

第 4 节 主轴系

A. 总则

1. 适用范围

本节规范适用于标准和定型的主轴系。新型设计须经本社专门认可。

对属于冰区加强级的船舶，应遵照第 13 节所给定的加强系数。如果螺旋桨的布置导致弯曲应力增大，则本社有权要求螺旋桨轴的尺寸大于本节中的规定值。

2. 送审文件

从主机输出联轴器法兰至螺旋桨的整根轴系的总图以及各轴段、联轴器和传递推进发动机转矩的其他部件的详图，加上尾管密封、尾管浇注环氧安装和轴承的详图，应一式三份提交本社认可。

对轴承对中布置计算，包括对中说明必须提交认可。经本社同意，中间轴轴径 $d < 200\text{mm}$ 的轴系可以免除对中计算。

提交的文件必须载有评定应力所必需的全部数据。

B. 材料

1. 认可的材料

螺旋桨轴、中间轴、推力轴连同法兰和夹壳式联轴器等均应以锻钢制造；如合适，联轴器应采用铸钢制造。不带法兰的光轴可采用轧制圆钢。

通常，轴系（轴、法兰联轴器、螺栓/密配螺栓）所用钢的抗拉强度应在 $400\sim 800\text{ N/mm}^2$ 之间。但是，对螺旋桨轴，按照公式(2)计算材料系数 C_w 所用的 R_m 的值不得大于 600 N/mm^2 。

d_a — 实际轴径，[mm]；

在特殊情况下，轴系材料拟使用耐海水腐蚀的可锻铜合金时，应取得本社同意。

2. 材料的试验

船舶推进装置中用以传递转矩的轴系的所有部件均应遵照本社的材料规范，且必须经受试验。这一要求亦适用于螺旋桨轴的金属轴套。如在海水中工作的螺旋桨轴不用金属轴套保护，而用塑料包覆，以防海水渗入，则所用的包覆工艺必须经本社认可。

C. 轴的尺寸

1. 一般规定

轴系各轴段的尺寸均应按照符合第 16 节扭转振动要求以下述公式确定。轴系的尺寸应以总装额定功率为根据。如某一轴段由于其几何形状而不能按照这些公式确定尺寸，则应向本社提交说明该有关的一轴段或多轴段具有足够机械强度的专门证据。

2. 最小直径

最小轴径应按公式 (1) 确定：

$$d_a \geq d \geq F \cdot k \cdot \sqrt[3]{\frac{P_w}{n \cdot \left[1 - \left(\frac{d_i}{d_a} \right)^4 \right]} \cdot C_w} \quad (1)$$

式中：

d — 所需的轴外径，[mm]；

d_i — 空心轴的轴孔直径（如存在），[mm]，

如果轴孔径 $\leq 0.4 d$ ，则可取

$$1 - \left(\frac{d_i}{d_a} \right)^4 = 1.0$$

P_w — 推进发动机的额定功率，[kW]；

n — 轴的转速, [rpm];

F — 推进装置型式系数[-]

a) 中间轴和推力轴
= 95
对于涡轮机装置、具有滑差联轴器的
柴油机装置和电力推进装置,
= 100
对于所有其他推进装置;

b) 螺旋桨轴
= 100
对于所有型式的装置;

C_w — 材料系数[-]
$$= \frac{560}{R_m + 160} \quad (2)$$

R_m — 轴材料的抗拉强度 (另见 B.1),
[N/mm²];

k — 轴的型式系数[-]:

k = 1.0, 适用于带整体锻制联轴器法兰或
无键冷缩装配联轴器法兰的中间
轴。

k = 1.10, 适用于**中间轴**, 其联轴器法兰借
助键装于轴端。从距离键槽端头
至少 0.2d 处开始轴径可减小至对
应于 k=1.0 的轴径。

k = 1.10, 适用于**中间轴**, 轴上有直径不大于
0.3d 的径向孔。

k = 1.10, 适用于**推力轴**, 紧靠推力环两侧
的滑动轴承的轴段, 或如设计采
用减摩轴承, 则在紧靠推力轴承
的轴段。

k = 1.15, 适用于**中间轴**的带有花键的轴段,
花键轴的外径为 d, 花键轴段以
外的轴段可以减小直径 (与 k
=1.0 相对应的直径)。

k = 1.20, 适用于带有纵向槽的**中间轴**, 槽
的长度和宽度分别不超过 1.17d
和 0.25d,

k = 1.22, 适用于**螺旋桨轴**, 指从尾轴管轴
承或尾轴支架轴承到螺旋桨毂在
轴上的前承载面之间的轴段, 这

一轴段的最小长度应为 2.5d, 而
且这里是指螺旋桨是采用本社
认可的方法无键紧配套装到螺旋
桨轴锥上的, 或是螺旋桨是用螺
栓紧固到与螺旋桨轴锻成一体的
法兰上的。

k = 1.26, 适用于**螺旋桨轴**, 在 k=1.22 所
规定的那一轴段内, 如果螺旋桨
是用键装到螺旋桨轴的轴锥或
螺旋桨轴上的,

k = 1.40, 适用于**螺旋桨轴**, 在 k=1.22 所
规定的那一轴段内, 如果尾轴管
内的轴是以油脂润滑的,

k = 1.15, 适用于**螺旋桨轴**, 指在尾轴管
内的前面部分, 直至其露出尾轴
管为止。尾轴管前的螺旋桨轴的
直径可以减小至与中间轴直径
相同。

D. 设计

1. 通则

不同轴径之间的过渡应该用圆锥或足够大的圆角。中间轴和与其锻成一体的法兰之间的过渡圆角半径应至少为 0.08d, 螺旋桨轴和其后法兰之间的过渡圆角半径应至少为 0.125 · d。

2. 轴的锥体和螺旋桨螺母的螺纹

安装螺旋桨用的轴锥体上的键槽设计应使其前端向轴表面逐渐过渡, 另外, 键槽前端应做成羹匙形。键槽与用于螺旋桨的轴锥体表面交界处不可有锐边。键槽的前端必须完全处于桨毂配合座面内。供螺旋桨键固定螺钉用的螺孔只应设在键槽的后半部分 (见图 4.1)。

通常, 用于安装法兰式联轴器的轴锥体, 其锥度应在 1:12 与 1:20 之间。螺旋桨端螺旋桨轴的锥度详见第 6 节。

装配螺旋桨固紧螺母的螺纹轴端, 其外径不得小于轴锥体大端计算直径的 60%。

3. 螺旋桨轴的保护

3.1 密封

对用油或油脂润滑的螺旋桨轴，在尾轴管的两端应装有经证明确实有效和经 GL 认可的密封装置。（另见本规范第 0 篇“入级和检验”第 3 节，检验— 一般要求中螺旋桨轴检验部分中对尾轴管外部密封的有关要求）。

在尾管、轴系或螺旋桨（例如，镀铬钢衬套）上固定，但应保证有长期的密封性。GL 有权要求有关验证。

应提供一保护密封的防绳罩。

螺旋桨毂配合表面应有效地防止海水渗入。如螺旋桨轴用抗腐蚀材料制造，则可不必在螺旋桨处装设密封。

在要求具有 IW（水下检验）附加入级标志的情况下，此密封必须装有当船在水中时能测量轴承间隙的装置。

3.2 轴套

3.2.1 在海水中运转而又不是用抗腐蚀材料制造的螺旋桨轴应以耐海水的金属轴套或经本社认可的其他轴套，并在螺旋桨处用确实有效的密封加以保护，以防与海水接触。

3.2.2 按 3.2.1 所述在海水中运转的螺旋桨轴的金属轴套必须整体制造。只有在本社明确同意下，特别长的轴套才可分成二段，但安装后两者的接头处应以本社认可的方法达到水密，同时接头区域应经过专门试验。

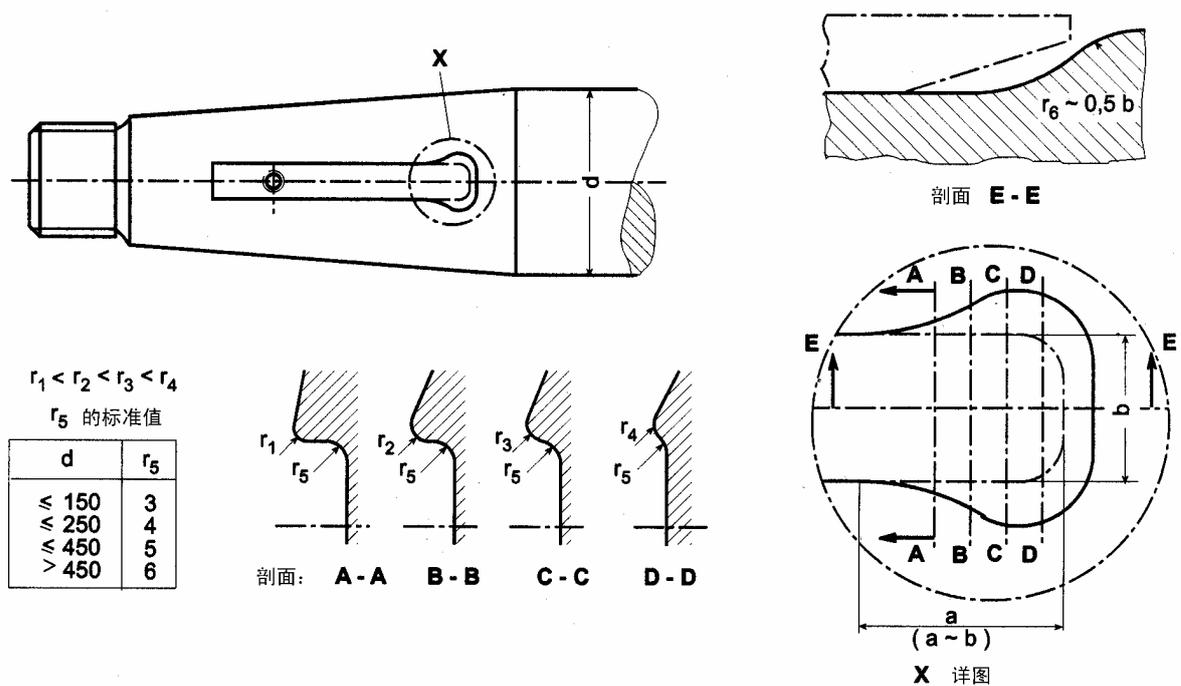


图 4.1 螺旋桨轴上键槽的设计

3.2.3 轴套的最小壁厚

符合 3.2.1 要求的金属轴套的最小壁厚 s [mm] 应按下列公式确定：

$$s = 0.03 \cdot d + 7.5 \quad (5)$$

式中：

d — 轴套内的轴径，[mm]。

当轴套为整体时，两轴承之间的轴套壁厚可减小至 $0.75 \cdot s$ 。

4. 联轴器

4.1 中间轴、推力轴上的和螺旋桨轴前端的联接法兰，其厚度必须至少等于规范所规定轴的计算直径的 20%。

如螺旋桨安装在螺旋桨轴的锻制法兰上, 则此法兰的厚度必须至少等于本规范所规定之轴径的 25%。此外, 这些法兰不可薄于紧配螺栓的规范直径, 如果它们具有与轴材料相同的抗拉强度。

下列公式(4)、(5)、(6)、(7)中采用下列符号:

- A — 收缩紧固配合的有效面积, [mm²];
- c_A — 收缩紧固配合联接系数 [-]
- = 1.0
对于有齿轮减速器的柴油机或涡轮机驱动装置,
- = 1.2
对于柴油机直接驱动;
- C — 轴端的锥度 [-]
- = $\frac{\text{锥体两端的直径差}}{\text{锥体长度}}$
- d — 夹壳式联轴器所在轴段直径, mm;
- d_s — 紧配螺栓直径, [mm];
- d_k — 连接螺栓螺纹内径, [mm];
- D — 螺栓节圆直径, [mm];
- E — 弹性模数, [N/mm²];
- f — 收缩紧固配合联接系数 [-];
- Q — 收缩紧固配合中平均接合直径处的圆周力, [N];
- n — 轴转速, [rpm];
- p — 收缩紧固配合的界面压力, [N/mm²];
- P_w — 推进发动机的额定功率, [kW];
- s_{fl} — 螺栓节圆处的法兰厚度, [mm];
- S — 轴系收缩紧固配合防滑安全系数[-];
- = 3.0,
适用于发动机和齿轮箱之间,
- = 2.5,
适用于所有其他应用场合;
- T — 螺旋桨推力, [N];
- z — 紧配的或连接的螺栓的数量 [-];
- R_m — 紧配的或普通的螺栓材料的抗拉强度, [N/mm²];
- μ₀ — 静摩擦系数 [-];
- = 0.15,
液压收缩紧固配合:

$$= 0.18,$$

干收缩紧固配合:

Θ — 轴端锥度之半 [-]

$$= \frac{C}{2}。$$

4.2 用于连接联轴器法兰的螺栓, 通常应设计成紧配螺栓。联轴器法兰结合面上的紧配螺栓, 其最小直径 d_s 应按下式确定:

$$d_s = 16 \cdot \sqrt{\frac{10^6 \cdot P_w}{n \cdot D \cdot z \cdot R_m}} \quad (4)$$

4.3 如果在特殊情况下, 不可能使用紧配螺栓, 则本社可允许使用等效的摩擦传动。

4.4 夹壳式联轴器用的连接螺栓, 其最小螺纹内径 d_k 应按下式确定:

$$d_k = 12 \cdot \sqrt{\frac{10^6 \cdot P_w}{n \cdot d \cdot z \cdot R_m}} \quad (5)$$

4.5 缩颈螺栓光杆部分的最小直径可设计为螺纹内径的 0.9 倍。如果除扭矩之外, 还要求螺栓连接传递相当大的附加力, 则此螺栓尺寸必须相应地增加。

4.6 当用联接法兰或联接套筒以收缩紧固配合把两轴段作无键连接时, 这种收缩紧固配合的尺寸, 必须保证在部件中的最大米歇氏当量应力不得超过联轴器材料屈服强度的 80%。

这种防滑安全计算应基于最大公差塞规, 收缩紧固配合所必需的界面压力 P (N/mm²) 应按下列公式 (6) 和 (7) 确定:

$$P = \frac{\sqrt{\Theta^2 \cdot T^2 + f \cdot (c_A^2 \cdot Q^2 + T^2)} \pm \Theta \cdot T}{A \cdot f} \quad (6)$$

注:

根号后面的“+”号用于无轴向限制器吸收倒车推力的收缩紧固配合;

根号后面的“-”号用于具有轴向限制器吸收倒车推力的收缩紧固配合;

$$f = \left(\frac{\mu_0}{S} \right)^2 - \Theta^2 \quad (7)$$

管内和尾轴架内的橡胶轴承。

5. 轴系轴承

5.1 轴系轴承的布置

尾管内外的轴承应作如下配置,即在动力装置热态下,不管船舶装载情况如何,每一轴承均承受正向反作用力。

通过进行轴承间距的合理选择和通过相对于发动机或齿轮箱联结法兰进行轴系对中,注意确保在动力装置热态下没有不允许的横向力或弯矩作用于曲轴或齿轮箱轴。在轴承间距相当大的情况下亦要有措施确保,当船体挠曲或各轴承本身移位或磨损使得一档或数档轴承失中时,也不致对中间轴或齿轮箱轴的轴承上的反作用力有明显的影晌。

在极限情况下,通过计算轴系对中以核查轴承的反作用力是可取的。

轴承间最大容许间距 l_{\max} (mm) 的指导性数值可按下式 (8) 确定:

$$l_{\max} = K_1 \cdot \sqrt{d} \quad (8)$$

d — 两轴承之间的轴径, [mm];

n — 轴转速, [rpm];

$K_1 = 450,$

适用于油润滑的白合金轴承,

$= 280,$

适用于油脂润滑的灰铸铁尾管轴承,

$= 280 \sim 350,$

适用于水润滑的尾管中和尾轴架内的橡胶轴承 (上限值仅用于特殊设计)。

在轴转速超过 350 rpm 时,建议按公式 (9) 确定最大轴承间距,以避免因弯曲振动而引起过大的载荷。在临界情况下,建议对轴系进行弯曲振动分析。

$$l_{\max} = K_2 \cdot \sqrt{\frac{d}{n}} \quad (9)$$

式中:

$K_2 = 8400,$

适用于油润滑的白合金轴承;

$= 5200,$

适用于油脂润滑的灰铸铁轴承,及尾

5.2 尾管轴承

5.2.1 在尾管段内的螺旋桨轴一般应由两个轴承支承。在短的尾轴管中,可不必设前轴承,在这种情况下,应至少设一个无支承轴颈轴承。

5.2.2 如尾管段内的螺旋桨轴由油润滑白合金轴承或由经认可用于油润滑尾管轴承的合成橡胶或增强树脂或塑料制成的轴承支承,则后尾管轴承和前尾管轴承的长度应分别约为 $2d_a$ 和 $0.8d_a$ 。

如果从考虑到螺旋桨重量的静载荷计算得到的接触载荷,对白合金轴承支承的轴小于 0.8

MPa; 对合成材料轴承支承的轴小于 0.6 MPa,

则后尾管轴承的长度可以减至 $1.5d_a$ 。

5.2.3 如尾管段内螺旋桨轴由经认可用于水润滑尾管轴承的铁梨木、橡胶或塑料制成的轴承支承,则后尾管轴承长度应约为 $4d_a$, 而前尾管轴承长度约为 $1.5d_a$ 。

对于台架试验结果证明具有足够承载能力的轴承,可同意减小轴承长度。

5.2.4 如螺旋桨轴由油脂润滑的灰铸铁轴衬轴承支承,则后尾管轴承和前尾管轴承的长度应分别约为 $2.5d_a$ 和 $1.0d_a$ 。

对于用油脂润滑灰铸铁轴承支承的螺旋桨轴,其最大圆周速度不得超过 $2.5 \sim 3\text{m/s}$ 。而对于用水润滑的橡胶轴承和铁梨木轴承支承的螺旋桨轴,其最大圆周速度分别不得超过 6m/s 和 $3 \sim 4\text{m/s}$ 。

5.2.5 如尾管段中螺旋桨轴拟采用滚动轴承,则应尽可能选用带有曲面滚柱或座圈,且轴承间隙加大的滚柱轴承。曲面的曲度必须足以容许轴和轴承中心线之间有 0.1% 的角偏差而无不利的影响。

可以仅采用自整位滚柱轴承支承螺旋桨轴,但必须备有轴向调整措施。

5.3 轴承润滑

5.3.1 轴系中的滑动轴承和滚动轴承的润滑与所用材料的配对性必须满足船用要求。

5.3.2 润滑油或润滑脂注入尾管的方法应确保润滑油或润滑脂确实能够供应到尾管内的前后轴承处。

用润滑脂润滑时,前后轴承处都应装设一只润滑脂注入器,如可能,应采用一只由轴驱动的润滑脂泵,以保证润滑脂的连续供应。

对油润滑的尾管轴承,要在船的满载水线以上足够高处装设一只重力油箱。其油位须能够随时得以检验。

应指示后尾管轴承温度,或者对于直径小于 400mm 的螺旋桨轴,也可指示后尾管内的油温。在这种情况下,应在后尾管轴承附近设温度传感器。

对具有自动机械的船舶,应符合第 4 章“自动化”中的有关规定。

5.4 尾管接头

油润滑尾管上应装设注油、检测及放泄接头以及一根透气管。

如螺旋桨轴由海水润滑,则在前尾管轴承处应装设一根冲洗管以代替注油连接。

5.5 浇注树脂安装

浇注树脂的尾管和尾管轴承以及中间轴承基座的安装应有 GL 验船师在场,由经本社认可的公司进行。

只有经 GL 认可的浇注树脂才能用于机座。

应注意由浇注树脂的制造厂发布的安装说明。

E. 压力试验

1. 轴套

轴套应在安装到轴上之前,且在精加工完毕状态进行压力为 2bar 的液压密性试验。

2. 尾管

浇注的尾管应在安装到轴上之前,且尽可能在精加工完毕状态进行压力为 2bar 的液压密性试验。在安装完毕之后再进行一次密性试验。

对由钢板焊制的尾管,只要在对尾管穿越船体空间的部分进行压力试验时测试其密性就足够了。

第 5 节 齿轮传动装置、联轴器

A. 总则

1. 适用范围

1.1 本节规范适用于主推进装置或第 1 节 H 中所规定的重要辅机中的正齿轮、行星齿轮和锥齿轮传动装置以及各种联轴器。在得不到机械强度的相当证据时,本节规范所列举的各项设计要求也可适用于第 1 节 H 中未述及辅机的齿轮传动装置和联轴器。

1.2 对 1.1 中提及的辅机联轴器,本节规范的适用性通常可限于经本社根本认可的特种联轴器。对于发电机组使用的弹性联轴器的设计,参见 G.2.6。

1.3 对于冰区级船舶用的齿轮传动装置和联轴器的尺寸设计,见第 13 节。

2. 送审文件

应将装配图、剖面图以及必要的零件图和零件明细表一式三份提交本社认可。其中必须包括校验载荷计算所必需的所有数据。

B. 材料

1. 认可的材料

1.1 主推进装置中的轴、主动齿轮、被动齿轮和齿圈必须优先选用锻钢制造。轧制圆钢也可用于制造无法兰的光轴。大齿轮体可用灰铸铁或球墨铸铁制成¹,或者在锻钢和铸钢的轮毂上用钢板焊接而成。

1.2 主推进装置的联轴器必须用钢、铸钢或者以铁素体晶格为主的球墨铸铁制造。主推进装

置的联轴器,其轻度受力的外部件及液压耦合器的转子和壳体也可用灰铸铁或适当的铸铝合金制造。

1.3 第 1 节 H 中所述及的重要辅机的齿轮传动装置应遵照 1.1 中对所用材料的同样要求。对拟用于第 1 节 H 中未述及的辅机的齿轮传动装置,可允许用其他材料。

1.4 第 1 节 H 中规定的重要辅机的弹性联轴器本体通常可用灰铸铁,而联轴器的外壳体也可用合适的铝合金。然而,对于发电机组,只能用以铁素体晶格为主的球墨铸铁、锻钢或铸钢制成的联轴器本体,以确保联轴器能够承受短路所引起的冲击扭矩。本社有权对特种辅助驱动装置的联轴器提出类似要求。

2. 材料试验

所有传递扭矩并拟用于主推进装置的齿轮传动装置和联轴器部件均必须按照本社的“材料规范”进行试验。这一要求也适用于在发电机驱动装置中起主要扭矩传递作用的齿轮传动装置部件和联轴器所用的材料。对第 1 节 H 所规定的其他功能重要的辅机,应提交有关其联轴器和齿轮传动装置的主要部件用材料的适用证明。这类证明可以是“GL 的材料试验证书”或钢铁厂签发的材料试验合格证书。

C. 正、锥齿轮轮齿的承载能力计算

1. 通则

1.1 船舶推进系统主、辅机齿轮传动装置的轮齿系统的足够承载能力应按国际标准 ISO 6336,通过承载能力的计算予以证明,对于正齿轮轮齿系统应采用 ISO 9083 或 DIN 3990,对于斜齿轮轮齿应采用 ISO 10300 或 DIN 3991,且对

¹ 铸铁齿轮的圆周速度通常应不超过 60m/s,而铸铁联轴节的夹壳和夹套的圆周速度应不超过 40m/s。

齿侧和齿根载荷，应保持如表 5.1 所示的安全裕度。

1.2 对主推进装置的齿轮传动装置，根据本节中的公式所确定的齿轮齿根和齿侧面的机械强度是与轮齿的精度应充分保证齿轮传动装置运转平稳以及齿轮的动态承载能力得到合理利用等要求为前提的。为此，在节圆线速度低于 25m/s 时，个别节距误差 f_p 和齿廓总误差 F_f 一般至少应达到 DIN 3962 的 5 级或 ISO 1328 的 4 级；而在线速度更高的场合，则一般至少应达到 DIN 3962 的 4 级或 ISO 1328 的 3 级。齿迹总误差 f_H 至少应达到 DIN 3962 的 5 级，而轴线的平行度至少应满足 DIN 3964 的 5 级或 ISO 1328 的 4 级的要求。在跑合之前，用滚齿法或展成法加工的齿侧面的表面粗糙度 R_z 一般应不超过 $10 \mu m$ 。齿形经过精磨或精剃的，齿面的粗糙度一般应不超过 $4 \mu m$ 。刀具基准齿廓的齿根半径 ρ_{a0} 至少应为 $0.25m_n$ 。

本社有权要求提交齿轮加工机床精度的证据和检验齿轮轮齿淬硬所采用的方法。

1.3 进行承载能力评定所需的输入数据已概括在表 5.2 中。

2. 符号，术语和输入数据摘要

2.1 采用的符号和术语

注脚索引

- 1 小齿轮
- 2 齿轮
- n 法面
- t 侧面
- o 刀具
- a — 中心距，[mm];
- b — 齿宽，[mm];
- b_{eff} — 有效齿宽（斜齿），[mm];
- BZ_0 — 以刀具测量 BZ，[mm];

表 5.1 接触和齿根弯曲应力的最小安全裕度

参照	适用范围	边界条件	S_H	S_F
1.1	船舶推进系统和发电机驱动系统的齿轮系	模数 $m_n \leq 16$	1.3	1.8
1.2		模数 $m_n > 16$	$0.024m_n + 0.916$	$0.02m_n + 1.48$
1.3		两个相互独立的主推进系统，输入扭矩为 8000Nm 或以下。	1.2	1.55
2.1	承受动载荷的辅助驱动系统的齿轮装置		1.2	1.4
2.2	承受静载荷的辅助驱动系统的齿轮装置	$N_L \leq 10^4$	1.0	1.0

注：
如果齿根的疲劳弯曲应力是由于经本社认可的技术而增加的，例如通过喷丸处理，对于模数 $m_n \leq 10$ 表面淬硬轮齿，则经本社同意，最小安全裕度 S_F 下可以减少 15%。

- d — 节圆直径，[mm];
- d_a — 顶圆直径，[mm];
- d_f — 齿根圆直径，[mm];
- F_t — 基准圆柱的名义切向力，[N];
- $F_{\beta x}$ — 初始等效不平行度，[μm];
- f_{pe} — 法向节距误差，[μm];
- h_{a0} — 刀具基准齿廓的齿顶高，mm;

h_{f0}	— 刀具基准齿廓的齿根高, [mm];	Z_R	— 粗糙度系数 (接触应力);
h_{FPO}	— 加工齿条的应用齿根系数;	Z_W	— 工作硬度系数;
K_A	— 应用系数;	Z_X	— 尺寸系数 (接触应力);
$K_{F\alpha}$	— 侧向载荷系数 (齿根应力);	Z_β	— 螺旋角系数 (接触应力);
$K_{F\beta}$	— 横向载荷系数 (齿根应力)	Z_ε	— 接触比系数 (接触应力);
$K_{H\alpha}$	— 侧向载荷系数 (接触应力)	α_n	— 法面压力角, ° ;
$K_{H\beta}$	— 横向载荷系数 (接触应力)	α_{pr}	— 凸度角, ° ;
$K_{H\beta-be}$	— 承载系数 (斜齿);	β	— 螺旋角, ° ;
K_V	— 动载荷系数;	β_m	— 平均螺旋角 (斜齿轮), ° ;
K_Y	— 载荷分配系数;	Σ	— 轴线角 (斜齿轮), ° ;
m_n	— 法面模数, [mm];	σ_F	— 齿根应力, [N/mm ²];
m_{nm}	— 平均法面模数 (斜齿), [mm];	σ_{FE}	— 齿根的容许弯曲应力, [N/mm ²];
n	— 转数, [rpm];	σ_{FG}	— 齿根的应力极限, [N/mm ²];
N_L	— 载荷周期数;	σ_{FO}	— 额定齿根应力, [N/mm ²];
P	— 传递功率, [kW];	σ_{Flim}	— 弯曲应力的疲劳极限, [N/mm ²];
Pr	— 刀具凸度, [mm];	σ_{FP}	— 容许齿根应力, [N/mm ²];
Q	— 按照 DIN 定义的品质系数;	σ_H	— 计算接触应力, [N/mm ²];
q	— 机加工允差, [mm];	σ_{HG}	— 修正的接触应力值, [N/mm ²];
R_a	— 算术平均粗糙度, [μm];	σ_{Hlim}	— 接触应力疲劳极限, [N/mm ²];
R_z	— 峰、谷平均粗糙度, [μm];	σ_{HP}	— 容许接触应力, [N/mm ²];
S_F	— 免齿裂的安全系数	σ_{HO}	— 额定接触应力, [N/mm ²];
S_H	— 免点蚀的安全系数;	ν_{40}	— 40°C 时油的运动粘度, [mm ² /s];
T	— 扭矩, [Nm];	ρ_{ao}	— 刀具的顶端圆度系数, [-];
u	— 传动比;		
X	— 齿顶高修正系数;		
Y_F	— 轮齿形状系数 (齿根);		
Y_{NT}	— 寿命系数 (齿根);		
$Y_{R\ rel\ T}$	— 相对表面条件系数;		
Y_S	— 应力校正系数;		
Y_{ST}	— 对基准的试验齿轮的应力校正系数;		
Y_X	— 齿根应力的尺寸系数;		
Y_β	— 齿根应力的螺旋角系数;		
$Y_{\sigma\ rel\ T}$	— 相对缺口敏感系数;		
z	— 齿数;		
Z_E	— 弹性系数;		
Z_H	— 区域系数 (接触应力);		
Z_L	— 润滑材料系数;		
Z_{NT}	— 寿命系数 (接触应力);		
Z_V	— 速度系数 (接触应力);		

