳弧气刨、风铲或其他方法彻底清除(不允许用电弧或火焰进行清除),并在焊补后进行复检。

第5节 钢质双体船连接桥和抗扭箱的焊接

3.5.1 一般规定

3.5.1.1 在船体开工建造前,制造厂应制定焊接工艺规程并提交本社认可。

3.5.1.2 连接桥构件的安装及焊接,应采取适当措施,控制连接构件变形及装焊后连接桥总体变形所引起的片体纵向变形。

3.5.1.3 本节无规定者,参照本篇其他章节的有关规定。

3.5.2 对接焊缝

3.5.2.1 连接桥甲板、抗扭箱应封板及型材、板材之端接处,应采用对接焊。

3.5.2.2 连接桥甲板及抗扭箱上封板与片体甲板的纵向对接焊缝不应布置于连接桥与片体交界处,此接缝距离交界处应不小于200mm。

3.5.3 角接焊缝

3.5.3.1 连接桥甲板、抗扭箱底封板及型材、板材之端接处,应采用构件开坡口的全焊透角焊(或其他确保焊缝焊透的措施),此处焊缝应采用低氢焊接材料施焊。

3.5.4 加强焊

3.5.4.1 连接桥横梁腹板及抗扭箱横隔板与甲板的角接焊缝的1.5倍腹板或隔板高度和在肘板区域内应为双面连续焊。

3.5.4.2 连接桥强横梁和连接桥横梁肘板与片体舷侧板的焊接、连接桥纵桁与横梁腹板的焊接及抗扭箱纵隔板与横隔板及与前、后封板间的角接焊缝应采用双面连续焊,焊脚以1级焊缝为准。

3.5.4.3 连接桥纵桁与强横梁、抗扭箱纵隔板与横隔板及前、后封板间的连接,其端部加强焊长度应不小于腹板高度。

3.5.5 其他

3.5.5.1 抗扭箱底封板与环形骨材的连接,应采用塞焊方式施焊,底封板与抗扭箱横隔板面板应采用长孔塞焊。塞焊要求塞焊孔根部有足够溶深。

3.5.5.2 对顶逢等薄板结构可采用密集型点焊。

3.5.5.3 连接桥结构与片体连接处的肘板禁止使用搭接焊。

3.5.6 连接桥抗扭箱结构的焊缝检验

3.5.6.1 当连接桥抗扭箱结构施焊完工后,应对全部焊缝进行外观检查。

3.5.6.2 连接桥及抗扭箱结构焊接缝应作无损探伤检验,无损探伤的数量和位置可根据实际情况由船厂和验船部门商定,下列主要焊缝应作重点抽检:

(1) 抗扭箱前、后封板与舱壁板或片体强框架的对接缝;

- (2) 抗扭箱横隔板与舱壁板或片体强框架的对接缝;
- (3) 横桁腹板与舱壁板对接缝;
- (4) 抗扭箱前、后封板腹板的对接缝;
- (5) 连接桥甲板与片体内侧上甲板边板的对接缝。

3.5.6.3 连接桥建造完毕后,应对下列部位进行密性试验:

试验部位	试验要求
连接桥甲板	冲水试验
连接桥构件与片体连接	涂煤油试验
抗扭箱	充气试验: 0.02MPa

第4章 重要机件的焊接

第1节 通则

4.1.1 适用范围

4.1.1.1 本章适用于柴油机、减速齿轮箱、轴系及杆系的焊接。

4.1.2 材料

4.1.2.1 焊接材料、所采用的钢板、型钢、铸锻件材料符合本篇的有关规定。

4.1.3 焊接结构

4.1.3.1 构件的焊缝应采用开坡口对接焊，以保证全厚度焊透。并应尽可能采用俯焊。

4.1.3.2 不同厚度的构件对接时，其厚度差大于或等于4mm时，应对厚板的边缘进行削斜，其长度应不小于厚度差的4倍。

4.1.3.3 形状复杂的构件，应避免焊缝尖角相交或截面突变。

4.1.4 预热

4.1.4.1 在下列情况下应考虑采用适当的焊前预热措施：

(1) 当焊接大型构件和复杂构件以及设计图纸上特别规定的重要机件时；

(2) 当被焊构件或机件材料的含碳量大于0.23%或碳当量 $C_{eq} = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr + Mo + V}{5} + \frac{Ni + Cu}{15}$ 大于0.41%时；

(3) 当在环境温度低于0℃和/或湿度较大的环境下进行焊接时。

第2节 轴系的焊接

4.2.1 适用范围

4.2.1.1 本节适用于机械转动轴系及舵杆的焊接。

4.2.2 焊接

4.2.2.1 施焊前应按工艺规程焊制试件。试件应模拟实际构件的工艺条件，焊制具有代表性的焊接接头，进行熔敷金属拉伸试验、接头横向拉伸试验、弯曲试验、以及宏观组织检查。

4.2.2.2 轴系及舵杆在焊接前应均匀地进行预热，在焊接过程中严格注意保温，预热的温度可根据所选用的材料决定。

4.2.3 热处理

4.2.3.1 轴系及舵杆经焊接后应进行热处理消除应力。

4.2.4 无损探伤

4.2.4.1 轴系及舵杆的缝应采用磁粉探伤或其他有效方法进行检查。



中国船级社

钢质内河船舶建造规范

2016

第8篇 其他

目 录

第 1 章 石油沥青船补充规定	1
第 1 节 一般规定	1
第 2 节 船舶构造与布置	2
第 2 章 电力推进船舶的附加要求	3
第 1 节 一般规定	3
第 2 节 柴油发电机组电力推进船舶	3
第 3 节 蓄电池组电力推进船舶	9
第 3 章 应用太阳能电池的船舶的补充规定	12
第 1 节 一般规定	12
第 2 节 太阳能光伏系统在船舶上使用的技术要求	12
第 4 章 油、货两用船检验补充规定	17
第 1 节 一般规定	17
第 5 章 化学品液货船的补充规定	19
第 1 节 一般规定	19
第 2 节 船舶残存能力和液货舱位置	19
第 3 节 船舶布置	19
第 4 节 货物围护系统	20
第 5 节 货物驳运	20
第 6 节 构造材料	21
第 7 节 货物温度控制	22
第 8 节 液货舱透气和除气装置	22
第 9 节 环境控制	23
第 10 节 电气设备	23
第 11 节 防火与灭火	23
第 12 节 货物区域的机械通风	23
第 13 节 测量设备	24
第 14 节 人员保护	24
第 15 节 特殊要求	24

第 1 章 石油沥青船补充规定

第 1 节 一般规定

1.1.1 适用范围

1.1.1.1 本规定适用于专门从事运输熔化的散装石油沥青的内河船舶。

1.1.1.2 除另有说明外,沥青船一般应符合载运闪点大于 60℃(闭杯试验)石油产品的液货船的有关要求。若载运的石油沥青温度不能低于其闪点 15℃以上,则应符合载运闪点小于 60℃石油产品的液货船的有关要求。

1.1.2 定义

1.1.2.1 本规定有关定义如下:

(1) 石油沥青:系指石油原油经提炼出汽油、煤油、柴油及润滑油等石油产品后,再经处理而成的副产品。

(2) 货舱处所:系指由船舶结构围蔽,且其内部设有独立液货舱的处所。

1.1.3 图纸资料

1.1.3.1 所有石油沥青船应将下列图纸资料提交审批:

- (1) 货物操作手册(包括允许载运货物的种类及其特性,例如货物比重、闪点、载运温度等);
- (2) 液货舱结构图;
- (3) 液货舱布置图及支承装置受力计算书;
- (4) 液货舱隔热材料布置图及隔热性能计算书;
- (5) 检查通道布置图;
- (6) 热油加热系统图;
- (7) 液货监测报警系统图和布置图;
- (8) 热油炉舱布置图;
- (9) 热油系统遥控阀控制系统图;
- (10) 热油炉燃油系统图。

1.1.3.2 整体液货舱的石油沥青船尚应将下列资料提交审批:

装载货物温度超过 80℃,船体构件热应力分析(满载和半载状态下)计算书;

1.1.3.3 独立液货舱的石油沥青船尚应将下列资料提交审批:

- (1) 液货舱及其支承装置布置图;
- (2) 液货舱支承装置受力计算书;
- (4) 液货舱纵、横向限制装置布置图;
- (5) 液货舱防浮装置结构图;
- (6) 载运货物温度超过 180℃,液货舱结构热应力分析(满载状态下)计算书。

第 2 节 船舶构造与布置

1.2.1 船体结构

1.2.1.1 石油沥青船船体结构与布置，应符合本规范第 1 篇第 2 章及第 5 章的有关规定。

1.2.2 货泵舱

1.2.2.1 沥青船可不设单独的货泵舱。

1.2.2.2 对独立液货舱沥青船，货泵可设于货舱处所内。对整体液货舱沥青船，如货泵舱与液货舱相邻，则应采取隔热措施或设空舱。货泵所在处所应具有良好的通风，一般换气次数为 30~45 次/h。

