

鋼船規則

鋼船規則検査要領

D 編

機関

鋼船規則 D 編
鋼船規則検査要領 D 編

2022 年 第 1 回 一部改正
2022 年 第 1 回 一部改正

2022 年 6 月 30 日 規則 第 30 号 / 達 第 16 号
2022 年 1 月 26 日 技術委員会 審議
2022 年 5 月 25 日 国土交通大臣 認可

ClassNK
一般財団法人 日本海事協会

規則の節・条タイトルの末尾に付けられたアスタリスク (*) は、その規則に対応する要領があることを示しております。

鋼船規則

D 編 機関

規則

2022 年 第 1 回 一部改正

2022 年 6 月 30 日 規則 第 30 号

2022 年 1 月 26 日 技術委員会 審議

2022 年 5 月 25 日 国土交通大臣 認可

規則の節・条タイトルの末尾に付けられたアスタリスク (*) は、その規則に対応する要領があることを示しております。

「鋼船規則」の一部を次のように改正する。

D 編 機関

改正その1

21章 選択式触媒還元脱硝装置関連設備

21.1 一般

21.1.1 適用

-2.を次のように改める。

-2. 還元剤は、尿素を基にしたアンモニア（例えば、ISO_18611-1:2014に規定する尿素40%/水60%の尿素水溶液であるAUS 40）を使用しなければならない。ただし、他の還元剤を使用する場合には、次の(1)及び(2)によるほか、個々の設計に応じてその都度検討する必要がある。

((1)及び(2)は省略)

21.4 構造、配置等に関する要件

21.4.1 構造及び配置

-2 を次のように改める。

-2. 還元剤貯蔵タンクは、還元剤の溶液の固有の濃度に対して過度の高温及び低温とならないように保護しなければならない。このため、船舶の航行区域に応じて、加熱及び／又は冷却装置の備付けが必要になる場合がある。また、貯蔵中の還元剤の機能が損なわれない状態で還元剤タンクの内容物が保管されることを確保するため、ISO_18611-3:2014等の本会が適当と認める規格により推奨される物理的条件を考慮しなければならない。

附 則 (改正その1)

1. この規則は、2022年6月30日から施行する。
 2. 次のいずれにも該当しない選択式触媒還元脱硝装置にあっては、この規則による規定にかかわらず、なお従前の例による。
 - (1) 2022年1月1日以降に承認申込みのあった選択式触媒還元脱硝装置
 - (2) 2022年1月1日以降に建造契約*が行われる船舶に搭載される選択式触媒還元脱硝装置
- * 建造契約とは、最新の IACS Procedural Requirement (PR) No.29 に定義されたものをいう。

IACS PR No.29 (Rev.0, July 2009)

英文 (正)

1. The date of “contract for construction” of a vessel is the date on which the contract to build the vessel is signed between the prospective owner and the shipbuilder. This date and the construction numbers (i.e. hull numbers) of all the vessels included in the contract are to be declared to the classification society by the party applying for the assignment of class to a newbuilding.
2. The date of “contract for construction” of a series of vessels, including specified optional vessels for which the option is ultimately exercised, is the date on which the contract to build the series is signed between the prospective owner and the shipbuilder. For the purpose of this Procedural Requirement, vessels built under a single contract for construction are considered a “series of vessels” if they are built to the same approved plans for classification purposes. However, vessels within a series may have design alterations from the original design provided:
 - (1) such alterations do not affect matters related to classification, or
 - (2) If the alterations are subject to classification requirements, these alterations are to comply with the classification requirements in effect on the date on which the alterations are contracted between the prospective owner and the shipbuilder or, in the absence of the alteration contract, comply with the classification requirements in effect on the date on which the alterations are submitted to the Society for approval.The optional vessels will be considered part of the same series of vessels if the option is exercised not later than 1 year after the contract to build the series was signed.
3. If a contract for construction is later amended to include additional vessels or additional options, the date of “contract for construction” for such vessels is the date on which the amendment to the contract, is signed between the prospective owner and the shipbuilder. The amendment to the contract is to be considered as a “new contract” to which 1. and 2. above apply.
4. If a contract for construction is amended to change the ship type, the date of “contract for construction” of this modified vessel, or vessels, is the date on which revised contract or new contract is signed between the Owner, or Owners, and the shipbuilder.

Note:

This Procedural Requirement applies from 1 July 2009.

仮訳

1. 船舶の「建造契約日」とは、予定所有者と造船所との間で建造契約のサインが交わされた日をいう。なお、この契約日及び契約を交わす全ての船舶の建造番号(船番等)は、新造船に対し船級登録を申込み者によって、船級協会に申告されなければならない。
2. オプションの行使権が契約書に明示されている場合、オプション行使によるシリーズ船の「建造契約日」は、予定所有者と造船所との間で建造契約のサインが交わされた日をいう。本 Procedural Requirement の適用において、1つの建造契約書に基づく船舶が同一の承認図面によって建造される場合は、シリーズ船と見なす。しかしながら、以下の条件を満たす設計変更にあっては、シリーズ船は原設計から設計変更を行うことができる。
 - (1) 設計変更が船級要件に影響を及ぼさない、又は、
 - (2) 設計変更が船級規則の対象となる場合、当該変更が予定所有者と造船所との間で契約された日に有効な船級規則に適合している、又は設計変更の契約が無い場合は承認のために図面が船級協会に提出された日に有効な船級規則に適合している。

オプションによる建造予定船は、シリーズ船の建造契約が結ばれてから1年以内にオプションが行使される場合、シリーズ船として扱われる。

3. 建造契約の後に追加の建造船又は追加のオプションを含める契約の変更がなされた場合、建造契約日は予定所有者と造船所との間で契約変更がなされた日をいう。この契約変更は前 1. 及び 2. に対して、「新しい契約」として扱わなければならない。
4. 船舶の種類の変更による建造契約の変更があった場合、改造された船舶の「建造契約日」は、予定所有者と造船所との間で契約変更又は新規契約のサインが交わされた日をいう。

備考:

1. 本 PR は、2009年7月1日から適用する。

1章 通則

1.1 一般

1.1.4 規定の軽減*

(2)を次のように改める。

次に掲げる機関について、本会が差し支えないと認める場合には、本編の規定の一部を軽減して適用することができる。

- (1) 発電機又は補機を駆動する小型の原動機（動力伝達装置及び軸系を含む。）
- (2) 操貨補機及びそれらを駆動する原動機（動力伝達装置及び軸系を含む。）
- (3) その他、容量、用途又は使用条件を考慮して本会が適当と認める機関

6章 軸系

6.1 一般

6.1.2 を次のように改める。

6.1.2 図面及び資料[※]

提出すべき図面及び資料は、一般に次のとおりとする。

(1) 承認用図面（材料仕様を含むもの）

（a）から（k）は省略

(l) 第 1C 種プロペラ軸にあつては、次の **i)** から **viii)** に規定する図面及び資料を一冊に綴じたもの（4 部）。

（i）から **vii)** は省略

viii) 附属書 6.2.13 による軸系アライメント計算書

(2) （省略）

6.2 材料、構造及び強度

6.2.2 中間軸[※]

-1. を次のように改める。

-1. 鍛鋼品（ステンレス鋼鍛鋼品等を除く。）の中間軸の径は、次の算式による値よりも小としてはならない。

$$d_0 = F_1 k_1 \cdot \sqrt[3]{\frac{H}{N_0} \left(\frac{560}{T_s + 160} \right) K}$$

d_0 : 中間軸の所要径 (mm)

H : 機関の連続最大出力 (kW)

N_0 : 機関の最大出力時の中間軸の回転数 (rpm)

F_1 : 表 **D6.1** による係数

k_1 : 表 **D6.2** による係数

T_s : 軸の材料の規格最低引張強さ (N/mm^2)。ただし、算式に用いる T_s の上限は、炭素鋼の場合 $760 N/mm^2$ 、低合金鋼の場合 $800 N/mm^2$ とする。なお、本会が適当と認める場合規格最低引張強さが $800 N/mm^2$ を超える低合金鋼鍛鋼品（ステンレス鋼鍛鋼品等を除く。）により製造される中間軸については、附属書 6.2.2 「中間軸高強度材料の使用」の規定を満足する場合、算式に用いる T_s の上限を $950 N/mm^2$ とすることができる。

K : 中空軸の補正係数で次式による値

ただし、 $d_i \leq 0.4d_a$ の場合には $K=1$ として差し支えない。

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

d_i : 中空軸の内径 (mm)

d_a : 中空軸の外径 (mm)

-2. 前-1.以外の材料により製造される中間軸の径については、本会が適当と認めるところによる。

(表 D6.1 は省略)

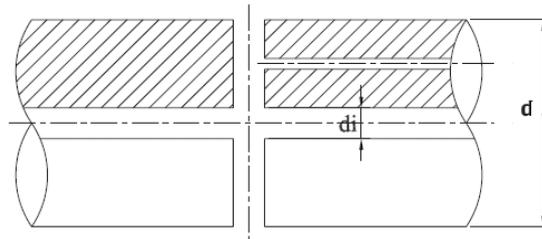
表 D6.2 を次のように改める。

表 D6.2 k_1 の値

| 一体フランジ継手の場合 ⁽⁴⁾ | 焼ばめ, 押しばめ, 冷しばめ継手とする場合 ⁽⁴²⁾ | キー溝を設ける場合 ⁽⁴³⁾⁽⁴⁾ | 横穴を設ける場合 ⁽⁴⁵⁾ | 軸方向にスロットを設ける場合 ⁽⁴⁶⁾ | スプラインを設ける場合 ⁽⁴⁷⁾ |
|----------------------------|--|------------------------------|--------------------------|--------------------------------|-----------------------------|
| 1.0 | 1.0 | 1.1 | 1.1 | 1.2 | 1.15 |

(注)

- (1) フランジの根元すみ肉部は、軸径の 0.08 倍以上の半径の丸味を付けなければならない。
- (42) 連続使用時にねじり振動応力が 8.2.2-1.(1) に掲げる τ_1 の 85 % を超える場合には、はめあい部の径を 1~2 % 増加させて、軸との間を当該増加量と同程度の半径を有する丸味をつけて結ぶこと。
- (43) キー溝端から $0.2 d_0$ 以上離れた範囲は、 $k = 1.0$ として算出した軸所要径まで漸減して差し支えない。また、キー溝底の横断面のすみ肉半径は $0.0125 d_0$ 以上とする。
- (4) 8.3 により連続使用禁止範囲を設ける場合、一般にキー溝を設けてはならない。
- (45) 穴径は $0.3 d_0$ 以下とする。横穴に軸方向の穴 (軸の中心以外に設けられたもの) が交差する場合 (下図参照) には、提出された資料をもとに本会がその都度定める。



- (46) スロットの形状は次による。スロットの数は軸の周上に等間隔で 3 個以下とし、軸表面のかどすみ部は、原則として面取り以外に丸味をつけないこと。
- (a) $l < 0.8d_a$
- (b) $d_i < 0.7d_a$
- (c) $0.15d_a < e \leq 0.2d_a$
- (d) $r \geq e/2$
- ここで、
- l : スロットの長さ
- d_a : 中空軸の外径
- d_i : 中空軸の内径
- e : スロットの幅
- r : スロット端部の丸味半径
- (47) スプラインの形状は、JIS B 1601 又は JIS B 1601 相当とする。

6.2.3 スラスト軸

-3.を-4.に改め、-3.として次の1項を加える。

(-1.及び-2.は省略)

-3. スラスト受けカラーの両側の根元すみ肉部は、軸径の0.08倍以上の半径の丸味を付
けなければならない。

~~-34.~~ 前-1.以外の材料により製造されるスラスト軸の径については、本会が適当と認める
ところによる。

6.2.4 プロペラ軸及び船尾管軸*

-3.を-4.に改め、-3.として次の1項を加える。

(-1.及び-2.は省略)

-3. 船首側船尾管シール装置の船首端下から中間軸との継手までの範囲については、
6.2.2-1.の算式より算出される中間軸の所要径まで滑らかなテーパ又は軸径の変化量と同
程度の半径を有する丸味をつけて減少させて差し支えない。ここで、ステンレス鋼鍛鋼品
等により製造されるものにあつては、 $T_s = 400$ として算出される所要径を用いる。

~~-34.~~ 前-1.及び-2.以外のプロペラ軸及び船尾管軸の径については、本会が適当と認める
ところによる。

表 D6.3 を次のように改める。

表 D6.3 k_2 の値

| | 適用範囲 | k_2 の値 | |
|---|--|--|------|
| 1 | 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）から最後部の船尾管軸受の船首端、または $2.5d_s$ の範囲のうち、いずれか広い方の範囲 | プロペラとプロペラ軸と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 | 1.22 |
| | | プロペラとプロペラ軸との取付けをキーで行う場合 | 1.26 |
| 2 | 前1の範囲を除き、船首側に向って、船首側船尾管シール装置の船首端下までの範囲 | 1.15 ⁽¹⁾ | |
| 3 | 船尾管軸 | 1.15 ⁽¹⁾ | |
| 4 | 船首側船尾管シール装置の船首端下から中間軸との継手までの範囲 | 1.15 ⁽²⁾ | |

(注)

(1) 境界部は滑らかなテーパ又は軸径の変化量と同程度の半径を有する丸味をつけて軸径を減少させること。

(2) ~~6.2.2~~ の算式を適用して算出される径まで滑らかなテーパ又は軸径の変化量と同程度の半径を有する丸味をつけて減少させて差し支えない。

表 D6.4 を次のように改める。

表 D6.4 k_3 の値

| | 適用範囲 | KSUSF316 KSUS316-SU | KSUSF316L KSUS316L-SU |
|---|--|------------------------|--------------------------|
| 1 | プロペラ軸のプロペラ取付けテーパ大端部(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)から最後の船尾管軸受の船首端, または $2.5d_s$ の範囲のうち, いずれか広い方の範囲 | 1.28 | 1.34 |
| 2 | 前1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 | 1.16 ⁽¹⁾ | 1.22 ⁽¹⁾ |
| 3 | 船首側船尾管シール装置の船首端下から中間軸との継手までの範囲 | 1.16 ⁽²⁾ | 1.22 ⁽²⁾ |

(注)

(1) 境界部は滑らかなテーパ又は軸径の変化量と同程度の半径を有する丸味をつけて軸径を減少させること。

(2) ~~6.2.2-1.の算式で T_1 400として算出される径まで滑らかなテーパ又は軸径の変化量と同程度の半径を有する丸味をつけて減少させて差し支えない。~~

6.2.7 プロペラ軸及び船尾管軸の腐食防止*

-3.を次のように改める。

-3. プロペラキャップ又はプロペラボスと軸とのすき間には~~軸脂類~~グリースを詰込むか, 又はこれに代わる他の方法で, 軸が水によって腐食されることを防がなければならない。

6.2.10 船尾管軸受及び張出し軸受*

-1.(1)及び(2)を次のように改める。

-1. プロペラ重量を支える船尾管の後端の軸受, 又は張出し軸受は次の(1)から(3)の規定によらなければならない。

(1) 油潤滑を行う場合

(a) ホワイトメタルを軸受の材料に用いる場合

i) 船尾管軸受(又は張出し軸受けがある場合は張出し軸受)の長さは, **6.2.4-1.**又は**-2.**の算式によるプロペラ軸の所要径の2倍の値以上とすること。ただし, 呼称軸受面圧(軸及びプロペラの荷重が船尾端の軸受に単独にかかることと仮定して得られる当該軸受の静的反力を軸受面積(軸の直径に軸受長さを乗じたもの。)で除して得られる面圧。以下同じ。)が **0.8 MPa** を超えず, 本会が別に定めるところにより特別に配慮された構造及び設備に~~ついで承認した~~を有する場合には, 当該軸受の長さを, プロペラ軸の実際径の1.5倍の値を下回らない範囲で減ずることができる。

(ii)から iv)は省略)

(b) ホワイトメタル以外の材料を軸受の材料に用いる場合

i) 材料, 構造及び潤滑方式について, あらかじめ本会の承認を得たものとする。

ii) 油潤滑船尾管軸受用として承認を受けた合成ゴム, 強化樹脂又は合成樹脂製の軸受の長さは, **6.2.4-1.**又は**-2.**の算式によるプロペラ軸の所要径の2倍

の値以上とすること。ただし、呼称軸受面圧が 0.6 MPa を超えず、本会が 特別に承認した軸受については定めるところにより特別に配慮された構造及び設備を有する場合には、当該軸受の長さを、プロペラ軸の実際径の 1.5 倍の値を下回らない範囲で減ずることができる。

iii) (省略)

(2) 水潤滑を行う場合

(a) 材料、構造及び潤滑方式について、あらかじめ本会の承認を得たものとする。

(b) 軸受の長さは、**6.2.4-1.**又は**-2.**の算式によるプロペラ軸の所要径の 4 倍又は実際径の 3 倍のうちいずれか大きい方の値以上とすること。ただし、水潤滑船尾管軸受用として承認を受けた合成ゴム、強化樹脂又は合成樹脂製の軸受については、本会が別に定めるところにより特別に配慮された構造及び設備を有する場合には、軸受の長さを **6.2.4-1.**又は**-2.**の算式によるプロペラ軸の所要径の 2 倍又は実際径の 1.5 倍のうちいずれか大きい方の値を下回らない範囲で減ずることができる。

(3) グリース潤滑を行う場合

プロペラ軸の実際径が 100 mm 以下である場合には、グリース潤滑を行うことができる。この場合、軸受の長さは、**6.2.4-1.**又は**-2.**の算式によるプロペラ軸の所要径の 4 倍以上とすること。

6.2.13 を次のように改める。

6.2.13 軸系アライメント[※]

油潤滑を行う船尾管軸受又は張出し軸受であってプロペラ軸の実際径が 400 mm 以上の場合には、軸の曲げモーメント、軸受荷重及び軸の変位量等を含む軸系アライメントについて、附属書 6.2.13 による計算書を提出し、本会の承認を得なければならない。

8章 軸系ねじり振動

8.2 許容限度

8.2.2 中間軸, スラスト軸, プロペラ軸及び船尾管軸*

-1.(1)を次のように改める。

-1. 主機として往復動内燃機関を用いる船舶（電気推進船を除く。）の鍛鋼品（ステンレス鋼鍛鋼品等を除く。）の中間軸, スラスト軸, プロペラ軸及び船尾管軸に作用するねじり振動応力は, 次の(1)および(2)の規定によらなければならない。ただし, これらのうち第2種プロペラ軸及び第2種船尾管軸にあつては, 本会が適当と認めるところによる。

(1) 機関の回転数が, 連続最大回転数の80%を超え, 連続最大回転数の105%以下の回転数範囲において, ねじり振動応力は, 次に示す τ_1 を超えないこと。

$$\tau_1 = \frac{T_s + 160}{18} C_K C_D (3 - 2\lambda^2) \quad (\lambda \leq 0.9)$$

$$\tau_1 = 1.38 \frac{T_s + 160}{18} C_K C_D \quad (0.9 < \lambda)$$

τ_1 : $0.8 < \lambda \leq 1.05$ の回転数範囲におけるねじり振動応力の許容限度 (N/mm^2)

λ : 使用回転数と連続最大回転数の比

T_s : 軸の材料の規格最低引張強さ (N/mm^2)

ただし, 算式に使用する T_s の上限は, 中間軸及びスラスト軸においては $800 N/mm^2$ (炭素鋼の場合には原則として $600 N/mm^2$) 並びにプロペラ軸及び船尾管軸においては $600 N/mm^2$ とする。なお, ~~本会が適当と認める場合~~規格最低引張強さが $800 N/mm^2$ を超える低合金鋼鍛鋼品 (ステンレス鋼鍛鋼品等を除く。) により製造される中間軸については, 附属書 6.2.2 「中間軸高強度材料の使用」の規定を満足する場合, 中間軸においては算式に用いる T_s の上限を $950 N/mm^2$ とすることができる。

また, プロペラ軸及び船尾管軸において, 承認された耐食性材料で製造された軸, 又はこれ以外の材料で製造され, かつ, 海水に対する確実な防食が行われていない軸については本会が適当と認めるところによる。

C_K : 軸の種類及び形状に関する係数で表 D8.1 による。

C_D : 軸の大きさに関する係数で次式による。

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

d : 軸の直径 (mm)

(2) (省略)

表 D8.1 を次のように改める。

表 D8.1 C_K の値⁽⁵⁴⁾

| 中間軸 | | | | | | スラスト軸 | | プロペラ軸 及び船尾管軸 | |
|-------------|---------------------|----------------|---------------|-------------------------|---|------------|--------------------|---------------------------------------|------------------------|
| 一体フランジ継手の場合 | 焼きばめ、押しばめ、冷しばめ継手の場合 | テーパ部にキー溝を設ける場合 | 円筒部にキー溝を設ける場合 | 横穴を設ける場合 ⁽⁴⁾ | 軸方向にスロット ⁽⁵⁾ を設ける場合 ⁽⁵⁾ | スラストカラーの両側 | ころがり軸受の軸方向荷重を受ける部分 | プロペラ軸のプロペラ取付けテーパ部大端部付近 ⁽²⁾ | 左欄以外の範囲 ⁽⁴⁾ |
| 1.0 | 1.0 | 0.6 | 0.45 | 0.50 | 0.30 | 0.85 | 0.85 | 0.55 | 0.80 |

備考:

~~(1) 表 D6.2 注(3)による。~~

(2) 表 D6.2 注(4)による。軸方向にスロットを設ける場合の C_K は、次式による値とすることができる。

$$C_K = 1.45/scf$$

$$scf = \alpha_{t(hole)} + 0.80 \frac{(l-e)/d_a}{\sqrt{(1-d_i/d_a)e}}$$

ここで、

scf : スロット部における最大主応力と、スロットのない中空軸にトルクを加えた場合の呼び応力の $\sqrt{3}$ 倍との比で定義される応力集中係数 (有限要素解析により得られた値を使用して差し支えない。)

l : スロットの長さ

e : スロットの幅

d_i : スロット部における中空軸の内径

d_a : 中空軸の外径

$\alpha_{t(hole)}$: スロットの幅と等しい径の横穴に対する応力集中係数であって、次式により定められるもの (近似値として 2.3 を使用して差し支えない)

$$\alpha_{t(hole)} = 2.3 - 3 \frac{e}{d_a} + 15 \left(\frac{e}{d_a} \right)^2 + 10 \left(\frac{e}{d_a} \right)^2 \left(\frac{d_i}{d_a} \right)^2$$

(2) 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) から最後部の船尾管軸受の船首端又は $2.5 d_i$ の範囲のうち、いずれか広い方の範囲。ここで、 d_i : プロペラ軸又は船尾管軸の所要径。

(4) 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。

(5) 上記以外の C_K の値は、提出された資料をもとに本会がその都度定める。

(表 D.8.2 は省略)

8.3 連続使用禁止範囲

8.3.1 連続使用禁止範囲*

-1.及び-2.を次のように改める。

-1. ねじり振動応力が 8.2 に定める許容限度 τ_1 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を設け、回転計に赤帯を入れてこれを表示しなければならない。この場合において、連続使用禁止範囲は、次によらなければならない。

(1) 次に示す範囲を含むこと。

$$\frac{16N_c}{18-\lambda} \leq N_0 \leq \frac{(18-\lambda)N_c}{16}$$

N_0 : 連続使用禁止の回転数 (rpm)

N_c : 共振時の回転数 (rpm)

λ : 共振時の回転数と連続最大回転数との比

(2) 可変ピッチプロペラについては、ピッチが最大及びゼロの両方の条件が考慮されること。

(3) 回転計の誤差を考慮したものとしなければならない。

(4) 連続使用禁止範囲の上限及び下限は、機関の運転が安定する回転数でなければならない。

(35) 1のシリンダが失火した状態に対して定められるものについては、推進機関が単一の場合であっても安全な航行に支障をきたさないこと。

-2. 8.2に定める許容限度 τ_1 を超える応力の発生する回転数範囲が、計測により確認できた場合には、-1.に規定する範囲にかかわらず、その回転数範囲を連続使用禁止範囲とすることができる。~~ただし、回転計の誤差を考慮したものとしなければならない。~~

-3. 前-1.及び-2.に掲げる連続使用禁止範囲を速やかに通過することが困難な機関にあつては、ねじり振動の共振点を変更する等の必要な措置を講じなければならない。

12章 管, 弁, 管取付け物及び補機

12.1 一般

12.1.2 用語

-4.を次のように改める。

-4. フレキシブル管継手

フレキシブル管継手とは、金属または非金属の短い長さの管で、両端に継手を有するフレキシブル管をいう。なお、重要な用途または、可燃性、毒性の媒体に使用するフレキシブル管継手は、長さが1.5 mを超えてはならない。

13章 管艙装

13.2 配管

13.2.1 配管に対する一般要件*

-5.(1)を次のように改める。

-5. 管装置の保護等

- (1) コンテナ船及び Ro-Ro 船の貨物スペースを含む乾貨物用の貨物倉内の海水管を含むすべての管、弁、コック、管取付け物、弁操作ロッド、ハンドル等~~(以下、本(1)において「管等」という。)~~は、~~貨物倉内又は管等が衝撃を受けやすい他の場所（魚倉、チェーンロッカ等）に配置する場合、機械的損傷を与えやすい貨物の衝撃から~~保護しなければならない。覆いで保護する場合は、当該覆いは検査に際し、容易に取り外すことができるものでなければならない。

附属書 6.2.2 として次の附属書を加える。

附属書 6.2.2 中間軸高強度材料の使用

1.1 適用

本附属書は、規格最低引張強さが 800 N/mm^2 を超えて、 950 N/mm^2 より小さい低合金鋼鍛鋼品（ステンレス鋼鍛鋼品等を除く。）により製造される中間軸に適用する。

1.2 ねじり疲労試験

1.2.1 一般規定

材料が通常の鋼材と同等の疲労寿命を示すことを確認するため、ねじり疲労試験を行うこと。低合金鋼のねじり疲労強度は、規則 D 編 8.2.2-1.(1) の算式によるねじり振動応力の許容限度 τ_1 以上とすること。この試験は、切欠試験片と切欠きのない試験片についてそれぞれ行うこと。また、切欠試験片の応力集中係数及び切り欠き係数の計算は、設計条件における最大ねじり応力集中を考慮して行うこと。

1.2.2 試験条件

試験条件は、表 1.1 によること。表面あらさは算術平均粗さ R_a で $0.2 \mu\text{m}$ 未満とし、ISO 1352:2011 Section 8.4 に従って、局所的な機械加工痕がないことを低倍率（倍率 20 倍）での外観検査により確認すること。試験の方法については、ISO 1352:2011 Section 10 によること。

表 1.1 試験条件

| | |
|--------------|----------------------|
| 負荷形式 | ねじり |
| 応力比 | $R=-1$ |
| 負荷波形 | 定振幅の正弦波 |
| 評価方法 | S-N 曲線 |
| 試験終了までのサイクル数 | 1×10^7 サイクル |

1.2.3 判定基準

高サイクルねじり疲労強度 τ_{C1} 及び低サイクルねじり疲労強度 τ_{C2} の計測値は以下の算式による値以上とすること。

$$\tau_{C1} \geq \tau_{1,\lambda=0} = \frac{\sigma_B + 160}{6} \cdot C_K \cdot C_D$$

$$\tau_{C2} \geq 1.7\tau_{C1}/\sqrt{C_K}$$

C_K :軸の種類及び形状に関する係数で、規則 D 編表 8.1 備考(1) の算式を準用する。ただし、 C_K を算出する際の応力集中係数は、実際の設計条件を考慮し決定することができる。なお、切欠きの無い試験片の応力集中係数は 1.0 とする。

C_D :軸の大きさに関する係数で、規則 D 編 8.2.2-1.(1) の算式を準用する。

σ_B :軸に使用する材料の引張強さの規格最小値 (N/mm^2)

1.3 清浄度の確認

低合金鋼は *ISO 4967:2013 method A* に従って非金属介在物の顕微鏡試験を行い，表 1.2 に示す清浄度を有することを示すこと (*ISO 4967:2013 Section 2* を参照のこと)。また，代表試料は鍛鋼品又は圧延品ごとに溶鋼から採取すること。低合金鋼は規則 K 編表 K6.2 の規格を標準とし，清浄度の要件を満たすため，硫黄，リン，酸素の含有量が最小となるよう特別の注意を払うこと。特殊な鋼組成については，本会の承認を得ること。

表 1.2 清浄度

| 介在物グループ | シリーズ | 図表指数 I の制限値 |
|---------|------|-------------|
| グループ A | 薄い | 1 |
| | 厚い | 1 |
| グループ B | 薄い | 1.5 |
| | 厚い | 1 |
| グループ C | 薄い | 1 |
| | 厚い | 1 |
| グループ D | 薄い | 1 |
| | 厚い | 1 |
| グループ DS | ニ | 1 |

1.4 検査

低合金鋼は，規則 K 編 6.1.10-1.(1)により超音波探傷試験を行うこと。

附属書 6.2.13 として次の附属書を加える。

附属書 6.2.13 軸系アライメントの計算

1.1 一般

1.1.1 適用

-1. 本附属書は、規則 D 編 6.2.10, 6.2.11 及び 6.2.13 に基づいて行われる軸系のアライメント計算に適用する。ただし、本附属書の 1.3 については、搭載される主機の種類に応じて表 1.1.1-1. のとおり適用する。

表 1.1.1-1. 計算条件等の適用

| 主機の種類 | 計算条件等 ¹⁾²⁾ | | |
|-----------|-----------------------|-------|---------------------|
| | 1.3.1 | 1.3.2 | 1.3.3 ³⁾ |
| 2 ストローク機関 | ● | ● | ● |
| 4 ストローク機関 | ● | ● | — |
| 蒸気タービン機関 | ● | ● | — |

注 1) ●：適用 —：非適用

注 2) 1.3.1：軽喫水状態（冷態時） 1.3.2：軽喫水状態（温態時） 1.3.3：満載喫水状態（温態時）

注 3) 油タンカー¹⁾、危険化学品ばら積船²⁾、ばら積貨物船³⁾及び一般乾貨物船⁴⁾に適用する。

1) 油タンカーとは、規則 B 編 1.3.1(11)に定めるものをいう。

2) 危険化学品ばら積船とは、規則 A 編 2.1.43 に定めるものをいう。

3) ばら積貨物船とは、規則 B 編 1.3.1(13)に定めるものをいう。

4) 一般乾貨物船とは、規則 B 編 1.3.1(15)に定めるものをいう。

-2. 前-1.にかかわらず、実際径が 400 mm 未満の油潤滑式プロペラ軸を有する軸系に規則 D 編 6.2.10 又は 6.2.11 の規定に従って軸系アライメントの計算を行う場合には、本附属書の 1.1.2, 1.2.1 及び 1.3.1 (-4.を除く。)を適用する。

-3. 本附属書の規定により難しい場合には、本会の承認を得て他の方法により計算を行うことができる。

1.1.2 承認用図面及び資料

提出すべき図面及び資料は、次のデータを含む軸系アライメント計算書とする。

- (1) 軸径（外径及び内径）及び軸長さ
- (2) 軸受長さ
- (3) 集中荷重の位置及び大きさ
- (4) 軸受支点の位置
- (5) 軸受のオフセット量
- (6) 荷重影響係数
- (7) 曲げモーメント及び曲げ応力
- (8) 軸受荷重及び軸受平均面圧
- (9) 船尾端の軸受における軸受と軸との相対傾斜角又は最大面圧
- (10) 軸の変位量
- (11) 軸継手間のサグ及びギャップ量
- (12) 軸受荷重計測要領（軸受荷重計測を行う場合に限る。）

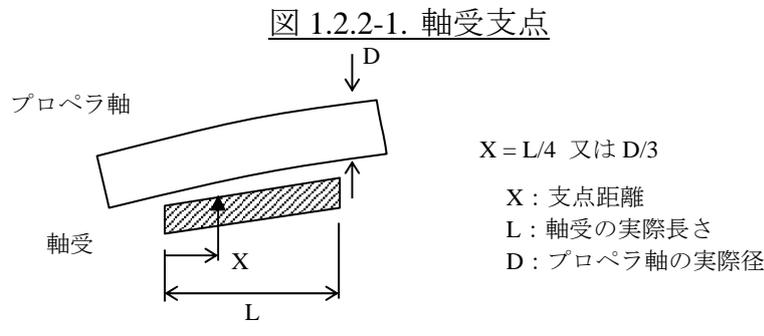
1.2 軸系のモデル化

1.2.1 荷重

- 1. 軸系アライメントの計算は、静的荷重を対象とする。
- 2. 外力として、軸系に作用する浮力を考慮しなければならない。機関のカム軸がチェーンで駆動される機関にあつては、チェーンの張力についても考慮しなければならない。チェーンの張力の大きさは、主機の製造者が指示するところによる。

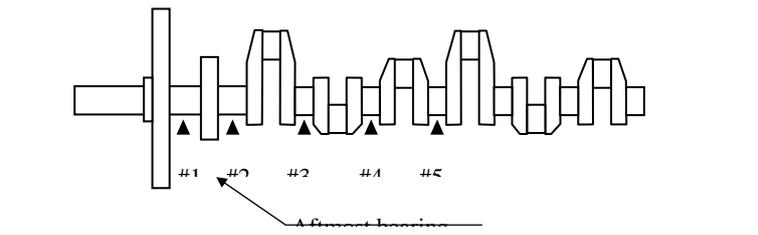
1.2.2 軸受

- 1. 船尾端の軸受における支持を1点とする場合は支点位置を当該軸受の後端から $L/4$ 又は $D/3$ の距離とし、2点とする場合は支点位置を当該軸受の両端としなければならない。3点以上とする場合には、設計者の計画する位置として差し支えない。その他の軸受における支点位置は、軸受長さの中心としなければならない。



- 2. 軸受支持条件は、単純支持又は弾性支持のいずれを用いても差し支えない。
- 3. スラスト軸と一体形のクランク軸の場合には、計算で考慮する機関軸受の数は船尾側から5個以上としなければならない。

図 1.2.2-3. 計算対象とする機関軸受の数



1.2.3 クランク軸等価軸径

主機として用いる2ストローク機関のクランク軸については、ロングストロークによる曲げ剛性の低下を考慮し、クランクジャーナル部よりも直径が小さい軸としてアライメント計算を行わなければならない。等価軸径については、原則として、主機の製造者が指示するところによる。

1.2.4 減速機を有する軸系

蒸気タービン機関又は減速機付き往復動内燃機関の軸系計算モデルの範囲は、プロペラから減速機大歯車の船首側軸受までとする。

1.3 計算条件及び計算結果の評価

1.3.1 軽喫水状態（冷態時）

- 1. 軽喫水状態における冷態時のアライメント計算を行わなければならない。やむを得ずドライドックの状態での軸系据付け（軸結合）を行う場合には、当該状態におけるアライメント計算を行わなければならない。
- 2. ホワイトメタルを用いて油潤滑を行う場合には、船尾端の軸受における呼称軸受面圧並びに軸受と軸との相対傾斜角又は最大軸受面圧は、表 1.3.1-2.の許容値を越えてはならない。
- 3. アライメント計算で得られた曲げモーメント（絶対値）は、いかなる位置においても船尾端の軸受に作用する曲げモーメント（絶対値）を超えないように設計しなければならない。
- 4. 軸受荷重は全ての軸受においてプラスでなければならない。ただし、主機として用いる2ストローク機関の機関最後部の軸受については、主機の製造者の了承のもとに軸受荷重をゼロとしても差し支えないが、軸受荷重をマイナスとすることは認められない。軸受荷重の符号は図 1.3.1-4.による。

表 1.3.1-2. 呼称軸受面圧並びに相対傾斜角又は最大軸受面圧の許容値（ホワイトメタル）

| | 許容値 | 備考 |
|-------------|------------------------|---|
| 呼称軸受面圧 | 0.8 MPa | |
| 軸受と軸との相対傾斜角 | 3×10^{-4} rad | 軸受支点を1点支持又は2点支持とする場合に適用する。2点支持とする場合は、両支点位置で相対傾斜角を算出すること。（図 1.3.1-2.(a)参照） |
| 最大軸受面圧 | 40 MPa | 軸受荷重を分布荷重として計算する場合に適用する。（図 1.3.1-2.(b)参照） |

図 1.3.1-2.(a) 相対傾斜角

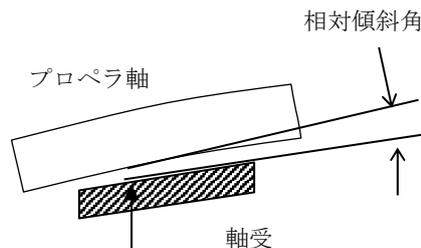


図 1.3.1-2.(b) 最大軸受面圧

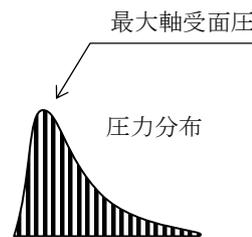
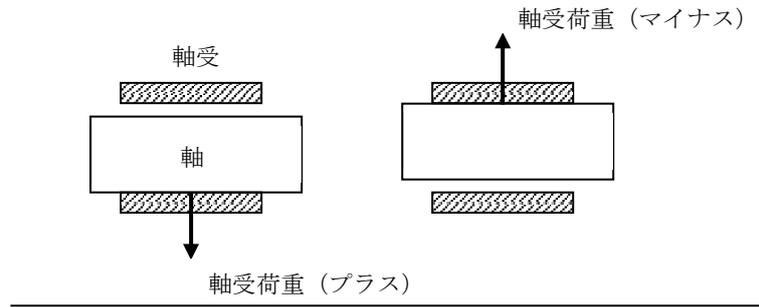


図 1.3.1-4. 軸受荷重の符号



1.3.2 軽喫水状態 (温態時)

-1. 軽喫水状態を対象とする温態時のアライメント計算を行わなければならない。温度の影響は、主機として用いる往復動内燃機関及び減速機の軸受におけるオフセット変化のみとして差し支えない。オフセット変化の量については、それぞれ、製造者が指示するところによる。

-2. 前-1.の計算において、プロペラは軸系据付け時と同じ没水状態とするか又は完全に没水した状態としなければならない。

-3. 進水前に軸を結合する場合には、進水前後で軸受のオフセットがほとんど変化しないものとみなして前-1.の計算を行わなければならない。

-4. 軸受荷重は、全ての軸受についてプラスでなければならない。

-5. 減速機を有する場合には、減速機大歯車の前後の軸受における温態時の荷重差は、減速機の製造者が定める許容値を超えてはならない。

-6. 計算においては、プロペラ偏心スラストによる上向きモーメントを考慮しても差し支えない。

1.3.3 満載喫水状態 (温態時)

-1. 油タンカー、危険化学品ばら積船、ばら積貨物船及び一般乾貨物船の場合には、満載喫水時の船体たわみの影響により機関内の軸受で無荷重となることを防止するため、次の(1)又は(2)の算式を用いて機関の船尾側から2番目及び3番目の軸受が無荷重となる時の機関室後部隔壁の位置における船体たわみ（それぞれ δ_{B2} 、 δ_{B3} とする。）を求め、これらのうちいずれか小さい方の値が図 1.3.3-1.(a)の下限値 (δ_{BM}) 以上となるような軸系アライメントしなければならない。

(1) 弾性支持による荷重影響係数を用いて算出する場合

$$\delta_{Bi} = -R_i/S_i$$

ここに、

i : 機関内の (船尾側からとった) 軸受番号

R_i : 前 1.3.2 で計算した機関の船尾側から i 番目の軸受における反力 (kN)

S_i : 船体が機関室後部隔壁の位置で下方に 1 mm だけ変位したときの (機関の船尾側から) i 番目の軸受における反力の増加量であり、次式による。(kN/mm)

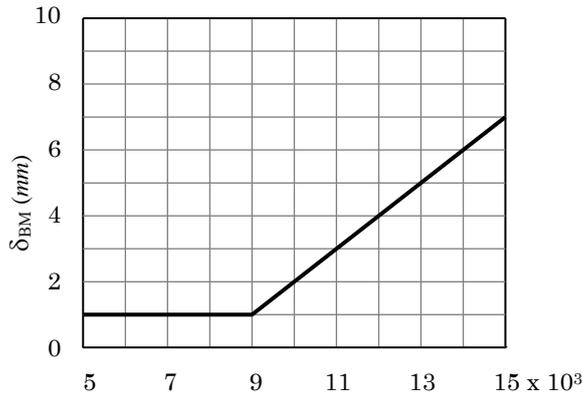
$$S_i = \sum_{n=1}^{a-1} C_{b+i-1,n} (1.5x_n - 0.5) + \sum_{n=a}^{b-1} C_{b+i-1,n} x_n^{1.5}$$

$$x_n = X_n/L$$

n : 船尾端からとった支点番号

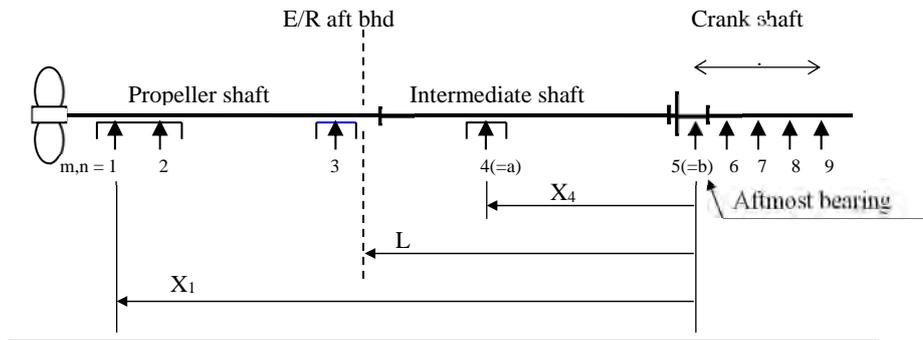
- a : (船尾端からとった) 機関室後部隔壁の船首側で隔壁に最も近い
支点の番号
- b : (船尾端からとった) 機関最後部の支点番号
- X_n : 機関最後部の支点(b)から支点 n までの距離 (mm)
- L : 機関最後部の支点(b)から機関室後部隔壁までの距離 (mm)
- $C_{m,n}$: 支点 n が下方に 1 mm だけ変位したときの支点 m における反力の
増加量 (荷重影響係数) (kN/mm)。支点番号 m, n については図 1.3.3-1.(b)
参照。

図 1.3.3-1.(a) δ_{B2} 及び δ_{B3} の下限値



機関最後部の軸受支点から機関室後部隔壁までの
距離 L (mm) (図 1.3.3-1.(b)参照)

図 1.3.3-1.(b) 軸受番号及び支点番号



(2) 単純支持による荷重影響係数を用いて算出する場合

次の(1)式, (2)式の連立方程式の解をそれぞれ δ_{B2} , δ_{B3} とする。

$$\begin{cases}
 S_1 \delta_{B2} + (C_{1,1} - K) \delta_1 + C_{1,3} \delta_3 + C_{1,4} \delta_4 + C_{1,5} \delta_5 = C_{1,2} R_2 / K \\
 S_2 \delta_{B2} + C_{2,1} \delta_1 + C_{2,3} \delta_3 + C_{2,4} \delta_4 + C_{2,5} \delta_5 = (C_{2,2} - K) R_2 / K \\
 S_3 \delta_{B2} + C_{3,1} \delta_1 + (C_{3,3} - K) \delta_3 + C_{3,4} \delta_4 + C_{3,5} \delta_5 = C_{3,2} R_2 / K \\
 S_4 \delta_{B2} + C_{4,1} \delta_1 + C_{4,3} \delta_3 + (C_{4,4} - K) \delta_4 + C_{4,5} \delta_5 = C_{4,2} R_2 / K \\
 S_5 \delta_{B2} + C_{5,1} \delta_1 + C_{5,3} \delta_3 + C_{5,4} \delta_4 + (C_{5,5} - K) \delta_5 = C_{5,2} R_2 / K
 \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases}
 S_1 \delta_{B3} + (C_{1,1} - K) \delta_1 + C_{1,2} \delta_2 + C_{1,4} \delta_4 + C_{1,5} \delta_5 = C_{1,3} R_3 / K \\
 S_2 \delta_{B3} + C_{2,1} \delta_1 + (C_{2,2} - K) \delta_2 + C_{2,4} \delta_4 + C_{2,5} \delta_5 = C_{2,3} R_3 / K
 \end{cases} \quad (2)$$

$$S_3 \delta_{B3} + C_{3,1} \delta_1 + C_{3,2} \delta_2 + C_{3,4} \delta_4 + C_{3,5} \delta_5 = (C_{3,3} - K) R_3 / K$$

$$S_4 \delta_{B3} + C_{4,1} \delta_1 + C_{4,2} \delta_2 + (C_{4,4} - K) \delta_4 + C_{4,5} \delta_5 = C_{4,3} R_3 / K$$

$$S_5 \delta_{B3} + C_{5,1} \delta_1 + C_{5,2} \delta_2 + C_{5,4} \delta_4 + (C_{5,5} - K) \delta_5 = C_{5,3} R_3 / K$$

ここに、

K : 軸受支持剛性であり、一定値 $K = 5000$ (kN/mm) とする。

S_i : 前(1)と同様。

$C_{i,j}$: 機関内の支点 j が下方に 1 mm だけ変位したときの支点 i における反力の増加量 (荷重影響係数) (kN/mm)。ただし、 i, j は機関内の船尾側からとった支点番号とする。

δ_i ($i = 1, 2, 3, 4, 5$) : 上記の方程式を解くことで得られる船体たわみの影響による機関内の軸受の弾性変位。

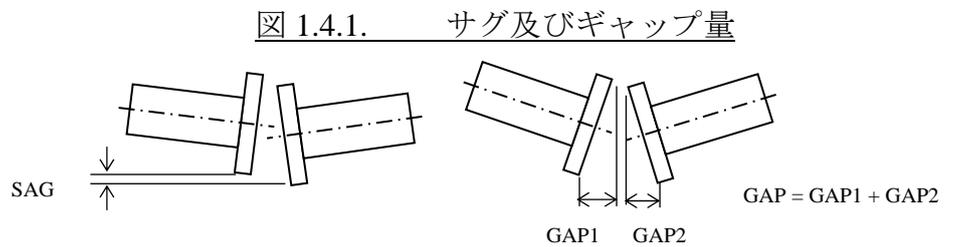
-2. 前-1.にかかわらず、満載喫水時における機関軸受の強度を評価した資料が提出された場合は、本会は、当該資料を検討の上、可否を判定する。

-3. 特殊な船尾構造を有すると判断される場合には、本会は、船体たわみに関する構造解析等の資料を要求することがある。

1.4 艤装要領に関する事項

1.4.1 軸継手間のサグ及びギャップ量

軸受高さが 1.3.1 で計算した値となるような、軸結合前における軸継手間のサグ及びギャップ量を計算しなければならない。



1.4.2 軸受荷重計測要領

軸受荷重計測がジャッキアップ法により行われる場合には、ジャッキアップ位置、荷重修正係数、ジャッキ荷重を含む計測要領書を作成しなければならない。また、このときの軸受荷重には、計測時のプロペラ没水深度を考慮しなければならない。

附 則 (改正その2)

1. この規則は、2022年7月1日（以下、「施行日」という。）から施行する。
2. 施行日前に建造契約*が行われた船舶にあっては、この規則による規定にかかわらず、なお従前の例による。
* 建造契約とは、最新の IACS Procedural Requirement (PR) No.29 に定義されたものをいう。

IACS PR No.29 (Rev.0, July 2009)

英文 (正)

1. The date of “contract for construction” of a vessel is the date on which the contract to build the vessel is signed between the prospective owner and the shipbuilder. This date and the construction numbers (i.e. hull numbers) of all the vessels included in the contract are to be declared to the classification society by the party applying for the assignment of class to a newbuilding.
2. The date of “contract for construction” of a series of vessels, including specified optional vessels for which the option is ultimately exercised, is the date on which the contract to build the series is signed between the prospective owner and the shipbuilder. For the purpose of this Procedural Requirement, vessels built under a single contract for construction are considered a “series of vessels” if they are built to the same approved plans for classification purposes. However, vessels within a series may have design alterations from the original design provided:
 - (1) such alterations do not affect matters related to classification, or
 - (2) If the alterations are subject to classification requirements, these alterations are to comply with the classification requirements in effect on the date on which the alterations are contracted between the prospective owner and the shipbuilder or, in the absence of the alteration contract, comply with the classification requirements in effect on the date on which the alterations are submitted to the Society for approval.The optional vessels will be considered part of the same series of vessels if the option is exercised not later than 1 year after the contract to build the series was signed.
3. If a contract for construction is later amended to include additional vessels or additional options, the date of “contract for construction” for such vessels is the date on which the amendment to the contract, is signed between the prospective owner and the shipbuilder. The amendment to the contract is to be considered as a “new contract” to which 1. and 2. above apply.
4. If a contract for construction is amended to change the ship type, the date of “contract for construction” of this modified vessel, or vessels, is the date on which revised contract or new contract is signed between the Owner, or Owners, and the shipbuilder.

