

附属書[4] 構造等の基準

1 一般

- (1) 機関の主軸受ボルト、連接棒上下の軸受ボルトその他の回転部分の取付けボルトのナットは、有効な方法によりゆるみの生じないような措置が講じられていること。
- (2) 主機、主要な補助機関、推進のために必要な動力伝達装置及び推進軸系の軸及び棒類のフランジ及び二又端は、本体と鍛接又は溶接したものではないこと。

2 内燃機関(主機又は主要な補助機関(発電機又は第1種補機を駆動するものに限る。)として用いるものに限る。)

- (1) 内燃機関の架構及び台板は、堅固で油密のものであり、かつ、機関台に確実に据え付けることができるものであること。
- (2) ディーゼル機関のクランク軸の強度計算については、次に掲げるところによる。
 - (i) クランク軸の径(クランク軸のピン及びジャーナルの径をいう。以下同じ。)は、次の算式により算定した値以上であること。

$$dc = \{(M + \sqrt{M^2 + T^2})D^2\}^{1/3}$$

$$M = 10^{-2}A \cdot P \cdot L$$

$$T = 10^{-2}B \cdot P \cdot S$$

dc : クランク軸の径(mm)

D : シリンダ径(mm)

S : 行程(mm)

L : 主軸受の中心間距離(mm)

P : シリンダ内の最大圧力(MPa)

p : 図示平均有効圧力(MPa)

A,B : 4サイクル直列機関であって不等間隔着火機関にあつては表1に掲げる係数、等間隔着火機関(V型機関にあつては、片側の列について着火間隔が等角のものをいう。)にあつては表2又は表3に掲げる係数

表1 不等間隔着火機関のA及びB

シリンダ数	クランク配置	A	B
4	+	1.25	4.7

表2 直列単動機関のA及びB

シリンダ数	2サイクル		4サイクル	
	A	B	A	B
1	1.00	8.8	1.25	4.7
2		10.0		
3		11.1		
4		11.4		
5		11.7		
6	1.25	12.0	1.25	6.1
7		12.3		
8		12.6		
9		13.4		
10		14.2		
11		15.0		
12		15.0		

表 3 V型単動機関(連接棒並列式の場合)の A 及び B
a. 2 サイクル機関の場合

シリンダ数	同一クランクスローに属するシリンダの最小着火間隔					
	45°		60°		90°	
	A	B	A	B	A	B
6	1.05	17.0	1.00	12.6	1.00	17.0
8				15.7		
10				18.7		
12				21.6		
14						
16						
18						
20						
20				24.5		

b. 4 サイクル機関の場合

シリンダ数	同一クランクスローに属するシリンダの最小着火間隔									
	45°		60°		90°, 270°		300°		315°	
	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
6	1.60	4.1	1.47	4.0	1.40	4.0	1.30	4.4	1.20	4.3
8		5.5		5.5		5.3		5.2		
10		6.7		7.0		6.1		5.9		
12		7.5		8.2		6.9		6.6		
14		8.4		9.2		7.5		7.3		
16		9.3		10.1		8.2		7.9		
18		10.1		11.1		8.8		8.5		
20		11.5		14.0		9.5		9.2		

(ii) クランク腕の寸法については、次に掲げるところによる。

(i) 一体形クランク軸

- 1) 厚さ及び幅は、次の条件式に適合していること。ただし、クランク腕の厚さは、ピン又はジャーナルの径の 0.36 倍以上の値であること。この場合において、クランク軸の径が (i) の算式により算定したクランク軸の径 (dc) より大きい場合には、次の条件式は、左辺に (dc/d)³ を乗じたものとする。

$$\{0.122(2.20-b/d)^2+0.337\}(d/t)1.4 \leq 1$$

b : クランク腕の幅(mm)

t : クランク腕の厚さ(mm)

d : クランク軸のピン又はジャーナルの径(mm)

- 2) ピン又はジャーナルと腕との付根すみ肉部の半径は、それぞれピン又はジャーナルの径の 0.05 倍以上の値であること。

(ii) 半組立形クランク軸

- 1) 焼きばめ部の寸法は、次の条件式に適合していること。

$$t \geq C_1 \cdot T \cdot D^2 / C_2 \cdot d_h^2 / (1 - 1/A_s^2)$$

$$t \geq 0.525d_c$$

t : 腕の軸方向の厚さ(mm)

a : クランクジャーナルの焼きばめ代を dh で除した値に 1,000 を乗じた値

R : 軸が中空である場合のその内径をその外径で除した値

C₁ : 2 サイクル直列機関の場合にあつては 10、4 サイクル直列機関の場合にあつては 16

C₂ : 次の算式により算定した係数。ただし、軸が中空である場合は、(1-R²) を乗じた値とする。

$$C_2 = 12.8a - 2.4a^2$$

T : (i) の算式の T と同じ。

D : シリンダ径(mm)

d_h : 焼きばめ部の穴の径(mm)

A_s : 腕の外径を d_h で除した値

d_c : (i)の算式により算定したクランク軸の径(mm)

2) クランクピンと腕との付根部における腕の寸法については、(i)の規定を準用する。

(ハ) 全組立形クランク軸

焼きばめ部については、(ロ1)の規定を準用する。

(iii) 全組立形又は半組立形クランク軸のピン及びジャーナルは、腕に確実に焼きばめられていること。この場合において、焼きばめ代は、次の条件式に適合していること。

なお、 $S = (\text{ピン径} + \text{ジャーナル径}) / 2 \times (\text{ピン径})$ が 0.1 未満となる場合又は腕側の材料の規格降伏点が 390N/mm^2 を超える場合にあつては、資料を添えて、海事局検査測度課長まで伺い出ること。また、軸が中空である場合は、焼きばめ代の上限の値に $1/(1-R^2)$ を乗じた値として差し支えない。この場合において、 S は行程(mm)、また、 R は軸の内径をその外径で除した値とする。

$$\frac{1.1d_h}{1,000} \cdot \frac{Y}{225} \leq \alpha \leq \frac{1.1d_h}{1,000} \cdot \frac{Y}{225} + \frac{0.8d_h}{1,000}$$

α : 焼きばめ代(mm)

d_h : 焼きばめ部の穴の径(mm)

Y : 腕側の材料の規格降伏点(N/mm^2)

(iv) クランク軸又は腕が引張強さ 45kg/mm^2 より大きい材料で製造されている場合、クランク軸の径及び腕の寸法は、(i)又は(ロ)の規定により軽減して差し支えない。

(i) クランク軸の径は、(i)の算式により算定した値に次に掲げる係数 K_m を乗じた値まで軽減して差し支えない。ただし、(ii)(ロ1)及び(5)(i)に掲げる d_c には適用しない。

$$K_m = \sqrt[3]{\frac{440}{440 + \left(\frac{2}{3}\right)(T_s - 440)}}$$

T_s : 材料の規格最小引張強さ(N/mm^2)。

ただし、材料の規格最小引張強さが 740N/mm^2 を超える炭素鋼鍛鋼品又は 980N/mm^2 を超える低合金鋼鍛鋼品にあつては、それぞれ 740N/mm^2 又は 980N/mm^2 とする。

(ロ) (i)に掲げる材料以外の材料を用いた場合の K_m の値については、資料を添えて、海事局検査測度課長まで伺い出ること。

(v) (i)及び(ii)の規定は、クランク軸が通常の製造方法(自由鍛造法をいう。)により製造されているものを対象としてものものであり、鍛造フローが連続している場合であつて、疲労強度が通常の製造方法によるものと比較して 20%以上向上していると海事局検査測度課長が認めたときは、(i)の算式の d_c に次に掲げる係数 K_r を乗じたものとして差し支えない。ただし、(ii)(ロ1)及び(5)(i)に掲げる d_c には適用しない。

$$K_r = \sqrt[3]{1.15}$$

(vi) クランク軸のピン又はジャーナルが中空である場合、これらの軸の外径は、(i)の算式により算定した値に次に掲げる係数 K_h を乗じた値以上であること。ただし、内径が外径の 1/3 未満である場合は、この限りでない。

$$K_h = \sqrt[3]{1/(1-R^4)}$$

R : 軸の内径をその外径で除した値

(vii) クランク軸の寸法が(i)及び(ii)の規定に適合しない場合であっても、次に掲げる場合にあつては、当該クランク軸の使用を認めて差し支えない。

(i) クランク軸の径が(i)の規定に適合していない場合であっても、クランク軸と腕との間の付根すみ肉部の応力が(財)日本海事協会鋼船規則検査要領集の「クランク軸応力の詳細計算法」により計算を行い、この結果、同計算法により求められた応力(等価応力片振幅)が次の算式により算定した許容応力以下の場合、(i)の規定

に適合しているものとみなす。

なお、本計算法は、ねじり振動によるすみ肉部での許容付加応力を 24.5N/mm^2 以下、軸心の不整からの付加応力を 19.6N/mm^2 以下に、また、サイクル機関の一体形クランク軸については船体のたわみによる付加応力を 9.8N/mm^2 以下にそれぞれ設定している。

$$\sigma = \sigma_a \cdot f_m \cdot f_s + \alpha$$

σ : 許容応力(N/mm^2)

$\sigma_a, f_m, f_s, \alpha$: 表 4 に掲げる値

(ロ)

- クランク軸の腕が(ii)(イ)の規定に適合しない場合であっても、次の算式により算定したM及びTによりdcを算定し、実径dがこのdcより大きい場合は、(ii)(イ)の規定に適合しているものとみなして差し支えない。ただし、本規定の適用範囲は、次の条件式に適合する範囲とする。

(適用範囲)

$$0 \leq q/r \leq 1 \quad -0.3 \leq s/d \leq 0.4 \quad 8 \leq d/r \leq 27 \quad 1.1 \leq b/d \leq 2.1 \quad 0.2 \leq t/d \leq 0.56$$

表 4 σ_a 、 f_m 、 f_s 及び α の値

σ_a (N/mm^2)	サイクル	クランク軸の形式	軸の径(d : mm)		
			$d \geq 200$	$200 > d \geq 100$	$100 > d$
	2 サイクル	一体形	53.9(備考 2.)	$\frac{132.4 \cdot 0.2}{5d}$	107.9
	4 サイクル		83.4		
f_m	$1 + \frac{2}{3} \left(\frac{T_s}{440} - 1 \right)$				
f_s	製造方法				
	通常の方法	疲労限度の向上が図られた製造方法(備考 4.)			
	1	1.15			
α (N/mm^2)	主軸受の材料				
	ホワイトメタル	トリメタル又はケルメット			
	0	9.8			

備考

- d は、クランクピン又はジャーナルの実径のうちいずれか大きい方の値とする。
- 台板が溶接構造のものでない場合には、8.5 として差し支えない。
- T_s は、材料の規格最小引張強さ(N/mm^2)とする。ただし、材料の規格最小引張強さが 740N/mm^2 を超える炭素鋼又は 980N/mm^2 を超える合金鋼にあっては、それぞれ 740N/mm^2 又は 980N/mm^2 とする。
- 疲労限度の向上が図られた製造方法については、資料を添えて、海事局検査測度課長まで伺い出ること。

$$M = 10^{-2} A \cdot P \cdot L \frac{\alpha_{KB}}{5}$$

$$T = 10^{-2} B \cdot p \cdot S \frac{\alpha_{KT}}{1.8}$$

$$\alpha_{KB} = 4.84 f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5$$

$$f_1 = 0.420 + 0.160 \sqrt{\left(\frac{d}{r} \right) - 6.864}$$

$$f_2=1+81[0.769-\{0.407-(s/d)\}^2](q/r)(r/d)^2$$

$$f_3=0.285\{2.2-(b/d)\}^2+0.785$$

$$f_4=0.444(d/t)^{1.4}$$

$$f_5=1-\{[(s/d)+0.1]^2/[4(t/d)-0.7]\} (t/d \geq 0.36 \text{ のとき})$$

$$f_5=1-1.35\{(s/d)+0.1\}^2 (t/d < 0.36 \text{ で、かつ、} s/d > 0.1 \text{ のとき})$$

$$f_5=1 (t/d < 0.36 \text{ で、かつ、} s/d \leq -0.1 \text{ のとき})$$

$$\alpha_{KR}=1.75g_1 \cdot g_2 \cdot g_3$$

$$g_1=31.6\{0.152-(r/d)\}^2+0.67$$

$$g_2=1.04+0.317(s/d)$$

$$g_3=1.31-0.233(b/d)$$

$$s = \frac{(\text{ピン径}) + (\text{ジャーナル径})}{2} - R$$

b,d,q,r,R:(図1参照)

A,P,L,B,p,S:(i)の算式のそれぞれA,P,L,B,p又はSと同じ。

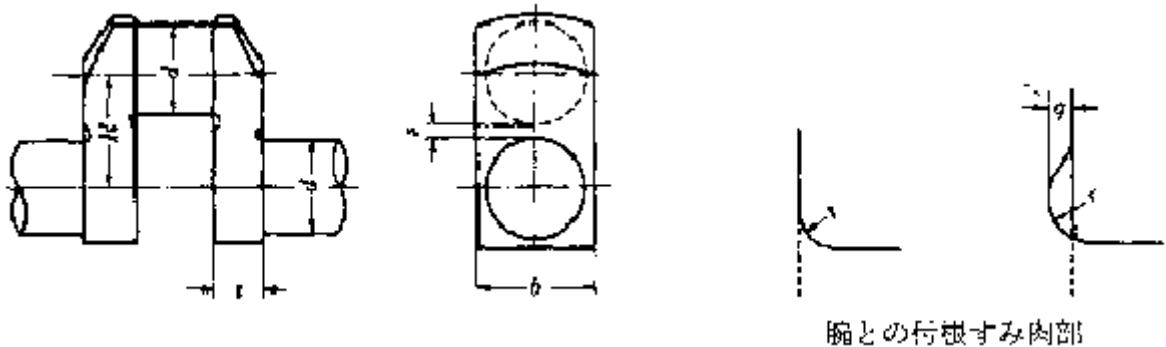


図1 クランク軸記号の説明

- 2) 1)によっても腕の寸法が適合しない場合において、(i)に掲げる「クランク軸応力の詳細計算法」により算定した等価応力片振幅の値が(i)に示す許容応力以下の場合には、基準に適合するものとみなす。
- (viii) (i)から(vii)までの規定により難しいディーゼル機関及びディーゼル機関以外の内燃機関のクランク軸の強度計算の方法については、資料を添えて、海事局検査測度課長まで伺い出ること。
- (3) ディーゼル機関のクランク腕の開閉量の許容限度については、次に掲げるところによる。
- (i) 曲げ付加応力の制限に対する許容限度は、次の条件式に適合していることを標準とする。
- なお、座礁等の事故により著しい変形を生じた場合を除き、 $\Delta \alpha$ が負となる場合(クランク軸中心線がホギング方向(上に凸の方向をいう。)に湾曲している場合をいう。)は、 $-2 \cdot S/10,000$ を下回って差し支えない。
- $$\Delta \alpha = \alpha_0 - \alpha_n \leq 2s/10,000$$
- α_0 : 上死点における内側間距離(mm)
 α_n : 下死点における内側間距離(mm)
s : ストローク(mm)

測定点 $x=d/2$

- (ii) クランク軸のアライメントの保持に対する許容限度は、クランク軸の曲げ剛さ、各スローのバランスウェイトの配置、隣接スローとの位相等により変化するため、クランク腕の開閉量にかかわらず、すべての軸受がクランク軸 1 回転中常に下側主軸受に密着していることを隙見ゲージ等により確認すること。
- (iii) 一体形クランク軸を用いる機関にあつては、クランクデフレクションを調節する目的のためタイロッドの締付けを加減する方法は、架構及び軸受に不整な拘束を与えるため、実施されていないことが望ましい。
- (4) フライホイール又はポンプ用偏心内輪が最終部のクランク軸受とスラスト軸受との間でクランク軸又は特設軸に取り付けられている場合、当該取付部及び特設軸の径は、(2)(i)の算式により算定したクランク軸の径以上の値であること。
- (5) 軸継手及び軸継手ボルトについては、次に掲げるところによる。
 - (i) クランク軸相互、クランク軸とスラスト軸間及び(4)に掲げる軸継手ボルトの軸継手連結面における径は、次の算式により算定した値以上であること。

$$db = 0.7 \sqrt{dc^3 / (n \cdot D)}$$

db : ボルトの径(mm)

n : ボルトの数

D : ピッチ円の径(mm)

dc : (2)(i)の算式により算定したクランク軸の径(mm)

- (ii) ピッチ円上の軸継手の厚さは、(i)の算式により算定した値((iii)に掲げる係数 K_b を乗じない値とする。ただし、軸継手が軸継手ボルトの規格最小引張強さ以上の規格最小引張強さの材料で製造されている場合は、この限りでない。)以上であること。
- (iii) (i)に掲げる軸継手ボルトが規格最小引張強さ 440N/mm^2 より高い材料で製造されている場合、(i)の算式により算定した値は、次に掲げる係数 K_b を乗じた値まで軽減して差し支えない。ただし、規格最小引張強さ 980N/mm^2 より高い材料で製造されている場合の K_b の値については、資料を添えて、海事局検査測度課長まで伺い出ること。
$$K_b = \sqrt{440/T_b}$$

Tb : 材料の規格最小引張強さ(N/mm²)
- (iv) 軸継手の根元には、軸の径の 0.08 倍以上の半径の丸みが付けられていること。この場合において、軸継手ボルト又はナットの座ぐりは、当該丸みにかかっていないこと。
- (v) 軸継手が組立形のものである場合、当該軸継手は、軸のトルク伝達に対し十分な強度を有し、かつ、後進力にも耐え得る構造のものであること。この場合において、軸に過度の応力集中が生じないものであること。
- (6) 排気タービン過給機のタービンローター、タービン羽根等の強度計算式については、3 に掲げる蒸気タービンに係る強度計算式を準用して差し支えない。

3 蒸気タービン(主機又は主要な補助機関(発電機又は第 1 種補機を駆動するものに限る。)として用いるものに限る。)

- (1) タービンローターの平均接線応力は、次の条件式に適合していること。
なお、材料のクリープ・アルカリ脆化等の減少についても考慮すること。

$$T_m \leq Y/3$$

$$T_m \leq T_s/4$$

$$T_m = \frac{N^2(1.12\omega \cdot I + 0.18W \cdot r)}{A}$$

Tm : 平均接線応力(N/mm²)

N : 連続最大回転数の 1/1,000(rpm)

A : 回転軸片側のタービンディスクの断面積(mm²)

I : 回転軸片側のタービンディスクの回転軸中心線まわりの断面 2 次モーメント(mm⁴)

ω : タービンディスク又はローターの材料の単位体積当りの質量(kg/mm³)

W : 羽根(根元部を含む。)の質量(kg)

r : 軸中心線から羽根(根元部を含む。)の重心までの距離(mm)

Y : 材料の降伏点又は耐力(N/mm²)

Ts : 材料の規格最小引張強さ(N/mm²)

(2) タービンのローター軸及びタービン羽根は、使用回転数の範囲内で危険な振動を生じないように措置が講じられたものであること。

(3) タービン羽根の取付部における断面積は、次の算式により算定した値以上であること。

$$A = \frac{43.93W \cdot N^2 \cdot r}{T_s}$$

A : 羽根の取付部における断面積(mm²)

W : 当該断面より上の羽根及びシュラウドの羽根 1 枚当たりの質量(kg)

N : 連続最大回転数の 1/1,000(rpm)

r : 軸中心から羽根の重心までの距離(mm)

Ts : 材料の規格最小引張強さ(N/mm²)

(4) タービン羽根は、応力集中、腐食及び応力侵食を軽減する措置が講じられたものであること。

(5) 動力を伝達するタービンのローター軸(継手を含む。)の強度については、5 の規定を準用する。

4 ガスタービン

(1) ガスタービンは、各部の熱膨張によってタービン本体に有害な変形が生じない構造としなければならない。

(2) ガスタービンは、熱膨張による過度の拘束を避けて据え付けなければならない。

(3) ガスタービンは、運転中にタービン又は圧縮機の動翼が脱落した場合であっても、周囲の人員及び機器に危険を及ぼすことのない構造及び配置としなければならない。

5 動力伝達装置及び軸系

(1) 動力伝達装置(推進のために必要なもの及び発電機(非常電源の用に供するものを除く。)又は第 1 種補機に動力を伝達するものに限る。)

(i) 歯車装置の一般構造

(イ) 歯車がリムをボスに焼きばめする構造のものである場合、リムは、十分な強度を有する厚さのものであり、かつ、伝達動力に対し十分な焼きばめ代が設けられていること。また、歯切りを行った後に焼きばめが行われた場合は、歯車の精度が十分保証される構造であるか、又は焼きばめを行った後に歯の最終仕上げが行われていること。

(ロ) 歯車が溶接構造のものである場合、歯車は、十分な剛性を有するものであり、かつ、歯を切る前に応力除去が行われたものであること。また、溶接部については、適当な非破壊検査により有害な欠陥がないことを確認すること。

(ハ) 歯車には、有害な不釣合重量がないこと。

(ニ) 歯車の車室は、十分な剛性を有し、かつ、検査及び保守が容易な構造のものであること。

(ホ) ころがり軸受には、十分な信頼性を有するものが使用されていること。

(ヘ) 小歯車の軸張出部に重量物を取り付けた場合は、小歯車の振れまわり運動及び軸心の狂いをできる限り小さくする構造のものであること。

(ii) インボリュート歯形を有する外歯円筒歯車の構造及び接線荷重

(イ) 構造

1) 歯元には、大きな丸味がつけられ、かつ、できる限り滑らかに歯形と連ねられていること。また、歯先及び歯すじの両端にできる限り逃がしが設けられていること。

2) 表面硬化処理が行われた歯車は、十分な表面硬さ及び硬化深さを有するものであること。

(ロ) 曲げ強さに対する接線荷重

接線荷重は、歯の曲げ強さに対し次の条件式に適合していること。ただし、 P_b を算定する算式は、圧力角 20° の標準歯車についてのものであり、圧力角がこれと異なる歯車については、管海官庁の指示するところによるものとする。

$$P_{mcr} \leq P_b$$

$$P_{mcr} = 954,932 \cdot \frac{H}{R} \cdot \frac{2}{d_1} \cdot \frac{1}{b}$$

$$P_b = 9.81(K_1 - S_b - K_2)K_3 \left\{ 4.85 - \frac{30.6}{Z}(1 - X)^3 \right\} mn$$