1.2.2.3 对独立液货舱沥青船，如货泵设置于货舱处所之外，货舱处所换气次数应不少于 20 次/h。

1.2.3 管系

1.2.3.1 在货舱处所的适当位置，应装设污水阱，污水阱内的水应由泵排至舷外，此泵可为机器处所内的舱底泵。该污水阱应装设高液位报警装置，并在驾驶室和货物控制室(如设有)内均应设置该液位的听觉和视觉报警和控制装置，同时建议将该报警信号和控制延伸至机舱集控室。

1.2.3.2 当沥青需加热的温度大于饱和蒸汽的温度时，加热介质应是热油。

1.2.3.3 液货舱外的货泵、货物管系和货物操纵阀等均应加热。

1.2.4 电气装置

1.2.4.1 电气设备（传感器除外）、电缆及附具，不应安装在液货舱内。

1.2.4.2 液货舱内必需与电气设备（如传感器）相连的电缆不应与液货相接触，而应敷设在厚壁气密钢管内。

1.2.5 与液货有关的监测报警

1.2.5.1 固定安装的液货测深设备可选用雷达型、电容型或压力型。如选用雷达型测深设备，测深区应尽量避免布置其他设备或构件。

1.2.5.2 应设置液货高温报警装置，当液货温度超过整定值时，应发出听觉和视觉报警信号。

1.2.5.3 应设置液货舱的高液位报警装置，当装货液位达到正常满载的高液位时，应发出听觉和视觉报警信号。

1.2.5.4 在独立液货舱底部隔热层外，应设置温度监测装置。

1.2.5.5 报警控制和温度监测指示装置均应安装在液货控制站内，各报警信号应逐一或成组地延伸至驾驶室。

第2章 电力推进船舶的附加要求

第1节 一般规定

2.1.1 适用范围

2.1.1.1 本章规定适用于柴油发电机组电力推进船舶和蓄电池组电力推进船舶。

2.1.1.2 除本章规定外，电力推进船舶尚应满足本规范其他篇章的适用要求。

2.1.2 一般要求

2.1.2.1 电力推进装置各组成设备之间的参数应匹配，以保证设备能正常运行；在船舶规定的航行状态，电力推进装置应能在设计航速范围内的任一航速稳定运行。

2.1.2.2 在整个转速范围内，包括最低速以及两个旋转方向，推进电动机、齿轮和轴系的轴承，均应保持有效的润滑。

2.1.2.3 推进电动机应具有足够的正常转矩，以便船舶能在最大营运航速航行情况下，在合理的时间内使船舶停止或后退。

2.1.2.4 推进系统应有足够的转矩裕量，以便船舶能在恶劣天气下航行或多螺旋桨船舶转向情况下，推进电机不致失步，并确保在任何环境下可靠的起动。

2.1.2.5 在正常工作转速内，柴油机发动装置不应产生有害的扭转振动；电动机推进装置不应产生有害的回转振动。

2.1.2.6 冷却系统和润滑油系应满足第2篇第4章的适用要求。

第2节 柴油发电机组电力推进船舶

2.2.1 一般要求

2.2.1.1 推进系统的电源既可由专用于推进系统的发电机组提供，也可由供电给船舶设备和电力推进系统的公共电站提供。

2.2.1.2 对于只有一台变流器控制的推进电动机的装置，应配备一台易于切换的备用变流器。

2.2.1.3 公共电站容量应满足下列要求

(1) 电站的控制系统应保证在推进和船用负载之间安全地分配功率，必要时，可以卸掉非重要负载和/或降低推进功率；

(2) 正常情况下，当一台发电机不工作时，其它发电机的容量满足船舶正常操作和正常居住条件所必需的电气设备供电，同时应能维持有效的推进。

2.2.1.4 对主发电机的总容量超过500kVA 的船舶，如船舶推进必需依靠主电源，则主汇流排应至少分成两个独立的分段。平时这些分段应由断路器或可使汇流排方便分开的隔离开关加以连接，并尽可能将发电机和其他双套设备均分地连接于这些分段上。

2.2.2 公共电站的功率管理系统

2.2.2.1 若船舶采用公共电站，则应设置功率管理系统。功率管理系统应具有如下功能：

- (1) 备用发电机组的自动起动和自动并车;
- (2) 自动卸掉非重要负载或降低推进负载功率的措施以防止发电机组过载;
- (3) 重载问询;
- (4) 在网发电机组的控制。

2.2.3 谐波

2.2.3.1 电力推进的所有船舶,在配电系统各处(包括主配电板、分电力配电板、电力推进专用汇流排等处)的电压波形的总谐波失真(THD)不超过5%。若出现更高的谐波失真,制造商应提交文件资料证明设备能在较高谐波下长期无故障地正常工作,经相关合同方同意,本社可特别考虑。

2.2.3.2 电压波形的总谐波失真(THD)为所含谐波的方均根值与基波的方均根值之比,以百分数表示,并用下式计算:

$$V_{THD} = \frac{\sqrt{\sum_{n=2}^{\infty} V_n^2}}{V_1} \times 100\%$$

式中, V_{THD} —— 总谐波电压失真;

V_n —— n 阶谐波电压的方均根值;

V_1 —— 基波电压的方均根值。

2.2.4 柴油机

2.2.4.1 电力推进系统的柴油机应符合本规范第2篇第6章的规定。柴油机的动力管系应满足本规范第2篇第4章的要求。柴油机的额定功率连同其过载能力和加载特性,应足以供给由于机动操纵和恶劣海况条件下,电气设备运行状况的瞬态变化所需的功率。

2.2.4.2 在发电机组需并联运行的情况下,柴油机调速系统应能在整个运行转速范围内保持稳定运行。

2.2.4.3 在船舶操纵过程中,推进电机产生的再生功率应不会导致原动机的超速保护动作停机,同时也不会引起系统危险性的过压。必要时,应设置制动电阻器,用来吸收多余的再生功率和降低推进电机的转速。

2.2.4.4 超速保护器的整定值应大于产生再生功率时可能产生的最高转速,包括柴油机在内的发电机组的设计应保证在超速保护器的整定转速下不会损坏。

2.2.5 轴系及传动装置

2.2.5.1 推进系统的电动机轴和螺旋桨轴的直径,应按照本规范第2篇第8章8.2.2.1的规定计算。

2.2.5.2 电力推进系统的轴系应满足下列要求:

- (1) 电力推进系统轴系如采用全螺栓连接时,应满足第2篇8.2.4.5的有关规定,但连接法兰的接触表面之间的摩擦力矩不应小于所传递扭矩的2.5倍。
- (2) 当螺旋桨的转速由推进电动机控制时,应有机旁控制和遥控两种调速方式。

2.2.6 推进电机

2.2.6.1 变速且本身带有风扇的推进电机,应能在额定转矩、额定电流、额定励磁或类似工况下,在低于额定转速的低转速下运转,而温升不超过第3篇的有关规定。

2.2.6.2 当推进电机采用强制通风时,应在电机外面设有直读式温度计和远距离声响报警器,以

对电机的冷却空气温度进行连续监视。

2.2.6.3 对采用热交换器以封闭回路方式进行冷却的推进电机，应对其一次冷却剂和二次冷却剂的流量进行监视，或者也可采用温度监视并附带报警器代替这种流量监视。此外，这种推进电机必要时还应考虑设置检测电机外壳内冷却液泄漏及报警设备。

2.2.6.4 推进电机应设有在停机时防止潮气和冷凝水积聚的有效措施。如采用蒸汽加热，则电机内部不应有蒸汽管接头。

2.2.6.5 推进电机的集电环和换向器的布置应适当，应易于检修。并应有易于接近各绕组和轴承的措施，以便于进行检查、修理以及取出和更换励磁绕组。

2.2.6.6 推进电机在额定工况下，应能承受电机接线端子处和系统中突然短路时保护装置动作之前的短路电流而不损坏。

2.2.6.7 推进电动机应能在规定的各种运行工况状态下，连续地驱动螺旋桨正车和倒车运行，并应能在机动和倒车的过渡工况下良好运行。对可逆转推进电动机，应能在产品技术规格书规定的逆转工况下正常运行。

2.2.6.8 所有500kW 以上的交流电机定子绕组和直流电机的换向极绕组均应设置温度传感器。当温度超过预先设定的安全值时，应发出报警。

2.2.6.9 由半导体变换器变频供电的交流推进电动机的定子绕组应能承受逆变器高频开关作用引起的电压变化率。

2.2.6.10 推进电动机轴与轴承之间应无破坏性电流。推进电动机因磁的不平衡而引起的轴电流不致引起推进电动机轴承或其他与之连接的机械装置轴承的损坏。

2.2.6.11 直流推进电机的转子应能承受超速保护装置根据正常运行整定的极限转速。

2.2.6.12 直流推进电动机的换向火花为：

- (1) 额定工况下的火花不大于 $1\frac{1}{4}$ 级；
- (2) 过载时火花不大于 $1\frac{1}{2}$ 级；
- (3) 各工况转换时，火花应不影响电机正常工作或产生有害的影响。