Note:

This Procedural Requirement applies from 1 July 2009.

仮訳

1. 船舶の「建造契約日」とは、予定所有者と造船所との間で建造契約のサインが交わされた日をいう。なお、この契約日及び契約を交わす全ての船舶の建造番号（船番等）は、新造船に対し船級登録を申込む者によって、船級協会に申告されなければならない。
2. オプションの行使権が契約書に明示されている場合、オプション行使によるシリーズ船の「建造契約日」は、予定所有者と造船所との間で建造契約のサインが交わされた日をいう。本 Procedural Requirement の適用において、1つの建造契約書に基づく船舶が同一の承認図面によって建造される場合は、シリーズ船と見なす。しかしながら、以下の条件を満たす設計変更にあっては、シリーズ船は原設計から設計変更を行うことができる。
 - (1) 設計変更が船級要件に影響を及ぼさない、又は、
 - (2) 設計変更が船級規則の対象となる場合、当該変更が予定所有者と造船所との間で契約された日に有効な船級規則に適合している、又は設計変更の契約が無い場合は承認のために図面が船級協会に提出された日に有効な船級規則に適合している。

オプションによる建造予定船は、シリーズ船の建造契約が結ばれてから1年以内にオプションが行使される場合、シリーズ船として扱われる。

3. 建造契約の後に追加の建造船又は追加のオプションを含める契約の変更がなされた場合、建造契約日は予定所有者と造船所との間で契約変更がなされた日をいう。この契約変更は前 1. 及び 2. に対して、「新しい契約」として扱わなければならない。
4. 船舶の種類の変更による建造契約の変更があった場合、改造された船舶の「建造契約日」は、予定所有者と造船所との間で契約変更又は新規契約のサインが交わされた日をいう。

備考:

1. 本 PR は、2009年7月1日から適用する。

2章 往復動内燃機関

2.1 一般

2.1.2 用語*

-2.を次のように改める。

- 2. ~~2.1.3-1.(3)及び2.並びに~~及び2.1.4の適用上、用語の定義は、次の(1)から(36)による。
((1)から(25)は省略)
(26) 「品質保証」とは、品質システムにおいて実施され、適切な信頼性を提供するために必要に応じて対象が品質要求事項を満足していることを実証するすべての計画的かつ体系的な活動をいう (~~ISO 9000シリーズ~~9001:2015参照)。
((27)から(36)は省略)

附 則 (改正その3)

1. この規則は、2022年7月1日（以下、「施行日」という。）から施行する。
2. 施行日前に使用承認申込みのあった往復動内燃機関と同一型式の往復動内燃機関にあっては、この規則による規定にかかわらず、なお従前の例による。

2章 往復動内燃機関

2.1 一般

2.1.3 を次のように改める。

2.1.3 図面及び資料*

-1. 提出すべき図面及び資料は一般に次のとおりとする。

(1) 承認用図面及び資料

表 D2.1(1)に掲げる図面及び資料

~~(a) 4ストローク機関の接続棒の上下軸受（ボルトを含む。）~~

~~(b) 弁駆動油高圧管と被覆装置~~

~~(c) 燃料油噴射管と被覆装置~~

~~(d) 機付諸管線図（燃料油、潤滑油、冷却油、冷却水、空気及び油圧の各系統を含み、管の材質、寸法及び使用圧力を記入したもの）~~

~~(e) (3)(d)から(f)に規定される図面及び資料~~

~~(f) 2.1.4の規定により要求される図面及び資料等（2.1.3-1.(3)に規定されるものを除く。）~~

~~(g) 排気タービン過給機に関する次の図面及び資料~~

~~i) A類過給機（本会が特に必要と認めた場合に限る。）~~

~~1) 組立断面図（主要寸法及び部品名を記載すること。）~~

~~2) 破壊部品の飛散防止試験の結果~~

~~3) 試験方案~~

~~ii) B類過給機~~

~~1) 組立断面図（主要寸法及び破壊部品の飛散防止の評価に関するハウジング部品の材料を記載すること。）~~

~~2) 2.5.1-6.に規定する破壊部品の飛散防止に関する資料~~

~~3) 次の運転データ及び制限値に関する資料~~

~~・最大許容運転速度（rpm）~~

~~・タービン入口の最大許容排ガス温度~~

~~・潤滑油入口の下限圧力~~

~~・潤滑油出口の上限温度~~

~~・最大許容振動レベル（自己誘起振動及び外部励起振動等）~~

~~・過速度警報装置の設定点（機関制御系統図に含めること。）~~

~~・タービン入口の排ガス温度警報装置の設定点（同上）~~

~~・潤滑油入口の低圧警報装置の設定点（同上）~~

~~・潤滑油出口の高温警報装置の設定点（同上）~~

~~4) 潤滑油系統図（機付諸管線図に含めて差し支えない。）~~

~~5) 使用承認試験成績書（使用承認試験を実施する場合に限る。）~~

~~6) 試験方案（使用承認試験を実施する場合に限る。）~~

~~iii) C類過給機~~

- ~~1) 前 ii)に掲げる図面及び資料~~
- ~~2) ハウジング部品及び回転部品の図面（羽根取付けに関する詳細を含むこと。）~~
- ~~3) 前 2)に規定する部品の材料仕様（化学成分及び機械的性質を示すこと。）~~
- ~~4) 前 2)に規定する部品の溶接要領詳細（溶接構造の場合に限る。）~~

(2) 参考用図面及び資料

表 D2.1(2)に掲げる図面及び資料

- ~~(a) 図面及び資料のリスト（図面番号及び改正番号を含む。）~~
- ~~(b) ガジョンピン~~
- ~~(c) 2ストローク機関の連接棒の上下軸受（ボルトを含む。）~~
- ~~(d) 動弁装置~~
- ~~(e) シリンダカバー締付ボルト及び弁箱取付ボルト~~
- ~~(f) 機関制御系統図（監視、安全及び警報装置を含む。）~~
- ~~(g) ダンパ、ディチューナ、バランス又はコンペンセイタの構造及び配置図、並びに機関の動揺防止装置の構造及び配置図、機関の動揺、釣合い及び振動の防止に関する計算書~~
- ~~(h) 可燃性油管中の継手に採用される飛散防止措置の施工要領書（備える場合に限る）~~
- ~~(i) 排気タービン過給機に関する次の図面及び資料（C類過給機の場合に限る。）~~
 - ~~i) 2.5.1.6.に規定するトルク伝達の安全性に関する資料（翼車が軸に締め込みで取り付けられている場合）~~
 - ~~ii) 排気タービン過給機の耐用期間に関する資料（クリープ、低サイクル疲労及び高サイクル疲労を考慮したものとする。）~~
 - ~~iii) 取扱い及び保守手順書~~
- ~~(j) その他本会が必要と認める図面及び資料~~

(3) ~~往復動内燃機関の検査及び試験のための図面及び資料~~

- ~~(a) 図面及び資料のリスト（図面番号及び改正番号を含む。）~~
- ~~(b) 本会が指定する書式の機関要目表~~
- ~~(c) 主要部分の材料仕様（材料に適用される非破壊試験及び圧力試験に関する参考となる情報を含む。）~~
- ~~(d) 台板及びクランクケースの溶接設計部分（溶接の詳細及び溶接手引書を添えること。）~~
~~材料の仕様及び溶接施工の仕様書は、承認の対象とする。溶接施工の仕様書には、溶接の前後の熱処理、溶接材料及び仮付け溶接の状態の詳細を含むこと。~~
- ~~(e) スラスト軸受の台板の溶接設計部分（溶接の詳細及び溶接手引書を添えること。）~~
~~材料の仕様及び溶接施工の仕様書は、承認の対象とする。溶接施工の仕様書には、溶接の前後の熱処理、溶接材料及び仮付け溶接の状態の詳細を含むこと。~~
- ~~(f) 架構及び歯車装置の溶接設計部分（溶接の詳細及び溶接手引書を添えること。）~~
~~材料の仕様及び溶接施工の仕様書は、承認の対象とする。溶接施工の仕様書には、溶接の前後の熱処理、溶接材料及び仮付け溶接の状態の詳細を含むこと。~~
- ~~(g) クランク軸の組立図及び詳細図~~
- ~~(h) スラスト軸又は中間軸（機関に組み込まれる場合）~~
- ~~(i) 軸継手ボルト~~

- ~~(j) 主軸受用のボルト及びスタッド~~
- ~~(k) シリンダヘッド及び排気弁用のボルト及びスタッド (2 ストロークの設計の場合)~~
- ~~(l) 接続棒用のボルト及びスタッド~~
- ~~(m) 支柱ボルト~~
- ~~(n) 次の i) から vii) に関する往復動内燃機関の配置図又は同等な図面及び資料 (主要寸法, 作動媒体, 最大作動圧力等のライセンサーが供給する装置の詳細図)~~
 - ~~i) 始動空気装置~~
 - ~~ii) 燃料油装置~~
 - ~~iii) 潤滑油装置~~
 - ~~iv) 冷却水装置~~
 - ~~v) 油圧装置~~
 - ~~vi) 弁開放用の油圧装置~~
 - ~~vii) 往復動内燃機関の制御装置及び安全装置~~
- ~~(o) 高压燃料管の被覆装置の組立図 (すべての機関)~~
- ~~(p) 油圧油及び燃料油用の蓄圧器の構造~~
- ~~(q) 燃料油噴射装置の高压部 圧力, 管の直径及び材料に関する仕様を含むこと。~~
- ~~(r) クランク室の爆発に備える逃し弁の配置及び詳細 (シリンダ径が 200 mm 以上又はクランク室の容積が 0.6 m³ 以上である場合に限る。)~~
- ~~(s) オイルミスト検知装置及び/又は代替の警報装置~~
- ~~(t) シリンダヘッド~~
- ~~(u) シリンダブロック, エンジンブロック~~
- ~~(v) シリンダライナ~~
- ~~(w) カウンターウェイト及び取付具 (クランク軸に組込まれない場合)~~
- ~~(x) 接続棒及びロッドキャップ~~
- ~~(y) クロスヘッド~~
- ~~(z) ピストン棒~~
- ~~(aa) ピストンの組立図 (構成要素の識別のための情報 (図面番号等) を含む。)~~
- ~~(ab) ピストンヘッド~~
- ~~(ac) カム軸駆動装置の組立図 (構成要素の識別のための情報 (図面番号等) を含む。)~~
- ~~(ad) はずみ車~~
- ~~(ae) 支持構造の詳細図 (主機の場合)~~
- ~~(af) 燃料油噴射ポンプ~~
- ~~(ag) 排気管及び燃料装置の故障により影響を受ける恐れのあるその他の高温部分の被膜装置及び防熱装置の組立図~~
- ~~(ah) ダンパの構造及び配置図~~
- ~~(ai) 電子制御機関の場合, 次の i) から iv) の組立図又は配置図~~
 - ~~i) 制御弁~~
 - ~~ii) 高压ポンプ~~
 - ~~iii) 高压ポンプの駆動装置~~
 - ~~iv) 弁本体 (適用される場合)~~
- ~~(aj) 機関取扱い説明書~~

- ~~当該説明書には、保守（整備及び修理）に関する要求事項、必要となる特別な工具及びゲージ（取付け物を含む。）の詳細（設定に関する情報を含む。）並びに保守の完了の際に実施する試験の要求事項を含むこと。~~
- ~~(ak) 機関制御システムに関する故障モード影響解析（FMEA）に関する試験内容（燃料噴射及び／又は弁について油圧、空気圧又は電子制御を行う機関の場合）~~
- ~~(al) 機関を製造する際の鋳造の仕様及び溶接の仕様（施工要領書）~~
- ~~(am) 制御用の構成要素の環境試験に関する使用承認の承認手順（個別の機関の申込みのために変更された図面及び資料は、参考又は承認用として本会に提出する必要のある。）~~
- ~~(an) 機関の製造に関する品質要求事項~~
- ~~(ao) その他本会が必要と認める図面及び資料~~

-2. 前-~~1.(3)~~に規定する図面及び資料のうち、検査及び試験のためのもの（表 D2.1(1)及び表 D2.1(2)において“○”で示すもの。以下、本章において同じ。）は、2.1.1-3.の規定により既に使用承認を受けた機関の図面及び資料によって機関を製造する機関製造者（以下、本章において「ライセンサー」という。）が2.1.4-1.の規定により提出するものとするが、しななければならない。なお、提出に際しては、2.1.4-2.の規定に従ってライセンサーが提出することとして差し支えない。

表 D2.1(1)として次の表を加える。

表 D2.1(1) 承認用図面及び資料

| | 項目 | 検査及び試験用 |
|------|---|---------|
| (1) | 機関要目表 (本会が指定する書式のものを) | ○ |
| (2) | 主要部分の材料仕様 (材料に適用される非破壊試験及び圧力試験に関する参考となる情報を含む。) | ○ |
| (3) | 台板及びクランクケースの溶接設計部分 ^(注) (溶接の詳細及び溶接手引書を添えること。) | ○ |
| (4) | スラスト軸受の台板の溶接設計部分 ^(注) (溶接の詳細及び溶接手引書を添えること。) | ○ |
| (5) | 架構及び歯車装置の溶接設計部分 ^(注) (溶接の詳細及び溶接手引書を添えること。) | ○ |
| (6) | クランク軸の組立図及び詳細図 | ○ |
| (7) | スラスト軸又は中間軸 (機関に組み込まれる場合) | ○ |
| (8) | 軸継手ボルト | ○ |
| (9) | 連接棒用の上下軸受 (4 ストローク機関の場合) | — |
| (10) | 連接棒用のボルト及びスタッド (4 ストローク機関の場合) | ○ |
| (11) | 次の(a)から(g)に関する往復動内燃機関の配置図又は同等な図面及び資料 (主要寸法, 作動媒体, 最大作動圧力等のライセンサーが供給する装置の詳細図) (a) 始動空気装置 (b) 燃料油装置 (c) 潤滑油装置 (d) 冷却水装置 (e) 油圧装置 (f) 弁開放用の油圧装置 (g) 往復動内燃機関の制御装置及び安全装置 | ○ |
| (12) | 弁駆動油高圧管と被覆装置 | — |
| (13) | 高圧燃料管の被覆装置の組立図 (すべての機関) | ○ |
| (14) | 燃料油噴射装置の高圧部 (圧力, 管の直径及び材料に関する仕様を含むこと。) | ○ |
| (15) | クランク室の爆発に備える逃し弁の配置及び詳細 (シリンダ径が 200 mm 以上又はクランク室の容積が 0.6 m ³ 以上である場合に限る。) | ○ |
| (16) | オイルミスト検知装置及び/又は代替の警報装置 | ○ |
| (17) | 連接棒及びロッドキャップ (4 ストローク機関の場合) | ○ |
| (18) | 支持構造の詳細図 (主機の場合) | ○ |
| (19) | 2.1.4 の規定により要求される図面及び資料等 | ○ |

表 D2.1(1) 承認用図面及び資料（続き）

| | 項目 | 検査及び試験用 |
|------|--|--------------------------------------|
| (20) | <p>排気タービン過給機に関する次の図面及び資料</p> <p>(a) <u>A 類過給機（本会が特に必要と認めた場合に限る。）</u></p> <p>i) <u>組立断面図（主要寸法及び部品名を記載すること。）</u></p> <p>ii) <u>破壊部品の飛散防止試験の結果</u></p> <p>iii) <u>試験方案</u></p> <p>(b) <u>B 類過給機</u></p> <p>i) <u>組立断面図（主要寸法及び破壊部品の飛散防止の評価に関するハウジング部品の材料を記載すること。）</u></p> <p>ii) <u>2.5.1-6.に規定する破壊部品の飛散防止に関する資料</u></p> <p>iii) <u>次の運転データ及び制限値に関する資料</u></p> <ul style="list-style-type: none"> ・ <u>最大許容運転速度（rpm）</u> ・ <u>タービン入口の最大許容排ガス温度</u> ・ <u>潤滑油入口の下限圧力</u> ・ <u>潤滑油出口の上限温度</u> ・ <u>最大許容振動レベル（自己誘起振動及び外部励起振動等）</u> ・ <u>過速度警報装置の設定点（機関制御系統図に含めること。）</u> ・ <u>タービン入口の排ガス温度警報装置の設定点（同上）</u> ・ <u>潤滑油入口の低圧警報装置の設定点（同上）</u> ・ <u>潤滑油出口の高温警報装置の設定点（同上）</u> <p>iv) <u>潤滑油系統図（機付諸管線図に含めて差し支えない。）</u></p> <p>v) <u>使用承認試験成績書（使用承認試験を実施する場合に限る。）</u></p> <p>vi) <u>試験方案（使用承認試験を実施する場合に限る。）</u></p> <p>(c) <u>C 類過給機</u></p> <p>i) <u>前(b)に掲げる図面及び資料</u></p> <p>ii) <u>ハウジング部品及び回転部品の図面（羽根取付けに関する詳細を含むこと。）</u></p> <p>iii) <u>前 ii)に規定する部品の材料仕様（化学成分及び機械的性質を示すこと。）</u></p> <p>iv) <u>前 ii)に規定する部品の溶接要領詳細（溶接構造の場合に限る。）</u></p> | <p style="text-align: center;">二</p> |
| (21) | <p>その他本会が必要と認める図面及び資料</p> | <p style="text-align: center;">〇</p> |

(注)

材料の仕様及び溶接施工の仕様書は、承認の対象とする。

溶接施工の仕様書には、溶接の前後の熱処理、溶接材料及び仮付け溶接の状態の詳細を含むこと。

表 D2.1(2)として次の表を加える。

表 D2.1(2) 参考用図面及び資料

| | 項目 | 検査及び試験用 |
|------|---|---------|
| (1) | 図面及び資料のリスト (図面番号及び改正番号を含む。) | ○ |
| (2) | 主軸受用のボルト及びスタッド | ○ |
| (3) | 接続棒用の上下軸受 (2 ストローク機関の場合) | — |
| (4) | シリンダヘッド及び排気弁用のボルト及びスタッド (2 ストローク機関の場合) | ○ |
| (5) | 接続棒用のボルト及びスタッド (2 ストローク機関の場合) | ○ |
| (6) | 支柱ボルト | ○ |
| (7) | ピストンピン | — |
| (8) | 油圧油及び燃料油用の蓄圧器の構造 | ○ |
| (9) | シリンダヘッド締付ボルト及び弁箱取付ボルト | — |
| (10) | 動弁装置 | — |
| (11) | シリンダヘッド | ○ |
| (12) | シリンダブロック, エンジンブロック | ○ |
| (13) | シリンダライナ | ○ |
| (14) | カウンターウエイト及び取付具 (クランク軸に組込まれない場合) | ○ |
| (15) | 接続棒及びロッドキャップ (2 ストローク機関の場合) | ○ |
| (16) | クロスヘッド | ○ |
| (17) | ピストン棒 | ○ |
| (18) | ピストンの組立図 (構成要素の識別のための情報 (図面番号等) を含む。) | ○ |
| (19) | ピストンヘッド | ○ |
| (20) | カム軸駆動装置の組立図 (構成要素の識別のための情報 (図面番号等) を含む。) | ○ |
| (21) | はずみ車 | ○ |
| (22) | 燃料油噴射ポンプ | ○ |
| (23) | 排気管及び燃料装置の故障により影響を受ける恐れのあるその他の高温部分の被膜装置及び防熱装置の組立図 | ○ |
| (24) | ダンパの構造及び配置図 | ○ |
| (25) | ディチューナ, バランサ又はコンペンセイタの構造及び配置図, 並びに機関の動揺防止装置の構造及び配置図, 機関の動揺, 釣合い及び振動の防止に関する計算書 | — |
| (26) | 電子制御機関の場合, 次の(a)から(d)の組立図又は配置図 (a) 制御弁 (b) 高圧ポンプ (c) 高圧ポンプの駆動装置 (d) 弁本体 (適用される場合) | ○ |
| (27) | 機関取扱い説明書 ⁽¹⁾ | ○ |
| (28) | 機関制御系統図 (監視, 安全及び警報装置を含む。) | — |
| (29) | 機関制御系統に関する故障モード影響解析 (FMEA) に関する試験内容 (油圧, 空気圧又は電子制御により燃料噴射及び/又は弁を制御する機関の場合) | ○ |
| (30) | 機関を製造する際の鋳造の仕様及び溶接の仕様 (施工要領書) | ○ |
| (31) | 制御用の構成要素の環境試験に関する使用承認の承認 ⁽²⁾ | ○ |
| (32) | 機関の製造に関する品質要求事項 | ○ |
| (33) | 可燃性油管中の継手に採用される飛散防止措置の施工要領書 (備える場合に限る) | — |
| (34) | 排気タービン過給機に関する次の図面及び資料 (C 類過給機の場合に限る。) (a) 2.5.1-6.に規定するトルク伝達の安全性に関する資料 (翼車が軸に締め付けて取り付けられている場合) (b) 排気タービン過給機の耐用期間に関する資料 (c) 取扱い及び保守手順書 | — |
| (35) | その他本会が必要と認める図面及び資料 | ○ |

注

- (1) 説明書には、保守（整備及び修理）に関する要求事項、必要となる特別な工具及びゲージ（取付け物を含む。）の詳細（設定に関する情報を含む。）並びに保守の完了の際に実施する試験の要求事項を含むこと。
- (2) 個別の機関の仕様のために変更された図面及び資料は、参考又は承認用として本会に提出する必要がある。

2.1.4 往復動内燃機関の承認*

-1.を次のように改める。

-1. 往復動内燃機関の承認は、次の(1)から(6)の規定によるなければならない。

- (1) 機関の製造に関する図面及び資料の作成
- (a) 往復動内燃機関は、次の(c)以降の本条の規定に従い承認を受ける前に、設計について本会の別に定めるところにより、あらかじめ承認を受けること。
- (b) すべての型式の往復動内燃機関は、ライセンサーにおいて製造を行う前に2.1.1-3の規定に従いライセンサーが取得する証明書（使用承認書）を有していること。ただし、新型式の機関又は使用実績のない機関の場合にあつては、ライセンサーにおける製造と同時として差し支えない。
- (c) ライセンサーが2.1.3-1.(3)に掲げる規定する図面及び資料のうち、検査及び試験のためのものを基に、個別の往復動内燃機関の製造に関する図面及び資料を作成するために、ライセンサーは、使用承認を受けた往復動内燃機関の図面及び資料について確認し、必要な場合には、個別の申込仕様に関する資料を作成すること。
- (d) 使用承認を受けた往復動内燃機関の図面及び資料と製造する往復動内燃機関の図面及び資料との間に実質的変更がある場合には、本会の別に定めるところにより、影響を受ける図面及び資料を再提出すること。
- (2) 往復動内燃機関の検査及び試験のための図面及び資料
- (a) ライセンサーは、2.1.3-1.(3)に掲げる図面及び資料規定する図面及び資料のうち、検査及び試験のためのもの並びに当該図面及び資料とライセンサーにおいて使用承認を受けた往復動内燃機関の図面及び資料との対照をまとめた資料比較表を作成し、本会に提出すること。
- (b) 2.1.3-1.(3)の適用上に規定する図面及び資料のうち、検査及び試験のためのものにおいて、ライセンサーにおいて使用承認を受けた往復動内燃機関の図面及び資料とライセンサーにおいて製造する往復動内燃機関の図面及び資料との間に技術的な内容の差異がある場合には、ライセンサーによる変更についてライセンサーが承諾した旨を示す文書（ライセンサーが承認をし、ライセンサー及びライセンサーが署名したもの。）を本会に提出すること。なお、ライセンサーの承諾が確認されない場合には、当該ライセンサーにおいて製造する機関を別の型式の往復動内燃機関とみなし、当該往復動内燃機関に2.1.1-3の規定を適用する。
- (c) 前(b)の適用上、ライセンサーが行う変更は、適切な品質要求事項を満足した上で行うこと。
- (d) 本会は、設計の承認後に前(a)及び(b)に規定される図面及び資料を、ライセンサーに返却する。
- (e) 前(a)及び(b)に規定される図面及び資料は、本会検査員が、ライセンサー及び

外注業者において往復動内燃機関及びその構成要素の製造中の検査及び試験を行う際に参考とするため、ライセンサー又は外注業者は、当該図面及び資料を検査員に提示できるよう準備すること。

(3) 追加の図面及び資料

ライセンサーは、2.1.3-1.(3)に掲げる規定する図面及び資料のうち検査及び試験のためのものに加えて、**2.6.1**に規定する試験を行う検査員に対して、要求に応じて、関連する詳細図、製造に関する品質管理の仕様及び合否判定基準を提示できること。当該図面及び資料は、検査の際の補足のみを目的とする。

((4)から(6)は省略)

2.2 材料、構造及び強度

2.2.1 材料

-1.を次のように改める。

-1. 往復動内燃機関の主要部品に使用する材料及びその非破壊試験並びに表面検査及び寸法検査については、表 D2.42による。ただし、超音波探傷試験並びに表面検査及び寸法検査については、その成績書の提出又は提示によることができる。なお、本会が必要と認めた場合、表 D2.42に規定していない部品であっても、試験又は検査の実施を要求することがある。

表 D2.1 を表 D2.2 に改める。

表 D2.42 往復動内燃機関の主要部品の材料及び非破壊試験並びに表面検査及び寸法検査に関する適用表
(省略)

2.3 クランク軸

2.3.1 一体形クランク軸*

-1.を次のように改める。

-1. クランクピン及びジャーナルの径は、次の算式による値より小としてはならない。

$$d_c = \left\{ \left(M + \sqrt{M^2 + T^2} \right) D^2 \right\}^{\frac{1}{3}} K_m K_s K_h$$

d_c : (省略)

$M = 10^{-2} ALP_{max}$

$T = 10^{-2} BSP_{mi}$

S : 行程 (mm)

L : 主軸受の中心間距離 (mm)

P_{max} : シリンダ内の最大圧力 (MPa)

P_{mi} : 図示平均有効圧力 (MPa)

A 及び B : 定数で等間隔着火機関（ V 形機関にあっては、片側の列についての着火間隔が等角のものをいう。）に対して、表 **D2.23** 及び表 **D2.34** による。ただし、定数が与えられていない往復動内燃機関に対しては本会の適当と認めるところによる。

D : (省略)

K_m : (省略)

K_s : (省略)

K_h : (省略)

表 D2.2 及び表 D2.3 を表 D2.3 及び表 D2.4 に改める。

表 **D2.23** 直列単動機関の A 及び B
(省略)

表 **D2.34**(1) V 形単動機関（接続棒並列配置，かつ，2 サイクル機関の場合）の A 及び B
(省略)

表 **D2.34**(2) V 形単動機関（接続棒並列配置，かつ，4 サイクル機関の場合）の A 及び B
(省略)

2.4 安全装置

2.4.3 クランク室の爆発に対する防護*

-2.を次のように改める。

-2. 前-1.のクランク室に設ける逃し弁の数及び設置場所は、表 **D2.45** によらなければならない。

表 D2.4 を表 D2.5 に改める。

表 **D2.45** 逃し弁の数及び設置箇所
(省略)

2.5 付属装置

2.5.1 排気タービン過給機*

-8.を次のように改める。

-8. B 類過給機及び C 類過給機にあっては、表 **D2.56** に掲げる警報及び表示を備えなければならない。この場合、表示は機側又は監視場所若しくは制御場所のいずれかで行って差し支えない。なお、各警報設定点は過給機の許容限度として差し支えないが、110 %出力で機関を運転した場合又は一時的な過負荷出力が認められる機関に装備される過給機

にあつては110%を超える一時的な過負荷で機関を運転した場合に、当該警報設定点に達するものであつてはならない。

表 D2.5 を表 D2.6 に改める。

表 D2.56 過給機の警報装置及び表示
(省略)

2.5.8 主機に用いられる電子制御機関の蓄圧器及び共通蓄圧器

-1.を次のように改める。

-1. 蓄圧器及び共通蓄圧器は、10章の規定に適合したものでなければならない。ただし、同規定に関わらず、材料及び非破壊試験並びに表面検査及び寸法検査については表 D2.42 に、水圧試験については表 D2.67 による。

2.5.11 主機に用いられる電子制御機関の故障モード影響解析

(3)を次のように改める。

電子制御システムは、システムを構成する機器又は回路の1が故障した場合にその他の機器又は回路の故障もしくは機能低下を引き起こさないことを確認するために、次に従つて故障モード影響解析(FMEA)を行わなければならない。

(1)及び(2)は省略)

(3) 解析結果として、表 D2.67 又はこれと同等の解析表を作成する。

((4)及び(5)は省略)

表 D2.6 を表 D2.7 に改める。

表 D2.67 主機に用いられる電子制御機関の故障モード影響解析表
(省略)

2.6 試験

2.6.1 製造工場等における試験*

-1.を次のように改める。

-1. 表 D2.78 に掲げる部品又は付属装置にあつては、水圧又は油圧のかかる側について、同表に示す圧力で水圧試験が行われなければならない。なお、本会が必要と認めた場合、表 D2.78 に規定していない部品であっても、試験の実施を要求することがある。

表 D2.7 を表 D2.8 に改める。

表 D2.78 試験圧力
(省略)

11 章 機関の溶接

11.2 溶接施工方法及びその施工要領

11.2.1 溶接施工方法及びその施工要領の承認*

-1.(1)を次のように改める。

-1. 製造者は、溶接施工方法について、次のいずれかに該当する場合、本会の承認を得なければならない。

- (1) 次に掲げる溶接工事に当該溶接施工方法を初めて適用する場合
 - (a) (省略)
 - (b) (省略)
 - (c) 原動機等の主要部品(表 D2.42, 3.2.1-1., 4.1.2(5)及び 5.2.1-1.に掲げる主要部品をいう。以下、本章において同じ。)の溶接工事
 - (d) (省略)
 - (e) (省略)
 - (f) (省略)
- ((2)及び(3)は省略)

附 則 (改正その 4)

1. この規則は、2022年7月1日(以下、「施行日」という。)から施行する。
2. 施行日前に承認申込みのあった往復動内燃機関にあっては、この規則による規定にかかわらず、なお従前の例による。

2章 往復動内燃機関

2.3 を次のように改める。

2.3 クランク軸

2.3.1 一体形クランク軸及び半組立形クランク軸*

~~1. クランクピン及びジャーナルの径は、次の算式による値より小としてはならない。~~

$$d_g = \left\{ \left(M + \sqrt{M^2 + T^2} \right) D^2 \right\}^{\frac{1}{3}} K_{ms} K_g K_{\sigma}$$

~~d_g : クランク軸の所要径 (mm)~~

$$M = 10^{-2} ALP_{max}$$

$$T = 10^{-2} BSP_{ave}$$

~~S : 行程 (mm)~~

~~L : 主軸受の中心間距離 (mm)~~

~~P_{max} : シリンダ内の最大圧力 (MPa)~~

~~P_{ave} : 図示平均有効圧力 (MPa)~~

~~A 及び B : 定数で等間隔着火機関 (V形機関にあっては、片側の列についての着火間隔が等角のものをいう。) に対して、表 D2.2 及び表 D2.3 による。ただし、定数が与えられていない往復動内燃機関に対しては本会の適当と認めるところによる。~~

~~D : シリンダの径 (mm)~~

~~K_{ms} : クランク軸材料の規格最低引張強さに応じて、次により算出される値。ただし、鍛鋼品及び鋳鋼品以外のクランク軸については、本会がその都度定める。~~

~~(1) 規格最低引張強さが 440 N/mm^2 を超える場合~~

$$K_{ms} = \sqrt[3]{\frac{440}{440 + \frac{2}{3}(T_g - 440)}}$$

~~T_g : 材料の規格最低引張強さ (N/mm^2) ただし、算式に用いる T_g の上限は炭素鋼鍛鋼品については 760 N/mm^2 、低合金鋼鍛鋼品については 1080 N/mm^2 を超えてはならない。~~

~~(2) 規格最低引張強さが 400 N/mm^2 以上で 440 N/mm^2 以下の場合~~

$$K_{ms} = 1.0$$

~~K_g : クランク軸の製造方法に応じて、次により算出される値~~

~~(1) 本会の承認した特殊な鍛造方法により製造され、かつ、品質の安定及び自由鍛造のものと比較して 20% 以上の疲労強度の向上が認められた場合~~

$$K_g = \sqrt[3]{\frac{1}{1.15}}$$

~~(2) 本会の承認した表面処理を施す製造方法により製造され、かつ、品質の安定及び疲労強度の向上の優位性が認められた場合~~

$$K_s = \sqrt[3]{\frac{1}{1 + \rho/100}}$$

ρ : 表面処理に関連して本会が承認した強度の向上率 (%)

(3) 前(1)及び(2)以外の場合

$$K_s = 1.0$$

K_H : クランクピン及びジャーナルの内径に応じて、次により算出される値

(1) 内径が外径の $\frac{1}{2}$ 以上の場合

$$K_H = \sqrt[3]{\frac{1}{1 - R^4}}$$

R : 中空軸の内径を外径で割った値

(2) 内径が外径の $\frac{1}{2}$ 未満の場合

$$K_H = 1.0$$

2. 腕の寸法は、次の(1)及び(2)の規定によらなければならない。

(1) 腕の厚さ及び幅は、クランクピン及びジャーナルの径に対して次式に示す条件に適合すること。ただし、腕の厚さはクランクピン又はジャーナルの径の 0.36 倍より小としないこと。なお、クランクピン又はジャーナルの実際径が 1 の算式により算出される d_a より大きい場合には、次式は左辺に $(d_a/d_a)^2$ を乗じたものとすることができる。

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

b : 腕の幅 (mm)

d_a : クランクピン及びジャーナルの実際径 (mm)

t : 腕の厚さ (mm)

(2) クランクピン又はジャーナルと腕との付根すみ内部の半径は、それぞれ、クランクピン又はジャーナルの所要径の 0.05 倍より小としないこと。

表 D2.2 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 | | 8.8 | | 4.7 |
| 3 | | 10.0 | | 4.7 |
| 4 | | 11.1 | | 4.7 |
| 5 | | 11.4 | | 5.4 |
| 6 | | 11.7 | | 5.4 |
| 7 | | 12.0 | | 6.1 |
| 8 | | 12.3 | | 6.1 |
| 9 | | 12.6 | | 6.8 |
| 10 | | 13.4 | | 6.8 |
| 11 | | 14.2 | | 7.4 |
| 12 | | 15.0 | | 7.4 |

表 D2.3(1) V形単動機関 (連接棒並列配置, ~~かつ,~~ 2サイクル機関の場合) の A 及び B

| シリンダ数 | 同一クランク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 | | 17.0 | | 15.7 | | 20.5 |
| 10 | | 19.0 | | 18.7 | | 20.5 |
| 12 | | 20.5 | | 21.6 | | 20.5 |
| 14 | | 22.0 | | 21.6 | | 20.5 |
| 16 | | 23.5 | | 21.6 | | 23.0 |
| 18 | | 24.0 | | 21.6 | | 23.0 |
| 20 | | 24.5 | | 24.2 | | 23.0 |

表 D 2.3(2) V形単動機関 (連接棒並列配置, ~~かつ,~~ 4サイクル機関の場合) の A 及び B

| シリンダ数 | 同一クランク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 | A | B |
| 6 | 1.60 | 4.1 | 1.47 | 4.0 | 1.40 | 4.0 | 1.40 | 4.0 | 1.30 | 4.4 | 1.20 | 4.3 |
| 8 | | 5.5 | | 5.5 | | 5.5 | | 5.5 | | 5.3 | | 5.2 |
| 10 | | 6.7 | | 7.0 | | 6.5 | | 6.5 | | 6.1 | | 5.9 |
| 12 | | 7.5 | | 8.2 | | 7.5 | | 7.5 | | 6.9 | | 6.6 |
| 14 | | 8.4 | | 9.2 | | 8.5 | | 8.5 | | 7.5 | | 7.3 |
| 16 | | 9.3 | | 10.1 | | 9.5 | | 9.5 | | 8.2 | | 7.9 |
| 18 | | 10.1 | | 11.1 | | 10.5 | | 10.5 | | 8.8 | | 8.5 |
| 20 | | 11.5 | | 14.0 | | 11.5 | | 11.5 | | 9.5 | | 9.2 |

-1. 本 2.3.1 の規定は、定格回転数かつ定格出力で連続運転可能な主推進用及び補助用の往復動内燃機関に用いられるクランク軸であって、一体形及び半組立形の鍛鋼又は鋳鋼製クランク軸で、主軸受間に 1 個のクランクローを有するものに適用する。

-2. 船尾の軸系を含んだ振動応答計算を行って平行部のねじり応力を算定し、**附属書 2.3.1**「クランク軸応力の計算方法」より算出される許容係数 Q の値が、次式を満足すること。

$$Q \geq 1.15$$

-3. すみ肉部が表面処理される場合、疲労に関する影響の試験が行われる場合、又は作用する応力の計測を行う場合には、前-2.との同等性を証明するため計算及び分析を含む関連文書を本会に提出すること。

-4. 本 2.3.1 の規定に拠らないクランク軸の承認については本会の適当と認めるところによる。

2.3.2 組立形クランク軸*

~~1. 組立形クランク軸のクランクピン及びジャーナルの寸法は、次の規定によらなければならない。~~

~~(1) 組立形クランク軸のクランクピン及びジャーナル外径は、2.3.1-1.によること。~~

~~(2) 組立形クランク軸のジャーナル内径は、次式に示す条件に適合すること。~~

~~$$D_{BC} \leq D_S \sqrt{1 - \frac{4000 S_{\#} M_{\max}}{\mu \pi D_S^2 L_S \sigma_{\#}}}$$~~

~~D_{BC} : ジャーナル内径 (mm)~~

~~D_S : 焼きばめ部におけるジャーナル外径 (mm)~~

~~$S_{\#}$: 安全率 (2 以上とすること)~~

~~M_{\max} : 焼きばめ部の最大トルクの絶対値 (N・m)~~

~~μ : 静摩擦係数 (0.2 以下とすること)~~

~~L_S : 焼きばめ長さ (mm)~~

~~$\sigma_{\#}$: ジャーナル材料の規格最低降伏点 (N/mm²)~~

~~2. 組立形クランク軸の寸法は、次の(1)及び(2)の規定によらなければならない。~~

~~(1) 腕の焼きばめ部の寸法は、次式に示す条件に適合すること。~~

~~$$t \geq \frac{C_{\#} T D^2}{C_{\#} d_{\#}^2 (1 - 1/r_{\#}^2)}$$~~

~~$$t \geq 0.525 d_{\#}$$~~

~~t : 腕の軸方向の厚さ (mm)~~

~~$C_{\#}$: 定数で、~~

~~2 サイクル直列機関の場合 10~~

~~4 サイクル直列機関の場合 16~~

~~T : 2.3.1-1.で使用されるものと同じ~~

~~D : シリンダの径 (mm)~~

~~$C_{\#}$: $12.8\alpha - 2.4\alpha^2$ ただし、中空軸の場合には、 $(1 - R^2)$ を乗じたものとする。~~

~~α : クランクジャーナルの焼きばめしろを焼きばめ部の穴の径で割った値に 10^3 を乗じた値~~

~~R : 中空軸の内径を外径で割った値~~

~~$d_{\#}$: 焼きばめ部の穴の径 (mm)~~

~~r_g : 腕の外径を焼きばめ部の穴の径で割った値~~

~~d_g : 2.3.1.1.の算式中の K_m 及び K_g に1.0を代入して算出されたクランク軸の所要径
(mm)~~

~~(2) 半組立形クランク軸の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、
2.3.1.2.を適用する。~~

~~3. 組立形クランク軸において、2.(1)で使用される α の値は、次に示す範囲になければ
ならない。~~

$$\frac{1.1Y}{225} \leq \alpha \leq \left(\frac{1.1Y}{225} + 0.8 \right) \frac{1}{1 - R^2}$$

~~Y : 腕材料の規格最低降伏点 (N/mm^2)~~

~~R : 中空軸の場合、軸の内径を外径で割った値~~

~~α : 前2.(1)で使用されるものと同じ。~~

~~ただし、腕の材料の規格最低降伏点が $390 N/mm^2$ を超える場合又は次式による値が
0.1未滿となる場合の α の値は、本会の承認を得た値とする。~~

$$\frac{S - d_p - d_f}{2d_p}$$

~~S : 行程 (mm)~~

~~d_p : クランクピンの径 (mm)~~

~~d_f : クランクジャーナルの径 (mm)~~

~~組立形クランク軸の承認については本会の適当と認めるところによる。~~

2.3.3 軸継手及び継手ボルト*

(省略)

2.3.4 詳細検討

~~クランク軸の寸法が2.3.1及び2.3.2の規定に適合しない場合でも、詳細な強度検討書が
提出されれば、本会はこれを検討し適当と認めるときはそのクランク軸を承認する。~~

附属書 2.3.1 として次の附属書を加える。

附属書 2.3.1 クランク軸応力の計算方法

1.1 適用

本計算法は、往復動内燃機関の一体形及び半組立形の鍛鋼又は鋳鋼製クランク軸で、主軸受間に 1 個のクランクスローを有するものに適用する。

1.2 計算の概要

-1. 本計算法の概要は次のとおりである。

- (1) クランク軸の設計は、高応力部の疲労に対する安全評価に基づいて定められる。
- (2) クランク軸の高応力部は、次に掲げる箇所であると仮定する。なお、ジャーナル油穴出口部に過大な応力集中が起きないように注意する必要がある。
 - (a) クランクピンと腕との間のすみ肉部
 - (b) ジャーナルと腕との間のすみ肉部
 - (c) クランクピン油穴出口部
- (3) 応力計算においては、まず、呼称変動曲げ応力 (1.3.1 参照) 及び呼称変動ねじり応力 (1.3.2 参照) を決定し、次に適当な応力集中係数 (1.4 参照) を乗じて、等価変動応力 (1.6 参照) を求める。
- (4) 等価変動応力は、次に掲げるものとする。
 - (a) すみ肉部においては、曲げ応力とねじり応力とが同位相で、かつ、それぞれの最大値が同一部に生じると仮定して計算されるミーゼス等価応力。
 - (b) 油穴出口部においては、曲げ応力とねじり応力とが同位相で生じると仮定して計算される等価主応力。
- (5) クランク軸の寸法の適否は、この等価変動応力とクランク軸材料の疲労強度 (1.7 参照) とを比較して決定される (1.8 参照) 。

-2. ジャーナルの直径がクランクピンの直径以上である場合には、ジャーナル油穴出口部は、クランクピン油穴と同様に成形すること。そうでない場合は、疲労に関する資料を別途要求することがある。

1.3 応力計算

1.3.1 変動曲げ応力

-1. モデル

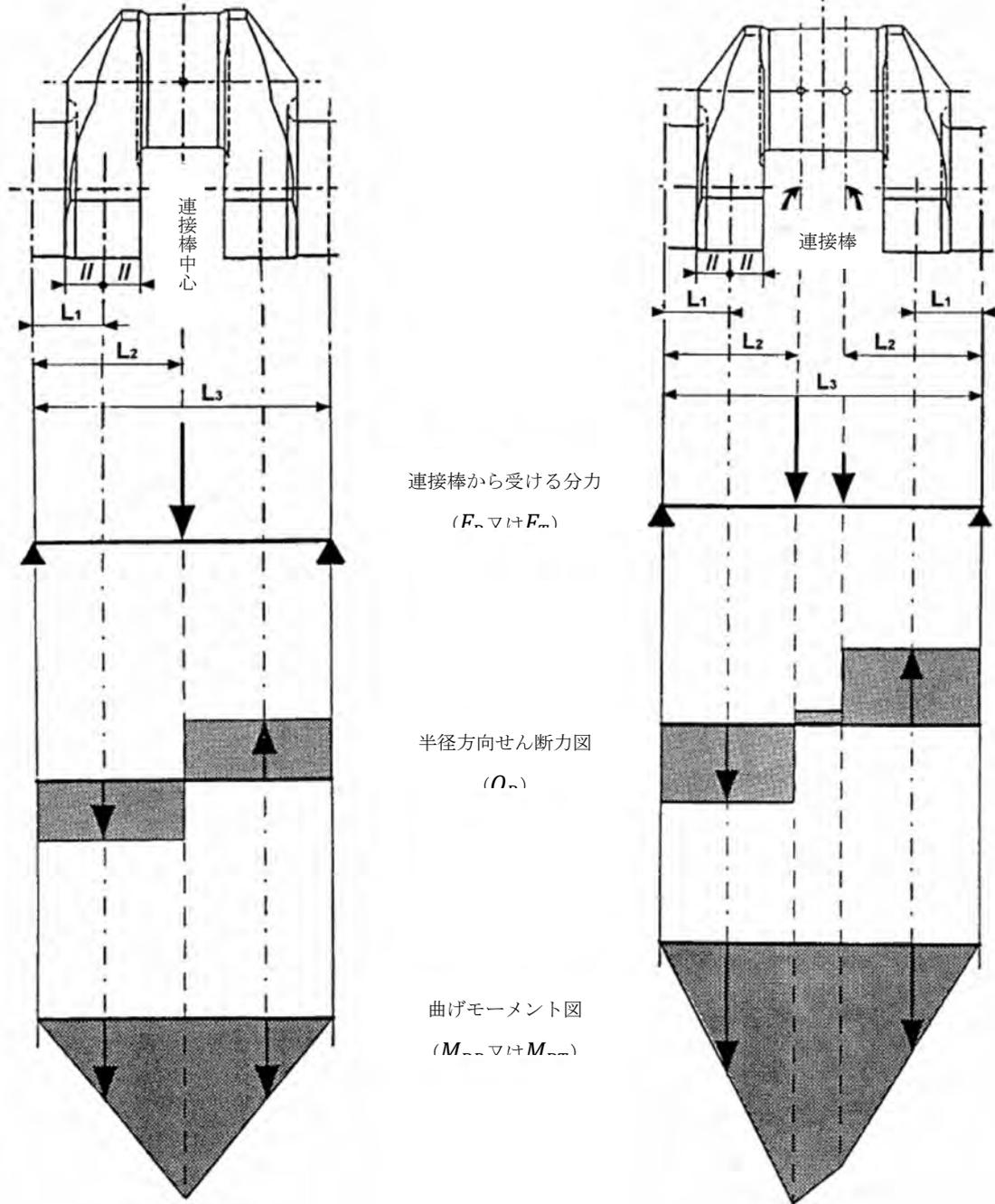
変動曲げ応力を計算するためのモデルは、次のとおりである。

- (1) 計算は、ジャーナル中央で支持され、ガス圧及び慣性力が作用するクランクスロー 1 個により構成される静的なモデルに対して行う。
- (2) クランクスローの長さは、2 のジャーナル中央間の長さ (L_3) をとる (図 1 及び図 2 参照) 。
- (3) 曲げモーメント M_{BR} 及び M_{BT} は、接続棒から受ける力の半径方向成分 F_R 及び接線方