P_{mcr} : 連続最大出力時の歯車の接線荷重(N/cm)

H : 連続最大出力時に小歯車が分担する出力(kW)

R : 連続最大出力時の小歯車の回転数(rpm)

d_1 : 小歯車のピッチ円直径(cm)

b : 軸平行断面のピッチ円上におけるかみあい歯幅(cm)

P_b : 曲げ強さに対する許容接線荷重(N/cm)

X : 転位係数

M_n : 歯直角モジュール

Z : 歯数

K_1 : 1)に掲げる外的荷重倍加係数

K_2 : 2)に掲げる内的荷重付加値

K_3 : 3)に掲げるたわみによる荷重倍加係数

S_b : 4)に掲げる係数

1) 外的荷重倍加係数(K_1)

外的荷重倍加係数は、歯車に作用する変動荷重の大小により定まる係数であって、次の算式により算定した値とする。ただし、次の算式により算定できない場合は、表 5 に掲げる値として差し支えない。

なお、小型の機関(連続最大出力 257kW 以下で、かつ、連続最大回転数 1,300rpm 以上のものをいう。)に用いるものについては、回転比 0.4~1.15 の範囲に歯車に危険な変動トルク(振動付加トルクが伝達トルクを超えるものをいう。以下同じ。)を生ずるような共振回転数が存在しない場合、表 5 にかかわらず、 K_1 の値を 1.00 として差し支えない。

$$K_1 = 1.10 \frac{P_{mcr}}{P_{max}}$$

P_{max} : 使用回転範囲内に生ずる瞬時最大接線荷重(N/cm)

表 5 K_1 の値

駆動機関	連結の方法	推進用歯車	補機用歯車
蒸気タービン ガスタービン 電動機	単段減速歯車	1	1.15
	多段減速歯車	1.00(備考 1.) 1.10(備考 2.)	
内燃機関	流体継手	1.00	1.05(備考 3.) 0.95(備考 4.) 0.6
	電磁継手		
	高弾性継手 又は弾性継手	0.90(備考 3.) 0.80(備考 4.)	
	直結(備考 5.)	0.5	

備考

1. 推進軸系と直結される歯車の場合
2. 推進軸系と有効なたわみ継手等を介して連結される歯車の場合
3. 本継手を用いることにより回転比が 0.4~1.15 の範囲内で歯車に危険な変動トルクを生ずるような共振回転数を存在させない場合
4. 本継手を用いることにより回転比が 0.7~1.15 の範囲内で備考 3.の共振回転数を存在させない場合
5. 直結のものであっても備考 3.又は備考 4.に適合するものについては、 K_1 をそれぞれ 0.90 又は 0.80 として差し支えない。

2) 内的荷重付加値(K₂)

内的荷重付加値は、仕上げ精度及び重なりかみあい率により定まる値であって、次の算式により算定した値又は図 2 に掲げる値とする。

$$K_2 = k_2(d \cdot n)0.8$$

d : ピッチ円直径(cm)

n : 歯車の回転数の 1/1,000(rpm)

k₂ : 表 6 に掲げる係数。この場合において、Esp は、次の算式により算定した値とする。

$$Esp = (be \cdot \sin \beta_0) / (0.1 \cdot mn)$$

be : 歯幅(やまば歯車にあつては、片側の歯幅とする。)(cm)

β₀ : ねじれ角(°)

表 6 k₂ の値

期待精度	Esp ≥ 1.25	Esp < 1.25
シェービング仕上げ及び研削仕上げに準ずるもの	0.04	0.09
切削仕上げに準ずるもの	0.11	0.22

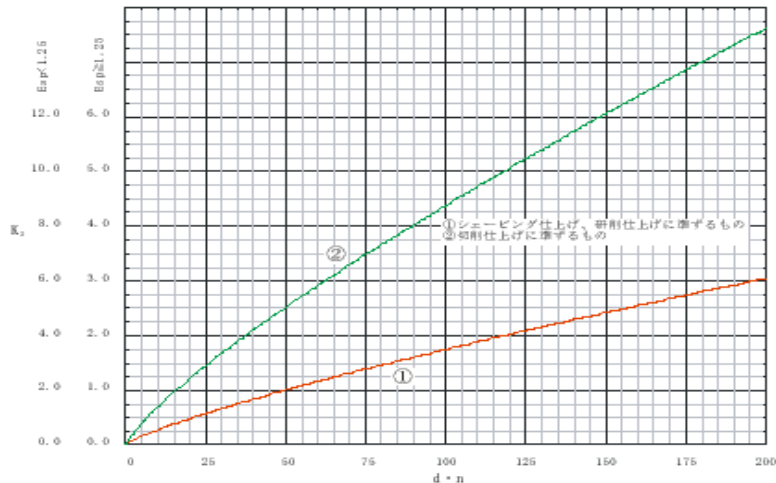


図 2 K₂ の値

3) たわみによる荷重倍加係数(K₃)

たわみによる荷重倍加係数は、歯幅及びピッチ円直径により定まる係数であって、次の算式により算定した値又は図 3 に掲げる値とする。

$$K_3 = 1 + k_3(bt/d_1)^3$$

bt : 小歯車の全歯幅(やまば歯車にあつては、中みぞを含む。)(cm)

d₁ : 小歯車のピッチ円直径(cm)

k₃ : 表 7 に掲げる値

表 7 k₃ の値

1 の小歯車に 1 の大歯車がかみあう場合	0.01
1 の小歯車の直径方向に 2 の大歯車がかみあう場合	0.003

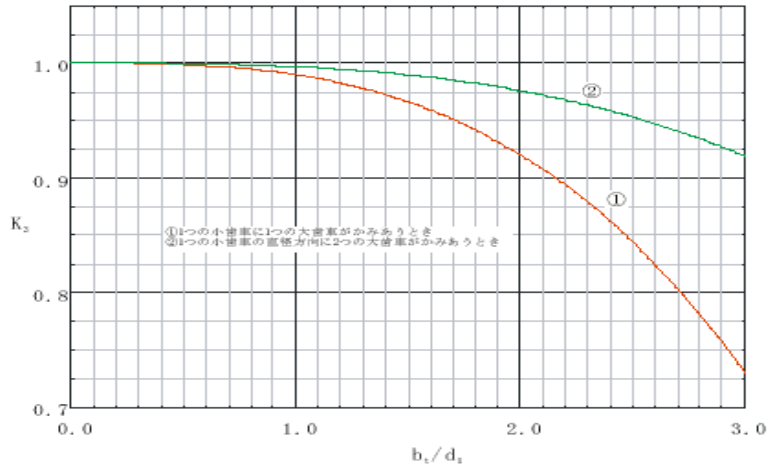


図3 K₃の値

4) S_b

S_b は、主として歯車の材料により定まる係数であつて、i)又はii)の算式により算定した値とする。ただし、前進用中間歯車又は後進用歯車の S_b は、それぞれ 0.7 又は 1.2 を乗じた値とする。この場合において、S_b が 26 を超える場合は、26 とする。

i) 歯底を含めて表面を硬化した歯車の場合

$$S_b = 0.83\sqrt{T}$$

T : 材料の規格最小引張強さ(N/mm²)

ii) その他の歯車の場合

$$S_b = \frac{T+Y}{49} \cdot \frac{1}{1+(0.0096T-2.4)\left(\frac{0.04}{r_0}+0.02\right)(0.023mn+0.75)}$$

T : 材料の規格最小引張強さ(N/mm²)

Y : 材料の規格最小降伏強さ(N/mm²)

r₀ : カッター歯先丸み半径のモジュールに対する比

(ハ) 面圧強さに対する接線荷重

歯車(後進用歯車を除く。)の接線荷重は、歯面の面圧強さに対して次の条件式に適合していること。

$$P_{mcr} \leq P_s$$

$$P_s = 9.81(K_1 \cdot S_s - K_s)K_3 \cdot K_4 \frac{1}{i+1} d_1$$

P_s : 面圧強さに対する許容接線荷重(N/cm)

i : 歯車比(大歯車歯数を小歯車歯数で除した値をいう。)

d₁ : 小歯車のピッチ円直径(cm)

S_s : 材料により定まる係数であつて、1)又は 2)の算式により算定した値

K₄ : 3)に掲げる潤滑係数

P_{mcr}, K₁, K₂, K₃ : (ロ)の算式のそれぞれ P_{mcr}, K₁, K₂ 又は K₃ と同じ。

1) 歯面を硬化した歯車同士の組合せの場合

$$S_s = \frac{A}{3.13} \sqrt{Tw}$$

A : 連続最大出力 257kW を超える機関に用いるものにあつては 7, 257kW 以下の機関に用いるものにあつては 12.25·3H/147 とする。

ただし、10 を超える場合は、10 とする。

H : 機関の連続最大出力(kW)

Tw : 大歯車の材料の規格最小引張強さ(N/mm²)

2) その他の歯車の組合せの場合

$$S_s = \{0.005(H_{bp}/H_{bw}) + 0.007\} T_w + 7.5$$

H_{bp} : 小歯車の歯面の硬さ(ブリネル硬さをいう。)

H_{bw} : 大歯車の歯面の硬さ(ブリネル硬さをいう。)

T_w : 1)の算式の T_w と同じ。

3) 潤滑係数(K₄)

潤滑係数は、ピッチ円直径及び回転数により定まる係数であって、次の算式により算定した値又は図 4 に掲げる値とする。ただし、歯面を硬化した歯車同士の場合には、0.53 とする。

$$K_4 = 0.3(d \cdot n)^{1/6}$$

d : ピッチ円直径(cm)

n : 歯車の回転数の 1/1,000(rpm)

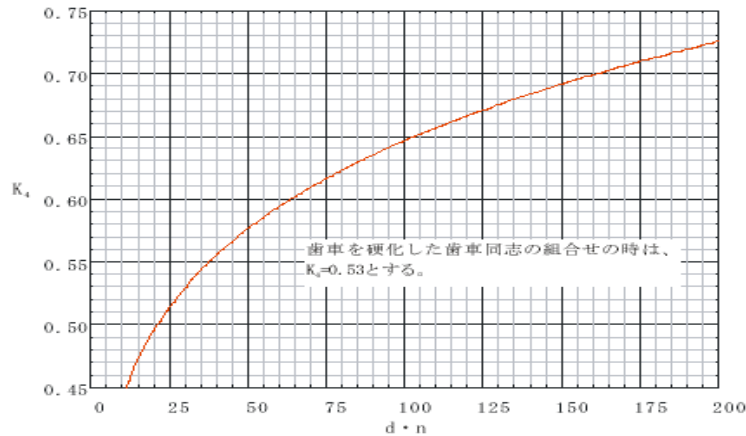


図 4 K₄ の値

- (iii) (ii)(ロ)及び(ハ)の規定に適合しない歯車装置であっても、設計、工作、用途等について詳細な検討を行い、かつ、同等以上の効力があると本局首席海事技術専門官(船舶検査官)が認める場合については、当該歯車装置の使用を認めて差し支えない。
- (iv) インボリュート歯形以外の歯形を用いた外歯円筒歯車、遊星歯車、傘歯車、ウォーム歯車等の接線荷重については、本局首席海事技術専門官(船舶検査官)が適当と認めるところによるものとする。
- (v) 歯車装置の鍛鋼製の軸の径については、次に掲げるところによるものとする。
 - (イ) 動力を伝達する軸の径は、(2)(i)の算式により算定した値以上であること。この場合において、算式中の H 及び R は、連続最大出力時に軸が分担する出力及び連続最大出力時の軸の回転数とする。
 - (ロ) 小歯車軸の軸受間の径は、歯のかみあいにより生ずる曲げに対して十分な剛性を有する値であること。
 - (ハ) 大歯車軸の軸受間の径は、1 の小歯車がかみあう場合又は中心角度が 120° 未満の角度に配置された 2 の小歯車がかみあう場合にあつては(イ)に掲げるところにより算定した値の 1.16 倍以上、また、中心角度が 120° 以上の角度に配置された 2 の小歯車がかみあう場合にあつては、(イ)に掲げるところにより算定した値の 1.10 倍以上であること。
 - (ニ) 大歯車軸とスラスト軸を兼用している場合の大歯車軸のスラスト受部の径は、(イ)に掲げるところにより算定した値の 1.1 倍以上であること。
- (vi) 歯車に作用する曲げ応力及び接線応力の算定は、日本機械学会動力伝達用歯車設計資料調査研究分科会の「インボリュート円筒歯車の負荷容量計算式」によって差し支えない。
- (vii) 歯車装置の軸の径が(v)(イ)及び(ロ)の規定に適合しない場合であっても、軸の設計、工作等について詳細な検討を行い、かつ、軸に加わるねじりモーメント、曲げモーメント、トルク変動等に対し、軸の強さが十分であると本局首席海事技術専門官(船舶検査官)が認める場合については、当該歯車装置の使用を認めて差し支えない。
- (viii) 鍛鋼製のたわみ軸の径は、(2)(i)の算式により算定した値以上であること。この

場合において、算式中の H 及び R は、連続最大出力時にたわみ軸が分担する出力及び連続最大出力時のたわみ軸の回転数とし、また、F₁ は、タービンを主機とする場合の値を用いること。

- (ix) 継手及び継手ボルトは、(5)の規定に適合し、かつ、片持ちで重量物を支える場合は、その重量に対しても十分な強度を有するものであること。この場合において、(5)(i)の算式の d₀は、軸の種類に応じて算定した軸の径とする。
- (x) 推進軸系に使用される可撓継手等特殊な継手の構造、強度等については、資料を添えて、海事局検査測度課長まで伺い出ること。なお、可撓継手の許容平均トルクは、次の条件式に適合していることを標準とする。

$$Tq \geq 2.9 \times 10^3 (H/R)$$

Tq : 可撓継手の許容平均トルク (N・m)

H : 主機の連続最大出力 (kW)

R : 主機の連続最大出力時の可撓継手の回転数 (rpm)

- (x i) その他の動力伝達装置は、本局首席海事技術専門官(船舶検査官)が適当と認める構造のものであって、安全かつ確実に作動し、かつ、伝達する動力に対し十分な強度を有するものであること。

(2) 中間軸

- (i) 鍛鋼製の中間軸の径は、次の算式により算定した値以上であること。ただし、軸が中空であってその内径がその実際の外径の 0.4 倍以下である場合及び中空でない場合は、次の算式中「 $\frac{1}{1-(\frac{d_i}{d_a})^4}$ 」を「1」と置き替えること。

$$d_0 = F_1 \cdot K_1 \sqrt[3]{\frac{H}{R} \cdot \frac{550}{T_0+160} \cdot \frac{1}{1-(\frac{d_i}{d_a})^4}}$$

d₀ : 中間軸の径 (mm)

H : 連続最大出力時の軸馬力 (kW)

R : 連続最大出力時の中間軸の回転数 (rpm)

F₁ : 表 8 に掲げる係数

K₁ : 表 9 に掲げる係数

T₀ : 材料の規格最小引張強さ (N/mm²)。ただし、規格最小引張強さが 980N/mm² を超える鍛鋼品にあつては、980N/mm² とする。

d_i : 軸が中空である場合のその内径 (mm)

d_a : 軸が中空である場合のその実際の外径 (mm)

表 8 F₁ の値

ディーゼル機関を主機とするものであつて滑り継手を介する場合、タービンを主機とする場合及び電気推進の場合	95
上記以外のディーゼル機関の場合	100

備考 滑り継手とは、流体継手、電磁継手又はこれらと同等の継手をいう。

- (ii) 平水区域を航行区域とする船舶の中間軸の径については、(i)の算式において F₁ を 95 として算定した値として差し支えない。
- (iii) 船尾管内にある中間軸であつて、第 1 種プロペラ軸と同等の耐食性を有するものの径は、(4)(i)の算式において K₂ を 1.15(第 1 種プロペラ軸として承認されたマルテンサイト系析出硬化型ステンレス鋼製のものにあつては、0.94)として算定したプロペラ軸の径、その他のものの径は、軸の材料が炭素鋼鍛鋼品又は低合金鋼鍛鋼品であるものにあつては(4)(i)の算式において K₂ を 1.21(第 2 種プロペラ軸として承認されたオーステナイト系ステンレス鋼又はマルテンサイト系ステンレス鋼にあつては、1.16)として算定したプロペラ軸の所要径以上の値であること。

表 9 K₁ の値

一体フランジ継手の場合	1.0
-------------	-----

焼きばめ、押しばめ、冷しばめ継手の場合	
キーを設ける場合(備考 1.)	1.1
横穴を設ける場合(備考 2.)	
スプラインを設ける場合(備考 3.)	1.15
軸方向にスロットを設ける場合(備考 4.)	1.2

備考

1. キー溝端から中間軸の径の 0.2 倍以上離れた範囲については、 K_1 を 1.0 とする軸の径まで減じて差し支えない。また、キー溝底の横断面のすみ肉半径は、中間軸の径の 0.0125 倍以上とする。
2. 穴の径は、中間軸の径の 0.3 倍以下とする。
3. スプラインの形状は、JIS B 1601「角形スプライン」に適合するもの又はこれと同等のものであること。
4. スロットの長さは、 $1.4d$ 以下、また、幅は、 $0.2d$ 以下とする。この場合において、 d は、 K_1 を 1.0 として算定した軸の径とする。

(iv) 平水区域を航行区域とする船舶の船尾管内にある中間軸の径については、(iii)の規定により算定した径の 8% までの値を減少して差し支えない。

(3) スラスト軸

(i) 主機のトルクを伝達する鍛鋼製のスラスト軸のスラスト受けカラーの根元における径及びローラーベアリングをスラスト軸受に用いる場合の軸受部の径は、(2)(i)の算式において、 K_1 を 1.1 として算定した値以上であること。

なお、平水区域を航行区域とする船舶にあっては、(2)(i)の算式において F_1 を 95 として算定した値以上の値として差し支えない。

(ii) (i)に掲げるところにより算定した径が中間軸の径より大きい場合、スラスト受台の前部又は後部におけるスラスト軸の径については、(2)に掲げるところにより算定した中間軸の径の値まで軽減して差し支えない。

(iii) (i)及び(ii)の規定にかかわらず、本局首席海事技術専門官(船舶検査官)が差し支えないと認めた場合については、中空補正を行わない中間軸の径を用いて差し支えない。

(4) プロペラ軸

(i) 鍛鋼製のプロペラ軸の径は、次の算式により算定した値以上であること。ただし、第 1 種プロペラ軸として認められているマルテンサイト系析出硬化型ステンレス鋼及び第 2 種プロペラ軸にあっては、次の算式中「 $\frac{56}{T_p+16}$ 」を「1」と置き替えること。

また、軸が中空であってその内径がその実際の外径の 0.4 倍以下である場合は、次の

算式中「 $\frac{1}{1-(d_i/da)^4}$ 」を「1」と置き替えて差し支えない。

$$dp = 100 \cdot K_1^3 \sqrt[3]{\frac{H}{R} \cdot \frac{550}{T_p+160} \cdot \frac{1}{1-(\frac{d_i}{da})^4}}$$

dp : 中間軸の径(mm)

H : 連続最大出力時の軸馬力(kW)

R : 連続最大出力時のプロペラ軸の回転数(rpm)

K_2 : 表 10 に掲げるプロペラ軸の設計に関する係数

T_p : 材料の規格最小引張強さ(N/mm²)。ただし、規格最小引張強さが 590N/mm² 超える鍛鋼品又は 460N/mm² を超える高力黄銅棒にあっては、それぞれ 590N/mm² 又は 460N/mm² とする。

d_i : 軸が中空である場合のその内径(mm)

da : 軸が中空である場合のその実際の外径(mm)

表 10 K₂の値

適用範囲		軸の種類及び材料			
		第1種プロペラ軸		第2種プロペラ軸	
		マルテンサイト系析出硬化型ステンレス製鋼のものであって使用が認められているもの	左記以外のもの	炭素鋼又は低合金鋼製のもの	オーステナイト系ステンレス鋼製又はマルテンサイト系ステンレス鋼製のものであって使用が認められているもの
プロペラ軸のプロペラ取付けテーパ部大端部(プロペラの取付けがフランジ構造の場合は、フランジ前面部)からの最後部の船尾管軸受の船首端間での間又は 2.5dp の範囲のうち、いずれか広いほうの範囲	プロペラとプロペラ軸の取付けをキーレスで行う場合又はフランジ継手で行う場合	1.03	1.22	1.3	1.26
	プロペラとプロペラ軸との取付けをキーで行う場合	1.05	1.26	1.33	1.28
上記の範囲を除き、船首側に向かって、船首側船尾管シール装置の船首端下までの範囲		0.94(備考)	1.15(備考)	1.21(備考)	1.16(備考)