对于内齿轮的内啮合齿数, 中心距应以负号代入计算。

3. 载荷计算的影响系数

3.1 应用系数 K_A

应用系数 K_A 考虑了由于外部动态和瞬时载荷增加而引起的额定扭矩增加。按表 5.3 确定主、辅系统的 K_A 值。

3.2 载荷分配系数 K_Y

载荷分配系数 K_Y 考虑了载荷分配的偏差, 例如在具有两个或多个载荷分配的齿轮传动装置中或者具有三个以上行星齿轮的行星齿轮系中。

下列值分别适用于行星齿轮系:

— 多至 3 个行星齿轮, $K_Y=1.0$

- 4 个行星齿轮, $K_V=1.2$
- 5 个行星齿轮, $K_V=1.3$
- 6 个行星齿轮, $K_V=1.6$

在无载荷分配的齿轮传动装置中, 使用 $K_V=1.0$

对于所有其他情况, K_V 值须经 GL 同意。

3.3 表面载荷系数 $K_{H\beta}$ 和 $K_{F\beta}$

表面载荷系数考虑了接触应力 ($K_{H\beta}$) 和齿根应力 ($K_{F\beta}$) 在齿侧面的载荷分配不均匀的影响。

在已通过公认的计算方法确定侧面修正的情况下, $K_{H\beta}$ 和 $K_{F\beta}$ 值可预先设定。但船舶运行在载荷分配方面的专门影响应予考虑。

3.4 侧向载荷系数 $K_{H\alpha}$ 和 $K_{F\alpha}$

侧向载荷系数 $K_{H\alpha}$ 和 $K_{F\alpha}$ 考虑到了几对齿同时啮合时, 力的不均匀分配的影响。

在主推进系统齿轮具有 1.3 所述品质的齿轮系统的情况下, 可采用

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1.0,$$

对于其他情况, 其表面系数应按 DIN/ISO 计算。

4. 接触应力

4.1 产生的接触应力 σ_H 应不超过许用侧面应力 σ_{HP} (Hertzian 侧面应力)。

$$\sigma_H = \sigma_{Ho} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP} \quad (5.1)$$

$$\text{其中 } \sigma_{Ho} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

4.2 许用接触应力 σ_{HP} 相对于经修正的接触应力 σ_{HG} 应包括一个按表 5.1 所列的安全裕度 S_H , 而 σ_{HG} 由表 5.4² 中所列的与材料有关的疲劳强度 σ_{Hlim} , 并考虑到应力校正系数 Z_{NT} , Z_L , Z_V , Z_R , Z_W , Z_X 后确定:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{HG}}{S_H} \quad (5.2)$$

$$\text{其中 } \sigma_{HG} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X$$

5. 齿根弯曲应力

5.1 轮齿产生的最大齿根弯曲应力 σ_F 应不超过该轮齿的许用齿根应力 σ_{FP} 。

小齿轮和大齿轮的齿根应力应分开计算。

$$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP} \quad (5.3)$$

$$\text{其中 } \sigma_{F0} = \frac{F_f}{b \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\beta$$

5.2 许用齿根弯曲应力 σ_{FP} 相对于齿根应力极限 σ_{FG} 应有一个按表 5.1 中所列的安全裕度 S_F , 而 σ_{FG} 由表 5.5² 中所列的与材料有关的疲劳强度 σ_{FE} 以及 σ_{Flim} , 并考虑到应力校正系数 Y_{ST} , Y_{NT} , $Y_{\delta_{elT}}$, Y_{RrelT} , Y_X 后确定:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FG}}{S_F} \quad (5.4)$$

其中

$$\sigma_{FG} = \sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta_{elT}} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X$$

² 经本社同意, 对于优质的淬硬钢或表面优质的淬硬钢可允许高疲劳强度。

表 5.2 评定承载能力的输入数据表

船厂/新船号					登记号				
制造厂					型式				
用途					正齿轮 <input type="checkbox"/>	斜齿轮* <input type="checkbox"/>			
额定功率	P			kW	冰级				—
转速	n_1			1/min	行星齿轮数				—
应用系数	K_A			—	动载荷系数	K_V			—
表面载荷分配系数	$K_{H\beta}$			—	载荷分配系数	K_{α}			—
	$K_{H\beta be*}$			—	侧向载荷分配系数	$K_{H\alpha}$			—
	$K_{F\beta}$			—		$K_{F\alpha}$			—
几何数据		小齿轮	大齿轮		刀具数据		主动齿轮	被动齿轮	
齿数	Z	—			齿顶修正系数	X			—
法面模数	m_n			mm		X_{hm}^*			—
	m_{nm}^*			mm	厚度修正系数	X_{sm}^*			—
法面压力角	α_n			°	顶圆系数	ρ_{ao}			—
中心距	a			mm	齿顶系数	h_{ao}			—
轴线角	Σ^*			°	齿根系数	h_{fo}			—
预定齿宽	b_{ch}/b^*			—	齿条应用齿根系数	$h_{Ff\rho o}$			—
螺旋角	β			°	凸度	P_r			mm
	β_m^*			°	凸度角	α_{Pr}			°
齿宽				mm	机加工允差	q			mm
顶圆直径	d_a			mm	刀具测量	BZ _O			mm
根圆直径	d_{fe}			mm	齿隙允差				—
润滑油数据					轮齿品质				
运动粘度(40 °C)	ν_{40}			mm ² /s	按 DIN 的品质	Q			—
运动粘度(100 °C)	ν_{100}			mm ² /s	侧向的峰—谷平均粗糙度	R_{zH}			μm
油温	δ_{Oil}			°C	齿根的峰—谷平均粗糙度	R_{zF}			μm
FZG 力等级				—	初始等效不平行度	$F_{\beta x}$			μm
材料数据					法向节距误差	f_{pe}			μm
材料类型					齿廓形状误差	ff			μm
接触应力疲劳极限	σ_{Hlim}			N/mm ²	日期: 签名:				
弯曲应力疲劳极限	σ_{Flim}			N/mm ²					
表面硬度				HV					
内部硬度				HV					
热处理方法				—					

* 对斜齿轮而言。

表 5.3 应用系数

系统类型	系数 K_A
涡轮机和电力驱动系统	1.1
在发动机和齿轮箱之间带有液压离合器的柴油机驱动系统	1.1
在发动机和齿轮箱之间带有高弹性联轴器的柴油机驱动系统	1.3
在发动机和齿轮箱之间无弹性联轴器的柴油机驱动系统	1.5
发电机驱动	1.5
静载荷下辅助机械	0.6—1.0
注： 对其他类型的系统，系数 K_A 应分别规定。	

表 5.5 齿根弯曲应力疲劳极限

$$\sigma_{FE} = \sigma_{Flim} \cdot Y_{ST}, \text{ 而 } Y_{ST} = 2$$

材 料	$\sigma_{FE} = \sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \text{ (N/mm}^2\text{)}$
表面硬化钢	860 – 920
气体渗氮钢	850
液池或气体渗氮热处理合金钢	740
高频硬化热处理合金钢	700
热处理的合金钢	0.8HV 10 + 400
热处理的非合金钢	0.6HV 10 + 320
结构钢	0.8HB + 180
铸钢、球墨铸铁	0.8HB+140
注： 对经受交变应力的轮齿只允许采用这些值的 70%。	

表 5.4 接触应力疲劳极限 σ_{Hlim}

材 料	$\sigma_{Hlim} \text{ (N/mm}^2\text{)}$
表面硬化钢	1500
气体渗氮钢	1250
液池或气体渗氮热处理合金钢	850-1000
高频硬化热处理合金钢	0.7HV 10 + 800
热处理的合金钢	1.3HV 10 + 350
热处理的非合金钢	0.9HV 10 + 370
结构钢	1.0HB + 200
铸钢、铸铁和球墨铸铁	1.0HB + 150

D. 齿轮轴

1. 最小直径

倒车和减速齿轮的轴的尺寸应按下式计算：

$$d \geq F \cdot k \cdot \sqrt[3]{\frac{P_w}{n \left[1 - \left(\frac{d_i}{d_a} \right)^4 \right]} \cdot C_w} \quad (5.5)$$

$$\left(\frac{d_i}{d_a} \right) \leq 0.4 \text{ 时,}$$

$$\left[1 - \left(\frac{d_i}{d_a} \right)^4 \right] = 1.0 ;$$

d_i — 轴内孔的直径（如有），mm；

d_a — 实际轴的直径，mm；

P — 轴传递的功率，kW；

n — 轴的转速，rpm；

F — 传动型式系数：
= 95, 适用于涡轮机装置、电力传动和配有滑差联轴器的发动机；
= 100, 适用于所有其他传动型式。如果从装置的载荷来考虑认为有必要，本社有权规定更高的 F 值。

C_w — 按照第 4 节公式 (2) 的材料系数。但对大齿轮轴，代入该式中的 R_m 值不能高于 800N/mm²。对于小齿轮轴，R_m 值通常以实际抗拉强度值代入。

k = 1.10, 适用于齿轮轴；
= 1.15, 适用于齿轮轴上用键安装小齿轮或大齿轮的那一段，以及适用于多键槽轴。

在由于轴承布置、箱体设计和齿轮压力等使轴的弯曲应力有可能增高时，本社可规定更高的 k 值。

E. 设备

1. 油位指示器

为了监视主、辅齿轮传动装置的润滑油油位，必须装设能确定油位的设备。

2. 压力和温度控制

应装设温度表和压力表，以在油冷却器出口处，在润滑油进入齿轮传动装置之前，监测润滑油的温度和压力。

普通滑动颈轴承也应设有温度指示器

对装有滚动轴承的齿轮传动装置，应在适当部位上安装温度指示器。对于额定功率不超过 2000 kW 的齿轮传动装置，本社可同意特殊的布置。

如船舶设有自动化机器，则应符合第 4 章的要求。

3. 滑油泵

由齿轮传动装置驱动的滑油泵必须安装得使它们可接近和能更换。

对于应安装的油泵，见第 11 节 H.3.3。

4. 齿轮箱箱体

主推进装置和重要辅机所用的齿轮传动装置的箱体必须装设可以移开的检查孔盖，以便检查齿轮和测量推力轴承的间隙以及清洁油池。

5. 齿轮传动装置基座

在钢或浇铸树脂垫块上的齿轮传动装置的基座应符合本社对发动机装置之机械基座的规定。

对于浇铸树脂基座，推力必须由制动器吸收。本要求同样适用于独立推力轴承的浇铸树脂基座。

F. 平衡和检验

1. 校验平衡

1.1 大齿轮、小齿轮、轴、齿形联轴器以及高速弹性联轴器（如采用），必须在适当的平衡条件下组装。

1.2 当齿轮传动装置由于制造方法、由于运转和载荷情况而必需校验静平衡或动平衡时，在每个平衡平面内一般容许的残余不平衡量 U 可按下式确定：

$$U = \frac{9.6 \cdot Q \cdot G}{z \cdot n} \quad [\text{kgmm}] \quad (5.6)$$

式中：

G — 应校平衡的物体的质量，[kg]；

n — 应校平衡物体的转速，[rpm]；

z — 平衡平面数；

Q — 平衡度；

= 6.3,

适用于柴油机齿轮传动装置的齿轮轴、小齿轮以及联轴器部件；

= 2.5,

适用于涡轮机传动装置的扭力轴和齿式联轴器、小齿轮和大齿轮。

2. 齿轮传动装置的试验

2.1 制造厂内的试验

在完成材料试验和部件试验后，第 1 节 H 所规定的主推进装置和重要辅机的齿轮传动装置应申请本社在制造厂内进行最后检验和运转试验。最后检验应在部分载荷或全载荷下持续数小时的试车中进行，同时检测轮齿侧隙和轮齿的接触状态。在进行全载荷试验时，首先必须完成必要的齿轮跑合。如无用于对大型齿轮系进行运转和载荷试验的设备，则这些试验也可在系泊试车时在船上进行。

应对需要进行密封性试验的部件进行密封试验。

试验范围的缩减要求征得本社的同意。

2.2 试航中的试验

2.2.1 在试航开始之前，应对主推进装置中齿轮传动装置的齿轮进行适当的着色，以便确定其接触状态。在试航中，应在所有正车和倒车转速下检验齿轮传动装置，以确定它们的运转效率、运转平稳性以及轴承温度和润滑油的纯度。最迟在试航结束后，应通过检验孔检验齿轮系统和验查接触状态。如有可能，在每次加载步骤后就必须检查接触状态。

接触状态的评定应根据表 5.6 中所列的齿轮的轴向和径向接触的面积百分比指导值，且应考虑试航中齿轮传动装置的运转时间和负荷情况。

2.2.2 对于装有经过验证的高精度的多级齿轮传动系和行星齿轮传动装置，可在本社的同意下缩减试航之后的接触状态检验的范围。

2.2.3 对作为主推进装置的舵桨的齿轮传动装置的检验，见第 14 节 B。

表 5.6 接触面积百分比

材料、轮齿的 加工方法	工作齿高（齿顶 不修圆）	齿宽（齿根不 修圆）
热处理的 滚齿的 滚铣齿的	平均 33%	70%
表面硬化的 磨齿的 剃齿的	平均 40%	80%

G. 联轴器的设计和结构

1. 齿形联轴器

1.1 为使直侧齿形联轴器的齿侧面有足够的承载能力，应满足下列条件：

$$p = \frac{9.9 \cdot 10^8 \cdot P \cdot K_A}{b \cdot h \cdot d \cdot z \cdot n} \leq p_{zul} \quad (5.7)$$

$$\text{适用于 } \frac{P \cdot 10^{15}}{n^3 \cdot d_m^2 \cdot G_K} \geq 4.5 \quad (5.8)$$

（只有当加工精度高和残余不平衡量小时，才能用接近 4.5 的值）

如用经本社认可的计算方法确定具有凸形齿侧面的齿形联轴器的齿侧 Hertzian 应力，则许用 Hertzian 应力等于 C.4.2 中所示 σ_{HP} 数值的 75%，此时应力校正系数设为 1.0。

P — 作用于联轴器上的驱动功率，kW；

d — 节圆直径，mm；

K_A — 按 C.1 定义的应用系数；

z — 齿数；

n — 转速, [rpm];
h — 工作齿高, [mm];
b — 承载齿宽, [mm];
 d_m — 联轴器套筒的回转直径, [mm];
G — 联轴器套筒的质量, [kg];
 σ_{HP} — 按 C.4.2 定义的许用 Hertzian 应力, [N/mm²];
p — 齿侧面的承载能力, [N/mm²];
 $p_{zul} = 400 \sim 600 \text{ N/mm}^2$;
适用于调质钢的轮齿系统 (上限值适用于高强度钢, 高质量的轮齿和精细的表面光洁度);
 $= 800 \sim 1000 \text{ N/mm}^2$,
适用于硬化的和磨削的轮齿系统 (上限值主要适用于齿与齿之间为紧密配合, 精细的表面光洁度的氮化的轮齿系统)。

1.2 齿形联轴器的齿应有效地润滑。为此, 一般认为在联轴器中保持一恒定的油位就足够了, 这适用于

$$d \cdot n^2 < 6 \cdot 10^9, \text{ mm/min}^2 \quad (5.9)$$

的情况。

对于更高的 $d \cdot n^2$ 值, 主推进装置中的齿形联轴器应设有循环润滑油系统。

1.3 对齿形联轴器的套筒、法兰和螺栓的尺寸设计, 应采用第 4 节中所列公式。

2. 弹性联轴节

2.1 制造厂规定的弹性联轴节的载荷及用于主推进装置和主要辅机的弹性联轴节必须经认可。

2.2 主推进装置和发电装置中弹性联轴节的尺度必须使其当发动机有一只气缸不工作时, 能进行一段适当时间的运行。应计及冰区级船舶的附加动载荷。对此相关说明, 参见第 16 节。

2.3 作为对本社已认可型式的联轴节的例行监督, 以及在为首次应用于造船的弹性联轴节颁发一般型式认可证书之前, 为保证这些联轴节具有足够的动态疲劳强度, 本社有权要求进行适用于该型式联轴节设计的专门的动态载荷试验。

2.4 弹性联轴节壳体、法兰和螺栓应符合第 4 节 D 中的要求。

2.5 如由于设计原因, 弹性联轴节在承载运转中, 在驱动装置的连接件上产生轴向推力, 则必须采取措施吸收该推力。

2.6 柴油发电机组的弹性联轴节必须能够吸收因电气短路而产生的 6 倍于该联轴节公称转矩的冲击转矩。

3. 法兰式联轴器和夹壳式联轴器

法兰式联轴器和夹壳式联轴器的本体、法兰和螺栓的尺寸设计应符合第 4 节的规定。

4. 联轴器的试验

船舶推进装置用的联轴器以及柴油发电机组和侧推装置用的联轴器均应由本社进行最后检验, 且如合适, 还需进行性能和密性试验。

第 6 节 螺旋桨

A. 总则

1. 适用范围

本节规范适用于螺旋桨及叶轮。关于冰区级船舶的螺旋桨的尺寸和材料的要求，见第 13 节。

2. 送审文件

2.1 发动机输出大于 300kW 的主推进系统的螺旋桨设计图、超过 500 kW 的侧推系统的螺旋桨设计图、船的叶轮及其在船上布置的设计图，应一式三份提交 GL 审查。图纸需根据下述要求包括为审查必需的各种细节。

2.2 对可调螺距螺旋桨系统，总图和剖面图加上桨叶、桨毂和螺距控制机构的设计图应一式三份提交审查。控制和液压图应附有功能参数说明。对于新的设计或者是第一次安装入 GL 级船上的可调螺距螺旋桨系统也应提供该可调螺距螺旋桨系统的说明。

B. 材料

1. 螺旋桨和螺旋桨毂

螺旋桨及叶轮应由最低抗拉强度为 440N/mm^2 的耐海水腐蚀的铸铜合金或铸钢合金制成，参见“材料规范”。对确定螺旋桨叶片厚度的下列设计规则而言，如所用的铸铜合金或铸钢合金在 3%氯化钠溶液中能够承受交变弯曲应力约为最低抗拉强度的 20%、循环次数达 10^8 的疲劳试验，而且如能证明在天然海水中，在交变弯曲应力作用下的疲劳强度为不小于在 3%氯化钠溶液中所测得数值的 65%，则可以认为这些合金已具有必要的耐海水腐蚀性能。在交变弯曲应力下足够的

疲劳强度必须经本社认可的方法予以证明。

2. 可调螺距螺旋桨和组装螺旋桨的部件

螺距控制机构、桨叶以及桨毂紧固螺栓的主要部件的材料必须符合本社金属材料规范的有关规定。

除非具有防止与海水接触的措施，否则组装式螺旋桨或可调螺距螺旋桨的桨叶紧固螺栓均必须用耐海水腐蚀材料制成。

3. 新型材料

如所用的螺旋桨材料的可用性尚未得到长期实用经验的证实，则必须向本社提交该材料适用性的特殊证明。

4. 材料试验

螺旋桨、叶轮、桨毂和涉及传递扭矩的所有其它主要部件的材料均应按 GL 的材料规范进行试验。这也适用于小于 300 kW 的主推进系统和小于 500 kW 的侧推系统中用于操纵叶片和螺旋桨的部件。

C. 螺旋桨的尺寸和设计

1. 符号和术语

- A — 收缩紧固配合的有效面积， mm^2 ;
- B — 在半径分别为 0.25R, 0.35R 和 0.6R 处的柱形截面上的桨叶展开宽度，mm;
- C_A — 收缩紧固联接系数：
=1.0，
适用于马达和涡轮机的齿轮传动，
=1.2，

- 适用于直接驱动；
- C_{DYn} — 按照公式 (3) 的动态系数；
- C_G — 按照公式 (2) 的尺寸系数；
- C_w — 螺旋桨材料的特性值，如表 6.1 所示（相当于螺旋桨材料的最低抗拉强度 R_m ，按照 B.1 款规定，这种材料已被证明在交变弯曲应力下具有足够的疲劳强度）；

表 6.1 螺旋桨材料的特性值 C_w

材 料	说 明 ¹	C_w
Cu 1	铸锰黄铜	440
Cu 2	铸锰镍黄铜	440
Cu 3	铸镍铝青铜	590
Cu 4	铸锰铝青铜	630
Fe 1	非合金铸钢	380
Fe 2	低合金铸钢	380
Fe 3	马氏体的铸铬钢 13/1—6	600
Fe 4	马氏体—奥氏体铸钢 17/4	600
Fe 5	铁素体—奥氏体铸钢 24/8	600
Fe 6	奥氏体铸钢 18/8—11	500

¹ 对于合金的化学成份，见本社的“材料规范”。

- C — 轴端圆锥度；
= $\frac{\text{锥体直径差}}{\text{锥体长度}}$
- d — 桨叶或螺旋桨的各紧固螺栓的螺栓孔圆直径，[mm]；
- d_k — 桨叶或螺旋桨的紧固螺栓的齿根圆直径，[mm]；
- D — 螺旋桨直径
= $2 \cdot R$ ，mm；
- d_m — 锥体平均直径，mm；
- e — 桨叶后倾，按照图 6.1，mm
= $R \cdot \tan \varepsilon$ ，
- E_T — 按照公式 (5) 的推力激励因数；
- f, f_1, f_2, f_3 — 在公式 (2), (3), (4) 和 (10) [-] 中的系数；

- F_M — 螺栓载荷，N；
- H — 在半径为 0.25R、0.35R 和 0.6R 等处的螺旋桨桨叶压力面螺距，[mm]；
- H_m — 桨叶面的平均有效螺旋桨螺距，[mm]；
对压力面螺距随半径而变化的螺旋桨
= $\frac{\sum(R \cdot B \cdot H)}{\sum(R \cdot B)}$
- R、B 和 H 为相应于不同半径处之螺距的值。
- K — 按表 6.2 规定的各叶型的系数；

表 6.2 不同叶型的 k 值

叶型	k 值		
	0.25R	0.35R	0.6R
正面为弓型，背面为圆弧形	73	62	44
正面为弓型，背面为抛物线型	77	66	47
华格宁根 B 系列螺旋桨叶型，	80	66	44

- L_M — 在 0.9R 处桨叶宽度的导边部分的 2/3，但是对于具有大侧斜桨叶的螺旋桨，至少为 0.9R 处桨叶总宽度的 1/4，[mm]；
- L — 安装螺旋桨于轴锥体上时的拉紧长度，[mm]；
- L_{mech} — $t = 35^\circ\text{C}$ 时的拉紧长度，[mm]；
- L_{temp} — $t < 35^\circ\text{C}$ 时拉紧长度受温度影响的部分，[mm]；
- M — 扭矩，[Nm]；
- n_2 — 螺旋桨转速，[rpm]；
- P_w — 主机额定功率，[kW]；
- p — 螺旋桨与轴之间收缩紧固联接处的比压，[N/mm²]；
- Q — 锥体平均直径上的圆周力，[N]；
- $R_{p0.2}$ — 螺旋桨材料的对应于 0.2% 塑性应变的屈服应力，[N/mm²]；
- R_{eH} — 屈服强度，[N/mm²]；
- R_m — 密配螺栓或螺栓的抗拉强度，[N/mm²]；

- S — 防止螺旋桨在轴锥体上滑动的安全裕度=2.8;
- t — 半径为 0.25R($t_{0.25}$)、0.35R($t_{0.35}$)、0.6R($t_{0.6}$)和 1.0R 等处展开的圆柱形截面上的最大叶片厚, [mm];
- T — 螺旋桨推力, [N];
- T_M — 冲击力矩, [Nm];
- V_S — 船速, [kn];
- w — 伴流系数;
- $W_{0.35R}$, $W_{0.6R}$ — 在半径为 0.35R 和 0.6R 处展开圆柱截面的剖面模数, mm^3 ;
- Z — 用以紧固一只桨叶或整个螺旋桨的螺栓的总数;
- z — 桨叶数;
- α — 半径为 0.25R、0.35R 和 0.6R 等处的叶型螺距角;
- $$\alpha_{0.25} = \arctan \frac{1.27 \cdot H}{D}$$
- $$\alpha_{0.35} = \arctan \frac{0.91 \cdot H}{D}$$
- $$\alpha_{0.6} = \arctan \frac{0.53 \cdot H}{D}$$
- α_A — 紧固螺栓和双头螺栓的旋紧系数, =1.2~1.6
决定于所用的旋紧方法(见 VDI 2230 或相当的标准);
- ε — 表面母线和法线所夹的角度;
- \ominus — 轴端半锥度
= $\frac{C}{2}$;
- μ_0 — 静摩擦系数;
=0.13
适用于液压油收缩紧固联接,
=0.18
适用于干收缩紧固联接;
- ψ — 按图 6.1 的侧斜角, °;
- σ_{\max}/σ_m — 桨叶的压力侧的最大应力和平均应力之比。

2. 桨叶厚度计算

2.1 在半径为 0.25R 和 0.6R 处, 作为最低要求, 整体螺旋桨桨叶厚度必须按公式 (1) 计算。

$$t = K_0 \cdot k \cdot K_1 \cdot C_G \cdot C_{\text{Dyn}} \quad (1)$$

$$K_0 = 1 + \frac{e \cdot \cos \alpha}{H} + \frac{n_2}{15000}$$

k — 如表 6.2 中所示;

$$K_1 = \sqrt{\frac{P_w \cdot 10^5 \cdot (2 \cdot \frac{D}{H_m} \cdot \cos \alpha + \sin \alpha)}{n_2 \cdot B \cdot z \cdot C_w \cdot \cos^2 \varepsilon}}$$

C_G — 尺寸系数

$$1.1 \geq \sqrt{\frac{f_1 + D}{12.2}} \geq 0.85 \quad (2)$$

式中 D 以 m 为单位代入;

$f_1 = 7.2$, 适用于整体的螺旋桨,

= 6.2, 适用于可调螺距或装配式螺旋桨的单体铸造的桨叶;

C_{Dyn} — 动态系数

$$= \sqrt{\frac{(\sigma_{\max}/\sigma_m - 1) + f_3}{0.5 + f_3}} \geq 1.0 \quad (3)$$

适用于 $\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_m} > 1.5$, 否则

$$= 1.0$$

从按公式 (5) 的推力激励因数 E_T 可以大致估算 σ_{\max}/σ_m 。对于更精确的计算, 按 2.5 进行。

$$\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_m} = f_2 \cdot E_T + 1 \quad (4)$$

式中:

$$E_T \approx 4.3 \cdot 10^{-9} \cdot \frac{V_S \cdot n_2 \cdot (1-w) \cdot D^3}{T} \quad (5)$$

$f_2 = 0.4 \sim 0.6$, 适用于单桨船, 小值适用于螺旋桨叶梢间隙较大且没有舵踵的尾型, 大值适用于螺旋桨叶梢间隙较小且有舵踵的尾型。对中间值应相应地选用。

= 0.2, 适用于双桨船;