- 向成分 F_T による単純支持はりの曲げモーメントに基づいて計算する（図 1 参照）。
- (4) クランクスローに 2 本の接続棒を有する場合の曲げモーメントは、当該シリンダ間の着火間隔を位相とする 2 つの単純支持はりの曲げモーメントの重ね合せにより得られる曲げモーメントとする（図 2 参照）。
- (5) 腕に作用する曲げモーメント及び半径方向力
- (a) 接続棒から受ける力の半径方向成分から、腕中心 (L_1) に作用する曲げモーメント M_{RRF} 及び半径方向力 Q_{RF} を求める。
- (b) 曲げモーメント及び半径方向力を、それぞれクランク腕の断面係数及び断面積で除して、変動曲げ及び圧縮応力を求める。この断面係数及び断面積は、腕の厚さ W 及び腕の幅 B を用いて求める（図 3 参照）。
- (c) 計算において、平均応力は無視する。
- (6) クランクピン油穴出口部に作用する曲げモーメント
- (a) 接続棒から受ける力の半径方向成分及び接線方向成分から、油穴を含むクランクピン断面に作用する曲げモーメントを求める（図 4 参照）。
- (b) 曲げモーメントをクランクピンの断面係数で除して、変動応力を求める。
- (c) 計算において、平均応力は無視する。

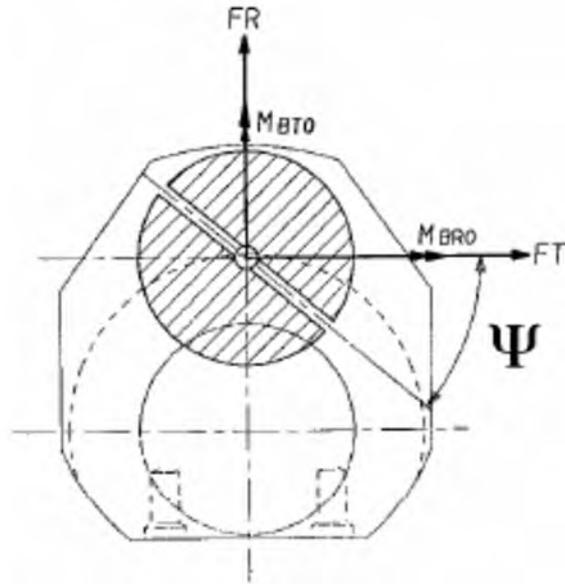
図1 直列機関のクランクスロー

図2 V型機関のクランクスロー



- $L_1 =$ ジャーナル中央と腕中心との距離
(オーバーラップを有さないクランク軸については図3も参照すること。)
- $L_2 =$ ジャーナル中央と接続棒中心との距離
- $L_3 =$ 2の隣接するジャーナル中央間距離

図4 油穴を含むクランクピン断面



M_{BRO} : 連接棒から受ける力の半径方向成分による曲げモーメント

M_{BTO} : 連接棒から受ける力の接線方向成分による曲げモーメント

-2. 呼称変動曲げ応力及び呼称変動圧縮応力

(1) 計算方法は次のとおりである。

- (a) 1 サイクルにおけるすべての連接棒位置について、ガス圧及び慣性力によりピンに作用する半径方向力及び接線方向力を計算する。
- (b) 1 サイクルにわたって計算される力及びジャーナル中央までの距離を考慮して、**-1.(5)**及び**(6)**で定められた曲げモーメント M_{BRF} 、 M_{BRO} 、 M_{BTO} 及び半径方向力 Q_{RF} の時間曲線を計算する。
- (c) V型機関の場合、1つのクランクローに作用する2つのシリンダのガス圧及び慣性力から算出される曲げモーメントは、位相を考えて重ね合わせる。(二股式コンロッド又は関節式コンロッド等の場合には、それぞれの構造により生じる位相も考慮する。)
- (d) 1本のクランク軸の中に異なる形状のクランクローがある場合には、すべての形状について計算を行うこと。

(2) 腕断面における呼称変動曲げ及び圧縮応力

- (a) 呼称変動曲げ応力は次式により求められる。

$$\sigma_{BFN} = \pm \frac{M_{BRFN}}{W_{eqw}} \cdot 10^3 \cdot Ke$$

$$M_{BRFN} = \pm \frac{1}{2} (M_{BRFmax} - M_{BRFmin})$$

$$W_{eqw} = \frac{B \cdot W^2}{6}$$

σ_{BFN} : 腕における呼称変動曲げ応力(N/mm²)

W_{eqw} : 腕の断面係数(mm³)

Ke : 軸受反力及び隣接クランクローの影響の範囲を考慮した経験的係数
= 0.8 (2ストローク)

= 1.0 (4 ストローク)

M_{RRFN} : 腕中心における変動曲げモーメント($N \cdot m$) (図 1 及び図 2 参照)

M_{RRFmax} : 1 サイクル中における最大曲げモーメント($N \cdot m$)

M_{RRFmin} : 1 サイクル中における最小曲げモーメント($N \cdot m$)

(b) 呼称変動圧縮応力は次式により求められる。

$$\sigma_{QFN} = + \frac{Q_{RFN}}{F} \cdot Ke$$

$$Q_{RFN} = \pm \frac{1}{2} (Q_{RFmax} - Q_{RFmin})$$

$$F = BW$$

σ_{QFN} : 腕における半径方向力による呼称変動圧縮応力 (N/mm^2)

Q_{RFN} : 腕における変動半径方向力(N) (図 1 及び図 2 参照)

Q_{RFmax} : 1 サイクル中における最大半径方向力(N)

Q_{RFmin} : 1 サイクル中における最小半径方向力(N)

F : 腕の断面積 (mm^2)

(3) クランクピン油穴出口部における呼称変動曲げ応力

呼称変動曲げ応力は次式により求められる。

$$\sigma_{BON} = + \frac{M_{BON}}{We} \cdot 10^3$$

$$M_{BON} = \pm \frac{1}{2} (M_{BOmax} - M_{BOmin})$$

$$We = \frac{\pi}{32} \left(\frac{D^4 - D_{BH}^4}{D} \right)$$

σ_{BON} : クランクピンにおける呼称変動曲げ応力 (N/mm^2)

M_{BON} : クランクピン油穴出口部に作用する変動曲げモーメント ($N \cdot m$)

M_{BOmax} : 1 サイクル中における曲げモーメント M_{BO} の最大値 ($N \cdot m$)

M_{BOmin} : 1 サイクル中における曲げモーメント M_{BO} の最小値 ($N \cdot m$)

M_{BO} : クランクピン油穴出口部に作用する曲げモーメント ($N \cdot m$)

$$M_{BO} = (M_{BTO} \cdot \cos\psi + M_{BRO} \sin\psi)$$

ψ : クランクピン油穴の方向 (図 4 参照)

We : クランクピンの断面係数 (mm^3)

D, D_{BH} : 1.4.1 参照

-3. すみ肉部及びクランクピン油穴出口部の変動曲げ応力

(1) クランクピンすみ肉部の変動曲げ応力は次式により求められる。

$$\sigma_{BH} = + (\alpha_B \cdot \sigma_{BFN})$$

σ_{BH} : クランクピンすみ肉部の変動曲げ応力 (N/mm^2)

α_B : クランクピンすみ肉部の曲げに対する応力集中係数 (1.4.2 及び付録 1 の

3.1.2-2.参照)

(2) ジャーナルすみ肉部 (半組立形クランク軸のものを除く。) の変動曲げ応力は次の

(a) 又は (b) に示す式により求められる。

$$(a) \sigma_{BG} = + (\beta_B \cdot \sigma_{BFN} + \beta_Q \cdot \sigma_{QFN})$$

σ_{BG} : ジャーナルすみ肉部の変動曲げ応力 (N/mm^2)

β_B : ジャーナルすみ肉部の曲げに対する応力集中係数 (1.4.3 及び付録 1 の 3.1.2-2. 参照)

β_Q : ジャーナルすみ肉部の半径方向力による圧縮に対する応力集中係数 (1.4.3 及び付録 1 の 3.1.3-2.(1)参照)

$$(b) \sigma_{BG} = +(\beta_{BQ} \cdot \sigma_{BFN})$$

β_{BQ} : ジャーナルすみ肉部の曲げ及び半径方向力による圧縮に対する応力集中係数 (付録 1 の 3.1.3-2.(2)参照)

- (3) クランクピン油穴 (半径方向のものに限る。) 出口部の変動曲げ応力は次式により求められる。

$$\sigma_{BO} = +(\gamma_B \cdot \sigma_{BON})$$

σ_{BO} : クランクピン油穴出口部の変動曲げ応力 (N/mm^2)

γ_B : クランクピン油穴出口部の曲げに対する応力集中係数 (1.4.4 及び付録 4 の 3.1.2-2.参照)

1.3.2 変動ねじり応力

-1. 呼称変動ねじり応力

呼称変動ねじり応力は、次に掲げる事項を満足する船尾の軸系を含めた振動応答計算を行い、その結果として得られる各クランクスローのトルクを用いて次式により計算する。最大呼称変動ねじり応力も指定すること。なお、振動応答計算の結果は本会に提出されること。

- (1) 最大及び最小変動トルクは、2 ストローク機関は 1~15 次、4 ストローク機関は 0.5 ~12 次の調和合成により各質点について全回転数範囲にわたり与えられること。
- (2) 系の減衰の推定誤差、プロペラ翼のレーシング又は 1 シリンダ失火 (圧縮が行われ、燃焼が行われない状態をいう。) のような不確定要因に対して、余裕をもたせておくこと。
- (3) 回転数の分割は、使用される回転数範囲内において検出される共振について十分な精度で計算できるように選定すること。

$$\tau_N = + \frac{M_{TN}}{W_P} \cdot 10^3$$

$$M_{TN} = \pm \frac{1}{2} (M_{Tmax} - M_{Tmin})$$

$$W_P = \frac{\pi}{16} \left(\frac{D^4 - D_{BH}^4}{D} \right) \text{ 又は } W_P = \frac{\pi}{16} \left(\frac{D_G^4 - D_{BG}^4}{D_G} \right)$$

τ_N : クランクピン又はジャーナルにおける呼称変動ねじり応力 (N/mm^2)

W_P : クランクピン又はジャーナルの極断面係数 (mm^3)

M_{TN} : 最大変動トルク ($N \cdot m$)

M_{Tmax} : 最大トルク ($N \cdot m$)

M_{Tmin} : 最小トルク ($N \cdot m$)

D, D_{BH}, D_{BG}, D_G : 1.4.1 を参照

連続使用禁止範囲の設定が必要な場合には、満足な運転を妨げるような回転数範囲に存在してはならず、また、通常の着火状態においては $\lambda \geq 0.8$ の回転数範囲にも存在してはならない。なお、この連続使用禁止範囲は、規則 D 編 8.2.5 及び同 8.3.1 に従って設定されたものであること。

-2. で考慮される呼称変動ねじり応力は、上記の方法に従い計算された最もねじり荷重の作用する質点で発生する最高値とする。

連続使用禁止範囲が存在する場合、当該範囲内のねじり応力は考慮しない。

クランク軸の承認は、最も大きい呼称変動ねじり応力（ただし、機関の製造業者が指定した最大値を超えないこと）を有する装置に基づいて行われる。従って、各装置について、承認された呼称変動ねじり応力を超えないことを適切な計算によって確保しなければならない。この計算は本会に提出されること。

-2. すみ肉部及びクランクピン油穴出口部の変動ねじり応力

(1) クランクピンすみ肉部の変動ねじり応力は次式により求められる。

$$\tau_H = +(\alpha_T \cdot \tau_N)$$

τ_H : クランクピンすみ肉部の変動ねじり応力 (N/mm^2)

α_T : クランクピンすみ肉部のねじりに対する応力集中係数 (1.4.2 及び付録 1 の 3.1.1-3.参照)

τ_N : クランクピンにおける呼称変動ねじり応力 (N/mm^2)

(2) ジャーナルすみ肉部（半組立形クランク軸のものを除く。）の変動ねじり応力は次式により求められる。

$$\tau_G = +(\beta_T \cdot \tau_N)$$

τ_G : ジャーナルすみ肉部の変動ねじり応力 (N/mm^2)

β_T : ジャーナルすみ肉部のねじりに対する応力集中係数 (1.4.3 及び付録 1 の 3.1.1-3.参照)

τ_N : ジャーナルにおける呼称変動ねじり応力 (N/mm^2)

(3) クランクピン油穴（半径方向のものに限る。）出口部のねじりによる変動応力は次式により求められる。

$$\sigma_{TO} = +(\gamma_T \cdot \tau_N)$$

σ_{TO} : クランクピン油穴出口部のねじりによる変動応力 (N/mm^2)

γ_T : クランクピン油穴出口部のねじりに対する応力集中係数 (1.4.4 及び付録 4 の 3.1.1-2.参照)

τ_N : クランクピンにおける呼称変動ねじり応力 (N/mm^2)

1.4 応力集中係数

1.4.1 用語及び記号の説明

-1. 本 1.4 で使用される用語の意味は次による。

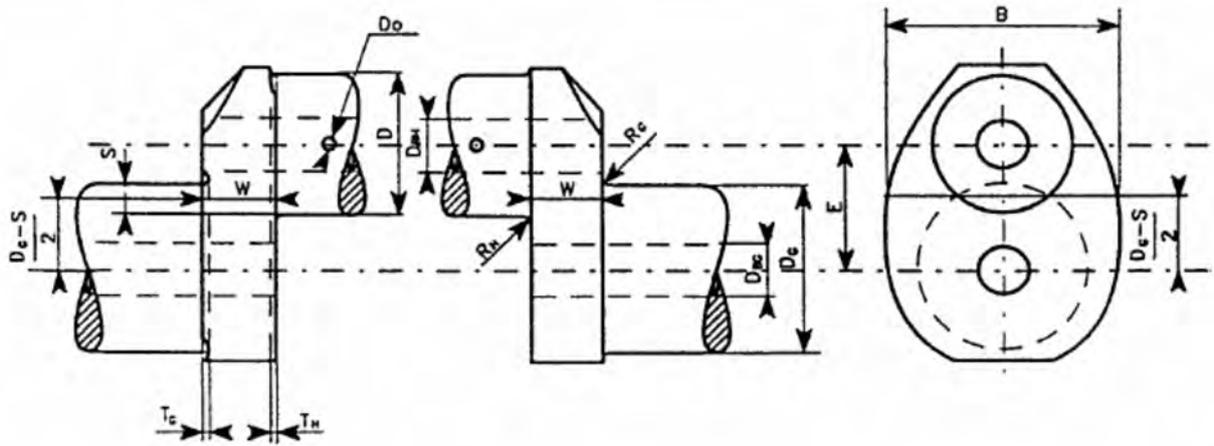
(1) 曲げに対する応力集中係数 α_B 及び β_B は、曲げ荷重の下ですみ肉部に生じる最大ミーゼス等価応力と腕の断面における呼称曲げ応力との比をいう。

(2) ジャーナルすみ肉部の圧縮に対する応力集中係数 β_Q は、半径方向力の下で一体形クランク軸のジャーナルすみ肉部に生じる最大ミーゼス等価応力と腕の断面における呼称圧縮応力との比をいう。

(3) ねじりに対する応力集中係数 α_T 及び β_T は、ねじり荷重の下ですみ肉部に生じる最大等価せん断応力とクランクピン又はジャーナルの断面における呼称ねじり応力との比をいう。

(4) 曲げ及びねじりに対する応力集中係数 γ_B 及び γ_T は、曲げ及びねじり荷重の下でクランクピン油穴出口部に生じる最大主応力とクランクピンの断面における呼称曲げ及びねじり応力との比をいう。

図5 クランク軸各部の記号



-2. 本 1.4 で使用される記号の意味は次による (図 5 を参照)。

D : クランクピン直径 (mm)

D_{BH} : クランクピン内径 (mm)

D_O : クランクピン油穴径 (mm)

R_H : クランクピンすみ肉部半径 (mm)

T_H : クランクピンすみ肉部のえぐり込み (mm)

D_G : ジャーナル直径 (mm)

D_{BG} : ジャーナル内径 (mm)

R_G : ジャーナルすみ肉部半径 (mm)

T_G : ジャーナルすみ肉部のえぐり込み (mm)

E : ピンの偏心 (mm)

S : ピンとジャーナルのオーバーラップ (mm)

$$S = \frac{D + D_G}{2} - E$$

W : 腕の厚さ (mm)

ただし、2 サイクル機関に用いられる半組立形クランク軸であって、 $T_H > R_H$ である場合には、次式で求められる W_{red} に置き換える。

$$W_{red} = W - (T_H - R_H) \quad (\text{図 3 参照})$$

B : 腕の幅 (mm)

ただし、2 サイクル機関に用いられる半組立形クランク軸については、図 3 に示すようにクランクピンすみ肉部半径中心における値とする。

$r = R_H / D$ (クランクピンすみ肉部について) , R_G / D (ジャーナルすみ肉部について) ($0.03 \leq r \leq 0.13$)

$$s = S / D \quad (s \leq 0.5)$$

$$w = W / D \quad (0.2 \leq w \leq 0.5)$$

$$b = B / D \quad (1.1 \leq b \leq 2.2)$$

$$d_O = D_O / D \quad (0 \leq d_O \leq 0.2)$$

$$d_G = D_{BG} / D \quad (0 \leq d_G \leq 0.8)$$

$$d_H = D_{BH} / D \quad (0 \leq d_H \leq 0.8)$$

$$t_H = T_H / D$$

$$t_G = T_G/D$$

クランク軸の形状が上記に定める値の範囲外である場合は、クランクピンすみ肉部、ジャーナルすみ肉部及びクランクピン油穴出口部の応力集中係数について付録1及び付録4に規定する線形弾性有限要素法解析により算出すること。この場合にミーゼス等価応力と主応力を混同しないように注意を払うこと。これら以外の方法で応力集中係数を評価する場合にあっては、規則との同等性を証明するため、評価手法と関連する文書が本会に提出されること。

1.4.2 クランクピンすみ肉部の応力集中係数

-1. 曲げに対する応力集中係数 α_B は次式により求められる。

$$\alpha_B = 2.6914 \cdot f(s, w) \cdot f(w) \cdot f(b) \cdot f(r) \cdot f(d_G) \cdot f(d_H) \cdot f(\text{recess})$$

$$f(s, w) = \frac{-4.1883 + 29.2004 \cdot w - 77.5925 \cdot w^2 + 91.9454 \cdot w^3 - 40.0416 \cdot w^4}{+(1-s) \cdot (9.5440 - 58.3480 \cdot w + 159.3415 \cdot w^2 - 192.5846 \cdot w^3 + 85.2916 \cdot w^4)}$$

$$+(1-s)^2 \cdot (-3.8399 + 25.0444 \cdot w - 70.5571 \cdot w^2 + 87.0328 \cdot w^3 - 39.1832 \cdot w^4)$$

ただし、 $s < -0.5$ である場合には、 $s = -0.5$ として計算すること。

$$f(w) = 2.1790 \cdot w^{0.7171}$$

$$f(b) = 0.6840 - 0.0077 \cdot b + 0.1473 \cdot b^2$$

$$f(r) = 0.2081 \cdot r^{(-0.5231)}$$

$$f(d_G) = 0.9993 + 0.27 \cdot d_G - 1.0211 \cdot d_G^2 + 0.5306 \cdot d_G^3$$

$$f(d_H) = 0.9978 + 0.3145 \cdot d_H - 1.5241 \cdot d_H^2 + 2.4147 \cdot d_H^3$$

$$f(\text{recess}) = 1 + (t_H + t_G) \cdot (1.8 + 3.2 \cdot s)$$

ただし、 $s < -\frac{1.8}{3.2} = -0.5625$ である場合には、 $f(\text{recess}) = 1$ とすること。

-2. ねじりに対する応力集中係数 α_T は次式により求められる。

$$\alpha_T = 0.8 \cdot f(r, s) \cdot f(b) \cdot f(w)$$

$$f(r, s) = r^{(-0.322+0.1015(1-s))}$$

ただし、 $s < -0.5$ である場合には、 $s = -0.5$ として計算すること。

$$f(b) = 7.8955 - 10.654 \cdot b + 5.3482 \cdot b^2 - 0.857 \cdot b^3$$

$$f(w) = w^{(-0.145)}$$

1.4.3 ジャーナルすみ肉部の応力集中係数

-1. 曲げに対する応力集中係数 β_B は次式により求められる。

$$\beta_B = 2.7146 \cdot f_B(s, w) \cdot f_B(w) \cdot f_B(b) \cdot f_B(r) \cdot f_B(d_G) \cdot f_B(d_H) \cdot f(\text{recess})$$

$$f_B(s, w) = \frac{-1.7625 + 2.9821 \cdot w - 1.5276 \cdot w^2 + (1-s) \cdot (5.1169 - 5.8089 \cdot w + 3.1391 \cdot w^2)}{+(1-s)^2 \cdot (-2.1567 + 2.3297 \cdot w - 1.2952 \cdot w^2)}$$

$$f_B(w) = 2.2422 \cdot w^{0.7548}$$

$$f_B(b) = 0.5616 + 0.1197 \cdot b + 0.1176 \cdot b^2$$

$$f_B(r) = 0.1908 \cdot r^{(-0.5568)}$$

$$f_B(d_G) = 1.0012 - 0.6441 \cdot d_G + 1.2265 \cdot d_G^2$$

$$f_B(d_H) = 1.0022 - 0.1903 \cdot d_H + 0.0073 \cdot d_H^2$$

$$f(\text{recess}) = 1 + (t_H + t_G) \cdot (1.8 + 3.2 \cdot s)$$

ただし、 $s < -\frac{1.8}{3.2} = -0.5625$ である場合には、 $f(\text{recess}) = 1$ とすること。

-2. 半径方向力による圧縮に対する応力集中係数 β_Q は次式により求められる。

$$\beta_Q = 3.0128 \cdot f_Q(s) \cdot f_Q(w) \cdot f_Q(b) \cdot f_Q(r) \cdot f_Q(d_H) \cdot f(\text{recess})$$

$$f_Q(s) = 0.4368 + 2.1630 \cdot (1 - s) - 1.5212 \cdot (1 - s)^2$$

$$f_Q(w) = \frac{w}{0.0637 + 0.9369 \cdot w}$$

$$f_Q(b) = -0.5 + b$$

$$f_Q(r) = 0.5331 \cdot r^{(-0.2038)}$$

$$f_Q(d_H) = 0.9937 - 1.1949 \cdot d_H + 1.7373 \cdot d_H^2$$

$$f(\text{recess}) = 1 + (t_H + t_G) \cdot (1.8 + 3.2 \cdot s)$$

ただし、 $s < -\frac{1.8}{3.2} = -0.5625$ である場合には、 $f(\text{recess}) = 1$ とすること。

-3. ねじりに対する応力集中係数 β_T は次式により求められる。

$\beta_T = \alpha_T$ (クランクピン及びジャーナルの直径及びすみ肉部寸法が同一である場合)

$\beta_T = 0.8 \cdot f(r, s) \cdot f(b) \cdot f(w)$ (クランクピン及びジャーナルの直径及びすみ肉部寸法が同一でない場合)

$f(r, s)$, $f(b)$ 及び $f(w)$ は、**1.4.2** に同じ。ただし、ジャーナルすみ肉部の半径は、次式を用いること。

$$r = \frac{R_G}{D_G}$$

1.4.4 クランクピン油穴出口部の応力集中係数

-1. 曲げに対する応力集中係数 γ_B は次式により求められる。

$$\gamma_B = 3 - 5.88 \cdot d_o + 34.6 \cdot d_o^2$$

-2. ねじりに対する応力集中係数 γ_T は次式により求められる。

$$\gamma_T = 4 - 6 \cdot d_o + 30 \cdot d_o^2$$

1.5 付加曲げ応力

台板の変形等並びに縦及び横振動による曲げ応力を考慮して、すみ肉部の変動曲げ応力 σ_{BH} 及び σ_{BG} に σ_{add} を加える。

クロスヘッド形機関 $\sigma_{add} = \pm 30 \text{ N/mm}^2$ (*)

トランクピストン形機関 $\sigma_{add} = \pm 10 \text{ N/mm}^2$

(*) $\pm 30 \text{ N/mm}^2$ の付加曲げ応力は、2 の成分により構成される。

(1) 縦振動に起因する $\pm 20 \text{ N/mm}^2$ の付加応力

(2) ミスアライメント／台板の変形に起因する $\pm 10 \text{ N/mm}^2$ の付加応力

システム全体 (機関／軸／歯車装置／プロペラ) に関する縦振動の計算結果が得られない場合には、縦振動成分 $\pm 20 \text{ N/mm}^2$ を用いることを推奨する。計算結果が得られる場合には、計算値を用いることができる。

1.6 等価変動応力

1.6.1 クランクピンすみ肉部の等価変動応力

クランクピンすみ肉部の等価変動応力は、次式により計算する。

$$\sigma_V = +\sqrt{(\sigma_{BH} + \sigma_{add})^2 + 3\tau_H^2}$$

σ_V : 等価変動応力(N/mm²)

その他のパラメータは **1.3.1-3.**, **1.3.2-2.**及び **1.5** を参照のこと。

1.6.2 ジャーナルすみ肉部の等価変動応力

ジャーナルすみ肉部の等価変動応力は、次式により計算する。

$$\sigma_V = \pm\sqrt{(\sigma_{BG} + \sigma_{add})^2 + 3\tau_G^2}$$

パラメータは、**1.6.1** を参照のこと。

1.6.3 クランクピン油穴出口部の等価変動応力

クランクピン油穴出口部の等価変動応力は、次式により計算する。

$$\sigma_V = +\frac{1}{3}\sigma_{BO} \cdot \left[1 + 2 \sqrt{1 + \frac{9}{4} \left(\frac{\sigma_{TO}}{\sigma_{BO}} \right)^2} \right]$$

パラメータは、**1.6.1** を参照のこと。

1.7 疲労強度

1.7.1 クランクピンすみ肉部に対する疲労強度

-1. クランクピンすみ肉部に対する疲労強度は、次式により計算する。ただし、計算において R_H は2 mm 以上とすること。

$$\sigma_{DW} = +K[0.42\sigma_B + 39.3] \times \left[0.264 + 1.073D^{-0.2} + \frac{785 - \sigma_B}{4900} + \frac{196}{\sigma_B} \sqrt{\frac{1}{R_H}} \right]$$

σ_{DW} : クランク軸の許容疲労強度(N/mm) (すみ肉部表面並びに油穴の出口部及び内面 (油穴直径の1.5倍以上の深さまで) を滑らかに仕上げたクランク軸に関するもの。)

K : 鍛造及び鋳造のクランク軸の製造方法の違いによる係数

= 1.05 (CGF 又は Drop-Forged (表面処理を行わないもの。))

= 1.0 (CGF を有さない自由鍛造 (表面処理を行わないもの。))

= 0.93 (鋳造 (すみ肉部に本会が承認した冷間ロール加工を行うもの。))

なお、 K の値は、実寸法のクランクロー若しくはクランク軸又はこれらから採取された試験片による疲労試験により求めることができる。

σ_B : クランク軸材料の最小引張強さ (N/mm²)

その他のパラメータは **1.4** を参照のこと。

-2. 実寸法のクランクロー若しくはクランク軸又はこれらから採取された試験片により疲労強度を求める場合、当該試験の評価は、付録2 又は本会がこれと同等と認めた方法に従って行うこと。なお、当該評価結果及び関連資料を本会に提出すること。

-3. すみ肉部に表面処理を行う場合、各処理部を図面上に記載し、当該処理部については付録3 又は本会がこれと同等と認めた方法に従って疲労強度計算を行うこと。なお、当該計算結果及び関連資料を本会に提出すること。

1.7.2 ジャーナルすみ肉部に対する疲労強度

ジャーナルすみ肉部に対する疲労強度は、次式により計算する。ただし、計算において、 R_G は2 mm以上とすること。

$$\sigma_{DW} = +K[0.42\sigma_B + 39.3] \times \left[0.264 + 1.073D_G^{-0.2} + \frac{785 - \sigma_B}{4900} + \frac{196}{\sigma_B} \sqrt{\frac{1}{R_G}} \right]$$

パラメータは、1.7.1を参照のこと。

1.7.3 クランクピン油穴出口部に対する疲労強度

-1. クランクピン油穴出口部に対する疲労強度は、次式により計算する。ただし、計算において、 $D_o/2$ は2 mm以上とすること。

$$\sigma_{DW} = +K[0.42\sigma_B + 39.3] \times \left[0.264 + 1.073D^{-0.2} + \frac{785 - \sigma_B}{4900} + \frac{196}{\sigma_B} \sqrt{\frac{2}{D_o}} \right]$$

K : 鍛造及び鋳造のクランク軸の製造方法の違いによる係数

= 1.0 (鍛造 (表面処理を行わないもの。))

= 0.93 (鋳造 (すみ肉部に本会が承認した冷間ロール加工を施すもの。))

なお、 K の値は、実寸法のクランクロー若しくはクランク軸又はこれらから採取された試験片による疲労試験により求めることができる。

その他のパラメータは、1.7.1を参照のこと。

-2. 実寸法のクランクロー若しくはクランク軸により疲労強度を求める場合、当該試験の評価は、付録2又は本会がこれと同等と認めた方法に従って行うこと。なお、当該評価結果及び関連資料を本会に提出すること。

-3. 油穴出口部に表面処理を行う場合、各処理部を図面上に記載し、当該処理部については付録3又は本会がこれと同等と認めた方法に従って疲労強度計算を行うこと。なお、当該計算結果及び関連資料を本会に提出すること。

1.8 判定基準

クランク軸の寸法の適否は、等価変動応力と疲労強度との比較により決定される。クランクピンすみ肉部、ジャーナルすみ肉部及びクランクピン油穴出口部の疲労強度と等価変動応力の比である許容係数 Q は次式を満足すること。

$$Q \geq 1.15$$

Q : クランクピンすみ肉部、ジャーナルすみ肉部及びクランクピン油穴出口部の許容係数

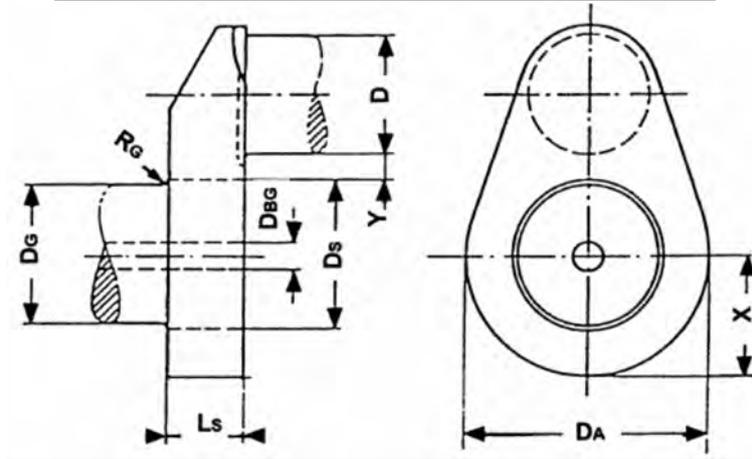
$$= \frac{\sigma_{DW}}{\sigma_V}$$

1.9 半組立形クランク軸の焼きばめの計算

1.9.1 一般

-1. 焼きばめの計算に使用するクランク軸の寸法を図6に示す。

図6 半組立形クランク軸のクランクスロー



D_A : 腕外径又はジャーナル中心線と腕外側輪郭との最短距離の2倍のいずれか小さい方 (mm)

D_S : 焼きばめ直径 (mm)

D_G : ジャーナル直径 (mm)

D_{BG} : ジャーナル内径 (mm)

L_S : 焼きばめ長さ (mm)

R_G : ジャーナルすみ肉部半径 (mm)

y : 隣接したジャーナル及びピンの距離 (mm)

ただし、 $y \geq 0.05 \cdot D_S$

y が $0.1 \cdot D_S$ よりも小さい場合には、焼きばめによる応力がクランクピンすみ肉部における疲労強度に及ぼす影響に対して、特別な考慮がなされなければならない。

-2. ジャーナルから焼きばめ直径へ移行する半径は、次が式の大きい方の値を満たさなければならない。

$$R_G \geq 0.015 \cdot D_G$$

$$R_G \geq 0.5 \cdot (D_S - D_G)$$

-3. 焼きばめしろ Z は、1.9.3 及び 1.9.4 に従い計算された Z_{min} から Z_{max} の範囲内であること。ただし、1.9.2 に示す条件を満たさない場合には、上記の Z_{min} 及び Z_{max} は適用できない。この場合、 Z_{min} 及び Z_{max} は、有限要素法を用いて定められなければならない。

1.9.2 ジャーナル内径

ジャーナル内径は、次式に示す条件に適合すること。

$$D_{BG} \leq D_S \cdot \sqrt{1 - \frac{4000 \cdot S_R \cdot M_{max}}{\mu \cdot \pi \cdot D_S^2 \cdot L_S \cdot \sigma_{SP}}}$$

S_R : 安全率 (2以上とすること)

M_{max} : 焼きばめ部の最大トルクの絶対値 ($N \cdot m$)

μ : 静摩擦係数 (0.2以下とすること。)

σ_{SP} : ジャーナル材料の規格最低降伏点 (N/mm^2)

1.9.3 焼きばめしろの最小値

焼きばめしろの最小値は、次式のうち大きい方とすること。

$$Z_{min} \geq \frac{\sigma_{sw} \cdot D_S}{E_m}$$

$$Z_{min} \geq \frac{4000}{\mu \cdot \pi} \cdot \frac{S_R \cdot M_{max}}{E_m \cdot D_S \cdot L_S} \cdot \frac{1 - Q_A^2 \cdot Q_S^2}{(1 - Q_A^2) \cdot (1 - Q_S^2)}$$

Z_{min} : 焼きばめの最小値 (mm)

E_m : ヤング率 (N/mm²)

σ_{sw} : 腕の材料の規格最低降伏点 (N/mm²)

Q_A : 腕の比 $Q_A = D_S / D_A$

Q_S : 軸の比 $Q_S = D_{BG} / D_S$

1.9.4 焼きばめしろの最大値

焼きばめしろの最大値は、次式に示す条件に適合すること。

$$Z_{max} \leq D_S \cdot \left(\frac{\sigma_{sw}}{E_m} + \frac{0.8}{1000} \right)$$

付録 1 として次の付録を加える。

付録 1 有限要素法を用いたクランク軸腕のすみ肉半径における 応力集中係数の計算指針

1.1 一般

本付録で述べる解析の目的は、解析的に計算されるクランク軸すく肉部における応力集中係数を有限要素法による数値計算に代えることである。解析的手法は、様々なクランク軸形状の歪みゲージ測定により作成された経験式に基づいているため、当該算式の適用はクランク軸の形状により限定される。

本付録により計算される応力集中係数は、ジャーナル及びピンすみ肉部の呼称応力と有限要素法により計算した応力との比で定義される。附属書 2.3.1 において使用する場合、ねじり及び曲げについては、ミーゼス応力を計算すること。

本手法は一体形及び半組立形（ジャーナルすみ肉部を除く）に対し有効である。

解析は、線形弾性有限要素解析として行い、適当な大きさの単位荷重を全ての荷重条件に適用すること。

油穴における応力集中係数の計算は、付録 4 によること。

単純形状のモデルを使って、有限要素法により求められた応力と解析的手法により得られた応力を比較する等、有限要素ソルバーで要素精度の確認を行うことを推奨する。有限要素法に代えて境界要素法を使用してもよい。

2.1 モデル化要件

有限要素モデルを構築するための基本的な推奨事項及び認識事項を 2.1.1 に示す。最終的な有限要素モデルは 2.2 の要件を満足すること。

2.1.1 要素メッシュの推奨事項

-1. メッシュの精度基準を満足するため、次の事項に従って有限要素モデルを構築することを推奨する。

(1) 計算は、ジャーナル中央間のクランクスロー1個により構成されるモデルに対して行う。

(2) すみ肉部近辺において使用する要素タイプは次のいずれかとする。

(a) 10 節点 4 面体要素

(b) 8 節点 6 面体要素

(c) 20 節点 6 面体要素

(3) クランク面の周方向 $\pm 90^\circ$ の範囲内におけるすみ肉部のメッシュは次による。

(a) すみ肉部における周方向の最大要素寸法 a は、クランクピンすみ肉部においては $a=R_H/4$ 、ジャーナルすみ肉部においては $a=R_G/4$ とすること。20 節点 6 面体要素を用いる場合は周方向の最大要素寸法を $5a$ まで拡大することができる。すみ肉部半径の値が場所により異なる場合は、採用したモデルにおける半径を用いる。

(b) すみ肉部半径方向の要素寸法は次の通りとする（図 1 参照）。

- i) 第一層の厚さは要素寸法 a
- ii) 第二層の厚さは要素寸法 $2a$
- iii) 第三層の厚さは要素寸法 $3a$
- (4) 腕厚さ方向には少なくとも6つの要素を設ける。
- (5) クランク軸の他の部分の要素はソルバーの数値安定性に適したものとする。
- (6) カウンターウェイトは、クランク軸の全体剛性に大きく影響を及ぼすときのみモデル化する。
- (7) 油穴については、クランク軸の全体剛性への影響がごくわずかであり、**図2**に示すすみ肉部までの距離が $2R_H$ 又は $2R_G$ より大きい場合は、モデル化する必要はない。
- (8) 重量減少のために設けられた穴はモデル化する。
- (9) ソフトウェア要件が満足されている場合、サブモデリングを用いてもよい。

図1 すみ肉部半径方向の要素寸法

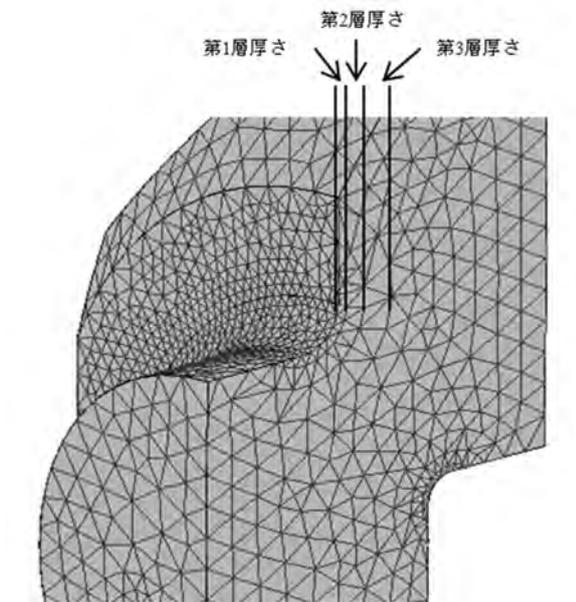
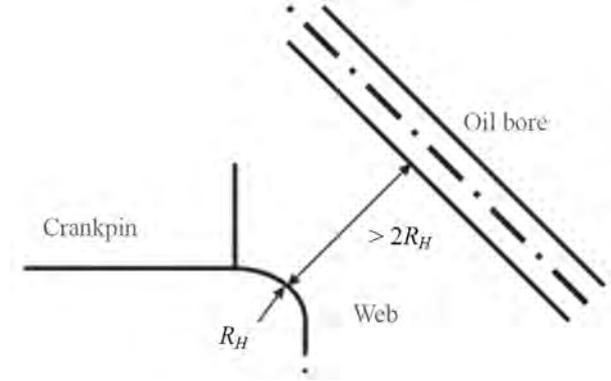


図2 すみ肉部と油穴との距離



2.1.2 材料

-1. 鋼材について、解析に用いる材料特性値として次の値を用いること。

縦弾性係数 $E = 2.05 \cdot 10^5 MPa$

ポアソン比 $\nu = 0.3$

-2. 鋼材以外の材料について、文献に引用される値又は代表的な試験片による測定値のいずれかの信頼できる値を用いること。

2.2 要素精度基準

要素メッシュは次の 2.2.1 及び 2.2.2 に示す事項を満足することとし、評価点において、実際の要素メッシュが次に示す基準を満足しない場合は、より詳細なメッシュにおいて再度計算を行うこと。

2.2.1 主応力基準

評価点における主応力 σ_1 , σ_2 及び σ_3 は、次式を満足すること。

$$\min(|\sigma_1|, |\sigma_2|, |\sigma_3|) < 0.03 \cdot \max(|\sigma_1|, |\sigma_2|, |\sigma_3|)$$

2.2.2 平均/非平均応力基準

評価点において、任意の節点に結合した各要素から求められた平均化されていない節点応力と、100%平均化された節点応力の差は5%未満であること。

3.1 荷重条件

次の3.1.1から3.1.3の荷重条件を用いて計算を行うこと。

3.1.1 ねじり

-1. クランク軸中心線上の中心節点にねじりモーメント T を作用させた場合を想定し、**図3**に示す荷重境界条件において計算を行う。

-2. ジャーナル及びクランクピンすみ肉部のすべての節点における主応力を導き、等価ねじり応力を次式により計算する。

$$\tau_{equiv} = \max\left(\frac{|\sigma_1 - \sigma_2|}{2}, \frac{|\sigma_2 - \sigma_3|}{2}, \frac{|\sigma_1 - \sigma_3|}{2}\right)$$

-3. クランクピン及びジャーナルすみ肉部のねじりに対する応力集中係数 α_T 及び β_T は次式により求められる。

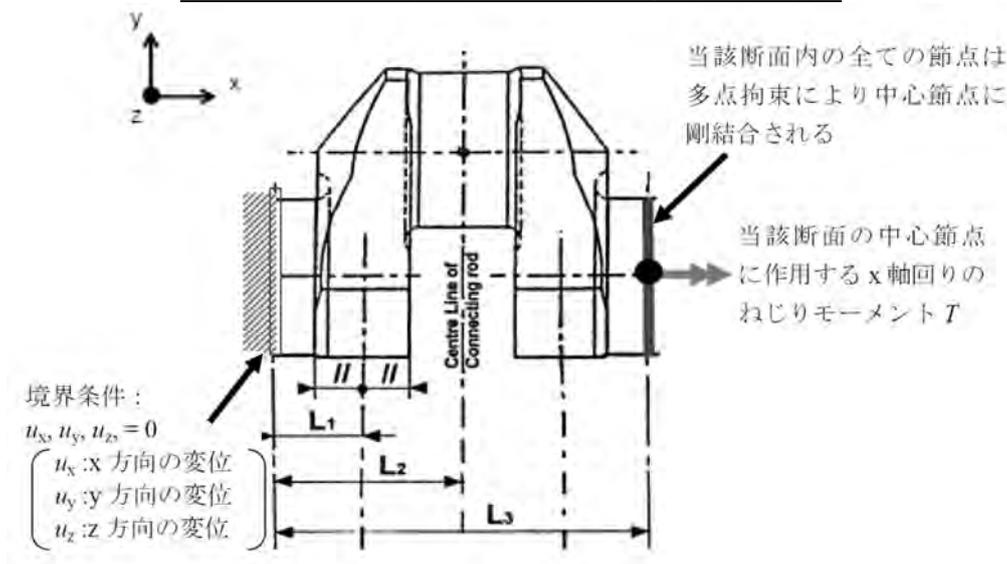
$$\alpha_T = \frac{\tau_{equiv,\alpha}}{\tau_N}$$

$$\beta_T = \frac{\tau_{equiv,\beta}}{\tau_N}$$

ここで、 τ_N はクランクピン及びジャーナルそれぞれにかかる呼称ねじり応力であり次式により求められる (W_P は**附属書 2.3.1**の**1.3.2**参照)。

$$\tau_N = \frac{T}{W_P}$$

図3 ねじり荷重条件における境界荷重条件



3.1.2 純曲げ（4点曲げ）

-1. クランク軸中心線上の中心節点に曲げモーメント M を作用させた場合を想定し、図4に示す荷重境界条件において計算を行う。

曲げモーメントをクランク軸の座標軸に配置する中心節点に作用させる。

-2. クランクピン及びジャーナルすみ肉部における全ての節点のミーゼス等価応力 σ_{equiv} が抽出される。最大値を用いて、曲げに対する応力集中係数 α_B 及び β_B は次式により求められる。