2.2.7 半导体变流器

2.2.7.1 半导体变流器电路在船舶操纵期间应能承受瞬时过电流。

2.2.7.2 并联运行的半导体变流器之间负载电流应尽实际可能的均衡分配。

2.2.7.3 串联连接的半导体变流器之间电压应尽实际可能的进行均衡分配。

2.2.7.4 具有强制冷却的半导体变流器，应提供监测冷却系统的措施，当冷却系统出现故障时，在推进电动机控制位置处应发出声光报警，或自动减小电流以避免过热。

2.2.8 励磁

2.2.8.1 每一台推进同步电动机应自带1台励磁机。

2.2.8.2 每一台励磁机应单独由主配电板直接供电。

2.2.8.3 对多个螺旋桨推进的电力推进的船舶，应提供一台易于切换的备用励磁机。

2.2.8.4 励磁机的输出电流、输出电压及其供电，应能适应机动操纵和包括短路在内的过电流工况所需的输出。同时应注意到旋转机组的轴和联轴器的强度以及机组驱动机械的容量相适应。

2.2.8.5 推进电机励磁系统中任何单个故障应不会引起推进功率的全部损失。

2.2.8.6 励磁电路应设有抑制当励磁开关断开时电压升高的措施；若励磁电路采用熔断器进行保护，在熔断器熔断时，则不应断开磁场放电电阻电路。

2.2.8.7 对直流发电机—电动机推进系统，其发电机和电动机的励磁机应设计成断开电动机励磁电路时，同时断开发电机励磁电路，或使发电机电压立即下降至零。

2.2.8.8 在由一台或几台发电机供电，且对并联连接的二台或二台以上电动机单独进行控制的恒电压系统中，在断开励磁电路时，应保证电枢电路的断路器应同时断开。

2.2.9 推进控制

2.2.9.1 在驾驶室或机舱集中监控室可对推进电机进行控制操作。并应在机旁设置就地控制，就地控制应独立于任何遥控或自动系统控制形式。在遥控或自动控制系统失效时，应在合理短时间内，能有效地就地控制推进设备。

2.2.9.2 每个控制站应为每一台推进电机设置一个与正常停车控制相独立的应急停车装置。

2.2.9.3 可采用手动、动力辅助或两者组合的方式进行上述的操纵控制。所有的操纵开关、磁场调节器和控制器应能方便地进行操作。

2.2.9.4 在采用动力辅助控制(例如电动、气动或液压辅助控制)的情况下，当动力源发生故障时，则应有其他适当措施以能在短时间内恢复控制。

2.2.9.5 如设有2个或2个以上控制站，则应设置一个对控制站进行转换的选择开关或其他设施。并应设有使各控制站不可能同时进行控制，且不应由于这种转换而导致误动作的设施。

此外，在每个控制站应能指示出何站正在进行控制。

2.2.9.6 接触器、线路开关、励磁开关和类似装置等的所有操作杆应联锁，以防止误操作，这些联锁应尽可能为机械式的。

2.2.9.7 励磁操作杆应提供联锁，以防止在励磁电流尚未降到零时，断开任何主电路；如果发电机同时向推进系统和船用负载供电，则只需将励磁电流减小到最低值。

2.2.9.8 单个的控制信号故障不应导致螺旋桨转速的过度升高。

控制设备中的基准值发送器，应设计成在这些发送器或控制站至推进系统之间的电缆的任何故障，不应导致螺旋桨转速的过度升高。

2.2.9.9 应采取措施以保证只有当指定的操纵杆处于零位，且系统处于备车情况下，推进系统的控制才能起作用。

2.2.9.10 推进控制系统在整个正常运行范围内应是稳定的，且应能消弱因波浪作用引起的螺旋桨负载波动。控制系统应确保在负载突卸时推进电动机不会产生危险性的超速。

2.2.9.11 当发电机的可用功率不足以提供推进所需的功率时，控制系统应能限制推进功率。当限制功率时，应在控制站设有视觉指示。

2.2.9.12 控制系统故障不应导致下列情况的出现：

- (1) 螺旋桨转速发生太大变化；
- (2) 推进方向发生变化；
- (3) 电力系统供电的完全中断（即失电）或推进动力丧失；
- (4) 有效功率的太大波动，即不会引起发动机组的起动或停机。

2.2.10 电缆

2.2.10.1 推进用电电缆除两端外，电缆的中间不能有接头和连接点。

2.2.10.2 应对所有电缆的两端进行密封，以防止潮气和空气进入电缆内部。

2.2.10.3 除用于计算机或其它弱电流自动设备用电缆和内部接线外，所有推进装置各设备之间的外部连接电缆，导体不少于7股，导体截面积不小于 1.5mm^2 。

2.2.10.4 推进系统主电缆（发电机和半导体变换器之间的连接电缆以及半导体变换器和推进电动机之间的连接电缆）的选择，应考虑系统中谐波引起的附加发热效应。

2.2.11 电路保护

2.2.11.1 如在主电路中设有过电流保护装置，则其整定值应足够大，以保证不会因为机动航行或在恶劣海况或浮冰中航行时所产生的过电流导致过电流保护装置动作。

2.2.11.2 在推进电动机可能出现过分超速（例如在轻载或丢失螺旋桨情况）的直流系统，应设置合适的超速保护装置。

2.2.11.3 如数台独立驱动的直流发电机在电气上作串联连接，则应设有某台原动机丧失动力的情况下引起发电机逆转的保护措施。

2.2.11.4 在励磁电路中，不应设置使励磁电路开路的过载保护，带半导体变流器的励磁电路除外。

2.2.11.5 应设有选择性脱扣设备或采用快速减少发电机和电动机磁通的方式，以保证过电流不会到达损坏推进装置的数值。

2.2.11.6 在三相推进系统中，应设有负载不平衡保护装置。在推进电动机各相电流有较大差异情况下，该保护装置应使推进发电机和推进电动机去磁或断开有关电路。

2.2.11.7 直流电动机及其保护系统的设计，应考虑在短路时能将损害降低至最小程度的必要措施。

2.2.11.8 直流推进电路不应设有熔断器。每一电路应通过过载继电器断开励磁回路或者通过遥控主电路断路装置进行保护。

2.2.11.9 主推进回路应设置对地漏电监测装置，并能在出现接地故障时发出报警。当该接地故障电流可能引起损坏时，则应设置脱扣装置。

2.2.11.10 推进电机励磁电路应设置对地漏电检测保护装置，但无刷励磁系统和500kW 以下的电机可以免设。

2.2.11.11 交流推进系统应设置对地漏电监测保护装置，对于中线点接地系统，应采取措施，使推进系统接地故障点的漏电电流不超过20 A。

2.2.11.12 若适用，应设有螺旋桨出现堵转时，防止推进装置可能损坏的保护措施。

2.2.11.13 对于1500kW及以上的推进电动机，应提供内部短路的差动保护或类似保护功能。

2.2.11.14 滤波电路保护：滤波电路使用熔断器进行保护时，熔断器熔断后，控制站上应发出听觉和视觉报警。

2.2.11.15 对变流器应提供下列保护：

(1) 过压保护：应采用适当的措施防止变流器电源系统出现过电压。

(2) 过流保护：应采用适当的装置使半导体元件在正常运行期间的电流不能超过允许值。

(3) 短路保护。

2.2.12 监测仪表和报警

2.2.12.1 表2.2.12.1列出了电力推进系统中相关显示和报警项目。这些项目应在机舱集控室（如无集控室，在机旁）设置，经本社同意，可设置与表中项目等效的报警和显示；在驾驶室设置安全动作报警和推进发电机、推进电动机、推进半导体变换器的组合报警。