備考 境界部は、テーパ又は丸みをつけて軸の径を減少させること。

- (ii) 船首側船尾管軸封装置の船首端下から中間軸の継手までは、中間軸の実径まで漸減して差し支えない。
- (iii) 平水区域を航行区域とする船舶のプロペラ軸の径については、(i)の算式により算定した径の8%までの値を減少して差し支えない。
- (iv) プロペラ軸及び船尾管内にある中間軸の腐食の防止については、次に掲げるところによる。ただし、腐食のおそれのないものについては、この限りでない。
 - (イ) プロペラ軸及び船尾管内にある中間軸は、軸身が海水に接触しないよう適当に保護されていること。
 - (ロ) プロペラ軸スリーブの船尾端とプロペラボスとの間には、海水が浸入しないよう有効な措置が講じられていること。
 - (ハ) プロペラ軸とプロペラキャップ又はプロペラボスとの間のすき間には、獣脂類をつめ込む等の方法により軸の海水による腐食を防止するための措置が講じられていること。
- (ニ) 軸の防食において、次に掲げる場合は、一体のスリーブと同等とみなす。
 - 1) 2以上のスリーブを焼きばめ又は圧入した後、スリーブの厚さの2/3以上にわたり同質の材料で溶接又は鋳かけしたものであって、予備試験を行った結果、一体のスリーブと同一の効力を有することが確認され、かつ、その予備試験と同一の要領で施工したもの
 - 2) 分装式スリーブ間の軸身部にゴム巻を施工したプロペラ軸又は船尾管内にある中間軸であって、海事局検査測度課長が認めたもの
 - 3) 1)及び2)に掲げる防食方法以外の防食方法で施工したものであって、海事局検査測度課長が認めたもの

(v) プロペラ軸又は船尾管内にある中間軸であって、スリーブを設ける場合については、次に掲げるところによる。

(i) スリーブの厚さは、次の算式により算定した値以上であること。

$$t_1 = 0.03dp + 7.5$$

$$t_2 = (3/4)t_1$$

t_1 : 船尾管軸受又は張出軸受の軸受面に触れる部分の厚さ(mm)

t_2 : その他の部分の厚さ(mm)

dp : (i)の算式により算定したプロペラ軸の径(mm)

(ii) スリーブは、軸に焼きばめされるか、又は水圧で圧入されたものであって、かつ、ピン、ねじ等で固定されたものでないこと。

(5) 軸継手及び軸継手リーマーボルト

(i) 軸継手ボルトの軸継手連結面における径は、次の算式により算定した値以上であること。

$$db = 0.65 \sqrt{\frac{d_0^3(T_0 + 160)}{n \cdot D \cdot T_b}}$$

db : ボルトの径(mm)

d_0 : (2)(i)の算式により算定した中間軸の径(mm)。この場合において、 K_1 については、1.0として差し支えない。

n : ボルトの数

D : ピッチ円の径(mm)

T_0 : 中間軸の材料の規格最小引張強さ(N/mm²)

T_b : ボルトの材料の規格最小引張強さ(N/mm²)。ただし、規格最小引張強さが980N/mm²を超える場合は、980N/mm²とする。

(ii) 軸継手のピッチ円上の厚さは、対応する軸の所要径の0.2倍以上の値であり、かつ、対応する軸材料の引張強さと同じ値を有するとして算定した継手ボルトの所要径以上の値であること。ただし、プロペラ取付用継手部のピッチ円上の厚さは、中間軸の所要径(2)の算式において、 K_1 を1.0及び T_0 を390N/mm²として算定した値であること。)の0.27倍以上の値であること。

(iii) (i)及び(ii)の規定にかかわらず、先任船舶検査官が差し支えないと認めた場合については、中空補正を行わない中間軸の径を用いて差し支えない。

(iv) 軸継手の根元には、軸の径の0.08倍以上の半径の丸味がつけられていること。この場合において、座ぐりは、丸味にかかっていないこと。

(v) 軸継手が組立形のものである場合、当該軸継手は、軸のトルク伝達に対し十分な強度を有し、かつ、後進力にも耐え得る構造のものであること。この場合において、軸に過度の応力集中が生じないものであること。

(6) 船尾管及び張出軸受

(i) プロペラの重量を支える船尾管の軸受の後端又は張出し軸受の構造については、次に掲げるところによる。

(i) 海水潤滑を行う軸受

1) 長さは、(4)(i)の算式により算定したプロペラ軸の径(中空である軸にあっては、中空補正後の径)の4倍又は実径の3倍のうちいずれか大きい方の値以上であること。

2) 清浄、かつ、十分な潤滑冷却水が流通できるような適当な措置が講じられていること。

(ii) ホワイトメタルを用いる油潤滑を行う軸受

1) 長さは、(4)(i)の算式により算定したプロペラ軸の径(中空である軸にあっては、中空補正後の径)の2.5倍又は実径の2.0倍のうちいずれか大きい方の値以上であること。

2) 1)の規定にかかわらず、軸受内部の油の温度を確認する装置が備え付けられている場合、軸受の長さについては、(4)(i)の算式により算定したプロペラ軸の径の2.0倍又は実径の1.5倍のうちいずれか大きい方の値以上として差し支えない。

3) 船尾管内には、常時油が満たされていること。

4) 重力タンクの静圧を利用して給油を行う場合、当該重力タンクは、最高満載喫

水線より上の位置に設置され、かつ、低油面警報装置が備え付けられたものであること。ただし、当該重力タンクの静圧が水圧より下回っても差し支えない形式の場合、当該重力タンクは、最高満載喫水線より上の位置に設置されていないとしても差し支えない。

- 5) 船尾管は、アフトピークタンクの中の水に浸漬させるか、又は他の適当な方法により冷却されていること。
- (ii) 船尾管後端部又は張出し軸受内面上部と軸との間のすき間は、表 11 に掲げる値以下であること。ただし、油潤滑方式等の支面材を使用しない方法による場合にあっては、製造所の設計値によること。

表 11 支面材のすき間

プロペラ軸の径	支面材のすき間の限度
230mm 以下のもの	6mm
230mm を超え 305mm 以下のもの	8mm
305mm を超えるもの	9.5mm

- (7) 船舶の推進に係のある補機であって管海官庁が指示するもの及び発電機に動力を伝達する軸については、(2)の規定を準用する。
- (8) 特殊な軸封装置(グランドパッキン式以外のものをいう。)の形式、構造及び材料については、本局首席海事技術専門官(船舶検査官)の適当と認めるところによる。
- (9) 主として結氷した水域又は浮氷の多い水域を航行する船舶のプロペラ軸の径は、(4)(i)の算式により算定した値の 1.05 倍以上であること。

(10) プロペラ

(i) 固定ピッチプロペラの羽根

- (イ) 半径位置 0.25R(半径位置 0.25R とは、プロペラ半径に乘ずる係数が 0.25 である半径位置(プロペラボスの中心線を中心線とし、プロペラ半径 R に係数を乗じた長さを半径とする円筒面上における位置をいう。以下同じ。)を意味する。以下同様とする。)及び半径位置 0.60R におけるプロペラの羽根の厚さ(羽根の根元のすみ肉を除いた厚さをいう。以下同じ。)は、次の算式により算定した値以上であること。

$$t = \sqrt{\frac{K_1}{K_2} \cdot \frac{1.36H}{Z \cdot N \cdot l}}$$

t : 各半径位置における羽根の厚さ(cm)

H : 主機の連続最大出力(kW)

Z : 羽根の数

N : プロペラの連続最大回転数の 1/100(rpm)

l : 各半径位置における羽根の幅(cm)

K₁, K₂ : 1)又は 2)の算式により算定した係数

1) 半径位置 0.25R の場合

$$K_1 = \frac{45}{\sqrt{1 + 1.62(P_{0.25}/D)^2}} \left(0.386 \frac{D}{P_{0.70}} + 0.239 \frac{P_{0.25}}{D} \right)$$

$$K_2 = K - \{1.92(EA_0) + 1.71\} D^2 \cdot N^2 / 1,000$$

D : プロペラ直径(m)

P_{0.25} : 半径位置 0.25R におけるピッチ(m)

P_{0.70} : 半径位置 0.70R におけるピッチ(m)。ただし、半径位置 0.25R におけるピッチ比 P_{0.25}/D が 0.8 を超える場合、P_{0.25} 及び P_{0.70} は、次の算式により算定した値とする。

$$P_{0.25} = 0.8D$$

$$P_{0.70} = 0.8D(P_{0.70}/P_{0.25})$$

E：羽根先端におけるレーキ(cm)。この場合において、羽根前進面を基準とする。

t₀：軸中心線上における羽根の厚さ(cm)。この場合において、最大羽根厚面投影図における羽根先端の厚さと半径位置 0.25R における厚さとを結んだ直線を基準とする。

K：表 12 に掲げる係数

表 12 K の値

記号(銅合金鋳物)	K
CAC301	1
CAC702	1.1
CAC703	1.3

備考

- 銅合金鋳物以外の材料を使用する場合は、海事局検査測度課長の指示する値とする。
- 直径が 2.5m 以下のプロペラにおける K の値については、本表の値に次に掲げる係数を乗じたものとして差し支えない。

プロペラ直径が 2.0m を超え 2.5m 以下の場合にあっては 2・0.4・D

プロペラ直径が 2.0m 以下の場合にあっては 1.2

2) 半径位置 0.60R の場合

$$t = \sqrt{\frac{K_1}{K_2} \cdot \frac{1.36H}{Z \cdot N \cdot t}}$$

$$K_2 = K - \{1.24(E/A_0) + 1.09\} D^2 \cdot N^2 / 1,000$$

D, E, t₀, K：1) の算式のそれぞれ D, E, t₀ 又は K と同じ。

P_{0.60}：半径位置 0.60R におけるピッチ(m)

P_{0.70}：半径位置 0.70R におけるピッチ(m)。ただし、半径位置 0.60R におけるピッチ比 P_{0.60}/D が 0.8 を超える場合、P_{0.60} 及び P_{0.70} は、次の算式により算定した値とする。

$$P_{0.60} = 0.8D$$

$$P_{0.70} = 0.8D(P_{0.70}/P_{0.60})$$

- (ロ) (イ) の規定にかかわらず、直径 1.5m 以下の小型プロペラにあっては、半径位置 0.25R における羽根の厚さのうち最大のものは、次の算式により算定した値が (イ) の規定により算定した半径位置 0.25R の値より小さい場合は、次の算式により算定した値まで減じて差し支えない。ただし、この場合は、半径位置 0.60R における羽根の厚さについては⑭の規定によらなくて差し支えないが、半径位置 0.25R において円筒面にそって測ったプロペラの羽根の幅は、(イ) 又は (ロ) の規定により算定した値のうちいずれか小さい方の値の 4 倍の値より小さくてはならない。

$$t = \sqrt{\frac{K_3}{K_4} \cdot \frac{1.36H}{Z \cdot N \cdot t}}$$

$$K_3 = 4 + \frac{13P_{0.25}}{P_{0.75}}$$

P_{0.25}, P_{0.70}：(イ) の算式のそれぞれ P_{0.25} 又は P_{0.70} と同じ。ただし、半径位置 0.25R におけるピッチ比が 0.8 を超える場合の修正は適用しなくて差し支えない。

D, H, Z, N：(イ) の算式のそれぞれ D, H, Z, N と同じ。

K₄：表 12 の K と同じ。ただし、備考 2. は適用しない。

- (ハ) 羽根根元のすみ肉部分に羽根取付用スタッドのためのぬすみを設ける場合は、(イ) の算式により算定した羽根の厚さを基準とする羽根の設計断面にくい込まないような措置が講じられていること。
- (ニ) 組立形プロペラの羽根のフランジは、ボス面に十分密着し、かつ、はめ込み部の周囲のすき間は、できる限り小さいこと。

- (ホ) C_b の値が 0.6 以下の自動車運搬船に装備されるピッチ比(半径 0.70R におけるピッチをプロペラ直径で除した値をいう。)0.8 以上のプロペラの羽根の厚さは、(i)(イ)の算式により算定した値の 1.1 倍以上であること。
- (ii) 可変ピッチプロペラの羽根
半径位置 0.35R 及び半径位置 0.60R におけるプロペラの羽根の厚さは、次の算式により算定した値以上であること。

$$t = \sqrt{\frac{K_1}{K_2} \cdot \frac{1.36H}{Z \cdot N \cdot i}}$$

t : 各半径位置における羽根の厚さ(cm)
 H, N, Z : (i)(イ)の算式のそれぞれ H, N, Z と同じ。
 K_1, K_2 : (イ)又は(イ)の算式により算定した係数

- (イ) 半径位置 0.35R の場合

$$K_1 = \frac{45}{\sqrt{1 + 0.827(P_{0.35}/D)^2}} \left(0.308 \frac{D}{P_{0.70}} + 0.131 \frac{P_{0.35}}{D} \right)$$

$$K_2 = K - \{1.79(E/\sigma) + 1.56\} D^2 \cdot N^2 / 1,000$$

$P_{0.35}$: 半径位置 0.35R における定格ピッチ(連続最大出力時におけるピッチをいう。以下同じ。)(m)

$P_{0.70}$: 半径位置 0.70R における定格ピッチ(m)。ただし、半径位置 0.35R におけるピッチ比 $P_{0.35}/D$ が 0.8 を超える場合、 $P_{0.35}$ 及び $P_{0.70}$ は、次の算式により算定した値とする。

$$P_{0.35} = 0.8D$$

$$P_{0.70} = 0.8D(P_{0.70}/P_{0.35})$$

t_0 : 軸中心線上における羽根の厚さ(cm)。この場合においては、最大羽根厚面投影図における羽根先端の厚さと半径位置 0.35R における厚さとを結んだ直線を基準とする。

D, E, K : (i)(イ)の算式のそれぞれ D, E 又は K と同じ。

- (イ) 半径位置 0.60R の場合

$$K_1 = \frac{45}{\sqrt{1 + 0.281(P_{0.60}/D)^2}} \left(0.113 \frac{D}{P_{0.70}} + 0.022 \frac{P_{0.60}}{D} \right)$$

$$K_2 = K - \{1.24(E/\sigma) + 1.09\} D^2 \cdot N^2 / 1,000$$

$P_{0.60}$: 半径位置 0.60R における定格ピッチ(m)

$P_{0.70}$: 半径位置 0.70R における定格ピッチ(m)。ただし、半径位置 0.60R におけるピッチ比 $P_{0.60}/D$ が 0.8 を超える場合、 $P_{0.60}$ 及び $P_{0.70}$ は、次の算式により算定した値とする。

$$P_{0.60} = 0.8D$$

$$P_{0.70} = 0.8D(P_{0.70}/P_{0.60})$$

t_0 : (イ)の算式の t_0 と同じ。

D, E, K : (i)(イ)の算式のそれぞれ D, E 又は K と同じ。

- (iii) 羽根取付けボルト

- (イ) 可変ピッチプロペラの羽根取付けボルトのねじ底の径は、次の算式により算定した値以上であること。この場合において、 K_3 については、図 5 に掲げる値としても差し支えない。

$$d = 0.55 \sqrt{\frac{1}{\sigma} \cdot \frac{1}{n} \left(\frac{A \cdot K_3}{L} + F_c \right)}$$

$$A = 3.06 \times 10^5 \frac{H}{N \cdot Z}$$

$$K_3 = \sqrt{\left(\frac{D}{P} \right)^2 (0.622 - 0.9X_0)^2 + (0.318 - 0.499X_0)^2}$$

$$F_c = 1.10 \times 10^{-3} W \cdot R' \cdot N^2$$

$$\sigma = 34.3(\sigma_B/440)$$

d : ねじ底の径(mm)

D : プロペラ直径(m)

P : 半径位置 0.70R における定格ピッチ(m)

X₀ : 羽根フランジと変節機構との境界面とプロペラ半径との比(図 6 参照)。
ただし、0.3 を超える場合は、0.3 とする。

L : 連続最大出力時の半径位置 0.70R における羽根断面のピッチ角を持ち、かつ、フランジの回転中心を通る直線と前進面側の前縁側ボルトの中心及び後縁側ボルトの中心との距離の平均値(図 7 参照)(cm)

F_c : 羽根の遠心力(N)

H : 主機の連続最大出力(kW)

Z : 羽根の数

N : プロペラの連続最大回転数(rpm)

W : 羽根 1 枚の質量(kg)

R' : 羽根の重心とプロペラ軸中心との距離(cm)

n : 羽根の前進面側におけるボルトの数

σ : 材料の許容応力(N/mm²)

σ_B : 材料の規格最小引張強さ(N/mm²)。ただし、規格最小引張強さが 780N/mm² を超える場合は、780N/mm² とする。

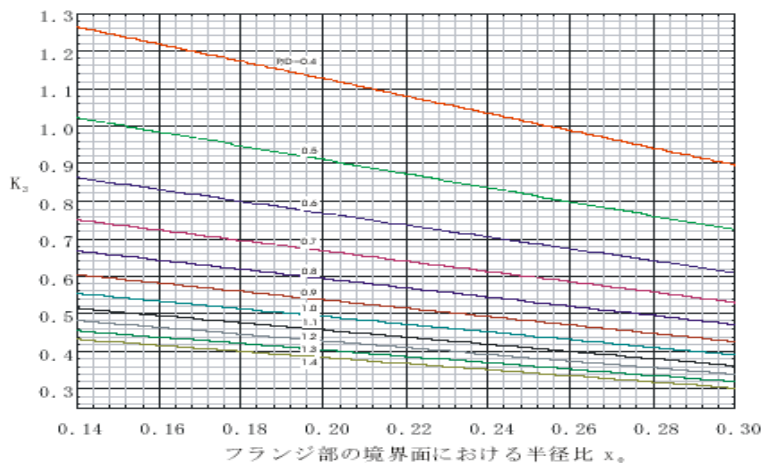


図 5 K3 の値

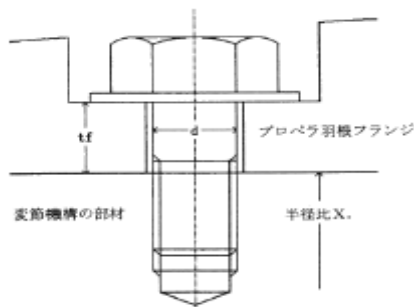


図 6 X₀ の採り方

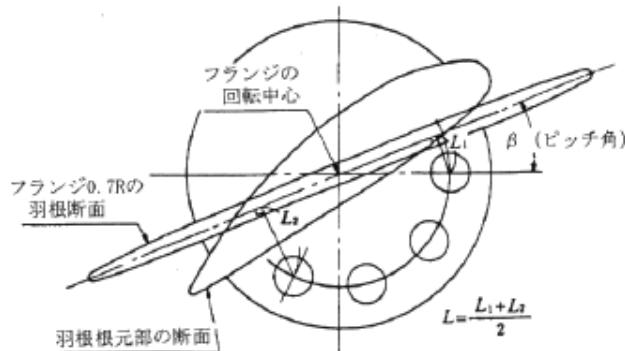


図7 Lの採り方

- (ロ) 羽根を変節機構に取り付ける部分のフランジの厚さ(取付けボルト又はナットの座からフランジ境界面までの厚さをいう。以下同じ。)は、次の算式により算定した値以上であること。

$$t_f = 0.9d$$

t_f : フランジの厚さ(mm)

d : (イ)の算式により算定したボルトの径(mm)

- (ハ) 羽根は、取付け用ボルトに適当な初期締付力を与えて堅固に変節機構に取り付けられていること。

なお、初期締付力については、次の条件式の範囲内にあることを標準とする。

$$\frac{1.3}{n} \left(\frac{A \cdot K_3}{L} + F_c \right) < T_0 < 0.55 \sigma_0 \cdot d^2$$

T_0 : 初期締付力(N)

n : 羽根の前進面側におけるボルトの数

L : 連続最大出力時の半径位置 0.70R における羽根断面のピッチ角を持ち、かつ、フランジの回転中心を通る直線と前進面側の前縁側ボルトの中心及び後縁側ボルトの中心との距離の平均値(図7参照)(cm)

σ_0 : ボルトの材料の降伏点又は0.2%耐力(N/mm²)

d : ねじ底の径(mm)

A, K_3, F_c : (イ)の算式のそれぞれ A, K_3 又は F_c と同じ。

- (ニ) (イ)から(ハ)までに規定しないのもであっても、次に掲げる資料により、当該規定に適合するものと同等以上の強度を有すると本局首席海事技術専門官(船舶検査官)が認めた場合については、この使用を認めて差し支えない。

- 1) ボルトの付加分担係数 K に関する計算書。この場合において、 K は、次の算式により算定した値とする。

$$K = K_b / (K_b + K_f)$$

K_b : ボルトの引張剛性

K_f : フランジの圧縮剛性

- 2) ボルトに作用する静的応力及び変動応力
- 3) ボルトの材料仕様書(製造方法を含む。)
- 4) ボルトの空气中及び海水中における耐久限度線図
- 5) ボルトの締付方法

- (ホ) ボルトには、直接海水が触れないよう必要な措置が講じられていること。ただし、適当な耐食性材料が用いられている場合は、この限りでない。

- (ヘ) 可変ピッチプロペラの変節機構の操作に油圧ポンプが用いられる場合は、予備のポンプを備えるか、又は他の適当な装置により通常の航海に支障のないよう措置が講じられていること。

- (イV) ハイリースキュードプロペラの羽根

ハイリースキュードプロペラの羽根の厚さは、スキュー角(プロペラ投影図におい

て、プロペラ軸中心と翼幅中心線のプロペラ先端との交点を結ぶ直線と、プロペラ軸中心から翼幅中心線へ引いた接線とのなす角(図8参照)をいう。)の大きさに応じて、次に掲げるところによる。

(イ) スキュー角が 25° を超え 60° 以下の場合

- 1) 半径位置 0.25R(可変ピッチプロペラにあつては、0.35R)及び 0.60R における羽根の厚さは、(i)又は(ii)の算式により算定した値に次の算式により算定した係数 f を乗じた値以上であること。

$$f = \left(1 + A \frac{\theta - 25}{60} \right) B$$

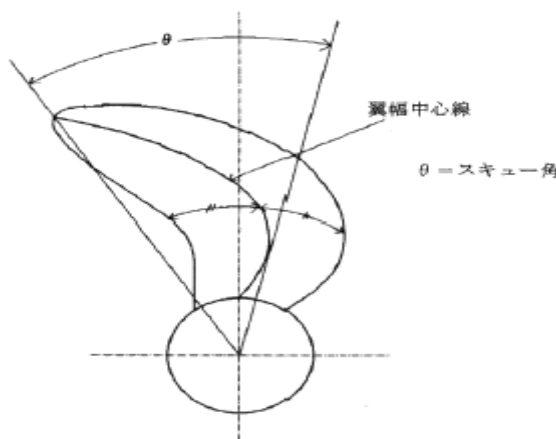


図8 スキュー角 θ : スキュー角(°)