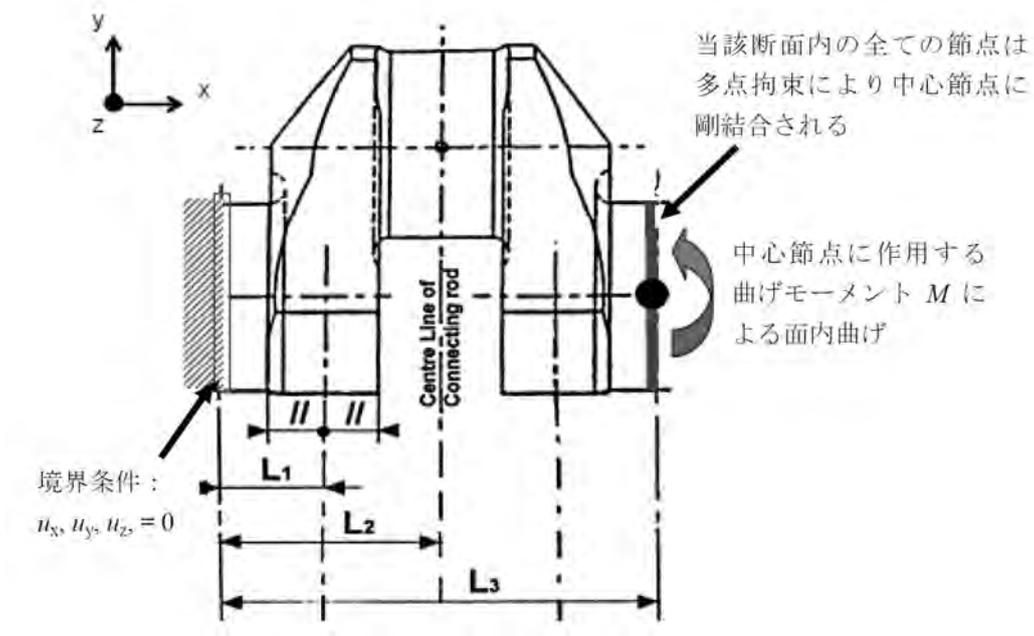
$$\alpha_B = \frac{\sigma_{equiv,\alpha}}{\sigma_N}$$

$$\beta_B = \frac{\sigma_{equiv,\beta}}{\sigma_N}$$

ここで、呼称曲げ応力 σ_N は次式で表される（ W_{eqw} は附属書 2.3.1 の 1.3.1-2.(2)参照）。

$$\sigma_N = \frac{M}{W_{eqw}}$$

図4 純曲げ状態における荷重境界条件



3.1.3 せん断力を伴う曲げ（3点曲げ）

-1. 連接棒から力 F_{3P} を受けた場合を想定し、図5に示す荷重境界条件において計算を行う。

図5 直列型エンジンの3点曲げ荷重条件における荷重境界条件

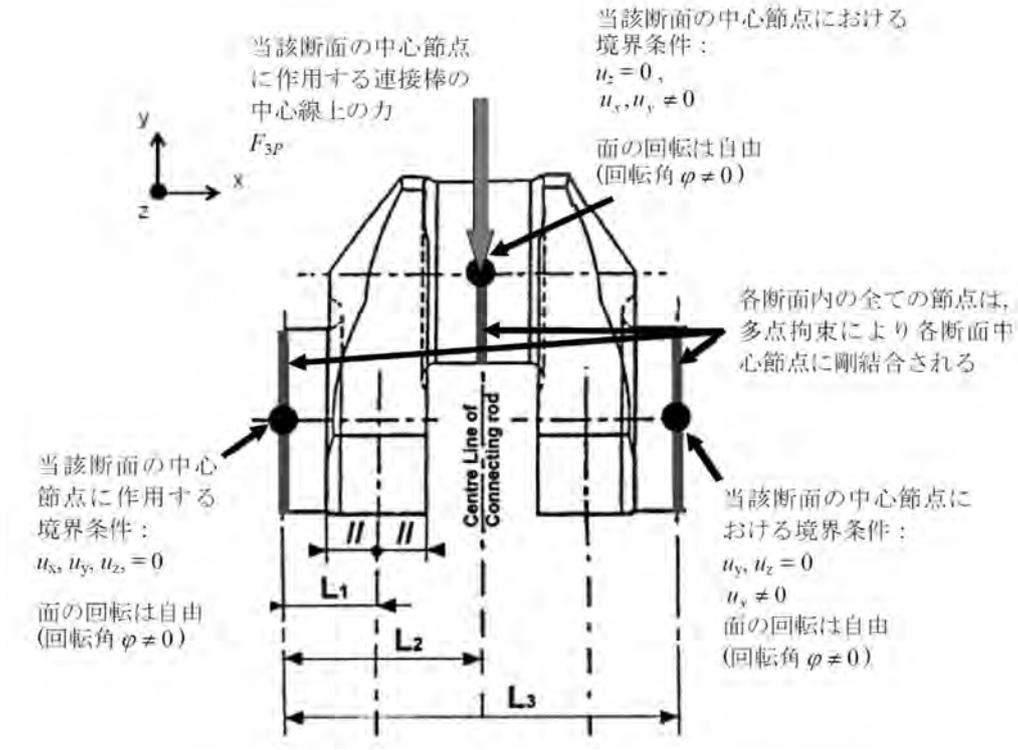
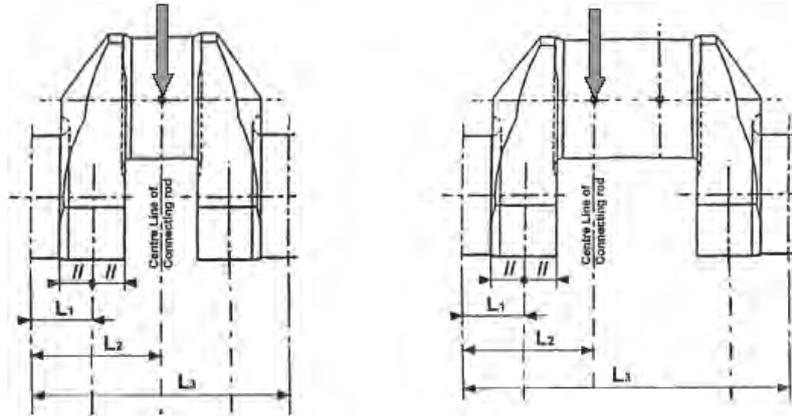


図6 直列型及びV型エンジンの荷重設定



-2. ジャーナルすみ肉部におけるミーゼス等価応力 σ_{3P} が抽出される。ジャーナルすみ肉部における応力集中係数は次の(1)又は(2)に示す方法により求められる。

(1) 半径方向力による圧縮に対する応力集中係数 β_Q は次式により求められる。

$$\sigma_{3P} = \sigma_{N3P} \cdot \beta_B + \sigma_{Q3P} \cdot \beta_Q$$

ここで

σ_{3P} : 有限要素解析により得られる応力

σ_{N3P} : 接続棒から受ける力 F_{3P} による腕における呼称曲げ応力 (図6参照)

β_B : 前 3.1.2-2.により得られる応力集中係数

$$\sigma_{Q3P} = Q_{3P} / (B \cdot W)$$

Q_{3P} : 接続棒 F_{3P} により生じる腕における半径方向せん断力 (附属書 2.3.1 の図1)

及び **2** 参照)

(2) 曲げ及び半径方向力による圧縮に対する応力集中係数 β_{BQ} は次式により求められる。

$$\beta_{BQ} = \frac{\sigma_{3P}}{\sigma_{N3P}}$$

記号については前**(1)**を参照のこと。

付録 2 として次の付録を加える。

付録 2 疲労試験の評価指針

1.1 序

疲労試験は、主として小試験片による試験及び実寸法のクランクローを用いた試験の 2 通りに分けられる。試験は、本付録のステアケース法又は修正ステアケース法を用いて行うことができる。その他の統計的評価手法を適用してもよい。

1.2 小試験片による試験

- 1. すみ肉部を表面処理していないクランク軸の場合、実寸法のクランクローから採取した小試験片の試験により疲労強度を求めることができる。
- 2. すみ肉部近辺の他の領域が表面処理されており、すみ肉部に残留応力がかかる場合にあっては本手法を適用することはできない。
- 3. 本手法は大量の試験片を作成することができる利点がある。その他の利点としては、異なる応力比 (R 比) 及び/又は異なるモード (例えば、軸、曲げ、ねじり及び切欠きの有無) での試験が可能なことである。これはクリティカルプレーン基準に用いる材料データの評価のため必要である。

1.3 実寸法のクランクローによる試験

- 1. 表面処理したクランク軸の場合、疲労強度は実寸法のクランクローを用いた試験からのみ求めることができる。
- 2. 荷重は 3 又は 4 点曲げの配置で油圧アクチュエーターによって付加するか、共振試験器の励振器により付加する。一般に応力比は $R = -1$ に制限されるが、後者が頻繁に使用される。

2.1 試験結果の評価

2.1.1 原理

- 1. 疲労試験に先立ち、クランク軸に対し、化学組成、機械的性質、表面硬度、硬化層深さ及び範囲並びにすみ肉部表面仕上げ等の品質管理手順に従って要求される試験を行うこと。
- 2. 試験片は、許容範囲の「下端」を示すように用意するべきである。これは、例えば、高周波焼入れ処理したクランク軸の場合、硬化層深さ及びすみ肉範囲は許容範囲の下限であること等を意味する。あるいは、試験結果の平均値を信頼区間で補正するべきである。標本平均及び標準偏差とも 90 % 信頼区間を使用してよい。
- 3. 試験結果は、-2. の 90 % 信頼区間の考慮にかかわらず、平均疲労強度を表すものとして評価すること。標準偏差は 90 % 信頼区間を考慮に入れて検討するべきである。疲労強度として使用する結果は、平均疲労強度から 1 標準偏差を引いたものである。

-4. 当該評価が機械特性（静的）と疲労強度との関係を見出すことを目的とする場合、その関係性は、規格最小特性ではなく、実際に測定した機械特性に基づくものであること。

-5. **2.1.4** に示す計算手法はステアケース法用として開発されたものである。しかしながら、修正ステアケース法専用の類似手法は存在しないため、同一のものを両者に適用する。

2.1.2 ステアケース法

-1. ステアケース法では、次の通り疲労試験を実施する。

(1) 1本目の試験片に、想定される平均疲労強度相当の応力を加える。

(2) (1)の試験片が 10^7 サイクルの疲労試験で破断しなかった場合は、その試験片を取り除き、次の試験片には、1段階増加した応力を加える。

(3) (2)の通り、破断しなかった試験片の次に使用する試験片には、1段階増加した応力を加える。当該増加分は想定される標準偏差に対応するように選択すべきである。

(4) 試験片が 10^7 サイクルの疲労試験で破断した場合は、得られたサイクル数を記録し、次の試験片には1段階減少した応力を加える。

-2. ステアケース法は多数の試験片を用意できるときのみに適した方法である。

-3. 試験片は、少なくとも25本程度を用意すること。

2.1.3 修正ステアケース法

-1. 試験片数が限られる場合には、修正ステアケース法の使用を推奨する。

-2. 修正ステアケース法では、次の通り疲労試験を実施する。

(1) 1つ目の試験片に、平均疲労強度よりも十分に低いと考えられる応力を加える。

(2) (1)の試験片が 10^7 サイクルの疲労試験で破断しなかった場合、同一の試験片に対して1段階増加した応力を加える。増分は想定される標準偏差に対応するように選択すべきである。この方法を同じ試験片が破断するまで継続する。

(3) 破断後、破断時のサイクル数を記録し、次の試験片には前の試験片が破断した際の応力よりも少なくとも2段階減少した応力を加える。

-3. 高い応力であるほど（特に高い平均応力における試験）、疲労限度を増加させる傾向があるため、修正ステアケース法により得られる結果は慎重に使用するべきである。ただし、この「トレーニング効果」は、高張力鋼（例えば $UTS > 800MPa$ ）ではそれほど顕著ではない。

-4. 試験片は、少なくとも3本を用意すること。

2.1.4 標本平均及び標準偏差の計算

5のクランクローの場合の計算例を次に示す。

(1) 修正ステアケース法並びにディクソン及びムーアの評価手法を用いる場合、標本数が10であれば、非破断事象が5、破断事象が5であることを意味する。

標本回数： $n = 10$

(2) 破断事象と非破断事象を次の通り分類する。

(a) 破断事象が少ない場合： $C = 1$

(b) 非破断事象が少ない場合： $C = 2$

本手法では、発生回数が少ない事象のみを用いる。たとえば破断事象が非破断事象より多い場合には、非破断事象の回数を用いる。

(3) 修正ステアケース法では、通常、非破断事象及び破断事象の回数が同数である。しかしながら、例えば、直前の応力段階を2下回る条件で試験片が破断した場合、非

破断事象の回数が破断事象の回数よりも少なくなる等、試験に失敗する可能性がある。一方、この予期せぬ早期破断が比較的高いサイクル数の後に発生する場合には、これより下の応力段階を非破断事象として定義することができる。

(4) ディクソンとムードの手法は、特に標本数の少ない試験においても適用可能な最尤理論から導かれ、ステアケース試験の結果から標準偏差及び標本平均を計算するための簡単な近似式を示す。

(a) 標本平均は次式により求められる。

$C = 1$ の場合：

$$\bar{S}_a = S_{a0} + d \cdot \left(\frac{A}{F} - \frac{1}{2} \right)$$

$C = 2$ の場合：

$$\bar{S}_a = S_{a0} + d \cdot \left(\frac{A}{F} + \frac{1}{2} \right)$$

(b) 標準偏差は次式により求められる。

$$s = 1.62 \cdot d \cdot \left(\frac{F \cdot B - A^2}{F^2} + 0.029 \right)$$

S_{a0} ：発生回数が少なかった事象での最小応力レベル

d ：応力階差

$$F = \sum f_i$$

$$A = \sum i \cdot f_i$$

$$B = \sum i^2 \cdot f_i$$

i ：応力レベル番号

f_i ：応力レベル i における標本数

ただし、標準偏差の公式は近似式であり、次式を満足すること。

$$\frac{B \cdot F - A^2}{F^2} > 0.3$$

$$0.5 \cdot s < d < 1.5 \cdot s$$

上式のいずれかを満足しない場合、試験を新たに行うか、安全側となるよう極めて大きく標準偏差を取るべきである。

(5) 応力階差 d が標準偏差 s と比べて非常に大きい場合、階差と標準偏差との差が比較的小さいときに計算した値と比較して、当該手法は、標準偏差がより低く、標本平均は僅かに高くなる。それぞれの応力階差 d が標準偏差 s よりはるかに小さい場合、当該手法は、標準偏差がより高く、標本平均は僅かに低くなる。

例

試験結果を図 1 に示し、試験結果の処理方法並びに標本平均及び標準偏差の評価方法を図 2 に示す。

図1 修正ステアケース法の試験記録

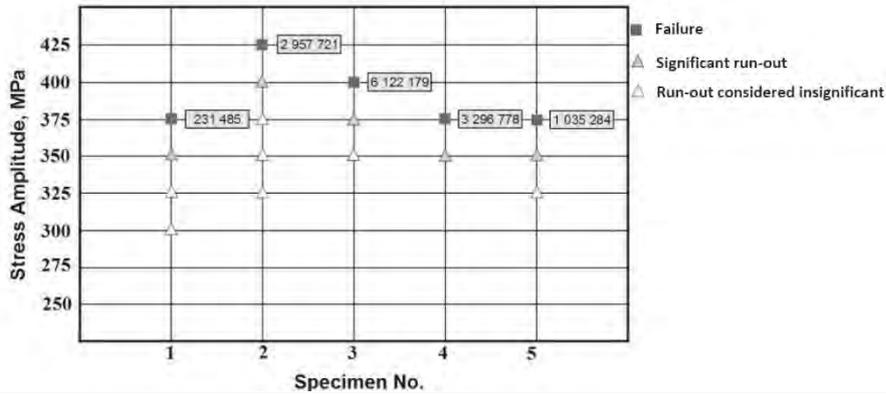
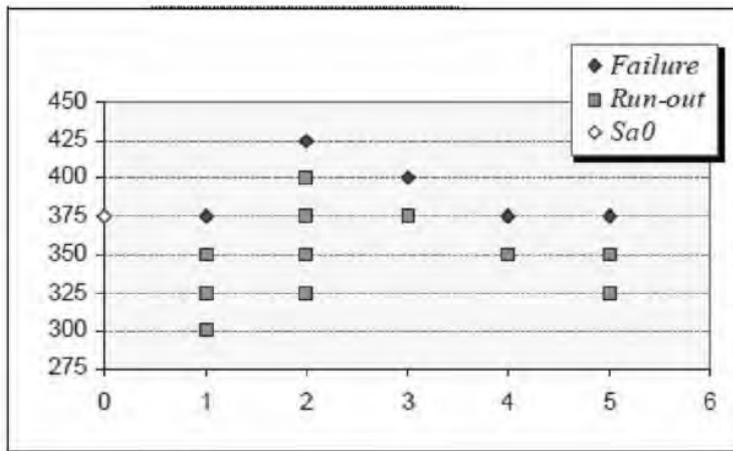


図2 修正ステアケース法の試験結果の処理方法



| i | f _i | i·f _i | i ² ·f _i |
|---|----------------|------------------|--------------------------------|
| 2 | 1 | 2 | 4 |
| 1 | 1 | 1 | 1 |
| 0 | 3 | 0 | 0 |
| Σ | 5 | 3 | 5 |
| | F | A | B |

$$F = \sum f_i$$

$$A = \sum i \cdot f_i$$

$$B = \sum i^2 \cdot f_i$$

(備考)

$i=0, 1, 2, \dots$: 応力レベルの番号で通常0から始める。

f_i : 応力レベル*i*における試験片数

図2より、標本平均及び標準偏差を以下の通り評価することができる

(1) 応力レベル 0 : $S_{a0} := 375 \text{ MPa}$

ここでレベル0 : 試験結果中で発生頻度が低い事象の最小値

(2) 応力階差 : $d := 25 \text{ MPa}$

(3) $F := 5, A := 3, B := 5$

(4) 標本平均は次式により求められる。

$$S_a := S_{a0} + d \cdot \left(\frac{A}{F} - \frac{1}{2} \right) \quad C = 1 \quad S_a = 375.5 \text{ MPa}$$

(5) 標準偏差は、次式により求められる。

$$s := 1.62 \cdot d \cdot \left(\frac{B \cdot F - A^2}{F^2} + 0.029 \right) \quad S = 27.09 \text{ MPa}$$

(6) 標準偏差の比は、次式により求められる。

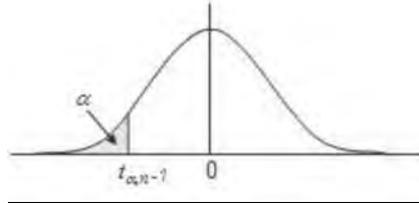
$$S_r := \frac{s}{S_a} \quad S_r = 0.072$$

2.1.5 平均疲労限度の信頼区間

-1. ステアケース疲労試験を繰り返すと、標本平均と標準偏差は、前の試験結果と異なる値となる可能性が高くなる。従って、標本平均に信頼区間を使用することによって、試験値が選択した疲労限度を確実に上回ることを保証する必要がある。

-2. 未知の分散を有する標本平均の信頼区間は、平均を中心に対称な分布である t 分布（スチューデントの t 分布）に従って分布することが知られている（**図 3** 参照）。

図 3 スチューデントの t 分布



（備考）

通常、標本平均に使用される信頼度は 90 % であり、これは、繰り返し試験の標本平均の 90 % が、選択された信頼度で計算値を上回ることを意味する。**図 3** は、標本平均の $(1 - \alpha) \cdot 100\%$ の信頼区間に対する t 値を示す。

-3. S_a が経験的平均であり、 s が一連の n 個の標本にわたる経験的標準偏差であって、変数値が未知の標本平均及び分散で正規分布する場合、当該平均に対する $(1 - \alpha) \cdot 100\%$ の信頼区間は次式となる。

$$P\left(S_a - t_{\alpha, n-1} \cdot \frac{s}{\sqrt{n}} < S_{aX\%}\right) = 1 - \alpha$$

-4. 得られた信頼区間は、標本値の経験的平均を中心に対称であり、下端は次式により求められる。

$$S_{aX\%} = S_a - t_{\alpha, n-1} \cdot \frac{s}{\sqrt{n}}$$

これは欠陥の可能性を考慮した場合の低減した疲労限度を得るために使用する平均疲労限度（母集団値）である。

例

90 % の信頼区間 ($\alpha = 0.1$) として $n = 10$ （破断回数 5 回、非破断回数 5 回）とすると、分布表（E.Dougherty: Probability and Statistics for the Engineering, Computing and Physical Sciences, 1990 の表中で $v = n - 1$ ）より $t_{\alpha, n-1} = 1.383$ を得られる。

このため、 $S_{a90\%}$ は次式で表される。

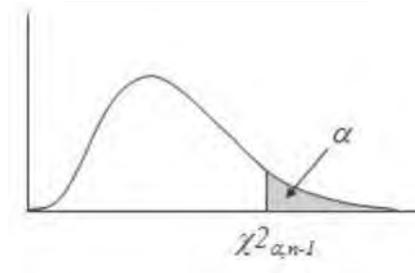
$$S_{a90\%} = S_a - 1.383 \cdot d \cdot \frac{s}{\sqrt{n}} = S_a - 0.4373 \cdot s$$

なお、安全側の値をとるため、 n を使用した試験片数である 5 として、 $t_{\alpha, n-1} = 1.533$ を使用する場合もある。

2.1.6 標準偏差の信頼区間

-1. 正規確率変数の分散に対する信頼区間は自由度 $n - 1$ のカイ 2 乗分布を取ることが知られている (図 4 参照)。

図 4 カイ 2 乗分布



(備考)

標準偏差の信頼度は、繰り返された試験の標準偏差がある信頼度の疲労試験の標準偏差から得られる上限未満であることを保証するために使用する。図 4 は、分散に対する $(1 - \alpha) \cdot 100$ % の信頼区間のカイ二乗を示す。

-2. n 個の標本から想定される疲労試験値は、 σ^2 の分散を有する正規確率変数であり、経験的分散は s^2 である。当該分散に対する $(1 - \alpha) \cdot 100$ % の信頼区間は次式により求められる。

$$P\left(\frac{(n-1)s^2}{\sigma^2} < \chi_{\alpha, n-1}^2\right) = 1 - \alpha$$

-3. 標準偏差について $(1 - \alpha) \cdot 100$ % の信頼区間は、分散に対する信頼区間の上限値の 2 乗根により得られ、次式により求められる。

$$S_{\alpha\%} = \sqrt{\frac{n-1}{\chi_{\alpha, n-1}^2}} \cdot s$$

この標準偏差 (母集団値) は、欠陥の可能性を考慮した疲労限度を得るために用いられる。

例

90% の信頼区間 ($\alpha = 0.1$) として $n = 10$ (破断回数 5 回, 非破断回数 5 回) とすると、分布表 (E. Dougherty: Probability and Statistics for the Engineering, Computing and Physical Sciences, 表中で $v = n - 1$) より $\chi_{\alpha, n-1}^2 = 4.168$ を得られる。

このため、 $S_{90\%}$ は次式で表される。

$$S_{90\%} = \sqrt{\frac{n-1}{4.168}} \cdot s = 1.47 \cdot s$$

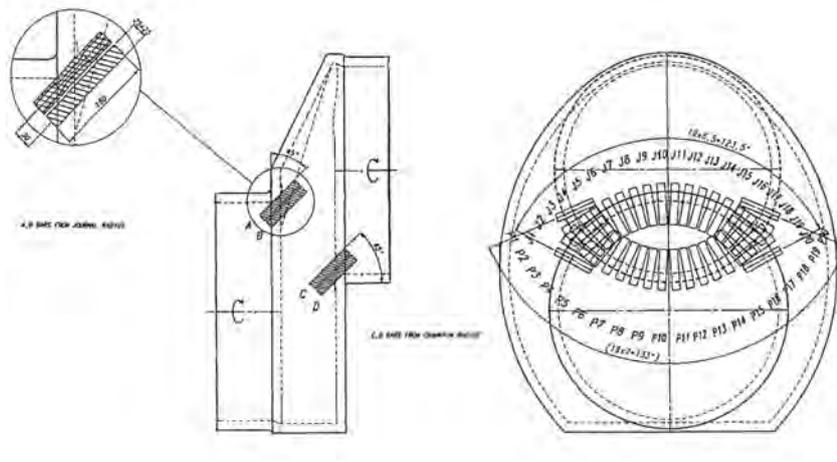
なお、安全側の値をとるため、 n を使用した試験片数である 5 として、 $\chi_{\alpha, n-1}^2 = 1.064$ を使用する場合もある。

3.1 小試験片試験

3.1.1 一般

- 1. 本付録で、小試験片は、クランクスローから採取された1の試験片とみなす。
- 2. 試験片はすみ肉部の疲労強度を代表するものとなるように、すみ肉部近傍から採取すべきである（**図5**参照）。
- 3. -2.の試験片を使用する試験における主応力方向が、実寸法のクランクスローと同等であることを確認すべきである。有限要素法を使用して検証することを推奨する。
- 4. 機械特性（静的）は、品質管理手順に従って求めること。

図5 クランクスローから採取する試験片の位置



3.1.2 曲げ疲労強度の決定

- 1. 応力勾配の影響に関連する不確実性を避けるため、切欠きのない試験片を使用することを推奨する。引張圧縮試験法（応力比 $R = -1$ ）での試験が望ましいが、特にクリティカルプレーン基準の目的上、他の応力比及び方法を追加してよい。
- 2. 引張圧縮試験において、実寸法のクランクスローの主応力方向を示すように試験を行うため、また詳細な情報がない場合には、**図5**に示すように試験片を45度の角度で採取すること。試験目的が高 cleanliness の影響を記録することである場合、円周方向に約120度の位置から採取した試験片を使用することができる（**図5**参照）。また、試験目的がCGF鍛造の影響を記録することである場合、試験片の採取はクランク面の近傍に限定すべきである。

3.1.3 ねじり疲労強度の決定

- 1. 試験片にねじり試験を行う場合、試験片は**3.1.2**の曲げに関する指針に従って選択すべきである。疲労強度の評価時には、応力勾配の影響を考慮すること。
- 2. 試験片に引張圧縮試験を行い、また詳細な情報がない場合には、試験片と実寸法のクランクスローとの主応力方向の共線性を確保するため、供試材をクランク面に対して45度の角度で採取すべきである。試験片をすみ肉部に沿ってクランク軸の（クランク）中間面からある距離で採取する場合、この平面は、ピンの中心点の周りを回転して、ねじれによる破壊方向を再度採取することが可能になる（得られた結果は、適切なねじり疲労強度に変換すること）。

3.1.4 他の試験位置

- 1. 試験目的が疲労特性を見出すことであって、クランク軸が CGF と同様の方法で鍛造されている場合には、通常、機械試験片を採取する場所の延長線上の軸部から長手方向に試験片を採取してよい。ただし、この延長線上の軸部がクランク軸の一部として熱処理され、かつクランクスローと同様の焼入れ速度となる寸法のものであることが条件である。
- 2. 延長線上の軸部から採取した試験片による試験結果を使用する場合、その軸部の鍛流線がクランクすみ肉部をどの程度代表しているのかを考慮すること。

3.1.5 試験結果の相関

- 1. 試験片の試験によって得られた疲労強度は、適切な方法（寸法効果）で実寸法のクランク軸の疲労強度に対応するように変換すること。
- 2. 3.1 の試験から得られた曲げ疲労特性を使用する場合、CGF 鍛造では、他の鍛造（CGF 以外のもの）と比べて疲労強度は向上するが、通常、同程度のねじり疲労強度の向上には繋がらない。このような場合には、ねじり試験も行う、もしくはねじり疲労強度を安全側に評価することを推奨する。この方法は、ゴフ・ポラード基準を使用する場合に適用できる。ミーゼスやフィンドリー等の多軸基準を使用することは認められていない。
- 3. 曲げ疲労とねじり疲労の比が $\sqrt{3}$ と著しく異なる場合、ミーゼス基準に代えてゴフ・ポラード基準を使用することを検討するべきである。また、クリティカルプレーン基準を使用する場合、CGF は疲労強度の点で材料を不均一にする。すなわち、材料パラメータは面方向で異なる点に留意すること。
- 4. いかなる影響因子の追加も注意して行うこと。例えば、清浄鋼にある種の添加物が記載されている場合、CGF の係数 K と組合せられない場合もある。清浄鋼及び CGF 鍛造のクランクから採取した供試材で試験することが望ましい。

4.1 実寸法試験

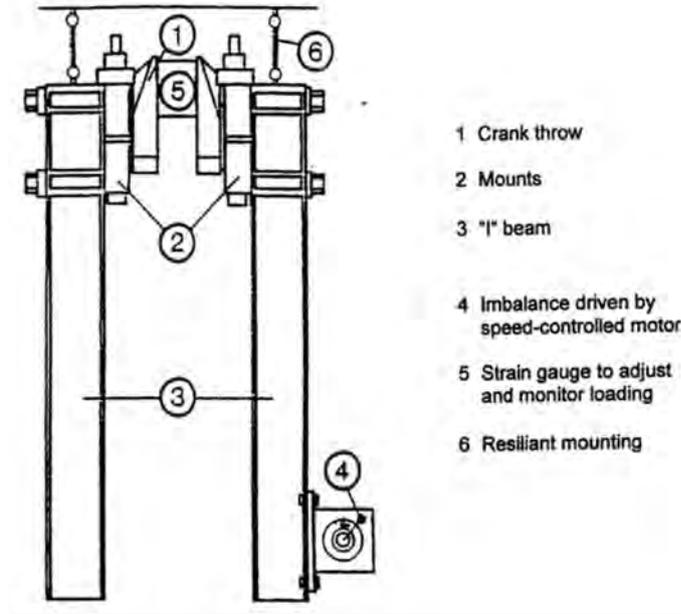
4.1.1 油圧脈動

- 1. 油圧試験機は、クランク軸の試験をねじり並びに 3 点又は 4 点曲げで実施できるよう配置する。これにより任意の応力比 R での試験が可能となる。
- 2. 試験の開始にあたり、付加荷重は軸部の平面上でのひずみゲージ測定によって確認するべきであるが、試験中の荷重制御のために必ずしも使用する必要はない。また、ひずみゲージチェーンですみ肉部の応力を確認することが適当である。
- 3. 試験装置は、付録 3 の 3.1 に定める境界条件を与えるものであることが重要である。
- 4. 機械特性（静的）は、品質管理手順に規定される通り求めること。

4.1.2 共振試験機

- 1. 通常、曲げ疲労試験機は、応力比 $R = -1$ で作動する。図 6 に試験機の配置を示す。
- 2. 付加荷重は、軸部の平面上でのひずみゲージ測定によって確認するべきである。また、ひずみゲージチェーンですみ肉部の応力を確認することが適当である。

図6 曲げ荷重に対する共振試験機の試験配置例



-3. ジャーナルのクランプは、クランプ端部での破断に繋がる深刻なフレットングを防止できるよう配置すること。クランプとジャーナルすみ肉部間にある程度の距離がある場合、荷重は4点曲げと一致しジャーナルすみ肉部を代表する。

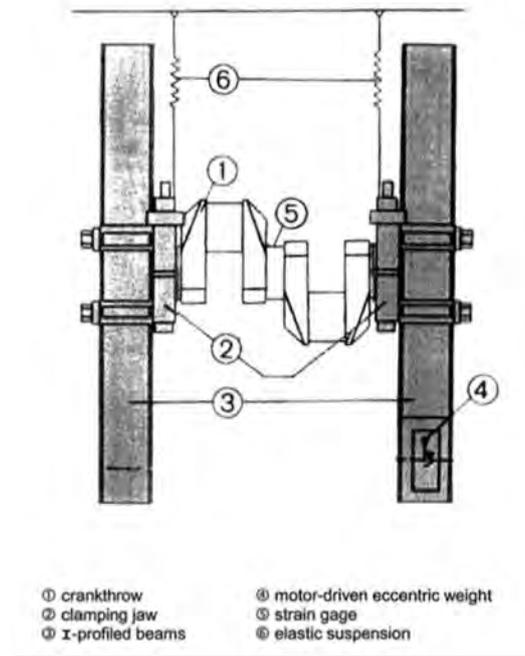
-4. 実際の機関では、通常、クランクピンすみ肉部における応力比は、 $R = -1$ を僅かに上回り、またジャーナルすみ肉部における応力比は、 $R = -1$ を僅かに下回る。必要な場合、スプリングプレロードによって平均荷重 ($R = -1$ から逸脱) を加えてよい。

-5. ねじり疲労試験機は、図7に示すように配置することができる。クランクスローがねじれを受ける場合、クランクピンのねじれによりジャーナルが横方向に動く。単一のクランクスローをねじり共振試験機で試験する場合、錘付クランプとともにジャーナルは大きく横に振動する。この錘付クランプの横方向の動きは、特にクランクがほぼ同じ方向にある場合、2のクランクスローを有することによって低減することができる。ただし、中央のジャーナルの移動は大きくなる。

-6. 横方向の動きは大きな曲げ応力を発生させる場合があるため、クランクピン平面部についても、試験結果に影響を及ぼし得る曲げを測定できるようにひずみゲージを取付けること。

-7. 曲げ疲労試験の場合と同様に、付加荷重は、軸部の平面上でのひずみゲージ測定によって確認すること。また、ひずみゲージチェーンですみ肉部の応力を確認することが適当である。

図7 2のクランクスロー部を有するねじり荷重に対する共振試験機の試験配置例



4.1.3 結果の利用とクランク軸の判定

-1. クランク軸の判定計算（附属書 2.3.1 の 1.8 参照）において、試験から得られた曲げ及びねじり疲労強度を組合せるため、次の通りゴフ・ポラード手法及び最大主応力の式を適用することができる。

(1) クランクピンの直径の場合、次式により求められる。

$$Q = \left(\sqrt{\left(\frac{\sigma_{BH}}{\sigma_{DWCT}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{BH}}{\tau_{DWCT}} \right)^2} \right)^{-1}$$

σ_{DWCT} : 曲げ試験による疲労強度

τ_{DWCT} : ねじり試験による疲労強度

(2) クランクピン油穴の場合、次式により求められる。

$$Q = \frac{\sigma_{DWOT}}{\sigma_v}; \quad \sigma_v = \frac{1}{3} \sigma_{BO} \cdot \left[1 + 2 \sqrt{1 + \frac{9}{4} \left(\frac{\sigma_{TO}}{\sigma_{BO}} \right)^2} \right]$$

σ_{DWOT} : ねじり試験における最大主応力による疲労強度

(3) ジャーナル直径の場合、次式により求められる。

$$Q = \left(\sqrt{\left(\frac{\sigma_{BG}}{\sigma_{DWJT}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_G}{\tau_{DWJT}} \right)^2} \right)^{-1}$$

σ_{DWJT} : 曲げ試験による疲労強度

τ_{DWJT} : ねじり試験による疲労強度

-2. 表面処理による疲労強度の増加が上記と類似しているとみなされる場合は、表面処理を考慮していない場合の算式に従い、最も重要な場所のみを試験することで十分である。

5.1 類似のクランク軸の既存の結果の利用

5.1.1 既存の結果の利用

-1. 表面処理していないすみ肉部又は油穴において、試験結果が次の条件を満足する場合には、当該結果を類似のクランク軸に利用することができる。

(1) 材料

- (a) 類似の材料を使用すること
- (b) 清浄度が同等以上であること
- (c) 同等の機械特性を保障できること（寸法対硬化性）

(2) 形状

- (a) 寸法効果による応力勾配の差異が小さいこと、又は差異を考慮すること
- (b) 主応力方向が等しいこと（3.1 参照）

(3) 製造

- (a) 類似の製造方法であること

-2. 高周波焼入れ又はガス窒化されたクランク軸は、表面において又は心部への遷移領域のいずれかで疲労の影響を受ける。実寸法のクランクの疲労試験によって求められる表面疲労強度は、疲労が表面から開始した場合、当該試験を実施したクランク軸と同等又は類似の設計のクランク軸において使用することができる。類似の設計とは、類似の材料及び表面硬度が使用され、すみ肉部半径及び硬化層深さは、試験を実施したクランク軸のおよそ±30%以内であることを意味する。

-3. 遷移領域における疲労は、表面下（すなわち硬質層下）又は硬化を終える表面のいずれかで発生する場合がある。心部への遷移点で疲労が開始することを条件に、心部への遷移点の疲労強度は、疲労試験によって求めることができる。心部材のみで行った試験は、遷移点の引張残留応力が欠けているため、代表することはできない。

-4. 以下の近年の研究内容に留意すること。

内部欠陥の周囲に拡散して集積する水素捕捉による表面下での亀裂発生により、疲労限度は、超高サイクル域において減少する可能性がある。この場合、 10^7 サイクル後を超える領域では、疲労限度をサイクル数が 10 倍になるごとに数%減少させることが適切と考えられる。村上敬宜氏の発表「Metal Fatigue: Effects of small Defects and Non-metallic Inclusions」では、特に水素含量が高いと考えられる場合には、この減少はサイクル数が 10 倍になるごとに 5% とすることが提案されている。

付録3として次の付録を加える。

付録3 表面処理されたすみ肉部及び油穴出口の計算指針

1.1 序

本付録では、表面処理されたすみ肉部及び油穴出口について取扱う。種々の処理に関して説明するとともに計算用の実験式を示す。

可能な場合、測定値又は詳細な情報を使用すること。ただし、残留応力等の値に大きなばらつきがある場合には、最も安全側となる値を選択すること。

2.1 表面処理の定義

「表面処理」とは、表面から心部にかけて不均一な材料特性（硬度、化学的特性又は残留応力等）をもたらす、熱的、化学的、機械的操作等の処理を含む用語である。

2.2 表面処理手法

表1に処理手法と各手法による疲労強度に関連する材料特性への影響を示す。

表1 表面処理手法とその効果

| 表面処理手法 | 効果 |
|------------------|----------------|
| 高周波焼入れ | 硬度及び残留応力 |
| 窒化 | 化学的特性、硬度及び残留応力 |
| 表面硬化 | 化学的特性、硬度及び残留応力 |
| ダイクエンチ（焼戻しを行わない） | 硬度及び残留応力 |
| 冷間ロール加工 | 残留応力 |
| ストロークピーニング | 残留応力 |
| ショットピーニング | 残留応力 |
| レーザピーニング | 残留応力 |
| ボールコイニング | 残留応力 |

（備考）

船用機関には、高周波焼入れ、窒化処理、冷間ロール加工、ストロークピーニングのみが関連すると考えられるため、表1に示す以外の方法（2以上を組合せる場合を含む）は、本付録では取扱ない。加えて、ダイクエンチは、高周波焼入れと同様の方法とみなすことで差支えない。

3.1 一般

3.1.1 一般

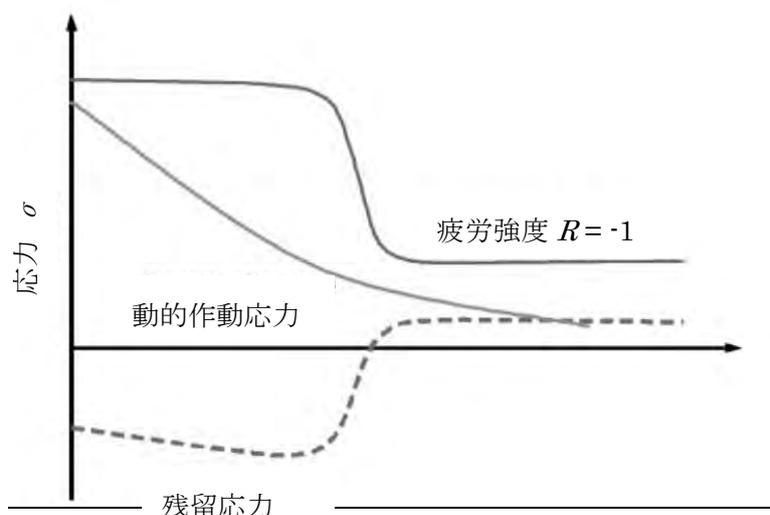
-1. 変動作用応力は、停留亀裂が生じ得る局所疲労強度（表面処理の効果を含む）未満であること（6.1.2参照）。これは、一定の安全係数をかけて求める。

-2. -1.については、すみ肉部または油穴の輪郭全体並びに表面下から処理部（表面処理の影響を受ける領域）以下の深さ（心部までの深さを含む）まで適用すること。

-3. 局所疲労強度には、局所硬度、残留応力及び平均作用応力の影響を考慮に入れること。

- 4. 「ギガサイクル効果」の影響（特に表面下での亀裂発生）に関しては、安全マージンを選択することで考慮すべきである。
- 5. 応力が集中する領域においては、硬化/ピーニングの範囲を適切に検討すること。
- 6. 硬化/ピーニングが終了するあらゆる遷移領域において、大きな引張残留応力を有する場合がある。これは「弱点」を形成し、高応力領域と一致する場合には強度に重大な影響を及ぼす。
- 7. 変動及び平均作用応力については、応力集中の存在する全領域及び表面処理深さの約1.2倍の深さまで求めること（**図1**参照）。
- 8. 判定基準は、すみ肉部表面の輪郭に沿った最大応力集中点から腕まで及び表面から心部まで段階的に適用すべきである。

図1 深さの関数としての応力に関する一般原則（高周波焼入れの場合）



(備考)
基準軸は、深さ（面に垂直）又はすみ肉部の輪郭を表す。

3.2 すみ肉部の局所応力の評価

3.2.1 有限要素法による評価

すみ肉部輪郭に沿った応力に加え、硬化層をある程度越えた深さまでの表面下の応力に関する情報を有する必要がある。これは、通常**付録3**に記載される有限要素法により求められる。ただし、表面下の領域における要素寸法は、表面と同寸法とすること。クランクピンの硬化については、表面から硬化層にかけて小寸法要素のみを連続させること。

3.2.2 簡易手法による評価

- 1. 有限要素法を利用できない場合、簡易手法を使用してよい。この場合、有効範囲内であることを条件に**附属書2.3.1の1.4**に定める経験的に決定された応力集中係数とすみ肉部半径に反比例する相対応力勾配に基づき決定することができる。曲げ応力とねじり応力について別々に対処すること。これらの組合せは判定基準によること。
- 2. 表面下遷移領域の応力は、最小硬化深さをもって、すみ肉部表面に垂直な軸に沿った局所応力集中係数によって定めることができる。

- (1) クランクピン及びジャーナルすみ肉部の曲げに対する局所応力集中係数 $\alpha_{B-local}$ 及び $\beta_{B-local}$ は次式により求められる (図 2 参照)。

$$\alpha_{B-local} = (\alpha_B - 1) \cdot e^{\frac{-2 \cdot t}{R_H}} + 1 - \left(\frac{2 \cdot t}{\sqrt{W^2 + S^2}} \right)^{\frac{0.6}{\alpha_B}}$$

$$\beta_{B-local} = (\beta_B - 1) \cdot e^{\frac{-2 \cdot t}{R_G}} + 1 - \left(\frac{2 \cdot t}{\sqrt{W^2 + S^2}} \right)^{\frac{0.6}{\beta_B}}$$

パラメータは附属書 2.3.1 の 1.3.1-3. 及び 1.4 を参照のこと。

- (2) クランクピン及びジャーナルすみ肉部のねじりに対する局所応力集中係数 $\alpha_{T-local}$ 及び $\beta_{T-local}$ は次式により求められる (図 3 参照)。

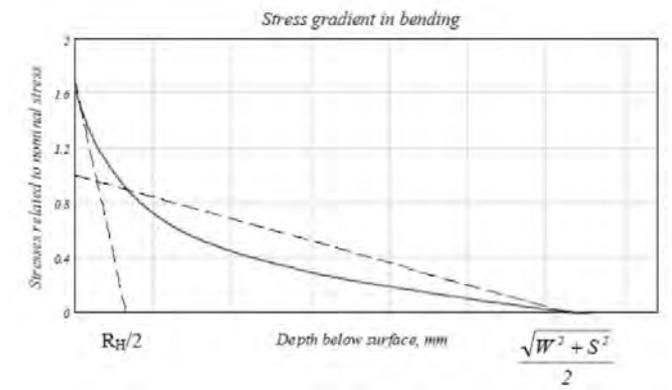
$$\alpha_{T-local} = (\alpha_T - 1) \cdot e^{\frac{-t}{R_H}} + 1 - \left(\frac{2 \cdot t}{D} \right)^{\frac{0.6}{\alpha_T}}$$

$$\beta_{T-local} = (\alpha_T - 1) \cdot e^{\frac{-t}{R_G}} + 1 - \left(\frac{2 \cdot t}{D_G} \right)^{\frac{0.6}{\beta_T}}$$

パラメータは附属書 2.3.1 の 1.3.2-2. 及び 1.4 を参照のこと。

- 3. ピンのみが硬化処理され、硬化領域端とすみ肉部の距離が最大硬化深さの 3 倍未満の場合、有限要素法を使用して遷移領域の実際の応力を求めるべきである。

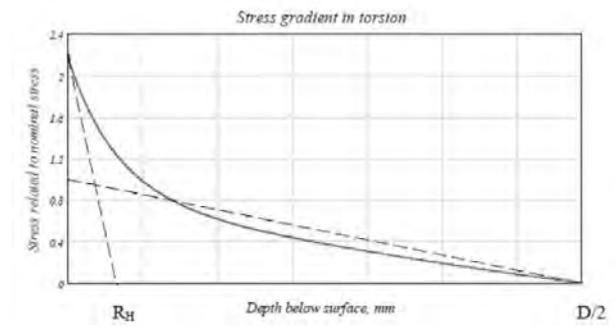
図 2 深さの関数としてのクランクピンすみ肉部の曲げの応力集中係数



(備考)

ジャーナルすみ肉部の対応する応力集中係数は、 R_H を R_G に置き換えることで得られる。

図 3 深さの関数としてのクランクピンすみ肉部のねじり応力集中係数



(備考)

ジャーナルすみ肉部の対応する応力集中係数は、 R_H を R_G に、 D を D_G に置き換えることで得られる。

3.3 油穴部応力の評価

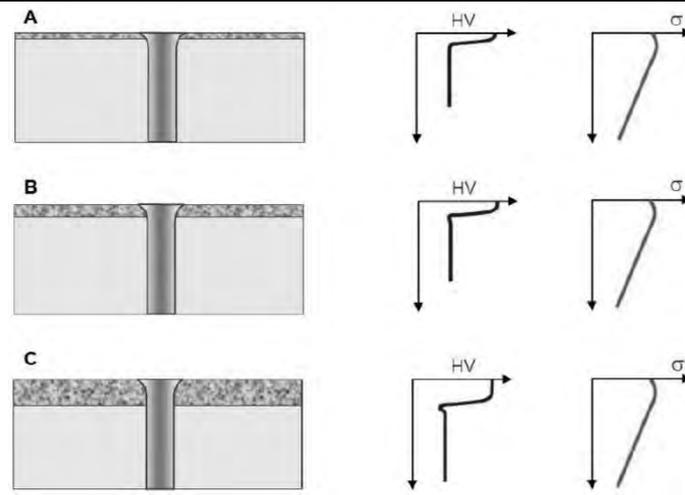
3.3.1 有限要素法による評価

- 1. 油穴部の応力は、有限要素法によって求めることができる。
- 2. 要素寸法は油穴直径 D_o の1/8以下とし、要素メッシュ精度は付録1の基準に従うべきである。
- 3. 有限要素メッシュは、硬化深さに対応する半径方向の深さを十分に超えて適用するべきである。
- 4. 有限要素法において、ねじり及び4点曲げの荷重条件を与えること（付録1の3.1.1及び3.1.2参照）。