2.2.12.2 对于具有自动化附加标志的船舶，应满足本规范第4篇中适用于推进发电机组柴油机的

自动化监测要求；如具有2台及以上推进用发电机组，且任一机组停止工作后船舶航速仍能达到100%设计航速时，则可仅满足本规范第4篇中适用与辅柴油机的自动化要求。

电力推进系统显示和报警项目

表 2.2.12.1

系 统	监测参数	无附加标志			BRC、AUT-1 和 AUT-2 标志			备 注
		报警	显示	自动 停车	报警	显示	自动 停车	
推进发电机 (交流和直流)	轴承润滑油进口压力低或 轴承温度高	√	√	√	√	√	√	原动机自动停机
	电压极限报警（高/低）		√		√	√		读取所有相
	频率极限报警（高/低）		√		√	√		仅对交流推进发电机
	电流		√			√		读取所有相
	功率		√			√		在驾驶室和集控室显示消耗 功率和推进可用功率
	定子绕组温度高	√	√		√	√		读取所有相；发电机容量 >500kW
	发电机主开关断开/闭合					√		
	发电机运行		√			√		
	在网发电机故障				√			
	备用发电机转换				√			
	发电机冷却介质温度高	√			√	√		如适用时
	发电机冷却泵或风机故障				√			如适用时
	换向极绕组温度高	√	√		√	√		对直流发电机而言
推进电动机（交 流和直流）	轴承润滑油进口压力低或 轴承温度高	√	√	√	√	√	√	
	电枢电压极限报警（高/低）		√		√	√		读取所有相
	励磁电压					√		如适用时
	频率极限报警（高/低）				√	√		仅对交流推进电动机
	电枢电流		√			√		读取所有相
	励磁电流		√			√		对同步电动机而言
	定子绕组温度高	√			√	√		读取所有相；仅适用容量> 500kW 的交流电动机
	电动机开关断开/闭合					√		
	电动机运行		√			√		
	电动机超速	√	√	√	√	√	√	对直流推进电动机而言
	电动机冷却介质温度高	√			√	√		如适用时
	冷却泵或风机故障				√			如适用时
	换向极电流		√			√		仅对直流推进电动机
	差动保护或类似保护功能	√			√			电动机容量≥1500kW
推进半导 体变换器	电压（输入）		√			√		
	电流（输入）		√			√		
	过载（大电流）	√			√			在保护装置动作前报警
	配电开关断开/闭合位置					√		
	变换器冷却介质温度高	√	√		√	√		如适用时
	变换器冷却泵或风机故障	√			√			如适用时
	相间电抗器温度高				√	√		

	滤波电路保护脱扣	√			√			
推进变压器	变压器绕组温度高	√	√		√	√		
其 他	励磁电路接地故障	√			√			无励磁系统和额定功率小于 500kW 的电机励磁电路, 可省略此项
	主推进电路接地故障	√			√			

2.2.13 对急流航段电力推进船舶的补充要求

2.2.13.1 船舶至少设置2套推进系统。

2.2.13.2 对于可并联连接推进发电机总容量大于250kVA的船舶, 应提供表明符合2.2.13.3和2.2.13.4要求的电力系统保护电器协调动作的分析资料。

2.2.13.3 电力系统中应设有合适的保护电器, 以能在发生包括短路在内的过电流和其他电气故障时对其进行保护。各保护电器的性能及其布置应能提供完善协调的自动保护, 以保证在某处发生故障的情况下, 通过保护电器的选择性作用确保无故障重要设备(重要设备指推进、操舵和船舶安全所必需的设备, 以下同)电路的不失电, 消除故障的影响, 从而减少对系统的损害和发生火灾的危险。在下述保护电器间应能提供协调的保护:

(1) 主发电机保护电器、主汇流排分段连接断路器(如设有保护装置时)以及主汇流排上引出馈电线保护电器之间;

(2) 对含有重要设备的分配电板, 其馈电保护电器和分配电板分支电路保护电器之间。

2.2.13.4 短路选择性保护应符合下列规定:

- (1) 在发生短路故障情况下, 应保证仅限最接近故障点的保护电器动作切断故障电路;
- (2) 串联连接的保护电器的动作时间应仔细协调;
- (3) 在选择性保护所要求的时间内, 保护电器应具有能承载其安装处的短路电流而不分断的能力。

2.2.13.5 如船舶设置本章2.2.1和2.2.2要求的推进电站, 且设置蓄电池组作为推进系统和操舵装置的应急电源时, 蓄电池组应有足够的容量, 确保在推进电源失效时能维持船舶有效的推进和操舵。

2.2.13.6 如推进电站满足下列要求, 船舶可免设推进装置和操舵装置的应急电源:

(1) 推进电站及其控制系统应保证在推进和船用负载之间安全合理分配功率, 必要时, 应能卸掉非重要负载和/或降低推进功率;

(2) 推进主汇流排可按下列方式之一设置:

① 主汇流排至少分成两段, 分段之间不连接, 实行分区供电;

② 主汇流排至少分成两段, 分段之间用带保护的断路器连接, 该断路器应能自动切断其安装处可能产生的任何故障电流。

(3) 应尽可能将推进发电机、推进系统设备及其他设备均分连接到推进汇流排分段上;

(4) 推进主汇流排每一分段上应至少有一台发电机组在网供电, 应满足各汇流排分段上推进系统和等效操舵设备对船舶的有效推进和操舵, 以及其他设备的用电。

(5) 应采取有效的措施, 当一台在网发电机组故障停机后, 不应导致其他在网发电机组过载跳闸而造成全船失电。

第 3 节 蓄电池组电力推进船舶

2.3.1 一般要求

2.3.1.1 除本节要求外, 推进蓄电池组尚应满足本规范第3篇第5章的相关要求。当推进蓄电池组

用作船舶主电源时，还应满足第3篇第3章的相关规定。

2.3.1.2 推进用蓄电池组的设计应使其容量满足船舶航程所需的电力。

2.3.1.3 在规定的供电时间内，推进蓄电池组的放电终止电压应至少为其标称电压的88%。

2.3.1.4 蓄电池组充电时，应避免各蓄电池组充电不均匀。

2.3.1.5 不应采用蓄电池组中部分蓄电池向机电设备供电。

2.3.1.6 蓄电池组及连接电缆的布置应使得杂散磁场最小。

2.3.1.7 蓄电池的维护和保养应按厂家提供的资料进行。

2.3.2 蓄电池充放电装置

2.3.2.1 蓄电池既可通过设置在本船上的充放电装置充放电，也可由设置在其它船上或岸上的充电装置充电。

2.3.2.2 蓄电池充放电装置应满足2.3.2.3~2.3.2.8的要求。

2.3.2.3 设置足够容量的充放电装置对推进蓄电池组进行充电、放电。

2.3.2.4 充放电装置应设有短路、过载等保护装置。

2.3.2.5 充放电装置应设有绝缘监测装置以及电压表、电流表和指示充放电状态的指示灯。

2.3.2.6 充放电装置应能在10小时内将推进蓄电池从完全放电状态充电至其额定容量。

2.3.2.7 蓄电池充放电装置应具有防止蓄电池过充、过放的保护环节和故障报警。

2.3.2.8 蓄电池充放电装置应尽量靠近蓄电池安装。

2.3.3 推进设备的控制和保护

2.3.3.1 推进电机应符合本章2.2.6中适用的规定。

2.3.3.2 推进电动机可以与推进轴同轴，也可以通过离合器或变速机构接到推进轴上。

2.3.3.3 在驾驶室可对推进电机进行操纵控制，如适用，可在机舱推进电动机旁设立一个就地控制站，紧急情况下，可在机舱就地控制站对推进电动机进行控制。

2.3.3.4 可采用手动、电动辅助或两者组合的方式对推进电机进行操纵控制。

2.3.3.5 控制站应设置一个与正常工作用操纵杆无关的单独的紧急停止装置。

2.3.3.6 推进主电路应设有过载和短路保护，不应使用熔断器作为保护装置。

2.3.3.7 在推进电动机可能出现过度超速（如丢失螺旋桨情况）时，应设置合适的超速保护

2.3.3.8 应对主推进电路设置漏电监测保护措施，在主推进电路出现接地故障时发出报警，当故障电流可能造成危害时，应能断开主推进电路。

2.3.3.9 应采取措施以保证只有当操纵杆处于零位，且系统处于备车情况下，推进系统的控制才能起作用。

2.3.3.10 在励磁电路中，不应设置使励磁电路开路的过载保护。

2.3.3.11 推进电机应设有在停机时防止潮气和冷凝水积聚的有效措施。

2.3.4 控制站监测仪表和报警

2.3.4.1 控制站应设有必要的指示状态的仪器仪表，如适用时，控制站应设置表2.3.4.1中的指示、显示和报警。

2.3.4.2 安装在控制站上的仪表和其它装置应设有标牌，仪表应有指示满负荷的识别标记。

2.3.4.3 所有固定安装的仪表的金属外壳必须永久牢固接地。

2.3.4.4 测量、指示和监测设备的故障应不会引起控制和调节的失效。

推进控制站显示仪表和报警项目 表 2.3.4.1

	监 测 参 数 项 目	显 示	报 警	备 注
蓄 电 池	电压	√	√	低电压报警
	电流	√		
	充放电指示	√		
	接地指示	√		
推 进 电 动 机	电枢电压	√		
	电枢电流	√		
	励磁电流	√		
	电动机运行	√		
	电动机转速、转向	√		
	电动机超速	√	√	自动停车
	电动机断路器断开/闭合	√		

注：在栏中带“√”表示适用时应设置。

第 3 章 应用太阳能电池的船舶的补充规定

第 1 节 一般规定

3.1.1 一般要求

3.1.1.1 本章内容适用于船用太阳能光伏系统的设计、建造和检验。

3.1.2 定义及术语

3.1.2.1 太阳能光伏系统：系指利用太阳能电池的光生伏特效应，将太阳辐射能直接转换成电能的发电系统，一般由太阳能电池组件，光伏控制器和/或光伏逆变器，蓄电池（如有）构成。