,B : 表13に掲げる係数

表13 A及びBの値

A	半径位置 0.25R(可変ピッチプロペラにあつては、0.35R)の場合	0.2
	半径位置 0.60R の場合	0.6
B	方形係数(Cb)が 0.6 以下の自動車運搬船に備えるピッチ比(半径位置 0.70R におけるピッチをプロペラの直径で除した値をいう。)0.8 以上のプロペラの場合	1.1
	その他のプロペラの場合	1.0

- 2) 半径位置 0.60R と 0.90R との間の羽根の厚さは、羽根の先端の厚さを 0.003・D と仮定し、これと 1)の規定による半径位置 0.60R における羽根の厚さとを結んで得られる厚さ以上であること。

(ロ) スキュー角が 60° を超える場合又は(イ)の規定により難い場合は、羽根の強度について詳細な検討を行った後、資料を添えて、海事局検査測度課長まで伺い出ること。

(ウ) プロペラの取付け

(イ) プロペラをプロペラ軸に圧入して取り付ける場合、取付け部は、トルク伝達に対して十分な強度を有するものであること。

なお、圧入を行う場合、押込み量の下限值と上限値については、船舶検査の方法によること。

(ロ) 取付け部にキーを設ける場合、キー溝の角部には、十分な丸味が設けられ、かつ、キーは、キー溝に確実にはめ込まれていること。また、プロペラ軸のキー溝の船首端には、特に滑らかな丸味が設けられていること。

(ハ) プロペラをプロペラ軸にボルト締めにより取り付ける場合、取付けボルト及びピンは、プロペラ軸と中間軸との継手と同等の強度を有するものであること。

(vi) プロペラの許容最大不釣合質量は、次の算式により算定した値とすること。

$$m = \frac{3.6 \times 10^{-3} W}{D(N/100)^2}$$

m : プロペラ外周円上に換算した許容最大不釣合質量(kg)

W : プロペラの質量(kg)

D : プロペラ直径(m)

N : 連続最大出力時のプロペラ回転数(rpm)

(11) 軸のねじり振動

ディーゼル機関、蒸気タービン、ガスタービン又は電動機を主機として用いる船舶について、クランク軸(主機として用いられるディーゼル機関のクランク軸に限る。)、推進軸系及び動力伝達装置並びに補機の軸系(クランク軸(発電機を駆動するディーゼル機関のクランク軸に限る。)、発電機軸及び動力伝達装置をいう。)のねじり振動については、次に掲げるところによる。

(i) 船舶を新造した場合、主機又は補機を換装した場合及び軸系等の振動に変化を及ぼす部分を改造した場合は、次に掲げる項目を含むねじり振動計算書を提出させ、ねじり振動応力が許容限度内にあることを確認すること。また、比較的大きな応力となる次数の付加応力線図もできる限り提出させること。

(イ) 1節、2節及び3節以上の高節の振動に対する自然振動数計算書(3節以上の高節に対するものについては、必要と認められる場合に限る。)

(ロ) 連続最大回転数の120%までに存在する共振点のねじり振動応力の計算値及び120%以上に共振点が存在するn次又はn/2次(nは、シリンダ数とする。以下(11)において同じ。)振動により90%から120%の回転数範囲に現われるねじり振動応力(すその応力)の計算値

(ハ) クランク配置図及び着火順序

(ii) (i)の規定にかかわらず、次に掲げる場合であって本局首席海事技術専門官(船舶検査官)が認める場合については、ねじり振動計算書の提出を省略して差し支えない。

(イ) 原動機が99kW未満である場合

(ロ) 推進軸系又は補機の軸系が既に承認されたものと同形のものである場合

(ハ) 軸系(プロペラを含む。)に若干の変更がある場合であっても、従来のねじり振動計算書又はねじり振動の実測結果により振動数及び応力を比較的正確に推定することができる場合

(iii) ねじり振動計算書の提出が必要な軸系に対しては、当該計算書に掲げる推定値を確認するためできる限り振幅の計測を行うこと。ただし、(ii)の規定により計算書の提出を省略した場合及び使用回転数範囲に危険な振動がないと首席海事技術専門官が認める場合には、ねじり振動計測を省略して差し支えない。

(iv) 使用回転数の範囲内に危険なねじり振動がある場合は、これによる付加応力により軸系が損傷しないよう措置が講じられていること。この場合において、付加応力の許容限度及び連続使用禁止範囲については、(v)から(x)までの規定による。

(v) クランク軸及び推進軸系に対する付加応力の許容限度

(イ) 主機として用いられるディーゼル機関のクランク軸に対する付加応力の許容限度については、1)から4)までの規定並びに図9及び図10による。

1) 機関の回転数が連続最大回転数の80%を超え100%以下の回転数範囲において、ねじり振動応力は、i)又はii)の算式により算定したfcを超えないこと。

i) 4サイクル直列機関及び列間着火間隔が45°又は60°の4サイクルV形機関の場合

$$fc = 45 - 25r^2$$

fc : 0.8 < r ≤ 1.0 の回転数範囲におけるねじり振動応力の許容限度(N/mm²)

r : 使用回転数と連続最大回転数の比

ii) 4サイクルV形機関(i)に掲げるものを除く。)及び2サイクル機関の場合

$$fc = 45 - 29r^2$$

fc, r : i)の算式のそれぞれfc又はrと同じ。

2) 機関の回転数が連続最大回転数の80%以下の回転数範囲において、ねじり振

動応力は、次の算式により算定した f_t を超えないこと。ただし、ねじり振動応力が 1)の算式により算定した f_c の値を超える場合には、(x)に規定する連続使用禁止範囲を設けること。

$$f_t = 2f_c$$

f_t : $r \leq 0.8$ の回転数範囲におけるねじり振動応力の許容限度(N/mm²)

f_c : 1)i)又は ii)の算式により算定した f_c の値(N/mm²)

r : 1)i)の算式の r と同じ。

- 3) 機関の回転数が連続最大回転数を超え連続最大回転数の 115%以下の回転数範囲において、ねじり振動応力は、i)又は ii)の算式により算定した f を超えないこと。

i) 4 サイクル直列機関及び列間着火間隔が 45° 又は 60° の 4 サイクル V 形機関の場合

$$f = 21 + 235(r - 0.8)\sqrt{r - 1}$$

f : $1.0 < r \leq 1.15$ の回転数範囲におけるねじり振動応力の許容限度(N/mm²)

r : 1) i)の算式の r と同じ。

ii) 4 サイクル V 形機関(i)に掲げるものを除く。)及び 2 サイクル機関の場合

$$f = 16 + 235(r - 0.8)\sqrt{r - 1}$$

f, r : i)の算式のそれぞれ f 又は r と同じ。

- 4) 軸の材料の引張強さが 440N/mm² より大きい場合及び降伏点が 225N/mm² より大きい場合は、1)から 3)までに掲げる許容限度を、i)又は ii)に掲げる算式により算定した係数を乗じた値まで増して差し支えない。

ただし、i)の算式において、炭素鋼鍛鋼品であつて規格最小引張強さが 740N/mm² を超えるもの及び低合金鋼鍛鋼品であつて規格最小引張強さが 980N/mm² を超えるものを用いる場合の T の値については、資料を添えて、海事局検査測度課長まで伺い出ること。

i) f_c 及び f に対する係数

$$f_m = 1 + \frac{2}{3} \left(\frac{T}{440} - 1 \right)$$

f_m : ねじり振動応力の許容限度に対する材料補正係数

T : 軸の材料の規格最小引張強さ(N/mm²)。

ii) f_t に対する係数

$$f_m = Y/225$$

f_m : ねじり振動応力の許容限度に対する材料補正係数

Y : 軸の材料の規格最小降伏点(N/mm²)

- (ロ) ディーゼル機関を主機とする船舶の中間軸、スラスト軸及びプロペラ軸(船尾管内の軸を含む。以下(11)において同じ。)に対する付加応力の許容限度については、1)から 4)までの規定並びに図 11 から図 13 までによる。

- 1) 機関の回転数が連続最大回転数の 80%を超え 105%以下の回転数範囲において、ねじり振動応力は、次の算式により算定した f_c を超えないこと。ただし、第 1 種プロペラ軸として承認された析出硬化系ステンレス鋼を使用するもの及び第 2 種プロペラ軸については、2)の規定による。

$$f_c = \frac{T+157}{18} C_k \cdot C_d (3 - 2r^2) \quad (r \leq 0.9)$$

$$f_c = 1.38 \frac{T+157}{18} C_k \cdot C_d \quad (0.9 < r)$$

$$C_d = 0.35 + 0.93d^{-0.2}$$

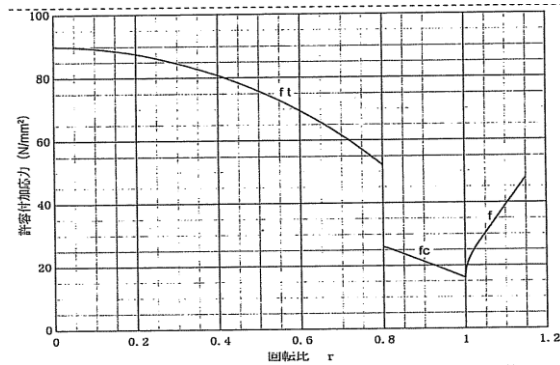


図9 4サイクル直列機関及び列間着火間隔が45°又は60°の4サイクルV形機関のクランク軸に対するねじり振動応力の許容限度

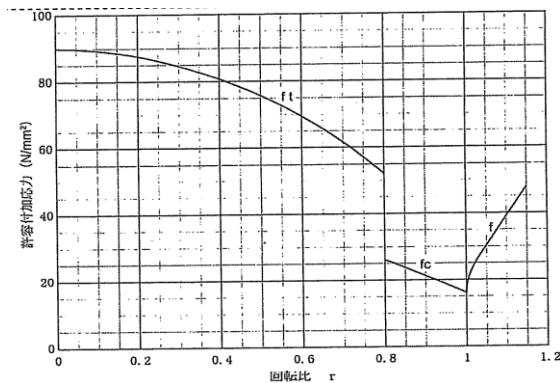


図10 4サイクルV形機関(図9に掲げるものを除く。)及び2サイクル機関のクランク軸に対するねじり振動応力の許容限度

fc : 0.8 < r ≤ 1.05 の回転数範囲におけるねじり振動応力の許容限度(N/mm²)

r : 使用回転数と連続最大回転数の比

T : 軸の材料の規格最小引張強さ(N/mm²)。この場合において、規格最小引張強さが980N/mm²を超える中間軸及びスラスト軸並びに590N/mm²を超えるプロペラ軸にあつては、それぞれ980N/mm²又は590N/mm²とする。ただし、規格最小引張強さが460N/mm²を超える高力黄銅棒製のプロペラ軸にあつては、460N/mm²とする。

Ck : 表14に掲げる軸の種類及び形状に関する係数

Cd : 軸の大きさに関する係数

d : 軸の直径(mm)

表 14 Ck の値

中間軸	一体フランジ継手の場合	1
	焼きばめ継手、押しばめ継手又は冷しばめ継手の場合	
	キー溝を設ける場合	0.6
スラスト軸	スラストカラーの両端	0.85
	ころがり軸受の軸方向荷重を受ける部分	
	プロペラ軸	0.55

備考

本表に掲げるもの以外のものに対する Ck の値については、資料を添えて、海事局検査測度課長まで伺い出ること。

- 2) 機関の回転数が連続最大回転数の 80%を超え 105%以下の回転数範囲において、第 1 種プロペラ軸として承認された析出硬化系ステンレス鋼を使用するもの及び第 2 種プロペラ軸に対するねじり振動応力の許容限度は、次の算式により算定した f_c を超えないこと。

$$f_c = A \cdot B \cdot r^2 \quad (r \leq 0.9)$$

$$f_c = C \quad (0.9 < r)$$

f_c, r : 1) の算式のそれぞれ f_c 又は r と同じ。

A, B, C : 表 15 に掲げる材料の種類により定まる定数

表 15 A、B 及び C の値

材料の種類	A	B	C
析出硬化系ステンレス鋼	6.22	4.82	2.32
炭素鋼又は低合金鋼	3.3	2.5	1.27
オーステナイト系ステンレス鋼	4.14	3.1	1.63

備考

本表に掲げるもの以外のものに対する A、B 及び C の値については、資料を添えて、海事局検査測度課長まで伺い出ること。

- 3) 機関の回転数が連続最大回転数の 80%以下の回転数範囲において、ねじり振動は、次の算式により算定した f_t を超えないこと。ただし、ねじり振動応力が 1) 又は 2) の算式により算定した f_c の値を超える場合には、(x) に規定する連続使用禁止範囲を設けること。

なお、この場合において、 f_c の算式は、 $r \leq 0.9$ の場合のものを使用すること。

$$f_t = 1.7(f_c / \sqrt{Ck})$$

f_t : $r \leq 0.8$ の回転数範囲におけるねじり振動応力の許容限度(N/mm²)

f_c : 1) 又は 2) の算式により算定した f_c の値(N/mm²)

Ck : 1) の算式の Ck と同じ。ただし、2) に掲げる許容限度の場合は、1.00 とする。

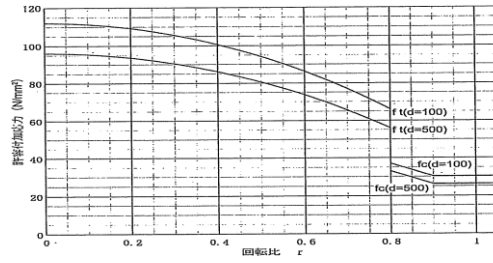


図 11 一体型フランジを有する中間軸に対するねじり振動応力の許容限度

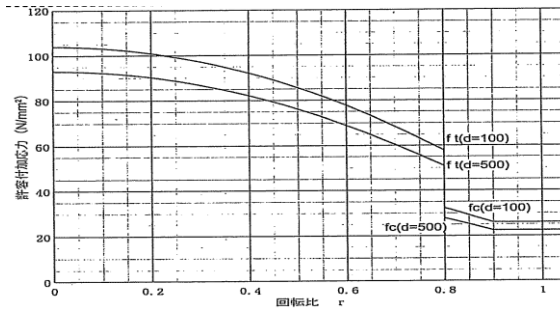


図 12 スラスト軸に対するねじり振動応力の許容限度

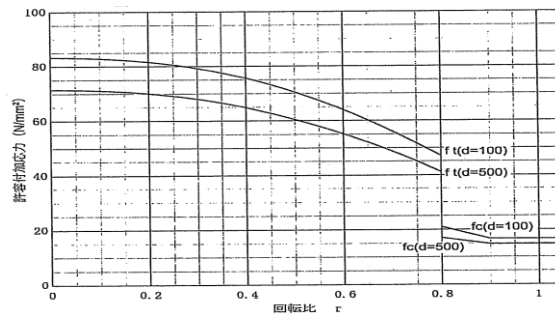


図 13 プロペラ軸(1)に係るものに限る。)に対するねじり振動応力の許容限度

- 4) 平水区域を航行区域とする船舶の中間軸、スラスト軸及びプロペラ軸に対する付加応力の許容限度については、1)から 3)までの規定の適用に当たって、次によること。
- i) 1)の規定を適用する場合には、Ck の値を中間軸及びスラスト軸については表 16 に掲げる値、プロペラ軸については 0.45 とし、算定すること。
 - ii) 2)の規定を適用する場合には、A、B 及び C の値をプロペラ軸については表 15 に掲げる値にそれぞれ 1.25 を乗じた値を用いて算定すること。
 - iii) 3)の規定を適用する場合には、Ck の値を 1)の算式を使用する場合の中間軸及びスラスト軸については表 16 に掲げる値、同算式を使用する場合のプロペラ軸については 0.45 とし、2)の算式を使用するものについては 1.00 とし、算定すること。
- (ハ) 蒸気タービン、ガスタービン又は電動機を主機とする船舶及びディーゼル機関を主機とし主推進軸系との間に電磁継手等の滑り継手を有する船舶の中間軸、スラスト軸及びプロペラ軸に対する付加応力の許容限度は、(ロ)の算式において、表 16 に掲げる Ck の値を用いて算定した値とする。ただし、(ロ)2)の掲げるプロペラ軸に対する許容限度の算定に当たっては、A、B 及び C の値をそれぞれ表 17 に掲げる値とすること。
- (ニ) (イ)、(ロ)及び(ハ)の規定にかかわらず、直列機関の 1 節 n 次及び n/2 次(4 サイクル機関についてのものに限る。)の(イ)、(ロ)又は(ハ)に掲げる f_c を超える危険なねじり振動は、できる限り連続最大回転数の 80%を超え 110%以下の回転数の範囲に存在しないこと。

表 16 Ck の値

中間軸	一体フランジ継手の場合	0.75
	焼きばめ継手、押しばめ継手又は冷しばめ継手の場合	
	キー溝を設ける場合	0.45
スラスト軸	スラストカラーの両端	0.65
	ころがり軸受の軸方向荷重を受ける部分	
	プロペラ軸	0.35

備考

本表に掲げるもの以外のものに対する Ck の値については、資料を添えて、海事局検査測度課長まで伺い出ること。

表 17 A、B 及び C の値

材料の種類	A	B	C
析出硬化系ステンレス鋼	3.89	3.01	1.45
炭素鋼又は低合金鋼	2.06	1.56	0.79
オーステナイト系ステンレス鋼	2.59	1.94	1.02

備考 本表に掲げるもの以外のものに対する A、B 及び C の値については、資料を添えて、海事局検査測度課長まで伺い出ること。

- (vi) 補機の軸系に対する付加応力の許容限度
- (イ) 発電機を駆動するディーゼル機関のクランク軸に対する付加応力の許容限度については、次に掲げるところによる。
- 1) 機関の回転数が連続最大回転数の 90%を超え 110%以下の回転数範囲において、ねじり振動応力は、i)又はii)の算式により算定した f_c を超えないこと。
- i) 4 サイクル直列機関及び列間最小着火間隔が 45° 又は 60° の 4 サイクル V 形機関の場合
 $f_c = 21$
 f_c : ねじり振動応力の許容限度(N/mm²)
 - ii) 4 サイクル V 形機関(i)に掲げるものを除く。)及び 2 サイクル機関の場合
 $f_c = 16$

fc : i)の算式の fc と同じ。

- 2) 機関の回転数が連続最大回転数の 90%以下の回転数範囲において、ねじり振動応力は、次の算式により算定した ft を超えないこと。ただし、ねじり振動応力が 1)の算式により算定した fc の値を超える場合には、(x)に規定する連続使用禁止範囲を設けること。

$$ft = 90$$

ft : $r \leq 0.9$ の回転数範囲におけるねじり振動応力の許容限度(N/mm²)

- (p) 発電機を駆動するディーゼル機関の発電機軸に対する付加応力の許容限度については、次に掲げるところによる。

- 1) 機関の回転数が連続最大回転数の 90%を超え 110%以下の回転数の範囲において、ねじり振動応力は、次の算式により算定した fc を超えないこと。

$$fc = 31$$

fc : ねじり振動応力の許容限度(N/mm²)

- 2) 機関の回転数が連続最大回転数の 90%以下の回転数の範囲におけるねじり振動応力は、次の算式により算定した ft を超えないこと。ただし、ねじり振動応力が 1)の算式により算定した fc の値を超える場合には、(x)に規定する連続使用禁止範囲を設けること。

$$ft = 118$$

ft : $r \leq 0.9$ の回転数範囲におけるねじり振動応力の許容限度(N/mm²)

- (h) 軸の材料の引張強さが 440N/mm²より大きい場合及び降伏点が 225N/mm²より大きい場合は、(i)及び(p)に掲げる許容限度を、(v)(i)4)に掲げる係数を乗じた値まで増して差し支えない。

(vii) 動力伝達装置

- (i) 歯車装置に作用するねじり振動トルクについては、次に掲げるところによる。

- 1) (v)及び(vi)に規定するねじり振動応力の許容限度 fc が適用される運転範囲においては、ねじり振動トルクの振幅が伝達トルクの平均値を超えないこと。

- 2) 1)に規定する範囲外においてねじり振動トルクの振幅が伝達トルクの平均値を超える場合は、(x)に規定する連続使用禁止範囲を設けること。

- (p) 歯車軸に作用するねじり振動応力については、(v)(p)又は(h)に規定する中間軸に準ずること。

- (h) 歯車装置以外の動力伝達装置(軸継手を含む。)に作用するねじり振動トルク及び応力又は振幅の許容限度については、海事局検査測度課長が適当と認めるところによる。なお、ゴム継手に作用するねじり振動トルクについては、次に掲げるところによることを標準とする。

- 1) 機関の回転数が連続最大回転数の 80%を超え 105%以下の回転数範囲において、ねじり振動トルクは、次の算式により算定した Tc を超えないこと。

$$Tc = 2.4 \times 10^3 \cdot \frac{Tq}{Ta} \cdot \frac{H}{R}$$

Tc: 連続最大回転数の 80%を超え 105%以下の回転数範囲におけるねじり振動トルクの許容限度(N・m)

Tq : ゴム継手の許容平均トルク(N・m)

Ta : ゴム継手に作用する平均トルク(N・m)

H : 主機の連続最大出力(kW)

R : 主機の連続最大出力時のゴム継手の回転数(rpm)