3.3.2 簡易手法による評価

- 1. 有限要素法が利用できない場合、簡易手法を使用してよい。当該手法は、適用範囲内であることを条件に、経験的に決定された附属書2.3.1の1.3の応力集中係数に基づくものとすることができる。
- 2. ピーク応力点における曲げ応力とねじり応力は、附属書2.3.1の1.6の通り組み合わせる。
- 3. 図4は、硬質材料と軟質材料の間の遷移領域において硬度が局所的に低下することを示している。この低下の発生は、調質処理での焼入れ後の焼き戻し温度に依存する。
- 4. 油穴部のピーク応力は、丸み面取りの終端部に発生する。この領域内での応力はピンの中心に向かってほぼ線形に降下する。図4より浅い硬化層の場合（A）と中程度の硬化層の場合（B）では、実質的に遷移点は最大応力点と一致する。深部まで硬化した場合（C）では、遷移点はピーク応力点外となり、局所応力は、ピーク応力の $(1 - 2tH/D)$ として評価することができる。ここで、 tH は硬化層深さである。

図4 高周波焼入れされた油穴における応力と硬度



- 5. 表面下の遷移領域の応力は、最小硬化層深さを用いて、油穴表面に垂直な軸に沿った局所応力集中係数によって求められる。

- (1) クランクピン油穴部の曲げに対する局所応力集中係数 $\gamma_{B-local}$ は次式により求められる。

$$\gamma_{B-local} = (\gamma_B - 1) \cdot e^{\frac{-4t}{D_o}} + 1$$

パラメータは附属書 2.3.1 の 1.3.1-3.及び 1.4 を参照のこと。

- (2) クランクピン油穴部のねじりに対する局所応力集中係数 $\gamma_{T-local}$ は次式により求められる。

$$\gamma_{T-local} = (\gamma_T - 1) \cdot e^{\frac{-2t}{D_o}} + 1$$

パラメータは附属書 2.3.1 の 1.3.1-3.及び 1.4 を参照のこと。

3.4 判定基準

油穴出口部、クランクピンすみ肉部及びジャーナルすみ肉部の等価変動応力及び疲労強度の比である許容係数 Q は附属書 2.3.1 の 1.8 に定める次式を満足すること。これは表面又は遷移領域のいずれかに関わらず、表面処理された領域にも適用する。

$$Q > 1.15$$

4.1 高周波焼入れ

4.1.1 一般

-1. 硬度の仕様において、表面硬度の範囲（最小値及び最大値）、すみ肉部内又はすみ肉部に渡る最小及び最大範囲並びにすみ肉部輪郭に沿った最小及び最大深さを指定すること。参照ビッカース硬さは、 $HV0.5 \sim HV5$ とみなす。

-2. 高周波焼入れ深さは、指定最小表面硬度の 80 %の硬度となる深さとして定義する。

-3. クランクピン又はジャーナルのみを硬化する場合、**図 5** に示す熱影響部に生じる引張応力のため、すみ肉部までの最小距離を指定すること。

-4. 硬度と深さ分布及び残留応力が明らかでない又は指定されていない場合には、次のとおり仮定してよい。

(1) 硬度特性は次の 2 層で構成される (**図 6** 参照)。

(a) 表面から遷移領域まで一様な硬度

(b) 遷移領域から心材まで一様な硬度

(2) 硬化領域における残留応力は 200 MPa (圧縮)

(3) 局所硬度低下を回避しない限り、遷移領域の硬度は心部硬度の 90 %

(4) 遷移領域における最大残留応力 (ミーゼス応力) は 300 MPa (引張)

-5. クランクピン又はジャーナルの硬化の終端がすみ肉部に近接する場合、引張り残留応力の影響を考慮すること。硬化の終端とすみ肉部の始端との最小距離が最大硬化層深さの 3 倍を超える場合には、当該影響がないものとして差支えない。

図5 ピンとすみ肉部の表面に沿った残留応力

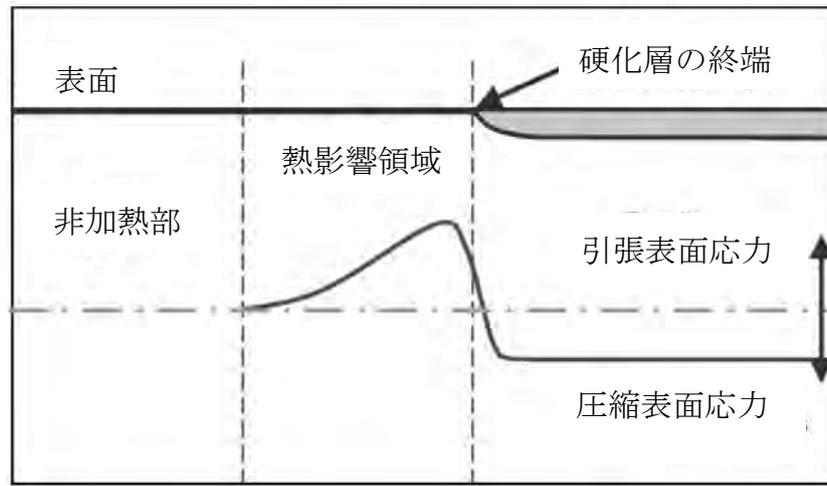
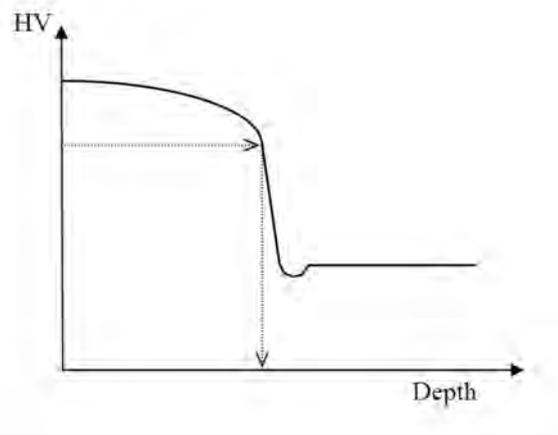


図6 深さの関数と硬度の例



(備考)

矢印は定義された硬化層深さを示す。心部への遷移時に図6に示すような硬度低下を生じ得る。局所強度の低下及び引張残留応力が生じ得るため、これは弱点となる可能性がある。

4.2 局所疲労強度

4.2.1 一般

高周波焼入れされたクランク軸は、表面又は心部への遷移点のいずれかにおいて疲労の影響を受ける。

4.2.2 疲労試験による評価

-1. 表面及び遷移領域の疲労強度は、付録2に定める実寸大のクランクによる疲労試験によって求めることができる。

-2. 遷移領域の場合、疲労は表面下（硬質層の下側）又は硬化が終了する表面のいずれかで開始する場合がある。

-3. 心部の材料のみを用いた試験は、遷移領域における引張残留応力が含まれないため、疲労強度を代表するものとはならない。

4.2.3 計算による評価

-1. 表面疲労強度については、次式により求められる。

$$\sigma_{Fsurface} = 400 + 0.5 \cdot (HV - 400) \quad [MPa]$$

HV ：表面ビッカース硬さ

当該式は、疲労強度に残留応力の影響が含まれると仮定しており安全側の値が得られる。計算結果は $R = -1$ の作用応力比において有効である。なお、高周波焼入れされた鋼材の平均応力の影響は、調質鋼の平均応力の影響よりも著しく大きくなる場合があることに留意すること。

-2. 遷移領域における疲労強度は、あらゆる局所的な硬度低下を考慮せずに、次式により求めること。

$$\sigma_{Ftransition,cpin} = +K \cdot (0.42 \cdot \sigma_B + 39.3) \cdot \left[0.264 + 1.073 \cdot Y^{-0.2} + \frac{785 - \sigma_B}{4900} + \frac{196}{\sigma_B} \cdot \sqrt{\frac{1}{X}} \right]$$

ジャーナルすみ肉部の場合 $Y = D_G, X = R_G$

クランクピンすみ肉部の場合 $Y = D, X = R_H$

油穴出口の場合 $Y = D, X = D_o/2$

パラメータは附属書 2.3.1 の 1.4 を参照のこと。

当該式に残留応力の影響は含まれていない。

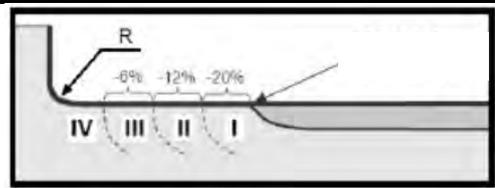
-3. 表面下の疲労を考慮する目的上、硬化層下においては、引張残留応力による悪影響を-2.により求められた値から 20 % 引くことで考慮すること。当該 20 % は、300 MPa の残留引張応力を有する調質合金鋼の平均応力の影響に基づいている。

-4. 前-3.に定める残留応力がより低いことが得られている場合には、-3.で定める割合より低い値で差引くこと。また、低強度鋼の場合には、-3.で定める割合より大きな値で差引くべきである。

-5. 硬化部の終端付近における表面疲労（図 5 に示す熱影響部）を考慮する目的上、引張残留応力の影響は、-2.により求められた値から表 2 に従って一定の割合を差引くことで考慮することができる。

表 2 焼入れ終端からすみ肉部方向のある距離における引張残留応力の影響

| 領域 | 硬化層終端とすみ肉部の距離 | 割合 |
|-----|--------------------|------|
| I | 最大硬化層深さの 0~1.0 倍 | 20 % |
| II | 最大硬化層深さの 1.0~2.0 倍 | 12 % |
| III | 最大硬化層深さの 2.0~3.0 倍 | 6 % |
| IV | 最大硬化層深さの 3.0 倍以上 | 0 % |



5.1 窒化

5.1.1 一般

-1. 硬度の仕様には、表面硬度の範囲（最小及び最大）並びに最小及び最大深さを含めること。

-2. ガス窒化のみを考慮する。

- 3. 参照ビッカース硬さは、 $HV_{0.5}$ とみなす。
- 4. 心部硬度より $50 HV$ 高い硬度までの深さを窒化層深さ tN とする。
- 5. 硬化分布は、心部まですべて指定すること。
- 6. -5.の硬化分布が得られていない場合は、次式により求めてよい。

$$HV(t) = HV_{core} + (HV_{surface} - HV_{core}) \cdot \left(\frac{50}{HV_{surface} - HV_{core}} \right)^{\left(\frac{t}{tN} \right)^2}$$

- t : 局所深さ
- $HV(t)$: 深さ t における硬度
- HV_{core} : 心部硬度 (最小)
- $HV_{surface}$: 表面硬度 (最小)
- tN : 窒化層深さ (最小)

5.2 局所疲労強度

5.2.1 一般

窒化されたクランク軸の場合、疲労は表面又は心部への遷移部のいずれかで見られる。

5.2.2 疲労試験による評価

付録 2 に定める試験によって疲労強度を求めることができる。

5.2.3 計算による評価

- 1. 表面疲労強度 (主応力) については、次式により求められる。

$$\sigma_{Fsurface} = 450MPa$$

当該式は表面硬度が $600 HV$ 以上のときに有効な式である。

なお、この疲労強度は表面残留応力の影響を含むものとし、作用応力比 $R = -1$ に適用することに注意すること。

- 2. 遷移領域における疲労強度は、次式により求められる。

$$\sigma_{Ftransition, cpin} = +K \cdot (0.42 \cdot \sigma_B + 39.3) \cdot \left[0.264 + 1.073 \cdot Y^{-0.2} + \frac{785 - \sigma_B}{4900} + \frac{196}{\sigma_B} \cdot \sqrt{\frac{1}{X}} \right]$$

ジャーナルすみ肉部の場合 $Y = D_G, X = R_G$

クランクピンすみ肉部の場合 $Y = D, X = R_H$

オイルボア出口の場合 $Y = D, X = D_o/2$

パラメータは附属書 2.3.1 の 1.4 を参照のこと。

当該算式より得られる疲労強度は、残留応力の影響を含むよう仮定していないことに留意すること。

-3. 高周波焼入れとは対照的に、窒化された部材は心部への明確な遷移領域を有していない。表面における圧縮残留応力は高いが、硬化層深さが浅いため、心部の平衡引張応力は緩やかである。

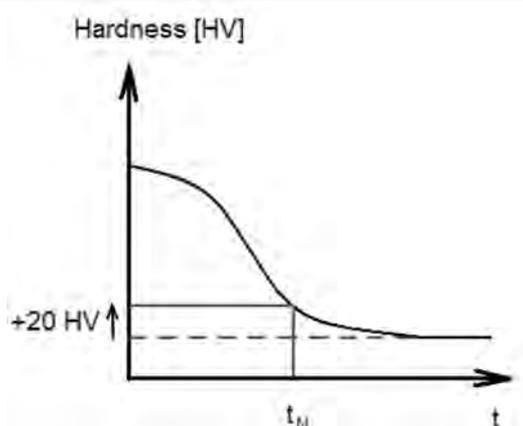
- 4. 表面下の解析の目的上、窒化硬さ分布が滑らかな曲線であることを考慮し、遷移領

域内及び遷移領域下での引張残留応力による悪影響をないものとして取り扱うことで差支えない。

-5. 原則として、硬さ分布全体に沿って計算を行うべきであるが、簡易手法により、表面及び人工遷移点の評価に限定することもできる（**図7**参照）。

-6. 前-5.の人工遷移点は、局所硬度が心部硬度より 20HV 程度高い深さとしてとすることができる。この場合、心部材の特性を使用すべきであり、 $t = 1.2t_N$ を **3.2.2** 又は **3.3.2** の局所応力集中係数の算式に入れることで、心部への遷移時の応力を求めることができる。

図7 深さ方向の人工遷移点における概略図



6.1 冷間加工

6.1.1 一般

-1. すみ肉部のストロークピーニング又は冷間ロール加工の利点は、高負荷領域に導入される圧縮残留応力である。

-2. 疲労強度は疲労試験より求めること（**付録2**参照）。この試験は、通常、作用応力比 $R = -1$ の4点曲げで実施する。

-3. 前-2.の試験結果から、曲げ疲労強度（破壊様式に応じて表面又は表面下で開始）を求め、すみ肉部に掛かる曲げに対する疲労強度を代表することができる。

-4. 曲げと比較して、すみ肉部におけるねじり疲労強度は、ミーゼス応力基準で利用される比率 $\sqrt{3}$ とは大きく異なる場合がある。曲げに対しては表面下の疲労を防ぐために十分な処理深さであっても、ねじりにおいては表面下での疲労が発生する場合がある。曲げとねじりの差異の原因としては、高応力領域の範囲であると考えられる。

-5. 実寸法のクランク試験で得られた結果は、母材（調質合金）が類似の種類であって、表面及び深さにわたっての圧縮残留応力が類似レベルとなるように加工が行われることを条件に、他の寸法のクランクにも適用することができる。これは、冷間加工の範囲と深さの両方がすみ肉部半径に比例しなければならないことを意味する。

6.1.2 球によるストロークピーニング

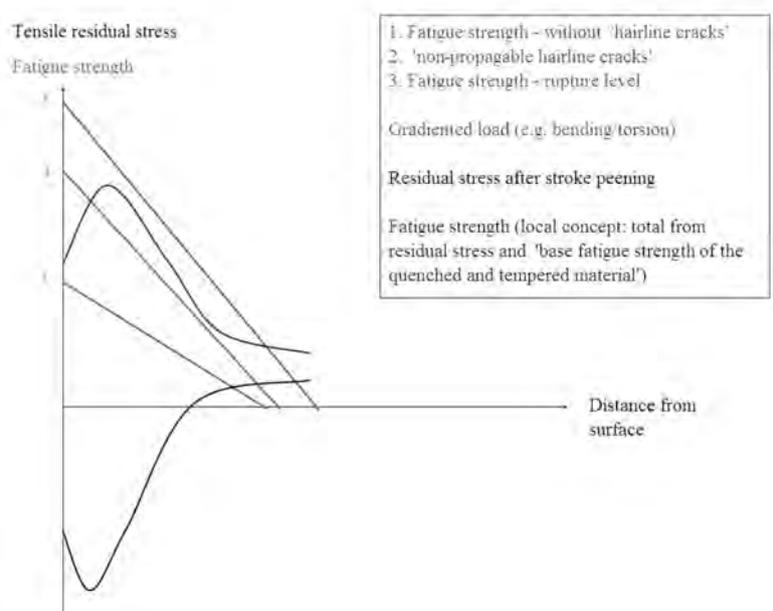
-1. 曲げ疲労強度及びねじり疲労強度を調査した結果、当該比率が $\sqrt{3}$ と異なる場合には、ミーゼス基準は除外するべきである。

-2. 曲げ疲労強度のみを調査した場合は、ねじり疲労強度を安全側に評価するべきである。曲げ疲労強度が非ピーニング材料の疲労強度より $x\%$ 高いと結論づけられる場合、ね

じれ疲労強度は、非ピーニング材料の疲労強度の x %の $2/3$ を超えて評価するべきではない。

-3. ストロークピーニング処理の結果として、表面下領域で圧縮残留応力の最大値がみられる。従って、疲労試験荷重及び応力勾配によっては、表面の作用応力が、表面の局所疲労強度より高くなる可能性がある。このため、疲労試験中に小さな亀裂が生じる可能性はあるが、圧縮残留応力の分布のため、試験負荷の若干量の増加及び/又は更なる負荷サイクルによって伝播することはできない。すなわち、表面下の高い圧縮残留応力は、表面での微細な割れを「拘束」する（図 8 の 2. を参照）。

図 8 ストロークピーニング加工された表面下の作用及び残留応力



(備考)

直線 1~3 は、異なる負荷応力勾配を示す。

-4. 実寸法のクランク軸を使用した疲労試験では、小さな「ヘアクラック」を亀裂破壊とみなすべきではない。技術的に破壊に繋がる疲労亀裂であって、その結果として試験台を止める必要があるような亀裂は、破壊荷重レベルを決定する際に考慮すべきである。これは、高周波焼入れされたすみ肉部がストロークピーニングされる場合にも適用する。

-5. 高周波焼入れされたすみ肉部の疲労強度の改善のため、所要表面硬度まで高周波焼入れ及び焼戻しした後、クランク軸すみ肉部のストロークピーニング処理を適用することが可能である。当該処理を実施する場合、ストロークピーニング力を母材の引張強さではなく表層の硬度に適合させなければならない場合がある。

-6. 高周波焼入れ及びストロークピーニングを施したすみ肉部の疲労強度に関する影響は、実寸法のクランク軸の試験により求めること。

6.1.3 類似のクランク軸の結果の利用

試験結果は、次の基準をすべて満足する場合、他の類似のクランク軸に利用することができる。

- (1) 試験を実施したクランク軸と比較して、すみ肉部半径に対する球の寸法は ± 10 %以内であること

- (2) 少なくともストロークピーニングの周方向の範囲が同一であること
- (3) 試験を実施したクランク軸と比較して、すみ肉部の半径に対するすみ肉部輪郭角度の範囲が $\pm 15\%$ 以内で、機関運転中の応力集中部を含むように配置されていること
- (4) 類似の母材であること（例えば、焼入れ焼戻し合金）
- (5) 同一半径比率の球を使用すること
- (6) 球に加えられる力は母材硬度に比例すること（異なる場合）
- (7) 球に加えられる力は球半径の2乗に比例すること

6.1.4 冷間ロール

- 1. 疲労強度は、安全側で適用した場合、実寸法のクランク試験又は経験的方法により得られる。
- 2. 曲げ疲労強度及びねじり疲労強度の両方を調査し、当該比率が $\sqrt{3}$ と異なる場合、フォンミーゼス基準を除外するべきである。
- 3. 曲げ疲労強度のみを調査した場合は、ねじり疲労強度の評価を慎重に行うべきである。当該曲げ疲労強度が非ロール材料の疲労強度より $x\%$ 高いと結論づけられる場合には、ねじり疲労強度は非ロール材料の疲労強度の $x\%$ の $2/3$ を超えて評価するべきではない。

6.1.5 類似のクランク軸の結果の利用

試験結果は、次の基準をすべて満足する場合、他の類似のクランク軸に利用することができる。

- (1) 少なくとも冷間ロールの円周方向の範囲が同一であること
- (2) 試験を実施したクランク軸と比較して、すみ肉部の半径に対するすみ肉部輪郭角度の範囲が $\pm 15\%$ 以内で、機関運転中の応力集中部を含むように配置されていること
- (3) 類似の母材であること（例えば、調質合金）
- (4) ローラー力は、少なくとも、すみ肉部半径に対して同一の相対処理深さとなるように計算すること
 $Q \geq 1.15$

付録4として次の付録を加える。

付録4 有限要素法を用いたクランク軸の油穴出口部における応力集中係数の計算 指針

1.1 一般

本付録で述べる解析の目的は、油穴出口部における応力集中係数の解析計算を適切な有限要素法による数値計算に代えることである。解析的手法は、様々な丸棒の光弾性測定又はひずみゲージから得られた経験式に基づいている。このため、当該算式の適用範囲外では、有限要素法を使用すること。

本付録の規定に従って計算された応力集中係数は、解析的に計算した呼称応力と有限要素法により計算した応力との比として定義される。附属書 2.3.1 において使用する場合、主応力を計算すること。

解析は、線形弾性有限要素解析として行い、適当な大きさの単位荷重を全ての荷重条件に適用すること。

単純形状をモデル化し、有限要素法より得られた応力を解析的手法により得られた応力と比較する等、有限要素ソルバーを使用し、要素精度を確認することを推奨する。有限要素法に代えて境界要素法を用いてもよい。

2.1 モデル化要件

有限要素モデルを構築するための基本的な推奨事項及び認識事項を 2.1.1 に示す。最終的な有限要素モデルは 2.2 の要件を満足すること。

2.1.1 要素メッシュの推奨事項

メッシュの精度基準を満足するため、次の事項に従って有限要素モデルを構築することを推奨する。

- (1) 計算は、ジャーナル中央間のクランクロー1個により構成されるモデルに対して行う。
- (2) 油穴出口近辺において使用する要素タイプは次のいずれかとする。
 - (a) 10 接点 4 面体要素
 - (b) 8 接点 6 面体要素
 - (c) 20 接点 6 面体要素
- (3) 油穴出口部には次のメッシュ特性を使用する。
 - (a) 最大要素寸法は穴方向のみならず、出口すみ肉部全体に渡り $a = r/4$ とする (8 接点 6 面体要素を用いる場合は、この精度基準を満足するため、より詳細な要素が必要となる)。
 - (b) すみ肉部半径方向の要素寸法に関する推奨手法は次の通り示す。
 - i) 第1層の厚さは要素寸法 a
 - ii) 第2層の厚さは要素寸法 $2a$
 - iii) 第3層の厚さは要素寸法 $3a$
- (4) クランク軸の他の部分の要素はソルバーの数値安定性に適しているものとする。

- (5) 重量減少のために設けられた穴はモデル化する。
(6) ソフトウェア要件が満足されている場合、サブモデリングを用いてもよい。

2.1.2 材料

- 1. 鋼材について、解析に用いる材料特性値として次の値を用いること。

$$\text{ヤング率 } E = 2.05 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$\text{ポアソン比 } \nu = 0.3$$

- 2. 鋼材以外の材料について、文献に引用される又は代表の材料片から計測したもののいずれかの信頼できる値を用いること。

2.2 要素精度基準

要素メッシュは次に示す事項を満足することとし、評価点において、実際の要素メッシュが次に示す基準を満足しない場合は、より詳細なメッシュにおいて再度計算を行うこと。

2.2.1 主応力基準

評価点における主応力 σ_1 、 σ_2 及び σ_3 は、次式を満足すること。

$$\min(|\sigma_1|, |\sigma_2|, |\sigma_3|) < 0.03 \cdot \max(|\sigma_1|, |\sigma_2|, |\sigma_3|)$$

2.2.2 平均／非平均応力基準

評価点において、任意の節点に結合した各要素から求められた平均化されていない節点応力と、100%平均化された節点応力の差は5%未満であること。

3.1 荷重条件と応力評価

次の3.1.1から3.1.3の荷重条件を用いて計算を行うこと。

3.1.1 ねじり

-1. クランク軸中心線上の中心節点にねじりモーメント T を作用させた場合を想定し、**図 1** に示す荷重境界条件において計算を行う。

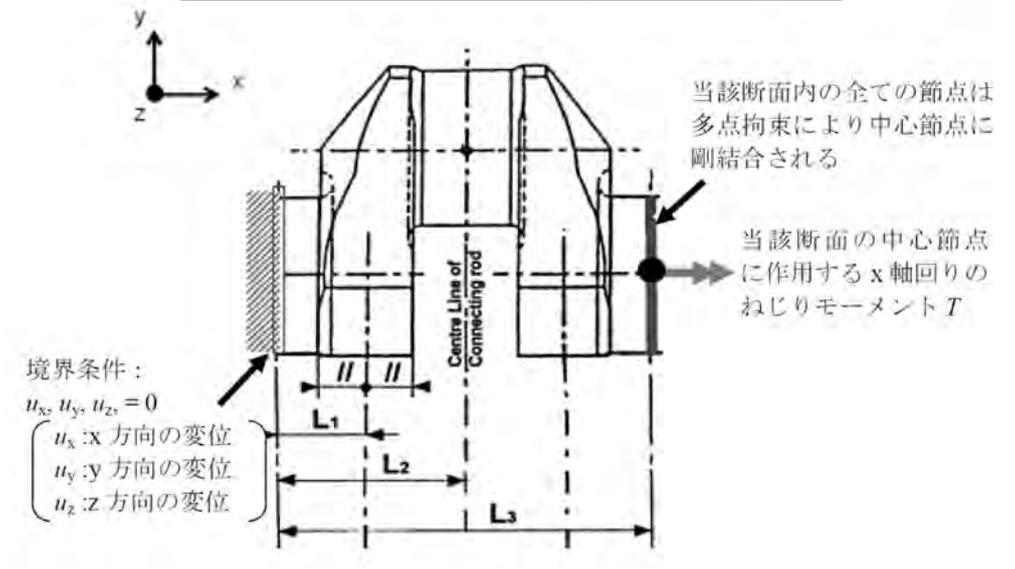
-2. 油穴出口部のすべての節点における主応力を導き、その最大値より応力集中係数 γ_T は次式により求められる。

$$\gamma_T = \frac{\max(|\sigma_1|, |\sigma_2|, |\sigma_3|)}{\tau_N}$$

ここで、 τ_N はクランクピンにかかる呼称ねじり応力であり次式により求められる (W_P は**附属書 2.3.1** の**1.3.2** 参照)。

$$\tau_N = \frac{T}{W_P}$$

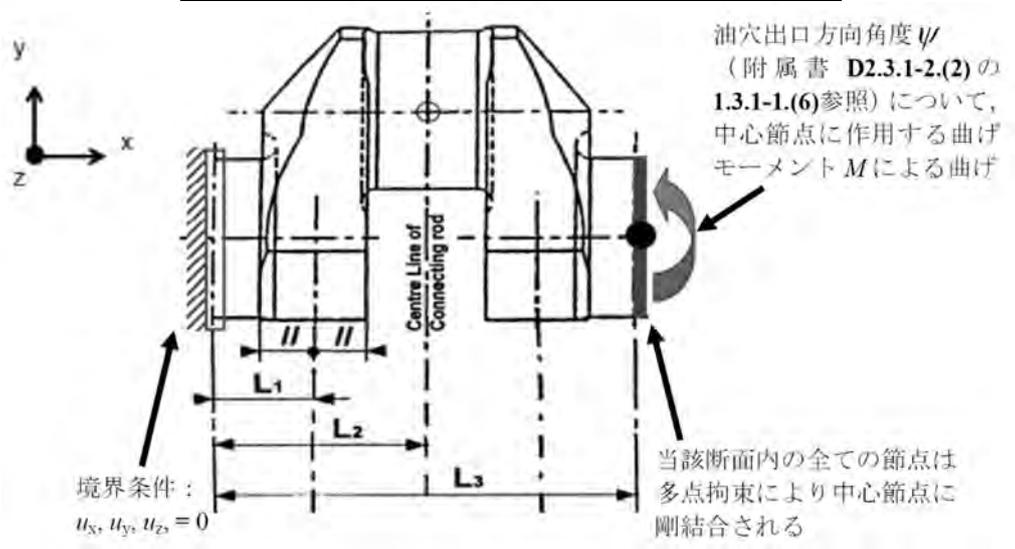
図1 ねじり荷重条件における境界荷重条件



3.1.2 曲げ

-1. クランク軸中心線上の中心節点に曲げモーメント M を作用させた場合を想定し、図2に示す荷重境界条件において計算を行う。

図2 純曲げ荷重条件における荷重境界条件



-2. 油穴出口部のすべての節点における主応力を導き、その最大値より応力集中係数 γ_B は次式により求められる。

$$\gamma_B = \frac{\max(|\sigma_1|, |\sigma_2|, |\sigma_3|)}{\sigma_N}$$

ここで、 σ_N は、クランクピンにかかる呼称曲げ応力であり次式により求められる (W_e は附属書 2.3.1 の 1.3.2 参照)。

$$\sigma_N = \frac{M}{W_e}$$

附 則（改正その5）

1. この規則は、2022年7月1日から施行する。
2. 施行日前に承認申込みのあったクランク軸にあつては、この規則による規定にかかわらず、なお従前の例による。

5章 動力伝達装置

5.2 材料, 構造

5.2.1 材料

-1.(1)を次のように改める。

-1. 次に掲げる部品（以下、「動力伝達装置の主要部品」という。）の材料は、**K編**の規定に適合したものでなければならない。

- (1) 動力を伝達する軸類（パワーテイクオフ（PTO）軸を含む。）及び歯車
 - (2) 継手の動力伝達部分
 - (3) クラッチの動力伝達部分
 - (4) 継手ボルト
- 2. （省略）

5.3 歯車の強度

5.3.1 を次のように改める。

5.3.1 適用*

本 **5.3** の規定は、インボリュート歯形を有する外歯円筒歯車に適用する。その他の歯車については、本会の適当と認めるところによる。なお、密閉式歯車の強度計算については、**附属書 5.3.1**「密閉式歯車の強度計算」に定めるところによらなければならない。

5.3.5 を次のように改める。

5.3.5 詳細検討[※]

詳細な強度検討書が提出されれば、本会はこれを検討し、適当と認めた場合には **5.3.3** 及び **5.3.4** の規定にかかわらず、その歯車を承認する。なお、ここでいう詳細な強度検討書とは、**附属書 5.3.1**「密閉式歯車の強度計算」によって差し支えない。

附属書 5.3.1 として次の附属書を加える。

附属書 5.3.1 密閉式歯車の強度計算

1.1 適用及び基本原理

1.1.1 適用

本検査要領は、主機並びに発電機及び補機（作業用補機等を除く）を駆動する原動機からの動力を伝える動力伝達装置に使用される密閉式歯車の強度計算に適用する。

1.1.2 基本原理

本検査要領で規定する計算法は歯面強さ及び歯元の曲げ強さに基づいたものである。強度計算に関する諸パラメータはそれぞれの物理的な意味に基づいて定義される。そのうちの一部のパラメータは歯車の形状等から算出できる。また、一部のパラメータは本会が認める方法により近似値を求めることができる。

1.2 記号及び単位

本検査要領に用いる主な記号は次のとおりである。

- a : 中心距離 (mm)
- b : 共通歯幅 (mm)
- $b_{1,2}$: 小歯車, 大歯車の歯幅 (mm)
- d : 基準ピッチ円直径 (mm)
- $d_{1,2}$: 小歯車, 大歯車の基準ピッチ円直径 (mm)
- $d_{a1,2}$: 小歯車, 大歯車の歯先円直径 (mm)
- $d_{b1,2}$: 小歯車, 大歯車の基礎円直径 (mm)
- $d_{f1,2}$: 小歯車, 大歯車の歯底円直径 (mm)
- $d_{w1,2}$: 小歯車, 大歯車のかみあいピッチ円直径 (mm)
- F_t : 公称接線荷重 (N)
- h : 全歯たけ (mm)
- m_n : 歯直角モジュール (mm)
- m_t : 正面モジュール (mm)
- $n_{1,2}$: 小歯車, 大歯車の回転数 (rpm)
- P : 歯車装置が伝達する最大連続出力 (kW)
- $T_{1,2}$: 小歯車, 大歯車のトルク (Nm)
- u : 歯数比
- v : 基準ピッチ円上の線速度 (m/s)
- $x_{1,2}$: 小歯車, 大歯車の転位係数
- z : 歯数
- $z_{1,2}$: 小歯車, 大歯車の歯数
- z_n : 相当平歯車歯数
- α_n : 基準ピッチ円筒上の歯直角圧力角 (°)
- α_t : 基準ピッチ円筒上の正面圧力角 (°)

α_{tw} : かみあいピッチ円上の正面圧力角 (°)
 β : 基準ピッチ円筒ねじれ角 (°)
 β_b : 基礎円筒ねじれ角 (°)
 ε_α : 正面かみあい率
 ε_β : 重なりかみあい率
 ε_γ : 全かみあい率
 σ_H : ピッチ円におけるヘルツ応力 (N/mm^2)
 σ_{H0} : ヘルツ応力の基礎値 (N/mm^2)
 K_A : 使用係数
 K_γ : 荷重分配係数
 K_V : 動荷重係数
 $K_{H\alpha}$: ヘルツ応力のための正面荷重分布係数
 α_{pn} : 基準ラックの歯直角圧力角 (°)
 h_{fp} : 基準ラックの歯元のたけ (mm)
 $K_{H\beta}$: ヘルツ応力のための歯すじ方向荷重分布係数
 σ_{HP} : 許容ヘルツ応力 (N/mm^2)
 σ_{Hlim} : ヘルツ応力限度 (N/mm^2)
 Z_N : ヘルツ応力のための寿命係数
 Z_L : 潤滑油係数
 Z_V : 速度係数
 Z_R : あらさ係数
 Z_W : 加工硬化係数
 Z_X : ヘルツ応力のための寸法係数
 S_H : ヘルツ応力に関する安全係数
 Z_B : 小歯車のため的一对かみ合い係数
 Z_D : 大歯車のため的一对かみ合い係数
 Z_H : 領域係数
 Z_E : 弾性定数係数 ($\sqrt{N/mm^2}$)
 Z_ε : かみ合い率係数
 Z_β : ヘルツ応力のためのねじれ角係数
 σ_F : 歯元曲げ応力 (N/mm^2)
 Y_F : 歯形係数
 h_F : 一对の歯がかみ合う時の最も外側点に荷重が作用する時に、歯元曲げ応力を算出するための曲げモーメントアーム長さ (mm)
 S_{FN} : 危険断面における歯底弦歯厚 (mm)
 α_{Fen} : 一对の歯がかみ合う時の最も外側点に荷重が作用する時の歯直角圧力角 (°)
 Y_S : 応力修正係数
 ρ_F : 危険断面における歯元隅肉部半径 (mm)
 ρ_{fp} : カッタ歯先丸み半径 (mm)
 S_{Dr} : こぶ付カッタの切込み深さ (mm)
 Y_β : 歯元曲げ応力のためのねじれ角係数
 Y_B : リム厚さ係数
 s_R : 歯車のリム厚さ (mm)

h : 歯丈 (mm)
 Y_{DT} : 深歯係数
 $K_{F\alpha}$: 歯元曲げ応力のための正面荷重分布係数
 $K_{F\beta}$: 歯元曲げ応力のための歯すじ方向荷重分布係数
 σ_{FP} : 許容歯元曲げ応力 (N/mm^2)
 σ_{FE} : 曲げ耐久限度 (N/mm^2)
 Y_N : 歯元曲げ応力のための寿命係数
 Y_d : 設計係数
 $Y_{\delta_{relT}}$: 相対切欠き感度係数
 q_s : 切り欠きパラメータ
 ρ' : 滑性層厚さ (mm)
 $Y_{R_{relT}}$: 相対表面状態係数
 Y_X : 歯元曲げ応力のための寸法係数
 S_F : 歯元曲げ強さに関する安全係数

1.3 幾何学的定義

内歯車装置の場合にあつては、 z_2 , a , d_2 , d_{a2} , d_{b2} 及び d_{w2} は負となる。小歯車とは歯数の少ない歯車であり、したがって、歯数比の絶対値は次の定義のように常に1又は1より大きい値となる。

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{d_2}{d_1}$$

また、外歯車では u が正、内歯車では負となる。歯面強さの方程式の中の共通歯幅 b はピッチ円上の歯幅を取る。歯元の曲げ応力を求める方程式の中の b_1 あるいは b_2 は、それぞれ小歯車と大歯車の歯元における歯幅である。ただし、いかなる場合においても、 b_1 , b_2 は b より1モジュール m_n 以上大きく取ってはならない。なお、ピッチ円上の共通歯幅 b は、十分なクラウニングまたはエンドリリーフの場合では、歯元の曲げ応力計算に使うことができる。

$$\tan\alpha_t = \frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}$$

$$\tan\beta_b = \tan\beta \cos\alpha_t$$

$$d_{1,2} = \frac{z_{1,2} m_n}{\cos\beta}$$

$$d_{b1,2} = d_{1,2} \cos\alpha_t$$

$$\left. \begin{array}{l} d_{w1} = \frac{2a}{u+1} \\ d_{w2} = \frac{2au}{u+1} \end{array} \right\} a = 0.5(d_{w1} + d_{w2}) \text{の場合}$$

$$z_{n1,2} = \frac{z_{1,2}}{\cos^2\beta_b \cdot \cos\beta}$$

$$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}$$

$$\text{inv}\alpha = \tan\alpha - \frac{\pi\alpha}{180}; \alpha(^{\circ})$$

$$\text{inv}\alpha_{tw} = \text{inv}\alpha_t + 2\tan\alpha_n \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2}$$

又は

$$\cos\alpha_{tw} = \frac{m_t(z_1 + z_2)}{2a} \cos\alpha_t$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{0.5\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \pm 0.5\sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - a\sin\alpha_{tw}}{\pi m_t \cos\alpha_t}$$

上式中の正号は外歯車装置の場合に、負号は内歯車装置の場合に使う。

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \sin\beta}{\pi m_n}$$

やまば歯車の場合にあつては、 b はその内の1つの幅とする。

$$\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta}$$

$$v = \frac{\pi \cdot d_{1,2} n_{1,2}}{60 \cdot 10^3}$$

1.4 公称接線荷重, F_t

公称接線荷重 F_t は、基準ピッチ円筒に接して、軸平面に対して垂直で、歯車装置の最大連続伝達出力から次式で直接算出する。

$$T_{1,2} = \frac{30 \cdot 10^3 P}{\pi \cdot n_{1,2}}$$

$$F_t = 2000 \frac{T_{1,2}}{d_{1,2}}$$

1.5 負荷係数

1.5.1 使用係数, K_A

-1. 使用係数 K_A は、外部からの動的負荷の影響を考慮するもので、無限寿命設計の場合では、歯車装置に作用する最大の繰返しトルクと公称定格トルクの比で表わされる。公称定格トルクは、定格出力と定格回転数から算出される。本係数は主に次のものに依存する。

- (1) 駆動及び被駆動機械の特性
- (2) 装置各部の質量及び剛性の状況
- (3) 継手の種類
- (4) 運転条件 (超過速度、プロペラ負荷条件の変化等)

-2. 駆動システムの危険スピード付近で運転する場合には、運転条件の詳細な検討を行わなければならない。 K_A は実測によって求めるか又は本会が認めるシステム解析法によって算出しなければならない。なお、推定出来ない場合には、以下の値を用いることができる。

- (1) 主推進用

- $K_A = 1.00$ (油圧あるいは電磁滑り継手付きの往復動内燃機関のとき)
- $= 1.30$ (高弾性継手付きの往復動内燃機関のとき)
- $= 1.50$ (他の継手付きの往復動内燃機関のとき)

ただし、減速歯車装置付きの **Ice Class** を付記される船舶にあつては、規則 I 編 8.6 の規定を準用すること。

(2) 補機用

- $K_A = 1.00$ (電気モータ、油圧式あるいは電磁滑り継手付きの往復動内燃機関のとき)
- $= 1.20$ (高弾性継手付きの往復動内燃機関のとき)
- $= 1.40$ (他の継手付きの往復動内燃機関のとき)

1.5.2 荷重分配係数, K_V

荷重分配係数 K_V は、多重伝達経路のある場合の荷重分配の不均一を考慮するものである (デュアルタンデム形、遊星歯車、やまば歯車など)。 K_V は実際 1 つの経路を通る最大荷重と均等に分配したときの荷重との比で表わされる。本係数は、主に歯車装置を構成する各部分の精度及び柔軟性に依存する。 K_V は実測又はシステム解析によって算出しなければならない。ただし、この様な方法により難しい場合には、遊星歯車にあつては、次の値を用いることができる。

- $K_V = 1.00$ (遊星歯車の数が 3 以下の場合)
- $= 1.20$ (遊星歯車の数が 4 の場合)
- $= 1.30$ (遊星歯車の数が 5 の場合)
- $= 1.40$ (遊星歯車の数が 6 以上の場合)

1.5.3 内動荷重係数, K_V

-1. 内動荷重係数 K_V は、小歯車と大歯車の振動により生じる内部的な動荷重の影響を考慮するものである。 K_V は動的に歯面に作用する最大荷重と外部からの最大荷重 ($F_t K_A K_V$) との比で表わされる。本係数は主に次のものに依存する。

- (1) ピッチ及び形状誤差に依存する伝達誤差
- (2) 小歯車と大歯車の質量
- (3) かみあいサイクル中におけるかみあい剛さの変動
- (4) 使用係数の影響を含む伝達荷重
- (5) ピッチ母線速度
- (6) 歯車及び軸の動的アンバランス
- (7) 軸及び軸受の剛性
- (8) 歯車装置の減衰特性

-2. 内動荷重係数 K_V は、次のように算出される。ただし、本手法は次の(1)から(4)までの条件をすべて満足する場合のみ適用できる。

- (1) 運転速度は危険スピード以下、具体的には；

$$\frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} < 10 \text{ (m/s)}$$

- (2) $\beta = 0^\circ$ (平歯車の場合)
 $\beta \leq 30^\circ$ (はすば歯車の場合)
- (3) 歯数が比較的少ない小歯車、具体的には
 $z_1 < 50$
- (4) 一体型歯車または重鋼製歯車リム

また、もし $\frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} < 3$ (m/s) であれば、本方法はすべての種類の歯車に適用できる ($\beta > 30^\circ$ のはすば歯車も同様)。なお、上述以外の歯車装置については、ISO 6336-1:2019 に定める方法 B を参照すること。

(a) 重なりかみあい率 $\varepsilon_\beta \geq 1$ のはすば歯車及び平歯車装置にあつては、 K_V が次式により求められる。

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \frac{F_t}{b}} + K_2 \right) \cdot \frac{v \cdot z_1}{100} K_3 \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}}$$

K_1 : 表 5.3-1 における係数

K_2 : 歯車精度のすべての ISO 等級における係数

= 0.0193 (平歯車の場合)

= 0.0087 (はすば歯車の場合)

K_3 : 係数

$$= 2.0 \left(\frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} \leq 0.2 \text{ の場合} \right)$$

$$= 2.071 - 0.357 \cdot \frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} \left(\frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} > 0.2 \text{ の場合} \right)$$

ただし、 $K_A F_t / b$ が 100 N/mm 以下の場合には $K_A F_t / b$ を 100 N/mm とする。

(b) 重なりかみあい率 $\varepsilon_\beta < 1$ のはすば歯車にあつては、次式の線型内挿法により求められる。

$$K_V = K_{V2} - \varepsilon_\beta (K_{V2} - K_{V1})$$

K_{V1} : (a) において求められるはすば歯車のための K_V の値

K_{V2} : (a) において求められる平歯車のための K_V の値

なお、かみあう歯車の精度の等級が異なる場合には低い方を用いなければならない。

表 5.3-1 K_1 の値

| 歯車の種類 | 歯車精度の ISO 等級 | | | | | |
|-------|--------------|-----|-----|------|------|------|
| | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| 平歯車 | 2.1 | 3.9 | 7.5 | 14.9 | 26.8 | 39.1 |
| はすば歯車 | 1.9 | 3.5 | 6.7 | 13.3 | 23.9 | 34.8 |

(注)

歯車精度の ISO 等級は ISO 1328-2:2020 を参照。

1.5.4 歯すじ方向荷重分布係数, $K_{H\beta}$ と $K_{F\beta}$

歯すじ荷重分布係数、ヘルツ応力のための $K_{H\beta}$ 、歯元曲げ応力のための $K_{F\beta}$ は、歯すじに沿って荷重が一様に分布していない影響を考慮するものであり、それぞれ次のように定義される。

$$K_{H\beta} = \frac{\text{単位歯幅上の最大荷重}}{\text{単位歯幅上の平均荷重}}$$

$$K_{F\beta} = \frac{\text{単位歯幅上の最大歯元曲げ応力}}{\text{単位歯幅上の平均歯元曲げ応力}}$$

平均曲げ応力を計算する際には、小、大歯車について、歯幅をそれぞれ b_1, b_2 とする。
 $K_{F\beta}$ は係数 $K_{H\beta}$ の関数で求めることができる。係数 $K_{H\beta}$ 及び $K_{F\beta}$ は主に次の要素に依存する。

- (1) 歯の加工精度
- (2) ボア誤差に起因するすえ付け誤差
- (3) 軸受の遊び
- (4) 大小歯車軸のアライメント誤差
- (5) 歯車、軸、軸受、ハウジング及び歯車装置を支える基盤の弾性変形
- (6) 作動温度に起因する熱膨張及び変形
- (7) クラウニング及びエンドリリーフのような設計的補正要素

$K_{H\beta}$ は次のように求める。

$$\frac{F_{\beta y} C_{\gamma} b}{2F_t K_A K_{\gamma} K_V} \geq 1 \text{ の場合 ;}$$

$$K_{H\beta} = \frac{\sqrt{2F_{\beta y} C_{\gamma} b}}{\sqrt{F_t K_A K_{\gamma} K_V}}$$

$$\frac{F_{\beta y} C_{\gamma} b}{2F_t K_A K_{\gamma} K_V} < 1 \text{ の場合 ;}$$

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{F_{\beta y} C_{\gamma} b}{2F_t K_A K_{\gamma} K_V}$$

C_{γ} : 平均かみ合い剛さ ($N/(mm \cdot \mu m)$)

次式により求められる。

$$C_{\gamma} = 0.8 C_{th} C_R C_B \cos \beta (0.75 \varepsilon_{\alpha} + 0.25)$$

$$C_{th} = \frac{1}{q}$$

$$q = 0.04723 + \frac{0.15551}{Z_{n1}} + \frac{0.25791}{Z_{n2}} - 0.00635x_1 - \frac{0.11654}{Z_{n1}}x_1 - 0.00193x_2 - \frac{0.24188}{Z_{n2}}x_2 + 0.00529x_1^2 + 0.00182x_2^2$$

$$C_R = 1 + \frac{\ln\left(\frac{b_s}{b}\right)}{5e\left(\frac{S_R}{5m_n}\right)} \text{ (非一体型の歯車の場合)}$$

$$C_R = 1 \text{ (一体型の歯車の場合)}$$

b_s 及び S_R はそれぞれウェブ厚さ及びリム厚さ (mm)