3.1.2.2 太阳能电池组件：系指具有封装及内部联结的、能单独提供直流电输出的最小不可分割的太阳能电池组合装置。

3.1.2.3 光伏控制器：系指将太阳能电池组件提供的直流电变换成负载可用的直流电的设备。

3.1.2.4 光伏逆变器：系指将太阳能电池组件提供的直流电变换成单相/三相交流电的设备。

3.1.2.5 并网型光伏系统：系指将太阳能电池组件提供的直流电变换成交流电后馈入船舶交流电网的光伏系统。

3.1.2.6 离网型光伏系统：系指将太阳能电池组件提供的直流电直接或/和变换成交流电供负载使用的光伏系统。

3.1.2.7 孤岛：系指在船舶电网失电时，并网型光伏逆变器仍保持对失电网的某一部分线路继续供电的状态。

上述 3.1.2.1~3.1.2.6 的定义和术语参见图 3.1.2.1 (1)、3.1.2.1 (2)。

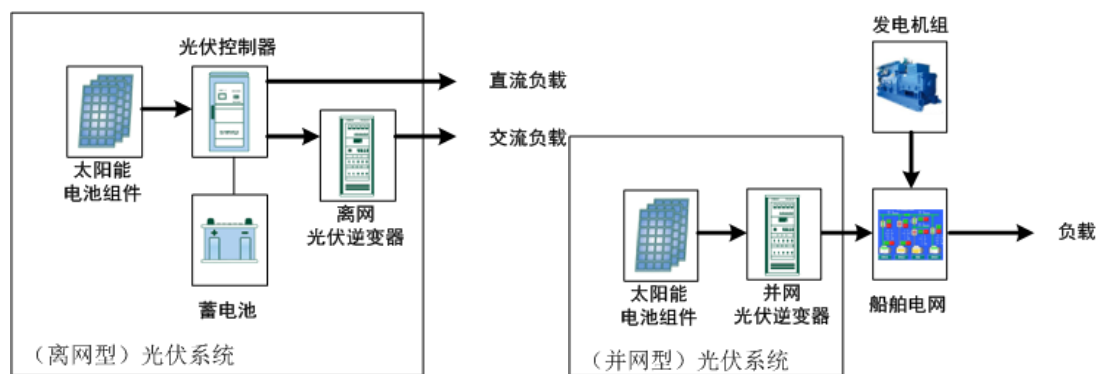


图2.1.2.1 (1) 离网型光伏系统示意图图2.1.2.1 (2) 并网型光伏系统示意图

第 2 节 太阳能光伏系统在船舶上使用的技术要求

3.2.1 一般要求

3.2.1.1 离网型光伏系统应配备足够容量的蓄电池。光伏系统（含蓄电池）的容量和功率，应能在光伏发电有富余时进行储存，以满足光伏发电匮乏（如昼夜更替、气象条件影响等）时负荷的需要。但如蓄电池还有除光伏发电外其他充电方式，太阳能电池组件的容量可根据需要配置。蓄电池应满足本社相关规范指南的要求。

3.2.1.2 离网型光伏系统向船舶正常航行、船舶安全及冷藏货物所必需的设备供电时，当离网型光伏系统失电后，这些设备应能切换至主电源供电。

3.2.1.3 带有转换开关的离网型光伏系统，当负载由主电网供电和由光伏系统供电模式相互切换时，控制器/逆变器应能继续正常运行并且不会产生火花或击穿危险。

- 3.2.1.4 在负荷计算时，并网型光伏系统的发电功率一般不计入总发电功率当中。
- 3.2.1.5 并网型光伏系统在逆变器启动时，输出功率应缓慢增加，输出功率变化率应可调，输出电流无冲击现象。
- 3.2.1.6 并网型光伏系统设计时应充分考虑其投入/脱离电网造成对在网发电机组的冲击，并网型光伏系统的容量应不超过在网发电机组容量的10%。
- 3.2.1.7 并网型光伏系统应在不少于一台发电机在网运行的情况下投入运行。
- 3.2.1.8 光伏系统应能集中指示当前太阳能电池的输出功率，当太阳能电池方阵充电电流被减小或太阳能电池方阵被切离时，应显示相应的状态信息。

3.2.2 电能质量

- 3.2.2.1 光伏系统向负载提供的电能，除本节要求外，电压和频率偏差、谐波成分等要求尚应满足本社相关规范的电源质量的要求。
- 3.2.2.2 离网型逆变器输出电压的波形失真度应不大于5%。
- 3.2.2.3 并网型光伏系统，引起电网的公共连接点的三相电压不平衡度应满足：公共连接点的负序电压不平衡度应不超过2%，短时不得超过4%；逆变器引起的负序电压不平衡度不超过1.3%，短时不超过2.6%。
- 3.2.2.4 并网型光伏系统，当逆变器的输出大于其额定输出的20%，平均功率因数应不小于0.95（超前或滞后），当逆变器的输出大于其额定输出的50%，平均功率因数应不小于0.98（超前或滞后）。
- 3.2.2.5 并网型光伏系统，逆变器向电网馈送的直流电流分量应不超过其输出电流额定值的0.5%或5mA，应取二者中较大值。
- 3.2.2.6 并网型逆变器在运行时不应造成电网电压波形过度畸变和注入电网过度的谐波电流，以确保不对其他设备造成不利影响。逆变器额定功率运行时，注入电网的电流谐波总畸变率应不大于5%，其中各次谐波电流含有率见表3.2.2.6。其他负载情况下运行时，逆变器注入电网的各次谐波电流值不得超过逆变器额定功率运行时注入电网的各次谐波电流值。

各次谐波电流含有率限值 表3.2.2.6

奇次谐波次数	含有率限值（%）	偶次谐波次数	含有率限值（%）
3 rd -9 th	4.0	2 nd -10 th	1.0
11 th -15 th	2.0	12 th -16 th	0.5
17 th -21 st	1.5	18 th -22 th	0.375
23 rd -33 th	0.6	24 th -34 th	0.15
35 th 以上	0.3	36 th 以上	0.075

3.2.3 太阳能电池组件

- 3.2.3.1 不应使用或安装已损坏或有故障的太阳能电池组件，损坏和故障包括但不限于以下情形：
- (1) 开裂或损伤的外表面；
 - (2) 热斑；
 - (3) 破碎或有裂纹的单体电池；
 - (4) 互联线或接头不牢固；
 - (5) 电池互相接触或与边框相接触；
 - (6) 密封材料失效；
 - (7) 在组件的边框和电池之间形成连续通道的气泡或脱层；
 - (8) 在塑料材料表面有粘污物；
 - (9) 引线端失效，带电部件外露；
 - (10) 可能影响组件性能的其他任何情况。

3.2.3.2 太阳能电池组件安装时,其安装支架应有足够的强度,能够承受太阳能电池组件可能经受的外力作用(如刮风、积雪等)。

3.2.3.3 全部太阳能电池组件边框和安装支架都应可靠接地。

3.2.3.4 组件应尽可能安装在没有遮挡或阴影的区域。

3.2.3.5 应设置适当的旁路二极管或等效手段,防止热斑效应对太阳能电池组件造成损害,除非有资料证明太阳能电池组件能够耐受热斑效应的影响。

3.2.3.6 太阳能电池组件不应布置在危险区域内。

3.2.3.7 在同一个光伏发电系统上应尽可能使用相同规格的组件。

3.2.3.8 应通过设计使得由蓄电池或电容向光伏组件逆向放电减小到最小,可以使用隔离二极管或者带有防止反向放电功能的光伏控制器/逆变器来实现此功能。

3.2.3.9 应保证电缆良好的机械连接,因热循环引起的松动应减小到最小并提供足够的应力缓冲。

3.2.3.10 连接用的接头应与所联接的电缆具有同样的机械、电气、绝缘性能。

3.2.3.11 所有的接线盒必须有极性指示,能够经受标准测试条件下产生的156%的短路电流的冲击。

3.2.3.12 应设置产品标识,描述产品在标准测试条件下测得的额定功率、额定电流、额定电压、开路电压、短路电流,以及系统最高电压。

3.2.3.13 应设置必要的维护通道和冲洗装置,以便于清洁太阳能电池组件表面污物。

3.2.4 光伏控制器

3.2.4.1 光伏控制器应能指示所连接蓄电池的荷电状态,并在蓄电池的过压时,停止对蓄电池充电。

3.2.4.2 当蓄电池已处于欠压状态,且太阳能电池的输出不足以提供负载所需电能时,对于直接向负载供电的光伏控制器,应能自动停止输出,并断开负载与蓄电池的连接;对于通过光伏逆变器向负载供电的光伏控制器,应将逆变器停机。