- 2) 機関の回転数が連続最大回転数の 80%以下の回転数範囲において、ねじり振動トルクは、次の算式により算定した Tt を超えないこと。ただし、ねじり振動トルクが 1)の算式により算定した Tc の値を超える場合には、(x)(h)に規定する連続使用禁止範囲を設けること。

$$Tt = 8 \times Tc$$

Tt : 連続最大回転数の 80%以下の回転数範囲におけるねじり振動トルクの許容限度(N・m)

Tc : 1)の算式により算定した Tc の値(N・m)

- (viii) 4 サイクル直列機関の 1 節 n 次及び n/2 次並びに 2 サイクル直列機関の 1 節 n 次の共振は、次に掲げる回転数範囲に存在しないこと。

$$0.8 \leq r \leq 1.1 \text{ (主推進軸系)}$$

0.9 ≤ r ≤ 1.1 (発電機軸系)

r : 共振時の回転数と連続最大回転数との比

(ix) 軸の強度について詳細な検討を行った場合、(v)から(vii)までに掲げる許容限度については、海事局検査測度課長が適当と認める値まで補正して差し支えない。

(x) 連続使用禁止範囲

(i) ねじり振動応力が(v)から(vii)までに掲げる f_c を超える場合には、速やかにその回転数を通過させなければならないことを示す連続使用禁止範囲が設けられ、回転計に赤帯でこれが表示されていること。この場合において、連続使用禁止範囲は、次に掲げる範囲を含んだものであること。

$$\frac{16Nc}{18-r} \leq N \leq \frac{(18-r)Nc}{16}$$

N : 連続使用を禁止する回転数(rpm)

Nc : 共振時の回転数(rpm)

r : 共振時の回転数と連続最大回転数との比

(ii) (v)から(vii)までに掲げる f_c を超えるねじり振動の発生する回転数の範囲が計測により確認できる場合については、(i)の規定にかかわらず、当該回転数の範囲を連続使用禁止範囲として差し支えない。ただし、回転計の誤差を考慮して定めること。

(iii) 推進軸系に用いられる高弾性ゴム継手については、ねじり振動トルクが(vii)(iv)1)の算式により算定した T_c の値を超えた時に可視可聴の警報を発する装置が主機の制御場所に備え付けられていること。ただし、主機の連続最大出力が 3,501kW 未満である場合は、この限りでない。

6 ボイラ及び圧力容器

(1) 材料の許容応力及び腐れ代については、次に掲げるところによる。この場合において、伝熱面における材料温度としては、内部流体の計画最高温度に表 18 に掲げる値を加えた値以上の値(ボイラにあっては、250℃以上とすること。)を用いる。

表 18 材料温度の流体温度に対する増分

一般加熱面	接触加熱部	25℃
	放射加熱部	50℃
過熱器加熱面	接触加熱部	35℃
	放射加熱部	50℃
エコノマイザ、排ガスエコノマイザ及び排ガスボイラの加熱面		25℃

(i) 炭素鋼(炭素マンガング鋼を含む。以下同じ。)又は低合金鋼鋼材であって鋳鋼品以外のものの許容応力は、次の算式により算定した値のうちいずれか小さい方の値とする。ただし、各材料温度に対する許容応力の値については、表 19 に掲げる値として差し支えない。

$$f_1 = R_{20} / 2.7$$

$$f_2 = E_t / 1.6$$

$$f_3 = S / 1.6$$

$$f_4 = S_c$$

f_1, f_2, f_3, f_4 : 許容応力(N/mm²)

R_{20} : 室温における鋼材の規格最小引張強さ(N/mm²)

E_t : 材料温度における鋼材の降伏点又は 0.2%耐力(N/mm²)

S : 材料温度における鋼材の 100,000 時間において破壊する平均応力(N/mm²)。

ただし、平均応力のばらつき幅が平均値の ±20% を超える場合にあつては、100,000 時間において破壊する最小応力の 1.25 倍の値とする。

S_c : 材料温度における鋼材の 100,000 時間において 1%クリープの発生する平均応力(N/mm²)

表 19 材料の許容応力(N/mm²)

材料の種類		材料温度℃											
JIS	記号	250 以下	300	350	375	400	425	450	475	500	525	550	575
G3103	SB410	110	104	103	96	88	76	57	39				
	SB450	122	117	113	106	95	80	58					
	SB480	124	122	121	113	102	84						
	SB450M	122	117	113			117	101	90	69	48		
	SB480M	124	122	121			117	106	91				
G3461	STB320	86	84	81	78	74							
	STB340	88	87	86	82	76	66	53					
	STB410	113	104	103	97	88	76	57					
G3462	STBA12	102	99	96			94	91	87	69			
	STBA22	106	104	103			102	98	92	81	64	44	
	STBA23											47	34
	STBA24											48	36
上記以外の圧延鋼材及び鍛鋼品		材料の規格最小引張強さの 1/4 の値(材料温度が 350℃以下の場合に限る。)											
鋳鋼品		材料の規格最小引張強さの 1/5 の値(材料温度が 350℃以下の場合に限る。)											

備考

- JIS の欄中「G3103」、「G3461」又は「G3462」は、それぞれ JIS G 3103「ボイラ及び圧力容器用炭素鋼及びモリブデン鋼鋼板」、JIS G 3461「ボイラ・熱交換器用炭素鋼鋼管」又は JIS G 3462「ボイラ・熱交換器用合金鋼鋼管」を示す。
- 材料温度が本表に示す温度の中間のものにあつては、補間法により求める。

(ii) 電気抵抗溶接鋼管の許容応力は、(i)に掲げるところにより算定した値の 85%とする。

ただし、圧力容器の胴として用いる場合については、(i)に掲げるところにより算定した値に表 21 に掲げる両面突合せ継手に係る継手効率を乗じた値とする。

(iii) 鋳鋼品の許容応力は、ボイラにあつては(i)に掲げるところにより算定した値の 80%の値又は表 19 に掲げる値、また、圧力容器にあつては(i)に掲げるところにより算定した値に表 20 に掲げる係数を乗じた値とする。ただし、ボイラの圧力を受ける部分に用いる鋳鋼品にあつては、すべての箇所について非破壊検査を行ったものであること。

表 20 圧力容器に乗ずる係数

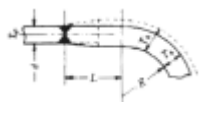
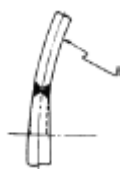


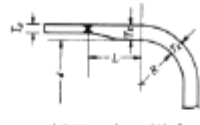
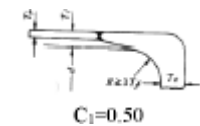
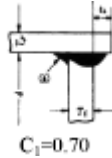
試験の方法	係数
放射線透過試験又はこれに代わる試験を行わない場合	0.7
部分抜取り法により放射線透過試験又はこれに代わる試験を行った場合	0.8
全ての箇所について放射線透過試験又はこれに代わる試験を行った場合	0.9

(iv) 鋼材の腐れ代は、鋼材の厚さの 1/6 又は 1.0mm のうちいずれか小さい方の値であること。ただし、腐食性の強い液体又はガスを蓄える容器については、この値を増加し、また、腐食性のない液体若しくはガスを蓄える容器又は腐食性のない材料を用いた容器については、この値を減じて差し支えない。

(2) 継手及び接合部

(i) 胴の長手継手及び周継手並びに胴板と曲面鏡板との間の継手は、(ii)に掲げる場合を除き、両面溶接突合せ継手であること。ただし、片面溶接突合せ継手であっても溶込みが良好なものは、両面溶接突合せ継手とみなして差し支えない。


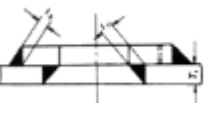
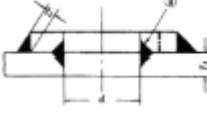
- (ii) (i)の規定にかかわらず、板の厚さが 16mm 以下の第 2 種圧力容器の胴の周継手については片面溶接突合せ継手、また、板の厚さが 9mm 以下の第 3 種圧力容器の長手継手については両面溶接重ね継手又は第 3 種圧力容器の周継手若しくは板の厚さが 6mm 以下の第 3 種圧力容器の継手については片面溶接突合せ継手として差し支えない。
- (iii) 厚さの異なる板を突合せ溶接した場合にあっては、厚い方の板を薄い方の板の厚さまで適当な勾配で減厚した後溶接されていること。この場合において、胴の周継手については、片側勾配として差し支えない。
- (iv) 各部の溶接継手及び接合部は、図 14 に掲げる方法又はこれらと同等の方法により溶接されていること。

溶接部分	符号	溶接形状及び変数 C1 の値	備考
曲面鏡板と胴板との間	A		$L \geq 3Th$ (ただし、38mm を超える必要はない。) なお、Th が 1.25Ts 以下の値である場合については、前記の値を軽減して差し支えない。
			1. 半球形鏡板に限る。 2. $L \geq 3Th$ (ただし、38mm を超える必要はない。) なお、Th が 1.25Ts 以下の値である場合については、前記の値を軽減して差し支えない。
	B		1. 半楕円形の場合 $L_1 > 2Th$ (13mm 以上) その他の場合 $L_1 \geq 2Th + 13$ 2. L_2 は、4Ts 又は 4Th のうちいずれか小さい方の値以上とする。 3. $t \geq Ts$
平面鏡板又はふたとの間	D		1. $L \geq 3Th$ (ただし、13mm を超える必要はない。) 2. $T \geq 2Ts$ 3. $t = 1.3Ts$
			L に制限のない場合 $C_1 = 0.50$ $L \geq \left(1.1 - 0.8 \frac{T_s^2}{T_E^2} \right) \sqrt{d \cdot T_E}$ の場合 $C_1 = 0.39$ (円形の場合に限る。)
			$Tf \geq 2Ts$
			1. $Ts \geq 1.25Tro$ 2. $th \geq Ts$ 3. ②の部分の溶接が困難な場合にあっては、裏当て金を用いるか、又は底部の溶込みが良好な溶接法を用いること。

		 <p>$C_1=0.55$(円形の場合に限る。) $C_1=0.70$(非円形の場合に限る。)</p>	<ol style="list-style-type: none"> $r \geq 0.2TE$(ただし、5mm 以上とする。) $tn \geq 1.25Tro$ 鏡板及びふた板の材料は、鍛鋼品であること。 ③の部分の溶接には、底部の良板と胴板好な溶込みが得られる溶接法を用いること。
		 <p>$C_1=0.55$(円形の場合に限る。) $C_1=0.70$(非円形の場合に限る。)</p>	
		 <p>$C_1=0.55$(円形の場合に限る。) $C_1=0.70$(非円形の場合に限る。)</p>	<ol style="list-style-type: none"> $r \geq 0.3TE$ $L \geq TE$ ③の部分の溶接には、底部の良好な溶込みが得られる溶接法を用いること。 鏡板及びふた板の材料は、鍛鋼品であること。
		 <p>$C_1=0.55$(円形の場合に限る。) $C_1=0.70$(非円形の場合に限る。)</p>	$Ts \geq 1.25Tro$
		 <p>$C_1=0.55$(円形の場合に限る。) $C_1=0.70$(非円形の場合に限る。)</p>	$Ts \geq 1.25Tro$
		 <p>$C_1=0.55$(円形の場合に限る。)</p>	<ol style="list-style-type: none"> $Ts \geq 1.25Tro$ $ta \geq Ts$(ただし、6.5mm を超える必要はない。) $te \geq Tro \& te \geq 1.25Ts$ te は、$2Tro$ 又は $1.25Ts$ のうちいずれか大きい方の値以上とする。
		 <p>$C_1=0.70$</p>	<ol style="list-style-type: none"> 管寄せ類に限る。 $Ts \geq 1.25Tro$(円形の場合に限る。) $ta \geq Ts$(ただし、6.5mm を超える必要はない。) te は、$2Tro$ 又は $1.25Ts$ のうちいずれか大きい方の値以上とする。
支柱と管板 又は鏡板と の間	E		<ol style="list-style-type: none"> $\phi \geq (2/3)p$(p は、支柱のピッチとする。以下同じ。) $t1 \geq (2/3)Tp$ ※印の部分には、すき間を防ぐため軽すみ肉溶接(のど厚 4~6mm とする。)又は板側からコーキングを行うこと。 火炎に触れる側にあつては、$e \leq 1.5$ とする。

	F		<ol style="list-style-type: none"> 1. $(2/3)p > \phi \geq 3.5D$ 2. $t1 \geq (2/3)Tp$ 3. ※印の部分には、すき間を防ぐため軽すみ肉溶接(のど厚 4~6mm とする。)又は板側からコーキングを行うこと。 4. 火炎に触れる側にあつては、$e \leq 1.5$ とする。
	G		火炎に触れる側にあつては、 $e \leq 1.5$ とする。
	H		火炎に触れる側にあつては、 $h \leq 10$ & $e \leq 1.5$ とする。
支柱管又は管と管板又は鏡板との間	I		<ol style="list-style-type: none"> 1. $t \geq Tk$ 2. $S \geq 2t$ 3. 火炎に触れる側にあつては、$e \leq 1.5$ とする。
	J		<ol style="list-style-type: none"> 1. $t \geq Tk$ 2. S は、$1.5 \cdot t$ 又は $t+3$ のうちいずれか大きい方の値以上とする。 3. 火炎に触れる側にあつては、$h \leq 10$ & $e \leq 1.5$ とする。
	K		<ol style="list-style-type: none"> 1. ボイラ前面側の接合に限る。 2. $t \geq Tk$ 3. $S \geq t+3$ 4. 火炎に触れる側にあつては、$e \leq 1.5$ とする。 5. 拡管を行ってから溶接すること。
炉筒又は火炉板と胴板又は鏡板との間	L		<ol style="list-style-type: none"> 1. ◎の部分には、軽すみ肉溶接(のど厚 4~6mm とする。)とすること。 2. θ は、10° 以上 20° 以下とする。 3. $10 \geq r \geq 5$
	M		<ol style="list-style-type: none"> 1. ボイラ前面側の接合に限る。 2. $t \geq Tf$ 3. $L \geq 2Ts$
	N		<ol style="list-style-type: none"> 1. ボイラ前面側の接合に限る。 2. $t \geq Ts-3$ 3. θ は、10° 以上 20° 以下とする。 4. $10 \geq r \geq 5$
	O		

火炉又はオ ジーリング と胴板との 間	P		$t \geq Ts$	
	Q			
	R			1. $D \leq 750$ の場合 $l \geq 50$ $D > 750$ の場合 $l \geq 60$ 2. ㊸の部分の溶接には、底部の溶込みが良好な溶接法を用いること。
	管台と胴板 又は鏡板と の間	S		

座金又は強め輪と胴板又は鏡板との間	T		1. $t_1+t_2=1.25t_m$ 2. $t_1, t_2 \geq t_m/3$ (ただし、6.5mm 以上)
			
			1. $d < 60$ の場合に限る。 2. $t_2 \geq 0.7t_m$ 3. ①の部分には、漏止め溶接を行うこと。

備考

1. 係数 C_1 については、(4)及び(5)による。
2. 溶接部の寸法は、最小値を示す。
3. 本図に掲げる数値の単位は、係数 C_1 に係るものを除き mm とする。
4. 本図において使用する記号の意義は、次に掲げるとおりとする。
 T_s : 胴板の実厚さ(mm)
 T_h : 曲面鏡板の実厚さ(mm)
 T_E : 平面鏡板又はふた板の実厚さ(mm)
 T_{ro} : 継目無胴の所要厚さ(mm)
 T_p : 管板又は平板(鏡板)の実厚さ(mm)
 T_k : 支柱管又は管の実厚さ(mm)
 T_n : 管台の実厚さ(mm)
 T_m : 溶接される部材の厚さのうちいずれか小さい方の値。ただし、20mm を超える場合は、20mm とする。
5. 本図の溶接形状のうち、符合 B は、小型ボイラ等に該当するボイラ、第2種圧力容器又は第3種圧力容器に、符合 C は、小型ボイラ等に該当するボイラ、第2種圧力容器又は第3種圧力容器のうち胴板の厚さが16mm以下のものに使用できることを示す。

図 14 ボイラ及び圧力容器の継手の溶接及び接合方法

- (v) ボイラの胴の突合せ溶接継手のずれは、次に掲げる値以下であること。
- (i) 長手継手の場合
- 1) 板厚が 20mm 以下のものにあつては、1mm
 - 2) 板厚が 20mm を超え 60mm 未満のものにあつては、板厚の 5%
 - 3) 板厚が 60mm 以上のものにあつては、3mm
- (ii) 周継手の場合
- 1) 板厚が 15mm 以下のものにあつては、1.5mm
 - 2) 板厚が 15mm を超え 60mm 未満のものにあつては、板厚の 10%
 - 3) 板厚が 60mm 以上のものにあつては、6mm
- (vi) 圧力容器の胴の突合せ溶接継手のずれは、次に掲げる値以下であること。
- (i) 長手継手の場合
- 1) 板の実際の厚さが 50mm 以下のものにあつては、その 1/4 の値。この場合において、3.2mm を超える場合は、3.2mm とする。
 - 2) 板の実際の厚さが 50mm を超えるものにあつては、その 1/16 の値。この場合において、9mm を超える場合は、9mm とする。
- (ii) 周継手の場合
- 1) 板の実際の厚さが 40mm 以下のものにあつては、その 1/4 の値。この場合において、5mm を超える場合は、5mm とする。
 - 2) 板の実際の厚さが 40mm を超えるものにあつては、その 1/8 の値。この場合において、19mm を超える場合は、19mm とする。
- (h) 球形胴の溶接継手、鏡板内の溶接継手及び全半球形鏡板と胴との間の溶接継手

- の場合については、(イ)の規定を準用する。
- (vii) 板の厚さが均等な胴の仕上り内径は、いずれの横断面においてもその最大内径と最小内径との差がその設計内径の 1/100 以内であること。
 なお、熱処理が行われたものにあつては、熱処理後の状態において、この要件に適合していること。
- (3) 継手効率及びリガメント効率
- (i) 継手効率
- (イ) ボイラ胴(管寄せを含む。)は、長手及び周継手の全長について放射線透過試験を行うものとし、ボイラの継手のうち、両面溶接突合せ継手にあつては 1.00、その他の継手にあつては 0.90 とすること。
- (ロ) 圧力容器にあつては、表 21 に掲げる値とすること。

表 21 圧力容器の継手効率

継手の種類	全線放射線透過試験を行ったもの	部分放射線透過試験を行ったもの	放射線透過試験を行わないもの
両面突合せ継手(備考)	1.00	0.85	0.75
裏当金を用いた片面突合せ継手であつて裏当金を残すもの(備考)	0.90	0.80	0.70
上記片面突き合わせ継手以外の片面突き合わせ継手			0.60
両側全厚すみ肉重ね継手			0.55

備考 管海官庁が同等と認める突合せ継手を含む。

- (ii) リガメント効率
- (イ) 胴の中心線に平行又はほぼ平行な一列の管穴を有する胴板、十分な列間距離を持った数列の管穴を有する胴板及び管板の管穴列に沿う長手方向のリガメント効率(以下「長手方向効率」という。)は、1)又は2)の算式により算定した値とする。
- 1) 管穴のピッチが等しい場合

$$J = (P-d)/P$$
 J：リガメント効率
 P：管穴のピッチ(mm)
 d：管穴の直径(mm)
- 2) 管穴のピッチが等しくない場合

$$J = (L-n \cdot d)/L$$
 J：リガメント効率
 L：異なるピッチを含む 1 単位をなす部分の長さ(mm)
 n：L の範囲中にある管穴の数
 d：1)の算式の d と同じ。
- (ロ) 胴の円周方向に配置された管穴部のリガメント効率(以下「周方向効率」という。)は、(イ)に掲げるところと同様の方法により算定し、かつ、その値は、長手方向の効率の 50%以上であること。
- (ハ) 胴の斜め方向に配置された管穴部のリガメント効率は、次の算式により算定した効率及び長手方向効率のうち最小値とする。

$$J = \frac{2}{A + B + \sqrt{(A - B)^2 + 4C^2}}$$

$$A = \frac{\cos^2 \alpha + 1}{2\{1 - (d \cdot \cos \alpha) / a\}}$$

$$B = \frac{\{1 - (d \cdot \cos \alpha) / a\}(\sin^2 \alpha + 1)}{2}$$

$$C = \frac{\sin \alpha \cdot \cos \alpha}{2\{1 - (d \cdot \cos \alpha) / a\}}$$

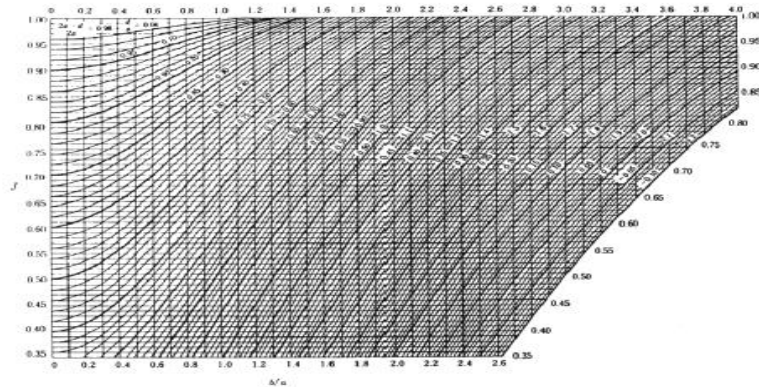
$$\cos \alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + (b^2 / a^2)}}$$

$$\sin \alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + (a^2 / b^2)}}$$

J : リガメント効率

d : 管穴の直径(mm)

a, b, α : 図 16 に掲げる長さ又は角度



備考 本図は、(ハ)の規定によるリガメント効率を $(2a-d)/2a$ をパラメータとし、 b/a を横軸にとって表わしたものである。

図 15 管穴が斜め配置の場合のリガメント効率

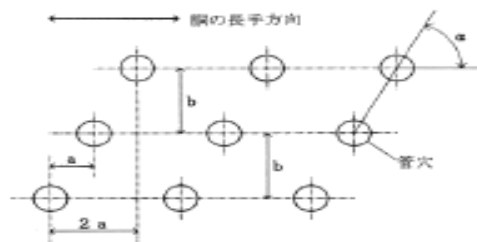
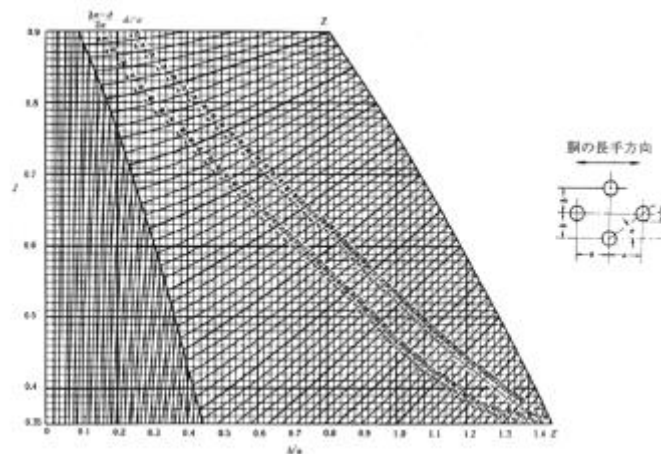