ただし、 $\frac{b_s}{b} < 0.2$ 又は $\frac{b_s}{m_n} < 1.0$ の場合には、その都度考慮する。

C_B : 基準ラック係数で、基準ラック歯形と標準基準ラック歯形との違いによる影響を考慮するもので、次式により求められる。

$$C_B = \left[1 + 0.5 \left(1.2 - \frac{h_{fp}}{m_n} \right) \right] [1 - 0.02(20^\circ - \alpha_{pn})]$$

$F_{\beta y}$: なじみ運転後の歯すじ誤差 (μm) , 次式による。

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} - \gamma_{\beta}$$

非表面硬化歯車の場合

$$\gamma_{\beta} = \frac{320}{\sigma_{Hlim}} F_{\beta x}$$

ただし、

$$\gamma_{\beta} \leq F_{\beta x}$$

$$\gamma_{\beta} \leq 25600/\sigma_{Hlim} \quad (5 < v < 10m/sec)$$

$$\gamma_{\beta} \leq 12800/\sigma_{Hlim} \quad (10m/sec < v)$$

表面硬化歯車の場合

$$\gamma_{\beta} = 0.15 F_{\beta x}$$

ただし、 $\gamma_{\beta} \leq 6.0(\mu m)$

$F_{\beta x}$: 初期歯すじ誤差 (μm) , 次式による。

$$F_{\beta x} = 1.33 f_{sh} + f_{ma}$$

f_{sh} : 小歯車の弾性変形に伴う歯すじ誤差 (μm)

$$f_{sh} = 0.023 \frac{F_t K_A K_V K_{V\gamma}}{b} \quad (\text{クラウニング及びエンドリリーフなしの場合})$$

$$= 0.016 \frac{F_t K_A K_V K_{V\gamma}}{b} \quad (\text{エンドリリーフありの場合})$$

$$= 0.012 \frac{F_t K_A K_V K_{V\gamma}}{b} \quad (\text{クラウニングありの場合})$$

$$= 0 \quad (\text{歯すじ修正が行われる場合})$$

ただし、いずれの場合においても f_{sh} は

$$0.005 \frac{F_t K_A K_V K_{V\gamma}}{b} \quad (\text{平歯車})$$

又は

$$0.010 \frac{F_t K_A K_V K_{V\gamma}}{b} \quad (\text{はすば歯車})$$

を下回ってはならない。

$$\gamma = \left[\left| 0.7 + K' \frac{\ell S}{a_1^2} \left(\frac{d_1}{d_{sh}} \right)^4 \right| + 0.3 \right] \left(\frac{b}{a_1} \right)^2 \quad (\text{平歯車及びはすば歯車の場合})$$

$$= 2 \left[\left| 1.2 + K' \frac{\ell S}{a_1^2} \left(\frac{d_1}{d_{sh}} \right)^4 \right| + 0.3 \right] \left(\frac{b}{a_1} \right)^2 \quad (\text{やまば歯車の場合})$$

K', ℓ 及び S はそれぞれ小歯車配置係数、小歯車軸受スパン及び小歯車オフセットと呼び、 K' の値は表 5.5-1 による。

f_{ma} : 製作誤差による歯すじ誤差 (μm) で、次式による。

$f_{ma} = 1.0 F_{\beta}$ (クラウニング及びエンドリリーフ等を一切施していない歯車であつてかつアライメントのための調整ができない歯車の場合)

$= 0.7 F_{\beta}$ (よく設計されたエンドリリーフを有する歯車の場合)

$= 0.5 F_{\beta}$ (調整可能軸受けを有しまたは適切なねじれ角修正等の調整(歯すじ修正)が行われた歯車及び適切なクラウニングが施された歯車の場合)

F_{β} : 歯すじ誤差の許容値

$K_{F\beta}$ は次のように求める。

(1) 最大ヘルツ応力が歯すじの端に起きる場合、 $K_{F\beta}$ は次式により求める。

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^N$$

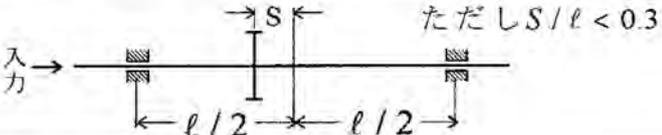
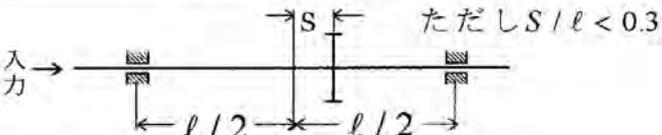
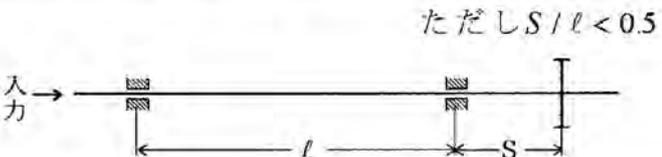
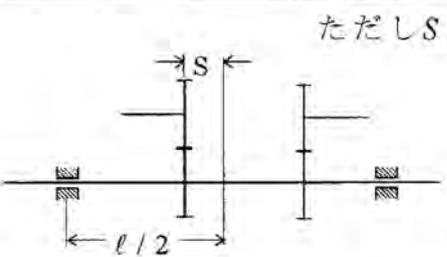
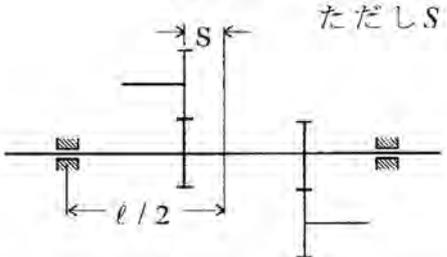
$$N = \frac{\left(\frac{b}{h}\right)^2}{1 + \frac{b}{h} + \left(\frac{b}{h}\right)^2}$$

b/h =歯幅/全歯たけ比で、 b_1/h_1 と b_2/h_2 のどちらか小さい方を取る。やまば歯車の場合には、歯幅はその内の1つを用いること。ただし、 $b/h < 3.0$ なら $b/h = 3.0$ とすること。

(2) 歯幅の端に荷重が軽くかかるか又は負荷されない場合(クラウニング及びエンドリリーフ), $K_{F\beta}$ は次式により求める。

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}$$

表 5.5-1 K' の値

| 配置 | 配置係数 K' | |
|--|--------------------|---------------------|
| | 剛体歯車 ¹⁾ | 非剛体歯車 ²⁾ |
|  <p>ただし $S/l < 0.3$</p> | 0.48 | 0.80 |
|  <p>ただし $S/l < 0.3$</p> | -0.48 | -0.80 |
|  <p>ただし $S/l < 0.5$</p> | 1.33 | 1.33 |
|  <p>ただし $S/l < 0.3$</p> | -0.36 | -0.60 |
|  <p>ただし $S/l < 0.3$</p> | -0.6 | -1.0 |

1) $d_1/d_{sh} \geq 1.15$ なら剛体歯車とみなす。

2) $d_1/d_{sh} < 1.15$ あるいは小歯車が軸の上をスライドする場合、または焼嵌めの場合は、非剛体歯車とみなす。ただし、 d_{sh} は軸の等価直径(実際の軸と同等のたわみを示す丸棒の直径) (mm)

1.5.5 正面荷重分布係数, $K_{H\alpha}$ 及び $K_{F\alpha}$

正面荷重分布係数（ヘルツ応力のための $K_{H\alpha}$ と歯元曲げ応力のための $K_{F\alpha}$ ）は、2つ以上のかみ合い歯の間の荷重分布に対するピッチ誤差及び歯形誤差の影響を考慮するものである。 $K_{H\alpha}$ 及び $K_{F\alpha}$ は主に以下の要因に依存する。

- (1) 総かみ合い剛さ
- (2) 総接線荷重, $F_t K_A K_V K_{H\beta}$
- (3) ピッチ誤差
- (4) チップリリーフ
- (5) なじみ量

正面荷重分布係数（ヘルツ応力のための $K_{H\alpha}$ 及び歯元曲げ応力のための $K_{F\alpha}$ ）は次のように算出する。

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = \frac{\varepsilon_\gamma}{2} \left(0.9 + 0.4 \frac{C_\gamma (f_{pb} - y_\alpha) b}{F_t K_A K_V K_{H\beta}} \right) \quad (\varepsilon_\gamma \leq 2)$$

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 0.9 + 0.4 \sqrt{\frac{2(\varepsilon_\gamma - 1) C_\gamma (f_{pb} - y_\alpha) b}{\varepsilon_\gamma F_t K_A K_V K_{H\beta}}} \quad (\varepsilon_\gamma > 2)$$

ただし、

$$1.0 \leq K_{H\alpha} \leq \frac{\varepsilon_\gamma}{\varepsilon_\alpha \cdot Z_\varepsilon^2}$$

$$1.0 \leq K_{F\alpha} \leq \frac{\varepsilon_\gamma}{\varepsilon_\alpha \cdot Y_\varepsilon}$$

ここに

$$Y_\varepsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_{\alpha n}}$$

$\varepsilon_{\alpha n}$ は1.7.2中の $\varepsilon_{\alpha n}$ と同じである。

式中の係数, f_{pb} 及び y_α 以外のものは $K_{H\beta}$ の場合と同じで, f_{pb} 及び y_α は次のように求める。

$$y_\alpha = \frac{160}{\sigma_{Hlim}} f_{pb} \quad (\text{非表面硬化歯車の場合})$$

$$\equiv 0.075 f_{pb} \quad (\text{表面硬化歯車の場合})$$

f_{pb} : 大小歯車の単一ピッチ誤差の大きい方 (μm)

1.6 面圧強さ

1.6.1 算定式

歯面強さの判断基準はかみあいピッチ点或は一对の歯がかみ合う時の最も内側点におけるヘルツ応力に基づくものである。ヘルツ応力 σ_H は、許容ヘルツ応力 σ_{HP} 以下でなければならない。すなわち、

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta}} \leq \sigma_{HP}$$

ここに、 σ_{HO} は大小歯車の基本ヘルツ応力値である (N/mm^2)。

1.6.2 基本ヘルツ応力

-1. 基本ヘルツ応力値 σ_{HO} は次のように算出する。

$$\begin{aligned}\sigma_{HO} &= Z_B Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u+1}{u}} \quad (\text{小歯車の場合}) \\ &= Z_D Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u+1}{u}} \quad (\text{大歯車の場合})\end{aligned}$$

-2. 一対かみ合い係数 Z_B, Z_D

一対かみ合い係数、小歯車のための Z_B 、大歯車のための Z_D は、一対の歯がかみ合う時の最も内側点における歯面曲率のヘルツ応力への影響を考慮するものである。この係数はピッチ点で求め得たヘルツ応力を一対の歯がかみ合う時の最も内側点における歯面の曲率を考慮したヘルツ応力に変換するためのものである。 Z_B, Z_D は、次のように求める。

(1) 平歯車の Z_B は、1 又は次式による値、 M_1 のどちらか大きい方の値

$$M_1 = \frac{\tan \alpha_{tw}}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{d_{b1}}\right)^2 - 1 - \frac{2\pi}{z_1}} \right] \left[\sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{d_{b2}}\right)^2 - 1 - (\epsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{z_2}} \right]}}$$

(2) $\epsilon_\beta \geq 1$ のはすば歯車の Z_B は、1

(3) $\epsilon_\beta < 1$ のはすば歯車の場合の Z_B は、1 又は次式による値のどちらか大きい方の値

$$Z_B = M_1 - \epsilon_\beta (M_1 - 1)$$

(4) 平歯車の Z_D は、1 又は次式による値 M_2 のどちらか大きい方の値

$$M_2 = \frac{\tan \alpha_{tw}}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{d_{b2}}\right)^2 - 1 - \frac{2\pi}{z_2}} \right] \left[\sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{d_{b1}}\right)^2 - 1 - (\epsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{z_1}} \right]}}$$

(5) $\epsilon_\beta \geq 1$ のはすば歯車の Z_D は、1

(6) $\epsilon_\beta < 1$ のはすば歯車の場合の Z_D は、1 又は次式による値のどちらか大きい方の値

$$Z_D = M_2 - \epsilon_\beta (M_2 - 1)$$

(7) 内歯歯車の Z_D は、1

-3. 領域係数、 Z_H

領域係数 Z_H は、ピッチ点における歯面曲率のヘルツ応力に及ぼす影響を考慮し、基準ピッチ円筒上の接線荷重とかみあいピッチ円筒上の歯直角荷重とを関連づけるものである。 Z_H は次式により求められる。

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\cos^2 \alpha_t \tan \alpha_{tw}}}$$

-4. 弾性定数係数、 Z_E

弾性定数係数 Z_E は、材料のヤング率ポアソン比のヘルツ応力に及ぼす影響を考慮するものである。鋼製歯車の場合、 $Z_E = 189.8 (\sqrt{N/mm^2})$

上記以外の場合、ISO 6336-2:2019 を参照すること。

-5. かみあい率係数, Z_ϵ

かみあい率係数 Z_ϵ は、正面かみあい率及び重なりかみあい率の特定の面荷重に及ぼす影響を考慮するものである。次式により求められる。

$$\begin{aligned} Z_\epsilon &= \sqrt{\frac{4-\epsilon_\alpha}{3}} \quad (\text{平歯車の場合}) \\ &= \sqrt{\frac{4-\epsilon_\alpha}{3}(1-\epsilon_\beta) + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}} \quad (\epsilon_\beta < 1 \text{ のはすば歯車の場合}) \\ &= \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}} \quad (\epsilon_\beta \geq 1 \text{ はすば歯車の場合}) \end{aligned}$$

-6. ヘルツ応力のためのねじれ角係数, Z_β

ヘルツ応力のためのねじれ角係数 Z_β は、ねじれ角の歯面強さに及ぼす影響及び接触線上の荷重分布の変化を考慮するものである。 Z_β はねじれ角のみに依存し、次式により求められる。

$$Z_\beta = \sqrt{\frac{1}{\cos\beta}}$$

ここに、

β : 基準ねじれ角 (°)

1.6.3 許容ヘルツ応力

-1. 許容ヘルツ応力 σ_{HP} は次式による。

$$\sigma_{HP} = \sigma_{Hlim} \frac{Z_N Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X}{S_H}$$

-2. ヘルツ応力限度, σ_{Hlim}

ある与えられた材料に関して、 σ_{Hlim} は永久に耐えられる繰り返しヘルツ応力の限度を表わす。具体的には、 σ_{Hlim} の値は 5×10^7 回の繰り返しヘルツ応力を受けてもピッチングを起こさない応力レベルとしてよい。このような意味でのピッチングは次のように定義される。非表面硬化歯車の場合には、ピッチング領域 > 総作用面積の 2% で、表面硬化歯車の場合には、ピッチング領域 > 総作用面積の 0.5% あるいは、ある特定の歯の歯面積の 4% である。なお、 σ_{Hlim} の値は 1% 或はそれ以下の破壊確率に対応しなければならない。ヘルツ応力限度は主に次の要素に依存する。

- (1) 材料の構成成分, 清浄度及び欠陥
- (2) 機械的特性
- (3) 残留応力
- (4) 硬化方法, 硬化領域の深さ, 硬さの勾配
- (5) 材料構造 (鍛造, 圧延棒, 鋳造)

ヘルツ応力限度 σ_{Hlim} は、次表 6.3-1 による。ただし、十分な実績があるものであれば、本会がその都度上記(1)から(5)のことを考慮してより大きな値を取ることができる。

表 6.3-1 σ_{Hlim} の値 (N/mm^2)

| 鋼種 | σ_{Hlim} |
|---------------|-----------------------------------|
| 焼きならし一般構造用鋼 | HB+190 |
| ずぶ焼炭素鋼 | HB+350 |
| ずぶ焼合金鋼 | 1.33HB+367 |
| 歯元まで高周波焼入れ合金鋼 | 0.6HV+850 |
| 窒化合金鋼 | 1000 |
| 軟窒化合金鋼 | 1.14HV+437, ただし, HV>450 においては 950 |
| 窒化鋼 | 1250 |
| 浸炭焼入れ合金鋼 | 1500 |

(備考)

HB:ブリネル硬さ; HV:ピッカース硬さ

-3. ヘルツ応力のための寿命係数, Z_N

ヘルツ応力のための寿命係数 Z_N は、有限寿命（繰返し数）で使用される場合に、より大きな許容ヘルツ応力が認められることを考慮するものであり、1.0 より大きな値をその都度考慮する。本係数は主に次のものに依存する。

- (1) 材料及び熱処理
- (2) 繰返し数
- (3) 影響する係数 (Z_R, Z_V, Z_L, Z_W, Z_X)

寿命係数 Z_N は、参照規格 ISO 6336-2:2019 に定める方法 B に従い決定されなければならない。

-4. 潤滑油係数, Z_L

潤滑油係数 Z_L は、潤滑剤の種類及びその粘度の影響を考慮するもので、以下に述べる速度係数 Z_V 、あらさ係数 Z_R と同様、かみあい歯車の硬さが異なる場合には、硬さの低い方に対して求めなければならない。又、これらの係数は主に次の要素に依存する。

- (1) 接触領域にある潤滑剤の粘度
- (2) 歯面上の瞬間速度の総和
- (3) 荷重
- (4) ピッチ点における相対曲率半径
- (5) 歯面のあらさ
- (6) 大小歯車の硬さ

Z_L は次式により求められる。

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1.0 - C_{ZL})}{(1.2 + 134/v_{40})^2}$$

ここに、

$$C_{ZL} = \frac{\sigma_{Hlim}^{-850}}{350} 0.08 + 0.83 \quad (850 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{Hlim} \leq 1200 \text{ N/mm}^2 \text{ の場合})$$

$$= 0.83 \quad (\sigma_{Hlim} < 850 \text{ N/mm}^2 \text{ の場合})$$

$$= 0.91 \quad (\sigma_{Hlim} > 1200 \text{ N/mm}^2 \text{ の場合})$$

v_{40} : 40°Cの時の使用潤滑油の公称動粘度 (mm^2/s)

-5. 速度係数, Z_V

速度係数 Z_V は、基準ピッチ母線上の速度の影響を考慮するものである。次式により求められる。

$$Z_V = C_{ZV} + \frac{2(1.0 - C_{ZV})}{\sqrt{0.8 + 32/v}}$$

ここに、

$$\begin{aligned} C_{ZV} &= \frac{\sigma_{Hlim}^{-850}}{350} 0.08 + 0.85 \quad (850 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{Hlim} \leq 1200 \text{ N/mm}^2) \\ &= 0.85 \quad (\sigma_{Hlim} < 850 \text{ N/mm}^2) \\ &= 0.93 \quad (\sigma_{Hlim} > 1200 \text{ N/mm}^2) \end{aligned}$$

-6. あらさ係数, Z_R

あらさ係数 Z_R は、歯面あらさの面圧強さへの影響を考慮するもので、次式により求められる。

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{Z10}} \right)^{C_{ZR}}$$

$$R_{Z10} = R_z \cdot \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_{red}}}$$

$$R_z = \frac{R_{z1} + R_{z2}}{2}$$

R_{z1} , R_{z2} : 小歯車と大歯車の幾つかの歯面において測定して得た歯面あらさの平均値である。

R_z : ISO 6336-2:2019 を参照。

ρ_{red} : 相対曲率半径で、次式による。

$$\rho_{red} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$

$$\rho_{1,2} = 0.5 \cdot d_{b1,2} \cdot \tan \alpha_{tw} \quad (\text{内歯車の場合、} d_b \text{ は負の値となる})$$

なお、歯面あらさが算術平均あらさ R_a で表示される場合には、 $R_z = 6R_a$ で変換することができる。

$$\begin{aligned} C_{ZR} &= 0.32 - 0.0002\sigma_{Hlim} \quad (850 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{Hlim} \leq 1200 \text{ N/mm}^2) \\ &= 0.150 \quad (\sigma_{Hlim} < 850 \text{ N/mm}^2) \\ &= 0.080 \quad (\sigma_{Hlim} > 1200 \text{ N/mm}^2) \end{aligned}$$

-7. 加工硬化係数, Z_W

加工硬化係数 Z_W は、滑らかな歯面を持ち、比較してより硬い歯車とかみあう硬さの低い鋼製歯車の歯面強さの増加を考慮するもので、次式により求められる。

(1) 表面硬化型小歯車及びずぶ焼き大歯車の場合

$$\begin{aligned} Z_W &= 1.2 \cdot \left(\frac{3}{R_{ZH}} \right)^{0.15} \quad (HB < 130 \text{ の場合}) \\ &= \left(1.2 - \frac{HB-130}{1700} \right) \cdot \left(\frac{3}{R_{ZH}} \right)^{0.15} \quad (130 \leq HB \leq 470 \text{ の場合}) \\ &= \left(\frac{3}{R_{ZH}} \right)^{0.15} \quad (HB > 470 \text{ の場合}) \end{aligned}$$

HB : 一对の歯車のうち硬さの低い歯面のブリネル硬さ

R_{ZH} : 等価あらさ (μm) で、次式による。

$$R_{ZH} = \frac{R_{z1} \cdot (10/\rho_{red})^{0.33} \cdot (R_{z1}/R_{z2})^{0.66}}{(v \cdot v_{40}/1500)^{0.33}}$$

(2) ずぶ焼き小歯車及び大歯車の場合

大歯車より十分に硬さの高い小歯車の場合、加工効果の影響は大歯車の歯面の負荷容量を増加させる。Z_wは小歯車ではなく、大歯車だけに適用とする。(小歯車には適用しない)

$$Z_w = 1 \quad (HB_1/HB_2 < 1.2 \text{ の場合})$$

$$= 1 + \left(0.00898 \frac{HB_1}{HB_2} - 0.00829\right) \cdot (u - 1) \quad (1.2 < HB_1/HB_2 \leq 1.7 \text{ の場合})$$

$$= 1 + 0.00698 \cdot (u - 1) \quad (HB_1/HB_2 > 1.7 \text{ の場合})$$

HB_{1,2}: 小歯車、大歯車のブリネル硬さ

ただし、u > 20 の場合は u = 20 とし、また Z_w < 1 の場合は Z_w = 1 とする。

(3) 前(1)及び(2)以外の場合

$$Z_w = 1$$

-8. ヘルツ応力のための寸法係数、Z_x

寸法係数 Z_xは、許容ヘルツ応力への歯の寸法の影響と材料特性の非均一性を考慮するものである。本係数は、主に以下の要素に依存する。

(1) 材料及び熱処理

(2) 歯及び歯車の寸法

(3) 歯サイズに対する硬化層深さの比

(4) 等価曲率半径に対する硬化層深さの比

ずぶ焼き歯車、歯の寸法及び相対曲率半径に対して十分な硬化層深さを有する表面硬化型歯車については、Z_x = 1、もし硬化層深さが比較的の浅いのであれば、Z_xはより小さい値を取らなければならない。

-9. ヘルツ応力に関する安全係数、S_H

ヘルツ応力に関する安全係数 S_Hを次の値とする。

(1) 主推進歯車：1.20

(2) 補機歯車：1.15

なお、二重独立の主推進又は船級要件以上の独立多重化される補機用歯車装置にあっては、本会の承認を得て、上記の値より小なる値をとることができる。

1.7 曲げ強さ

1.7.1 算定式

歯元曲げ応力σ_F及び歯元曲げ許容応力σ_{FP}は、小歯車と大歯車に対して、それぞれ計算しなければならない。歯元の曲げ強さの基準は次式の示すように歯元フィレット部の局部応力σ_Fが許容応力σ_{FP}を超えないことである。すなわち、

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b m_n} Y_F Y_S Y_\beta Y_B Y_{DT} K_A K_\gamma K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} \leq \sigma_{FP}$$

ただし、以下の定義と算式はリム厚さが 3.5 m_n以上の歯車に適用する。また、本方法に基づいて得られる計算結果は歯直角圧力角が 25 度以下、基準ねじれ角が 30 度まで有効である。したがって、大圧力角又は大ねじれ角の歯車にあっては、その計算結果は ISO 6336-3:2019 に定める方法 A による経験によって確認すべきである。

1.7.2 小歯車及び大歯車の歯元曲げ応力

-1. 歯形係数, Y_F

歯形係数 Y_F は、公称曲げ応力への一對歯かみ合い時の最も外側点に荷重が作用する時の歯形の影響を考慮するものである。 Y_F は小歯車及び大歯車に対し、それぞれ求めなければならない。はすば歯車の場合には、歯形係数は、歯直角断面において求めなければならない。すなわち、相当平歯車歯数 Z_n を有する相当平歯車で求めなければならない。歯形係数、 Y_F は次式により求められる。

$$Y_F = \frac{6 \frac{h_F}{m_n} \cos \alpha_{Fen}}{\left(\frac{S_{Fn}}{m_n} \right)^2 \cos \alpha_n}$$

S_{Fn} , h_F 及び α_{Fen} はそれぞれ次のように求められる。

$$S_{Fn} = m_n z_n \sin \left(\frac{\pi}{3} - \theta \right) + \sqrt{3} m_n \left(\frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{fp}}{m_n} \right)$$

$$G = \frac{\rho_{fp}}{m_n} - \frac{h_{fp}}{m_n} + x$$

$$\theta = \frac{2G}{z_n} \tan \theta - \frac{2}{z_n} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n} \right) + \frac{\pi}{3}$$

$$E = \frac{\pi}{4} m_n - h_{fp} \tan \alpha_n + \frac{S_{pr}}{\cos \alpha_n} - (1 - \sin \alpha_n) \frac{\rho_{fp}}{\cos \alpha_n}$$

S_{pr} は次の図 7.2-1 により求められる。ただし、ラックに切り下げがない場合には 0 とする。

$$h_F = \frac{m_n}{2} \left[(\cos \gamma_e - \sin \gamma_e \tan \alpha_{Fen}) \frac{d_{en}}{m_n} - z_n \cos \left(\frac{\pi}{3} - \theta \right) - \frac{G}{\cos \theta} + \frac{\rho_{fp}}{m_n} \right]$$

$$\alpha_{Fen} = \alpha_{en} - \gamma_e$$

$$\gamma_e = \frac{0.5\pi + 2x \tan \alpha_n}{z_n} + \text{inv} \alpha_n - \text{inv} \alpha_{en}$$

$$\alpha_{en} = \arccos \left(\frac{d_{bn}}{d_{en}} \right)$$

$$d_{en} = 2 \frac{z}{|z|} \times \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{an}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{bn}}{2} \right)^2} - \frac{\pi d \cos \beta \cos \alpha_n}{|z|} (\varepsilon_{an} - 1) \right]^2 + \left(\frac{d_{bn}}{2} \right)^2}$$

$$\varepsilon_{an} = \frac{\varepsilon_\alpha}{\cos^2 \beta_b}$$

$$\beta_b = \arccos \sqrt{1 - \sin^2 \beta \cos^2 \alpha_n}$$

$$d_{bn} = d_n \cos \alpha_n$$

$$d_n = m_n z_n$$

$$d_{an} = d_n + d_a - d$$

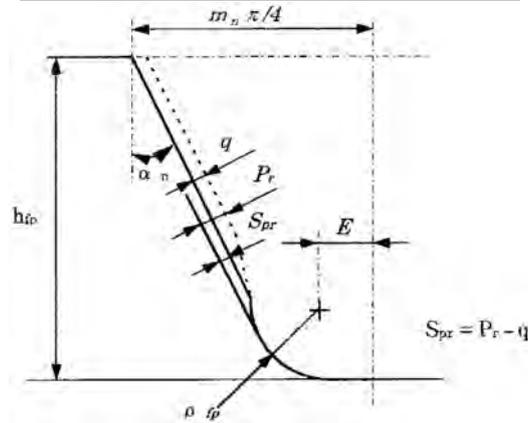
内歯車の場合にあつては、

$$S_{Fn2} = m_n z_n \sin\left(\frac{\pi}{6} - \theta\right) + m_n \left(\frac{G}{\cos\theta} - \frac{\rho_{fp}}{m_n}\right)$$

$$h_{Fn2} = \frac{m_n}{2} \left[(\cos\gamma_e - \sin\gamma_e \tan\alpha_{Fen}) \frac{d_{en}}{m_n} - z_n \cos\left(\frac{\pi}{6} - \theta\right) - \sqrt{3} \left(\frac{G}{\cos\theta} - \frac{\rho_{fp}}{m_n}\right) \right]$$

$$d_{en2} = 2 \frac{z}{|z|} \times \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{an2}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{bn2}}{2}\right)^2} - \frac{\pi d_2 \cos\beta \cos\alpha_n}{|z|} (\varepsilon_{an} - 1) \right]^2 + \left(\frac{d_{bn2}}{2}\right)^2}$$

図 7.2-1 基準ラックの歯形及び寸法



-2. 応力修正係数, Y_S

応力修正係数 Y_S は、歯元に作用するのは曲げ応力だけではないことを考慮して、公称曲げ応力を歯元局部曲げ応力に変換するために導入されるものである。 Y_S は一對の歯がかみ合う場合に適用する。 Y_S は小歯車及び大歯車についてそれぞれ求めなければならない。 Y_S は、次式により求められる（有効範囲： $1 \leq q_s < 8$ ）。

$$Y_S = \left(1.2 + 0.13 \frac{S_{Fn}}{h_F} \right) q_s^L$$

$$L = \frac{1}{1.21 + 2.3 \frac{h_F}{S_{Fn}}}$$

ただし、 q_s は切り欠きパラメータで、次式による。

$$q_s = \frac{S_{Fn}}{2\rho_F}$$

ただし ρ_F は危険断面における歯元隅肉部半径 (mm) で、次式による。

$$\rho_F = \rho_{fp} + \frac{2m_n G^2}{\cos\theta(z_n \cos^2\theta - 2G)}$$

ρ_F の計算については、ISO 6336-3:2019 の方法を参照すること。

-3. 歯元曲げ応力のためのねじれ角係数, Y_β

歯元曲げ応力のためのねじれ角係数 Y_β は、点負荷の片持ち梁モデルから算出される応力を荷重が負荷線に沿って斜めに負荷した時の片持ち板の時の応力に変換するものである。次式により求められる。

$$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \frac{\beta}{120}$$

ただし、 $\varepsilon_{\beta} > 1$ の場合には ε_{β} を 1 とし、また $\beta > 30^{\circ}$ の場合には β を 30 度とする。

-4. リム厚さ係数, Y_B

リム厚さ係数 Y_B は、リムの薄い歯車の負荷許容能力の低下を考慮した簡略化した係数である。高負荷の場合、この方法はより総合的な解析と置き換える必要がある。 Y_B は次式により求められる。

(1) 外歯車の場合

$$Y_B = 1.6 \cdot \ln \left(2.242 \frac{h}{s_R} \right) \quad (0.5 < s_R/h < 1.2 \text{ の場合})$$

$$= 1 \quad (s_R/h \geq 1.2 \text{ の場合})$$

s_R : 外歯車のリム厚さ (mm)

h : 歯丈 (mm)

ただし、 $s_R/h \leq 0.5$ であってはならない。

(2) 内歯車の場合

$$Y_B = 1.15 \cdot \ln \left(8.324 \frac{m_n}{s_R} \right) \quad (1.75 < s_R/m_n < 3.5 \text{ の場合})$$

$$= 1 \quad (s_R/m_n \geq 3.5 \text{ の場合})$$

s_R : 内歯車のリム厚さ (mm)

ただし、 $s_R/m_n \leq 1.75$ であってはならない。

-5. 深歯係数, Y_{DT}

深歯係数 Y_{DT} は、実質的なかみあい率 $2.05 \leq \varepsilon_{\alpha n} \leq 2.5$ の範囲内の高精度歯車とかみあい率を考慮するため歯元応力を調整する。

$$\varepsilon_{\alpha n} = \frac{\varepsilon_{\alpha}}{\cos^2 \beta_b}$$

Y_{DT} は次による。

$$Y_{DT} = 0.7 \quad (\text{歯車精度の ISO 等級} \leq 4 \text{ かつ } \varepsilon_{\alpha n} > 2.5 \text{ の場合})$$

$$Y_{DT} = 2.366 - 0.666 \cdot \varepsilon_{\alpha n} \quad (\text{歯車精度の ISO 等級} \leq 4 \text{ かつ } 2.05 < \varepsilon_{\alpha n} \leq 2.5 \text{ の場合})$$

$$Y_{DT} = 1.0 \quad (\text{上記以外の場合})$$

1.7.3 許容歯元曲げ応力

-1. 許容歯元曲げ応力 σ_{FP} は次式による。

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FE} Y_d Y_N Y_{\delta_{relT}} Y_{R_{relT}} Y_X}{S_F}$$

-2. 曲げ耐久限度, σ_{FE}

ある与えられた材料について、 σ_{FE} は永久的に耐えられる歯元の局所的な曲げ応力である。ここでは ISO 6336-5:2016 に基づき、 3×10^6 回の寿命に対応する応力を耐久限度と見なす。 σ_{FE} は熱処理による残留応力を無視して最小応力が 0 の片振変動応力として定義される。他の応力状況、たとえば、交変応力や予応力等の影響については設計係数 Y_d をもって考慮する。なお、 σ_{FE} の値は、1% 又はそれ以下の破壊確率に対応して決める。曲げ耐久限度は主に以下の要素に依存する。

(1) 材料の化学成分、清浄度及び欠陥

(2) 機械的性質

- (3) 残留応力
- (4) 硬化過程，硬化区域の硬化深さ，硬さ勾配
- (5) 材料構造（鍛造，圧延棒，鋳造）

σ_{FE} は次式による。

$$\sigma_{FE} = 2\sigma_{Flim}$$

σ_{Flim} は，表 7.3-1 による。ただし，十分な実績があるものであれば，本会がその都度上記(1)から(5)のことを考慮してより大きな値を取ることができる。

-3. 設計係数， Y_d

設計係数 Y_d は，双方向負荷や焼ばめにより歯元に生じる予応力や双方向負荷の歯元曲げ耐久限度に対する影響を考慮するもので，次のように求める；

$$Y_d = 1.00 \text{ (通常)}$$

$$= 0.90 \text{ (たまに双方向負荷を受ける歯車装置，例えば，逆転歯車装置の中の主大歯車)}$$

$$= 0.70 \text{ (アイドラ歯車)}$$

-4. 歯元曲げ応力のための寿命係数， Y_N

歯元曲げ応力のための寿命係数 Y_N は，有限寿命（繰返し数）で使用される場合に，より大きな許容歯元曲げ応力が認められることを考慮するものであり，1.0 より大きな値をその都度考慮する。本係数は主に次のものに依存する。

- (1) 材料及び熱処理
- (2) 負荷サイクル数（寿命）
- (3) 影響する係数 ($Y_{\delta_{relT}}$, $Y_{R_{relT}}$, Y_X)

寿命係数 Y_N は，参照規格 ISO 6336-3:2019 に定める方法 B に従い決定されなければならない。

-5. 相対切欠き感度係数， $Y_{\delta_{relT}}$

相対切り欠き感度係数 $Y_{\delta_{relT}}$ は，理論的に応力集中がどのように疲労耐久限度に影響するかを表すものである。本係数は主に材料及び相対応力勾配に依存し，次式により求められる。

$$Y_{\delta_{relT}} = \frac{1 + \sqrt{0.2\rho'(1 + 2q_s)}}{1 + \sqrt{1.2\rho'}}$$

q_s : 切り欠きパラメータ

ρ' : 滑性層厚さ (mm)

ただし， ρ' は，表 7.3-2 による。

-6. 相対表面状態係数， $Y_{R_{relT}}$

相対表面状態係数 $Y_{R_{relT}}$ は，曲げ強さに及ぼす歯面の影響を考慮するものであり，主に表面あらさの R_z の値に依存し，表 7.3-3 により求められる。

-7. 歯元曲げ応力のための寸法係数， Y_X

歯元曲げ応力のための寸法係数 Y_X は，寸法の増大に伴う強度の低下を考慮するもので，主に下記の要素に依存する；

- (1) 材料及び熱処理
- (2) 歯及び歯車の寸法
- (3) 歯の寸法に対する硬化層深さの比

歯元曲げ応力のための寸法係数， Y_X は表 7.3-4 による。

-8. 歯元曲げ強さに関する安全係数， S_F

歯元曲げ応力に関する安全係数 S_F を次の値とする。

- (1) 主推進用歯車 1.55
- (2) 補機用歯車 1.40

なお、2重独立の推進又は船級要件以上に独立多重化された補機の場合では、本会の承認を得て上記の値より小なる値を取ることが出来る。

表 7.3-1 σ_{Flim} の値 (N/mm^2)

| 鋼種 | σ_{Flim} |
|---------------|--|
| 焼きならし一般構造用鋼 | $0.45HB+70$ |
| ずぶ焼炭素鋼 | $0.25HB+160$ |
| ずぶ焼合金鋼 | $0.45HB+180$ |
| 歯元まで高周波焼入れ合金鋼 | $0.14HV+285$; ただし、 $HV>570$ においては 365 |
| 窒化合金鋼 | 365 |
| 軟窒化合金鋼 | $0.66HV+88$; ただし、 $HV>450$ においては 385 |
| 窒化鋼 | 420 |
| 浸炭焼入れ合金鋼 | 465; ただし、芯部 $HRC>30$ なら 500 |

HB : ブリネル硬さ, HV : ビッカース硬さ, HRC : Cスケールロックウェル硬さ

表 7.3-2 ρ' の値 (mm)

| 材料 | ρ' |
|-----------------------------------|---------|
| 窒化鋼及び窒化鋼で、表面硬化またはずぶ焼鋼 | 0.1005 |
| 降伏強さ $300N/mm^2$ 程度の鋼 | 0.0833 |
| 降伏強さ $400N/mm^2$ 程度の鋼 | 0.0445 |
| 降伏強さ $500N/mm^2$ 程度のずぶ焼鋼 | 0.0281 |
| 降伏強さ $600N/mm^2$ 程度のずぶ焼鋼 | 0.0194 |
| $\sigma_{0.2}=800N/mm^2$ 程度のずぶ焼鋼 | 0.0064 |
| $\sigma_{0.2}=1000N/mm^2$ 程度のずぶ焼鋼 | 0.0014 |
| 表面硬化鋼 | 0.0030 |

表 7.3-3 相対表面状態係数, Y_{RelT}

| 材料 | Y_{RelT} |
|--|---|
| 表面硬化鋼又はずぶ焼鋼 ($\sigma_R \geq 800 N/mm^2$) | $1.120 (R_z < 1)$ |
| | $1.674 - 0.529 (R_z + 1)^{0.1} (1 \leq R_z \leq 40)$ |
| 焼きならし鋼 ($\sigma_R < 800 N/mm^2$) | $1.070 (R_z < 1)$ |
| | $5.306 - 4.203 (R_z + 1)^{0.01} (1 \leq R_z \leq 40)$ |
| 窒化鋼 | $1.025 (R_z < 1)$ |
| | $4.299 - 3.259 (R_z + 1)^{0.0058} (1 \leq R_z \leq 40)$ |

(注)

1: R_z 歯元部の表面のあらさ (μm)。

2: 本方法は、 $2R_z$ より深いかすり傷や欠陥が存在しない場合のみ有効。

3: 表面あらさが算術平均粗さ R_a で表わされる場合には、 $R_z=6R_a$ の近似式を用いることができる。

表 7.3-4 歯元曲げ応力のための寸法係数, Y_X

| m_n の範囲 | 材料 | Y_X |
|----------------|-------------|-------------------|
| $m_n \leq 5$ | 一般 | 1.00 |
| $5 < m_n < 30$ | 焼きならし及びずぶ焼鋼 | $1.03 - 0.006m_n$ |
| $m_n \geq 30$ | | 0.85 |
| $5 < m_n < 25$ | 表面硬化鋼 | $1.05 - 0.010m_n$ |
| $m_n \geq 25$ | | 0.80 |

附 則（改正その6）

1. この規則は、2022年7月1日（以下、「施行日」という。）から施行する。
2. 施行日前に承認された歯車の設計については、損傷等がなく、また、歯車のかみあい寸法、材料等の強度に関わる変更がない場合、この規則による規定にかかわらず、なお従前の例によることができる。

D 編 機関

12 章 管，弁，管取付け物及び補機

表 D12.8 を次のように改める。

表 D12.8 管の用途によるメカニカルジョイントの使用区分⁽¹⁾

| 使用目的 | 管の用途 | 継手の種類 ⁽⁴⁾⁽⁵⁾ | | | 管の分類 | 耐火試験条件 ⁽¹²⁾ |
|--|--|-------------------------|--------------------|------------------------------------|-------------------|---------------------------------------|
| | | ユニオン継手 | コンプレッション カップリング | スリップオンジョ イント ⁽⁴⁾⁽¹¹⁾ | | |
| 可燃性流体 ⁽⁴⁾⁽¹⁰⁾ (引火点が 60 °C以下のもの) | 貨物油管 ⁽⁴⁾ | + | + | + | 乾式 | 30分乾式 ⁽²⁾ |
| | 原油洗浄管 ⁽⁴⁾ | + | + | + | 乾式 | |
| | 空気管 ⁽⁴⁾⁽⁶⁾ | + | + | + | 乾式 | |
| イナートガス | 水封装置用排水管 | + | + | + | 湿式 | 30分湿式 ⁽²⁾ |
| | スクラバ用排水管 | + | + | + | 湿式 | 30分湿式 ⁽²⁾ |
| | ガス供給主管 ⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾ | + | + | + | 乾式 | 30分乾式 ⁽²⁾ |
| | ガス供給支管 ⁽⁴⁾ | + | + | + | 乾式 | 30分乾式 ⁽²⁾ |
| 可燃性流体 ⁽⁴⁾⁽¹⁰⁾ (引火点が 60 °Cを超えるもの) | 貨物油管 ⁽⁴⁾ | + | + | + | 乾式 | 30分湿式 ⁽²⁾ |
| | 燃料油管 ⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾ | + | + | + | 湿式 | |
| | 潤滑油管 ⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾ | + | + | + | 湿式 | |
| | 操作油管 ⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾ | + | + | + | 湿式 | |
| | 熱媒油管 ⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾ | + | + | + | 湿式 | |
| 海水 | ビルジ管 ⁽⁴⁾⁽⁷⁾ | + | + | + | 乾式/湿式 | 8分乾式+22分湿式 ⁽²⁾ |
| | 消火主管及びスプリン クラ装置等の水が充填され ている消火装置用管 ⁽⁴⁾⁽⁶⁾ | + | + | + | 湿式 | 30分湿式 ⁽²⁾ |
| | 消火主管及び泡, ドレンチ ャ装置等の水が充填され ていない消火装置用管 ⁽⁴⁾⁽⁶⁾ | + | + | + | 乾式/湿式 | 8分乾式+22分湿式 ⁽²⁾ R編26章を遵守 |
| | 消火主管 ⁽⁴⁾ | + | + | + | | |
| | バラスト管 ⁽⁴⁾⁽⁷⁾ | + | + | + | 湿式 | 30分湿式 ⁽²⁾ |
| | 冷却水管 ⁽⁴⁾⁽⁷⁾ | + | + | + | 湿式 | 30分湿式 ⁽²⁾ |
| | タンク洗浄管 | + | + | + | 乾式 | 耐火試験不要 |
| | その他の管 | + | + | + | 乾式 乾式/湿式 湿式 | 耐火試験不要 |

表 D12.8 管の用途によるメカニカルジョイントの使用区分⁽¹⁾ (続き)

| 使用目的 | 管の用途 | 継手の種類 ⁽²³⁾ | | | 管の分類 | 耐火試験条件 ⁽¹²⁾ |
|---------|---|-----------------------|----------------|---------------------------------|-------------------|---|
| | | ユニオン継手 | コンプレッションカップリング | スリップオンジョイント ⁽⁴⁴⁾⁽⁴⁵⁾ | | |
| 清水 | 冷却水管 ⁽²⁾ | + | + | + | 湿式 | 30分湿式 ⁽²⁾ |
| | 復水管 ⁽²⁾ | + | + | + | 湿式 | 30分湿式 ⁽²⁾ |
| | その他の管 | + | + | + | 乾式 乾式/湿式 湿式 | 耐火試験不要 |
| 衛生排水/排水 | 甲板用船内排水管 ⁽²⁾⁽⁸⁾ | + | + | + | 乾式 | 耐火試験不要 |
| | 衛生排水管 | + | + | + | 乾式 | |
| | 船外排水管 | + | + | - | 乾式 | |
| 測深/ベント | 水タンク/ コファダム用 測深管/空気管 | + | + | + | 乾式, 湿式 | 耐火試験不要 |
| | 油タンク用測深管/空気管 ⁽⁵⁾⁽⁶⁾ (引火点 > 60 °C) | + | + | + | 乾式 | |
| その他 | 始動/制御空気管 ⁽²⁾ | + | + | - | 乾式 | 30分乾式 ⁽²⁾ |
| | 雑用空気管 | + | + | + | 乾式 | 耐火試験不要 |
| | ブライン管 | + | + | + | 湿式 | |
| | 炭酸ガス装置用管 (外部 保護区間) ⁽⁴⁾ | + | + | - | 乾式 | 30分乾式 ⁽²⁾ |
| | 炭酸ガス装置用管 (内部 保護区間) | + | + | - | 乾式 | メカニカルジョイントには融点が 925°C 以上の材料を使用すること。 R 編 25 章 |
| | 蒸気管 | + | + | + ⁽⁴⁵⁾ | 湿式 | 耐火試験不要 |

(注)

(1) + 使用可, - 使用不可

(2) 耐火試験については、「船舶材料・機器等の承認及び認定要領」第 6 編 9.3.2(6)による。

(23) メカニカルジョイントに火災により直ちに機能が低下する部品が含まれる場合、次の(24)から(67)によること。

~~(2) A 類機関区域内では、本会が承認した耐火性のものとする。~~

(4) ポンプ室及び開放甲板にメカニカルジョイントを設置する場合は、耐火試験を行うこと。

(45) スリップオンジョイントは、A 類機関区域内又は居住区域内で使用しないこと。A 類機関区域以外の機関区域で使用する場合には、容易に視認及び接近可能な場所に配

置すること。(MSC/Circ.734を参照)

- (56) 本会が承認した耐火性のものとする。ただし、メカニカルジョイントが、**鋼船規則 R 編 9.2.3-2.(10)**に定義する開放された甲板上の場所 (**規則 R 編 3.2.6, N 編 1.1.4(6)**及び**S 編 1.3.1(4)**に規定するタンカー、液化ガスばら積船及び危険化学品ばら積船の貨物エリア内の場所を除く。)で使用され、かつ、燃料油管、消火装置用管及び消火主管に使用されない場合にあつては、この限りではない。
- (67) ~~ポンプ室内及び開放甲板では、本会が承認した耐火性のものとする。~~**4**類機関区域内で使用されるメカニカルジョイントは、耐火試験を行うこと。
- (78) 乾舷甲板上に限る。
- (89) **図 D12.1**に示すスリップ式のスリップオンジョイントは、甲板上で設計圧力が1.0 MPa以下の管に使用できる。
- (910) メカニカルジョイントを使用した配管については、**13.2.4-4**の規定にもよること。
- (101) スリップオンジョイントを使用した配管については、**13.2.4-6**の規定にもよること。
- (12) 「30分乾式」試験に合格した場合、「8分乾式+22分湿式」及び/又は「30分湿式」試験が要求されるものについても合格したものとみなす。「8分乾式+22分湿式」試験に合格した場合、「30分湿式」試験が要求されるものについても合格したものとみなす。

