

## ねじ構造の強度設計指針 KHKS1222 の見直しについて

## 1. ねじ構造の強度設計指針の制定の経緯等

本指針（以下「KHKS1222」という。）は、特定設備及び高圧ガス設備試験の耐圧部におけるねじ部の設計に関する基準として 1986 年に制定された。

## 2. 見直しの内容

前回の 2016 年の見直しから KHKS1222 に対して利用者各位から特段の改正要望等は提出されておらず、使用上の問題も生じていないことから、今回の定期見直しでは内容の確認にとどめ、以下①及び②の修正を行う。引用規格の最新年度版の修正に係る検討結果を別紙 1 に示す。また、以下①及び②の修正を行った KHKS1222 の改正案を別紙 2 に示す。

- ① 引用規格を最新年度版に修正
- ② 規格の構成を修正（JIS Z 8301 に準拠）

## 3. 書面投票等について

本委員会終了後、別紙 2 の KHKS1222 の改正案について、各委員の確認のための期間を 2 週間設けて書面審議を行う。

各委員は、改正案に対してコメントがあれば事務局に連絡頂き、事務局はその対応を行う。コメントがない場合には、以下 1) 及び 2) のとおり書面投票等の実施及び書面投票等のコメント対応としてよいか回答頂き、決議をとる。

## 1) 書面投票等の実施

技術基準の制定手続きに基づく KHKS1222 の改正案の書面投票等（書面投票及びパブリックコメントの募集）について、以下に示す期間を設けて実施する。

- ① 書面投票 投票期間 15 日（2 回目以降も同様に 15 日）
- ② パブリックコメント 募集期間 30 日（2 回目以降は規定に基づき 15 日）

## 2) 書面投票等のコメント対応

書面投票等でコメントがあった場合、コメント対応を行った修正案の審議は、委員会を開催して行う、又は委員長の了解のもと書面審議により行う。

以上

## KHKS1222 (2016) の引用規格の最新版年度の対応について

No	KHKS1222 (2016) の引用規格	引用年度	最新版年度	KHKS1222 (2016) の引用内容	対応
1	JIS B 1180 六角ボルト	2014	2014	(記載省略)	修正なし
2	JIS B 1181 六角ナット	2014	2014	(記載省略)	修正なし
3	JIS B 8244 溶解アセチレン容器用弁	2004	2004	(記載省略)	修正なし
4	JIS B 8245 液化石油ガス容器用弁	2004	2004	(記載省略)	修正なし
5	JIS B 8246 高圧ガス容器用弁	2004	2004	(記載省略)	修正なし

No	KHKS1222(2016)の引用規格	引用年度	最新版年度	KHKS1222(2016)の引用内容	対応
6	ASME B 16.5 Pipe Flanges and Flanged Fittings	2013	2020	1.1 適用対象 耐圧部材にねじ構造を有する設備のねじ構造の強度設計について指針を示す。ただし、次の a)～j) のねじは適用外とする。	<u>最新年度版に修正する</u>  (理由) ASME B 16.5 ～ ASME B 16.24 は、KHKS1222(2016)に規定される引用年度から変更されているが、左記の 1.1 のただし書きの f)～j) の引用箇所は、この指針の適用除外の対象を示しており、最新年度版に修正することによる支障はないため。
7	ASME B 16.9 Factory-Made Wrought Steel Buttwelding Flanges	2012	2018	a)～e) 省略  f) <u>ASME B 16.5(2013)</u> Pipe Flanges and Flanged Fittings に規定のねじ g) <u>ASME B 16.9(2012)</u> Factory-Made Wrought Steel Buttwelding Flanges に規定のねじ	
8	ASME B 16.11 Forged Steel Fittings, Socket-Welding and Threaded	2011	2016	h) <u>ASME B 16.11(2011)</u> Forged Steel Fittings, Socket-Welding and Threaded に規定のねじ i) <u>ASME B 16.15(2013)</u> Cast Copper Alloy Threaded Fittings に規定のねじ	
9	ASME B 16.15 Cast Copper Alloy Threaded Fittings	2013	2018	j) <u>ASME B 16.24(2011)</u> Cast Copper Alloy Pipe Flanges and Flanged Fittings : Classes 150, 300, 600, 900, 1500, and 2500 に規定のねじ	
10	ASME B 16.24 Cast Copper Alloy Pipe Flanges and Flanged Fittings : Classes 150, 300, 600, 900, 1500, and 2500	2011	2016		