図 16 a、b 及び α

(ニ) 千鳥形に配置された管穴部のリガメント効率は、(ハ)の算式により算定した効率、周方向効率の 2 倍の値及び長手方向効率のうちの最小値とする。



備考

1. 本図は、(ニ)の規定によるリガメント効率を $(2a-d)/2a$ をパラメータとし、 b/a を横軸にとって表わしたものである。
2. ZZ線より右側の範囲では、長手方向の効率を管穴部の効率とする。

図 17 管穴が千鳥形配置の場合のリガメント効率

(ホ) 胴の長手方向に不規則に配置された管穴部の単位長さにおけるリガメント効率は、1)及び 2)の規定により算定した値のそれぞれの最小値のうちいずれか小さい方の値とする。ただし、この効率は、胴の内径に等しい長さの範囲内にある管穴列の両端の管穴中心間距離(胴の内径の範囲内に管穴が 1 個の場合は、隣接する管穴との中心間距離とする。)を L_1 として計算したリガメント効率の最小値より小とする必要はない。

- 1) 胴の内径に等しい長さ L_1 におけるリガメント効率は、次の算式により算定した値のうち最小値とする。この場合において、 L_1 の最大値は、1,520mm とする。

$$J = \frac{a+b+c+\dots}{L_1}$$

J : リガメント効率

a,b,c,…… : 管穴が胴の長手方向に配置された場合の管穴間の幅(mm)。

ただし、管穴が斜めにある場合は、斜線上における管穴の中心間距離を長手方向へ投影した長さに(ハ)又は(ニ)の規定により得られた効率を乗じたものとする。

- 2) 胴の内半径に等しい長さ L_2 におけるリガメント効率は、次の算式により算定した値のうち最小値の 1.25 倍の値とする。この場合において、 L_2 の最大値は、760mm とする。

$$J = \frac{a+b+c+\dots}{L_2}$$

J : リガメント効率

a,b,c,…… : 1)の算式のそれぞれ a,b,c,……と同じ。

(4) 胴板及び鏡板の厚さについては、次に掲げるところによる。ただし、いずれの場合においても、ボイラにあっては 6mm 以上、圧力容器にあっては 5mm 以上であること。また、全半球型ボイラ以外のボイラの曲面鏡板の厚さは、その鏡板が取り付けられている胴板の厚さ(計算上必要な胴板の厚さをいう。)以上であること。

- (i) 内圧を受ける溶接構造の円筒胴板及び継目無円筒胴板の厚さは、次の算式により算定した値以上であること。

$$Tr = \frac{Pa \cdot R}{f \cdot J - 0.5Pa} + \alpha$$

Tr : 胴板の厚さ(mm)

Pa : 制限気圧又は制限圧力(MPa)

f : 許容応力(N/mm²)

J : (3)に掲げる効率のうちの最小値

R : 胴の内半径(mm)

a : 腐れ代((1)(iv)の腐れ代をいう。)(mm)

(ii) 内圧を受ける球形胴板の厚さは、次の算式により算定した値以上であること。

$$Tr = \frac{Pa \cdot R}{2f \cdot J - 0.5Pa} + \alpha$$

Tr : 胴板の厚さ(mm)

Pa, f, J, R, a : (i)の算式のそれぞれ Pa, f, J, R 又は a と同じ。

(iii) 凹面に圧力を受け、かつ、支柱その他のもので支持されない曲面鏡板の厚さは、(i)又は(ii)の算式により算定した値以上であること。

(i) 穴のない曲面鏡板の場合

1) 皿形鏡板又は半球形鏡板の場合

$$Tr = \frac{Pa \cdot R' \cdot W}{2f \cdot J - 0.5Pa} + \alpha$$

$$W = \frac{3 + \sqrt{\frac{R'}{r}}}{4}$$

Tr : 鏡板の厚さ(mm)

J : (3)に掲げる効率のうちの最小値

Pa, f : (i)の算式のそれぞれ Pa 及び f と同じ。

R' : 鏡板の中央部の内面半径(mm)。この場合において、鏡板の中央部における内面半径は、鏡板のフランジ部の外径より小さい値であること。

r : 鏡板のすみの丸みの内半径(mm)。この場合において、鏡板のすみの内半径は、鏡板のフランジの外径の 6%又は鏡板の実厚さの 3 倍の値のうちいずれか大きい方の値以上の値であること。

a : 腐れ代(1)(iv)の腐れ代をいう。)(mm)

2) 半楕円形鏡板の場合

$$Tr = \frac{Pa \cdot Di}{2f \cdot J - 0.5Pa} + \alpha$$

Tr : 鏡板の厚さ(mm)

Di : 鏡板の内径(mm)

Pa, f, J : 1)の算式のそれぞれ Pa, f 又は J と同じ。

a : 腐れ代((1)(iv)の腐れ代をいう。)(mm)

(iv) 穴のある曲面鏡板の場合については、1)、2)又は3)によること。

1) (6)の規定により補強を行う必要がない場合並びに補強を(6)(iii)及び(iv)の規定により行う場合の規定厚さについては、(i)の算式による。

2) マンホール又は最大寸法 150mm を超える穴があり、その周囲を(6)(vi)の規定により折込みフランジで補強する場合については、次に掲げるところによる。

i) 皿形又は半球形鏡板

(i)1)の規定により算定した値にその 15%(その値が 3mm を超える場合にあつては、3mm とする。)以上の加えた厚さ以上であること。この場合において、鏡板の内面の半径が胴の内径の 80%より小さい場合は、鏡板の内面の半径を胴の内径の 80%として計算すること。また、2 のマンホールがある鏡板の厚さを i)により定める場合は、2 の穴の間の距離は鏡板の外径の 1/4 以上とすること。

ii) 半楕円形鏡板

(i)1)の規定によること。この場合において、R は、胴の内径の 80%とし、W は、1.77 とする。

3) 1)又は 2)の規定に従って補強を行わない場合の規定厚さは、次の算式により算定した値以上であること。ただし、(i)の算式により算定した厚さ未満でないこと。

$$Tr = \frac{Pa \cdot D}{2f} C + \alpha$$

Tr : 鏡板の厚さ(mm)

Pa : 制限気圧又は制限圧力(MPa)

D : 鏡板の外径(mm)

f : 許容応力(N/mm²)

C : 図 18 に掲げる係数。ただし、本図を使用できる範囲は、鏡板の形状に応じ、次の条件式に適合する範囲とする。

半球形の場合 : $0.003D \leq Te \leq 0.16D$

半楕円形の場合 : $0.003D \leq Te \leq 0.08D$

$H \geq 0.18D$

皿形の場合 : $0.003D \leq Te \leq 0.08D$

$r \geq 0.1D$

$r \geq 3Te$

$R' \leq D$

$H \geq 0.18D$

又は $0.01D \leq Te \leq 0.03D$

$r \geq 0.06D$

$H = 0.18D$

又は $0.02D \leq Te \leq 0.03D$

$r \geq 0.06D$

$0.18D \leq H \leq 0.22D$

R' : 鏡板の中央部の内面半径(mm)

r : 鏡板のすみの丸みの内半径(mm)

H : 鏡板曲面の外表面部までの高さ(mm)

Te : 鏡板の実厚さ(mm)

d : 穴の径(mm)

a : (i)の算式の a と同じ。

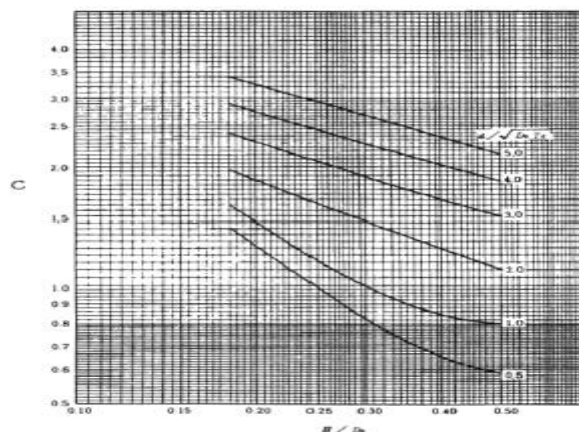


図 18 C の値

(iv) 凸面に圧力を受ける曲面鏡板の厚さは、少なくとも制限気圧又は制限圧力の 1.67 倍の圧力が凹面にかかるものとして算定した値以上であること。

(v) 支柱その他のもので支持されない平らな鏡板、ふた板等であって、胴に溶接により接合する場合の当該板の厚さは、(i)又は(ii)の算式により算定した値以上であること。

と。

(i) 円形板の場合

$$Tr = C_1 \cdot d \sqrt{\frac{Pa}{f}} + \alpha$$

- Tr : 鏡板、ふた板等の厚さ(mm)
- C₁ : 図 14 に掲げる係数
- d : 図 14 に掲げる直径(mm)
- Pa : 制限気圧又は制限圧力(MPa)
- f : 許容応力(N/mm²)
- a : 腐れ代((1)(iv)の腐れ代をいう。)(mm)

(ii) 非円形板の場合

$$Tr = C_1 \cdot C_2 \cdot d \sqrt{\frac{Pa}{f}} + \alpha$$

- Tr : 鏡板、ふた板等の厚さ(mm)
- d : 図 14 に掲げる最小長さ(mm)
- D : 最小長さに直角方向に測った最小長さに相当する値のうちいずれか大きい方の値(mm)
- C₂ : 次の算式により算定した係数。ただし、1.6 を超える場合は、1.6 とする。

$$C_2 = \sqrt{3.4 - 2.4(d/D)}$$

C₁, Pa, f, a : (i)の算式のそれぞれ C₁, Pa, f 又は a と同じ。

(vi) 支柱で支持されない平らな鏡板、ふた板等であって胴にボルトで接合する場合の当該板の厚さは、(i)又は(ii)の算式により算定した値以上であること。

(i) 全面ガスケットを用いる場合

1) 円形板の場合

$$Tr = d \sqrt{\frac{C_3 \cdot Pa}{f}} + \alpha$$

- Tr : 鏡板、ふた板等の厚さ(mm)
- d : 図 19 に掲げる直径(mm)。ただし、非円形板の場合にあっては、最小長さとする。
- Pa : 制限気圧又は制限圧力(MPa)
- f : 許容応力(N/mm²)
- C₃ : 図 19 に掲げる接合法により定まる係数
- a : 腐れ代((1)(iv)の腐れ代をいう。)(mm)


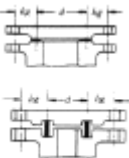
接合法	形状寸法	C3
全面ガスケットボルト締め		0.25
ボルト締め		0.3

図 19 鏡板、ふた板等の接合方法

2) 非円形板の場合

$$Tr = d \sqrt{\frac{C3 \cdot C4 \cdot Pa}{f}} + \alpha$$

Tr : 鏡板、ふた板等の厚さ(mm)

C4: 次の算式により算定した係数。ただし、2.5 を超える場合は、2.5 とする。

$$C4 = 3.4 \cdot 2.4(d/D)$$

d, C3, Pa, f, a : (1)の算式のそれぞれ d, C3, Pa, f 又は a と同じ。

D : (v)(v)の算式の D と同じ。

(v) ガasket反力によるモーメントを考慮する必要がある場合

1) 円形板の場合

$$Tr = d \sqrt{\frac{C3 \cdot Pa}{f} + \frac{1.78W \cdot hg}{f \cdot d^3}} + \alpha$$

Tr : 鏡板、ふた板等の厚さ(mm)

W: ボルト荷重で水密性を得るために必要なボルト荷重と実際に使用するボルトの許容荷重との平均値(N)

hg : 図 19 に掲げるガasket反力によるモーメントの腕長(mm)

d, C3, Pa, f, a : (i)1)の算式のそれぞれ d, C3, Pa, f 又は a と同じ。

2) 非円形板の場合

$$Tr = d \sqrt{\frac{C3 \cdot C4 \cdot Pa}{f} + \frac{6W \cdot hg}{f \cdot L \cdot d^3}} + \alpha$$

Tr : 鏡板、ふた板等の厚さ(mm)

L : ボルトの中心点を連ねる曲線の全長(mm)

d, C3, Pa, f, W, hg, a : (1)の算式のそれぞれ d, C3, Pa, f, W, hg 又は a と同じ。

C4 : (i)2)の算式の C4 と同じ。

(5) ボイラの平板及び管板の厚さについては、次に掲げるところによる。ただし、いずれの場合においても、平板にあつては 6mm 以上、管板にあつては 10mm 以上であること。

(i) 支柱その他の支えを有する平板の厚さについては、次に掲げるところによる。

(i) 支柱その他の支えが規則的に配置されている場合

1) 支柱又は管支柱により支えられた部分の厚さは、次の算式により算定した値以上であること。

$$Tr = C1 \cdot d \sqrt{\frac{Pa}{f}} + 1$$

d : 支柱又は管支柱の配置が規則的な場合は、次の算式による。

$$d = \sqrt{a_2 + b_2}$$

Tr : 平板の厚さ(mm)

C1 : 表 22 に掲げる支柱管の固定方法で定まる係数

Pa : 制限気圧又は制限圧力(MPa)

f : 許容応力(N/mm²)

a : 支柱又は管支柱の水平ピッチ(mm)

b : 支柱又は管支柱の垂直ピッチ(mm)

表 22 C₁の値

支柱又は管支柱の固定方法	板が火炎に触れないとき	板が火炎に触れるとき
支柱を図 14 符号 E の構造とした場合	0.35	0.38
支柱を図 14 符号 F の構造とした場合	0.37	0.40
支柱を図 14 符号 G の構造とした場合	0.41	0.44

支柱を図 14 符号 H の構造とした場合	0.5	0.53
管支柱を図 14 符号 I の構造とした場合	0.42	0.45
管支柱を図 14 符号 J 又は K の構造とした場合	0.49	0.52

備考

当該部分の支点の固定方法が同一でないときは、 C_1 の値は、支点の数に、これに対する各固定法で定まる定数を乗じた数の和を支点の総数で除したものとする。

- 2) 管支柱により支えられた管板の管巢における部分の厚さは、次の算式により算定した値以上であること。

$$Tr = C_1 \cdot p \sqrt{\frac{Pa}{f}} + 1$$

Tr : 平板の厚さ(mm)

p : 当該部分における 4 個の管支柱の中心点が構成する四辺形の四辺の平均長さ(mm)

C_2 : 表 23 に掲げる管支柱の固定方法で定まる係数

Pa, f : 1) の算式のそれぞれ Pa 又は f と同じ。

表 23 C_2 の値

管支柱の固定方法	板が火炎に触れないとき	板が火炎に触れるとき
管支柱を図 14 符号 I の構造とした場合	0.51	0.54
管支柱を図 14 符号 J 又は K の構造とした場合	0.57	0.61

- (n) 支柱その他の支えが不規則に配置されている場合
 支点の配置が不規則な平板の厚さについては、(i)1) の規定を準用する。この場合において、少なくとも 3 支点を通り、内部に支点を有しない最大円を描きその径を(i)1)の算式の「d」と置き替えるものとする。
- (h) 曲縁又は胴板、火炉板等との溶接接合部を支点としている場合
- 1) 曲縁の基点は、支点とみなす。ただし、その内半径が板の厚さの 2.5 倍を超える場合は、曲縁の外面から板の厚さの 3.5 倍の距離の点を曲縁の起点とすること。この場合において、係数 C_1 は、板が火炎に触れるときは 0.39、火炎に触れないときは 0.36 とする。
 - 2) 胴板、火炉板等の溶接接合部内面は、支点とみなす。この場合の係数 C_1 は、板が火炎に触れるときは 0.47、火炎に触れないときは 0.43 とする。
- (ii) 煙管巢を形成する煙管が水平である立てボイラの管板の厚さは、(i) に掲げるところにより算定した値又は次の算式により算定した値のうちいずれか大きい方の値以上であること。

$$Tr = \frac{Pa \cdot D \cdot p}{1.97f(p-d)} + 1$$

Tr : 管板の厚さ(mm)

Pa : 制限気圧又は制限圧力(MPa)

D : 胴の中心線から管板の縦端列の管穴の中心までの距離の 2 倍の値(mm)

p : 管の縦ピッチ(mm)

f : 許容応力(N/mm²)

d : 管板にあけた管穴の径(mm)

- (iii) 湿燃式丸ボイラの後管板の厚さは、(i) に掲げるところにより算定した値又は次の算式により算定した値のうちいずれか大きい方の値以上であること。

$$Tr = \frac{Pa \cdot W \cdot D}{183(D-d)}$$

Tr : 管板の厚さ(mm)
 D : 煙管の水平ピッチ(mm)
 d : 普通煙管の内径(mm)
 W : 燃焼室上部の奥行(mm)
 Pa : (ii)の算式の Pa と同じ。

(iv) 湿燃式丸ボイラの燃焼室の頂板及び側板において、管板又は背板にもっとも機械支柱列と管板又は背板の曲線の起点との距離は、ボイラの実厚さを(i)(i)1)の算式に代入して算定した値 a 以下であること。

(6) 穴の補強

(i) マンホール、管台等を設けるために胴に穴を設ける場合は、(ii)から(vi)までの規定により補強されていること。ただし、次に掲げる単独の穴については、補強を省略して差し支えない。

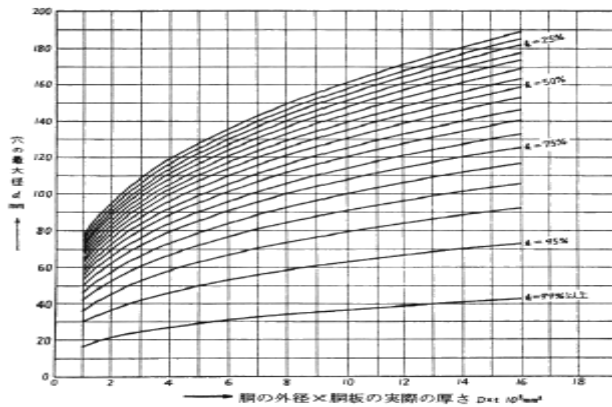
(イ) 各断面に現れる穴であって、その径(ねじ穴にあつては、ねじ底の径)が 60mm 以下であり、かつ、胴の内径の 1/4 以下であるもの

(ロ) 胴板に設ける穴であって、その最大径が図 20 により得られる値以下であり、かつ、200mm 以下であるもの

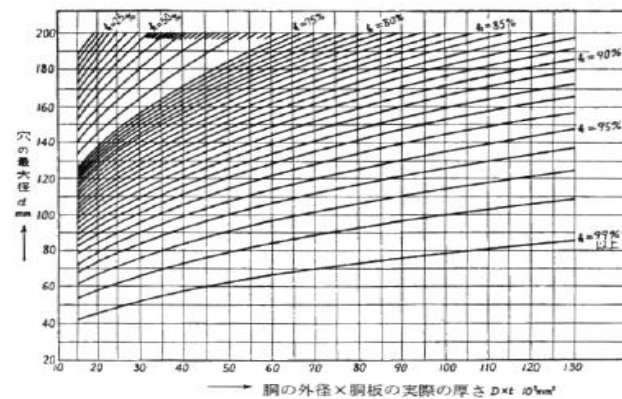
(ハ) 鏡板に設ける穴であって(4)(iii)(ロ)3)の規定により鏡板の厚さを増加させた部分の穴

(ニ) 鏡板又はふた板に設ける穴であって、(6)(iii)(ロ)の規定により鏡板又はふた板の厚さを増加させた部分の穴

(A)



(B)



備考 本図において使用する記号の意義については、次に掲げるとおりとする。
 d : 補強を省略できる穴の最大径(mm)。この場合において、円形のものにあつてはその直径、楕円形のものにあつてはその長径と短径との平均値とする。
 k : 次の算式により算定した定数

$$k = \frac{Pa \cdot D_0}{1.82f \cdot t}$$

Pa : 制限気圧又は制限圧力(MPa)

D₀ : 胴の外径(mm)

f : 許容応力(N/mm²)

t : 胴板の実厚さ(mm)

図 20 胴板に設ける穴であって補強を省略できるものの最大径

- (ii) 胴板又は曲面鏡板に設ける穴には、穴の中心を含み穴の面に垂直な断面内において、次の算式により算定した面積以上の面積の強め材が取り付けられていること。

$$A = d \cdot Tr$$

A : 強め材の面積(mm²)

d : 胴板にあつては、胴の長手方向の断面に現れる穴、また、鏡板にあつては、鏡板の断面に現れる穴の最大径(mm)