13章 管艤装

13.2 配管

13.2.4 メカニカルジョイント*

-6.を次のように改める。

-6. スリップオンジョイントの使用制限は、前-2.から-5.によるほか、次の(1)から及び(32)による。

- (1) 貨物倉、タンク及びその他の場所であって近寄ることが困難な区画内の配管には (MSC/Circ.734を参照)、~~本会が承認した場合を除き~~タンク内の液体と管内の流体が同一である場合を除き、スリップオンジョイントを使用してはならない。
- ~~(2) タンク(前(1)に規定するものを含む。)内では、タンク内の液体と管内の流体が同一である場合を除き、スリップオンジョイントを使用してはならない。~~
- (32) スリップ式のスリップオンジョイントは、管の軸方向の変形により生じる変位を吸収する必要がある場合を除き、管の主たる接続手段として使用してはならない。

附 則 (改正その7)

1. この規則は、2022年7月1日(以下、「施行日」という。)から施行する。
2. 次のいずれにも該当しないメカニカルジョイントにあつては、この規則による規定にかかわらず、なお従前の例による。
 - (1) 施行日以降に使用承認の申込みのあつたメカニカルジョイント
 - (2) 施行日以降に使用承認の更新を行うメカニカルジョイント

14 章 タンカーの管装置

14.2 貨物油ポンプ，貨物油管装置，貨物油タンク内配管等

14.2.2 を次のように改める。

14.2.2 貨物油管装置の配管一般*

(-1.から-6.は省略)

~~7. すべての貨物油タンク及び貨物管装置は，溶接若しくはボルト締めによる金属接触又はストラップ等の適切な方法によって電氣的に連続させ，かつ，船体に接地しなければならない。次に掲げるタンク及び管装置等は，恒久的に船体に接地する場合を除き，ストラップにより船体に接地しなければならない。~~

- ~~(1) 電氣的連続性が確保されていないタンク（例えば独立型貨物油タンク）~~
- ~~(2) 取外し可能な配管接合部（例えばスプールピース）~~
- ~~(3) 非導電性のガスケット又はシールを有するウェハー形の弁~~

~~8. 前7.に規定するストラップは，次の(1)から(3)の規定に従ったものでなければならない。~~

- ~~(1) 不良個所を目視によって明確に判別できること。~~
- ~~(2) 機械的損傷から保護され，腐食性製品又は塗料による導電性への影響を避けるよう設計及び配置されていること。~~
- ~~(3) 設置又は交換が容易にできること。~~

~~7. 静電気の制御のための貨物油タンク，貨物管装置等の接地及びボンディングは，次によらなければならない。~~

- ~~(1) 液体／ガス／蒸気の流れに起因する静電気の蓄積による放電の危険は，貨物タンク，貨物管装置等と船体との間の抵抗が $1\text{ M}\Omega$ 以下であれば回避できる。~~
- ~~(2) 当該抵抗値は，貨物油タンク，貨物管装置等が船体に直接又は支持部を介して溶接又はボルトで固定されている場合，ボンディングストラップを使用せずに容易に達成することができる。~~
- ~~(3) 次に掲げる貨物油タンク，貨物管装置等は，恒久的に船体に接地する場合を除き，ボンディングストラップを設けること。~~
 - ~~(a) 独立型貨物油タンク~~
 - ~~(b) 船体から電氣的に分離している貨物油タンク及び管装置~~
 - ~~(c) 取外し可能な配管接合部（例えばスプールピース）~~
 - ~~(d) 非導電性のガスケット又はシールを有するウェハー形の弁~~
- ~~(4) ボンディングストラップが必要な場合は，次の(a)から(c)の規定に従ったものとする。~~
 - ~~(a) 不良個所を目視によって明確に判別できること。~~
 - ~~(b) 機械的損傷から保護され，腐食性製品，塗料等による導電性への影響を避けるよう設計及び配置されていること。~~
 - ~~(c) 設置及び交換が容易にできること。~~

附 則（改正その 8）

1. この規則は、2022年7月1日（以下、「施行日」という。）から施行する。
2. 施行日前に建造契約が行われた船舶にあっては、この規則による規定にかかわらず、なお従前の例による。

21章 選択式触媒還元脱硝装置関連設備

21.2 設計

21.2.2 材料

-1.を次のように改める。

-1. 還元剤貯蔵タンクの内容料は、融点が 925℃を超える鋼又はこれと同等の内容料でなければならぬ。

(備考)

「鋼又はこれと同等の内容料」については、以下に示す繊維強化プラスチック (FRP) 船における船殻の一部を構成するタンクであって、且つ当該タンクが自己消火性材料によりコーティング及び/又は防熱されている場合には適用しない。

(1) 関連する IMO ガイドライン (MSC.1/Circ.1574) に基づき、SOLAS 条約第 II-2 章第 17 規則に準拠した FRP 船

(2) SOLAS 条約の適用が免除されている FRP 船 (ヨットコード又は旗国要件を満足する一般的に総トン数 500 トン未満のヨット、高速巡視船、軍艦等)

(-2.から-4.は省略)

21.4 構造、配置等に関する要件

21.4.5 安全装置及び警報装置

-2.及び-3.を次のように改める。

-1. (省略)

-2. SCR 脱硝装置には、表 D21.1 に示す異常状態となったときに作動する警報装置を当該装置の制御場所に設けなければならない。

-3. SCR 脱硝装置には、次の(1)から(4)の事項について表示できる監視装置を当該装置の制御場所に設けなければならない。

(1) 還元剤タンク液面

(2) 還元剤タンク温度

(3) 排ガス入口温度

(4) 排ガス入口圧力又は触媒ブロック前後の差圧

-4. (省略)

表 D21.1 を次のように改める。

表 D21.1 SCR 脱硝装置の警報点⁽¹⁾

| 異常状態の種類 | |
|------------------------|-----|
| 還元剤タンク液面 | H L |
| 還元剤タンク温度 | H L |
| 排ガス入口圧力 ⁽²⁾ | H |
| 排ガス入口温度 | H L |
| 排ガス出口温度 ⁽³⁾ | H |
| 制御、警報、監視及び安全装置の電源喪失 | ○ |

注

- (1) H 及び L はそれぞれ高及び低を意味する。また、○は異常状態になったことを意味する。
- (2) 触媒ブロック前後の差圧に代えて差し支えない。
- (3) ストーフライアによる損傷を防止するための措置が講じられている場合は、省略して差し支えない。

21.8 試験

21.8.1 製造工場等における試験

-4.を次のように改める。

(-1.から-3.は省略)

-4. 還元剤供給ポンプは、本会の認める方法で試運転を行わなければならない。ただし、当該試験は、製造者が行う試験に代えることができる。この場合、本会は試験成績書の提出又は提示を要求することがある。

-5. (省略)

附 則 (改正その 9)

1. この規則は、2022年7月1日（以下、「施行日」という。）から施行する。
2. 施行日前に建造契約*が行われた船舶に搭載される選択式触媒還元脱硝装置であって、施行日前に承認申込みのあったものについては、この規則による規定にかかわらず、なお従前の例による。
3. 前2.にかかわらず、船舶の所有者から申込みがあれば、この規則による規定を施行日前に建造契約*が行われた船舶に搭載される選択式触媒還元脱硝装置であって、施行日前に承認申込みのあったものに適用することができる。

* 建造契約とは、最新の IACS Procedural Requirement (PR) No.29 に定義されたものをいう。

IACS PR No.29 (Rev.0, July 2009)

英文 (正)

1. The date of “contract for construction” of a vessel is the date on which the contract to build the vessel is signed between the prospective owner and the shipbuilder. This date and the construction numbers (i.e. hull numbers) of all the vessels included in the contract are to be declared to the classification society by the party applying for the assignment of class to a newbuilding.
2. The date of “contract for construction” of a series of vessels, including specified optional vessels for which the option is ultimately exercised, is the date on which the contract to build the series is signed between the prospective owner and the shipbuilder. For the purpose of this Procedural Requirement, vessels built under a single contract for construction are considered a “series of vessels” if they are built to the same approved plans for classification purposes. However, vessels within a series may have design alterations from the original design provided:
 - (1) such alterations do not affect matters related to classification, or
 - (2) If the alterations are subject to classification requirements, these alterations are to comply with the classification requirements in effect on the date on which the alterations are contracted between the prospective owner and the shipbuilder or, in the absence of the alteration contract, comply with the classification requirements in effect on the date on which the alterations are submitted to the Society for approval.The optional vessels will be considered part of the same series of vessels if the option is exercised not later than 1 year after the contract to build the series was signed.
3. If a contract for construction is later amended to include additional vessels or additional options, the date of “contract for construction” for such vessels is the date on which the amendment to the contract, is signed between the prospective owner and the shipbuilder. The amendment to the contract is to be considered as a “new contract” to which 1. and 2. above apply.
4. If a contract for construction is amended to change the ship type, the date of “contract for construction” of this modified vessel, or vessels, is the date on which revised contract or new contract is signed between the Owner, or Owners, and the shipbuilder.

Note:

This Procedural Requirement applies from 1 July 2009.

仮訳

1. 船舶の「建造契約日」とは、予定所有者と造船所との間で建造契約のサインが交わされた日をいう。なお、この契約日及び契約を交わす全ての船舶の建造番号（船番等）は、新造船に対し船級登録を申込む者によって、船級協会に申告されなければならない。
2. オプションの行使権が契約書に明示されている場合、オプション行使によるシリーズ船の「建造契約日」は、予定所有者と造船所との間で建造契約のサインが交わされた日をいう。本 Procedural Requirement の適用において、1つの建造契約書に基づく船舶が同一の承認図面によって建造される場合は、シリーズ船と見なす。しかしながら、以下の条件を満たす設計変更にあつては、シリーズ船は原設計から設計変更を行うことができる。
 - (1) 設計変更が船級要件に影響を及ぼさない、又は、
 - (2) 設計変更が船級規則の対象となる場合、当該変更が予定所有者と造船所との間で契約された日に有効な船級規則に適合している、又は設計変更の契約が無い場合は承認のために図面が船級協会に提出された日に有効な船級規則に適合している。

オプションによる建造予定船は、シリーズ船の建造契約が結ばれてから1年以内にオプションが行使される場合、シリーズ船として扱われる。

3. 建造契約の後に追加の建造船又は追加のオプションを含める契約の変更がなされた場合、建造契約日は予定所有者と造船所との間で契約変更がなされた日をいう。この契約変更は前 1. 及び 2. に対して、「新しい契約」として扱わなければならない。
4. 船舶の種類の変更による建造契約の変更があつた場合、改造された船舶の「建造契約日」は、予定所有者と造船所との間で契約変更又は新規契約のサインが交わされた日をいう。

備考：

1. 本 PR は、2009年7月1日から適用する。

22 章 排ガス浄化装置関連設備

22.1 一般

22.1.1 適用

-1.から-3.を次のように改める。

-1. 本章の規定は、往復動内燃機関及びボイラ等の燃料油燃焼装置から排出される硫黄酸化物及び粒子状物質の低減を目的として設置される排ガス浄化装置関連設備であって、腐食性、又は人に危険を及ぼすと考えられる水酸化ナトリウム又は水酸化カルシウム水溶液（以下、本章において「化学処理液」という）を使用するものに適用する。

-2. 前-1.に規定されない化学薬品を使用する排ガス浄化装置を採用する場合は、~~個々の~~設計に応じてその都度検討する必要がある当該薬品使用による人への危害を排除又は軽減するため、危険性を分析するために実施されるリスクアセスメントの結果に応じて、本章の規定と同等の安全対策が講じられなければならない。

-3. 化学薬品を使用しない排ガス浄化装置を採用する場合は、本章の「~~水酸化ナトリウム水溶液~~化学処理液を含む液体」を「スクラバ反応器通過後の液体」と読み替えて適用する。ただし、**22.4.1-4.**、**-9.**、**-10.**、**22.7.1-2.**及び**22.7.2-2.(1)**の規定は、適用しない。

（-4.及び-5.は省略）

22.1.2 用語

(1)及び(3)を次のように改める。

本章で使用する用語の意味は、次のとおりとする。

(1) 「排ガス浄化装置」とは、スクラバ反応器、洗浄水噴霧装置、~~水酸化ナトリウム水溶液~~化学処理液供給ポンプ、洗浄水供給ポンプ及び残渣物等の貯蔵タンクで構成される装置をいう。

(2) （省略）

(3) 「洗浄水」とは、スクラバ内もしくは排ガス入口部において噴霧される清水又は海水（水酸化ナトリウム又は水酸化カルシウムを加えたものを含む）をいい、スクラバ反応器通過後の液体を含む。

(4) （省略）

(5) （省略）

22.1.3 提出図面及び資料

(1)及び(2)を次のように改める。

提出すべき図面及び資料は、一般に次のとおりとする。

(1) 承認用図面及び資料

(a)から(e)は省略

(f) 水酸化ナトリウム水溶液化学処理液／水酸化ナトリウム水溶液化学処理液を含む液体の貯蔵タンクの構造図及びその配置を示す図

(g) 水酸化ナトリウム水溶液化学処理液貯蔵タンク等の当該液体を取扱う機器の設置区画又は 22.4.2-3.に規定する区画の通風装置

(h) 諸管線図（水密隔壁および耐火仕切りの貫通部の詳細を含む）

(i)から(l)は省略

(2) 参考用図面及び資料

(a)から(e)は省略

(f) 22.1.1-2.の規定する危険性を分析するために実施されるリスクアセスメントの結果に関する資料

(g) その他本会が必要と認めるもの

22.2 設計

22.2.1 一般要件

-1.及び-2.を次のように改める。

-1. 管、弁、管取付け物及び補機については、本要領章の規定によるほか、「~~水酸化ナトリウム水溶液化学処理液を含む液体~~」を「海水」とみなして 12 章の要件を適用する。ただし、~~水酸化ナトリウム水溶液のみを含む管の分類は 1 類管とする~~設計圧力と温度に関わらず、化学処理液のみを含む管装置は、12 章に規定する 1 類管に適用される要件に適合しなければならない。タンク付弁へ接続するフランジ継手を除き、可能な限り、管装置は溶接で接合されなければならない。

-2. 空気管、測深装置については、本要領章の規定によるほか、「燃料油」を「~~水酸化ナトリウム水溶液化学処理液を含む液体~~」と読み替えて 13.6 及び 13.8 (13.6.1-5. 及び 13.6.2-3. を除く) の要件を適用する。

(-3.及び-4.は省略)

22.2.2 を次のように改める。

22.2.2 材料

-1. 排ガス浄化装置に使用する材料は、使用温度及び圧力下における切欠きじん性、腐食性及び材料との危険な反応の有無を考慮し選定しなければならない。

-2. 化学処理液貯蔵タンク及び当該液体の原液を移送する管装置の材料は、融点が 925℃を超える鋼又はこれと同等の材料でなければならない。

-3. 化学処理液貯蔵タンク及び関連する管装置には、当該液体に適した材料を使用する

か、又は適切な防食コーティングを施さなければならない。

(備考)

(いくつかの金属は化学処理液と相性が悪く、例えば、水酸化ナトリウムは、亜鉛、アルミニウム等と相性が悪い。)

22.4 構造、配置等に関する要件

22.4.1 を次のように改める。

22.4.1 構造及び配置

-1. ~~水酸化ナトリウム水溶液~~化学処理液貯蔵タンクは、機関室内に配置して差し支えない。

-2. ~~水酸化ナトリウム水溶液~~化学処理液貯蔵タンクは、~~水酸化ナトリウム水溶液~~当該液の溶液の固有の濃度に対して過度の高温及び低温とならないように保護しなければならない。このため、船舶の航行区域に応じて、加熱及び/又は冷却装置の備付けが必要になる場合がある。

-3. ~~水酸化ナトリウム水溶液~~化学処理液を含む液体の貯蔵タンク及びポンプ等の当該液体を取扱う機器には、漏洩物が設置区画内に広がることを防止するため、当該装置の下に十分な大きさのドレン受けを設けなければならない。

-4. (省略)

-5. 化学処理液貯蔵タンクは、当該タンクからの漏洩物が加熱面に接触せずに収容されるように配置しなければならない。また、全ての管又は他のタンク貫通部には、タンク付きの手動閉鎖弁を備えなければならない。当該弁がタンク頂部より下方に備えられている場合、化学処理液が漏れた場合でもアクセス可能な場所から遠隔操作可能な迅速に作動する遮断弁が配置されていなければならない。

-6. 化学処理液貯蔵タンクは、当該処理液の比重を考慮した上で、オーバーフロー管の上端（当該管が設置されている場合）又は少なくとも頂板上 2.4 m の水頭のうち、どちらか大きい方の圧力に耐える十分な強度を有するものでなければならない。

-~~7.~~ ~~水酸化ナトリウム水溶液~~化学処理液を船殻の一部を構成するタンクに貯蔵する場合、設計及び製造にあたり、次の(1)から(64)の規定を考慮しなければならない。

(1) 当該タンクは、二重底及び舷側タンク等の船殻の一部分を成すものとして設計及び製造して差支えない。

(2) 当該タンクには、適切な防食コーティングを施さなければならないし、当該タンクは、居住区域、業務区域及び化学処理液と危険な反応をする恐れのある貨物区域並びに食糧庫、油タンク及び清水タンクに隣接しないよう、コファダム、空所、ポンプ室、空タンク及び類似の区画により隔離しなければならない。

(3) 当該タンクは、~~水酸化ナトリウム水溶液~~化学処理液の比重を考慮した上で、深水タンクの船殻及び主要支持部材に適用される構造要件に従って設計し建造しなければならない。

~~(4) 当該タンクには、少なくとも液面計、温度計、高温警報及び高低液面警報等を備えなければならない。~~

~~(5) 当該タンクは、居住区域、業務区域及び水酸化ナトリウム水溶液と危険な反応をする恐れのある貨物区域並びに食糧庫、油タンク及び清水タンクに隣接しないよう、~~

~~コファダム、空所、ポンプ室、空タンク及び類似の区画により隔離しなければならない。~~

(64) 当該タンクは、船舶の復原性計算に含めなければならない。

~~68. 水酸化ナトリウム水溶液化学処理液を含む液体の管装置及び通気装置は、船舶の他の用途の配管及び／又は装置から独立したものとしなければならない。~~

~~79. 水酸化ナトリウム水溶液化学処理液を含む液体の管装置は、居住区域、業務区域及び制御場所内を通過又は導入させてはならない。~~

~~810. 水酸化ナトリウム水溶液化学処理液を含む液体の管装置は、液体を貯蔵するタンク内を通過又は導入させてはならない。ただし、本会が適当と認めた場合はこの限りでない。~~

~~911. 水酸化ナトリウム水溶液化学処理液を含む液体の管装置は、洗浄水噴霧ノズルの近傍を除き、管装置からの流出物又は漏出物が高温となる機器の表面に接触しないよう配置しなければならない。特に、ボイラ、蒸気管、排ガス管等の機器の直上又は近傍に配置してはならない。~~

~~102. 水酸化ナトリウム水溶液化学処理液を含む液体を貯蔵するタンクは、次の(1)及び(2)によらなければならない。~~

(1) 当該タンクから流出又は漏出した水酸化ナトリウム水溶液化学処理液を含む液体が、高温となる機器の表面に接触しないよう配置しなければならない。特に、ボイラ、蒸気管、排ガス管等の機器の直上又は近傍に配置してはならない。

(2) 補充管系統に陸上施設連結具を備える場合、補充中に水酸化ナトリウム水溶液化学処理液が飛散した場合を考慮し、有効な囲い等により飛散防止措置を講じなければならない。

~~143. 水酸化ナトリウム水溶液化学処理液を含む液体の貯蔵タンクからの排出管には、~~止~~め弁をタンクに直接タンク付きの手動閉鎖弁を取り付けなければならない。~~

~~12. 水酸化ナトリウム水溶液管装置が損傷した場合に、当該水溶液貯蔵タンクから水酸化ナトリウム水溶液が漏出する恐れのある水酸化ナトリウム水溶液管装置については、漏洩が生じた場合でも接近できる位置から閉じることができるコック又は弁を当該タンクに直接取り付けなければならない。~~

~~134. 排気ガスの浄化過程より生成された残渣物のタンクについては、次の(1)から(34)によらなければならない。~~

(1) ~~スクラバ反応器で使用された洗浄水から除去された残渣物は、海洋汚染防止のための構造及び設備規則3編2章の規定により設けられる油性残留物(スラッジ)タンクとは別個に貯蔵し適当な受入施設へ排出する必要がある化学処理液貯蔵タンクのオーバーフロータンクとしても使用される場合を除き、当該タンクは他のタンクから独立していなければならない。~~

(2) 当該残渣物タンク内の各部の掃除が支障なく行える位置に十分な大きさのマンホールあるいはアクセスホールを設けなければならない。

(3) 当該残渣物タンクの容量は、設置される排ガス浄化装置の数、種類及び残渣物を陸上に排出し得る港間の最大航海日数を考慮して決定しなければならない。もし当該日数に関するデータがない場合は、30日という数字を使用すること。

(4) 閉ループタイプの化学処理装置で使用される残渣物タンクが化学処理液貯蔵タンクのオーバーフロータンクとしても使用される場合、本章に規定する貯蔵タンクの要件が適用されます。

~~145. (省略)~~

~~156. 前145.に規定する管装置に取り付けられるディスタンスピースにおいて、船体構造~~

材料と異なる材料が使用され、且つ異種金属同士が接近して配置される場合には、異種金属接触腐食を防止するための適当な措置を取らなければならない。

-17. 化学処理液のみを含む管装置について、以下の接続部が設置される場所にあつては、漏洩物が広がらないようスクリーン又はその他の適切な方法及びドレン受けを設置しなければならない。

- (1) 配管間における着脱可能な接続部（フランジ接続、メカニカルジョイント等）
- (2) 配管及びポンプ、ストレーナー、ヒーター、弁等の機器との間における着脱可能な接続部
- (3) 前(1)及び(2)の機器間における着脱可能な接続部

-18. 前-17.の規定により備えるドレン受けには、前-14.に規定する残渣物タンク等の適当なタンクに導くドレン管及び同タンクに高位液面警報装置を設けるか、又は漏洩を検知する警報装置を設けなければならない。なお、残渣物タンク等が船殻の一部を構成するタンクである場合、前-7.(1)及び(2)を適用しなければならない（ここで、前-7.(1)及び(2)に規定する「当該タンク」は「残渣物タンク等」と読み替えて適用する）。

22.4.2 を次のように改める。

22.4.2 設置区画の通風装置

-1. 水酸化ナトリウム水溶液化学処理液貯蔵タンク又は水酸化ナトリウム水溶液供給ポンプ等の当該液体を取扱う機器を閉囲された区画に設置する場合には、当該設置区画に、居住区域、業務区域及び制御場所の通風装置から独立した有効な排気式機械通風装置であつて毎時6回以上の換気能力を有するものを備えなければならない。当該通風装置は、当該区画の外部から制御できるものでなければならない。また、当該区画の外部の場所であつて各入口の近傍及び当該区画内には、当該通風が停止した際に作動する可視可聴警報を、当該通風装置の使用を促す注意銘板とともに当該区画に立ち入る前に当該通風装置の使用を促す注意銘板を備えなければならない。

-2. 前-1.にかかわらず、水酸化ナトリウム水溶液化学処理液貯蔵タンク及び水酸化ナトリウム水溶液供給ポンプ等の当該液体を取扱う機器を機関室内に設置する場合には、別個の通風装置を備える必要はない。ただし、当該区画の通常の通風装置が、当該貯蔵タンク及びポンプ等の当該液体を取扱う機器の近傍に有効な空気の流れを与えるものであり、かつ、タンクが空であり空気ですべてにパージされている場合を除き、連続して作動するものであることを条件とする。

-3. 水酸化ナトリウム水溶液を船殻の一部を構成するタンクに貯蔵する場合の、当該タンクに隣接する通常人が入る閉囲区画の通風装置については、次の(1)又は(2)によらなければならない。前-1.に掲げる通風装置及び注意銘板に関する要件は、通常人が入る閉囲区画であつて、次の(1)又は(2)に該当するものにも適用しなければならない。

- (1) 当該タンクが機関室に隣接する場合には、前-2.の規定を準用する船殻の一部を構成する化学処理液貯蔵タンクに隣接しており、かつ当該タンクから漏洩する可能性のある箇所（マンホール、取り付け物等）を有する区画。
- (2) 当該タンクが機関室以外の通常人が入る閉囲区画に隣接する場合には、前-1.の規定を準用する化学処理液に関連する管装置が通過する区画。ただし、当該管装置の材料が、融点が925℃を超える鋼又はこれと同等の材料であつて、かつ、当該装置のすべての継手が溶接継手である場合を除く。

22.4.3 として次の1条を加える。

22.4.3 化学処理液貯蔵タンクの通気装置

-1. 化学処理液貯蔵タンクの通気装置の排気口は、暴露甲板上の安全な場所に配置しなければならない。また、通気装置は、化学処理液貯蔵タンク内に水が入らないように配置しなければならない。

-2. 化学処理液貯蔵タンクは、当該タンクから液体を抽出し当該タンクを空にすることに加え、持運び式又は固定式の装置によって通気することができるものとしなければならない。

22.4.3 を 22.4.4 とし、22.4.4 を次のように改める。

22.4.34 安全装置及び警報装置

-1. 排ガス浄化装置には、次の(1)又は(2)のいずれかの異常が発生したときに、自動的に排ガス洗浄水供給ポンプ及び~~水酸化ナトリウム水溶液~~化学処理液供給ポンプの非常停止を行う装置を設けなければならない。

(1) スクラバ内液面上昇

(2) 排ガス管切替え装置が無い場合は、排ガス入口圧力又はスクラバ反応器前後の差圧の上昇

-2. (省略)

-3. 排ガス浄化装置には、表 D22.1 に示す異常状態となったときに作動する警報装置を当該装置の制御場所に設けなければならない。

-4. 排ガス浄化装置には、次の(1)から(5)の事項について表示できる監視装置を当該装置の制御場所に設けなければならない。

(1) スクラバ反応器内液面

(2) ~~水酸化ナトリウム水溶液~~化学処理液タンク液面

(3) ~~水酸化ナトリウム水溶液~~化学処理液タンク温度 (-6.に規定する加熱及び/又は冷却装置が備えられる場合)

(4) 排ガス出口温度

(5) 排ガス入口圧力又はスクラバ反応器前後の差圧

-5. (省略)

-6. 各化学処理液貯蔵タンクには、液面監視装置及び高・低位液面警報を備えなければならない。加熱及び/又は冷却装置が備えられる場合、高温及び/又は低温警報又は温度監視装置も備えなければならない。

表 D22.1 排ガス浄化装置の警報点⁽¹⁾

| 異常状態の種類 | |
|---|----|
| スクラバ反応器内液面 | H |
| 洗浄水供給温度 (水酸化ナトリウム水溶液 化学処理液を含む場合) ⁽²⁾ | H |
| 水酸化ナトリウム水溶液 化学処理液タンク液面 | HL |
| 水酸化ナトリウム水溶液 化学処理液タンク温度 ⁽³⁾ | HL |
| 排ガス入口圧力 ⁽⁴⁾ | H |
| 排ガス出口温度 | H |
| 制御、警報、監視、安全装置の電源喪失 | ○ |

注

- (1) H及びLはそれぞれ高及び低を意味する。また、○は異常状態になったことを意味する。
- (2) 熱交換器の異常による洗浄水の高温を検知するため。熱交換器を使用しない場合、当該警報不要。
- (3) 加熱及び／又は冷却装置が備えられない場合、当該警報不要。
- (24) スクラバ反応器前後の差圧に代えて差し支えない。

22.6 安全・保安装具

22.6.1 を次のように改める。

22.6.1 一般

~~1. 船員の保護のため、次の(1)から(4)に示す保護装具を、漏洩に際しても容易に近づき得る排ガス浄化装置設置区画外の場所に備えなければならない。これらの保護装具は、全身を保護するため皮膚全体を完全に覆うことができるものとしなければならない。また、格納場所は容易に識別できるよう表示しなければならない船舶には適切な数の個人用保護具を備えなければならない。当該保護具の数は、定期的に取り扱い作業に従事する人数、又は不具合発生時に曝される可能性のある人数に適したものでなければならない。ただし、当該数は2組未満であってはならない。~~

~~2. 個人用保護具は、以下のものより構成されなければならない。~~

- (1) 耐薬品性の大きな前かけ
- (2) 長袖の特別な手袋
- (3) 適当な靴
- (4) 上下接続した保護衣及び目の保護装置（密着式）もしくは顔面保護具又は両方から構成された適当な保護装具

~~23. 水酸化ナトリウム水溶液の積込み場所及び水酸化ナトリウム水溶液供給ポンプの近くには、洗眼器及び安全シャワーを設けなければならない。当該設備の場所及び個数は、詳細な設備配置図を基に決定しなければならないが、少なくとも、以下の場所には備えなければならない。~~

- (1) 化学処理液を扱う移送又は処理ポンプ場所の近傍。もし同一甲板上に複数の移送又は処理ポンプ設置場所がある場合、同一甲板上の全ての当該ポンプ設置場所から容易にアクセスできることを条件に、1組の洗眼及び安全シャワー場所を許容することができる。
- (2) 甲板上の化学薬品バンカリングステーション近傍には、1組の洗眼及び安全シャワー場所を備えなければならない。もしバンカリング接続部が両舷に設置されている場合、各舷に1組ずつ、合計2組の洗眼及び安全シャワー場所を備える配慮をしなければならない。
- (3) 化学処理液の漏洩／排水が発生する可能性のある機器の全ての場所及び定期的なメンテナンスを必要とする化学処理液を扱う機器の接続部/部品の近傍には、1組の洗眼及び安全シャワー場所を備えなければならない。

22.7 試験

22.7.1 を次のように改める。

22.7.1 製造工場等における試験

-1. 独立した~~水酸化ナトリウム水溶液~~化学処理液貯蔵タンクは、~~頂板上 2.5 m の水高圧弁~~化学処理液の比重を考慮した上でオーバーフロー管の上端（当該管が設置されている場合）又は少なくとも頂板上 2.4 m の水頭のうち、どちらか大きい方で水圧試験を行わなければならない。

-2. 設計圧力が 0.35 MPa を超える~~水酸化ナトリウム水溶液~~化学処理液を含む液体の配管、弁及び管取付け物にあっては、溶接接合された付着品と共に、すべての加工後、設計圧力の 1.5 倍の圧力で水圧試験を行わなければならない。

-3. ~~水酸化ナトリウム水溶液~~化学処理液供給ポンプ及び洗浄水供給ポンプの受圧部は、設計圧力の 1.5 倍又は 0.2 MPa のうち大きい方で水圧試験を行わなければならない。ただし、当該試験は、製造者が行う試験に代えることができる。この場合、本会は試験成績書の提出又は提示を要求することがある。

-4. ~~水酸化ナトリウム水溶液~~化学処理液供給ポンプ及び洗浄水供給ポンプは、本会の認める方法で試運転を行わなければならない。ただし、当該試験は、製造者が行う試験に代えることができる。この場合、本会は試験成績書の提出又は提示を要求することがある。

-5. ~~水酸化ナトリウム水溶液~~化学処理液供給ポンプ及び洗浄水供給ポンプを駆動する電動機及び同用制御器は、**H編**の関連規定に従って試験を行わなければならない。ただし、連続定格容量が 100 kW 未満の電動機及び同用制御器にあっては、当該試験を、製造者が行う試験に代えることができる。この場合、本会は試験成績書の提出又は提示を要求することがある。

22.7.2 を次のように改める。

22.7.2 造船所等における試験

-1. ~~水酸化ナトリウム水溶液~~化学処理液を船殻の一部を構成するタンクに積載する場合は、**B編 2.1.5(1)**に従い、~~水酸化ナトリウム水溶液~~化学処理液タンクの水圧試験を行わなければならない。ただし、試験に使用する液体の比重が~~水酸化ナトリウム水溶液~~化学処理液の比重より小さい場合には、水頭を追加する必要があることを考慮しなければならない。

-2. 排ガス浄化装置は、船内取付後、次の**(1)**から**(4)**に従い試験を行わなければならない。

(1) ~~水酸化ナトリウム水溶液~~化学処理液を含む液体の管装置（船外開口端を有する排水管は除く）の漏れ試験を行わなければならない。試験圧力は設計圧力の 1.5 倍又は 0.4 MPa のうちのいずれか大きい方の圧力としなければならない。

((2)から(4)は省略)

附 則（改正その 10）

1. この規則は、2022年7月1日（以下、「施行日」という。）から施行する。
2. 施行日前に建造契約*が行われた船舶に搭載される排ガス浄化装置であって、施行日前に承認申込みのあったものについては、この規則による規定にかかわらず、なお従前の例による。
3. 前2.にかかわらず、船舶の所有者から申込みがあれば、この規則による規定を施行日前に建造契約*が行われた船舶に搭載される排ガス浄化装置であって、施行日前に承認申込みのあったものに適用することができる。

* 建造契約とは、最新の IACS Procedural Requirement (PR) No.29 に定義されたものをいう。

IACS PR No.29 (Rev.0, July 2009)

英文（正）

1. The date of “contract for construction” of a vessel is the date on which the contract to build the vessel is signed between the prospective owner and the shipbuilder. This date and the construction numbers (i.e. hull numbers) of all the vessels included in the contract are to be declared to the classification society by the party applying for the assignment of class to a newbuilding.
2. The date of “contract for construction” of a series of vessels, including specified optional vessels for which the option is ultimately exercised, is the date on which the contract to build the series is signed between the prospective owner and the shipbuilder. For the purpose of this Procedural Requirement, vessels built under a single contract for construction are considered a “series of vessels” if they are built to the same approved plans for classification purposes. However, vessels within a series may have design alterations from the original design provided:
 - (1) such alterations do not affect matters related to classification, or
 - (2) If the alterations are subject to classification requirements, these alterations are to comply with the classification requirements in effect on the date on which the alterations are contracted between the prospective owner and the shipbuilder or, in the absence of the alteration contract, comply with the classification requirements in effect on the date on which the alterations are submitted to the Society for approval.The optional vessels will be considered part of the same series of vessels if the option is exercised not later than 1 year after the contract to build the series was signed.
3. If a contract for construction is later amended to include additional vessels or additional options, the date of “contract for construction” for such vessels is the date on which the amendment to the contract, is signed between the prospective owner and the shipbuilder. The amendment to the contract is to be considered as a “new contract” to which 1. and 2. above apply.
4. If a contract for construction is amended to change the ship type, the date of “contract for construction” of this modified vessel, or vessels, is the date on which revised contract or new contract is signed between the Owner, or Owners, and the shipbuilder.

Note:

This Procedural Requirement applies from 1 July 2009.

仮訳

1. 船舶の「建造契約日」とは、予定所有者と造船所との間で建造契約のサインが交わされた日をいう。なお、この契約日及び契約を交わす全ての船舶の建造番号（船番等）は、新造船に対し船級登録を申込む者によって、船級協会に申告されなければならない。
2. オプションの行使権が契約書に明示されている場合、オプション行使によるシリーズ船の「建造契約日」は、予定所有者と造船所との間で建造契約のサインが交わされた日をいう。本 Procedural Requirement の適用において、1つの建造契約書に基づく船舶が同一の承認図面によって建造される場合は、シリーズ船と見なす。しかしながら、以下の条件を満たす設計変更にあつては、シリーズ船は原設計から設計変更を行うことができる。
 - (1) 設計変更が船級要件に影響を及ぼさない、又は、
 - (2) 設計変更が船級規則の対象となる場合、当該変更が予定所有者と造船所との間で契約された日に有効な船級規則に適合している、又は設計変更の契約が無い場合は承認のために図面が船級協会に提出された日に有効な船級規則に適合している。

オプションによる建造予定船は、シリーズ船の建造契約が結ばれてから1年以内にオプションが行使される場合、シリーズ船として扱われる。

3. 建造契約の後に追加の建造船又は追加のオプションを含める契約の変更がなされた場合、建造契約日は予定所有者と造船所との間で契約変更がなされた日をいう。この契約変更は前 1. 及び 2. に対して、「新しい契約」として扱わなければならない。
4. 船舶の種類の変更による建造契約の変更があつた場合、改造された船舶の「建造契約日」は、予定所有者と造船所との間で契約変更又は新規契約のサインが交わされた日をいう。

備考：

1. 本 PR は、2009年7月1日から適用する。

鋼船規則検査要領

D 編

機関

要
領

2022 年 第 1 回 一部改正

2022 年 6 月 30 日 達 第 16 号

2022 年 1 月 26 日 技術委員会 審議

2022年6月30日 達 第16号
鋼船規則検査要領の一部を改正する達

「鋼船規則検査要領」の一部を次のように改正する。

D 編 機関

改正その1

D1 通則

D1.3 機関に対する一般要件

D1.3.6 を次のように改める。

D1.3.6 機関区域

高速船規則 1 編 2.1.2 に定義する船舶及び総トン数 500 トン以上で総トン数 1,600 トン未満の船舶の機関区域内の騒音については、次を標準とし、騒音測定方法は *JIS F 0904* 「機関部の騒音レベル測定法」又は B 編附属書 ~~B2.3.1-1.(11)~~ 2.1.4 「船内騒音計測に関する実施要領」によるものとする。なお、継続的に人が配置される機関区域及び継続的に人が配置されない機関区域の騒音レベルは、*JIS F 0904* に規定する機関室代表騒音レベルに基づいて測定するものとする。

((1)から(3)は省略)

附 則 (改正その1)

1. この達は、2022年6月30日から施行する。

D1 通則

D1.1 一般

D1.1.4 規定の軽減

(1)及び(2)を次のように改める。

規則D編1.1.4に掲げる機関については、他編又は別規則により規定されるものを除き、規則D編の一部の規定を次のとおり取扱うことができる。

- (1) 発電機、推進補機及び操船・保安補機を駆動する原動機（動力伝達装置及び軸系を含む。~~以下同じ。~~）については、原動機の容量に応じて次による。
 - (a) 出力 100 kW 未満の原動機
 - i) 図面の提出を省略することができる。
 - ii) 主要部品の材料は、JIS 規格又は本会が適当と認める規格に適合したものとすることができる。この場合、材料（弁及び管取付け物を除く。）は、原則として本会の承認を受けた製造工場で製造されたものとする。
 - iii) 製造工場等における試験は、製造者が行う試験に代えることができる。この場合、本会は試験成績書の提出又は提示を要求することがある。
 - (b) 出力 100 kW 以上 375 kW 未満の原動機
 - i) 主要部品の材料は(a)ii)の取扱いによることができる。
 - ii) 製造工場等における試験のうち、水圧試験並びに過給機の動的釣合試験、過速度試験及び運転試験については(a)iii)の取扱いによることができる。
 - (2) 操貨補機を駆動する原動機（動力伝達装置及び軸系を含む。）は、原動機の容量に応じて次による。
 - (a) 出力 375 kW 未満の原動機
前(1)(a)の取扱いによることができる。
 - (b) 出力 375 kW 以上の原動機
前(1)(b)の取扱いによることができる。
- ((3)から(7)は省略)

D6 軸系

D6.1 一般

D6.1.2 を削る。

~~D6.1.2 図面及び資料~~

~~規則 D 編 6.2.1(1)(I)viii) について「軸系アライメント計算書」とは、附属書 D6.2.13 によるものをいう。~~

D6.2 材料，構造及び強度

D6.2.2 を削る。

~~D6.2.2 中間軸~~

~~規則 D 編 6.2.2-1. について「本会が適当と認める場合」とは、規格最低引張強さが 800 N/mm^2 を超える低合金鋼鍛鋼品（ステンレス鋼鍛鋼品等を除く。）により製造される中間軸が、附属書 D6.2.2 「中間軸高強度材料の使用に関する検査要領」の規定を満足する場合をいう。~~

D6.2.4 プロペラ軸及び船尾管軸

-1. 炭素鋼鍛鋼品又は低合金鋼鍛鋼品により製造される，第2種プロペラ軸及び第2種船尾管軸の所要径に関して，規則 D 編 6.2.4-1. について「本会が適当と認めるところ」とは，次式により所要径の値を算出することをいう。

$$d_s = 100k_3 \cdot \sqrt[3]{\frac{H}{N_0}}$$

d_s : プロペラ軸の所要径 (mm)

H : 機関の連続最大出力 (kW)

N_0 : 機関の連続最大出力時における軸の回転数 (rpm)

k_3 : 軸の種類に関する係数で表 D6.2.4-1. による値

-2. 規則 D 編 6.2.4-2. の係数 k_3 に関する表 D6.4 に掲げられる以外のステンレス鋼鍛鋼品等により製造されるプロペラ軸及び船尾管軸に対する k_3 の値は表 D6.2.4-2. によるものとする。また，第2種プロペラ軸及び第2種船尾管軸にあっても本規定によって差し支えない。

表 D6.2.4-1.の注記を次のように改める。

表 D6.2.4-1. k_3 の値

| | 適用範囲 | k_3 の値 |
|---|--|---------------------|
| 1 | 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全面部）から最後部の船尾管軸受の船首端、または $2.5d_s$ の範囲のうち、いずれか広い方の範囲 | 1.33 |
| 2 | 前1の範囲を除き、船首側に向かって、船首側船尾管封水装置の船首端下までの範囲 | 1.21 ⁽¹⁾ |
| 3 | 船首側船尾管シール装置の船首端下から中間軸との継手までの範囲 | 1.21 ⁽²⁾ |

(注)

- (1) 境界部は滑らかなテーパ又は軸径の変化量と同程度の半径を有する丸味をつけて軸径を減少させること。
- (2) ~~規則D編 6.2.21-13の算式で $T_2 = 400$ として算出される径まで滑らかなテーパ又は軸径の変化量と同程度の半径を有する丸味をつけてに従って軸径を減少させて差し支えない。~~

表 D6.2.4-2.の注記を次のように改める。

表 D6.2.4-2. k_3 の値

| | 適用範囲 | 軸材料 | |
|---|--|--|---|
| | | オーステナイト系ステンレス鋼で 0.2 %耐力が 205 N/mm ² 以上のもの | マルテンサイト系析出硬化型ステンレス鋼で 0.2 %耐力が 400 N/mm ² 以上のもの |
| 1 | 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全面部）から最後部の船尾管軸受の船首端、または $2.5d_s$ の範囲のうち、いずれか広い方の範囲 | 1.28 | 1.05 |
| 2 | 前1の範囲を除き、船首側に向かって、船首側船尾管封水装置の船首端下までの範囲 | 1.16 ⁽¹⁾ | 0.94 ⁽¹⁾ |
| 3 | 船首側船尾管シール装置の船首端下から中間軸との継手までの範囲 | 1.16 ⁽²⁾ | 0.94 ⁽²⁾ |

(注)

- (1) 境界部は滑らかなテーパ又は軸径の変化量と同程度の半径を有する丸味をつけて軸径を減少させること。
- (2) ~~規則D編 6.2.21-13の算式で $T_2 = 400$ として算出される径まで滑らかなテーパ又は軸径の変化量と同程度の半径を有する丸味をつけてに従って軸径を減少させて差し支えない。~~

D6.2.10 船尾管軸受及び張出し軸受

-1.から-3.を次のように改める。

-1. 規則D編 6.2.10-1.(1)(a)i)という「本会が別に定めるところ」とは、原則として次の(1)及び(2)をいう。

~~軸受の長さを規則D編 6.2.10-1.(1)(a)i)に従ってプロペラ軸の所要径の2倍の値よりも短くする場合には、原則として次の(1)及び(2)によること。~~

- (1) 規則附属書 D6.2.13 により軸系アライメントの計算を行うこと。
- (2) 軸受の潤滑条件を改善するために、次の対策を講じること。
 - (a) 潤滑油の入口を軸受の船尾端に設け、潤滑油をゆるやかに強制循環させる。
 - (b) 軸受の船尾端下部の温度を計測する次のいずれかの装置及び高温警報装置

(設定温度は 60°C以下とすること。) を設ける。

- i) 2 個以上の温度センサーを備えたもの。
- ii) 船内から取替え可能な 1 個の温度センサー及び予備の温度センサーを備えたもの。この場合、温度センサーの取替えに関する要領を示す資料を提出し、これに従い、実際に取替え可能であることが確認されること。

(c) 潤滑油サンプタンクに液面の低位警報装置を設ける。

-2. 規則 D 編 6.2.10-1.(1)(b)ii) いう「本会が特に承認した軸受別に定めるところ」とは、原則として次の(1)及び(2)をいう。

~~軸受の長さを規則 D 編 6.2.10-1.(1)(b)ii) に従ってプロペラ軸の所要径の 2 倍の値よりも短くする場合には、原則として次の(1)及び(2)によること。~~

- (1) 規則附属書 D6.2.13 により軸系アライメントの計算を行い、船尾端の軸受における呼称軸受面圧等が、当該軸受の使用承認時の条件を満足すること。
- (2) 前-1.(2)に掲げる対策を講じること。

-3. 規則 D 編 6.2.10-1.(2)(b) いう「本会が別に定めるところ」とは、原則として次の(1)及び(2)をいう。

~~軸受の長さを規則 D 編 6.2.10-1.(2)(b) に従ってプロペラ軸の所要径の 4 倍又は実際径の 3 倍のうちいずれか大きい方の値よりも短くする場合には、原則として次の(1)及び(2)によること。~~

- (1) 呼称軸受面圧が、当該軸受の使用承認時の許容面圧以下であること。
- (2) 冷却水ポンプによる強制潤滑方式を採用し、水の軸受への入口側に流量低下警報を設けること。

D6.2.13 を削る。

~~D6.2.13 軸系アライメント~~

~~規則 D 編 6.2.13 における軸系アライメントの承認のために、附属書 D6.2.13 「軸系アライメントの計算に関する検査要領」に基づく計算書を提出すること。~~

D8 軸系ねじり振動

D8.2 許容限度

D8.2.2 中間軸, スラスト軸, プロペラ軸及び船尾管軸

-3.を削る。

~~-3. 規則 D 編 8.2.2-1.(1)にいう「本会が適当と認める場合」とは、規格最低引張強さが 800 N/mm^2 を超える低合金鋼鍛鋼品（ステンレス鋼鍛鋼品等を除く。）により製造される中間軸が、附属書 D6.2.2「中間軸高強度材料の使用に関する検査要領」の規定を満足する場合をいう。~~

D8.2.6 詳細検討

-3.を削る。

~~-3. 規則 D 編 8 章表 D8.1 において、軸方向にスロットを設ける場合の C_{sc} は、次式による値を用いることができる。~~

$$\del C_{sc} = 1.45/scf$$

$$\del scf = \alpha_{\del scf} + 0.80 \frac{(l-e)/d_{sc}}{\sqrt{\left(1 - \frac{d_{sc}}{d_{sc}}\right) \frac{e}{d_{sc}}}}$$

~~ここで、~~

~~scf: スロット部における最大主応力と、スロットのない中空軸にトルクを加えた場合の呼び応力の $\sqrt{3}$ 倍との比で定義される応力集中係数（有限要素解析により得られた値を使用して差し支えない。）~~

~~l: スロットの長さ~~

~~e: スロットの幅~~

~~d_{sc} : スロット部における中空軸の内径~~

~~d_{sc} : 中空軸の外径~~

~~$\alpha_{\del scf}$: スロットの幅と等しい径の横穴に対する応力集中係数であって、次式により定められるもの（近似値として 2.3 を使用して差し支えない）~~

$$\del \alpha_{\del scf} = 2.3 - 3 \frac{e}{d_{sc}} + 15 \left(\frac{e}{d_{sc}}\right)^2 + 10 \left(\frac{e}{d_{sc}}\right)^2 \left(\frac{d_{sc}}{d_{sc}}\right)^2$$

D13 管艙装

D13.5 ビルジ管装置及びバラスト管装置

D13.5.10 ばら積貨物船等の排水設備

-2.(4)を次のように改める。

-2. 規則 D 編 13.5.10 の適用上、排水に使用されるビルジ管装置又はバラスト管装置は次によること。

(1)から(3)は省略)

- (4) 本設備に関連する電気機器であって当該区画の内部に設置されるものについては、IEC 60529:1989/AMD2:2013/COR1:2019 で定義される保護外装被を IP68 以上とし、かつ、当該区画の最大深さに相当する圧力で 24 時間以上耐えるものであること。
この場合、原型機において耐圧試験に合格していることを示す証明書を要求される。

(5)及び(6)は省略)

D13.8 測深装置

D13.8.5 ばら積貨物船等の水位検知警報装置

-3.(3)を次のように改める。

-3. 規則 D 編 13.8.5-1.(4)にいう「本会が適当と認める構造及び機能を有するもの」とは、次の(1)から(8)の要件を満足し、船用材料・機器等の承認及び認定要領第 7 編 5 章の規定に基づき承認されたもの又は IMO 決議 MSC.188(79)に基づき本会が適当と認める機関により承認されたものをいう。

(1)及び(2)は省略)

- (3) 次の(a)から(c)に掲げる場所に設けられる水位検知警報装置の電気機器は、少なくとも IEC 60079-11:2011 に適合する Exib 形本質安全防爆形電気機器とし、その表面温度が 85 °C 以上にならないものとする。ただし、可燃性又は爆発性雰囲気を形成しない貨物のみを積載する船舶に備える装置の電気機器にあっては、この限りではない。また、積載する貨物の種類を制限する場合にあっては、表面温度の制限を積載貨物の種類に応じて適当に斟酌することがある。この場合、貨物に関する制限が貨物の荷役に関する冊子に記載されること。なお、当該場所の境界部分に設けられる電気機器については、気密を保持する構造等を考慮して本会がその都度定める。

(a) 貨物倉

(b) 貨物倉に隣接し、貨物倉に気密又は水密構造でない扉、ハッチ等の開口を有する閉囲された区画

(c) 貨物倉の機械通風排気口開口から 3 m 以内の区域

(4)から(8)は省略)

附属書 D6.2.2 を削る。

~~附属書 D6.2.2 中間軸高強度材料の使用に関する検査要領~~

~~(省略)~~

附属書 D6.2.13 を削る。

~~附属書 D6.2.13 軸系アライメントの計算に関する検査要領~~

~~(省略)~~

附 則 (改正その2)

1. この達は、2022年7月1日（以下、「施行日」という。）から施行する。
2. 施行日前に建造契約*が行われた船舶にあっては、この達による規定にかかわらず、なお従前の例による。
* 建造契約とは、最新の IACS Procedural Requirement (PR) No.29 に定義されたものをいう。

IACS PR No.29 (Rev.0, July 2009)

英文 (正)

1. The date of “contract for construction” of a vessel is the date on which the contract to build the vessel is signed between the prospective owner and the shipbuilder. This date and the construction numbers (i.e. hull numbers) of all the vessels included in the contract are to be declared to the classification society by the party applying for the assignment of class to a newbuilding.
2. The date of “contract for construction” of a series of vessels, including specified optional vessels for which the option is ultimately exercised, is the date on which the contract to build the series is signed between the prospective owner and the shipbuilder. For the purpose of this Procedural Requirement, vessels built under a single contract for construction are considered a “series of vessels” if they are built to the same approved plans for classification purposes. However, vessels within a series may have design alterations from the original design provided:
 - (1) such alterations do not affect matters related to classification, or
 - (2) If the alterations are subject to classification requirements, these alterations are to comply with the classification requirements in effect on the date on which the alterations are contracted between the prospective owner and the shipbuilder or, in the absence of the alteration contract, comply with the classification requirements in effect on the date on which the alterations are submitted to the Society for approval.The optional vessels will be considered part of the same series of vessels if the option is exercised not later than 1 year after the contract to build the series was signed.
3. If a contract for construction is later amended to include additional vessels or additional options, the date of “contract for construction” for such vessels is the date on which the amendment to the contract, is signed between the prospective owner and the shipbuilder. The amendment to the contract is to be considered as a “new contract” to which 1. and 2. above apply.
4. If a contract for construction is amended to change the ship type, the date of “contract for construction” of this modified vessel, or vessels, is the date on which revised contract or new contract is signed between the Owner, or Owners, and the shipbuilder.