$f_3 = 0.2$, 适用于符合 B.1 要求的螺旋桨材料。

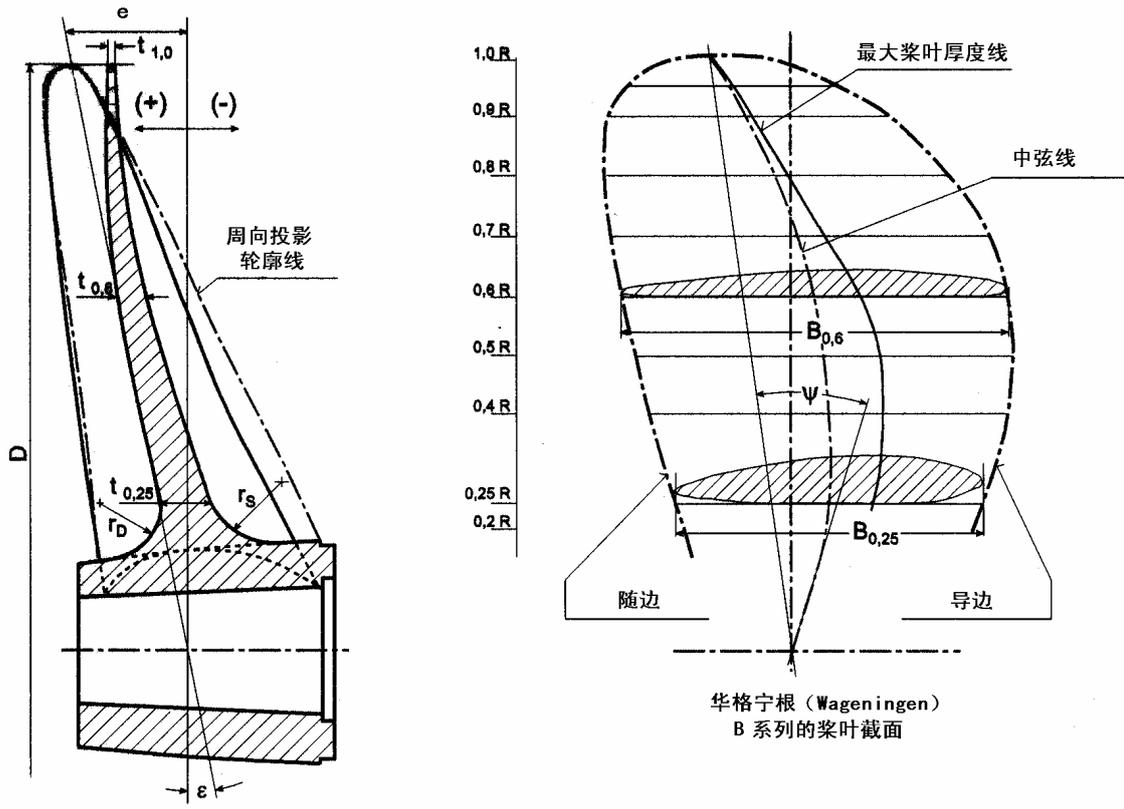


图 6.1 桨叶截面

2.2 可调螺距螺旋桨的桨叶厚度应在半径为 0.35R 和 0.6R 处以公式 (1) 确定。

对拖船、拖网渔船和具有类似作业情况的特种船的可调螺距螺旋桨，在公式 (1) 中应采用对应于最大系柱拉力的直径/螺距比 D/H_m 。

对其他类型的船舶，公式 (1) 中应代入对应于敞水航行的直径/螺距比 D/H_m 。

2.3 采用公式 (1) 算得的各截面的桨叶厚度是指螺旋桨精加工后的最小值。

2.4 从桨叶的正面和背面向桨毂过渡的圆角半径对于三叶桨和四叶桨，应约为桨直径的 3.5%。对桨叶数目更多的螺旋桨，应在螺旋桨设计中争取得到最大的圆角半径，而且在任何情况下都不得小于 $0.4 \cdot t_{0.25}$ 。

对于液压管路和液压泵，参照第 11 节，A 至 D。

2.5 对于特殊设计，例如侧斜角 $\psi \geq 25^\circ$ 的螺旋桨、端板螺旋桨、叶端滑板螺旋桨、特殊叶型等，应向 GL 提交专门的机械强度计算书。

拌流测量和桨叶几何数据和详细说明应通过数据载体或电子邮件 prop@germanlloyd.org，连同设计文件一起向 GL 提交，以使能对这些已进行的特殊设计的叶片应力进行评定。特殊设计的入级补充资料能从 GL 得到或通过因特网查阅，网址：

<http://www.germanlloyd.org>

D. 可调螺距螺旋桨

1. 液压控制设备

如调距控制机构系液压控制，则应设两台相互独立的动力驱动泵组。对功率不超过 200kW 的推进装置，可仅设一台动力驱动泵组，只要另装一台手动泵，以控制桨叶螺距，且该手动泵能使桨叶在足够短的时间内从正车位置移至倒车位置。

2. 螺距控制机构

对螺距控制机构，应证明当受到如公式（6）所述的冲击力矩 T_M 时，其各部件仍具有相对于所用材料的屈服强度为 1.5 的安全系数。

$$T_M = 1.5 \frac{R_{p0.2} \cdot W_{0.6R}}{\sqrt{\left[\frac{0.15D}{L_M} \right]^2 + 0.75}} \quad (6)$$

$W_{0.6R}$ 可用公式（7）计算：

$$W_{0.6R} = 0.11 (Bt^2)_{0.6R} \quad (7)$$

3. 桨叶紧固螺栓

3.1 桨叶紧固螺栓应以这样的方式计算：能够承受由作用在 0.9R 叶片处的力一旦引起 0.35R 处有塑性变形所产生的力。螺栓材料应具有其屈服应力之 1.5 倍的安全裕度。

螺纹根部的直径应不小于：

$$d_k = 2.6 \sqrt{\frac{M_{0.35R} \cdot \alpha_A}{d \cdot Z \cdot R_{eH}}} \quad (8)$$

其中 $M_{0.35R} = W_{0.35R} \cdot R_{p0.2}$

3.2 桨叶紧固螺栓应以受控的方式紧固至使此螺栓的拉伸应力为其屈服强度的约 60~70%。

桨叶紧固螺栓的细颈部分可设计成使最小直径等于螺纹内径的 0.9 倍。

3.3 桨叶紧固螺栓必须如此紧固以确保防止无意的松动。

4. 指示器

可调螺距螺旋桨系统应设有机舱直接指示器，以表明桨叶实际调定位置。此外，在驾驶室和在机舱内还应装有桨叶位置指示器，（另见第 4 章第 5 节和第 3 章第 9 节 C）。

5. 控制系统故障

应装设能确保在改变桨叶螺距时不致引起推进装置超载或停转的适当装置。

在控制系统故障时，必须有措施以确保桨叶的位

置：

- 不改变，或者
- 缓慢地转到终端位置，以使应急控制系统有足够的时间投入工作。

6. 应急控制

可调螺距螺旋桨系统必须设有应急控制设施，使得在遥控系统一旦失效时，能继续对可调螺距螺旋桨进行操纵。建议装设一个把桨叶锁定在“正车”位置上的装置。

E. 螺旋桨的安装

1. 锥体安装

1.1 如在轴与螺旋桨之间为有键的锥体连接，则应保证在螺旋桨安装到此锥体轴上后，平均扭矩大体上可通过摩擦结合力从轴传递到螺旋桨。螺旋桨螺母应以适当的方式固定。

1.2 当锥体配合是用液压油方法进行而不用键时，螺旋桨在此锥体轴上的拉紧长度可由(9)式计算：

$$L^1 = L_{mech} + L_{temp} \quad (9)$$

式中， L_{mech} 按适用于收缩紧固连接的弹性理论的公式针对平均锥体直径处的比压 p (N/mm^2) 确定，而 p 按公式（10），且针对 35℃ 的水温求得。

$$p = \frac{\sqrt{\Theta^2 \cdot T^2 + f \cdot (c_A^2 \cdot Q^2 + T^2)} \pm \Theta \cdot T}{A \cdot f} \quad (10)$$

注：

根号后面的“+”号适用于牵引式螺旋桨的收缩紧固连接；

根号后面的“-”号适用于推压式螺旋桨的收缩紧固连接。

¹ 如合适，在计算 L 时也应表面为表面光滑留出余量。

式中: $f = \left(\frac{H_0}{S}\right)^2 - \Theta^2$

$$L_{\text{temp}} = \frac{d_m}{C} \cdot 6 \cdot 10^{-6} \cdot (35 - t)$$

t — 螺旋桨安装时的温度, °C;

L_{temp} 仅适用于由青铜和奥氏体钢制造的螺旋桨。

1.3 基于螺旋桨毂孔的最大比压 p 和切向应力的米歇氏 (Mises) 当量应力不可超过螺旋桨材料的 0.2% 屈服应力或屈服强度的 75%。

1.4 用液压油方法安装在螺旋桨轴上的螺旋桨的锥度应不大于 1:15 且不小于 1:25。

1.5 螺旋桨螺母必须带有防松保险牢固地紧固于螺旋桨轴上。

2. 法兰连接

2.1 法兰连接的螺旋桨和可调螺距螺旋桨的桨毂应采用紧配销和螺栓予以连接 (优先采用缩颈螺栓)。

2.2 紧配销的直径应通过采用第 4 节 D.4.2 中所列的公式 (4) 予以计算。

2.3 螺旋桨紧固螺栓应具有与 D.3 中所述相似的设计。

其螺纹根部直径应不小于:

$$d_k = 4.4 \sqrt{\frac{M_{0.35R} \cdot \alpha_A}{d \cdot Z \cdot R_{eH}}} \quad (12)$$

F. 叶轮

1. 叶轮的尺度

1.1 叶轮叶片的尺度应使在叶片上的平均材料应力不超过 40 N/mm²。应向本社提交其计算证明。

1.2 叶轮的安装不得在轴系上产生超过 25 N/mm² 的弯曲应力和使尾轴管轴承表面压力超过 0.8N/mm²。

2. 叶轮轴承

2.1 轴承设计

用作确定滚动轴承尺度之基础的轴承载荷应告知本社, 对于这些载荷, 应计及叶轮上的非定常流。

应使用两个自调心滚珠轴承作为叶轮轴承。滚动轴承的设计应使其在最大承载运转状态下, 轴承的理论寿命至少为 40,000h。

对轴承轴颈尺寸, 应提交其运转状态下疲劳强度的计算书。

应通过适当的密封设施防止海水进入叶轮轴承。

应装设有效的防绳罩以保护此密封。

2.2 螺栓连接

在导轮上以及将叶轮安装到船上所用的所有螺栓连接的紧固, 应使产生的螺栓应力不超过螺栓材料屈服应力的 70%, 且最小伸长应达到 0.15 mm。

2.3 轴承润滑

只可使用即使在低含水量情况下也能确保滚动轴承得到充分地润滑, 且在两次正常的船舶进坞间隔期间不会降低其使用寿命的润滑剂。

对叶轮轴承润滑所用的润滑剂必须经本社认可。

3. 在船上的位置

3.1 叶轮在轴系中的位置以及舵与叶轮之间的间隙大小必须使得当叶轮轴承失效时, 船舶的推进和操纵性不受影响。

3.2 必须能在船舶漂浮水面时拆装叶轮。

G. 平衡和检验

1. 校验平衡

要求校验完工后的螺旋桨、可调螺距螺旋桨桨叶以及叶轮的静平衡。

可调螺距螺旋桨或组合式固定螺距螺旋桨各桨叶之间的的质量差应不超过 1.5%。

2. 试验

精加工完毕的固定螺距螺旋桨、可调螺距螺旋桨、可调螺距螺旋桨系统和叶轮均应由本社

进行完工检验和尺寸校验。

此外，还要求可调螺距螺旋桨系统经受压力试验、密性试验和功能试验。

本社有权要求进行无损试验，以探测表面裂纹或铸造缺陷。

第 7a 节 蒸汽锅炉

A. 总则

1. 适用范围

1.1 本规范中，“锅炉”一词包括供下述用途的所有密封容器及管路系统：

- a) 产生高于大气压力的蒸汽（蒸汽发生器），或
- b) 加热水，使其温度超过与大气压相应的沸点（热水发生器）。

“蒸汽发生器”一词也包括与上述蒸汽在其中过热或减热的容器或管道系统直接连接的任何设备，以及强制循环锅炉用的循环泵的外部汽筒、循环管路和壳体。

1.2 1.1 所定义的蒸汽及热水发生器须遵照 B 至 F，或 G（如合适）中的规定。

烟气给水预热器须遵照 H 中规定的特殊要求。对材料、制造和设计，采用 B、C 及 D 中规定的要求（如合适）。

1.3 允许排出水温不高于 120℃ 的热水发生器，以及与仅以蒸汽或热流体加热的蒸汽或热水发生器相连接的所有系统，无需遵照这些规定，但须遵照第 8 节的规定。

2. 其他规范

2.1 蒸汽锅炉装置的结构、设备和运行，还要符合有关国家规则的要求。

3. 送审文件

所有锅炉受压部件，如锅筒、联箱、管子布置、人孔及检查孔盖等的图纸，均应一式三份提交本社。这些图纸必须包括强度计算及设计审定所必需的所有数据，例如工作压力、过热蒸汽温度、

所使用的材料及有关焊接的充分详细说明，包括使用的焊条。

还应提交准备采用的阀门、配件及其布置的说明和图纸，连同规定了锅炉相对于船的纵轴的布置有关的锅炉装置的说明，以及介绍诸如蒸汽状态、受热面、允许蒸汽产量、给水、燃烧系统、安全阀、控制器及限制器等锅炉基本数据及设备的说明。

4. 定义

4.1 蒸汽锅炉壁系指位于锅炉隔离装置之间的蒸汽空间和水空间的壁。这些隔离装置本体亦属于锅炉壁的一部分。

4.2 最高允许工作压力（PB，设计压力）系指经过认可的、饱和蒸汽空间中进入过热器前的蒸汽压力，用 bar（表压）表示。在直流式强制循环锅炉的情况下，其最高允许工作压力系指过热器出口处的压力，或者在没有过热器的连续循环锅炉的情况下，系指蒸汽发生器出口处的蒸汽压力。

4.3 受热面系指热量由此传入锅炉系统的那部分锅炉壁，也就是

- a) 与火焰或燃气接触一侧的面积，以 m² 计，或
- b) 在电加热的情况，其相当的受热面：

$$H = \frac{P \cdot 860}{18000}, \quad \text{m}^2$$

式中，P 是电功率，kW。

4.4 允许的蒸汽产量系指在设计蒸汽状态下运行的蒸汽发生器所能连续产生的最大蒸汽量。

5. 最低水位—最高烟气点的下降时间

5.1 最高烟气点系指加热表面侧的最高点，它与水接触，且暴露于火焰辐射或者在最大连续功率下受温度超过 400℃ 的气体的加热。带上部汽筒的水管锅炉的最高烟气点系指最高重力管的上沿。

5.2 有关最高烟气点的规定不适用于下列情况：

- 立管外径为 102mm 及以下的水管锅炉；
- 直流式强制循环锅炉；
- 过热器；
- 在最大持续功率下加热气体温度不超过 400℃ 的烟气和废气加热部分。

5.3 最低水位必须位于在船舶向左、右舷横摇 4° 时最高烟气点以上至少 150mm 处。甚至在船舶按第 1 节表 1.1 中规定的静态横倾角横倾时，具有设定的最高烟气点的加热表面必须保持浸水。水位高是对应于水位限制器的测量值。

5.4 在炉膛和其他加热的锅炉部分内所蓄积的热量不能导致，在燃烧系统关断时由于其后的蒸发而造成水位过分下降。

设定的最低水位应使水位下降时间不超过 5min。

5.5 此“水位下降时间”系指在给水中断和允许蒸汽产量的条件下，水位从最低工作水位降至最高烟气点所需的时间，即

$$T = \frac{60V}{D \cdot v'}$$

式中：

- T — 水位下降时间，[min]；
- V — 蒸汽锅炉中在最低工作水位与烟气最高点之间的水的体积，[m³]；
- D — 允许蒸汽产量，[kg/h]；
- v' — 饱和温度下水的比容，[m³/kg]。

5.6 所规定的最低水位须在锅炉壳体上做永久性可读标记。除此之外在水位计的旁边或后面

应标出最低水位线。

6. 手动操作

6.1 应具备手动操作功能。在手动操作时至少水位限制器仍必须保持动作。

6.2 手动操作要求对系统进行不断和直接的监测。

6.3 有关燃烧系统手动操作的详细要求参见第 9 节。

7. 蒸汽推进装置的功率

在蒸汽推进的船舶上，其装置应设计成当一台主锅炉损坏时，仍有足够的推进能力，以保持适当的操纵性和供应辅机的需要。

B. 材料

1. 一般要求

制造蒸汽锅炉所用的材料，在制造过程中的加工性及其在后运行中的特性，必须满足技术要求，特别是关于高温强度和可焊性的技术要求。

2. 认可的材料

如采用表 7a.1 所列的材料，就可被认为满足第 1 条所规定的要求。

可以采用本社材料规范中未规定的材料，只要对它的适用性及材料性能提供证明。

3. 材料试验

3.1 承受压力的锅炉各部件，包括废气给水预热器的管子，所用材料必须由本社按照材料规范（参见表 7a.1）予以试验。在下列情况下，可免除由本社对材料的试验：

- a) 非合金钢制造的锅炉小零件，如牵条螺栓，直径 ≤ 100mm 牵条，加强板、手孔及人孔盖。

表 7a.1 认可的材料

材料及产品形式	使用的限值	入级与建造规范—材料和焊接—第 1 篇“金属材料”第 1~4 章规定的材料等级
钢板和钢带	—	按第 2 章第 1 节 E 的高温钢板和钢带
钢管	—	按第 2 章第 2 节 B 和 C 的铁素体无缝钢管和焊接钢管
锻件和成型零件 a) 筒体、联箱和类似的无纵缝空心部件 b) 盖、法兰、支管、端板	—	按第 2 章第 3 节 E 的锅炉、容器和管道用锻件 按第 2 章第 6 节 A 和 B 的成形件和压制件
螺母及螺栓	—	按第 2 章第 6 节 C 的紧固件, 高温螺栓按 DIN 17240
	≤300°C ≤40bar ≤M30	按 DIN 267, 第 3 和 4 部分, 或相当标准
铸钢件	—	按第 2 章第 4 节 D 的锅炉、压力容器和管路用铸钢
	≤300°C	也可按 DIN1681 的 GS38 和 GS45 及 DIN17182 的 GS16Mn5 和 GS20 Mn 5
球墨铸铁	≤300°C ≤40bar 公称直径≤175mm 的阀和配件	按第 2 章第 5 节 B 的球墨铸铁
灰铸铁: a) 锅炉零件 (仅用于非受热表面, 不用于热油系统的加热器) b) 阀和配件: (不包括承受动态应力的阀) c) 废气给水预热器	≤200°C ≤10bar 直径≤200mm ≤200°C; ≤10bar 公称直径≤175mm ≤52bar 废气温度≤600°C 出水温度≤245°C	按第 2 章第 5 节 C 的灰铸铁
	≤100bar 废气温度≤700°C 出水温度≤260°C	按第 2 章第 5 节 C 的至少为 GG-25 的灰铸铁
铸铜合金的阀及配件	≤225°C ≤25bar	按第 3 章第 2 节 B 的铸铜合金

DN (公称直径) 不大于 150mm 的锻造法兰和支管, 及

b) 烟管 (承受外部压力的管子)。

a) 及 b) 所述的部件, 其材料的特性由 EN10204-3.1B 材料证书予以说明。

3.2 可以就按公认的标准进行非合金钢试验作出专门协议。

3.3 阀和配件所用材料, 必须由本社按照表 7a.2 规定的数据进行试验。

表 7a.2 阀和配件材料的试验

材料类型 ¹	工作温度 [°C]	试验要求 PB 设计压力, [bar] DN 公称直径, [mm]
钢、铸钢	>300	DN > 32
钢、铸钢 球墨铸铁	≤300	PB × DN > 2500 ² 或 DN > 250
铜合金	≤225	PB × DN > 1500 ²
¹ 灰铸铁不需要试验。		
² 公称直径等于和小于 32mm, 可免于试验。		

3.4 不经受材料试验的零件, 如外部支撑、起吊托架、底座等, 必须按预定用途设计, 且必须用合适材料制造

C. 制造原则

1. 锅炉材料的制造过程

制造过程中必须检查材料的缺陷。要注意确保不同材料不可能被混淆。在制造过程中同样要求注意确保材料上的标志和检验印记保持完整, 或者按规范规定方式转移。

其结构组织因热或冷成形而受到不良影响的锅炉零件, 应按照本社入级与建造规范—材料和焊

接—第 1 篇“金属材料”第 2 章第 6 节 A 进行热处理和检验。

2. 焊接

锅炉应采用焊接制造。焊接的实施, 焊接车间的认可及焊工资格考试均应按入级与建造规范—材料和焊接技术, 第 3 篇“焊接”第 3 章第 2 节进行。

3. 铆接

在特殊情况下, 如锅炉部件必须铆接, 则应从本社取得有关规范。

4. 胀管

管孔必须仔细地钻出, 并去掉毛刺。锐边倒角。管孔应尽可能径向布置, 特别是在薄壁的情况下。

被胀接的管子端部应进行清洁, 且检查其尺寸及可能存在的缺陷。如有必要, 在胀接前将管端退火。

在二次通路入口处的管子与管板之间的具有焊接接头的烟管应在焊接前和焊接后以滚轮胀接。

5. 牵条、牵条管和牵条螺栓

5.1 牵条、牵条管和牵条螺栓的布置应使其不承受过分的弯曲力或剪切力。

应以适当的构件形状使在截面变化处、在螺纹中和在焊接处的应力集中减至最小。

5.2 牵条和牵条螺栓应最好以全焊透进行焊接, 对于长牵条应考虑振动应力。

5.3 实心牵条的两端要钻孔, 孔的深度应伸入水或蒸汽空间至少 25mm。如两端是经镦粗的, 则镦粗段必须被钻深至少 25mm (见图 7a.22)。

5.4 撑角牵条与锅炉纵轴间夹角应不超过 30°。应以适当的结构形状使撑角牵条焊接处的应力集中尽可能减至最小。应采用全焊透焊缝。火管锅炉的撑角牵条应至少距离火管 200mm。

5.5 如暴露于火焰的平壁用牵条螺栓加强, 则各螺栓的中心距应不超过 200mm。

6. 加强肋板、搭板和起吊环

6.1 如平坦端板用型钢或肋板加强, 则后者应将其负载直接传至锅炉筒体上(即不用焊接搭板)。

6.2 承受火焰辐射的受压部件上不可设复板。

如有必要, 应在支承和起吊托架之下装加强板以保护炉壁。

7. 锅炉筒体上平坦无凸缘端的焊接

筒形锅炉的平坦无凸缘端(盘端)只允许采用套筒焊接, 且其筒体突出部分大于或等于 15mm。盘端/筒体壁厚比 s_B/s_M 不得大于 1.8。此盘端应以全焊透焊缝焊接至筒体上。

8. 立管及法兰

立管及法兰应设计得坚固, 并适当地焊在筒体上。各排气管的壁必须足够厚, 以安全地承受附加的外部载荷。焊入式排气管的壁厚应与它所焊入之部件的壁厚相适应。

颈焊接的法兰必须以具有良好的晶粒取向的锻造材料制造。

9. 清洁和检查孔, 开孔及封盖

9.1 蒸汽锅炉应设有通入内部空间能清洁和检查的孔, 尤其是对重要的和高应力的焊缝、承受火焰辐射的部件和液位变化的区域应能充分地可接近检查。内径大于 1200mm 的锅炉容器以及直径大于 800mm 和长度大于 2000mm 的锅炉容器, 应设有进入设施。锅筒内的部件不得妨碍内部检查或者必须能予以拆除。

9.2 检查孔和进入孔要求有以下的最小尺寸:

人孔	300×400mm 或 400mm 直径, 当环高 > 150mm 时, 此开孔尺寸应为 320mm×420mm
头孔	220×320mm 或 320mm 直径
手孔	87×103mm

观察孔 要求具有至少为 50mm 的直径; 但只是当设备的设计使开手孔不可行时才采用。

9.3 人孔及其他开孔(例如汽室)的周边, 如因切口而使板造成不允许的削弱时, 应有效地加强。由封盖关闭的开孔, 如其周边可能因横门拉紧等造成过分变形, 则此开孔的周边应以弯边结构或焊上加强圈予以加强。

9.4 盖板、人孔加强圈及横门必须用延性材料(不是灰铸铁或可锻铸铁)制造。联箱及分联箱手孔盖不位于热气流中的横门可用灰铸铁(至少 GG—20)。除非使用金属垫片, 否则盖板外周要有一凸肩或凹槽, 以防垫圈受力挤出。凸肩或凹槽与开孔边缘之间的间隙, 在整个周围应相同, 且对工作压力低于 32bar 的锅炉, 此间隙不可超过 2mm; 或者对工作压力高于或等于 32bar 的锅炉, 其不可超过 1mm。凸肩或凹槽的高度必须至少比垫片厚度大 5mm。

9.5 垫片只可采用封闭的环。所用的材料必须适合给定的工作条件。

10. 锅炉筒体、筒体横截面、联箱和烟管

见入级建造规范—材料和焊接技术—第 3 篇“焊接”, 第 3 章第 2 节。

D. 设计计算

1. 设计原则

1.1 设计公式的适用范围

1.1.1 下列强度计算是在以静载荷为主的正常运行条件下的最低要求, 对较大的附加力和力矩, 必须另加考虑。

1.1.2 用公式计算所得到的壁厚是要求的最小值。对于这些计算值, 应加上“材料规范”所允许的尺寸负偏差。

不需要考虑对于管子的较大的局部的尺寸负偏

差。

1.2 设计压力 p_c

1.2.1 设计压力应至少为最大许用工作压力。静压大于 0.5bar 时应考虑附加余量。

1.2.2 在直流锅炉设计中，采用的压力是锅炉各主要工作段在最大连续载荷时所预期的最高工作压力。

1.2.3 锅炉引出的过热蒸汽管路的设计压力是由安全阀保证的不被超过的最高工作压力。

1.2.4 运行时同时承受内外压力的锅炉部件，例如锅筒内的冷却器，如确信在运行时两侧压力必定同时并连续地发生，其设计可以压力差为基础。然而，这些部件的设计压力应至少为 17bar。此设计亦要考虑到静水压试验时所施加的载荷。

1.3 设计温度 t

强度计算是基于所涉及构件壁厚中央的温度进行。设计温度等于基准温度加上按表 7a.3 所列温度余量。其最低值取为 250℃。

表 7a.3 设计温度

基准温度	应附加的余量		
	非受热部件	受热部件	
		主要受接触加热	主要受辐射加热
最大许用工作压力下的饱和温度	0℃	25℃	50℃
过热蒸汽温度	15℃ ¹	35℃	50℃

¹ 只要采取特别措施，以确保设计温度不可能被超过，温度余量可以降低至 7℃。

1.4 许用应力

结构部件的设计应基于许用应力 σ_{zul} (N/mm²)。在每一种情况下，应采用由下列关系式得出的最小值：

1.4.1 轧钢和锻钢

对于设计温度等于或低于 350℃ 的情况：

$$\frac{R_{m,20^\circ}}{2.7} \text{ 其中, } R_{m,20^\circ} \text{ — 室温下保证的最低抗拉强度 (N/mm}^2\text{);}$$

$$\frac{R_{eH,t}}{1.6} \text{ 其中, } R_{eH,t} \text{ — 设计温度 } t \text{ 下保证的屈服点或最低 0.2\% 验证应力。}$$

对于设计温度超过 350℃ 的情况：

$$\frac{R_{m,100000,t}}{1.5} \text{ 其中, } R_{m,100000,t} \text{ — 设计温度 } t \text{ 下 100000h 的蠕变强度的平均值。}$$

1.4.2 铸造材料

a) 铸钢 $\frac{R_{m,20^\circ}}{3.2}$; $\frac{R_{eH,t}}{2.0}$; $\frac{R_{m,100000,t}}{2.0}$

b) 球墨铸铁 $\frac{R_{m,20^\circ}}{4.8}$; $\frac{R_{eH,t}}{3.0}$

c) 灰铸铁 $\frac{R_{m,20^\circ}}{11}$

1.4.3 于高延性的奥氏体钢，可同意特别的安排。

1.4.4 开孔并与水接触的筒壳，考虑到保护性的磁性层，额定应力应不超过 170 N/mm²。

1.4.5 机械性能应从“材料规范”中，或从其中所规定的标准中取值。

1.5 腐蚀及磨损余量

腐蚀及磨损余量应为 $c = 1\text{mm}$ 。厚度等于和大于 30mm 的钢板以及不锈钢材料，此余量可予免除。

1.6 特殊情况

如锅炉部件不能按下列规定或一般工程原则设计，则对每一单独情况，其尺寸必须通过试验，例如通过应变测量来确定。

2. 受内压作用的圆筒壳

2.1 适用范围

下列设计规定适用于锅筒、筒圈及联箱，其直径比 $D_a/D_i \leq 1.7$ 。如壁厚 $\leq 80\text{mm}$ ，则可允许用至直径比 $D_a/D_i \leq 2$ 。