Tr : 継目のない胴板又は穴のない鏡板の厚さ(mm)。ただし、皿形鏡板において、強め材の全部が鏡板の球形部にある場合は、その球形部と同じ半径の継目無半球形鏡板の厚さとする。また、半楕円形鏡板において、鏡板の中心点を中心とし、胴の内径の 80%の値を直径とした円内に強め材の全部が鏡板の球形部にある場合は、胴の内径の 90%の値を半径とする継目無半球形鏡板の厚さとする。

- (iii) (4)(v)及び(vi)に掲げる平らな鏡板又はふた板に穴を設ける場合にあつては、次の算式により算定した面積以上の面積の強め材が取り付けられていること。

- (i) 円形の場合の直径又は非円形の場合の最小長さ(図 14 及び図 19 に掲げる d をいう。以下(p)において同じ。)の 1/2 以下の径の穴を設ける場合

$$A = 0.5d \cdot Tr$$

A, Tr, d : (ii)の算式のそれぞれ A, Tr 及び d と同じ。

- (ii) 円形の場合の直径又は非円形の場合の最小長さの 1/2 を超える径の穴を設ける場合、鏡板、ふた板等の厚さは、(4)(v)及び(vi)に掲げるところにより算定した厚さの 1.5 倍の値とする。ただし、腐れ代については、1.5 倍としなくて差し支えない。

- (iv) 強め材は、補強の有効範囲(穴の中心を含み板の面に垂直な平面上において板の面に沿う 2 の線と穴の軸に平行な 2 の線とにより囲まれる範囲(図 21 参照)をいう。以下同じ。)内に取り付けられていること。この場合において、補強の有効範囲の境界とする 4 の線の長さについては、次に掲げるところによる。

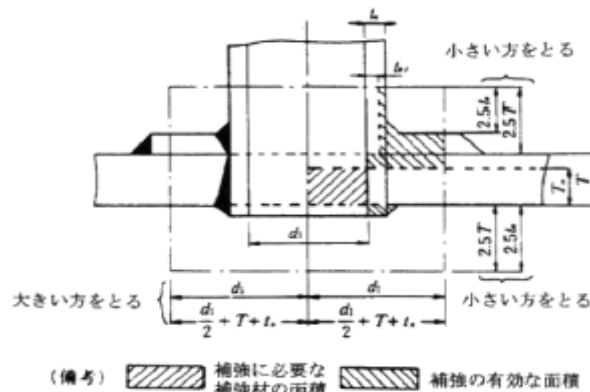


図 21 補強の有効範囲

- (i) 板の面に沿う線の長さは、穴の中心からその両側へ測った 1)又は 2)に掲げるもののうちいずれか大きい方の値とすること。

- 1) 各断面に現れる穴の直径
- 2) 各断面に現れる穴の半径と板の厚さと管台壁の厚さととの和
- (p) 穴の軸に平行な線の長さは、板の面からその両側へ測った 1)又は 2)に掲げるもののうちいずれか小さい方の値とすること。
 - 1) 板の厚さの 2.5 倍の値
 - 2) 管台壁の厚さの 2.5 倍の値と取り付けられた強め材(溶着鉄を含まない。)の厚さととの和
- (v) 補強の有効範囲内にある胴板、鏡板又は管台の部分であって、その厚さが制限気圧又は制限圧力を用いて算定した厚さを超える部分及び溶接取付けの溶着鉄は、強め材とみなして差し支えない。この場合において、胴板又は鏡板の厚さのうち強め材として算入できる部分の面積は、次の算式により算定した値のうちいずれか大きい方の値以上とする。

$$A_0 = d(T - Tr)$$

$$A_0 = 2(T - Tr)(T + t_n)$$

A_0 : 強め板として算入することができる胴板又は鏡板の面積(mm²)
 T : 胴板又は鏡板の実厚さ(mm)
 Tr : 継目無胴板又は穴のない鏡板の厚さ(mm)
 d : 補強の対象の断面における穴の径(mm)
 t_n : 管台壁の実厚さ(mm)
- (vi) 鏡板に設けられた穴の周囲は、フランジ状に折り込んで補強して差し支えない。この場合において、フランジ状の部分の深さは、次の算式により算定した値以上であること。

$$h = 3Tr \text{ (板厚 38mm 以下の場合に限る。)}$$

$$h = Tr + 76 \text{ (板厚 38mm を超える場合に限る。)}$$

h : 穴の直径に沿って鏡板の外表面から測ったフランジ状の部分の深さ(mm)
 Tr : 制限気圧又は制限圧力から算定した鏡板の厚さ(mm)
- (7) 管台の厚さについては、次に掲げるところによる。
 - (i) ボイラに溶接により取り付ける管台の厚さは、管台の外径の 1/25 に 2.5mm を加えた値又は(11)(i)(p)の算式により算定した値のうちいずれか小さい方の値以上であること。
ただし、管台の取付け部の厚さ以下の値として差し支えない。
 - (ii) 圧力容器に溶接により取り付ける管台の厚さについては、次に掲げるところによる。
 - (i) 管台の外径の 1/25 に 2.5mm を加えた値又は(4)(i)の算式により算定した値のうちいずれか小さい方の値以上であること。ただし、管台の取付け部の厚さ以下の値として差し支えない。
 - (p) (i)の規定にかかわらず、第 2 種圧力容器にあつては、(4)(i)の算式により算定した値が 4mm を超える場合、4mm として差し支えない。
- (8) ボイラの炉筒、火炉板及びオジーリングの厚さについては、次に掲げるところによる。ただし、いずれの場合においても、炉筒の厚さについては 5mm 以上 22mm 以下であること。
 - (i) ボイラの波形炉筒の厚さは、次の算式により算定した値以上であること。

$$Tr = \frac{Pa \cdot D}{0.0981C} + 1$$

Tr : 炉筒の厚さ(mm)
 Pa : 制限気圧(MPa)
 D : 炉の波形部における最小外径(mm)
 C : 表 24 に掲げる係数

表 24 C の値

炉の種類	C
モリソン式、デイトン式その他これらに類するもの	1,090
リーズフォージバルブ式のもの	1,160

- (ii) 筒形炉筒及び支柱その他のものにより補強されていない燃焼室の筒形底板の厚

さは、次の算式により算定した値のうちいずれか大きい方の値以上であること。

$$Tr = \sqrt{\frac{Pa \cdot D(L+610)}{10,500}} + 1$$

$$Tr = \frac{1}{325} \left(\frac{Pa \cdot D}{0.354} + L \right)$$

Tr：炉筒及び底板の厚さ(mm)

Pa：制限気圧(MPa)

D：炉又は燃焼室底板の外径(mm)

L：炉の長さ又は燃焼室底板の奥行(mm)。ただし、炉の鋼板を曲縁して板、補強環等と接合する場合、炉の長さは、曲縁の起点から測った値とする。

(iii) 支柱その他のものにより補強されていない半球形火炉板の厚さは、次の算式により算定した値以上であること。

$$Tr = \frac{Pa \cdot R}{61.5} + 1$$

Tr：火炉板の厚さ(mm)

Pa：制限気圧(MPa)

R：炉の球面外半径(mm)

(iv) 立てボイラの炉底部と胴板を接合するオジーリングであって、炉に作用する垂直力のすべてを支えるものの厚さは、次の算式により算定した値以上であること。

$$Tr = \sqrt{\frac{Pa \cdot D(D-d)}{1,010}} + 1$$

Tr：リングの厚さ(mm)

Pa：制限気圧(MPa)

D：胴の内径(mm)

d：オジーリングとの接合部における炉底部の外径(mm)

(9) ボイラの支柱、管支柱及び支えはりの径については、次に掲げるところによる。ただし、いずれの場合においても、管巢の外周列にある管支柱にあつては 6.0mm 以上、その他の管支柱にあつては 4.5mm 以上であること。

(i) 支柱の径は、次の算式により算定した値以上であること。

$$Tr = 1.28 \sqrt{Pa \cdot A} + 3$$

d：支柱の径(mm)

Pa：制限気圧(MPa)

A：平板中、当該支柱を支持する部分の実面積(cm²)

(ii) 斜め支柱の径は、(i)の算式により算定した値以上であること。この場合において、次の算式により算定した C₁を(i)の算式の「C」と置き替えるものとする。

$$C_1 = 0.40 \sqrt{L/H}$$

L：斜め支柱の長さ(mm)

H：斜め支柱の長さの一端における平板から他端間での距離(mm)

(iii) 管板を支持する管支柱の支持すべき部分の面積は、次の算式により算定した値以上であること。

$$A = 51.7(a/Pa)$$

A：管板のうち当該管支柱の支持すべき部分の面積(cm²)

a：管支柱の最小横断実面積(cm²)

Pa：制限気圧(MPa)

(10) ボイラの管寄せの厚さについては、次に掲げるところによる。

(i) 円筒形の管寄せの厚さは、(4)(i)の算式により算定した値以上であること。

(ii) 角形管寄せの厚さは、(i)又は(ii)の算式により算定した値以上であること。

(i) 連続した穴を持たない場合

$$Tr = \frac{Pa \cdot L}{4f} \left(1 + \sqrt{1 + 4f \frac{l_1^2}{Pa \cdot l_2^2}} \right) + 1.5$$

Tr : 管寄せの厚さ(mm)

Pa : 制限気圧(MPa)

f : 許容応力(N/mm²)

l₁ : 内側支点間で測った強度を求めようとする平面部の幅(mm)

l₂ : l₁に隣接する他の辺の長さ(mm)

(ρ) 連続した穴を持つ場合

$$Tr = \frac{Pa \cdot l_2}{4f} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{8f \cdot l_1^2}{(1+J)Pa \cdot l_2^2}} \right) + 1.5$$

Tr : 管寄せの厚さ(mm)

J : 連続した穴の長手方向のリガメント効率

Pa, f, l₁, l₂ : (i)の算式のそれぞれ Pa, f, l₁ 又は l₂ と同じ。

(11) ボイラに用いる管については、次に掲げるところによる。

(i) 厚さについては、次に掲げるところによる。ただし、いずれの場合においても、外径 30mm 未満の管にあつては 2.0mm 以上、30mm 以上の管にあつては 2.5mm 以上であること。

(i) ボイラの煙管の厚さは、次の算式により算定した値以上であること。

$$Tr = \frac{Pa \cdot d}{68.6} + 2$$

Tr : 管の厚さ(mm)

Pa : 制限気圧(MPa)

d : 管の外径(mm)

(ρ) ボイラに用いる内圧を受ける水管、蒸発管、過熱管、エコノマイザ管等の厚さは、次の算式により算定した値以上であること。

$$Tr = \frac{Pa \cdot d}{2f + Pa} + 1.5$$

Tr : 管の厚さ(mm)

f : 許容応力(N/mm²)

Pa, d : (i)の算式のそれぞれ Pa 又は d と同じ。

(ii) 拡管及び屈曲された管には、厚さの減少を補うため、肉厚の加算が行われていること。

(iii) 拡管その他の適当な方法により管板に緊密に取り付けられていること。

(iv) 脱落を防ぐため、両端が固定されていること。また、単に管端をラップ状に拡張して固定する場合は、拡がり角が 30° 以上であること。

(12) 熱交換器(火炎、燃焼ガス及び高温ガスに触れないものに限る。)に用いる管は、その使用目的に適する材質であり、かつ、その厚さは、次の算式により算定した値以上であること。

$$Tr = \frac{Pa \cdot D_0}{2f} + \alpha$$

Tr : 管の厚さ(mm)

Pa : 制限圧力(MPa)

D₀ : 管の外径(mm)

f : 表 25 に掲げる許容応力(N/mm²)。ただし、鋼管にあつては(1)(i)又は(ii)の規定によることとして差し支えない。

T : 管の実厚さ(mm)

a : 腐れ代(mm)。この場合において、鋼管にあつては 1.5mm、銅管又は銅合金管にあつては 0.1T とする。

表 25 熱交換器用管材料の許容応力(kg/mm²)

材料の種類	最高使用温度℃										
	50 以下	75	100	125	150	175	200	225	250	275	300
りん脱酸銅継目無管	41		40		34	27	19				

(A)											
復水器用黄銅継目無管 (B)	78				51	25					
復水器用白銅継目無管	(C)	69	68	66	64	62	59	56	52	48	44
	(D)	81	79	77	76	74	72	70	68	66	64
鋼管(附属書[2]に掲げるもの)	規格最小引張強さの 1/4 の値(350℃以下の場合に限る。)										

備考

1. 最高使用温度が本表に示す温度の中間のものにあつては、補間法により求めること。
 2. (A)は、JIS H 3300「銅及び銅合金継目無管」のうち C1201 若しくは C1220 の規格に適合するものであつて規格最小引張強さ 205N/mm²のもの、(B)は、JIS H 3300のうち C6870、C6871 若しくは C6872 の規格に適合するもの、(C)は、JIS H 3300のうち C7060 の規格に適合するもの、(D)は、JIS H 3300のうち C7150 の規格に適合するもの、又はこれらと同等のものであること。
- (13) (4)から(12)までに掲げる計算法においては、危険な振動、船体の動揺、極端な熱応力、繰返し応力、付着品からの応力、局部応力等は考慮されていないので、これらの影響が大きいと思われる場合には、強度の増加、補強等の措置を講ずること。
 なお、次に掲げる方法により強度について詳細な計算等が行われた場合については、それぞれ次に掲げるところによる。
- (i) 詳細計算法。この場合においては、計算に用いたプログラム、入力条件、出力仕様、計算結果等の資料を添えて、海事局検査測度課長まで伺い出ること。
 - (ii) 実体応力計測法を基にした計算法。この場合においては、応力計測時の負荷方法、計測点、ひずみ又は応力値の計測方法、計測結果等の資料を添えて、海事局検査測度課長まで伺い出ること。
- (14) 過熱器及び再熱器には、完全に排水できるような位置に排水弁又はコックが備え付けられていること。
- (15) エコノマイザ、排ガスエコノマイザ及び給水管附属品は、給水ポンプ又はボイラ水循環ポンプの最高使用圧力のうちいずれか大きい方の圧力に耐えられるものであること。
- (16) ボイラの付着品については、次に掲げるところによる。
- (i) ボイラ胴に直接取り付ける管台、フランジ及びディスタンスピースは、鋼製のものであること。
 - (ii) ボイラに接続し、かつ、その圧力を受ける弁の弁箱又はその他の管付着品は、次に掲げる場合を除き鋼製のものであること。
 - (イ) 銅合金铸件を最高使用温度 230℃以下のものに用いた場合
 - (ロ) JIS G 5501「ねずみ鉄品」に適合するものを最高使用温度 230℃以下で、かつ、制限圧力 1.0MPa 以下のものに用いた場合
 - (ハ) JIS G 5705「可鍛鉄品」のうち黒心可鍛鉄品 FCMB35-10 若しくは FCMB35-10S の規格に適合するもの、JIS G 5502「球状黒鉛鉄品」のうち FCD400 の規格に適合するもの又はこれらと同等以上の特殊鉄品を最高使用温度 350℃以下で、かつ、制限圧力 2.5MPa 以下のものに用いた場合
 - (iii) 付着品のボイラへの取付けについては、次に掲げるところによる。
 - (イ) 弁類は、その開閉状態を容易に確認できる位置に取り付けられていること。
 - (ロ) (イ)に掲げる場合を除き、溶接により取り付けられていること。
 - (ハ) (ロ)の規定にかかわらず、ボイラの胴の厚さが 12mm を超える場合又はボイラの胴にねじ込みのための座を設けた場合については、テーパねじにより取り付けられていても差し支えない。この場合において、ねじの呼び径は、32mm 以下であること。
 - (ニ) スタッドボルトにより取り付けられている場合、スタッド穴は、ボイラの胴を貫通しておらず、かつ、植込み部の長さは、スタッドボルトの径以上の値であること。
 - (iv) 弁及びコックについては、次に掲げるところによる。
 - (イ) 呼び径が 50mm 以上の弁及びコックは、外ねじ・ヨーク式のものであり、かつ、

弁箱のふたは、右回り閉鎖式のボルト締めのものであること。

(ロ) 弁及びコックには、弁棒の位置により弁の開度が確認できるものを除き、開度を表示する装置が設けられていること。

(17) 実績がなく、かつ、特殊な構造のボイラ及び圧力容器の強度の確認方法については、資料を添えて、海事局検査測度課長まで伺い出ること。

7 補機及び管装置

(1) 補機及び管装置は、膨脹、収縮、振動等を考慮して備え付けられており、また、補機、管、弁、コック及び管取付け物の構造等については、特記がある場合を除き、原則としてJISによる。

(2) 管の継手

(i) 呼び径 50mm を超える鋼管(1 類管及び油に用いる管(1 類管を除く。))に限る。)のフランジ継手は、溶接構造のものであること。

(ii) 蒸気に用いる呼び径 50mm 以下の鋼管であってフランジをねじ込みとするものは、ねじ込み後、管の拡張を行ったものであること。この場合において、ねじは、テーパねじであること。

(iii) 外径 60mm を超える銅又は銅合金製の管は、銅又は銅合金製のフランジを溶接又はろう付けにより取り付けたものであること。

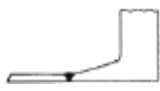
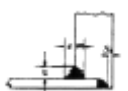
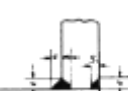

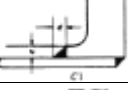
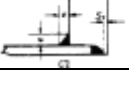
(iv) 外径 60mm 以下の銅又は銅合金製の管は、銅又は銅合金製のフランジを溶接、ろう付け又はねじ込みにより取り付けたものであること。

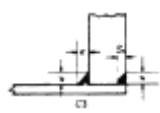
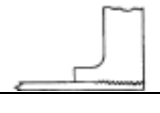

(v) 1 類管(計装用の小径管を除く。)として用いる管相互又は管と弁類の継手は、別に定めるものを除き、突合せ溶接継手又はフランジ継手であること。ただし、呼び径 80A 以下の管については、差込み継手として差し支えない。

(vi) フランジ継手は、JIS B 2220「鋼製管フランジ」、JIS B 8602「冷倍用管フランジ」、JIS F 7804「船用排ガス管鋼製フランジの基準寸法」に適合するものであること。

(vii) 管と管フランジとの間の溶接継手は、図 22 に掲げる形状のものであること。

なお、当該継手を使用することができる範囲については、本図による。

符号	形状	使用範囲
A		すべての管の継手
B		1. 呼び径 50A 以下の管の継手 2. 呼び径 150A を超える管であって最高使用温度 300℃以下の管(毒性を有する危険物又は液化ガスに用いる管であって、最高使用圧力 1.0MPa を超え、かつ、最高使用温度-50℃未満のもの及び呼び径 150A を超え、かつ、最高使用温度が-50℃未満のものを除く。)の継手 3. 最高使用温度 400℃以下の管の継手
		
		
C		1. 最高使用圧力 1.6MPa 以下で、かつ、最高使用温度 300℃以下の蒸気管装置の継手 2. 最高使用圧力 1.6MPa 以下で、かつ、最高使用温度 150℃以下の燃料油管装置及び貨物油管装置の継手 3. 最高使用圧力 3.9MPa 以下の管装置の継手であ
		

		って蒸気管装置、燃料油管装置及び貨物油管以外の管装置のもの
D		1. 最高使用圧力 1.6MPa 以下で、かつ、最高使用温度 250℃以下の蒸気管装置の継手 2. 最高使用圧力 1.6MPa 以下で、かつ、最高使用温度 150℃以下の燃料油管装置及び潤滑油管装置の継手
E		3. 最高使用圧力 3.9MPa 以下で、かつ、最高使用温度 250℃以下の空気、水又は操作油に用いる管装置の継手

備考

本図に掲げる寸法は、それぞれ次の算式により算出した値以上とする。この場合において、各寸法の単位は、すべて mm とする。また、t は、管の所要厚さ(mm)とする。
 $e=1.4t$ $m=t$ $S_1=t$ $S_2=0.5t$

図 22 管と管フランジとの間の継手の形状及び使用範囲

(viii) 液化ガスばら積船の貨物油タンクの内外に取り付ける液化ガス物質に係る管の継手については、次に掲げるところによる。ただし、貨物油タンク内の管及び大気開口端を有する管については、この限りでない。

(i) 管相互の継手

- 1) 2)及び3)に掲げるものを除き、原則として、継手は、完全溶込み型の突合せ溶接継手であること。
- 2) 最高使用温度-10℃未満の管の突合せ溶接継手は、両面溶接継手又はこれと同等のものであること。
- 3) 外径 50mm 以下又は最高使用温度-55℃以上の大気開口端を有する管装置については、スリーブ溶接継手として差し支えない。
- 4) 外径 25mm 以下の付属管及び計測用管については、ねじ込み継手として差し支えない。

(ii) フランジ継手

- 1) フランジ継手は、突合せ溶接型、差込み型又はソケット型のものであること。
- 2) 最高使用温度-55℃未満の管のフランジ継手は、突合せ溶接フランジであること。
- 3) 最高使用温度-10℃未満の呼び径 100mm を超える管のフランジ継手は、差込み型のものではないこと。
- 4) 最高使用温度-10℃未満の呼び径 50mm を超える管のフランジ継手は、ソケット型のものではないこと。

(ix) 液化ガスばら積船の貨物油タンクの内外に取り付ける設計温度-10℃未満の液化ガス物質に係る管の突合せ溶接継手であって、裏当金若しくはインサートリングを使用する溶接継手又は初層にイナータガスを使用する溶接継手については、両面溶接継手と同等とみなす。この場合において、裏当金を使用する溶接を設計圧力 1.0MPa を超える管に用いる場合、溶接後、当該裏当金は、除去されていること。

(x) 液体化学薬品ばら積船の液体化学薬品に係る管相互の溶接継手については、次に掲げるところによる。

- (i) (ii)に掲げるものを除き、継手は、完全溶込み型の突合せ溶接継手であること。
- (ii) 外径 80A 以下の管であって亀裂腐しよくの起こる可能性のないものの継手については、スリーブ付き溶接継手として差し支えない。