No	KHKS1222 (2016) の引用規格	引用年度	最新版年度	KHKS1222 (2016) の引用内容	対応
11	JIS B 8265 圧力容器の構造 — 一般事項	2010	2017	<p>2. ねじ部に作用する軸方向集中荷重 (P3)</p> <p>2.2 ねじ 1 山に作用する軸方向集中荷重, <math>W_0</math> ねじ 1 山に作用する軸方向集中荷重の最大値は、次の手順によって求める。 手順中に用いている記号の意味を次に示す。</p> <p>a) 記号 (省略)</p> <p><math>W_1</math>: 初期締付ボルト荷重 (N) で、<u>JIS B 8265 (2010) 附属書 G の G. 4. 1 d) 2)</u> に規定されている <math>W_g</math> とする。 ただし、ボルトの伸びを管理し、締め過ぎに対して配慮する場合に限り、<u>同附属書 G の G. 4. 1a)</u> に規定されている <math>W_{m1}</math>, <math>W_{m2}</math> の大きい方から決定される初期締付ボルト荷重をとることができる。 (以下省略)</p> <hr/> <p>附属書 A ねじ部の静荷重に対する強度評価例 (P37)</p> <p>A. 2 ねじ部の静荷重に対するせん断強さの検討</p> <p>A. 2.1 ねじ 1 山に作用する軸方向最大荷重の算定 指針 2.2 によりねじ 1 山に作用する軸方向最大荷重の最大値を求める。 本例題は図 A.1 に示すようにフランジ式の場合であるから、指針 1.2a) に相当し、従って指針 2.2b) 1) の手順 1 より手順 8 に従って計算する。 手順 1 <math>W_1</math> を (4) 式による求める。 <u>JIS B 8265 (2010) 附属書 G の G. 4. 1 d) 2)</u> の <math>W_g</math> に等しい。 (以下省略)</p>	<p><u>最新年度版に修正する</u></p> <p>(理由) JIS B 8265 は、KHKS1222 (2016) に規定される引用年度から変更されているが、JIS B 8265 の引用箇所の規定は変更がなく、最新年度版を修正することによる支障はないため。</p>

No	KHKS1222 (2016) の引用規格	引用年度	最新版年度	KHKS1222 (2016) の引用内容	対応
				附属書 A ねじ部の静荷重に対する強度評価例 (P42)  計算書様式 注1 W1 : 初期締め付けボルト荷重 (N) で <u>JIS B 8265 (2010) 附属書 G の G. 4. 1 d) 2)</u> に規定されている $W_g$ とする。 ただし、ボルトの伸びを管理し、締めすぎに対して配慮する場合に限り、 <u>同附属書 G の G. 4. 1a)</u> に規定されている $W_{m1}$ 、 $W_{m2}$ の大きい方から決定された初期締付ボルト荷重をとることができる。	
12	JIS B 0205-1~4 一般用メートル ねじ	2001	2001	(記載省略)	修正なし

G.4 フランジの計算

G.4.1 ボルト荷重

ボルト荷重は、次の a)~d) による。

a) 必要ボルト荷重 ボルトの総有効断面積の計算に用いる必要ボルト荷重は、次の 1)~3) による。

1) 使用状態での必要ボルト荷重

$$W_{m1} = H + H_p = \frac{\pi}{4} G^2 P + 2\pi b G m P = \frac{\pi G P}{4} (G + 8bm)$$

2) ガasket締付時の必要ボルト荷重

$$W_{m2} = \pi b G y$$

3) セルフシールガasketを使用する場合の必要ボルト荷重 締め付けのための軸方向荷重を無視できない特殊な形状の場合を除いて、次の式によることができる。

$$W_{m1} = H = \frac{\pi}{4} D_g^2 P$$

$$W_{m2} = 0$$

注記 1 例えば、熱交換器の管板を挟む一对のフランジのように、フランジ又はガasketが同一でない場合は、 $W_{m1}$  及び  $W_{m2}$  の値はそれぞれのフランジ又はガasketについて計算した値のいずれか大きい値とする。

b) ボルトの必要総有効断面積 ボルトの必要総有効断面積  $A_m$  は、次の使用状態又はガasket締付時の式による値のいずれか大きい値とする。

$$\text{使用状態} \quad A_{m1} = \frac{W_{m1}}{\sigma_b}$$

$$\text{ガasket締付時} \quad A_{m2} = \frac{W_{m2}}{\sigma_a}$$

c) 使用するボルトの総有効断面積 使用するボルトの総有効断面積  $A_b$  は、次の式を満足することを確認する。

$$A_b \geq A_m$$

d) フランジの計算に用いるボルト荷重 フランジの計算に用いるボルト荷重は、次の 1) 及び 2) による。

1) 使用状態でのボルト荷重

$$W_0 = W_{m1}$$

2) ガasket締付時のボルト荷重

$$W_g = \frac{A_m + A_b}{2} \sigma_a$$

注記 2 締め過ぎに対する安全裕度を大きくする必要がある場合、又はフランジが総有効断面積に対するボルト荷重  $A_b \sigma_a$  に耐えることを必要とする場合には、フランジは総有効断面積に対するボルト荷重  $A_b \sigma_a$  を基準にして計算してもよい。