Note:

This Procedural Requirement applies from 1 July 2009.

仮訳

1. 船舶の「建造契約日」とは、予定所有者と造船所との間で建造契約のサインが交わされた日をいう。なお、この契約日及び契約を交わす全ての船舶の建造番号（船番等）は、新造船に対し船級登録を申込む者によって、船級協会に申告されなければならない。
2. オプションの行使権が契約書に明示されている場合、オプション行使によるシリーズ船の「建造契約日」は、予定所有者と造船所との間で建造契約のサインが交わされた日をいう。本 Procedural Requirement の適用において、1つの建造契約書に基づく船舶が同一の承認図面によって建造される場合は、シリーズ船と見なす。しかしながら、以下の条件を満たす設計変更にあっては、シリーズ船は原設計から設計変更を行うことができる。
 - (1) 設計変更が船級要件に影響を及ぼさない、又は、
 - (2) 設計変更が船級規則の対象となる場合、当該変更が予定所有者と造船所との間で契約された日に有効な船級規則に適合している、又は設計変更の契約が無い場合は承認のために図面が船級協会に提出された日に有効な船級規則に適合している。

オプションによる建造予定船は、シリーズ船の建造契約が結ばれてから1年以内にオプションが行使される場合、シリーズ船として扱われる。

3. 建造契約の後に追加の建造船又は追加のオプションを含める契約の変更がなされた場合、建造契約日は予定所有者と造船所との間で契約変更がなされた日をいう。この契約変更は前 1. 及び 2. に対して、「新しい契約」として扱わなければならない。
4. 船舶の種類の変更による建造契約の変更があった場合、改造された船舶の「建造契約日」は、予定所有者と造船所との間で契約変更又は新規契約のサインが交わされた日をいう。

備考:

1. 本 PR は、2009年7月1日から適用する。

D2 往復動内燃機関

D2.1 一般

D2.1.3 図面及び資料

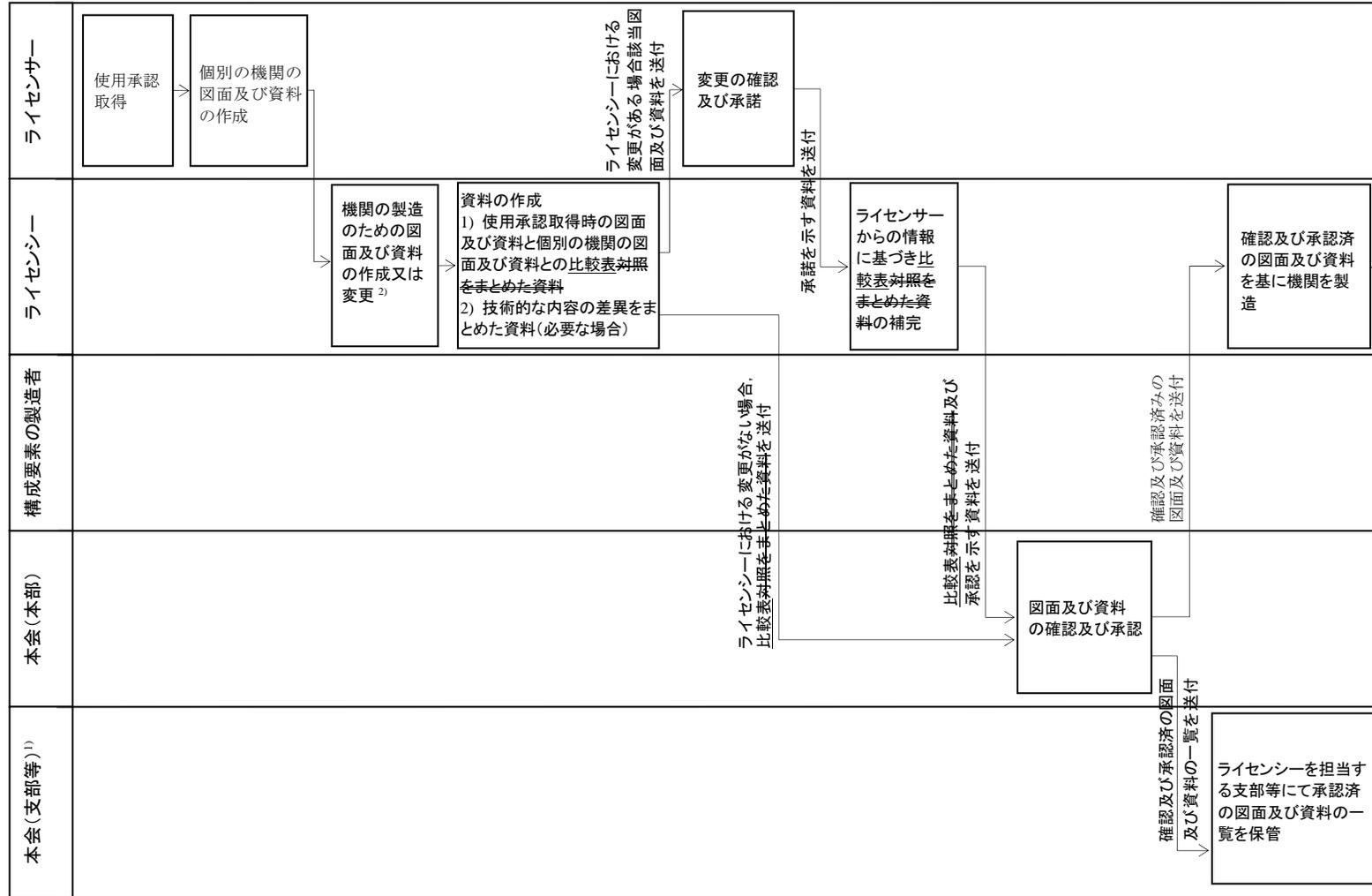
(1)及び(2)を次のように改める。

次に規定する資料にあっては、同様の構造（部品構成・材質等が同じでサイズのみが異なる）を有する過給機のシリーズのうち2種類について記載することで差し支えない。

- (1) 規則 D 編 ~~2.1.3-1.(2)(i)~~表 D2.1(2)中(34)(a)に規定するトルク伝達の安全性に関する資料
- (2) 規則 D 編 ~~2.1.3-1.(2)(i)iii)~~表 D2.1(2)中(34)(c)に掲げる取扱い及び保守手順書

図 D2.1.4-1.を次のように改める。

図 D2.1.4-1. 往復動内燃機関の承認の流れ図



- 1) ライセンシー及び/又は構成要素の製造者を担当する各地の支部等
- 2) ライセンシーにおける変更がある場合については、規則D編2.1.4-1.(2)(b)及び(c)参照

D10 圧力容器

D10.9 試験

D10.9.1 製造工場等における試験

-2.を次のように改める。

-2. 規則 D 編 10.9.1-2.の規定にかかわらず、シリンダ径が 300 mm 以下の機関付属の熱交換器にあっては、水圧試験を省略して差し支えない。（規則 D 編表 D2.67 参照）

附 則（改正その3）

1. この達は、2022年7月1日（以下、「施行日」という。）から施行する。
2. 施行日前に承認申込みのあった往復動内燃機関にあっては、この達による規定にかかわらず、なお従前の例による。

D2 往復動内燃機関

D2.3 を次のように改める。

D2.3 クランク軸

D2.3.1 一体形クランク軸及び半組立形クランク軸

-1. 規則 D 編 2.3.1-4.の適用上，一体形クランク軸及び半組立形クランク軸の承認は次による。

-2. クランクピン及びジャーナルの径は，次の算式による値より小としてはならない。

$$d_c = \left\{ \left(M + \sqrt{M^2 + T^2} \right) D^2 \right\}^{\frac{1}{3}} K_m K_s K_h$$

d_c : クランク軸の所要径 (mm)

$$M = 10^{-2} ALP_{max}$$

$$T = 10^{-2} BSP_{mi}$$

S : 行程 (mm)

L : 主軸受の中心間距離 (mm)

P_{max} : シリンダ内の最大圧力 (MPa)

P_{mi} : 図示平均有効圧力 (MPa)

A 及び B : 定数で等間隔着火機関 (V形機関にあっては，片側の列についての着火間隔が等角のものをいう。) に対して，表 D2.3.1-2 による。ただし，定数が与えられていない往復動内燃機関に対しては本会の適当と認めるところによる。

D : シリンダの径 (mm)

K_m : クランク軸材料の規格最低引張強さに応じて，次により算出される値。ただし，鍛鋼品及び鋳鋼品以外のクランク軸については，本会がその都度定める。

(1) 規格最低引張強さが 440 N/mm² を超える場合

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

T_s : 材料の規格最低引張強さ (N/mm²) ただし，算式に用いる T_s の上限は炭素鋼鍛鋼品については 760 N/mm²，低合金鋼鍛鋼品については 1080 N/mm² を超えてはならない。

(2) 規格最低引張強さが 400 N/mm² 以上で 440 N/mm² 以下の場合

$$K_m = 1.0$$

K_s : クランク軸の製造方法に応じて，次により算出される値

(1) 本会の承認した特殊な鍛造方法により製造され，かつ，品質の安定及び自由鍛造のものと比較して 20% 以上の疲労強度の向上が認められた場合

$$K_s = \sqrt[3]{\frac{1}{1.15}}$$

(2) 本会の承認した表面処理を施す製造方法により製造され、かつ、品質の安定及び疲労強度の向上の優位性が認められた場合

$$K_s = \sqrt[3]{\frac{1}{1 + \rho/100}}$$

ρ : 表面処理に関連して本会が承認した強度の向上率 (%)

(3) 前(1)及び(2)以外の場合

$$K_s = 1.0$$

K_h : クランクピン及びジャーナルの内径に応じて、次により算出される値

(1) 内径が外径の $\frac{1}{3}$ 以上の場合

$$K_h = \sqrt[3]{\frac{1}{1 - R^4}}$$

R : 中空軸の内径を外径で割った値

(2) 内径が外径の $\frac{1}{3}$ 未満の場合

$$K_h = 1.0$$

表 D2.3.1-2.(1) 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 | | 8.8 | | 4.7 |
| 3 | | 10.0 | | 4.7 |
| 4 | | 11.1 | | 4.7 |
| 5 | | 11.4 | | 5.4 |
| 6 | | 11.7 | | 5.4 |
| 7 | | 12.0 | | 6.1 |
| 8 | | 12.3 | | 6.1 |
| 9 | | 12.6 | | 6.8 |
| 10 | | 13.4 | | 6.8 |
| 11 | | 14.2 | | 7.4 |
| 12 | | 15.0 | | 7.4 |

表 D2.3.1-2.(2) V形単動機関
(接続棒並列配置、かつ、
2 サイクル機関の場合) の A 及び B

| シリンダ数 | 同一クランクローに属する 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 | | 17.0 | | 15.7 | | 20.5 |
| 10 | | 19.0 | | 18.7 | | 20.5 |
| 12 | | 20.5 | | 21.6 | | 20.5 |
| 14 | | 22.0 | | 21.6 | | 20.5 |
| 16 | | 23.5 | | 21.6 | | 23.0 |
| 18 | | 24.0 | | 21.6 | | 23.0 |
| 20 | | 24.5 | | 24.2 | | 23.0 |

表 D2.3.1-2.(3) V形単動機関（連接棒並列配置，かつ，4 サイクル機関の場合）の A 及び B

| 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 | A | B |
| 6 | 1.60 | 4.1 | 1.47 | 4.0 | 1.40 | 4.0 | 1.40 | 4.0 | 1.30 | 4.4 | 1.20 | 4.3 |
| 8 | | 5.5 | | 5.5 | | 5.5 | | 5.5 | | 5.3 | | 5.2 |
| 10 | | 6.7 | | 7.0 | | 6.5 | | 6.5 | | 6.1 | | 5.9 |
| 12 | | 7.5 | | 8.2 | | 7.5 | | 7.5 | | 6.9 | | 6.6 |
| 14 | | 8.4 | | 9.2 | | 8.5 | | 8.5 | | 7.5 | | 7.3 |
| 16 | | 9.3 | | 10.1 | | 9.5 | | 9.5 | | 8.2 | | 7.9 |
| 18 | | 10.1 | | 11.1 | | 10.5 | | 10.5 | | 8.8 | | 8.5 |
| 20 | | 11.5 | | 14.0 | | 11.5 | | 11.5 | | 9.5 | | 9.2 |

~~1. 規則 D 編 2.3.1-1.において，不等間隔着火機関のクランク軸に対する定数 A 及び B の値は表 D2.3.1-1.及び表 D2.3.1-2.による。~~

表 D2.3.1-2.(4) 4 サイクル直列機関の定数 A 及び B の値（不等間隔着火機関の場合）

| シリンダ数 | クランク配置 | A | B |
|-------|--------|------|-----|
| 4 | + | 1.25 | 4.7 |

表 D2.3.1-2.(5) 2 サイクル V形機関の定数 A 及び B の値（不等間隔着火機関の場合）

| 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 | クランク配置 | A | B |
|-------|--------------------------|---|------|------|
| 12 | 60° |  | 1.00 | 21.6 |
| | |  | | 15.0 |
| 16 | |  | | 26.3 |

~~23. クランクピン又はジャーナルの径が規則 D 編 2.3.1-1-2.の d_c に不足する場合は，すみ肉部の応力のほか，平行部のねじり応力，材料等を考慮してその都度合否を決定する。このうち，すみ肉部の応力については，次の(1)又は(2)による。~~

~~(1) 船尾の軸系を含んだ振動応答計算を行わずに平行部のねじり応力を算定する場合 附属書 D2.3.1-2.(1)「クランク軸応力の計算に関する検査要領 1」により算出される等価応力片振幅 σ_e の値が，次式に表 D2.3.1-3.に示す係数等を代入して得られる許容応力 σ 以下の場合には，規則に適合するものとする。~~

~~$$\sigma = \sigma_a \cdot f_m \cdot f_s + \alpha \quad (N/mm^2)$$~~

~~ただし，本会が適当と認める場合，すみ肉部を含めて表面処理を施されたクランク軸の硬化層深さ及び硬度をもとに決定される表面硬化層に対する許容応力，並びに，応力勾配にもとづく発生応力分布を考慮して，規則への適合性を決定することがある。~~

~~(2) 船尾の軸系を含んだ振動応答計算を行って平行部のねじり応力を算定する場合 附属書 D2.3.1-2.(2)「クランク軸応力の計算に関する検査要領 2」より算出される許容係数 Q の値が，次式を満足する場合には，規則に適合するものとする。~~

~~$$Q \geq 1.15$$~~

-4. 腕の寸法は、次の(1)及び(2)の規定によらなければならない。

(1) 腕の厚さ及び幅は、クランクピン及びジャーナルの径に対して次式に示す条件に適合すること。ただし、腕の厚さはクランクピン又はジャーナルの径の 0.36 倍より小としないこと。なお、クランクピン又はジャーナルの実際径が-2.の算式により算出される d_c より大きい場合には、次式は左辺に $(d_c/d_a)^3$ を乗じたものとしてすることができる。

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

b : 腕の幅 (mm)

d_a : クランクピン及びジャーナルの実際径 (mm)

t : 腕の厚さ (mm)

(2) クランク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、クランクピン又はジャーナルの所要径の 0.05 倍より小としないこと。

-35. クランク軸の腕の寸法が規則D編2.3.1-2前-4.(1)又は(2)の規定に適合しない場合は次による。

(1) クランク軸の腕の寸法が次に掲げる適用範囲内にある場合において、次式による M 及び T を用いて規則D編2.3.1-1,2.に掲げるクランク軸の所要径 d_c を算出し、実際径 d が d_c よりも大なるときは、規定に適合したものとする。

$$\text{適用範囲} : 0 \leq \frac{q}{r} \leq 1, -0.3 \leq \frac{h}{d} \leq 0.4, 8 \leq \frac{d}{r} \leq 27$$

$$1.1 \leq \frac{b}{d} \leq 2.1, 0.2 \leq \frac{t}{d} \leq 0.56$$

$$M = 10^{-2} AP_{max} L \times \frac{\alpha_{KB}}{5}$$

$$T = 10^{-2} BP_{mi} S \times \frac{\alpha_{KT}}{1.8}$$

α_{KB} : 曲げに関する形状係数で、次式による値

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

$$f_1 = 0.420 + 0.160 \sqrt{\frac{d}{r} - 6.864}$$

$$f_2 = 1 + 81 \left\{ 0.769 - \left(0.407 - \frac{h}{d} \right)^2 \right\} \left(\frac{q}{r} \right) \left(\frac{r}{d} \right)^2$$

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

$$f_4 = 0.444 \left(\frac{d}{t} \right)^{1.4}$$

$$f_5 = 1 - \left\{ \left(\frac{h}{d} + 0.1 \right)^2 / \left(4 \frac{t}{d} - 0.7 \right) \right\}$$

..... ($t/d \geq 0.36$ の場合)

$$f_5 = 1 - 1.35 \left(\frac{h}{d} + 0.1 \right)^2$$

..... ($t/d < 0.36$ で、かつ、 $h/d > -0.1$ の場合)

$f_5 = 1$ ($t/d < 0.36$ で、かつ、 $h/d \leq -0.1$ の場合)

α_{KT} : ねじりに関する形状係数で、次式による値

$$\alpha_{KT} = 1.75g_1g_2g_3$$

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

$$g_2 = 1.04 + 0.317 \frac{h}{d}$$

$$g_3 = 1.31 - 0.233 \frac{b}{d}$$

d : クランク軸のピン又はジャーナルの実径 (mm)

r : すみ肉部の半径 (mm)

q : すみ肉部のえぐり込み (mm)

h : ピンとジャーナルのオーバラップの量で、次式による値

$$h = \frac{1}{2}(d_p + d_j - S) \text{ (mm)}$$

~~その他の記号は、規則 D 編 2.3.1 で使用されるものと同じ~~

- (2) 前(1)によってもなお腕の寸法が適合しない場合の取扱いは、次の(a)又は(b)による。
(a) 船尾の軸系を含んだ振動応答計算を行わずに平行部のねじり応力を算定する場合

附属書 D2.3.1-2.(1)「クランク軸応力の計算に関する検査要領 1」により算出される等価応力片振幅 σ_e の値が、次式に表 D2.3.1-3.に示す係数等を代入して得られる許容応力 σ 以下の場合には、規則に適合するものとする。

$$\sigma = \sigma_a \cdot f_m \cdot f_s + \alpha \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

ただし、本会が適当と認める場合、すみ肉部を含めて表面処理を施されたクランク軸の硬化層深さ及び硬度をもとに決定される表面硬化層に対する許容応力、並びに、応力勾配にもとづく発生応力分布を考慮して、規則への適合性を決定することがある。

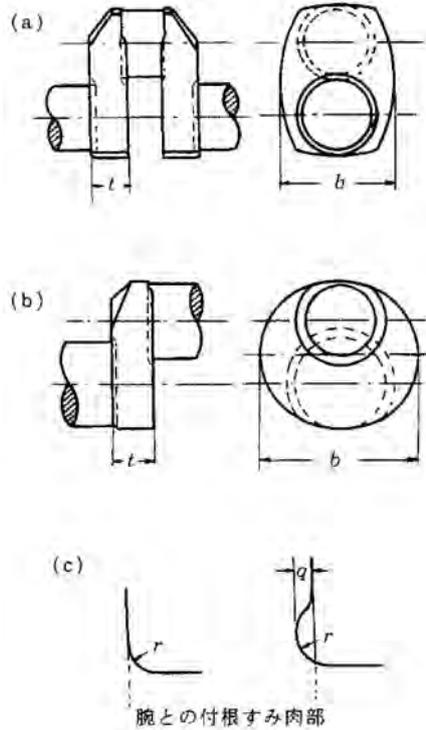
- ~~(b) 船尾の軸系を含んだ振動応答計算を行って平行部のねじり応力を算定する場合~~

~~附属書 D2.3.1-2.(2)「クランク軸応力の計算に関する検査要領 2」より算出される許容係数 Q の値が、次式を満足する場合には、規則に適合するものとする。~~

$$~~Q \geq 1.15~~$$

46. ~~規則 D 編 2.3.1-2.及び前 3-4.及び 5.~~において、クランク腕の幅 b 、厚さ t 、すみ肉半径 r 、えぐり込み深さ q の採り方は次による。(図 D2.3.1-1.参照)

図 D2.3.1-1. クランク腕各部の寸法の採り方



- (1) b は、ピン中心とジャーナル中心との垂直二等分線上の幅とし、角が一部曲縁となっている場合も含み、端から端までの寸法とする。
 - (2) t は、 b と同じ箇所の厚さとし、えぐり込み深さはあってもこれをないものとして扱う。
 - (3) r は、二段 r のときはピン又はジャーナルに連なる部分の r とする。
- 7. 半組立形クランク軸にあっては、**D2.3.2** の規定によること。

表 D2.3.1-3. すみ肉部の許容応力の係数等

| σ_a (N/mm^2) | サイクル | クランク軸形式 | 軸径 $d^{(1)}$ (mm) | | |
|----------------------------|--|--------------------------------------|--------------------------------------|--------------------|-----------|
| | | | $d \geq 200$ | $200 > d \geq 100$ | $100 > d$ |
| | 2 サイクル | 半組立形 | 54 | — | — |
| | | 一体形 | 74 | 142-0.34d | 108 |
| | 4 サイクル | 一体形 | 83 | 133-0.25d | |
| f_m | $1 + \frac{2}{3} \left(\frac{T_s^{(2)}}{440} - 1 \right)$ | | | | |
| f_s | 製造方法 | | | | |
| | 通常の方法 | 規則 D 編 2.3.1-1-2. の K_s の(1)に掲げる方法 | 規則 D 編 2.3.1-1-2. の K_s の(2)に掲げる方法 | | |
| | 1 | 1.15 | $1 + \rho^{(3)}/100$ | | |
| α (N/mm^2) | 主軸受の材料 | | | | |
| | ホワイトメタル | | アルミメタル又はケルメット | | |
| | 0 | | 10 | | |

注: (1) d はクランクピン又はジャーナルの実際径のうちいずれか大きい方の値とする。
 (2) T_s は材料の規格最低引張強さ (N/mm^2)。 f_m を算出する際の T_s の限度は、規則 D 編 2.3.1-1-2. の規定による。
 (3) ρ は表面処理に関連して本会が承認した強度の向上率 (%)。

D2.3.2 組立形クランク軸

-1. 規則 D 編 2.3.2.の適用上, 組立形クランク軸の承認は次による。

-2. 組立形クランク軸のクランクピン及びジャーナルの寸法は, 次の規定によらなければならない。

(1) 組立形クランクピン及びジャーナル外径は, D2.3.1-2.によること。

(2) 組立形ジャーナル内径は, 次式に示す条件に適合すること。

$$D_{BG} \leq D_S \cdot \sqrt{1 - \frac{4000 \cdot S_R \cdot M_{\max}}{\mu \cdot \pi \cdot D_S^2 \cdot L_S \cdot \sigma_{SP}}}$$

D_{BG} : ジャーナル内径 (mm)

D_S : 焼きばめ部におけるジャーナル外径 (mm)

S_R : 安全率 (2以上とすること)

M_{\max} : 焼きばめ部の最大トルクの絶対値 (N・m)

μ : 静摩擦係数 (0.2以下とすること。)

L_S : 焼きばめ長さ (mm)

σ_{SP} : ジャーナル材料の規格最低降伏点 (N/mm²)

~~13. 規則 D 編 2.3.2-1.(2)前-2.(2)にいう「焼きばめ部の最大トルク」とは, 原則として, 附属書 D2.3.1-2.(2)「クランク軸応力の計算に関する検査要領 2 方法」中, 1.3.2-1.に掲げる $M_{T\max}$ をいう。~~

-4. 組立形クランク軸の寸法は, 次の(1)及び(2)の規定によらなければならない。

(1) 腕の焼きばめ部の寸法は, 次式に示す条件に適合すること。

$$t \geq \frac{C_1 T D^2}{C_2 d_h^2 (1 - 1/r_s^2)}$$

$$t \geq 0.525 d_c$$

t : 腕の軸方向の厚さ (mm)

C_1 : 定数で,

2 サイクル直列機関の場合 10

4 サイクル直列機関の場合 16

T : D2.3.1-2.で使用されるものに同じ

D : シリンダの径 (mm)

C_2 : $12.8\alpha - 2.4\alpha^2$ ただし, 中空軸の場合には, $(1-R^2)$ を乗じたものとする。

α : クランクジャーナルの焼きばめしろを焼きばめ部の穴の径で割った値に 10^3 を乗じた値

R : 中空軸の内径を外径で割った値

d_h : 焼きばめ部の穴の径 (mm)

r_s : 腕の外径を焼きばめ部の穴の径で割った値

d_c : D2.3.1-2.の算式中の K_m 及び K_s に 1.0 を代入して算出されたクランク軸の所要径 (mm)

(2) 半組立形クランク軸の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, D2.3.1-4.を適用する。

-5. 組立形クランク軸において, -4.(1)で使用される α の値は, 次に示す範囲になければならない。

$$\frac{1.1Y}{225} \leq \alpha \leq \left(\frac{1.1Y}{225} + 0.8 \right) \frac{1}{1 - R^2}$$

Y : 腕材料の規格最低降伏点 (N/mm^2)

R : 中空軸の場合、軸の内径を外径で割った値

α : 前-4.(1)で使用されるものと同じ。

ただし、腕の材料の規格最低降伏点が $390 N/mm^2$ を超える場合又は次式による値が 0.1 未満となる場合の α の値は、本会の承認を得た値とする。

$$\frac{S - d_p - d_j}{2d_p}$$

S : 行程 (mm)

d_p : クランクピンの径 (mm)

d_j : クランクジャーナルの径 (mm)

~~26.~~ 組立形クランク軸の腕の寸法が規則 ~~D 編 2.3.2.2.(1)-4.(1)~~ の規定に適合しない場合であっても次の(1)又は(2)に掲げる条件を満足する場合には、規則に適合したものとする。

(1) 船尾の軸系を含んだ振動応答計算を行わずに焼きばめ部の最大トルクを算定する場合

$$d_h^2 t P_m \geq CTD^2$$

C : 定数で

2 サイクル直列機関に対し 103

4 サイクル直列機関に対し 165

P_m : 焼きばめ部の面圧で、次式により算出される値

$$P_m = Y \left[\log_e K + \frac{1}{2} \left\{ 1 - \frac{K^2}{r_s^2} \right\} \right] (1 - R^2)$$

$$K = 0.9 \sqrt{\frac{206\alpha}{Y} + 0.25}$$

~~その他の記号は規則 D 編 2.3 で使用されるものと同じ~~

(2) 船尾の軸系を含んだ振動応答計算を行って焼きばめ部の最大トルクを算定する場合

$$\alpha \geq \frac{4 \times 10^3 S_R M_{Tmax} \left(1 - \frac{R^2}{r_s^2} \right)}{\pi \mu E d_h^2 t \left(1 - \frac{1}{r_s^2} \right) (1 - R^2)}$$

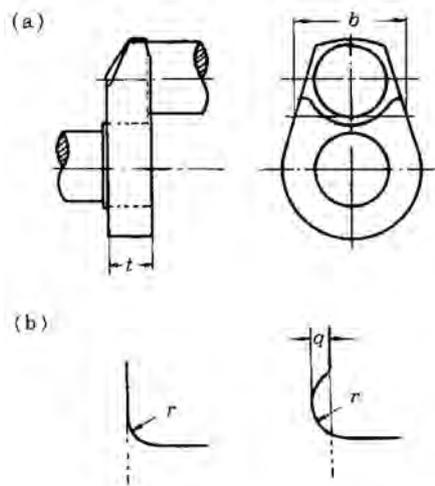
M_{Tmax} : 焼きばめ部の最大トルク (附属書 ~~D2.3.1-2.(2)~~ 「クランク軸応力の計算方法に関する検査要領」 1.3.2-1.に掲げるもの) ($N \cdot mm$)

E : クランク腕材料の縦弾性係数 (N/mm^2)

~~その他の記号は規則 D 編 2.3 で使用されるものと同じ~~

~~37.~~ 規則 ~~D 編 2.3.2.2.(1)-4.(1)~~ において、また、同 ~~2.(2)-4.(2)~~ により規則 ~~D 編 2.3.1.2-(D2.3.1.3.を含む)-D2.3.1.4.及び-5.~~ を適用する場合において、半組立形クランク軸のクランク腕の幅 b 、厚さ t 、すみ肉半径 r 、えぐり込み深さ q の採り方は次による。(図 ~~D2.3.1-22-1.~~ 参照)

図 D2.3.1-22-1. クランク腕各部の寸法の採り方



- (1) b は、ピン中心とジャーナル中心とを結ぶ直線と直交し、かつ、ピンの下端に接する線上のクランク腕の幅とする。
- (2) t は、 b と同じ箇所の厚さとし、えぐり込みがないものとして扱う。また、腕の外側で焼きばめ部の座がある場合は、 t にはこの座の厚さを含めないものとする。
- (3) r は、二段 r のときはピン又はジャーナルに連なる部分の r とする。

D2.3.3 軸継手及び継手ボルト

規則 D 編 2.3.3-2.にいう「十分な強度を有するもの」は、次の(1)又は(2)による。

(1)は省略

- (2) 継手の強度に関する詳細な計算書（計算の手順及び内容については、下記の(a)から(f)を標準とする。）を提出して、本会の承認を得たものであること。この場合において、当該継手厚さが、規則 D 編 2.3.3-1.の算式においてボルト材料の引張強さとしてクランク軸材料の引張強さを用いて求められるボルト径の値以上であることが確認されること。

(a) 次の(b)から(f)に掲げる手順により、継手部分の応力が許容される値以下であることを確認する。この場合の応力として、最大曲げ応力、変動曲げ応力、最大ねじり応力、変動ねじり応力の4種類を考慮し、それぞれ軸材料の降伏点、曲げ疲労限、ねじりに対する降伏点、ねじり疲労限に対して適当な安全率を用いて比較を行う。

(b) **附属書 D2.3.1-2.(1)**「クランク軸応力の計算に関する検査要領 1」又は**附属書 D2.3.1-2.(2)**「クランク軸応力の計算に関する検査要領 2」**附属書 2.3.1**「クランク軸応力の計算方法」等により、該部の最大曲げモーメント、変動曲げモーメントを求める。また、該部の平均トルクを求める。

((c)から(f)は省略)

附属書 D2.3.1-2.(1)を附属書 D2.3.1 とし、表題を次のように改める。

附属書 D2.3.1-2.(1) クランク軸応力の計算に関する検査要領

1.2 応力計算

クランク軸と腕との付根すみ肉部の機械的応力の計算方法は次による。

1.2.1 を次のように改める。

1.2.1 曲げモーメントによる腕付根すみ肉部における応力

曲げモーメントによる腕付根すみ肉部における応力は次式で求める。

$$\sigma_x = 1.08\alpha_{KB} \frac{M_W}{Z} \quad (1)$$

$$\sigma_y = 0.285\alpha_{KB} \frac{M_W}{Z} \quad (2)$$

ここに、

σ_x : 曲げモーメントによる腕付根すみ肉部の軸方向応力

σ_y : 曲げモーメントによる腕付根すみ肉部の円周方向応力

α_{KB} : 曲げ形状係数で、D2.3.1-35.(1)の α_{KB} に同じ

Z : 軸の断面係数

M_W : 腕の厚さ中心のクランク平面に直角な曲げモーメントで下記による。

((1)から(3)は省略)

1.2.2 を次のように改める。

1.2.2 ねじりモーメントによる腕付根すみ肉部の応力

ねじりモーメントによる腕付根すみ肉部の応力（ねじり応力）は次式で求める。

$$\tau_f = \alpha_{KT} \frac{T}{Z_p} \quad (5)$$

ここに、

τ_f : 腕との付根すみ肉部のねじり応力

α_{KT} : ねじり形状係数で D2.3.1-35.(1)の α_{KT} に同じ

Z_p : 軸の極断面係数

T : ピン又はジャーナルに作用するねじりモーメントで、自由端側から順次加算して求める。考慮すべき外力は曲げ応力の場合に同じ

附属書 D2.3.1-2.(2)を削る。

~~附属書 D2.3.1-2.(2) クランク軸応力の計算に関する検査要領 2~~

~~—(省略)—~~

付録 D1 を削る。

~~付録 D1 有限要素法を用いたクランク軸腕のすみ肉半径における
応力集中係数の計算指針~~

~~—(省略)—~~

付録 D2 を削る。

~~付録 D2 疲労試験の評価指針~~

~~—(省略)—~~

付録 D3 を削る。

~~付録 D3 表面処理されたすみ肉部及び油穴出口の計算指針~~

~~—(省略)—~~

付録 D4 を削る。

~~付録 D4 有限要素法を用いたクランク軸の油穴出口部における
応力集中係数の計算指針~~

~~—(省略)—~~

附 則 (改正その 4)

1. この達は、2022 年 7 月 1 日から施行する。
2. 施行日前に承認申込みのあったクランク軸にあつては、この達による規定にかかわらず、なお従前の例による。

D5 動力伝達装置

D5.2 材料, 構造

D5.2.3 として次の1条を加える。

D5.2.3 歯車装置の一般構造

規則 D 編 5.2.3 にいう「十分な」とは, JIS 等の国家規格又は国際規格等に準じて設計されていることをいう。

D5.2.4 歯車装置以外の動力伝達装置の一般構造

-4.を次のように改める。

(-1.から-3.は省略)

-4. 規則 D 編 5.2.4-3.にいう推進用動力伝達装置のクラッチを作動させる圧力源の予備装置は, 通常航海に耐える緊急固定ボルトを備え, かつ, このボルトを使用した場合でも容易に前後進の切換えが可能な船舶にあっては, 省略して差し支えない。なお, ここでいう「通常航海」とは, 主機の回転数が, 連続最大回転数の約 85%の状態をいう。

D5.3 歯車の強度

D5.3.1 適用

(2)を次のように改める。

かさ歯車において, 規則 D 編 5.3.1 にいう「本会の適当と認めるところ」とは次をいう。

(1) (省略)

(2) 歯面内部強さ

歯面内部のビッカース硬さ HV は, 次の算式による値以上とすること。

ただし, $\frac{z}{w} < 0.79$ の場合にあっては, $\frac{z}{w} = 0.79$ とするほか, 外端歯先円直径が 1,100 mm 未満のかさ歯車にあっては, 本規定は適用しない。

$$HV = 1.11S_H p \left[\frac{z}{w} - \frac{\left(\frac{z}{w}\right)^2}{\sqrt{1 + \left(\frac{z}{w}\right)^2}} \right]$$

HV : ビッカース硬さ

S_H : ヘルツ応力に関する安全係数で, 規則 D 編附属書 D5.3.5.3.1 「密閉式歯車の強度計算に関する検査要領」 1.6.3-9.によること。

p : ヘルツ接触面圧 (MPa) ただし, 算式に用いる p の上限は 1,500 MPa とする。

$$p = AS_c$$

S_c : ヘルツ応力 (MPa) で, ISO 10300 規格により算出すること。

A: ISO 10300 規格によりヘルツ応力 S_c を算出する場合に, 個々の検討に基づいて決定される定数。なお, ISO 10300 規格によりヘルツ応力 S_c を算出する場合にあつては, $A = 1.32$ とすることができる。

w : ヘルツ接触幅の半分 (mm) で, 次式により算出される値

$$w = \frac{p\rho_c}{56300}$$

$$\rho_c = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$

$$\rho_1 = 0.5d_{vn1}\sin\alpha_n$$

$$\rho_2 = 0.5d_{vn2}\sin\alpha_n$$

$$d_{vn1} = d_{m1} \frac{\sqrt{1+u^2}}{u} \frac{1}{\cos^2\beta_{vb}}$$

d_{m1} : 小歯車の平均ピッチ円直径 (mm)

u : 歯数比

$$\beta_{vb} = \arcsin(\sin\beta_m \cos\alpha_n)$$

β_m : かさ歯車の平均まがり角

α_n : 歯直角圧力角

$$d_{vn2} = u^2 d_{vn1}$$

z : 歯面からの深さ (mm)

D5.3.5 を削る。

~~D5.3.5 詳細検討~~

~~歯の曲げ強さ及び歯面の面圧強さの算定は、附属書 D5.3.5「歯車の強度計算に関する検査要領」によって差し支えない。~~

D5.4 歯車軸及びたわみ軸

D5.4.1 を次のように改める。

D5.4.1 歯車軸

-1. 歯車軸の径が規則 D 編 5.4.1-1.の規定に不足する場合の取扱いは, 次の(1)及び(2)による。

((1)及び(2)は省略)

-2. 規則 D 編 5.4.1-1.(2)にいう「十分な」とは, JIS 等の国家規格又は国際規格等に準じて設計されていることをいう。

D5.4.3 として次の 1 条を加える。

D5.4.3 継手及び継手ボルト

規則 D 編 5.4.3 にいう「十分な」とは, JIS 等の国家規格又は国際規格等に準じて設計されていることをいう。

附属書 D5.3.5 を削る。

~~附属書 D5.3.5 歯車の強度計算に関する検査要領~~

~~(省略)~~

附 則 (改正その 5)

1. この達は、2022 年 7 月 1 日（以下、「施行日」という。）から施行する。
2. 施行日前に承認された歯車の設計については、損傷等がなく、また、歯車のかみあい寸法、材料等の強度に関わる変更がない場合、この達による規定にかかわらず、なお従前の例によることができる。

D11 機関の溶接

D11.2 溶接施工方法及びその施工要領

D11.2.2 試験の実施

-1.及び-2.を次のように改める。

-1. 規則D編 11.2.2(1)に該当する溶接施工方法及びその施工要領の承認試験については次による。ここに定める事項以外については規則M編 4.1.3 及び 4.2 から 4.6 の規定を準用する。ただし、これにより難しい場合は本会の適当と認めるところによる。

(1) 溶接材料の選定

一般に、溶着金属の強度（降伏点又は耐力、及び、引張強さ）の規格値が母材以上であって、母材と類似した化学成分の溶接材料を選定すること。

(2) 突合せ溶接継手試験

(a) 試験の種類並びに対象箇所又は試験片数は、表 D11.2.2-1.のとおりとする。

(b) 衝撃試験の試験温度及びにおける最小平均吸収エネルギー値は、母材に要求される規格値を満足すること。その際、試験温度を母材に要求される温度以下とすること。

(c) 硬さ試験におけるビッカース硬さは、母材の降伏点又は耐力の規格値に応じて、表 D11.2.2-2.に掲げる値を標準とする。

(3) すみ肉溶接継手試験，完全溶込み T 継手試験及び部分溶込み T 継手試験

(a) 試験材から採取する硬さ試験片の数は、表 D11.2.2-1.を準用する。

(b) 硬さ試験におけるビッカース硬さは、(2)(c)のとおりとする。

-2. 規則D編 11.2.2(2)に該当する溶接施工方法及びその施工要領の承認試験については次による。~~ただし、本会は、高温で使用される材料の溶接工事に適用される溶接施工方法及びその施工要領の承認試験において必要と認めた場合、クリープ試験又は高温引張試験を要求する。~~ここに定める事項以外については規則M編 4.1.3 及び 4.2 から 4.6 の規定を準用する。

(1) 試験材

試験材は、実施工事に用いる材料と同一か又はこれと同等質のものとする。また、試験材の厚さは、実施工事における各種開先形状の範囲の最大板厚又は最大管厚のものについて行うことを原則とする。

(2) 突合せ溶接継手試験

(a) 試験の種類並びに対象箇所又は試験片数は、表 D11.2.2-3.のとおりとする。

(b) 試験片の採取方法は、図 D11.2.2-1.のとおりとする。

(c) 衝撃試験における最小平均吸収エネルギー値は、前-1.(2)(b)によること。

(d) 硬さ試験におけるビッカース硬さは、前-1.(2)(c)によること。

(e) 前(a)の規定に関わらず、一般に、母材又は溶接材料の融点（絶対温度）のうちいずれか低い方の 1/2 以上の温度で使用される部材の溶接工事に関して本会が必要と認めた場合、参考としてクリープ試験又は高温引張試験を追加する。そ

の際、クリープ試験はISO204, JIS Z 2271 若しくはこれらと同等の規格により、高温引張試験は ISO 6892-2, JIS G 0567 若しくはこれらと同等な規格によること。

(3) すみ肉溶接継手試験

試験の種類は、外観検査，マクロ試験，硬さ試験及び破面試験とする。

-3. (省略)

附 則 (改正その6)

1. この達は、2022年7月1日から施行する。
2. 施行日前に承認申込みのあった溶接施工方法及びその施工要領にあつては、この達による規定にかかわらず、なお従前の例による。

D14 タンカーの管装置

D14.2 貨物油ポンプ，貨物油管装置，貨物油タンク内配管等

D14.2.2 を次のように改める。

D14.2.2 貨物油管装置の配管一般

~~1.~~ 規則 D 編 14.2.2-7. にいう「貨物管装置」には，貨物油管，ベント管，タンク洗浄管等を含む。

~~2. 規則 D 編 14.2.2-7. の規定の適用上，接地は，規則 II 編 2.1.4 の規定を準用したものとし，かつ，1MΩ以下の接地抵抗値が確保されるものであること。~~

附 則（改正その7）

1. この達は，2022年7月1日（以下，「施行日」という。）から施行する。
2. 施行日前に建造契約が行われた船舶にあっては，この達による規定にかかわらず，なお従前の例による。