2.2 符号

p_c — 设计压力，[bar]；

s — 壁厚，[mm]；

D_i — 内径，[mm]；

D_a — 外径，[mm]；

c — 腐蚀及磨损余量，[mm]；

d — 开孔或切口直径，[mm]；

胀接管及胀接并封焊的管子指开孔直径（见图 7a.1a 及 7a.1b）。

焊入的管接头及管座指管子内径（见图 7a.1c），[mm]；

t 、 t_ℓ 、 t_u — 管孔间距（环缝在壁厚中线测量），[mm]；

v — 削弱系数

对焊缝：

焊接接头对板的材料特性比率（焊缝品质系数），

对板上钻孔：

已削弱与未削弱的板截面之比率；

σ_{zul} — 许用应力（见 1.4），[N/mm]²；

s_A — 开孔或切口边缘所必需的壁厚，[mm]；

s_S — 支管壁厚，[mm]；

b — 本体的支撑长度，[mm]；

ℓ — 两支管间孔桥的宽度，[mm]；

ℓ_s — 支管的支撑长度，[mm]；

ℓ'_s — 支管的内部插入长度，[mm]；

A_p — 承压面积，[mm]²；

A_o — 支撑的截面积，[mm]²。

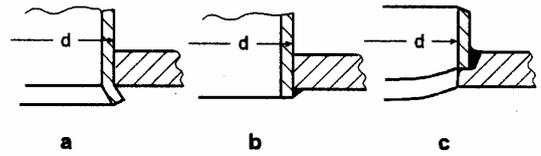


图 7a.1

2.3 设计计算

2.3.1 所必需的壁厚 s 由下式得出：

$$s = \frac{D_a p_c}{20 \cdot \sigma_{zul} \cdot v + p_c} + c \quad (1)$$

2.3.2 受热的锅筒及联箱，其最大许用工作压力超过 25 bar 时，要特别注意热应力。对并非处于第一回程（烟气温度最高达 1000°C）的受热锅筒，符合下列条件者可免除热应力的特别证书：壁厚在 30 mm 以内，且藉管束的紧密排列使壁面有足够的冷却。

所谓“管束的紧密排列”系指管间支撑在垂直于烟气流向和平行于烟气流向的宽度，分别不超过 50mm 和 100mm。

2.3.3 削弱系数 v

表 7a.4 列出了削弱系数 v 的值。

表 7a.4 削弱系数 v

结 构	削弱系数 v	
无缝筒圈和锅筒	1.0	
有纵向焊缝的筒圈和锅筒	焊缝品质系数见焊接规范	
孔的排列： 纵向 环向	$\frac{t_\ell - d}{t_\ell}$ $2 \cdot \frac{t_u - d}{t_u}$	
¹ 对于孔的排列的 v 值，在计算中不可大于 1.0。对于错列节距，见图 7a.27。另参见 2.2 中的图 7a.1.a—7a.1.c。		

2.3.4 切口或单独支管的削弱影响，应通过按下式计算的面积补偿予以考虑：

$$\frac{p_c}{10} \left(\frac{A_p}{A_\sigma} + \frac{1}{2} \right) \leq \sigma_{zul} \quad (2)$$

在图 7a.2 中规定了承压面积 A_p 及承载横截面 A_σ 。

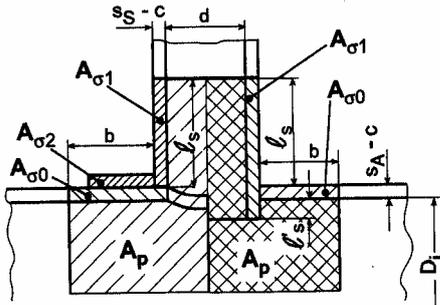


图 7a.2

承载长度的值不可超过：

$$\text{对本体} \quad b = \sqrt{(D_i + s_A - c) \cdot (s_A - c)}$$

$$\text{对支管} \quad l_s = 1.25 \sqrt{(d + s_s - c) \cdot (s_s - c)}$$

如支管插入内部，因具有承载能力而引入计算中的长度 $l'_s \leq 0.5l_s$ 。

如本体与支管或加强板所用材料的机械强度不同，则在计算中应对此予以考虑。但无论如何，在计算中，不可取加强部分的许用应力大于本体材料的许用应力。

在计算中，盘形加强板的厚度不应大于本体材料的厚度，并且该厚度是计算中允许的最大厚度。

盘形加强板应安装在外面。

支管的壁厚不应大于开孔边缘所需壁厚的 2 倍。

如桥孔宽

$$l \leq 2 \sqrt{(D_i + s_A - c) \cdot (s_A - c)}$$

则开孔产生相互影响，其面积补偿按图 7a.3 所示。

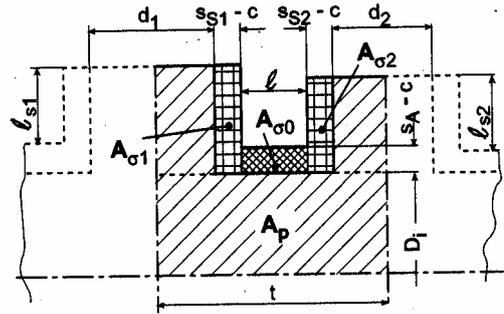


图 7a.3

2.4 最小允许壁厚

对焊接和无缝的筒圈，其最小许用壁厚为 5mm。对有色金属、不锈钢及直径在不大于 200mm 的筒体，允许采用较小的壁厚。胀接管子的汽筒，其壁厚应能提供至少 16mm 的圆柱形胀接长度。

3. 外径大于 200mm、承受外压的圆筒壳和管子

3.1 适用范围

下列规定适用于外径大于 200mm，承受外压的光滑的和波形的圆筒及管子的设计。火管是暴露于火焰中的管子。

3.2 符号

- p_c — 设计压力，[bar]；
- s — 壁厚，[mm]；
- d — 光管的平均直径，[mm]；
- d_a — 光管的外径，[mm]；
- d_i — 波形火管的最小内径，[mm]；
- l — 管长或两个有效加强圈之间的距离，[mm]；
- h — 加强圈的高度，[mm]；
- b — 加强圈的厚度，[mm]；
- u — 管子不圆度，[%]；
- a — 最大不圆度偏差，[mm]（见图 7a.5）；
- σ_{zul} — 许用应力，[N/mm²]；
- E_t — 设计温度下的弹性模数，N/mm²；
- S_k — 抗弹性屈曲的安全系数；

- v — 横向延伸率 (钢为 0.3);
c — 腐蚀及磨损余裕量。

3.3 设计计算

3.3.1 圆筒和光滑火管

抗塑性变形计算:

$$p_c \leq 10 \cdot \sigma_{zul} \cdot \frac{2 \cdot (s-c)}{d} \cdot \frac{1+0.1 \frac{d}{\ell}}{1+0.03 \frac{d}{s-c} \cdot \frac{u}{1+5 \frac{d}{\ell}}} \quad (3)$$

抗弹性屈曲计算:

$$p_c \leq 20 \cdot \frac{E_t}{S_k} \cdot \left\{ \frac{\frac{s-c}{d_a}}{\left(n^2 - 1 \right) \cdot \left[1 + \left(\frac{n}{Z} \right)^2 \right]^2} + \frac{\left(\frac{s-c}{d_a} \right)^3 \cdot \left[n^2 - 1 + \frac{2n^2 - 1 - v}{1 + \left(\frac{n}{Z} \right)^2} \right]}{3 \cdot \left(1 - v^2 \right)} \right\} \quad (4)$$

式中: $Z = \frac{\pi d_a}{2 \cdot \ell}$

及 $n \geq 2$
 $n > Z$

n (整数) 应按使 p_c 降至最小值来选取。n 表示破坏时沿圆周所产生的屈曲波数。n 可用下列近似式来估计:

$$n = 1.63 \cdot \sqrt[4]{\left(\frac{d_a}{\ell} \right)^2 \cdot \frac{d_a}{s-c}}$$

3.3.2 对 Fox 及 Morrison 型的波形管, 由下式给出了所需的壁厚 s:

$$s = \frac{p_c}{20} \cdot \frac{d_i}{\sigma_{zul}} + 1 \text{ mm} \quad (5)$$

3.4 许用应力

与 1.4 不同, 在计算中所用的火管的许用应力应按下式确定:

- 光滑水平火管 $\frac{R_{eH,t}}{2.5}$
- 光滑直立火管 $\frac{R_{eH,t}}{2.0}$
- 波形火管 $\frac{R_{eH,t}}{2.8}$
- 由废气加热的管子 $\frac{R_{eH,t}}{2.0}$

3.5 设计温度

与 1.3 不同, 火管和加热管所用的设计温度如表 7a.5 中所示。

表 7a.5 外部压力作用下的筒壳和管子的设计温度

对暴露于火焰的管子 (火管):		至少为 250°C
光滑管	t = 饱和温度 + 4 · s + 30°C	
波形管	t = 饱和温度 + 3 · s + 30°C	
对由废气加热的管子		
	t = 饱和温度 + 2 · s + 15°C	

3.6 加强

除火管及火箱端板外, 也可认为图 7a.4 所示的结构形式为有效的加强。

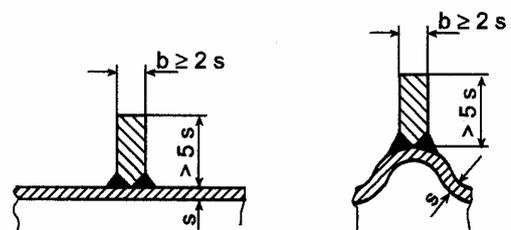


图 7a.4

3.7 安全系数 S_k

在抗弹性屈曲计算中所用的安全系数 S_k 应为 3.0。此值适用于不圆度等于或小于 1.5% 的情况。

如不圆度大于 1.5% 但小于或等于 2.0% , 则 S_k 应为 4.0。

3.8 弹性模数

表 7a.6 列出了钢的弹性模数与设计温度的关系。

3.9 腐蚀及磨损余量

壁厚 s 中应加上 1mm 的腐蚀及磨损余量。对于波形管, s 是加工后管子的厚度。

表 7a.6 弹性模数值

设计温度 (°C)	E_t^1 [N/mm ²]
20	206000
250	186400
300	181500
400	171700
500	161900
600	152100

¹ 中间值应以内插法求得。

3.10 最小许用壁厚与最大壁厚

光滑火管的壁厚应至少为 7mm, 波形火管应至少为 10mm。对小锅炉, 有色金属及不锈钢管, 允许采用较小的壁厚。最大壁厚不能超过 20mm。受低于 1000°C 的烟气加热的管子, 最大壁厚可达 30mm。

3.11 最大的未加强长度

对于火管, 两加强圈之间的距离 l 不能超过 $6d$ 。最大无支撑长度应不超过 6m, 在第一回路中, 从前端板起不超过 5m。在火焰区中, 即直至炉砖砌之后大约 $2d$, 应避免使用图 7a.4 所示的加强型式。

波形火管光滑部分不需要单独计算, 只要它的受力长度, 即从端板固定处的中心起到第一波形开始处, 不超过 250mm。

3.12 不圆度

在设计公式中, 管的不圆度[%]

$$u = \frac{2 \cdot (d_{\max} - d_{\min})}{d_{\max} + d_{\min}} \cdot 100$$

对于新光滑管, 应采用 $u=1.5\%$ 。

使用过的火管, 其不圆度应按图 7a.5 通过测量确定。

$$u = \frac{4 \cdot a}{d} \cdot 100$$

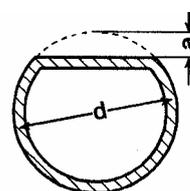


图 7a.5

3.13 火管间距

火管与锅筒之间的最接近点的净距离应至少为 100mm。任何两根火管之间的距离应至少为 120mm。

4. 在内压和外压作用下的碟形端板

4.1 适用范围

4.1.1 下列规定适用于在内压或外压作用下的无加强支撑的碟形端板(见图 7a.6)的设计。其应遵照下列要求。

碟形封头的半径 R 不可超过端板外径 D_a , 转折圆角半径 r 不可小于 $0.1D_a$ 。

高度 H 不可小于 $0.18D_a$ 。

除了半球形端板外, 圆筒形部分的高度 h 应至少为 $3.5s$, 即使端板上开有人孔, s 亦取未开孔板的厚度。而圆筒形部分的高度不需超过表 7a.7 中所列的值:

表 7a.7 圆筒形部分的高度

壁厚 s (mm)	h (mm)
$s \leq 50$	150
$50 < s \leq 80$	120
$80 < s \leq 100$	100
$100 < s \leq 120$	75
$120 < s$	50

4.1.2 这些规定亦适用于焊接的碟形端板。应适当计及焊缝的削弱系数（参见 4.5）。

4.2 符号

- p_c — 设计压力, [bar];
- s — 端板壁厚, [mm];
- D_a — 端板外径, [mm];
- H — 端板弯曲部分高度, [mm];
- R — 碟形端的内半径, [mm];
- h — 圆柱部分的高度, [mm];

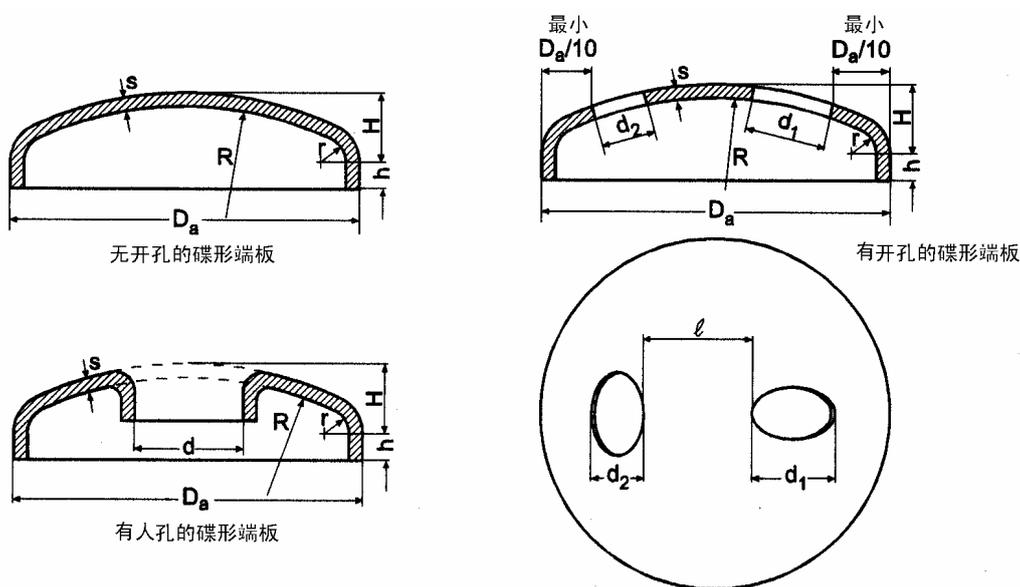


图 7a.6

- d — 开孔直径, 沿端板中心与开孔中心的连接线测量。当开孔与端板同心时, 取最大的开孔直径, mm;
- σ_{zul} — 许用应力, [N/mm²] (参见 1.4);
- β — 弯边中的应力系数;
- β_0 — 球形截面的应力系数;
- v — 削弱系数;
- c — 腐蚀及磨损余量; [mm];
- E_t — 设计温度下的弹性模数, [N/mm²];
- s_A — 开孔周边必需的壁厚, [mm];
- s_s — 支管壁厚, [mm];
- b — 本体的支撑长度, [mm];
- l — 两支管间孔桥的宽度, [mm];
- l_s — 支管的支撑长度, [mm];
- l'_s — 支管的内部插入长度, [mm];
- A_p — 承压面积, [mm²];
- A_o — 支撑的截面积, [mm²];
- S_k — 抗弹性屈曲的安全系数;

S'_k — 在试验压力下抗弹性屈曲的安全系数。

4.3 对内压作用的设计计算

4.3.1 必需的壁厚由下式得出：

$$s = \frac{D_a \cdot p_c \cdot \beta}{40 \cdot \sigma_{zul} \cdot v} + c \quad (6)$$

圆筒形部分制造完成后的壁厚必须至少等于对无削弱的圆筒形壳体所要求的壁厚。

4.3.2 设计系数 β 及 β_0

设计系数与比值 H/D_a 以及参数 $d/\sqrt{D_a \cdot s}$ 和 s/D_a 的关系如图 7a.7 中所示。

对普通形状的碟形端板，其高度 H 可确定如下：

浅碟形端板 ($R=D_a$):

$$H \approx 0.1935 D_a + 0.55s$$

深碟形端板，椭圆形 ($R=0.8D_a$):

$$H \approx 0.255 D_a + 0.36s$$

无开孔端板的 β 值也适用于其开孔边缘位于球形截面以内，且其最大开孔直径 $d \leq 4s$ ，或开孔边缘有足够加强的碟形端板，两相邻未加强的开孔之间的孔桥宽度，必须至少等于沿两开孔中心连线测量的两开孔半径之和。如孔桥的宽度小于上述规定，则壁厚应按没有孔桥的情况来确定。或者这些开孔的边缘应有足够的加强。

4.3.3 球形截面上开孔的加强

如果各有关面积间的关系符合下式，则认为球形截面上的各开孔得到了足够的加强：

$$\frac{P_c}{10} \cdot \left(\frac{A_p}{A_{\sigma}} + \frac{1}{2} \right) \leq \sigma_{zul} \quad (7)$$

承压面积 A_p 与支撑的截面积 A_{σ} 如图 7a.8 中所示。

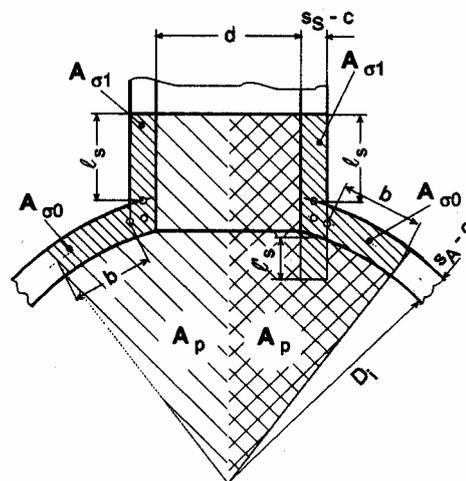


图 7a.8

对加强和支撑长度的计算，可采用 2.3.4 中的公式和先决条件。

存在着相互影响的各开孔的相关面积之间的关系如图 7a.9 中所示。

碟形加强的边缘不能延伸至 $0.8D_a$ 之外。

在管状加强的情况下，可采用下列壁厚比：

$$\frac{s_s - c}{s_A - c} \leq 2$$

4.4 对外压作用的设计计算

4.4.1 受外压作用的端板，应采用与受内压作用者为相同的计算公式。但为确定符合 1.4.1 的许用应力，相应的安全系数的值应增加 20%。

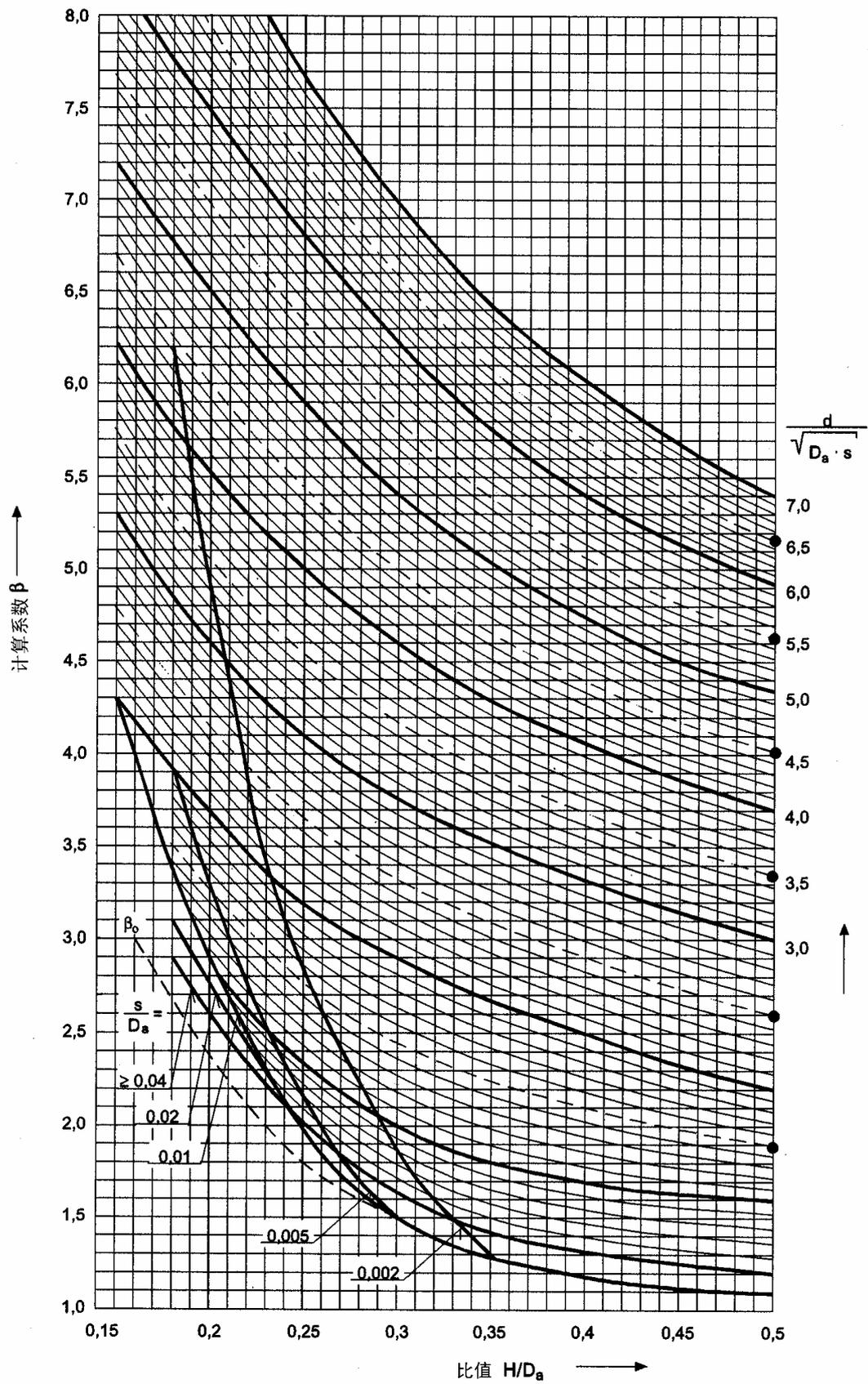


图 7a.7 碟形端板设计用的系数 β 值

4.4.2 除此之外，也需要校验端板的球形截面对于抗弹性屈曲的安全性。

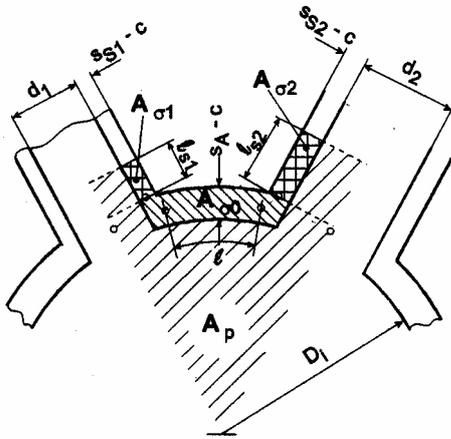


图 7a.9

应采用下列关系式：

$$p_c \leq 3.66 \frac{E_t}{S_k} \left(\frac{s-c}{R} \right)^2 \quad (8)$$

钢的弹性模数 E_t 值可从表 7a.6 中得出。

抗弹性屈曲的安全系数 S_k 及在试验压力下所需的安全系数 S_k' 如表 7a.8 所示。

表 7a.8 抗弹性屈曲的安全系数

$\frac{s-c}{R}$	S_k^1	$S_k'^1$
0.001	5.5	4.0
0.003	4.0	2.9
0.005	3.7	2.7
0.01	3.5	2.6
0.1	3.0	2.2

¹ 中间值应以内插法求得。

4.5 削弱系数

削弱系数可从 2.3.3 的表 7a.4 中得出。此外，只要焊缝落在直径为 $0.6D_a$ 的圆形面积之内（见图 7a.10），焊接的碟形端板（半球形端板除外）可

取 $v=1$ ，而不管试验范围如何。

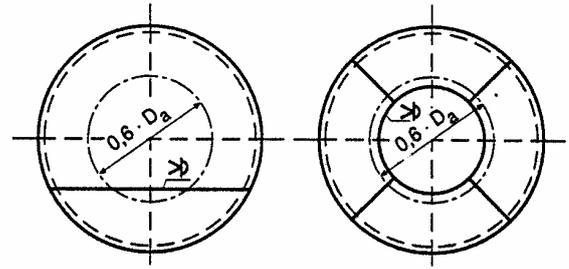


图 7a.10

4.6 最小许用壁厚

对有焊接颈的端板，其最小许用壁厚为 5mm。对有色金属和不锈钢，允许采用较小的最小壁厚。

5. 平壁

5.1 适用范围

下列规定适用于有牵条支撑及没有牵条支撑的平的、带折边的端板，并适用于只在周边用螺栓固定或用焊接作简单支承的平板，且这些平端板和平板承受内压或外压。

5.2 符号

- p_c — 设计压力，[bar]；
- s — 壁厚，[mm]；
- s_1 — 应力消除槽处的壁厚，[mm]；
- s_2 — 与带有应力消除槽的平端板连接处的筒形或方形联箱的壁厚，[mm]；
- D_b — 平的、带弯边的端板的内径，或具有关闭设施之开孔的设计直径，[mm]；
- D_1 、 D_2 — 环状板直径，[mm]；
- D_ℓ — 承受附加弯矩的板的螺孔圆间的直径，[mm]；
- d_e — 至少在三个支承点之内的平板上所能作的最大圆的直径，[mm]；
- d_a — 胀接管的外径，[mm]；
- a、b — 矩形或椭圆形板的净支承宽度或设计宽度，b 表示短边或短轴，[mm]；

- t_1, t_2 — 均匀布置的牵条或牵条螺栓的间距, mm;
- e_1, e_2 — 非均匀布置的牵条或牵条螺栓中心间的距离, mm;
- f — 孔桥的截面积, mm^2 ;
- r_k — 弯边角的内半径, 或应力消除槽的半径, mm;
- h — 平的焊接颈端板的内部深度, mm;
- C — 设计系数, 对无牵条壁见表 7a.11, 对有牵条壁见表 7a.12;
- y — 比值;
- σ_{zul} — 许用应力, N/mm^2 (参见 1.4);
- c — 腐蚀及磨损余量; mm。

5.3 无牵条支撑表面的设计计算

5.3.1 平的、圆形、折边的、无开孔端板 (参见图 7a.11)

所需壁厚 s 由下式得出:

$$s = C \cdot (D_b - r_k) \sqrt{\frac{p_c}{10 \cdot \sigma_{zul}}} + c \quad (9)$$

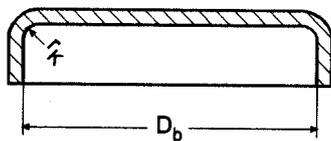


图 7a.11

5.3.2 圆形板

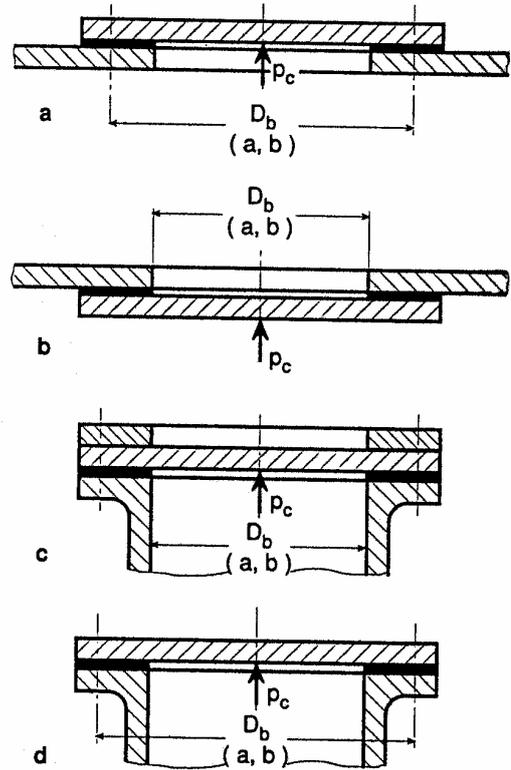


图 7a.12a—7a.12d

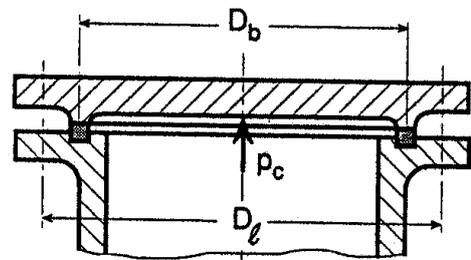


图 7a.13

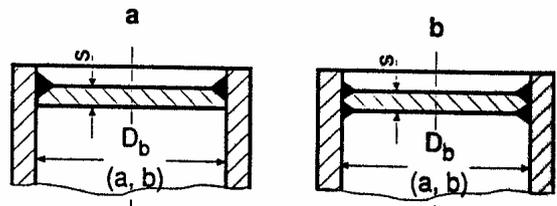


图 7a.14

所需壁厚 s 由下式得出:

$$s = C \cdot D_b \sqrt{\frac{p_c}{10 \cdot \sigma_{zul}}} + c \quad (10)$$

5.3.3 矩形及椭圆形板

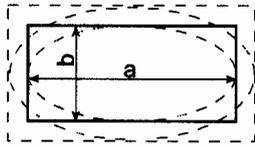


图 7a.15

所需壁厚 s 由下式得出:

$$s = C \cdot b \cdot y \sqrt{\frac{p_c}{10 \cdot \sigma_{zul}}} + c \quad (11)$$