(3) くい込み継手、伸縮継手、フレキシブル継手等の特殊な継手を 1 類管に使用する場合については、海事局検査測度課長まで伺い出ること。ただし、液化ガスばら積船の液化ガス物質に係る管にあつては、貨物タンクの外側に設ける場合は、ベローズ継手とすること。

(4) 管の強度については、次に掲げるところによる。

(i) 1類管の厚さは、次の算式により算定した値以上であること。

$$t = \left(\frac{100}{100-a} \right) \left(\frac{P \cdot D}{2f \cdot J + P} + C \right)$$

t : 管の厚さ(mm)

a : 厚さに対する負の製造公差(%)。ただし、液化ガス物質以外の流体を使用する管にあつては、0とする。

P : 最高使用圧力(MPa)。ただし、液化ガス物質に係る管にあつては、次の値のうち、最も大きい値とする。

(i) 液体を内蔵して逃し弁から隔離されることのあるガス管装置又はその構成要素に対しては、45℃における飽和蒸気圧

(ii) 常に蒸気のみを内蔵し、逃し弁から隔離されることのある装置又はその構成要素に対しては、45℃における飽和蒸気圧。この場合、装置内の飽和蒸気は初期状態では、装置の使用圧力及び使用温度にあると想定する。

(h) 貨物タンク及び貨物プロセス装置の最大許容設定圧力

(i) 関連のポンプ又は圧縮機の排出逃し弁の設定圧力

(k) 貨物管装置の最大揚荷又は積荷総液頭

(l) 管系統中の逃し弁の設定圧力

(t) 1.0MPa(管端開放の管系にあつては、0.5MPa)

D : 管の外径(mm)

f : (ii)に掲げる許容応力(N/mm²)

J : 表 26 に掲げる継手効率

C : 表 27 又は表 28 に掲げる腐れ代(mm)

表 26 J の値

継目無管	1.0
電気抵抗溶接管	0.85(備考)
鍛接管(液化ガスばら積船の液化ガス物質に係る管を除く。)	0.85

備考 電気抵抗溶接管であつて非破壊検査により溶接部に有害な欠陥がないことが確認されたものについては、1.0 として差し支えない。

表 27 鋼管に対する腐れ代

管の使用目的	腐れ代(mm)	
過熱蒸気	0.3	
飽和蒸気	一般	0.8
	貨物油タンク内の蒸気管	2.0
	燃料油タンク内の蒸気管	1.0
ボイラ給水	開放式給水系統	1.5
	密閉式給水系統	0.5
ボイラ水吹出し	1.5	
圧縮空気	1.0	
潤滑油及び操作油	0.3	
燃料油	1.0	
貨物油	2.0	
1次冷媒	0.3	
清水	0.8	
海水	3.0	
液化ガス物質(メタン、プロパン、ブタン、ブタジエン及びプロピレンに限る。)	0.3	

備考

- 腐食に対して有効な保護が施されている管については、本局首席海事技術専門官(船舶検査官)が認めた場合、本表の値を 50%まで減じて差し支えない。

2. 適当な耐食性特殊合金鋼を使用した管については、0mmとして差し支えない。
3. 海水管であって呼び径 25A 以下の鋼管については、1.5mmとして差し支えない。
4. 液化ガス物質に係る管であって、甲板上に配置される鋼管については、1.2mm(外面に腐しよくに対して有効な保護が施されているものにあつては、0.6mm)を加えた値とする。
5. 本表により難い場合については、腐食条件等を考慮して本局海事技術専門官(船舶検査官)が適当と認める値とする。

表 28 鋼管及び銅合金管に対する腐れ代

材料の種類	腐れ代(mm)
りん脱酸銅管	0.8
復水器用黄銅管	
復水器用白銅管	0.5

備考 流体が材料に対して腐食性を有しない場合については、0mmとして差し支えない。

- (ii) 1類管の許容応力については、次に掲げるところによる。
 (イ) 鋼管の許容応力は、次の算式により算定した値のうちの最小値とする。ただし、表 29 に掲げるものについては、同表に掲げる値として差し支えない。

$$f_1 = R_{20} / 2.7$$

$$f_2 = Et / 1.6 \text{ (液化ガスばら積船の液化ガス物質に係る管を除く。)}$$

$$f_3 = Et / 1.8 \text{ (液化ガスばら積船の液化ガス物質に係る管に限る。)}$$

$$f_4 = \sigma_R / 1.6$$

f_1, f_2, f_3, f_4 : 許容応力(N/mm²)

R_{20} : 常温における規格最小引張強さ(N/mm²)

Et : 設計温度における規格降伏点又は 0.2%耐力(N/mm²)

σ_R : 設計温度における 100,000 時間後のクリープ破断強さ(N/mm²)

表 29 鋼管の許容応力(N/mm²)

材料の種類 JIS 記号		設計温度℃													
		10 0 以下	15 0	20 0	25 0	30 0	35 0	37 5	40 0	42 5	45 0	47 5	50 0	52 5	55 0
G345 4	STPG37 0	12 3	114	10 5	96	87	78								
	STPG41 0	13 8	12 7	118 7	10 7	96	90								
G345 5	STS370	12 3	114	10 5	96	87	78								
	STS410	13 8	12 7	118 7	10 7	96	90								
	STS480	15 6	14 5	13 3	12 2	117	113								
G345 6	STPT370	12 3	114	10 5	96	87	78	75	70	63	56				
	STPT410	13 8	12 7	118 7	10 7	96	90	87	84	71	57				
	STPT480	15 6	14 5	13 3	12 2	117	113	10 5	96	76					
G345 8	STPA12	119	112	10 5	97	89	85	83	80	76	73	70	65		
	STPA22	12	116	111	10	99	93	91	89	85	80	76	71	55	38
	STPA23	1			5									56	40

	STPA24												41
--	--------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	----

備考

1. JIS の欄中「G3454」、「G3455」、「G3456」又は「G3458」は、それぞれ JIS G 3454「圧力配管用炭素鋼鋼管」、JIS G 3455「高圧配管用炭素鋼鋼管」、JIS G 3456「高温配管用炭素鋼鋼管」又は JIS G 3458「配管用合金鋼鋼管」を示す。
2. 設計温度が本表に示す温度の間の中のものにあつては、補間法により求める。

(ρ) 銅及び銅合金管の許容応力は、表 30 に掲げる値とする。

表 30 銅管及び銅合金管の許容応力(N/mm²)

材料の種類	設計温度℃										
	50 以下	75	100	125	150	175	200	225	250	275	300
(A)	41	40		34	27	19					
(B)	78				51	25					
(C)	69	68	66	64	62	59	56	52	48	44	
(D)	81	79	77	76	74	72	70	68	66	64	62

備考

1. 設計温度が本表に示す温度の間の中のものにあつては、補間法により求める。
2. (A)は、JIS H 3300「銅及び銅合金継目無管」のうち C1201 若しくは C1220 の規格に適合するものであつて規格最小引張強さが 205N/mm²のもの、(B)は、JIS H 3300のうち C6870、C6871 若しくは C6872 の規格に適合するもの、(C)は、JIS H 3300のうち C7060 の規格に適合するもの、(D)は、JIS H 3300のうち C7150 の規格に適合するもの、又はこれらと同等のものであること。

(h) (i)及び(ρ)に掲げる管以外の管の許容応力については、資料を添えて、海事局検査測度課長まで伺い出ること。

- (iii) 曲げ加工を行う管について(i)の規定を適用する場合は、(i)の算式により算出された値に次の算式により算出された値を加えること。ただし、(i)の算式により算出する際、許容応力として表 29 又は表 30 を用いた場合及び本局首席海事技術専門官(船舶検査官)が差し支えないと認めた場合は、この限りでない。

$$b = \left(\frac{100}{100-a} \right) \frac{D \cdot t_0}{25R}$$

$$t_0 = \frac{P \cdot D}{2f \cdot J + P}$$

a : 厚さに対する負の製造公差(%)。ただし、液化ガス物質以外の流体を使用する管にあつては、0 とする。

b : 管の厚さに加える値(mm)

D : 管の外径(mm)

R : 管の中心線の曲げ半径(mm)

P : 最高使用圧力(MPa)

f : (ii)に掲げる許容応力(N/mm²)

J : 表 26 に掲げる継手効率

- (iv) 設計温度が-110℃以下の管であつて、加速度を無視できないものにあつては、荷重を含めた管装置の重量、内圧、熱収縮及び船舶の縦曲げにより生じる荷重によるすべての応力を考慮して応力解析を行うこと。

- (v) 液体化学薬品ばら積船の液体化学薬品に係る貨物タンクの内外に取り付ける管装置の厚さについては、次に掲げるところによる。

(i) 管の厚さは、次の算式により算定した値及び(=)に規定する最小板厚以上であること。

$$t = \left(\frac{100}{100-a} \right) \left(\frac{P \cdot D}{1.96K \cdot J + P} \left(1 + \frac{D}{2.5R} \right) + C \right)$$

- t : 管の厚さ(mm)
P : (ρ)に掲げる設計圧力(MPa)
D : 管の外径(mm)
K : (h)に掲げる許容応力(N/cm²)
J : 表 31 に掲げる継手効率
R : 管の中心線の曲げ半径(mm)(直管の場合にあっては、r→∞)
C : 腐れ代(mm)。この場合において、管に防しよく措置が講じられている場合にあっては 0、それ以外の場合にあっては 3mm とする。
a : 厚さに対する負の製造公差(%)

表 31 J の値

継目無管	1.0
電気抵抗溶接管	0.85(備考)

備考

電気抵抗溶接管であって溶接線全部について非破壊検査(超音波探傷試験等)により溶接部に有害な欠陥がないことが確認されたものについては、1.0 として差し支えない。

- (ρ) 管の設計圧力については、次に掲げるところによる。
設計圧力は、1.0MPa(開放端を有する管系にあっては 0.5MPa)以上の値であって、逃し弁の有無に応じそれぞれ次に掲げる値とする。
1) 逃し弁があり、当該逃し弁が有効に働く部分
逃し弁の設計圧力
2) 逃し弁のない部分及び逃し弁が有効に働かない部分
次に掲げる圧力のうち最大のもの
i) 液体を通す可能性のある管装置にあっては、当該液体の 45℃における飽和蒸気圧
ii) 接続されているポンプの吐出側に設けられた逃し弁の設定圧力
iii) 接続されているポンプの吐出側に逃し弁が設けられていない場合は、当該ポンプの吐出口において起こり得る最大圧力
(h) 管の許容応力は、次の値のうちのいずれか小さい値とする。
 $\frac{R_m}{26}$ 又は $\frac{R_e}{18}$
R_m : 外気温度における最小引張強さ(N/mm²)
R_e : 外気温度における最小降伏応力(応力歪曲線において明確な降伏応力がない場合は、0.2%耐力)(N/mm²)
(ε) 管の最小板厚は、次に掲げるところによる。
1) ステンレス鋼管
i) 他の貨物タンクを貫通する貨物管 : スケジュール 20S
ii) バラストタンクを貫通する貨物管 : スケジュール 40
iii) 他のタンクを貫通しない貨物管 : スケジュール 10S
iv) 船尾荷役等で貨物区域外を通る貨物管 : スケジュール 20S
2) ステンレス鋼以外の鋼管
表 32 によること

表 32 鋼管の最小板厚(mm)

管の種類 \ 呼び径(A)	15	20	25	32	40	50	65	80	90	100
バラストタンクを貫通する貨物管 (D≥100A)	-	-	-	-	-	-	-	-	8.0	8.6
バラストタンクを貫通する貨物管 (D<100A)	-	-	-	6.3	6.3	6.3	6.3	7.1	7.1	8.0
他の貨物タンクを貫通する貨物管 (D≥250A)	2.8	2.9	3.4	3.6	3.7	3.9	5.2	5.5	5.7	6.0
他の貨物タンクを貫通する										

貨物管 (D<250A)										
他のタンクを貫通しない貨物管	2.8	2.9	3.4	3.6	3.7	3.9	5.2	5.5	5.7	6.0

呼び径(A)	125	150	175	200	225	250	300	350	400	450
管の種類										
バラストタンクを貫通する貨物管 (D ≥ 100A)	9.5	11.0	11.8	12.5	12.5	12.5	12.5	12.5	12.5	12.5
バラストタンクを貫通する貨物管 (D < 100A)	8.0	8.8	8.8	8.8	8.8	8.8	8.8	8.8	8.8	8.8
他の貨物タンクを貫通する貨物管 (D ≥ 250A)	6.6	7.1	7.7	8.2	8.8	9.3	10.3	11.1	12.7	12.7
他の貨物タンクを貫通する貨物管 (D < 250A)										
他のタンクを貫通しない貨物管	6.6	7.1	7.7	8.2	8.8	9.3	10.3	11.1	12.7	12.7

- 3) 銅管及び銅合金管の最小板厚
表 33 によること。

表 33 銅管及び銅合金管の最小板厚(mm)

外径	銅管	銅合金管
8-10	1	0.8
12-22	1.2	1
25-45	1.5	1.2
50-76.2	2	1.5
80-120	2.5	2
130-190	3	2.5
200-270	3.5	3
280	4	3.5

(5) 管の工作

- (i) フランジを取り付け、又は曲げるために加熱した銅管は、船内に取り付ける前に焼きなましが行われたものであること。
(ii) 蒸気管、給水管及びボイラ放水管に用いる銅管は、船内に取り付ける前に焼きなましが行われたものであること。
(iii) 曲げて工作する管は、(4)(iii)の規定により厚さを増したものであり、かつ、管の中心線の湾曲半径を管の外径の2倍以上としたものであること。

(6) 燃料油タンク

船体の一部を形成しない燃料油タンクは、内部の検査及び掃除が容易に行える構造のものであり、かつ、表 34 に掲げる板厚以上のものである。ただし、極めて小型のタンクにあっては、3mm 以下の板厚として差し支えない。

表 34 燃料油タンクの板厚

タンク容量(m ³)	板厚(mm)
4 以上	6
1 以上 4 未満	4.5
1 未満	3

(7) 冷凍、冷蔵及び空調設備

- (i) 冷凍、冷蔵及び空調設備は、安全性を考慮して管海官庁が適当と認める構造及び

- 強度のものでなければならない。
- (ii) 冷凍、冷蔵及び空調設備に用いられる圧力容器の制限圧力は、冷媒の種類に応じて表 35 のとおりとする。

表 35 冷凍装置の制限圧力

冷媒の種類	高压側(MPa)	低压側(MPa)
フロン R12	1.13	0.88
フロン R22	1.86	1.47
フロン R502	1.96	1.57
アンモニア		1.47

備考

1. 表中「高压側」とは、圧縮機の吐出側から膨張弁までの圧力部分をいい、「低压側」とは膨張弁後圧縮機の吸入弁までの圧力部分をいう。
 2. 多段圧縮システムにおける低压側圧縮機の吐出側圧力部の設計圧力は、設計条件に従って予期される最高圧力として差し支えないが、本表の低压側の設計基準圧力未満としてはならない。
- (8) プロセス用圧力容器
- (i) 液化ガスばら積船のプロセス用圧力容器は、危規則第 177 条、危技術告示第 16 条第 3 号ロ、第 7 条第 1 項から第 3 項まで、危技術告示心得 7.2(a)、7.3(a)及び(b)並びに 16.0.3(d)及び(h)の要件に適合すること。
 - (ii) 溶接継手効率は、0.85 以下とすること。
- (9) 計測用、制御用又は雑用の空気圧装置は、管の寸法、数量、材質及び配管場所を考慮し、有害な振動が発生しないよう適当に帯金等をもちいて確実に固定されていること。
- (10) 油圧管装置
- (i) 使用目的に適した構造及び強度を有すること。
 - (ii) 作動油に気泡が混入することを防止するため、例えば、吸入管の開口を油タンクの底面に近い位置に設ける等の措置が講じられていること。
 - (iii) 配管については、次に掲げるところによる。
 - (イ) 熱膨脹を考慮して配管されていること。
 - (ロ) 機器の分解が容易なような管の形状及び継手の形式であること。
 - (ハ) 継手は、保守点検が容易な場所に備え付けられていること。
 - (ニ) 有害な振動が発生しないよう管が支持されていること。
- (11) ビルジ吸引管の内径
- (i) ビルジ吸引主管、直接ビルジ吸引管及び長さ 35m 以上の船舶の各水密区画室のビルジ吸引支管の内径は、(イ)又は(ロ)の算式により算定した値以上であること。ただし、管の内径と算定した値との差が 6mm を超えない場合は、その管の使用を認めて差し支えない。また、算定した値が 110mm を超える場合にあっては、JIS のうち算定した値に最も近い内径を有する呼び径の管を使用して差し支えない。この場合において、使用する管の内径が算定した値より 13mm 以上小さい場合にあっては、JIS のうち算定した値に最も近い内径を有する呼び径の管より一回り大きい呼び径の管が使用されていること。
 - (イ) ビルジ吸引主管及び直接ビルジ吸引管
 - 1) 長さ 25m 未満の船舶の場合

$$d = 1.22(L-10)+10$$
 d : 管の内径(mm)
L : 船舶構造規則第 1 条第 3 項に規定する船の長さ(m)
 - 2) 長さ 25m 以上 35m 未満の船舶の場合

$$d = 2.67(L-20)+15$$
 d : 管の内径(mm)
L : 1)の算式の L と同じ。
 - 3) 長さ 35m 以上の船舶の場合

$$d = 1.68\sqrt{L(B+D)} + 25$$

- d : 管の内径(mm)
 B : 船体の強度を保持するための構造の基準等を定める告示第 1 条第 2 項に規定する船の幅(m)
 D : 船体の強度を保持するための構造の基準等を定める告示第 1 条第 3 項に規定する船の深さ(m)
 L : 1)の算式の L と同じ。
- (p) ビルジ吸引支管

$$d = 2.15\sqrt{\ell(B+D)} + 25$$

- d : 管の内径(mm)
 l : 当該ビルジ吸引支管により吸引される水密区画室の長さ(m)
 B,D : (i)3)の算式のそれぞれ B 及び D と同じ。
- (ii) (i)の規定にかかわらず、ビルジポンプが水密隔壁により区画されている機関室のビルジの排出専用のものである場合、ビルジ吸引主管の内径は、次の算式により算定した値まで軽減して差し支えない。

$$d = \sqrt{2}(2.15\sqrt{\ell(B+D)} + 25)$$

- d : 管の内径(mm)
 l : 機関室の長さ(m)
 B,D : (i)(i)3)の算式のそれぞれ B 及び D と同じ。
- (iii) (i)の規定にかかわらず、小さい区画室に対する直接ビルジ吸引管の内径は、本局首席海事技術専門官(船舶検査官)が認めた場合に限り、適当に減じて差し支えない。
- (iv) 長さ 35m 以上の船舶のビルジ吸引主管の内径は、(i)に掲げるところにより算定したビルジ吸引支管の内径の値のうちの最大の値以上であること。
- (v) ビルジ吸引主管の内径は、国際航海に従事する船舶にあつては 60mm 以上、その他の船舶であつて長さ 35m 以上のものにあつては 50mm 以上であること。
- (vi) ビルジ吸引支管の内径は、100mm を超える必要はない。また、国際航海に従事する船舶にあつては 50mm 以上であること。ただし、水密区画室が小さく、かつ、本局首席海事技術専門官(船舶検査官)が認めたものについては、40mm まで減じて差し支えない。
- (vii) ビルジ吸引主管とビルジ吸引支管との間を連結するビルジ吸引管の内部の断面積は、ビルジ吸引支管のうち最も内径の大きい 2 の管の内部の断面積の和以上の値であること。ただし、ビルジ吸引主管の内部の断面積より大きい値である必要はない。
- (viii) 船首尾タンク及び軸路のビルジ吸引支管の内径は、65mm 以上であること。ただし、長さ 35m 以上 60m 未満の船舶にあつては 50mm まで、35m 未満の船舶にあつては本局首席海事技術専門官(船舶検査官)の認める値まで減じて差し支えない。

8 高温部分からの防護

- (1) 高温部分は、火災の防止のため、木材類、燃料タンク等の火災の発生源となるおそれのあるものから十分距離をおいて配置され、かつ、防熱材で被覆されていること。
- (2) 燃料油管装置、潤滑油管装置その他の油の管装置は、当該装置の破損等により油が高温部分、吸気口その他の着火源に漏洩又は飛沫しないように、防護壁、ラギング等の方法で防護措置を施さなければならない。
- (3) 燃料油装置、潤滑油装置その他の油に係る装置の破損等により漏洩又は飛沫した燃料油、潤滑油その他の油が接触するおそれがある部分は、表面温度が 220 度以上とならないように防熱処理を施さなければならない。
- (4) 第 1 種ボイラは、隣接する構造物に加熱による支障が生じないように次に掲げる距離以上当該構造物から離して据え付けられていること。
- (i) 丸ボイラ本体の最低部と肋骨又は二重底頂板とのすき間にあつては 200mm、また、水管ボイラの炉底と肋骨又は二重底頂板とのすき間にあつては 460mm
- (ii) ボイラと燃料タンクとの距離は、ボイラ後面にあつては 610mm、また、その他の部分にあつては 460mm。ただし、ボイラの円筒形の部分又は水管ボイラの囲いの

- 角部については、230mm まで減じて差し支えない。
- (5) 内燃機関の排気装置は、金属板又は油密性の珪酸カルシウム、ロックウール、グラスウール等により防熱処理が施されたものであること。この場合において、金属板又は油密性の珪酸カルシウム、ロックウール、グラスウール等の表面の最高温度は、100℃以下とすること。特に伸縮継手、フランジ又は内燃機関との取付部については、防熱処理及び油密性の確保に十分留意すること。
 - (6) 検油タンクは、できる限りボイラから離して設けられていること。
 - (7) 蒸気管及び排気管は、石炭庫及び貨物倉を貫通していないこと。ただし、防熱措置等を考慮して管海官庁が差し支えないと認める場合は、この限りでない。