G.4.2 フランジに作用するモーメント

フランジに作用するモーメントは、次の a)~c) による。

a) 使用状態でのフランジに作用するモーメント 使用状態でのフランジに作用するモーメントは、次の式による。

G.4 フランジの応力計算

G.4.1 ボルト荷重

ボルト荷重は、次の a)~d) による。

a) ボルトの総有効断面積の計算に用いる必要ボルト荷重は、次の 1)~3) による。

1) 使用状態での必要ボルト荷重

$$W_{m1} = H + H_p = \frac{\pi}{4} G^2 P + 2\pi b G m P = \frac{\pi G P}{4} (G + 8bm)$$

2) ガasket締付時の必要ボルト荷重

$$W_{m2} = \pi b G y$$

3) セルフシールガasketを使用する場合の必要ボルト荷重 締め付けのための軸方向荷重を無視できない特殊な形状の場合を除いて、次の式によることができる。

$$W_{m1} = H = \frac{\pi}{4} D_g^2 P$$

$$W_{m2} = 0$$

注記 例えば、熱交換器の管板を挟む一对のフランジのように、フランジ又はガasketが同一でない場合は、 $W_{m1}$  及び  $W_{m2}$  の値はそれぞれのフランジ又はガasketについて計算した値のいずれか大きい値とする。

b) ボルトの必要総有効断面積 ボルトの必要総有効断面積  $A_m$  は、次の使用状態又はガasket締付時の式による値のいずれか大きい値とする。

$$\text{使用状態} \quad A_{m1} = \frac{W_{m1}}{\sigma_b}$$

$$\text{ガasket締付時} \quad A_{m2} = \frac{W_{m2}}{\sigma_a}$$

c) 使用するボルトの総有効断面積 使用するボルトの総有効断面積  $A_b$  は、次の式を満足しなければならない。

$$A_b \geq A_m$$

d) フランジの計算に用いるボルト荷重 フランジの計算に用いるボルト荷重は、次の 1) 及び 2) による。

1) 使用状態でのボルト荷重

$$W_0 = W_{m1}$$

2) ガasket締付時のボルト荷重

$$W_g = \frac{A_m + A_b}{2} \sigma_a$$

注記 締め過ぎに対する安全裕度を大きくする必要がある場合、又はフランジが総有効断面積に対するボルト荷重  $A_b \sigma_a$  に耐えることを必要とする場合には、フランジは総有効断面積に対するボルト荷重  $A_b \sigma_a$  を基準にして計算してもよい。

G.4.2 フランジに作用するモーメント

フランジに作用するモーメントは、次の a)~c) による。

a) 使用状態でのフランジに作用するモーメント 使用状態でのフランジに作用するモーメントは、次の式による。

$$M_0 = M_G + M_G + M_T$$

b) 使用状態でのフランジ荷重に対するモーメントアーム 使用状態でのフランジ荷重に対するモーメントアームは、表 G.1 に示す。

表 G.1—フランジ荷重に対するモーメントアーム<sup>1)</sup>

フランジの形式	$h_D$	$h_G$	$h_T$
ラップジョイント形フランジ [図 G.2 a-1) の 1) 及び 2)]	$(C-B)/2$	$(C-G)/2$	$(C-G)/2$
差込み形フランジ [図 G.2 a-2) の 1)~7)]	$(C-B)/2$	$(C-G)/2$	$(h_D+h_G)/2$
一体形フランジ [図 G.2 b) の 1)~10)]	$R+0.5g_1$	$(C-G)/2$	$(R+g_1+h_G)/2$



# KHKS

## ねじ構造の強度設計指針（案）

KHKS 1222 (2021)