5.3.4 焊接颈端板

对于联箱的焊接颈端板, 其附加要求见 5.5.2。

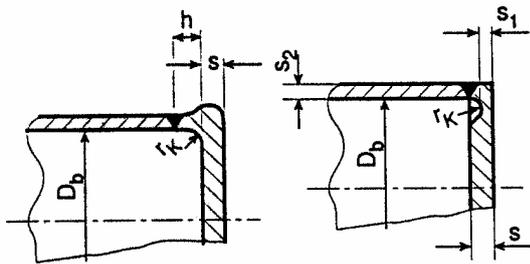


图 7a.16

图 7a.17

板厚 s 由公式 (10) 或 (11) 确定。

带有应力消除槽的端板, 必须采取措施以有效消除焊缝应力。因此, 在应力消除槽处的壁厚 s_1 必须符合下列条件, 参见图 7a.17:

对圆形端板: $s_1 \leq 0.77 s_2$

对矩形端板: $s_1 \leq 0.55 s_2$

其中 s_2 是圆柱形或矩形联箱的壁厚, mm。此外必须采取措施, 以确保在槽的截面处出现的剪切力能被安全地承受。

因此必需满足下列关系式:

对圆形端板:

$$s_1 \geq \frac{p_c}{10} \cdot \left(\frac{D_b}{2} - r_k \right) \cdot \frac{1.3}{\sigma_{zul}} \quad (12)$$

对矩形端板:

$$s_1 \geq \frac{p_c}{10} \cdot \frac{a \cdot b}{a + b} \cdot \frac{1.3}{\sigma_{zul}} \quad (13)$$

半径 r_k 应至少为 $0.2s$, 且应不小于 5mm。壁厚 s_1 必须至少为 5mm。

如符合图 7a.16 或 7a.17 的焊接颈端板由板材加工制成, 则应检查与筒壳相联接区域的分层, 例如用超声波检查。

5.4 有牵条支撑表面的设计计算

5.4.1 对于由牵条螺栓、圆牵条或牵条管均匀支撑的平板, 参见图 7a.18。

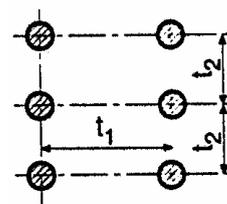


图 7a.18

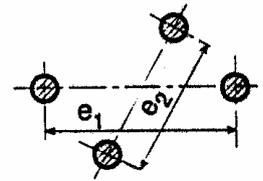


图 7a.19

在支撑区内所需的壁厚由下式得出:

$$s = C \sqrt{\frac{p_c \cdot (t_1^2 + t_2^2)}{10 \cdot \sigma_{zul}}} + c \quad (14)$$

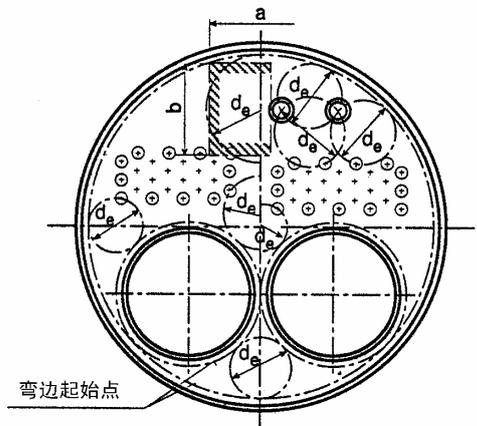
5.4.2 对于由牵条螺栓、圆牵条或牵条管非均匀支撑的平板, 参见图 7a.19。

在支撑区内所需的壁厚由下式得出:

$$s = C \cdot \frac{e_1 + e_2}{2} \cdot \sqrt{\frac{p_c}{10 \cdot \sigma_{zul}}} + c \quad (15)$$

5.4.3 由角牵条、支撑或以其它方式支撑的平板, 以及处于牵条和管子行列之间的平板, 见图 7a.20。

设计计算以在未加强的区域内所能绘出的圆的直径 d_c 或矩形的短边 b 为基础, 这些区域在每种情况下从应力的角度看, 取最不利的情况。



7a.20 图

所需的壁厚由下式得出:

$$s = C \cdot d_e \cdot \sqrt{\frac{p_c}{10 \cdot \sigma_{zul}}} + c \quad (16)$$

或

$$s = C \cdot b \cdot y \cdot \sqrt{\frac{p_c}{10 \cdot \sigma_{zul}}} + c \quad (17)$$

取两式计算所得的较大值。

5.4.4 具有中央纵向牵条的环状平板, 参见图 7a.21。

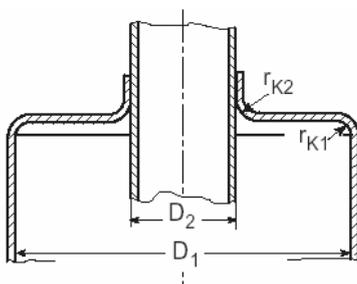


图 7a.21

所需的壁厚 s 由下式得出:

$$s = 0.25(D_1 - D_2 - r_{k1} - r_{k2}) \cdot \sqrt{\frac{p_c}{10 \cdot \sigma_{zul}}} + c \quad (18)$$

5.5 对弯边的要求

5.5.1 上列公式适用于弯边的端板及作为加强的弯边, 其条件为弯边圆角的半径应具有下列与端板外径有关的最小值 (参见表 7a.9):

此外, 弯边半径 r_K (图 7a.11、图 7a.20 及图 7a.21) 必须至少等于壁厚的 1.3 倍。

5.5.2 联箱上没有应力消除槽的焊接颈端板, 其弯边半径必须为 $r_K \geq \frac{1}{3} \cdot s$, 且最小值为 8mm, 端板内部深度必须为 $h \geq s$, 对于有开孔的端板, s 为具有相同尺寸的无开孔端板的厚度, 参见图 7a.16。

表 7a.9 弯边的最小的圆角半径

端板外径 (mm) D_a	弯边的圆角 半径 (mm)
$D_a \leq 500$	30
$500 < D_a \leq 1400$	35
$1400 < D_a \leq 1600$	40
$1600 < D_a \leq 1900$	45
$1900 < D_a$	50

5.6 比值 y

比值 y 考虑了与圆形板相比较的应力增加, 它是无支撑的矩形和椭圆形板的两边的比 $\frac{b}{a}$ 的函数, 或者是有支撑的平面中在无支撑自由区域上绘出的矩形的两边的比 $\frac{b}{a}$ 的函数, 参见表 7a.10。

表 7a.10 比值 y

形状	比值 b/a ¹				
	1.0	0.75	0.5	0.25	≤ 0.1
矩形	1.10	1.26	1.40	1.52	1.56
椭圆形	1.00	1.15	1.30	—	—

¹ 中间值应以线性内插法求得。

5.7 系数 C

系数 C 考虑到支承的型式、边缘的连接及加强的型式。在计算中应采用表 7a.11 和表 7a.12 中所列的 C 值。

如由于加强型式不同,用于平板各部分的系数 C 按表 7a.12 为不同值,则系数 C 值由其算术平均值确定。

表 7a.11 无牵条支撑壁的系数 C 的值

端板或盖的型式	C
锻造的或机加工的用于联箱的平端板, 和有弯边的平端板	0.35
其周围紧密支承并用螺栓紧固的板	
两面焊接的嵌入平板	
具有应力消除槽的焊接颈端板	0.40
非紧密支承的板, 如人孔盖; 如为关闭装置, 除工作压力外, 还要加上旋紧螺栓时可能产生的一定余量的附加力 (单个螺栓或分布在盖子的整个面积上的几个螺栓的允许载荷)	0.45
单面焊接的嵌入平板	0.45 0.50 0.55 0.60
周围用螺栓紧固, 且因此按以下比值承受一附加弯矩的平板:	
$\frac{D_\ell}{D_b} = 1.0$	
=1.1	
=1.2	
=1.3	
中间值应以线性内插法求得。	

表 7a.12 有牵条支撑壁的系数 C 的值

加强和/或牵条的型式	C
锅筒、联箱或燃烧室壁, 支撑板或牵条管所在区域	0.35
排列的牵条螺栓, 其最大中心距为 200mm	0.40
位于管列之外的圆形牵条和管子, 不管是焊接的、螺栓联接的或是胀接的	0.45

5.8 胀管的最小孔桥

最小孔桥宽度取决于所采用的胀接技术。胀接管子的两孔之间的孔桥的截面积 f 应为:

$$\text{钢: } f = 15 + 3.4d_a, \text{ mm}^2;$$

$$\text{铜: } f = 25 + 9.5d_a, \text{ mm}^2。$$

5.9 最小及最大壁厚

5.9.1 具有胀接管子的最小板厚为 12mm。防止胀接管子被拉出的防护要求, 见 6.3.2。

受热区域中平端板的壁厚应不超过 30mm。

5.10 开孔的加强

如开孔边缘未予加强, 则在计算壁厚时要给以特殊的余量, 因平板上的切口、支管等, 会引起平板的过分的削弱。

6. 牵条、牵条管及牵条螺栓

6.1 适用范围

下列规定适用于钢或铜的纵向牵条、角板撑条、牵条管、牵条螺栓及加强支梁, 并需符合 5 中的要求。

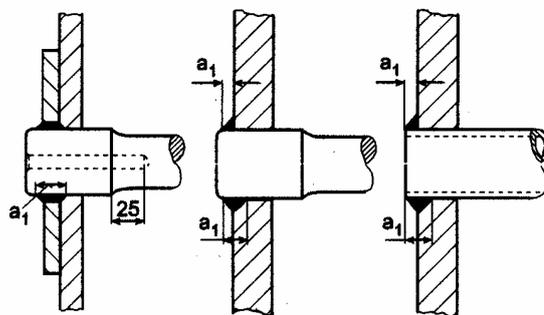


图 7a.22

图 7a.23

图 7a.24

6.2 符号

- p_c — 设计压力, bar;
- F — 作用在牵条、牵条管或牵条螺栓上的载荷, N;
- A_1 — 计算需要的牵条、牵条管或牵条螺栓的截面积, mm^2 ;
- A_2 — 胀接管的支承面积, mm^2 ;
- A_p — 由一根牵条、牵条管或牵条螺栓承载的板面积, mm^2 ;
- d_a — 管子、牵条或牵条螺栓的外径, mm;
- d_i — 牵条管的内径, mm;

- ℓ_0 — 管子胀接区的长度, mm;
- a_1 — 载荷方向焊缝的高度, mm;
- σ_{zul} — 许用应力, N/mm²。

6.3 设计计算

在计算牵条、牵条管和牵条螺栓的尺寸时, 可以将锅炉其他零件的支承作用考虑进去。就弯边端板的边缘区而言, 板面积 A_p 的计算应基于延伸至端板弯边开始处的平表面。

平端板的情况, 可以假定最大至一半的载荷由直接邻近的锅炉壁承受。

6.3.1 对牵条、牵条螺栓和牵条管, 必需的截面积由下式得出:

$$A_1 = \frac{F}{\sigma_{zul}} \quad (19)$$

6.3.2 如采用胀管, 则必须附加地采用足够的安全余量, 以防止管子从管板中被拉出。如承载面积上的许用载荷不超过表 7a.13 中规定的值, 则认为这些安全余量已达到了。

计算用支承面积由下式得出:

$$A_2 = (d_a - d_i) \cdot \ell_0$$

最大为

$$A_2 = 0.1 \cdot d_a \cdot \ell_0$$

表 7a.13 胀管的载荷

胀管连接的型式	支承面积上的许用载荷 (N/mm ²)
平滑的	$\frac{F}{A_2} \leq 150$
有槽的	$\frac{F}{A_2} \leq 300$
带弯边的	$\frac{F}{A_2} \leq 400$

在计算支承面积时, 管子胀接段的长度 ℓ_0 不可超过 40mm。

6.3.3 如纵向牵条、牵条管或牵条螺栓是焊接的, 则承受剪力的焊缝的截面积应至少为所需螺栓或牵条管之横截面的 1.25 倍:

$$d_a \cdot \pi \cdot a_1 \geq 1.25 A_1 \quad (20)$$

6.4 许用应力

许用应力应按 1.4.1 确定。但不同的是对于轧钢或锻钢制成的牵条、牵条管和牵条螺栓, 其焊接区域中应采用 $\frac{R_{eH,t}}{1.8}$ 的值。

7. 锅炉及过热器管子

7.1 适用范围

设计计算适用于在内压作用下的管子, 也适用于承受外压但外径 ≤ 200 mm 的管子。

7.2 符号

- p_c — 设计压力, bar;
- s — 壁厚, mm;
- d_a — 管子外径, mm;
- σ_{zul} — 许用应力, N/mm²。
- v — 纵向焊接管子的焊缝品质系数。

7.3 壁厚计算

必需的壁厚 s 由下式得出:

$$s = \frac{d_a \cdot p_c}{20 \cdot \sigma_{zul} \cdot v + p_c} \quad (21)$$

7.4 设计温度 t

设计温度应按 1.3 确定。

在直流式强制循环锅炉的情况下, 其管子壁厚的计算应基于在运行条件下锅炉各主要独立区段所预期的最高温度加上必需的附加温度余量。

7.5 许用应力

许用应力应按 1.4.1 确定

对承受外压的管子，应采用 $\frac{R_{eH,t}}{2.0}$ 的值。

7.6 焊缝品质系数 v

对纵向焊接管子，其所采用的 v 值应与认可试验相对应。

7.7 壁厚的余量

承受较严酷的机械作用或化学侵蚀的管子，应允许把一适当的壁厚余量加至公式 (21) 计算所得的壁厚上。只有对外径超过 76.1mm 的管子，才需考虑壁厚的允许负公差 (见 1.1.2)。

7.8 锅炉管子的最大壁厚

受强热的锅炉管子 (例如加热气体温度超过 800°C)，其壁厚应不大于 6.3mm。在特殊情况下，例如对过热器的支撑管，可免除此要求。

8. 平滑矩形管和分联箱

8.1 符号

- p_c — 设计压力, bar;
- s — 壁厚, mm;
- $2 \cdot m$ — 与所讨论壁平行的矩形管的净宽度, mm;
- $2 \cdot n$ — 与所讨论壁垂直的矩形管的净宽度, mm;
- Z — 按公式 (23) 得出的系数, mm^2 ;
- a — 从孔距中心线到有关各孔中心线的距离, mm;
- t — 孔的间距, mm;
- d — 孔径, mm;
- v — 拉伸应力作用下孔排的削弱系数;
- v' — 弯曲应力作用下孔排的削弱系数;
- r — 缘角的内半径, mm;
- σ_{zul} — 许用应力, N/mm^2 。

8.3.4 对于斜向孔桥:

8.2 设计计算

8.2.1 应对孔距的中心及管孔间的孔桥进行壁厚计算。整个矩形管的壁厚应按最大的计算壁厚来确定。

下列的计算方法是基于, 管接头已得到很好的固定, 因此其壁已得到充分加强的假定而得到的。

8.2.2 所需壁厚由下式得出:

$$s = \frac{p_c \cdot n}{20 \cdot \sigma_{zul} \cdot v} + \sqrt{\frac{4.5 \cdot Z \cdot p_c}{10 \cdot \sigma_{zul} \cdot v'}} \quad (22)$$

如果具有几种不同的管孔排, 则必需的壁厚应按各排分别确定。

8.2.3 Z 采用下列公式计算:

$$Z = \left| \frac{1}{3} \cdot \frac{m^3 + n^3}{m + n} - \frac{1}{2} (m^2 - a^2) \right| \quad (23)$$

8.3 削弱系数 v

8.3.1 如果仅有一排管孔, 或如果有几排相互间不错开的平行管孔, 则削弱系数 v 及 v' 应按下式确定:

$$v = \frac{t-d}{t}$$

$$v' = v = \frac{t-d}{t} \quad \text{对于 } d < 0.6m \text{ 的孔排}$$

$$v' = \frac{t-0.6 \cdot m}{t} \quad \text{对于 } d \geq 0.6m \text{ 的孔排}$$

8.3.2 在确定各椭圆孔的 v 和 v' 值时, 应取 d 为在矩形管纵轴方向上各孔的净宽度。而在决定 v' 采用哪一个公式时, 式 $d \geq 0.6m$ 及 $d < 0.6m$ 中的 d 值应为垂直于纵轴方向的孔的内径。

8.3.3 计算错列孔排的削弱系数时, 对于斜向孔桥, 公式中的 t 用 t_1 代替 (见图 7a.25)。

$$Z = \left| \frac{1}{3} \cdot \frac{m^3 + n^3}{m + n} - \frac{1}{2} m^2 \right| \cdot \cos \alpha$$

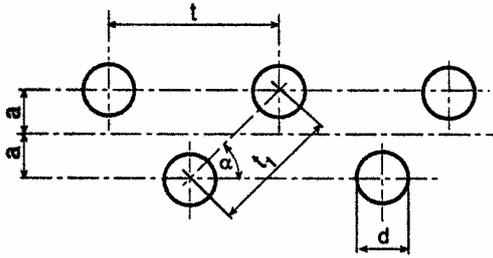


图 7a.25

8.4 转角处的应力

为了避免转角处的过度应力，应满足下列条件：

$$r \geq 1/2 \cdot s$$

对净宽度为 50mm 及以下的矩形管，其最小值为 3mm。

对净宽度等于或大于 80mm 的矩形管，其最小值为 8mm。

对中间值应以线性内插法确定。此半径应由此转角处两侧的名义壁厚的算术平均值来确定。转角处的壁厚不可小于由公式 (22) 所确定的壁厚。

8.5 最小壁厚及孔桥宽度

8.5.1 用于胀管的最小壁厚应为 14mm。

8.5.2 两开孔或管孔间的孔桥宽度不可小于各管中心距的 1/4。

9. 板条和支梁

9.1 适用范围

下列规定适用于加强平板用的钢支梁。

9.2 一般要求

承载支梁应以环状有效地连续焊在燃烧室顶板上。支梁的布置应使焊接能很好进行，而且不阻挡水的循环。

9.3 符号

- p_c — 设计压力，bar；
- F — 一支梁所承受的载荷，N；
- e — 支梁中心线间的距离，mm；
- l — 支梁支承间的自由长度，mm；
- b — 支梁的厚度，mm；
- h — 支梁的高度，mm；
- W — 一支梁的剖面模数， mm^3 ；
- M — 在给定负荷下，作用在支梁上的弯矩，Nmm；
- z — 用于剖面模数的系数；
- σ_{zul} — 许用应力， N/mm^2 (见 1.4)。

9.4 设计计算

9.4.1 图 7a.26 所示的简单支承的支梁按长度为 l 的简单支承梁处理。由板材所提供的支承也可予考虑。

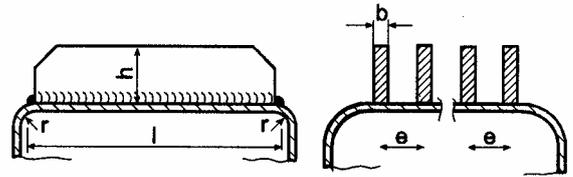


图 7a.26

9.4.2 支梁所需的剖面模数：

$$W = \frac{M_{\max}}{1.3 \cdot \sigma_{zul} \cdot z} \leq \frac{b \cdot h^2}{6} \quad (24)$$

用于剖面模数的系数 z 是考虑到由于构成了支梁之一部分的平板所引起的剖面模数的增加。通常可取 $z = 5/3$ 。

对高度 h ，在代入公式时，其值不得超过 $8 \cdot b$ 。

9.4.3 最大弯矩由下式得出：

$$M_{\max} = \frac{F \cdot l}{8} \quad (25)$$

式中

$$F = \frac{p_c}{10} \cdot l \cdot e \quad (26)$$

10. 螺栓

10.1 适用范围

作为传递力的联接零件，下列规定所适用的螺栓，其承受由内压所引起的拉伸力。前提是在正常的运行条件下。

10.2 一般要求

弹性螺栓联接处应采用缩颈螺栓，特别是螺栓承受较高应力处，或暴露于超过 300℃ 的运行温度处，或必须承受等于或超过 40bar 的内压处。所有大于 M30 的螺栓（30mm 直径公制螺栓）必须是缩颈螺栓。按照 DIN 2510，缩颈螺栓是颈径 $d_s = 0.9 \cdot d_k$ (d_k 为根径) 的螺栓。计算时，对颈径 $< 0.9 \cdot d_k$ 者，应予特殊考虑。

不允许采用颈径小于 10mm 的螺栓。

在加热烟气的通道中不可设置螺栓。

一个联接必须至少采用 4 只螺栓。

为了达到小的密封力，法兰密封圈应尽可能做得窄。

在采用标准管子法兰处，如所使用的螺栓符合 DIN 2401 第 12 篇的要求遵照其中所包含的对于所用材料、最高允许工作压力及运行温度的技术条件，则认为对螺栓强度的要求已得到满足。

10.3 符号

- p_c — 设计压力，bar；
 p' — 试验压力，bar；
 F_S — 运行时，在螺栓联接上的总载荷，N；
 F'_S — 试验压力下，在螺栓联接上的总载荷，N；
 F_{S0} — 无压力作用的组装状态下，在螺栓联接上的总载荷，N；
 F_B — 由工作压力加于螺栓联接上的载荷，N；
 F_D — 运行条件下压紧连接的力，N；
 F_{D0} — 组装条件下压紧连接的力，N；
 F_Z — 由于连接管中应力引起的附加力，N；
 D_b — 平均接合直径或螺栓节圆直径，mm；
 d_i — 连接管内径，mm；

- d_s — 缩颈螺栓的颈径，mm；
 d_k — 螺纹根径，mm；
 n — 形成一个联接的螺栓数；
 σ_{zul} — 许用应力，N/mm²。
 φ — 表面光洁度系数；
 c — 附加余量，mm；
 k_1 — 运行条件下的密封系数，mm；
 k_0 — 组装条件下的密封系数，mm；
 K_D — 密封材料的变形系数，N/mm²；

10.4 设计计算

10.4.1 螺栓联接应按下列载荷条件设计：

- a) 运行条件
 (设计压力 p_c 及设计温度 t)；
 b) 试验压力下的载荷
 (试验压力 p' ， $t=20^\circ\text{C}$)；以及
 c) 压力等于零的装配条件
 ($p=0$ ， $t=20^\circ\text{C}$)；

10.4.2 在由 n 个螺栓组成的螺栓联接中，必需的螺栓根径由下式得出：

$$d_k = \sqrt{\frac{4F_S}{\pi \cdot \sigma_{zul} \cdot \varphi \cdot n}} + c \quad (27)$$

10.4.3 螺栓联接上的总载荷应按下式计算：

a) 对各运行条件

$$F_S = F_B + F_D + F_Z \quad (28)$$

$$F_B = \frac{D_b^2 \cdot \pi \cdot p_c}{4 \cdot 10} \quad (29)$$

$$F_D = D_b \cdot \pi \cdot k_1 \cdot \frac{p_c}{10} \cdot 1.2 \quad (30)$$

(如这些螺栓的布置与圆形有较大偏差，则顾及附加应力的产生，应给予适当余量)

由于联接管引起的附加力 F_Z ，必须在管为联接状态下进行计算。对无联接管子的螺栓联接， F_Z 为零。如联接管子以正常方式安装，且运行温度小于 400°C ，则 F_Z 可采用下式近似计算：

$$F_Z \approx \frac{d_i^2 \cdot \pi \cdot p_c}{4 \cdot 10}$$

b) 对试验压力：

$$F'_S = \frac{p'}{p_c} \left(F_B + \frac{F_D}{1.2} \right) + F_Z \quad (31)$$

为计算螺纹根径，在式 (27) 中用 F'_S 代替 F_S 。

c) 零压力的装配条件：

$$F_{S0} = F_{D0} + F_Z \quad (32)$$

$$F_{D0} = D_b \cdot \pi \cdot k_o \cdot K_D \quad (33)$$

如计算螺纹根径，在式 (27) 中用 F_{S0} 代替 F_S 。

在零压力的装配条件下，在装配时应在螺栓上施加 F_{D0} 的力，以通过联接材料得到紧密的接合，消除法兰承载面的间隙。

如装配时施加的力 $F_{D0} > F_S$ ，如使用有或无金属丝的延性联接材料，则该值可用下值代替：

$$F'_{D0} = 0.2F_{D0} + 0.8\sqrt{F_S \cdot F_{D0}} \quad (34)$$

系数 k_o ， k_1 及 k_D 取决于联接的型式、设计和形状以及流体的种类。有关值列于表 7a.16 和 7a.17 中。

10.4.4 螺栓应按照 10.4.1a) 至 10.4.1c) 中所规定的三种载荷状态所确定的螺纹最大根径进行设计。

10.5 设计温度 t

螺栓的设计温度取决于联接的型式及其隔热。在无特定的温度验证资料时，可采用下列的设

计温度：

滑配法兰+滑配法兰	蒸汽温度-30°C
固定法兰+滑配法兰	蒸汽温度-25°C
固定法兰+固定法兰	蒸汽温度-15°C

温度值减小是考虑到在有隔热的螺栓联接处温度的降低。对无隔热的螺栓联接，不允许进一步减小温度值，因为此时在整个螺栓联接上有较高的热应力。

10.6 许用应力

许用应力 σ_{zul} 值列于表 7a.14。

表 7a.14 许用应力 σ_{zul}

状态	缩颈螺栓	直杆螺栓
运行状态	$\frac{R_{eH,t}}{1.5}$	$\frac{R_{eH,t}}{1.6}$
试验压力及零压力装配条件	$\frac{R_{eH,20^\circ}}{1.1}$	$\frac{R_{eH,20^\circ}}{1.2}$

10.7 表面光洁度系数 φ ：

10.7.1 要求直杆螺栓表面光洁度至少达到 DIN 267 的 mg 级，缩颈螺栓的整个表面都必须经过机械加工。

10.7.2 对于未经机械加工的平行承载面， $\varphi = 0.75$ 。如配合零件的承载面经过机械加工，则可采用 $\varphi = 1.0$ 。不平行（如角型钢）的承载面是不允许的。

10.8 附加余量 c

附加余量 c 应如表 7a.15 中所列。

表 7a.15 附加余量

状态	c (mm)
运行状态	
$\leq M24$	3
M27~M45	$5-0.1 \cdot d_k$
$\geq M48$	1
试验压力	0
装配条件	0

E. 设备和安装

1. 通则

1.1 下列要求适用于工作期间非连续和直接监测的蒸汽锅炉。也应注意该船舶船旗国的法定规则的要求（如适用）。

1.2 对工作期间连续和直接监测的蒸汽锅炉，如能保持船舶的运行安全，则下列要求可予适当放宽。

1.3 对最大水容积为 150ℓ，最大许用工作压力为 10 bar，同时水容积ℓ与最大许用工作压力 bar 的乘积小于 500ℓ.bar 的蒸汽锅炉，下列要求可允许放宽。

1.4 对于电气装置和设备，参阅入级和建造规范——船舶技术——第 1 篇——海船，第 3 章电气装置和第 4 章自动化。

2. 安全阀

2.1 具有蒸汽腔的任何蒸汽锅炉应至少装备两个可靠的、弹簧加载的安全阀。至少应有一个安全阀在超过最大许用工作压力时动作。

同时，安全阀必须在最大许用工作压力不超过其 10% 的条件下，排出由锅炉连续工作产生的最大蒸汽量。

2.2 对可以停止但无蒸汽腔的任何蒸汽锅

炉，应至少在其出口处设有一个可靠的、弹簧加载的安全阀。至少应有一个安全阀在超过最大许用工作压力时动作。安全阀应设计得能在最大许用工作压力不超过其 10% 的条件下，排出由锅炉连续工作产生的最大蒸汽量。

2.3 外部汽筒应至少设有两个可靠的、弹簧加载的安全阀。至少应有一个安全阀在超过最大许用工作压力时动作。同时，安全阀必须能在此汽筒的最大许用工作压力不超过其 10% 的条件下，排出由所有相连的蒸汽发生器连续工所产生的最大蒸汽量。