3.2.4.3 光伏控制器应能提供对负载的过载和短路保护。

3.2.4.4 光伏控制器应能承受负载、太阳能电池组件或蓄电池极性反接的影响并提供保护和报警。

3.2.4.5 光伏控制器应采取足够的保护措施,当控制器直流侧电压低于允许工作范围或逆变器处于关机状态时,控制器直流侧应无反向电流流过。

3.2.4.6 设备冷却系统应设置故障监测,当冷却系统不能正常运行时,应能限制输出功率或停机。

3.2.4.7 光伏控制器应尽量避免安装在震动过大、通风不良及潮湿的处所。

3.2.5 光伏逆变器

3.2.5.1 光伏逆变器应设置直流输入端的过/欠压保护。

3.2.5.2 光伏逆变器应能承受直流输入端极性反接的影响并提供保护。

3.2.5.3 光伏逆变器应采取足够的保护措施,当逆变器直流侧电压低于允许工作范围或逆变器处于关机状态时,逆变器直流侧应无反向电流流过。

3.2.5.4 光伏逆变器应具备短路保护的能力,当逆变器检测到交流侧发生短路时,应能停止向电网供电。对于并网型逆变器,如果在1分钟之内两次探测到交流侧保护,逆变器不应再次自动接入电网。

3.2.5.5 当冷却系统故障时,光伏逆变器应限制功率输出或停机。

3.2.5.6 光伏逆变器应尽量避免安装在震动过大、通风不良及潮湿的处所。

3.2.5.7 离网型光伏逆变器除满足上述要求外,尚应满足:

(1) 应具备输出过流保护,当工作电流超过额定值150%,应能自动保护。

(2) 应具备输出过/欠压保护，当输出电压超出/低于限值时，发出视觉和听觉报警。

3.2.5.8 并网型逆变器，除满足上述要求外，尚应满足：

(1) 应设有电压超限保护。当并网点任意一相电压超过（或低于）极限值时，应根据超过（或低于）限值情况延时停止对电网的供电，并发出视觉和听觉报警。延时时间应除满足表3.2.5.8（1）所要求的最大跳闸时间的要求外，还应与系统选择性保护要求的延时相适应。

并网型逆变器并网点电压异常的响应时间

表3.2.5.8（1）

电压（逆变器交流输出端）	最大跳闸时间 ^注
$V < 50\%V_{\text{标称}}$	0.2s
$50\%V_{\text{标称}} \leq V < 85\%V_{\text{标称}}$	2.0s
$85\%V_{\text{标称}} \leq V < 110\%V_{\text{标称}}$	继续运行
$110\%V_{\text{标称}} \leq V < 135\%V_{\text{标称}}$	2.0s
$135\%V_{\text{标称}} \leq V$	0.2s

注：最大跳闸时间是指异常状态发生到逆变器停止向电网供电的时间。主控与监测电路应切实保持与电网的连接，从而继续监视电网的状态，使得“恢复并网”功能有效。

(2) 应设置频率超限保护。并网点频率波动超出额定值的±10%范围时，应延时5s后停止向电网供电。

(3) 应具备主动防孤岛的能力。防孤岛保护动作延时时间应不大于2s，并应与电网侧线路保护相协调。防孤岛保护动作时应发出视觉和听觉报警信号。

(4) 系统发生扰动后，逆变器应停止向电网供电，在电网电压和频率恢复到正常范围5min后，光伏系统方能向电网送电。

(5) 当输入功率超过最大允许值时，逆变器应自动工作在最大允许交流输出功率处，当持续工作7小时或温度超过允许值时，逆变器可降低功率运行或停止向电网供电。恢复正常后，逆变器应能正常工作。

(6) 光伏系统与电网连接的短路开关应采用可视断点的开关，光伏逆变器应尽可能配备变压器进行隔离。

3.2.6 监测和报警

3.2.6.1 太阳能光伏系统中应显示、报警和保护项目如表 3.2.6.1 所示。所有报警均应延伸至经常有人值班的处所。

监控项目表

表3.2.6.1

系统	监测参数	显示	报警	保护动作
太阳能电池组件	功率	√		
蓄电池	电压超限		√	断开蓄电池的连接
光伏控制器	输入电压超限		√	停机
	输入极性反接		√	停机
	输出电压	√		
	输出电流	√		
	输出过载		√	断开控制器的连接
	输出短路		√	断开控制器的连接
	冷却系统故障		√	降功率/停机
光伏逆变器	输入电压超限		√	停机

系统	监测参数	显示	报警	保护动作
(离网型)	输入极性反接		√	停机
	输出电压	√		
	输出电流	√		
	输出频率	√		
	输出过载		√	断开逆变器的连接
	输出短路		√	断开逆变器的连接
	输出电压超限		√	
	冷却系统故障		√	降功率/停机
光伏逆变器 (并网型)	输入电压超限		√	停机
	输入极性反接		√	停机
	输出功率	√		
	功率因数	√		
	并网点电压	√		
	并网点频率	√		
	主断路器开关状态	√		
	输出短路		√	断开逆变器的连接
	冷却系统故障		√	降功率/停机
	并网点电压超限		√	见 3.2.5.8
	并网点频率超限		√	见 3.2.5.9
	发生孤岛效应		√	断开逆变器的连接
	输出功率超过最大允许 直流输入功率		√	见 3.2.5.12

第4章 油、货两用船检验补充规定

第1节 一般规定

4.1.1 一般要求

4.1.1.1 本章规定适用于舱内载运闪点（闭杯）大于60℃的油品、甲板载货区域内载运一般干货的油、货两用船（含驳船）。

4.1.1.2 内河油、货两用船，除本章另有要求外，必须分别满足本规范和《内河船舶法定检验技术规则》对油船和甲板船的有关规定和要求，并取其要求高者。

4.1.1.3 满足本章规定的油、货两用船，换装一般甲板干货物时可不要求洗舱。

4.1.1.4 油品、一般干货物两者不得同时载运。

4.1.2 检验与发证

4.1.2.1 拟新建（或改建）油、货两用船舶的单位，应按规定向本社提交申请。

4.1.2.2 新建（或改建）油、货两用船除按规定提交油船和甲板船有关图纸资料外，申请尚应明确建造船舶载运的油品、干货的种类及相应的安全措施等。

4.1.2.3 油、货两用船的营运检验间隔期，按油船（驳）进行。检验项目应满足油船（驳）和甲板船的相应规定。

4.1.2.4 船舶检验合格后由验船部门在适航证书中注明船舶载运油品和干货品种及其限制条件。

4.1.2.5 改变证书规定载运的油品和干货物时，必须申请验船部门审查批准。

4.1.3 稳性与干舷

4.1.3.1 应按液货船和甲板货船分别核算各种基本装载情况稳性。

4.1.3.2 校核甲板货船稳性时应计及货舱内残余液体自由液面影响，自由液面修正以残余5%液体计。

4.1.3.3 按油船和干货船分别校核其最小干舷，取其大者勘划，在证书上同时注明分别载运干货和油品时的最小干舷值。

4.1.4 消防

4.1.4.1 设置于甲板货舱围板内的油舱透气管，其透气出口在甲板以上的高度至少为2m。

4.1.4.2 油舱管系和油舱开口应尽量集中设置，且尽可能布置于货舱围板外。油舱管系不得紧靠围板，并应设有护罩等设施。

4.1.4.3 油、货两用船在环境温度超过35℃时载运油品，应采取甲板洒水等降温措施。

4.1.4.4 在换装一般干货物前进行的油舱换气、通风应在不危及安全的条件下进行。装卸和载运甲板干货物时应关闭油舱舱口盖。

4.1.4.5 装运钢铁等重件时应在其下放置木垫等物。

4.1.4.6 消防用品的配备应符合规范中油船的有关规定。

4.1.5 吨位计算

4.1.5.1 总吨位计算应按具有固定载货开敞处所的货船计算。净吨位计算应按油船和甲板船货分别计算，取其大者。

4.1.6 防止污染

4.1.6.1 装油时各舱至少应留有2%舱容空间，以防溢油。

4.1.7 电气

4.1.7.1 甲板上电缆应穿钢管敷设，以防电缆受到损伤。

4.1.8 其他

4.1.8.1 油、货两用船应满足主管机关的“油船安全生产管理规则”的规定。

4.1.8.2 油、货两用船应设置装卸油品及干货安全告示牌，内容包括装卸干货时禁止开启油舱盖等。

4.1.8.3 油、货两用船需用明火或焊接修理时，应按有关的规定和要求进行。

4.1.8.4 油、货两用船应建立严格规章制度和岗位责任制，并在会议室等船员活动场所公开张贴。

4.1.8.5 每艘船还应备有安全检查记录本。

第5章 化学品液货船的补充规定

第1节 一般规定

5.1.1 适用范围

5.1.1.1 本章规定适用于中国境内内河水域或其它相当环境条件内河水域的散装运输液体危险化学品货物的船舶。

5.1.1.2 除本章规定外，尚应满足其他篇章的适用要求。

5.1.1.3 船体部分应符合本规范第1篇第14章的相关规定。

5.1.2 定义

5.1.2.1 《内河散装运输危险化学品船舶法定检验技术规则》中的定义适用于本章。

第2节 船舶残存能力和液货舱位置

5.2.1 《内河散装运输危险化学品船舶法定检验技术规则》第2章涉及的船舶残存能力和液货舱位置的要求，作为本社的入级条件。

第3节 船舶布置

5.3.1 货物隔离

5.3.1.1 对于装有易与其他货物或货物残余或混合物起危险反应的货物或货物的残余或混合物的液货舱之间，如构成对角连接时，其共同边界应按图5.3.1.1进行焊接。

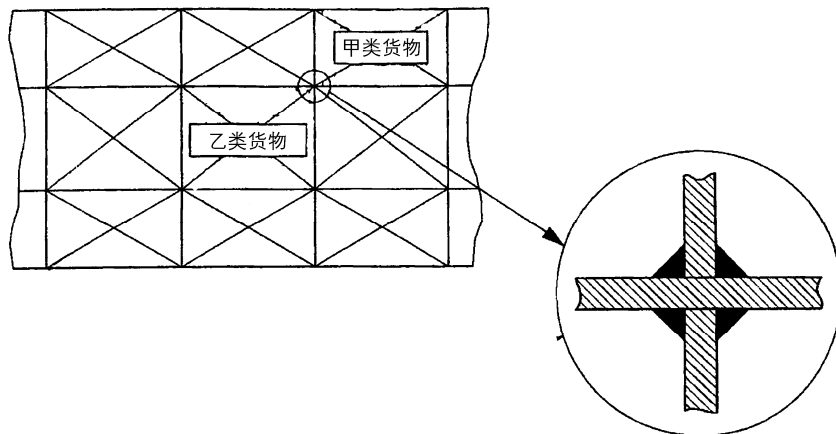


图 5.3.1.1 相互有危险影响的货物分隔

5.3.1.2 除非装载方案已特别提供对货物相容性的考虑，满足《内河散装运输危险化学品船舶法定检验技术规则》3.1.2的相容及隔离等要求应是操作者的责任。

5.3.2 起居、服务和机器处所以及控制站

5.3.2.1 起居处所、服务处所、机器处所及控制站排气装置的开口不应面向货物区域。它们应设置在不面向货物区域的端壁处和（或）距货物区域端壁不小于3m的上层建筑或甲板室的外侧壁处。

5.3.2.2 面向货物区域的通道仅限于存放相关货物的安全设备、设置货物控制站和（或）应急喷淋处所。

5.3.2.3 设置在货物区域前端的工作室的入口和开孔不应面向货物区域。对船长在40m以下的船舶，如布置困难，经本社同意，可采用特殊的布置。

5.3.2.4 面向货物区域的端壁和（或）距货物区域端壁小于3m的上层建筑或甲板室的外侧壁设有门的处所（诸如货物控制站和储藏室），应按照《内河散装运输危险化学品船舶法定检验技术规则》第12章的要求设置机械通风以满足设计的用途。应张贴须知和告知人员进入该处所前进行除气。

5.3.2.5 锚链舱应设置在货物区域之外。

5.3.3 货泵舱

5.3.3.1 货泵舱舱底水系统的所有截止阀应在货泵舱外给予操作。

5.3.3.2 货泵舱应通过气密舱壁和/或甲板与相邻舱室分隔开。

5.3.3.3 设有穿过舱壁或甲板的轴驱动机械时，其贯通部件的气密装置应满足本社要求，且该气密装置的布置，应便于从货泵舱外部进行各种检查和保养。

5.3.3.4 在驳运有毒或腐蚀性货物的货泵舱中，应设置合适的装置将货泵及其阀的溢出物输送至收集容器。在驳运可能发生相互反应的两种及以上货物时，上述收集装置应分开设置，且应彼此独立。

第4节 货物围护系统

5.4.1 定义

5.4.1.1 独立液货舱结构尺寸和布置应符合《内河散装运输危险化学品船舶法定检验技术规则》中的有关规定并考虑货物的密度。

5.4.1.2 独立液货舱结构尺寸也可根据本规范中有关压力容器的要求或公认的标准进行设计。

5.4.1.3 独立液货舱设计时应考虑船舶营运中液货舱的最大压力、货物密度、晃动载荷在船舶运动时引起的动载荷对结构尺寸、支承结构和止动结构的影响，有关的计算可参照《内河散装运输危险化学品船舶法定检验技术规则》中的适用部分，并应提交本社批准。

5.4.1.4 如独立液货舱拟承运高温货物，液货舱的支承和止动应考虑液货舱各方向的膨胀和消除热应力向船体结构传递的热桥。

5.4.1.5 独立液货舱的所有开口应布置在液货舱顶部并延伸至干舷甲板上，并应提供从开敞甲板直接进入的通道装置，而此装置应保持货舱围板与甲板水密性。

第5节 货物驳运

5.5.1 管路布置

5.5.1.1 位于液货舱上面的液货管系应向下延伸至每个舱底。

5.5.1.2 液货舱注入管路端部应尽可能贴近舱底布置，以减小产生静电的危险。

5.5.1.3 若驳运对皮肤有严重危害的货品，应在管路接头上配置法兰，以防止泄漏时液体喷射。

5.5.2 货物驳运控制系统

5.5.2.1 货泵控制应设置在易于到达的地方（即使液货管路或软管断裂），且该部位应明确标识。

5.5.2.2 若设有货控室，下列控制、监测及报警装置（若设有时）应连接至该室：

- (1) 货泵控制；
- (2) 装卸阀控制；
- (3) 液位指示器；
- (4) 高液位报警器；
- (5) 高/低温报警器；
- (6) 高/低压报警器；
- (7) 固定式气体探测系统报警器。

5.5.2.3 货控室（如设置）应位于露天甲板之上，且应根据货物或货物蒸汽对货控室的影响，确定货控室是否为危险区域，若货控室为危险区域，则应配备能提供每小时至少20次换气的通风系统，且该货控室中的电气设备应为合格安全型电气设备。

第6节 构造材料

5.6.1 一般要求

5.6.1.1 货物管系材料及船体结构的构造材料应满足本规范第7篇的要求。

5.6.1.2 与货物或货物蒸气接触的结构和设备，其构造材料应根据拟载运的货品清单选择。

5.6.1.3 用于交替装载货物的货舱结构，其结构材料的选择应特别考虑其抗不同类型独立腐蚀的能力，例如：

- (1) 点腐蚀；
- (2) 应力腐蚀；
- (3) 间隙腐蚀；
- (4) 不同材料间的电化学腐蚀。

5.6.1.4 若船舶仅载运高纯度货物，可以采用增高抗腐蚀性能的船舶结构材料。

5.6.1.5 若船舶液货舱结构采用铝合金，应符合本规范第7篇对铝合金5083的相关规定。

5.6.1.6 允许在液货舱中舱壁采用涂料，但涂料的适用性及其与货物的相容性应由船东或设计部门负责。

5.6.1.7 船舶所用的涂料应经本社认可。涂料敷设工艺的详细信息应提交本社备查。

5.6.1.8 使用涂料或衬里时，应特别注意货物渗透其中带来的影响。

5.6.1.9 选用液货舱舱口盖的衬垫材料（例如橡胶或塑料）时，应考虑与货物的相容性及对货物或货物蒸气的耐腐蚀性。

5.6.1.10 除另有规定者外，熔点低于925℃的构造材料，如铝及其合金，不得用于在载运闪点不超过60℃（闭杯试验）的货物的货物操作的外部管路。与液货舱相连接的外部短管，如果设有防火绝热层，可允许使用。

5.6.1.11 上述5.6.1.10的规定不适用于货物软管。

5.6.1.12 液货舱结构材料应尽可能由同类型材料建造，以避免不同材料引起的电化学腐蚀。

5.6.1.13 含锌底漆不应用于不锈钢材料。当含锌底漆的部件焊接到不锈钢时，应采取预防措施以防止不锈钢被锌污染。

第 7 节 货物温度控制

5.7.1 一般要求

5.7.1.1 若船舶载运货物的熔点高于环境温度，应设置加热系统。否则，应限制船舶航行。设置加热系统时，应使货物温度不高于特定点温度（船级附加标志的货物温度或产生危险反应的货物温度）以上。

5.7.1.2 除另有规定外，货物加热或冷却系统应按下述参考温度设计。

	加 热 系 统	冷 却 系 统
江 水 温 度	0℃	32℃
空 气 温 度	5℃	45℃

5.7.1.3 货物加热或冷却系统应配备必要的接头以便使用惰性气体或压缩空气吹洗每个液货舱的加热或冷却管路并进行系统的压力试验。

5.7.1.4 载运需加热或需添加剂保护货物的船舶，应设置温度测量和报警装置。

5.7.1.5 载运温度限制在一定范围内货物（例如磷、熔化的硫），应设置温度测量和报警装置。

5.7.1.6 每一整体液货舱的测量位置应能测到可靠的货物平均温度，如液货舱的边界温度受到限制也应设置能提供这些温度的装置。

5.7.1.7 对于过氧化氢溶液（60%以上但不超过70%）和硝酸胺溶液，每一液货舱应设置不少于5个温度测量点。在液货舱全深和水平范围内分别布置，其中1个应尽量在液货舱容积的中央。