2.4 安全阀的关闭压力应不低于动作压力 10%。

2.5 安全阀的最小流通面直径必须至少为 15mm。

2.6 如无需任何外部能源能可靠工作，则可允许使用伺服控制安全阀。

2.7 安全阀应装设在饱和蒸汽部分，或者对无蒸汽腔的锅炉，装在此锅炉的蒸汽-水的出口处。

2.8 对设有过热器而无隔断能力的蒸汽锅炉，应至少在过热器出口处装设两个安全阀。具有隔断能力的过热器应至少装设一个安全阀。安装在过热器出口处的安全阀必须设计成至少具有所要求吹除能力的 25%。在设计安全阀时，应考虑由过热而引起的蒸汽容积增加的裕度。

2.9 蒸汽不能通过可能积水的管子至安全阀。

2.10 安全阀必须易达，且能在工作期间安全地释压。

2.11 安全阀应设计得即使承受不同的温度，其运动部件也不会卡住或咬牢。不允许使用由于摩擦力而妨碍安全阀动作的密封。

2.12 安全阀的设定应保证防止未经批准的改变。

2.13 管路或安全阀体排放侧的最低点必须设有不能关断的泄放设施。

2.14 几个安全阀共有放汽管时不能过分削弱各安全阀的排放能力。排放的工质应安全地泄放。

3. 水位指示器

3.1 具有蒸汽腔的蒸汽锅炉应装设两个直接读数的水位指示器。

3.2 具有蒸汽腔由废气加热且温度不超过 400°C 的蒸汽锅炉应至少装设一个直接读数的水位指示器。

3.3 无蒸汽腔的锅炉的外部汽筒应装设两个直接读数的水位指示器。

3.4 不允许装设圆柱形玻璃水位计。

3.5 水位指示器的安装应使船舶在海上运动时和倾斜时都能确定水位。可视的最低水位必须高于最高烟点至少 30mm，且在最低水位以下至少 30mm。此最低水位不能在可视范围的中点以上。水位指示器必须有良好的照明，且在锅炉控制站能观察。

3.6 蒸汽发生器与水位指示器之间的连接管路的内径必须至少为 20mm。管路安装必须无急剧转弯，以避免水和蒸汽集聚，且必须要防止受到冷却作用和热烟气的作用。

如多个水位指示器通过公用连接管路相连接，或者如在水侧的连接管路的长度超过 750mm，则在锅炉水侧的连接管路必须具有至少为 40mm 的内径。

3.7 水位指示器应通过易于接近、便于操作和快关的截止装置连接到锅炉的水腔和蒸汽腔。

3.8 用以吹通水位指示器的装置必须设计成能安全地工作，且能监测吹通的情况。排放的工

质应安全泄放。

3.9 远距离水位指示器和间接读数的合适型式的显示设备可认可作为附加的显示装置。

3.10 直流式强制循环锅炉上，必须装设两个互不相干的报警装置以代替水位指示器，它可在探测到缺乏水流时立即报警。可采用一个切断供热系统的自动装置代替第二个报警装置。

3.11 从花钢板或控制平台不能直接用手操作的水位指示器的旋塞和阀必须设有利用拉杆或链条操纵的设施。

4. 压力表

4.1 每一锅炉应至少装设一只直接与蒸汽腔相连的压力表。在表盘上应以永久和醒目的红色标记标明许用最大工作压力。压力表的读数范围应包括试验压力。

4.2 应至少有一只其传感器独立于压力表的附加的压力指示器位于机器控制站或其他合适的地点。

4.3 如在一艘船舶上有几台锅炉，且锅炉的蒸汽腔相互联通，则除在每台锅炉上安装一只压力表外，只需在机器控制站或某一其他适当部位安装一只压力表就够了。

4.4 至压力表的管路必须有一个脱水器，且必须为吹除型。试验表的接头必须安装在靠近压力表处。当压力表在较低位置时，靠近压力表处必须装试验接头，靠近压力表管接头处也必须装试验接头。

4.5 压力表应防止热辐射，且必须有良好照明。

5. 温度表

5.1 在燃油蒸汽锅炉的烟气出口处应装一温度表。

5.2 在废气加热的蒸汽锅炉的废气进口和出口处应装设温度表。

5.3 在过热器或各段过热器的出口, 冷却器的进口和出口, 以及直流式强制循环锅炉的出口必须装设温度表, 如这是判断所用材料的工作状况所必须的。

6. 调节装置 (控制器)

6.1 除废气加热的锅炉外, 蒸汽锅炉的工作应能快速控制, 具有自动燃烧系统。对主锅炉, 其控制设施必须能安全地控制各种速率和机动性, 以使蒸汽压力和过热蒸汽温度处于安全限值内, 且保证给水的供应。对辅锅炉, 在可能的载荷变化范围内也有同样的要求。

6.2 蒸汽压力必须通过供热的控制予以自动调节。由废气加热的锅炉的蒸汽压力也可通过对多余蒸汽的冷凝予以调节。

6.3 对有规定的最低水位的锅炉, 其水位必须通过对给水供应的控制予以自动调节。

6.4 对受热面由蒸汽盘管组成的强制循环锅炉和直流式强制循环锅炉, 其给水的供应可按供给燃料的多少予以调节。

6.5 对装有过热器的蒸汽锅炉, 其过热蒸汽的温度必须自动地调节, 除非计算温度高于过热器壁可达到的最高温度。

7. 监测装置 (报警器)

7.1 应装设一个当规定的最高水位被超过时发出报警的报警装置。

7.2 废气加热锅炉应装设一个当最大许用工作压力被超过时发出报警的报警装置。

7.3 对具有规定的最低水位的废气锅炉, 应装设一个当水位低于该水位时发出报警的报警装置。

7.4 带翅片管的废气锅炉应在废气管路上装设温度监测器, 其在一旦失火时发出报警。参见第 4 章, 自动化。

7.5 如油或油脂有可能进入蒸汽或凝水系统, 则应装设一个合适的自动和连续工作的装置, 当油份浓度超过设定值, 锅炉工作有危险时, 其发出报警并切断给水的供应。

7.6 如酸、碱或海水有可能进入蒸汽或凝水系统, 则应装设一个合适的自动和连续工作的装置, 当这些物质的浓度超过设定值, 锅炉工作有危险时, 其发出报警并切断给水的供应。

7.7 如设备的自监测达不到相当的安全程度, 则必须能进行监测装置的功能试验, 甚至在工作期间。

7.8 监测装置必须在锅炉舱或机器控制室或任何其他合适的地点发出声光的故障报警。

8. 安全装置 (限制器)

8.1 安全装置的船用适用性应经过型式检验予以验证。

8.2 燃油锅炉应装设一可靠的压力限制器, 当超过最大许用工作压力时, 其切断且锁定燃烧系统。

8.3 对受热面最高烟气点被指定的蒸汽锅炉, 当水位降至低于指定的最低水位时, 必须装设两个可靠的相互独立的水位限制器切断且锁定燃烧系统。水位限制器也必须独立于水位控制装置。

8.4 位于锅炉外部的的水位限制器的容器必须通过最小内径为 20mm 的管子与锅炉连接。在这些管子上的截止装置必须具有至少为 20mm 的公称直径, 且必须指示其开或关的位置。如多个水位限制器由共用连接管相连, 则在水侧的接管必须具有至少为 40mm 的内径。

燃烧系统只有当截止装置被打开时才能工作, 或者在关闭后, 此截止装置必须自动地和以可靠的方式重新打开。

位于锅炉外部的的水位限制器容器的设计应使此

容器和管路能强制和定期地进行吹洗。

8.5 对具有指定的最低水位的强制循环锅炉，除了规定的水位限制器外，还必须装设两个可靠的、相互独立的安全装置，一旦发生水循环量的不可接受的减小时将切断且锁定加热系统。

8.6 对受热面由单根盘管组成的强制循环锅炉和直流式强制循环锅炉，必须装设两个可靠的、相互独立的安全装置替代水位限制器，以保证用于防止由于切断和锁定燃烧系统而导致受热面过热的切实措施。

8.7 对带过热器的蒸汽锅炉，应装设一个当许用过热蒸汽温度被超过时切断和锁定加热系统的温度限制器。对于带有过热蒸汽和已经过蠕变应力计算的锅炉部件，设有一个温度记录装置已足够。

8.8 安全装置必须在锅炉舱或者机器控制室或者任何其他合适的地点发出声光报警。参见第 4 章，自动化。

8.9 限制器的电气装置应按闭路原理设计，以保证一旦断电，限制器也将切断和锁定系统，除非由其他措施达到同样的安全程度。

8.10 为了减小由于海况造成的影响，水位限制器可设延时功能，只要这样做不致引起水位的危险跌落。

8.11 由安全装置引发的燃烧系统的电气联锁只有在燃烧系统控制板上才能予以消除。

8.12 如设备的自监测不能达到的安全程度，则安全装置必须经受功能试验，即使在工作期间亦应如此。在这种情况下，水位限制器的功能试验必须能在水位限制器的水位未低于最低水位的情况下进行。

8.13 对直流式强制循环锅炉的附加要求，见 3.10。

9. 给水和循环装置

9.1 锅炉给水和循环装置的详述见第 11 节 F，也应注意下列要求：

9.2 至蒸汽锅炉的给水装置的装设应使当止回阀未关紧时给水不能从低于最高烟气点以上 50mm 处泄出。

9.3 给水应以防止损伤炉壁和加热面的方式引入锅炉。

10. 截止装置

10.1 每台蒸汽锅炉必须能使它与所有联接管路截止。截止装置的安装应使其尽可能接近炉壁，且必须无操作危险。

10.2 如由几台具有不同的最大许用工作压力的锅炉向公共管路提供蒸汽，则应确保在任一锅炉中都不超过每台锅炉的最大许用工作压力。

10.3 如几台锅炉由公共管路联接，且蒸汽、给水和泄水管路的截止装置焊接至锅炉，则出于安全的原因，在锅炉工作时，为防止未经许可的操作，应装设两个串接的截止装置，每一截止装置应设一个中间释放装置。

11. 去除浮渣，去除污泥，泄水和取样装置

11.1 锅炉和外部汽筒应设有泄水和去除污泥的装置。如有必要，锅炉应设有去除浮渣的装置。

11.2 泄水装置及其支管必须免受加热气体的影响，且能无危险地工作。自闭排污阀在关闭时必须被锁住或者在管路上增设一只截止阀。

11.3 如几台锅炉的排渣、排污或泄水管路连接在一起，则在每台锅炉的管路上应设止回阀。

11.4 排渣、排污或泄水管路以及阀和附件的设计应按承受锅炉的最大许用工作压力。

11.5 除了直流式强制循环锅炉外，蒸汽锅炉应装设从锅炉水腔取样的装置。

11.6 排渣、排污、泄水和取样的装置必须能安全地工作。所排放的工质应安全泄放。

12. 铭牌

12.1 每台蒸汽锅炉应装有一块永久性地列出以下内容的铭牌：

- 制造厂名；
- 编号及制造年份；
- 最高许用工作压力，bar；
- 蒸汽产量，kg/h 或 t/h。
- 允许的过热蒸汽温度，℃，如锅炉装有不能阻断的过热器。

12.2 铭牌必须永久性地固定在锅炉的最大零件上或锅炉本体上，且可以看见。

13. 阀和附件

13.1 材料

用于锅炉的阀及附件必须以表 7a.1 中所规定的延性材料制成，且它们的所有部件都必须能承受在运行中作用在其上的载荷，特别是热载荷以及由于振动可能产生的应力。灰铸铁可在表 7a.1 中所规定的限值内使用，但不能用于承受动载荷的阀和附件，例如安全阀和排放阀。阀和附件用材料的试验应按表 7a.2 中的规定进行。

13.2 设计

应注意确保截止阀的阀体不会受到由于封闭在内的水的加热所引起的过高压力。具有螺纹阀盖的阀必须有防止阀盖无意松出的安全措施。

13.3 压力与密性试验

13.3.1 所有阀及附件都应在安装前经受 1.5 倍公称压力的水压试验。未规定公称压力的阀和附件，应以其 2 倍工作压力进行试验。在这种情况下，相应于 20℃ 屈服强度值的安全系数不能低于 1.1。

13.3.2 关闭的阀的密封效果应视情况以公称压力或 1.1 倍的工作压力进行试验。

铸造的阀和配件，其工作温度超过 300℃ 者，要求经受以下的一种密性试验：

- a) 空气密性试验（试验压力大约 $0.1 \times$ 工作压力，最高 2 bar）；
- b) 饱和蒸汽或过热蒸汽密性试验（试验压力最高为许用工作压力）；
- c) 如以石油或其他类似性质的液体进行了压力试验，则可免除密性试验。

13.3.3 应于 GL 验船师在场时进行阀和附件的压力试验和密性试验。

14. 锅炉的安装

14.1 安装

锅炉必须仔细地安装在船上，且必须予以固定，以确保当船舶在海上遇到任何情况时，它都不会移位。应提供适应运行时锅炉热膨胀的措施。锅炉及其基座必须易于从各侧面接近，或便于实现这一要求。

14.2 防火

见第 12 节。

F. 锅炉的检验

1. 制造检验

总装完成后，锅炉应经受制造检验。

制造检验包括验证锅炉与经认可的图纸相符并具有满意的制造质量。为此目的，锅炉的所有部分都必须可接近，以便进行充分的检查。如有必要，此制造试验应在各制造阶段进行。应

提供以下文件：涉及所用材料材料试验证书和焊缝无损试验报告，以及工艺试验结果报告和所用热处理的验证报告（如适用）。

2. 水压试验

2.1 水压试验应予以安装耐火材料、隔热和罩壳之前在锅炉上进行。如只有某些部件可充分接近，则此水压试验可分阶段进行。锅炉壁面必须能耐受试验压力而无漏泄和永久变形。

2.2 试验压力为最高许用工作压力的 1.5 倍，见 A.4.2。在最高许用工作压力小于 2 bar 时，试验压力必须至少高于最高许用工作压力 1 bar。

2.3 直流式强制循环锅炉的试验压力必须至少为在最高许用工作压力及最大蒸汽产量条件下运行时入口水压的 1.1 倍。如锅炉的部件有可能承受超过 0.9 屈服强度的应力的危险，则此水压试验可在各单独区段中进行。此时最高许用工作压力为锅炉此部件的计算压力。

2.4 那些在运行中总是同时承受内压和外压作用的锅炉部件，试验压力取决于压力差。但在这种情况下，无论如何试验压力应至少等于在 D.1.2.4 中所规定的设计压力的 1.5 倍。

3. 应由 GL 验船师执行或其在场时进行锅炉的制造试验和水压试验。

G. 热水发生器

1. 设计

由固体、液体或气体燃料加热，或者由废气或电加热，允许排水温度大于 120℃ 的热水发生器，其材料及强度计算应按类似于锅炉所用的方式处理。用蒸汽或热液体加热的热水发生器，其所用材料及强度计算应遵照第 8 节，压力容器的要求。

2. 设备

热水发生器的安全设备应遵照 E 中所列的要求（如适用）。

3. 试验

每台热水发生器均应于 GL 验船师在场时经受制造试验以及试验压力为最高许用工作压力的 1.5 倍，但不低于 4 bar 的水压试验。

H. 废气供水预热器

1. 定义

废气供水预热器是设置在锅炉的废气导管中用于预热给水，而在工作时不产生蒸汽的预热器。这些供水预热器能与锅炉的水侧隔开。

预热器的表面包括，位于截止装置之间的水腔的壁面，加上这些截止装置壳体表面。只有当锅炉给水系统设计时作了特殊考虑，才可以将水从供水预热器引出。

2. 材料

见 B。

3. 设计计算

在计算中应采用 D 中所列的公式。其设计压力应至少为废气供水预热器的最高许用工作压力。

对光滑管供水预热器，其设计温度应为最高给水温度加 25℃，而对翅片管供水预热器，则为最高给水温度加 35℃。

供水预热器出口处的给水温度应比与锅炉工作压力相应的饱和温度低 20℃。

4. 设备

4.1 压力表

每一供水预热器的入口侧均应设有一压力表，并带有一试验压力表的接头。供水预热器的最高许用工作压力应以红线标在压力表的刻度盘上。

4.2 安全阀

每一供水预热器均应设有内径至少为 15mm 的弹簧式安全阀，其设定应使其压力超过此供水预

热器最高许用工作压力时动作。

安全阀的设计应使,即使在供水预热器与锅炉之间的截止装置关闭的情况下,此供水预热器的最高许用工作压力也不会被超过 10% 以上。

4.3 温度测量装置

每一供水预热器的出水口应装设一台温度测量装置。在其温度计上应以红色标志出允许的给水出口温度。

4.4 截止装置

每台供水预热器均应在给水进口和出口处装设一截止装置。锅炉给水阀可以作为这些截止装置之一。

4.5 泄水和透气设备

每台供水预热器均应设有泄水设施以及在所有可能集聚空气的地点,且应在运行时也能满意地透气。

4.6 防止在供水预热器中形成蒸汽的设施

应装设适当的设备,以防止在供水预热器中聚集蒸汽,例如当蒸汽突然减少时。为达到这点,可从供水预热器至给水箱间构成一循环回路,以使供水预热器得到冷却,或采用旁通,以使供水预热器与烟气流完全隔离。

5. 铭牌

每台供水预热器上应装设一块具有下列内容的铭牌:

- 制造厂名及地址;
- 系列号及制造年份;
- 供水预热器的最高许用工作压力, bar。

6. 试验

在安装前,完工的供水预热器应于 GL 验船师在场时在制造厂进行制造试验,且应在 1.5 倍于最高许用工作压力下进行水压试验。

表 7a.16 接合系数

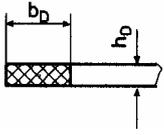
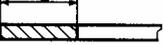
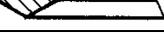
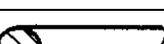
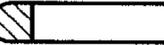
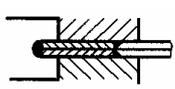
垫圈型式	形状	说明	材料	接合系数 ¹					
				液体			对气体和蒸汽		
				组装 ²		运行	组装 ²		运行
				k_o	$k_o \cdot K_D$	k_i	k_o	$k_o \cdot K_D$	k_i
				mm	N/mm	mm	mm	N/mm	mm
软性垫圈		平垫圈符合 DIN 2690 至 DIN 2692	浸渍密封材料	—	20b _D	b _D	—	—	—
			橡胶	—	b _D	0.5b _D	—	2b _D	0.5 b _D
			聚四氟乙烯	—	20b _D	1.1b _D	—	25b _D	1.1b _D
			石棉基	—	15b _D	b _D	—	$200 \sqrt{\frac{b_D}{h_D}}$ ³	1.3b _D
金属及软性的合成垫圈		成螺旋状绕制的垫圈	非合金钢	—	15b _D	b _D	—	50b _D	1.3b _D
			波形垫圈	铝	—	8b _D	0.6b _D	—	30b _D
	铜、黄铜			—	9b _D	0.6b _D	—	35b _D	0.7b _D
	低碳钢			—	10b _D	0.6b _D	—	45b _D	1.0b _D
		带金属护套的垫圈	铝	—	10b _D	b _D	—	50b _D	1.4 b _D
			铜、黄铜	—	20b _D	b _D	—	60b _D	1.6 b _D
低碳钢			—	40 b _D	b _D	—	70 b _D	1.8 b _D	
金属垫圈		平垫圈符合 DIN 2694	—	0.8b _D	—	b _D +5	b _D	—	b _D +5
		菱形垫圈	—	0.8	—	5	1	—	5
		椭圆形垫圈	—	1.6	—	6	2	—	6
		圆垫圈	—	1.2	—	6	1.5	—	6
		环垫圈	—	1.6	—	6	2	—	6
		U 型垫圈符合 DIN 2696	—	1.6	—	6	2	—	6

表 7a.16 接合系数 (续)

垫圈型式	形状	说明	材料	接合系数 ¹					
				液体			对气体和蒸汽		
				组装 ²		运行	组装 ²		运行
				k_0	$k_0 \cdot K_D$	k_1	k_0	$k_0 \cdot K_D$	k_1
				mm	N/mm	mm	mm	N/mm	mm
金属垫圈	 Z - 齿数	波形垫圈符合 DIN 2697	—	$0.4\sqrt{z}$	—	$9+0.2Z$	$0.5\sqrt{z}$	—	$9+0.2Z$
		薄片焊接的垫圈 符合 DIN 2695	—	0	—	0	0	—	0

¹ 应用于平的、经机加工的、完整无缺的密封表面。
² 如不能规定 K_D ，则列出乘积 $k_0 \cdot K_D$ 。
³ 必须为气密等级。

表 7a.17 变形系数

材料	变形系数 K_D [N/mm ²]
软铝	92
软铜	185
软铁	343
钢, St35	392
合金钢, 13CrMo44	441
奥氏体钢	491

注：
 在室温下， K_D 应以 10% 压缩的变形系数 A_{10} 或抗拉强度 R_m 代替。

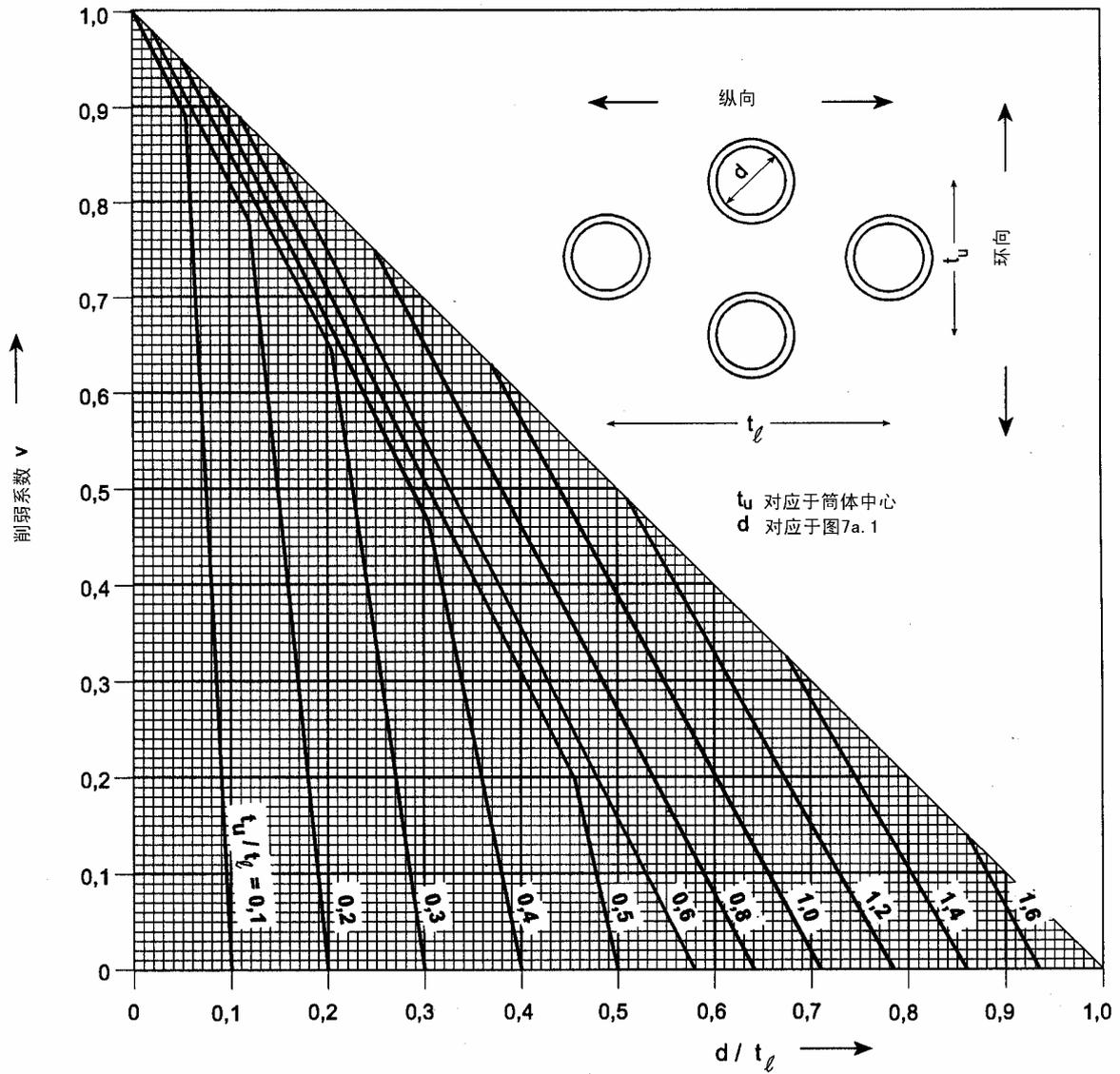


图 7a.27 具有对称错列孔排的圆柱形筒体的削弱系数 v

第 7b 节 热油系统

A. 总则

1. 适用范围

下列规定适用于热油系统,其中有机液体(热油)由燃油燃烧器、废气或电加热至低于其在大气压力下之沸点的温度。

2. 其他适用的规范

此外,应类似地采用下列规范:

海船规范第 2 章第 7a 节 B., C.和 D 对加热器的材料、制造和设计

海船规范第 2 章第 8 节 B., C.和 D. 对膨胀容器和柜的材料、制造和设计

海船规范第 2 章第 9 节 A.和 B. 对燃油系统(附加的切断衡准见本节 B.4 和 C.4)

海船规范第 2 章第 10 节, A, B. 和 C. 对热油柜

海船规范第 2 章第 11 节, A.至 D, Q 和 R 对管子、阀和泵

海船规范第 2 章第 12 节 对防火和消防设备

海船规范第 3 章 对电气设备

海船规范第 4 章 对自动化机械系统

3. 定义

3.1 “最高许用工作压力”系指设备在运行条件下,在其各单独部件中可能产生的最高压力。

3.2 “热油温度”系指在液流横截面中心处的热油的温度。

3.3 “排出温度”系指在加热器出口处的热油的温度。

3.4 “回入温度”系指在加热器进口处的热油的温度。

3.5 “膜温”系指热油侧的壁温。在壁面受热的情况下,它可能与热油温度相差很大。

4. 送审文件

下列文件应提交认可:

— 关于设备排出及回入温度的说明书,最大允许膜温,系统的总容积以及热油的物理和化学特性;

— 加热器、膨胀和其他容器,以及泄油柜和贮存柜的图纸;

— 附有所设计的安全装置和安全阀的详述的流程图;