5.7.1.8 整体式液货舱载运货物的温度能影响到钢构件时，应设置温度测量装置和报警装置。

5.7.1.9 独立液货舱载运需要加热或冷却的货物，应设有不少于2个测温点分布在60%舱深处。

第 8 节 液货舱透气和除气装置

5.8.1 液货舱透气系统的类型

5.8.1.1 高速透气阀在开启状态下，应使其排气速度始终不小于30m/s，且应经试验证明。

5.8.1.2 控制式透气系统应设有表明压力和真空释放阀或压力/真空阀正常工作的指示器。

5.8.1.3 控制式透气系统中防止火焰进入液货舱的装置的设计、试验和安装应符合本社的要求标准，该要求标准至少应包括由IMO通过的标准^①。

5.8.2 液货舱除气

5.8.2.1 用于液货舱除气的风机，可为移动式或固定式。设置于危险区域内的风机，应满足《内河散装运输危险化学品船舶法定检验技术规则》第12章货物区域机械通风的相关要求。

5.8.2.2 设置于安全区域的风机，应设置两个止回装置，以防止当通风系统关闭时易燃和/或有毒气体进入安全区域。上述止回装置应能在船舶所有正常纵倾和横倾状态下均能操作。

^①参见 MSC/Circ.677 及修订 MSC/Circ.1324 《经修订的液货船上防止火焰进入液货舱装置的设计、试验和安装位置标准》、《化学品船阻止火焰进入液货舱装置设计、试验及安装的要求》。

8—22

第9节 环境控制

5.9.1 一般要求

5.9.1.1 环境控制中的隔绝介质应与所载运货物相容，且不应与空气起反应。隔绝介质的化学和物理腐蚀的相关资料应提交本社审查。

5.9.1.2 船舶同时载运互不相容的货物时，每个液货舱的干气供给管路应相互独立。

5.9.1.3 船舶同时载运互不相容的货物时，每个液货舱的惰性气体管路应相互独立。

5.9.1.4 未设置固定式惰性气体和/或干气产生设备的船舶，应根据续航时间、预期的日常温度变化和货舱密封情况等，在船上备有一定数量的惰性气体和/或干气。

第10节 电气设备

5.10.1 一般要求

5.10.1.1 电气设备应满足本规范第3篇第13章的相关要求。

第11节 防火与灭火

5.11.1 适用范围

5.11.1.1 除《内河散装运输危险化学品船舶法定检验技术规则》有明确规定外，尚应满足中华人民共和国海事局《内河船舶法定检验技术规则》第5篇对油船的适用要求。

第12节 货物区域的机械通风

5.12.1 装卸货作业期间经常进入的处所

5.12.1.1 货泵舱进气管顶端应距非危险区域舱室通风管和透气装置的距离应不小于3m。船长小于40m的船舶上述距离不应小于2m。

5.12.1.2 货泵舱进气管顶端与其排气管顶端的距离不应小于3m，且两者距露天甲板高度不应小于2.4m。船长小于40m的船舶上述距离不应小于2m，且上述高度亦不应小于2m。

5.12.1.3 载运闪点 $<60^{\circ}\text{C}$ 货物或货物易与船舶构造材料反应生成易燃蒸气（如强酸），其货泵舱通风管道顶端应位于距离任何可能产生着火源不小于3m之处。

5.12.1.4 下述风机组合体不应作为防爆风机：

- (1) 不管叶尖间隙多大，铝合金或镁合金叶轮和铁外壳；
- (2) 不管叶尖间隙多大，铝合金或镁合金制造的外壳和铁叶轮；
- (3) 具有小于13mm叶尖间隙的铁叶轮和外壳的任何组合。

5.12.1.5 所有防爆风机均应经本社认可。

第13节 测量设备

5.13.1 测量设备

5.13.1.1 要求高液位报警和溢流控制的货物的液货舱应配备3套传感器：

- (1) 液位测量；
- (2) 高液位报警；
- (3) 溢流控制。

5.13.1.2 上述5.13.1.1(1)、(2)、(3)所指传感器要求的敏感元件应是相互分开的。

5.13.1.3 上述5.13.1.1(1)、(2)、(3)所指传感器要求的电子、气动和液压管路应相互独立，以便任何一个传感器的故障不会使其他传感器失效。

5.13.1.4 测量设备应从配电板供应电力。

第14节 人员保护

5.14.1 适用范围

5.14.1.1 《内河散装运输危险化学品船舶法定检验技术规则》第14章涉及的人员保护要求，作为本社的入级条件。

第15节 特殊要求

5.15.1 93%或以下的硝酸铵溶液

5.15.1.1 货物装载应采用与外部绝热的独立液货舱，其支承和锁固应允许液货舱在所有方向上自由膨胀，并消除液货舱可能将热应力传递到船体上的热桥。

5.15.1.2 在货物通过货泵循环流通时，气态氨可注入到循环货物中。

5.15.1.3 离心泵的密封装置应是一个配有套环的填料盒。淡水在一定压力下在套环位置喷射到填料盒中（见图5.15.1.3）。

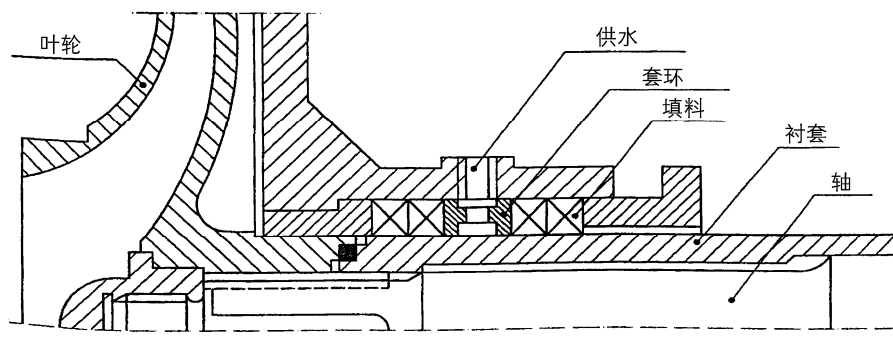


图 5.15.1.3 密封装置

5.15.2 过氧化氢溶液

5.15.2.1 载运过氧化氢溶液60%以上但不超过70%（按质量计）的船舶，尚应满足下述要求：

- (1) 液货舱内不应有支承件和不规则重要构件。
- (2) 液货舱所有开口应位于干舷甲板以上的液货舱顶部。
- (3) 液货舱构造材料的钝化程序的详细资料应提交本社审核。

(4) 液货舱内一般不应设有加热系统；若设置加热系统，应设置检漏设施。

(5) 用于正常控制透气的压力/真空释放阀和用于应急透气装置的安全薄膜或类似装置的设计和计算资料应提交本社审查。

(6) 液货舱甲板的货物区域端部应设置适当的横向挡板。

(7) 船东或设计部门应提交根据最大装货速率预计溢流量和溢流柜尺寸的估算资料供本社审查。

5.15.2.2 载运浓度8%以上但不超过60%（按质量计）的过氧化氢溶液的船舶，应提交应急透气装置的布置和计算资料供本社审查。

5.15.3 磷（黄磷或白磷）

5.15.3.1 货物应装载于与外部绝热的独立液货舱，其支承和锁固装置应允许液货舱在所有方向能自由膨胀，并消除液货舱可能传递到船体引起的热应力的热桥。

5.15.3.2 船舶设计时，应考虑液货舱、支承和锁固在营运中所经受的动负荷。液货舱的构造材料可采用低碳钢。

5.15.3.3 液货舱范围上部构造材料应采用抗磷酸材料。

5.15.4 环氧丙烷及环氧乙烷含量不超过 30%（按质量计）的环氧乙烷/环氧丙烷混合物

5.15.4.1 螺纹连接应仅用于供附件和外径为25mm及以下的仪器线路使用。

5.15.4.2 每个输送软管接头需要的截流阀闭合时间应考虑装卸流速且在液货管路的货管和软管中应尽量避免危险的超压。

5.15.5 液态硫

5.15.5.1 货物装载应采用与外部绝热的独立液货舱，其支承和锁固装置应允许液货舱在所有方向能自由膨胀，并消除液货舱可能传递到船体引起的热应力的热桥。

5.15.5.2 液货舱的舱顶的内部布置应尽量减少有害蒸气气泡的聚集。应设置气室，以确保满载时液体硫保持在气室内。

5.15.6 有毒货品

5.15.6.1 在液货舱透气系统所设置的与岸上蒸气回收装置相连接的蒸气回路中，应设置截止阀和盲断法兰。该盲断法兰的厚度应不小于蒸气回路中其他连接法兰的厚度。