— 分别地用以监测和控制的电气控制系统的电路图。

如有特殊要求,应提交按 DIN 4754 所作的最高膜温的验算书。

5. 热油

5.1 在规定的温度下,热油必须至少能使用一年。其进一步使用的适用性应每隔适当的时间间隔予以验证,但至少每年一次。

5.2 热油只能用于制造厂规定的限值之内。在排出温度与制造厂规定的最高许用膜温之间应保持至少 50°C 的安全余量。

5.3 应采取预防措施,以防止热油被氧化。

5.4 应避免使用铜和铜合金,由于它们对热油有催化作用。

6. 手动操作

6.1 应提供手动操作的设施。即使在手动操作时,至少在油侧的温度限制器和流量监测仍必须保持工作。

6.2 手动操作要求对系统的连续和直接监控。

6.3 对与燃油系统的手动操作有关的详细要求,见第 9 节。

B. 加热器

1. 可接受的材料

热油系统的加热器应由同于第 7a 节 B.2 对锅炉规定的材料制成。

2. 材料试验

与热油接触的加热器部件应按第 7a 节 B.3 进行试验。

对最高许用工作压力为 10bar 及以下的盘管,EN 10204-3.1B 的材料试验证书已满足要求。

3. 设计

3.1 加热器的热动力和结构设计应使加热器壁和热油在任何一点都不会过度加热。热油的流动必须通过油强制循环予以保证。

3.2 与热油接触的表面应按最高许用工作压力设计,其最小表压为 10 bar。

3.3 由废气加热的加热器必须设计成,不可能发生因废气柱的振荡而导致共振损坏。

3.4 废气吸入的布置必须使,在加热器有渗漏的情况下的热油或在加热器清洁时清洗的介质不能渗入发动机或涡轮增压器。

3.5 由废气加热的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。

3.6 燃油加热器应设置为检查燃烧室用的检查孔。

3.7 测温传感器和监测装置应通过焊接的浸液管引至系统内。

3.8 加热器应设有能使其完全地泄放的设施。

3.9 对电加热器,应采用与燃油加热器相类似的规定。

4. 设备

船用的安全和监测装置(例如:阀,温度、流量的限制器/报警器和漏泄监测)的适用性应通过型式检验予以验证。

4.1 安全阀

每一加热器应至少装设一个其释放能力至少等于在最大加热功率时热油体积增量的安全阀。在释放时,其压力不可超过最大许用工作压力以上 10%。

4.2 温度和流量指示装置

4.2.1 应在燃油加热器和由废气加热的加热器的排出和回入管路上装设温度测量装置。

4.2.2 在加热器出口的烟气或废气流中也应装设温度测量装置。

4.2.3 必须指示热油的流量。

4.3 温度控制

4.3.1 对排出温度的自动控制,燃油加热器应按第 9 节 A 和 B 装设可自动迅速调节的加热设施。

4.3.2 由废气加热的加热器的排出温度必须通过热量输入的自动调节,或者通过在余热冷却器中热油的再冷却进行控制,但与发动机输出的控制无关。

4.4 温度监测

4.4.1 如超过允许的排出温度，则对燃油加热器，必须通过温度限制器切断供热和予以锁定。

4.4.2 如对由废气加热的加热器，其允许的排出温度被超过时，则必须发出报警。

4.4.3 加热器的并联连接的加热面的排出温度必须在每一加热面的出口分别地进行监测。

对由废气加热的加热器，如果加热器入口处的废气最高温度低于此热油的最大许用膜温，则可免除对废气加热器并联连接加热面的分别监测。

4.4.4 如燃油加热器的规定的烟气温度被超过，则必须关断并锁定燃烧系统。

4.4.5 由废气加热的加热器应装设一温度报警装置，当最高设计排气温度被超过时，将发出加热面被严重污染的报警信号。

4.5 流量监测

4.5.1 必须采取预防措施，确保不超过热油的最大许用膜温。

4.5.2 在燃油加热器上，必须设置一个作为限制器的流量监测开关。如流量低于最小值，则必须关断并锁定燃烧系统。

4.5.3 如果循环泵是停止的，则必须通过联锁防止燃烧器起动。

4.5.4 由废气加热的加热器必须设置一个由于低于最小流量发出报警的流量监测器。

4.5.5 对于由废气加热的加热器，在循环泵停止，而提供废气至加热器的柴油机被起动时，应发出报警。

4.6 漏泄监测

4.6.1 燃油加热器应设有一个漏泄探测器，当其起作用时切断燃烧系统并锁定。如燃油加热器处在“备用”状态，而漏泄探测器已动作，则燃烧器的起动必须被阻断。

4.6.2 由废气加热的加热器应设有一个漏泄探测器，当其起作用时，发出报警，且应提示使得

提供废气至加热器的发动机的功率减小。

4.7 切断装置

4.7.1 燃油加热器和由废气加热的加热器均应设置切断装置，且如有必要，应装设旁通阀，其也能在加热器安装地点外部某一位置进行操作。

4.7.2 也应能在此位置对加热器进行泄放和通风。

4.8 探火和灭火系统

4.8.1 除了符合 4.4.5 要求的温度报警装置外，还必须装设符合第 12 节 C.4.3 要求的用于探火的温度报警装置，且应设定一个 50°C 至 80°C 的温度。如发出报警，则应以分组报警形式发出。

4.8.2 废气热油加热器应设有一固定式的用于失火时灭火和冷却的系统，例如：一压力水雾系统。对详细要求，见第 12 节表 12.1 以及 L.2.2。

C. 容器

1. 认可材料

建造容器的材料应符合第 8 节 B.3 中适合于热油系统的受压容器级。

2. 材料试验

容器的材料应按第 8 节 B.4 进行试验。

3. 设计

3.1 所有的容器，包括那些通大气的容器，都应设计成至少承受 2bar 压力，除非已规定了更高的工作压力。按海船规范第 1 章第 12 节设计和计算的舱室不受本节规定限制。

3.2 在该系统的最高点应设置膨胀柜，其膨胀空间必须能安全地容纳在最高热油温度下热油体积的增加。最低要求如下：容量为 1000ℓ 及以下时，其体积增量为 1.5 倍，容量超过 1000ℓ 时，其体积增量为 1.3 倍。此容量为达到膨胀柜最低液位时设备内部所容纳的热油的总量。

3.3 在系统的最低处应设置一个泄放柜，其容积足以容纳最大的系统分隔段的油容积。

3.4 为补充油损耗应设有一个独立的贮存柜。贮存的热油应至少为该系统容量的 40%。可以接受较小的贮存柜，但这取决于系统的设计或船航行区域的分布。

3.5 对特殊情况，可以认可把泄放柜与贮存柜组合在一起。组合的贮存/泄放柜的尺度应使，除了贮存热油外，还应容纳最大的系统分隔段的油容积。

4. 膨胀柜的设备

船用液位指示装置、安全和监测装置（例如：低液位限制器）的适用性应通过型式检验予以验证。

4.1 液位指示

4.1.1 膨胀柜必须装有标出最低容许液位的液位指示器。

4.1.2 不允许使用玻璃或塑料制的液位指示器。

4.2 低液位限制器和预报警

4.2.1 应装设一个在液位降至容许的最低值以下时切断燃烧系统，并锁定且关停循环泵的限位开关。

4.2.2 除此之外，应装设一个低液位预报警，例如：通过液位表上可调的液位开关，在液位下降时发出早期报警（例如一旦发生漏泄）。

4.2.3 对最高液位也应设有报警。

4.3 快速泄放阀和应急切断阀

4.3.1 为在危险情况下迅速泄放，应直接在此柜上装设快速泄放阀，该阀应可在安装此设备的处所外进行遥控。

4.3.2 当此快速泄放阀工作时，必须设有用于确保有足够空气供给膨胀柜的自动设施。

4.3.3 如膨胀柜设在机舱外，则快速泄放阀可以用应急切断装置代替。

4.3.4 快速泄放阀的打开或应急切断装置的动作必须使燃烧系统和循环泵自动切断。

4.4 连接管路

4.4.1 必须以安全膨胀管路把系统与膨胀柜相连接。其安装必须具有连续的正梯度，且其设计应避免使压力升高至超过最高许用工作压力 10% 以上。

4.4.2 膨胀柜应设有溢流管路通至泄放柜。

4.4.3 快速泄放管路可与溢流管路相连接通至泄放柜。

4.4.4 由于吸收外界热量使热油膨胀的系统各部件必须予以安全防护以免超压。任何外流的热油应安全地泄放。

4.5 预加压系统

4.5.1 应给充以惰性气体的膨胀柜配置预加压系统，必须随时保证至膨胀柜的惰性气体的供应。

4.5.2 必须指示膨胀柜的压力并防止超压。

5. 泄放柜和贮存柜的设备

对泄放柜和贮存柜的设备，见第 11 节 Q.4。

D. 设备

1. 认可的材料

1.1 管子、阀和泵的材料，见第 11 节 B。

1.2 对热油回路中的设备部件和安全阀，不允许使用灰铸铁。

2. 材料的试验

管、阀和泵的材料应按第 11 节 B.3 进行试验。

3. 设备

3.1 除下述规定外，管、阀和泵还应遵照第 11 节 Q 的要求。

3.2 循环泵出口应设有压力表。

3.3 必须能通过一个应急开关切断循环泵，还应是在泵及开关安装处所之外的某一位置操纵此应急开关。

3.4 应在热油回路中某一适当位置设置安全取样装置。

3.5 应在热油系统中可隔离段的最高点设置透气设施，在最低点设泄放孔或泄放装置。

应避免经过开口的烟道进行透气和泄放。

3.6 对附件和泄放泵，见第 11 节 Q.1.2。

3.7 电气设备应遵照海船规范第 3 章。

E. 标志

1. 加热器

永久性地固定在加热器上的耐久的制造厂铭牌上应标明下列内容：

— 制造厂名称及地址；

— 系列号；

— 制造年份；

— 最大允许加热功率；

— 最大许用工作压力；

— 最大许用排出温度；

— 最小流速；

— 液体容量。

2. 容器

2.1 容器应有铭牌，记载下列内容：

— 制造厂名称及地址；

— 系列号；

— 制造年份；

— 最大许用工作压力；

— 最大许用工作温度；

— 容量。

2.2 对于具有与大气相通连接的容器，其最大许用工作压力应在名牌上标为“0”或“Atm”（大气压），即使按照 C 的要求，以 2 bar 表压作为设计基准也应如此标示。

F. 防火措施

防火措施遵照第 12 节的规定。

G. 试验

1. 加热器

热油加热器应于 GL 验船师在场时，在 1.5 倍最大许用工作压力下，在制造厂经受制造试验和液压试验。

2. 热油系统

在船上安装完毕之后，热油系统，包括相联用的监测设备，均应于 GL 验船师在场时经受压力试验、密性试验和功能试验。

第 8 节 压力容器

A. 总则

1. 适用范围

1.1 以下规定适用于主推进装置及其辅机工作所需的压力容器（表压或真空压力）。这些规定也适用于船舶运行所需的容器或设备以及单独的货物容器，如果它们在使用中受到内压或外压。

贮气瓶应遵照 G 中的要求。

1.2 这些规定只在有限的程度上（见 1.4）适用于最高许用工作压力（表压）低于和等于 1bar，不扣除内部配件体积的总容积不大于 1000ℓ 的压力容器和设备，以及容积 ≤ 0.5ℓ 的压力容器。

1.3 按公认标准制造的船舶日用压力容器，例如供水系统和热水器以及增压空气冷却器用的压力容器，其壁厚或所用材料不必遵照这些规定。对增压空气冷却器，其图纸可免于送审。

1.4 在 1.2 和 1.3 中提及的压力容器和设备应经本社验船师作完工检查验证（建造试验），并应予验船师在场时按 F.1 规定进行水压试验。

1.5 由固体、液体或气体燃料以及由废气或由电气设施加热的，其出口温度在 120℃ 以上的热水器，以及利用烟气的热水系统的水预热器加热均应遵照第 7a 节锅炉的规定。

表面式冷凝器还应附加地遵照第 3a 节和第 3b 节涡轮机械的规定。

散装运载液化气的货物容器和流程压力容器还应附加地遵照第 6 章液化气船的规定。

对液压系统的容器，另见第 14 节 F. 液压系统。

对过滤器布置，另见第 2 节 G. 辅助系统。

2. 送审文件

对压力容器和设备进行安全评定所必需的全部数据的图纸应一式三份提交本社。

应特别规定下列细节：

- 预定的用途，容器欲装载物质；
- 工作压力和温度，如有必要，各单独空间的附加载荷和容积；
- 受压部件的设计细节；
- 所使用的材料、焊接细节和热处理。

B. 材料

1. 一般要求

1.1 承受压力之部件的材料必须适合预定的用途，并符合入级与建造规范 - 材料和焊接技术 - 第 1 部分“金属材料”的要求。

1.2 直接焊在压力容器壁上的部件，如加强筋、围箍、托架、支撑、支座等，都应采用能与容器壁兼容的材料，并保证其可焊性。

1.3 焊接结构也应遵照入级与建造规范 - 材料和焊接技术 - 第 3 部分“焊接”的要求。

1.4 关于防腐蚀，见 C.7。

2. 分级

2.1 容器应按表 8.1 根据使用条件分级。

2.2 部分充液、部分充空气或气体的压力容器，或者用空气或气体把液体压出来的压力容器，如饮用水系统或卫生水系统的压力柜和蓄水容器，均应归类于内有空气或气体的压力容器。

3. 认可的材料

在表 8.2 中所规定的材料应适用于 2 中规定的各级容器。

4. 材料试验

4.1 按照本社材料规范（DIN-EN10204-3.1C）进行的试验针对 I 级压力容器的下列用途的材料：

- a) 除焊接垫块、加强圆板、公称直径 ≤ DN32mm 的支路接头和法兰以及压缩空气瓶上的锻钢或轧钢阀头等小零件外的所有承压部件；
- b) 工作温度 >300℃ 以及工作温度 ≤ 300℃ 但其 $PB[\text{bar}] \cdot DN[\text{公称直径, mm}]$ 乘积 >2500 或公称直径 >250 的锻制法兰；

- c) M30（直径为 30mm，公制螺纹）及以上、抗拉强度 >500N/mm² 的钢制螺栓，以及 M16 以上的合金钢或热处理钢螺栓；
- d) M30 及以上，抗拉强度 >600N/mm² 的钢制螺母；
- e) 各种阀和配件的本体，见第 11 节 B。

4.2 对 II 级压力容器，需经受强制性试验的部件，其材料质量证明可以采用出厂试验合格证书（DIN-EN10204-3.1B）的形式，但所证明的试验结果须符合本社材料规范的要求。

以非合金钢成批生产的 I 级压力容器部件，如手孔盖和人孔盖以及工作温度 <300℃，乘积 $PB \cdot DN \leq 2500$ 和公称内径 $DN \leq 250\text{mm}$ 的锻造法兰和支管，其出厂试验合格证书也可承认。

4.3 对不经受本社材料试验的所有部件，都应另行提供材料性能的证明文件，例如有关所使用材料特性的工厂证明书（DIN-EN 10204-2.2）。

表 8.1 压力容器分级

工作介质	设计压力 $P_C[\text{bar}]$ 设计温度 $[\text{°C}]$		
	全部	—	—
液化气体（丙烷、丁烷等）有毒气体货物	全部	—	—
制冷剂	第 2 组	第 1 组	
蒸汽 压缩空气 气体 热油	$P_C > 16$ 或 $t > 300$	$P_C \leq 16$ $t \leq 300$	$P_C \leq 7$ $t \leq 170$
液体燃料	$P_C > 16$ 或 $t > 150$	$P_C \leq 16$ $t \leq 150$	$P_C \leq 7$ $t \leq 60$
水和油	$P_C > 40$ 或 $t > 300$	$P_C \leq 40$ $t \leq 300$	$P_C \leq 16$ $t \leq 200$
压力容器级	I	II	III

表 8.2 认可的材料

材料和产品形式		接入级与建造规范-材料和焊接-第 1 部分-“金属材料” 第 1~4 章的材料等级 压力容器级		
		I	II	III
轧钢和锻钢	钢板、型材和棒材	锅炉和压力容器板材按第 2 章第 1 节 E		
		低温钢按第 2 章第 1 节 F		
		奥氏体不锈钢按第 2 章第 1 节 G		
		特殊镇静钢按第 2 章第 1 节 C (每块轧制板材作试验)	普通结构钢按第 2 章第 1 节 C	造船钢按第 2 章第 1 节 B
	管 材	无缝和焊接铁素体钢管按第 2 章第 2 节 B 和 C		
		设计温度-10℃以下使用的低温钢管按第 2 章第 2 节 D		
		奥氏体不锈钢管按第 2 章第 2 节 E		
	锻 件	锻件按第 2 章第 3 节 E		
		设计温度-10℃以下使用的低温钢锻件按第 2 章第 3 节 F	—	普通装置工程锻件按第 2 章第 3 节 B
	螺栓和螺母	普通装置工程用螺栓按公认的标准, 如 DIN 267 或 ISO 898		
		设计温度>300℃使用的高温钢		
		设计温度<-10℃使用的低温钢		
铸件	铸 钢	锅炉、压力容器和管道用铸钢件按第 2 章第 4 节 D		
		设计温度>300℃使用的高温铸钢件		
		设计温度低于-10℃使用的低温铸钢件按第 2 章第 4 节 E	—	机械设备用铸钢件按第 2 章第 4 节 B
	球墨铸铁	球墨铸铁按第 2 章第 5 节 B 仅用铁素体级 标准级 ≤300℃ 特殊级 ≤350℃		
	灰铸铁	—	至少 GG20 级按第 2 章第 5 节 C; 不允许用于热油系统的容器	
有色金属	铜和铜合金的管子和铸件	铜合金按第 3 章第 2 节, 限于下列范围以内: 铜镍合金 ≤300℃ 高温青铜 ≤260℃ 其 他 ≤200℃		
	铝合金的板、管和铸件	铝合金按第 3 章第 1 节, 限于下列范围以内: 设计温度≤200℃ 仅用于本社专门同意的情况		

C. 制造原则

1. 适用于材料的加工过程

加工过程必须与有关材料相一致。对于晶粒结构已受热加工或冷加工不利影响的材料，应按入级与建造规范—材料和焊接技术—第 1 部分“金属材料”第 2 章第 6 节 A 进行热处理。

2. 焊接

焊接工作的实施，焊接工场的认可及焊工资格考试均应遵照入级与建造规范—材料和焊接技术—第 3 部分“焊接”的规定。

3. 端板

3.1 盘形端部的法兰旁不能有任何类型的固定物（如固定板或加强肋板）以免不适当地妨碍它们的移动。撑脚只可装设在那些已经为此而规定了适当尺寸的盘形端部。

3.2 如盖板或端部已用羊眼螺栓紧固，则后者应防滑脱。

4. 支管

支管壁厚的选定必须使之能安全地吸收附加的外应力。焊接支管的壁厚应与所焊接部件的壁厚相适应。这些管壁必须有效地焊接在一起。

应按第 11 节规定为管道连接提供管接头。

5. 管板

管孔必须细心钻削并去除毛刺。考虑到管子的胀管过程和材料的组合，孔桥的宽度必须确保胀管过程能正确进行并有足够的固紧牢度。胀管长度应不小于 12mm。

6. 膨胀的补偿

容器和设备的设计必须考虑到可能的热膨胀，例

如在壳体和加热管束之间的热膨胀。

7. 防腐蚀

对因与所盛介质（如热海水）接触而加速腐蚀的容器和设备，必须以适当的方式防护。

8. 清洗孔和检查孔

8.1 容器和设备应设有检查孔和出入孔，这些孔应尽可能大，且位于方便的部位。对这些孔的最小的尺寸，见第 7a 节 C.9。

为了能把辅助或保护装置带入容器，一般要求人孔直径至少不小于 600mm。当横贯的管接头高度不超过 250mm 时，此直径可减为 500mm。

长度超过 2m 的容器，必须至少每端有一个检查孔，或必须设一个人孔。内径大于 800mm 的容器必须至少设有一人孔。

8.2 人孔的设计和位置必须使人出入不太困难。如由于拧紧压盖螺栓或压紧横闩可能发生变形，则检查孔和进出孔的周边应予加强。

如通过取出或拆卸零件便能进行内部检查，则不必装设特别检查孔和进出孔。

8.3 如经验已经证明不可能发生腐蚀或沉积，如蒸汽套内部，可不开检查孔。如容器和设备贮存危险品（例如液化气体或有毒气体），则其检查孔盖和进出孔盖应以螺栓法兰而不应以横闩紧固。

9. 标识和标记

每一压力容器都应有铭牌或永久性印记，以标明制造厂、产品系列号、制造年份、容量、受压部件的最大许用工作压力，对适用温度超过 50°C 或低于 -10°C 的受压部件，标明其使用温度。

D. 设计计算

1. 原则

1.1 压力容器和设备的受压部件的设计应采用蒸汽锅炉的公式（见第 7a 节 D，只要其可适用），此外应符合工程实践¹的一般规定。这些计算应按 1.2 至 1.7 中规定的细则进行。

1.2 设计压力 P_c

1.2.1 通常，设计压力是最高许用工作压力（表压）。如果静压导致在容器壁上的载荷增加 5% 或更多，则在确定最高许用工作压力时应对此有足够的重视。

1.2.2 如果给水加热器安装在锅炉给水泵的排出端，则最高许用工作压力就是泵的最高排出压力。

1.2.3 对外部压力，应按真空度为 1bar 或者真空安全阀起作用时的外部压力计算。在外部正压和内部真空（或者相反）同时存在的条件下，此计算应假定外部压力（或内部压力）增加 1bar。

1.2.4 装载液化气体的货舱，其设计压力应按第 6 章确定。制冷装置中的容器和设备应遵照第 10 章第 1 节 C 的规定。

1.3 许用应力

各部件的尺寸取决于许用应力 σ_{zul} (N/mm^2)。除了货物容器和过程压力容器如第 6 章中所述外，其他由下列各式确定其最小值。

1.3.1 轧钢和锻钢

设计温度为 350°C 或以下时

$\frac{R_{m,20^\circ}}{2.7}$ 式中： $R_{m,20^\circ}$ — 在室温下保证的最低抗拉强度 (N/mm^2)，（对 $R_{eH} \leq 360 N/mm^2$ 的公认的细晶粒钢，可免除此要求）。

$\frac{R_{eH,20^\circ}}{1.7}$ 式中： $R_{eH,20^\circ}$ — 在室温下保证的屈服强度或 0.2% 验证应力²的最低值。

$\frac{R_{eH,t}}{1.6}$ 式中： $R_{eH,t}$ — 在超过 50°C 的设计温度下保证的屈服强度或 0.2% 验证应力²的最低值。

设计温度在 350°C 以上时

$\frac{R_{m,100000,t}}{1.5}$ 式中： $R_{m,100000,t}$ — 在设计温度 t 之下 100000h 疲劳强度的平均值。

液化气的货舱和过程压力容器须遵照第 6 章中所规定的值。

1.3.2 铸造材料

铸钢： $\frac{R_{m,20^\circ}}{3.2}$ ； $\frac{R_{eH,t}}{2.0}$ ； $\frac{R_{m,100000,t}}{2.0}$

球墨铸铁： $\frac{R_{m,20^\circ}}{4.8}$ ； $\frac{R_{eH,t}}{3.0}$

灰铸铁： $\frac{R_{m,20^\circ}}{11}$

1.3.3 有色金属

铜和可锻铜合金： $\frac{R_{m,t}}{4.0}$

铝和可锻铝合金： $\frac{R_{m,t}}{4.0}$

由于有色金属有各种不同的硬度，应当注意，加热（例如铜焊和电焊）可能导致机械强度下降。在这些情况下，应按在软化退火条件下的机械强度进行计算。

¹ 例如 TRB/AD（压力容器上工作部件的规定）即为此类工程实践的规定。

² 对奥氏体钢，采用 1% 验证应力。

1.4 设计温度

1.4.1 通常以所装介质的最高温度作为设计温度。

1.4.2 如以火、废气或电加热，则应采用第 7a 节表 7a.3（如合适）。如采用电加热，则表 7a.3 仅适用于直接加热的表面。

1.4.3 工作温度低于 20℃时，计算中应采用至少为 20℃的设计温度。

1.5 削弱系数

对削弱系数 v ，见第 7a 节，表 7a.4。

1.6 腐蚀和磨损余量

腐蚀和磨损余量 c 通常为 1mm。对厚度 $\geq 30\text{mm}$ 的不锈钢板和其他耐腐蚀材料板，可不放余量。

1.7 最小壁厚

1.7.1 壳体和端板的壁厚通常应不小于 3mm。

1.7.2 如容器的壁由管子和耐蚀材料制成，或对 III 级的容器和设备，可容许最小壁厚为 2mm，但这些壁不得承受外力。

1.8 适用于尺寸设计的其他规范

如不能采用第 7a 节中提供的公式或工程实践的一般规定计算容器壁或此壁的一部分，则应采用其他方法以验证其未超过许用应力。

E. 设备和安装

1. 截止装置

装在压力管道上的截止装置必须尽可能靠近压力容器。如几个压力容器组合在一起，则没有必要要求每个容器都应能分别截止，而只需为整组容器提供截止设施即可。通常，组合在一起的容

器应不超过三个，起动空气瓶和在工作时打开的其他压力容器必须能单独截止。装在管道上的装置，如油水分离器，不需要截止装置。

2. 压力表

2.1 每一个能截止的压力容器和每组装有截止装置的容器都必须装设也能被截止的压力表。其测量范围和刻度必须扩大到试验压力并用红线标出最高许用工作压力。

2.2 只有对其操作为必需时才在设备上装压力表。

3. 安全设备

3.1 每一能截止的压力容器或每组装有截止装置的容器都必须装上弹簧式安全阀，这种安全阀不能截止，但在卸荷后能可靠地再次关闭。

用以控制压力和温度的器件不能代替安全阀。

3.2 安全阀的设计和设定必须使其不可能超过最高许用工作压力达 10% 以上。必须采取措施，以防对安全阀设定值作未经授权的改变。阀锥体必须能随时予以升起。

3.3 在用于气体、蒸气和蒸汽的安全阀的卸荷侧的最低点应设有不能截止的泄放设施。必须提供设施，以使从安全阀中排放出来的危险气体、蒸汽或液体得到安全的处理。溢出的重油必须经过一个开式漏斗泄放。

3.4 如其内部的蒸汽压力有可能超过最高许用工作压力，则充以蒸汽的空间应装有安全阀。

3.5 进出口端都能截止的加热空间应装设安全阀，以防止当此空间内容物发生危险的热膨胀或加热元件损坏时产生不允许的压力升高。

除温度控制器外，电加热器件还应装设一安全的热敏关断器。

3.6 压力水柜的安全阀应装在注水侧。只要供给此柜的空气压力不可能超过最高许用工作压力，就无需在空气侧装设安全阀。

3.7 热水器的安全阀应装在冷水入口端。

3.8 只有经本社同意，并对其使用得到专门证明，才容许采用爆裂膜片。其设计必须使压力不可能超过最高许用工作压力达 10% 以上。

爆裂膜片必须装有防护设施，以挡住爆裂膜片的碎块，且必须保护其不受外界的损坏。爆裂膜片的碎块应不可能减小释放孔的必要面积。

3.9 在气动和液动操纵的蓄压器和调节系统中，如供应此蓄压器的压力不可能超过最高许用压力，且压力与容积的乘积 $PB[\text{bar}] \cdot V[\ell] \leq 200$ ，则可不装压力释放装置阀。

4. 加热压力容器上的液位指示器和给水设备

4.1 其液位下降可能导致器壁达到不可接受之高温的加热压力容器，必须装设液位指示装置。

4.2 具有固定的最低水位的压力容器必须设有足够容量的给水设备。

5. 观察窗

仅当对设备操作为必需，以及不可采用其他观察方法时，才允许在压力容器的受压表面装设观察窗。观察窗应最好采用圆形，且不应大于所必需的尺寸。观察窗必须用例如金属丝网等保护，以免遭受机械损坏。对于可燃、爆炸性或有毒的介质，观察窗必须设有可关闭的盖子。

6. 泄水和放气

6.1 压力容器和设备必须能卸压和完全排空或泄放。应特别注意压缩空气瓶是否有足够的泄放设施。

6.2 必须提供适当的为进行液压试验用的接头，且并在最高点装设一放气旋塞。

7. 安装

7.1 在船上安装和紧固压力容器时，应注意确保由所装介质、容器的结构重量及船体的运动和振动等所产生的载荷不致过大地增加任何容器表面应力。如有必要，应在支撑和托座部位处容器表面装设加强板。

7.2 压力容器和设备的安装，应便于切实可行的四周目视检查，且使定期检查易于进行。如有必要，应在容器内装设梯子或踏步。

7.3 只要有可能，卧式压缩空气瓶应安装成一定角度，并平行于船的首尾线。此角度应至少为 10° （阀头朝上）。如容器是横向安装的，则此角度应更大。

7.4 如有必要，应在压缩空气瓶外部作标记，以标识其能够完全放气和泄水所必需的装置位置。

F. 检验

1. 压力试验

1.1 完工后，压力容器和设备必须进行制造试验和水压试验。在这些试验后，容器壁应无永久变形。

水压试验时，载荷不可超过以下规定：

有明确屈服点的材料 无明确屈服点的材料

$$\frac{R_{eH,20^\circ}}{1.1} \qquad \frac{R_{m,20^\circ}}{2.0}$$

1.2 压力容器和设备的试验压力 PP 通常为最高许用工作压力 PB 的 1.5 倍，但最低压力为 $PB + 1\text{bar}$ 。

对仅经受低于大气压之压力的压力容器和设备，其试验压力必须至少与工作压力相匹配，

或者压力试验可以超过大气压力 2bar 的压力进行。

适用于蒸汽冷凝器的试验压力见第 3a 节。

1.3 装设在锅炉燃烧设备的燃油压力管道上的所有压力容器和设备都应以工作压力之 1.5 倍的试验压力对油侧进行试验，但最低压力为 5bar。对蒸汽侧，其试验应按 1.2 中规定进行。

1.4 相当于 DIN 4810 的供水系统中的压力容器应按该标准的规定，在 5.2bar、7.8bar 或 13.0bar 的压力下进行试验。

1.5 空气冷却器（例如增压空气冷却器）应以最高许用工作压力之 1.5 倍的压力在水侧进行试验，但最低压力为 4bar。

1.6 在特殊情况下，也可同意以水以外的其他介质进行压力试验。

2. 密性试验

对装载危险品（例如液化气体）的容器和设备，本社有权要求进行专门的气密性试验。

3. 在船上安装后的试验

在船上安装后，应对容器和设备的安装进行检查，且对安全装置的布置和整定进行检查，且必要时进行运行试验。

G. 气瓶

1. 通则

就本规范而言，气瓶是指容量不大于 150ℓ，外径 ≤ 420mm，长度 ≤ 2000mm 的瓶子，其在专门的充气站充注气体，此后再运到船上需用这些压缩气体的处所（另见第 12 节）。

2. 制造

2.1 气瓶必须用规定的方法和合适的材料制造，并必须按照其预期承受的载荷进行设计。

2.2 制造过程须经认可。为此，应将下列文件送审：

2.2.1 一份表明通常在制造厂内进行的生产控制的制造过程说明书。

2.2.2 所用材料的详细资料（定向分析、屈服点、抗拉强度、冲击强度和热处理）。

2.2.3 标有所用印记细节的图纸一式三份。

3. 设计计算

3.1 所用术语

P_C — 设计压力（规定的试验压力），bar；

s — 壁厚，mm；

D_a — 气瓶外径，mm；

R_{eH} — 保证的上屈服点，N/mm²；

$R_{p0.2}$ — 保证的 0.2% 验证应力，N/mm²；

R_m — 保证的最小抗拉强度，N/mm²；

R_e — 确定 R 值时作为比较值所需的屈服点，N/mm²；

$$R_e = R_{eH}$$

$$\text{或 } R_e = R_{p0.2}。$$

R — 下述二值中之小者，N/mm²；

$$1) \quad R_e,$$

$$2) \quad - \quad 0.75 R_m, \text{ 对于正火或正火和回火气瓶,}$$

$$- \quad 0.90 R_m, \text{ 对于淬火和回火气瓶。}$$

σ_{zul} — 许用应力 = $\frac{R}{4/3}$ ，N/mm²；

β — 用于盘形端部的设计系数（见第 7a 节 D.4.）；

v — 削弱系数（见第 7a 节，D.2.）。

3.2 圆筒形表面

$$s = \frac{D_a \cdot P_c}{20 \cdot \sigma_{zul} \cdot v + P_c}$$

3.3 盘形端部

$$s = \frac{D_a \cdot p_c \cdot \beta}{40 \cdot \sigma_{zul}}$$

3.4 球形端部

$$s = \frac{D_a \cdot P_c}{40 \cdot \sigma_{zul} \cdot v + P_c}$$

适用于盘形端部的条件如图 8.1 中所示。

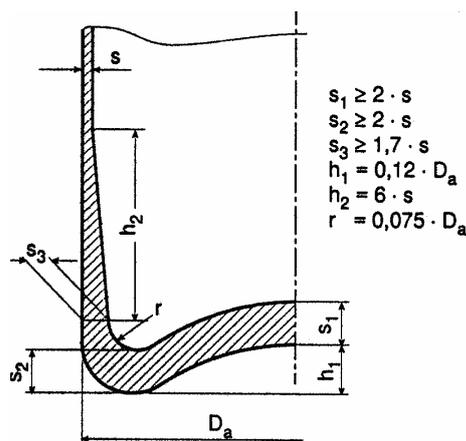


图 8.1

4. 试验压力

充装率为 0.66 kg/l 的 CO₂ 瓶的规定试验压力为 250 bar 表压。对其他气体，其试验压力可取自德国 TRG（压缩气体技术规范）或可经本社同意。

5. 气瓶的检验

5.1 抽样

5.1.1 经正火的气瓶

每 400 只同炉和同批热处理的气瓶取 2 只抽样气瓶。

5.1.2 经淬火和回火的气瓶

每 200 只同炉和同批热处理的气瓶取 2 只抽样气瓶。

5.2 试验

5.2.1 应按 5.1.1 和 5.1.2 从抽样的气瓶中制取下列试样：1 根纵向抗拉试样，3 根横向抗弯试

样，一组试样作 ISO V 型缺口棒冲击试样。该 V 型缺口棒冲击试样应在 -20℃ 下进行试验。

5.2.2 第二次试验的气瓶应按 5.2.9 经受破裂试验。

5.2.3 对批量小于 400 只的正火气瓶和/或 200 只的淬火和回火气瓶，只需每隔一批经受破裂试验。

5.2.4 所有抽样气瓶的圆周壁厚均应在三个横截面位置（颈部，中间和底部）上测量。端部板亦应剖开，且测量其厚度。

5.2.5 检查抽样气瓶颈部和底部的内表面，以探查可能的制造缺陷。

5.2.6 所有校验的气瓶都要进行水压试验。

5.2.7 对气瓶进行完工后的目视检查，包括对校验气瓶的 10% 进行重量和容量的检查。检查打印的标记。

5.2.8 制造厂必须登记每只气瓶的容量和重量。制造厂应把经过淬火和回火的气瓶 100% 地提交进行硬度测试。

5.2.9 拟经受破裂试验的气瓶必须清晰地标识出其所取自的批。

5.2.9.1 水压破裂试验应按两个步骤进行，通过试验装置使压力持续增加，直至气瓶破裂，且应记录时间与压力的函数关系曲线。试验必须在室温下进行。

5.2.9.2 在第一步骤中，压力必须持续地增加，直至塑性变形开始出现；此压力增加不得超过 5 bar/sec。

一旦塑性变形点已经达到（第二步骤），泵的排量不得超过第一步骤之排量的 2 倍；然后保持恒值直至气瓶破裂。

6. 标记和标识

每只气瓶均应标以下列内容：

- 制造厂名或公司名；

- 系列号;
- 气体的类型;
- 设计强度值 (N/mm^2);
- 容量 (ℓ);
- 试验压力 (bar);
- 空瓶重量 (kg);

- 试验日期;
- 试验印记。

7. 等效检验的认可

由其他组织实施的检验可予承认, 只要这些检验与以上所述者相等效。

第 9 节 燃油设备

A. 总则

1. 适用范围

1.1 主、辅锅炉和热油加热器的燃油设备应遵照 B 中的规定。

1.2 热水锅炉和燃油加热器的油燃烧器，以及那些安装在机舱或安装在具有对机器运行行为重要之设备的处所中的小型加热设备的油燃烧器，应遵照 C 中的规定。

1.3 如油燃烧器还用于燃烧废油和油渣，则在各种情况下采取的各种必要的措施都应得到德国劳氏船级社总部的同意。

1.4 此外，本节的下列一般要求对于所有装置和设备都是强制性的。

2. 送审文件

每一种型式的燃烧器的剖面图，连同它的运行方式的说明，以及电气控制系统的线路图和设备清单都应一式三份提交本社认可。只要其符合公认的标准，包括在 C 中的设备一般不必经受图纸校验。

3. 认可的燃料

见第 1 节 D.12。

4. 锅炉设备及燃烧器的布置

4.1 油燃烧器的设计、安装及调整应能防止火焰损坏锅炉表面或燃烧区边缘处的管子。锅炉上那些可能受到损坏的部分应使用耐火炉衬加以保护。

燃烧系统的布置应防止火焰回火至锅炉舱或机

舱，且应能使没有燃烧的燃油安全泄放。

4.2 在锅炉或燃烧器的适当位置必须开设观察孔，通过该孔可观察到点火火焰、主火焰和炉衬。

4.3 从可能的漏泄点漏出的燃油应安全地收集至油盘中和泄放（参见第 12 节 B.6.1）。

5. 油燃烧设备和内燃机同时运行

设在装有需要消耗大量空气的机组，如内燃机或空气压缩机的处所内的油燃烧设备，不得因空气压力的变化而影响其工作。

B. 锅炉和热油加热器的燃油设备

1. 通则

1.1 无持续和直接监控的锅炉和热油加热器应以自动燃烧系统进行运行。

1.2 该设施应设有手动操作（应急操作）。即使在手动操作时，火焰监测必须保持运行。

1.3 手动操作要求对系统进行持续和直接的监控。

1.4 安全装置只能经过单键开关接通。

2. 燃油预热

2.1 燃油预热设备必须能利用船上设备使蒸汽锅炉启动。

2.2 任何可以控制的热源都可用来预热燃油。但不允许用明火预热。

2.3 应设有燃油循环管路，使能在锅炉启动前预热燃油。

如只可用蒸汽来预热，则必须得到无需预热的燃油用来启动锅炉。

当由重油改为烧轻油时，轻油不能通过加热器或被过度加热（报警）。

2.4 预热温度的选择应避免在受热表面上过分起泡沫，形成蒸汽或气体以及形成沉淀。

如燃油在处于大气压的容器中预热，则应遵照第 10 节 B.5 的要求。

受压的燃油加热器的设计和制造须遵照第 8 节压力容器中的要求。

2.5 温度或粘度控制必须自动地进行。为了进行监测，在燃烧器前的燃油压力管路上应装设一温度计或粘度计。

2.6 如燃油温度或粘度超过或低于允许限值，则报警系统必须向锅炉操作平台发出信号。

3. 泵、管路、阀及配件

对于泵、管路、阀及配件，见第 11 节 G.8。

3.1 必须能通过在燃油总管上安装的手动快速关闭装置，以截断压力燃油总管向燃烧器的供油。根据设计及操作方式，也可要求在每个燃烧器前面装一快速关闭装置。

4. 安全设备

4.1 当燃烧器启动或切断时，应通过燃烧器控制箱确保安全功能的正确顺序。

4.2 在至燃烧器的燃油供给管上必须设置两个自动切断装置。

对至点火燃烧器的燃油供给管的情况，如燃烧器点火后燃油泵被切断，则装设一个自动切断装置就足够了。

4.3 在紧急情况下，必须能在锅炉操作平台以及控制室（如适用）关闭自动切断装置。

4.4 自动切断装置不得对启动中的燃烧器中断供油，且如果出现下列之一的故障，必须在运行中（可能自动再启动）切断供油：

- a) — 雾化用介质（蒸汽或压缩空气雾化器）所需的压力消失；
- 雾化（压力雾化器）所需油压消失；
- 离心转杯转速不足或初始空气压力低（旋转雾化器）；
- b) 燃烧空气供给中断；
- c) 供控制的动力中断；
- d) 进气抽风机损坏或排气挡板开度不足；
- e) 燃烧器缩回或转离其工作位置。

4.5 当发生下列情况时，必须通过关闭自动切断装置切断燃油供给，且通过燃烧控制箱予以联锁：

- a) 在启动开始后的安全时间内，火焰未能形成（参见 5.8）；
- b) 在运行时，火焰熄灭，而重新启动燃烧器的努力未能在安全时间内获得成功（参见 5.8）；或
- c) 限位开关动作。

4.6 具有回油管之燃烧器的回油管还必须配有自动切断装置。如果当燃烧器关闭时，回油管内没有压力，且油不能倒流，则可免除此回油管中的切断装置。

4.7 使用电气工作部件的燃油设备，还必须能以一设在该设备所安装舱室之外的应急开关来停止其工作。同样，蒸汽驱动燃油供应泵也必须具有遥控停机设施。

4.8 船用安全和监测装置（例如：燃烧器控制箱、火焰监测装置、自动切断装置和限制器）应通过型式试验予以验证。

5. 燃烧器的设计和建造¹

¹ 对这些规定，采用下列定义：

5.1 燃烧器的型式和设计，以及它的雾化和空气扰流设备必须确保达到实际上完全的燃烧。

5.2 油燃烧器的设计和制造必须使人员不会受到运动部件的伤害。这特别适用于鼓风机的进风口。进风口还必须防止滴水进入。

5.3 当燃烧器缩回或转离其工作位置时，高电压点火系统必须自动断开。应设有一个止动器，以把燃烧器限制在最大许可转动范围内。

5.4 蒸汽雾化器必须装有防止燃油进入蒸汽系统的装置。

5.5 如在供应空气的管道中装有挡风门或类似装置，则必须注意确保燃烧空间扫气用的空气随时都有供应，除非燃油供给已确实切断。

5.6 如一套由几台燃烧器组成的装置，其燃烧所需的空气由一台公共风机供给，则每一燃烧器必须装有一关闭装置（如挡板）。该装置必须有固定位置的设施，且必须有位置指示。

5.7 每一燃烧器必须装有一点火器。点火动作应在扫气以后立即开始。在整体型（燃油泵和风机叶轮固定连接成对）的小容量燃烧器中，点火可以和燃烧器启动同时进行，除非后者装在燃烧室顶板处。

5.8 每一燃烧器应装一监视火焰用的安全装置。此装置必须符合下列燃烧器启动或在运行中

“全自动的油燃烧器”

系指具有自动点火器、自动火焰监视器以及自动控制装置，因此其点火、火焰监视以及燃烧器的启动和关闭都随控制变量而动作，无需操作人员参予的燃烧器。

“半自动油燃烧器”

系指具有自动点火器、自动火焰监视器及自动控制装置。其启动由人工触发，切断亦可由人工触发。其关闭后不会自动再点火的燃烧器。

“人工操作的油燃烧器”

系指其每一个点火程序的触发和执行都是手动的。燃烧器有自动监视，并由火焰监视器或由限位器来关闭，需要时，可由安全系统来关闭。再点火只能直接在燃烧器上手动进行的燃烧器。

熄灭的安全时间²：

在启动时	5s
在运行中	1s

如确实有理由，对耗油率在 30kg/h 及以下的燃烧器，可允许更长的安全时间。必须采取措施，以确保主火焰的安全时间不会因点火器（例如引火燃烧器）的影响而被延长。

5.9 如燃烧器关闭后再进行吹气，则必须采取预防措施使喷入的剩余油可安全点燃。

6. 燃烧室和烟道的扫气、排气管道

6.1 在燃烧器每次启动前，燃烧室和烟道应以空气充分吹扫。为此应装设一个警告标牌。

6.2 以燃烧空间以及直到烟囱入口处为止的烟道的总空气容量的三倍作为更换空气量，可认为是足够的。通常应以燃烧空气总流量进行至少 15s 的扫气。任何情况下，无论如何至少应以燃烧系统最大加热能力时所需的燃烧空气量的 50% 进行扫气。

6.3 在排气管道中应避免弯道和死角。

应避免在上升烟道和烟囱中装挡板。如果装有挡板，则必须装成扫气通道截面积低于某一最小值时，不能有燃油供给。挡板的位置必须在锅炉控制平台处予以指示。

6.4 如安装一台进气抽风机，则必须设有一联锁系统，以防止燃烧设备在风机开动之前启动。还应为装在烟囱出口处的任何盖板装设相应的联锁系统。

7. 电气设备

电气控制装置、安全设备以及它们的外壳防护型式都必须符合第 3 章电气装置和第 4 章自动化的规定。

² 安全时间是在无火焰的情况下，燃油可以供入燃烧室的最长允许时间。

8. 试验

8.1 船上的装置应经受运行试验，其中特别包括确定燃烧器启动前所需的扫气时间。应检查在所有负荷下满意的燃烧及各安全设备的可靠运行。

8.2 在安装之后，加压的燃油系统应经受压力及密性试验，参见第 11 节 B.4。

C. 热水加热器、燃油加热器及小型加热器用的油燃烧器

1. 雾化式燃烧器

1.1 全自动和半自动雾化式燃烧器必须符合 DIN 4787/EN 267 或公认的与之相当的标准的要求。在每次由控制器进行点火之前，必须确保由一台风机给以充分扫气。通常认为每次至少 5s 的扫气时间已经足够。如烟道不十分通畅，则扫气时间应相应延长。

1.2 电气设备以及它们的外壳防护型式必须符合第 3 章电气装置的要求。高电压点火器必须充分地保护，防止无意拨动。

1.3 如在空气供应管道中装有档风门或类似设备，则必须注意确保在所有的情况下能获得燃烧空间扫气所需的空气。

1.4 装在枢轴上的油燃烧器只可在切断燃油供应后才能把其转出。与此同时，高电压点火设备也必须断开。

1.5 此燃烧装置也必须能通过设在该装置所安装处所外的应急开关把其关闭。

2. 蒸发燃烧器

2.1 燃烧器设计（如盘式或盒式燃烧器）必须确保在所有负荷下，燃油燃烧能尽可能地完全。

在最高油位以及在所有可能的船舶倾斜角度下（见第 1 节 C.1），决不可有燃油从燃烧容器中或它的空气孔中溢出。对装置的操作、监视和清

洁等为重要的设备的部件，必须易于接近。

2.2 燃烧器必须装有调节器，以确保在选定的负荷下有实际上恒定的燃油流量。要求有安全装置，以防止燃烧容器中的油升高至超过最高允许油位。任凭船舶在海上处于各种运动和倾斜条件下，调节器的功能必须可靠。

2.3 燃烧器通常应设有一风机，以确保供给足够的燃烧空气。如此风机损坏，则供油必须自动地切断。燃烧器不带风机的加热设备，仅能安装和运行在 A.1 中提及的处所内，只要空气的供应足以保证维持无故障的燃烧。

3. 燃油的加热器

3.1 带有蒸发式燃烧器而又没有风机的燃油加热器，只有当其热功率不超过 42000kJ/h 时，才可以安装在 A.1 中提及的处所中。然而只有在那些大量消耗空气的设备，如内燃机或空气压缩机，不从同一处所内吸取空气时，它们才可工作。为保证做到这一点，在使用说明书中应有适当的规定，且在這些加热器上应装上警告标志。还应注意在热的加热器中重新点燃燃烧器时，有回火的危险。

3.2 燃油的加热器必须符合 DIN EN 1 的要求，且应相应地经过试验和认可，或必须符合被公认为相等效之标准的要求。不管船舶在海上所遇到的运动和倾斜情况如何，控制和安全设备必须确保燃烧器安全和可靠地工作。

3.3 烟管和上升烟道的横截面必须至少等于加热器上烟道的面积，且烟道必须尽可能直。应避免水平烟道。烟囱（排气管）出口要装有安全设备（例如 Meidinger 盘），以防止倒灌风。

4. 燃油的小型空气加热器

4.1 根据其运行方式，可取类似的方法，采用 C.1 至 C.3 中所规定的要求。

允许采用不完全满足上述标准要求的设备，但其功能的安全性应采取其他方法予以保证，例如，使用防爆的燃烧室和烟气管道。

4.2 热风道应完全按照制造厂的安装与使用说明进行安装。应避免截面的缩小、阻流点及

锐折角，以免引起设备有过热的危险。必须有一温度控制器，以在过热时将设备关闭。

第 10 节 液体燃料、润滑油、液压油及热油和残油的贮存

A. 总则

1. 适用范围

下列要求适用于液体燃料、润滑油、液压油及热油和残油的贮存。

2. 定义

日用油柜: 是直接供给用油设备的沉淀柜及日用柜。

换用舱柜: 是可以交替地用于液体燃料或压载水的舱柜。换用舱柜应作为燃油舱柜处理。

3. 液舱图

液舱图应一式三份提交认可, 它应包括与布置、介质类型、舱容以及液舱溢流头规格有关的详述。

B. 液体燃料的贮存

1. 对液体燃料的一般安全预防措施

燃油舱柜和管子的位置和装备, 应使燃油不可能流溢至船内或甲板上, 且不可能由热的表面或电气设备所点燃。应在舱柜上装设透气管和溢流管, 以防止过高的压力(见第 11 节 R)。

2. 燃油舱柜的分布、位置和容量

2.1 燃油舱柜的分布

2.1.1 应把待用的燃油贮存在数只舱柜内, 以保证即使其中一只舱柜的底部破损, 其燃油的供应也不致丧失殆尽。

在客船及 400 总吨 (GRT) 或以上的货船上, 不得在防撞舱壁的前方布置燃油舱柜或装运可燃液体的舱柜。

2.1.2 应采取措施确保使用重油的内燃机和锅炉装置能临时使用无需预热的燃油。应为此目的而设置适当的舱柜。这一要求不适用于依靠主机或辅机的冷却水进行预热的场合。其他的布置须得到 GL 的认可。

2.1.3 燃油舱柜应由隔离舱与装载润滑油、液压油、热油或食用油的舱柜以及装载锅炉给水、冷凝水或饮用水的舱柜隔离开来。使用过的将不再用于船上任何其他用途的滑油不在此要求之列。

2.1.4 在小船上, 经德国劳氏船级社认可, 可免除符合此隔离舱布置的要求, 条件是舱柜间的公共限界面的布置符合第 1 章第 12 节 A.5.2 的要求。

2.1.5 邻接润滑油循环柜的燃油柜, 除符合第 1 章第 12 节要求外, 还应装有适当的设施, 如油位报警器, 其应确保燃油柜内的最高液位不超过润滑油循环柜内最低工作液位。

2.2 燃油舱柜的位置

2.2.1 仅当已在燃油舱柜下面设置适当的溢流盘, 且其具有隔热辐射措施时, 才可把燃油舱柜设置在发动机、锅炉、涡轮机及其他表面温度高 (超过 220°C) 的设备之上。须考虑到无隔热和防护套的部件的表面温度。

2.2.2 燃油舱柜应设计成船舶结构的一个组成部分。如这并不可能, 则燃油舱柜应设置在机舱舱壁的邻近处和双层底的舱顶。应避免在机舱内设置独立式燃油柜。不符合上述规定的舱柜位置须得到 GL 的认可。

2.2.3 邻近冷藏货舱的舱柜须遵照海船规范第 10 章的规定。

2.2.4 应为应急电源的原动机提供专门的燃油供应：

在货船上，燃油的容量必须至少足以使用 18h。该项规定亦适用于驱动应急消防泵的发动机。

在客船上，燃油的容量必须至少足以使用 36h。对仅用于短程（在领海内）航行的客船，可同意减少，但此容量至少必须足以使用 12h。

在客船上，燃油舱柜必须设置在舱壁甲板以上，而在货船上，则必须设置在最上层连续甲板以上，而这两者均应位于机舱与锅炉间之外和防撞舱壁之后。

必须通过燃油舱柜的布置和/或加热，以使应急柴油机即使在外界温度低的情况下仍保持其备用状态。

2.2.5 当燃油日用柜向经认可作为主动力源之一部分而运行的应急柴油发电机提供燃油时，它的设计应使在任何时候都能得到 2.2.4 所规定的容量。应设置一个合适的低液位报警（见第 3 章第 3 节 D.2.6）。

2.2.6 在停泊时可用作主电源的应急发电机的贮存油柜的设计，应使在任何时候都能得到 2.2.4 中所规定的容量。应设置用于监测相应舱柜之液位的报警（另见第 3 章第 2 节 D.2.6）。

2.2.7 燃油日用柜的数量和容积，见第 11 节 G.8。

3. 燃油舱柜的附件和配件

3.1 对燃油注入和吸入管路，见第 11 节 G；对透气管、溢油管 and 测深管，见第 11 节 R。

3.2 日用油柜的布置应使得尽管船舶在海洋中运动，油中的水和渣滓仍能沉积出来。

设置在双层底以上的燃油舱柜应装设带有自闭式截止阀的泄水设施。

3.3 舱柜量具

3.3.1 允许设如下的舱柜量具：

- 测深管；
- 油位指示器（业经型式试验）；
- 在与油柜连接处的装有平板玻璃和自闭式截止阀的油位表。

3.3.2 对燃油贮存舱柜，只要设置测深管就足够了。如这些舱柜设有已经 GL 型式试验的油位指示器，则这种测深管可予免除。

3.3.3 燃油沉淀和日用燃油舱柜应按 3.3.1 装设油位指示器或油位表¹。

3.3.4 不允许采用直接装在舱柜边上的观察窗和油位表，以及圆玻璃管油位表。

3.3.5 燃油舱柜测深管的终端不可位于起居处所或旅客处所，也不应位于测深管的溢出物有被点燃危险的处所。

3.3.6 在客船上，测深管和油位指示器仅允许装在它们不要求穿透舱柜顶部以下的部位以及它们损坏和该舱柜过满不可能导致燃油逸出的部位。

3.3.7 测深管应终止于机器处所外。如这并不可能，则应符合下述要求：

- a) 除测深管外，应装设油位表；
- b) 测深管终止于远离有点燃危险的位置，或者测深管上应装有护屏，使之能防止测深管溢油可能与点火源接触；
- c) 测深管应设有自闭式截止装置和自闭式控制装置。

4. 在燃油舱柜上的器具和附件

4.1 不属于燃油舱柜设备组成部分的器具、配件和附件只可通过中间支承安装在舱柜壁

¹ 对挂德国旗的船舶，只允许使用经认可型式的油位表。

上。只有属于舱柜设备组成部分的部件才可安装在独立式舱柜上。

4.2 阀和管子接头应附装在焊于舱柜表面的加强法兰上。不得在舱柜表面上钻安装螺栓用的孔。

可将短而厚的管法兰接头焊于舱柜壁上以代替加强法兰。

5. 舱柜加热系统

5.1 应为舱柜设置一个加热稠性燃油的系统。它必须能分别控制各个舱柜的加热。

应把加热盘管适当地分开或作分组布置，各组都有它们自己的截止阀。

如果有必要，应为吸入管装设加热装置。

5.2 燃油贮存舱内燃油不应被加热至其闪点以下 10°C 之内的温度，但燃油日用柜中的燃油除外，在供给系统中的燃油沉淀柜和任何其他燃油柜被加热时应提供下列布置：

- 从这些柜和/或冷却装置引出的透气管长度要使蒸发气冷却至低于 60°C ，或者透气管的出口应离点火源 3m；
- 透气管头应设防火网；
- 燃油柜蒸气空间至机器处所不存在开口（螺栓固定的人孔除外）。
- 围蔽处所不位于这些燃油柜的直接上方，但设有透气管的隔离空舱除外；
- 电气设备不应设在这些柜的蒸发气处所内，除非这些电气设备具有本质安全的证书。

5.3 对入冰区级的船舶，其舱柜加热的设计应使在所有环境条件下都能泵吸燃油。

5.4 在舱柜出口处，应为加热盘管装设关闭设施。蒸汽加热盘管应设有对油进行冷凝试验的上升气流装置。舱柜中的加热盘管接头一般应为焊接的。只有在特殊情况下才允许采用可拆接头。

在舱柜内，加热盘管的支承应使它们不致由于振动，特别是在其夹持点的振动，而承受不允许的应力。

5.5 应在需要预热的燃油的舱柜上装设温度计，且如有必要，应包隔热材料。

5.6 对加热盘管的材料、壁厚及试验压力，见第 11 节

6. 液压试验

燃油舱柜应按海船规范第 1 章进行密性试验。

7. 闪点 $\leq 60^{\circ}\text{C}$ 的燃油

对闪点 $\leq 60^{\circ}\text{C}$ 的液体燃料的贮存，见第 1 节 D.12。

C. 润滑油和液压油的贮存

1. 舱柜布置

对舱柜布置，应类似地采用 B.2.2.1 及海船规范第 1 章第 8 节 B.5.1 的要求。

2. 舱柜的附件和配件

2.1 润滑油柜和液压油柜的注油管 and 吸油管，见第 11 节 H.2.2。

2.2 对油柜的测深装置，见 B.3.3.1、B.3.3.4 和 B.3.3.6。

2.3 对油柜上的器具和配件的安装，应采用 B.4 的规定。

2.4 对油柜加热系统，应遵照 B.5.4 的要求。

3. 舱柜的容量和结构

3.1 润滑油泄放柜应足够大，以确保润滑油有足够长的停留时间，让气泡逸出，渣滓沉积等。其容量必须在最大允许注油液位为 85% 左右时，至少足以容纳包括各重力油柜容量在内的整个循环系统中的润滑油量。

3.2 应采取诸如设置挡板或符合结构强度要求的（特别是对于机器底座）流通孔等措施，以保证油柜中的全部油量处于循环状态。流通孔的位置应尽可能地靠近油柜的底部。各吸入管接头应布置得尽实际可能远离润滑油泄放管，使得不论船体倾斜情况如何都不致吸入空气和渣滓。

3.3 应在润滑油泄放柜上设置足够的透气管。

D. 热油贮存

1. 舱柜布置

对舱柜布置，应类似地采用 B.2.2.1 和海船规范第 1 章第 8 节 B.5.1 的要求。

2. 舱柜的附件和配件

2.1 对热油舱柜的舱柜测量装置，见 B.3.3 及第 7b 节。膨胀柜应装有经型式认可检验的油位指示装置。

2.2 对舱柜上器具和配件的安装，应采用 B.4 的要求。

2.3 对热油舱柜的注入和吸油管系，见第 11 节 H.2.2。

E. 残油贮存

1. 舱柜加热系统

为确保残油的可泵性，如认为必要，应按 B.5 的要求设置舱柜加热系统。

油渣柜通常应设有加热设施，其应设计成使此油渣柜内容物可被加热达 60°C。

2. 油渣柜

2.1 油渣柜容量

油渣柜容量应能容纳船舶在最大航程期内营运所产生的残渣²。

2.2 油渣柜的附件和配件

2.2.1 对舱柜测深装置，应采用 B.3.3.2 和 B.3.3.5 的要求。

2.2.2 对空气管，见第 11 节 R。

F. 日用气瓶的贮存³

1. 气瓶的贮存应位于开敞甲板或者仅与开敞甲板相通的有良好通风的处所。

2. 日用燃气燃料系统应符合可接受的标准²。

² 应遵照各国家的要求（如有）。

³ 适用于在 2002 年 7 月 1 日及以后铺龙骨的船舶。