令和3年 月 日 改正

高圧ガス保安協会

2021

## 目次

1 適用範囲	1
1.1 適用対象	1
1.2 ねじ接合の形式	1
1.3 ねじ形状	1
1.4 材料の使用範囲	1
2 引用規格	2
3 ねじ部に作用する軸方向集中荷重	2
3.1 ねじ部の軸方向荷重集中係数の最大値	2
3.2 ねじ1山に作用する軸方向最大荷重	3
3.2.1 記号の意味	3
3.2.2 ねじ1山に作用する軸方向最大荷重の算出の手順	5
4 ねじ部のせん断強さ	7
4.1 ねじ部のせん断応力	7
4.2 静荷重に対するねじ部のせん断応力の許容限界	8
4.3 静荷重に対するねじ部の強度評価	8
5 ねじ部の疲労設計	16
5.1 一般	16
5.2 疲労解析の免除	16
5.3 疲労解析の手順	16
5.3.1 疲労解析の流れ	16
5.3.2 疲労解析の手順の詳細	17
5.4 ねじ接合の形式によるねじ谷底部のピーク応力の算定	20
5.4.1 記号の意味	20
5.4.2 フランジ式の場合	21
5.4.3 ねじ込み式の場合	23
5.4.4 袋ナット式の場合	25
5.5 合成ピーク応力の振幅値に対する平均応力の補正	27
5.6 応力集中係数の算定	28
附属書 A (参考) ねじ部の静荷重に対する強度評価例	37
附属書 B (参考) ねじ部の疲労に対する評価例	45
附属書 C (参考) 平均応力による合成ピーク応力の振幅値の補正例	55
解説	59







## 1 適用範囲

### 1.1 適用対象

耐圧部材にねじ構造を有する設備のねじ構造の強度設計について指針を示す。ただし、次の a)～j) のねじは適用外とする。ねじ接合の形式、ねじ形状及び材料の使用範囲は、1.2～1.4 による。

- a) 検査穴にねじ込みプラグでふたをするためのねじ
- b) 締結用ボルトナット (JIS B 1180、JIS B 1181 等) のねじ
- c) JIS B 8244 のねじ
- d) JIS B 8245 のねじ
- e) JIS B 8246 のねじ
- f) ASME B 16.5 のねじ
- g) ASME B 16.9 のねじ
- h) ASME B 16.11 のねじ
- i) ASME B 16.15 のねじ
- j) ASME B 16.24 のねじ

### 1.2 ねじ接合の形式

ねじ接合の形式は、次の a)～c) による。

#### a) フランジ式

図 2 a) 及び図 2 b) に示すように、ねじ接合フランジにより、金属ガスケットを介してボルト締結する形式をいう。連続ねじに限る。なお、連続ねじとは、ねじのつる巻線に沿いねじの断続部がないねじをいう。

#### b) ねじ込み式

図 2 c) 及び図 2 d) に示すように、ねじ込み式のプラグを用いる形式をいう。おねじ及びめねじのねじの占有率が共に 0.5 近辺の断続ねじを用いてもよい。断続ねじの締め付けに当たっては、設定したねじの占有率とねじのかみ合い長さが確実に確保される措置を講じなければならない。

なお、断続ねじとは、ねじのつる巻線に沿い周期的にねじの断続部があるねじをいい、急速開閉ふたなどに使われる。(解説 C 4 参照)

また、ねじの占有率は、次の式による。

ねじの占有率  $\omega = (\text{つる巻線 1 周長} - \text{断続部の周長}) / \text{つる巻線 1 周長}$

#### c) 袋ナット式

図 2 e) に示すように、めねじを切った袋ナットを用いる形式をいう。連続ねじに限る。

### 1.3 ねじ形状

ねじの形状は、三角ねじ、台形ねじ及びのこ歯ねじとする。

### 1.4 材料の使用範囲

材料の使用範囲は、次の a) 及び b) による。

- a) 設計温度は材料のクリープ領域より低い温度とする。
- b) おねじ側とめねじ側の材料が異なる場合、縦弾性係数の比が 0.5～2.0 の範囲の材料とする。

## 2 引用規格

次に掲げる規格は、この基準に引用されることによって、この基準の一部を構成する。

JIS B 0205-1～4 (2001) 一般用メートルねじ

JIS B 1180 (2014) 六角ボルト

JIS B 1181 (2014) 六角ナット

JIS B 8244 (2004) 溶解アセチレン容器用弁

JIS B 8245 (2004) 液化石油ガス容器用弁

JIS B 8246 (2004) 高圧ガス容器用弁

JIS B 8265 (2017) 圧力容器の構造—一般事項

ASME B 16.5 (2013) Pipe Flanges and Flanged Fittings: NPS 1/2 through NPS 24 Metric/Inch Standard

ASME B 16.9 (2012) Factory-Made Wrought Steel Buttwelding Fittings

ASME B 16.11 (2011) Forged Fittings, Socket-Welding and Threaded

ASME B 16.15 (2013) Cast Copper Alloy Threaded Fittings: Classes 125 and 250

ASME B 16.24 (2011) Cast Copper Alloy Pipe Flanges and Flanged Fittings: Classes 150, 300, 600, 900, 1500, and 2500

## 3 ねじ部に作用する軸方向集中荷重

### 3.1 ねじ部の軸方向荷重集中係数の最大値

ねじ部の軸方向荷重集中係数の最大値  $H_{max}$  を、次の式(3.1)により定義する。

$$H_{max} = \frac{W_{max}}{w_m} \dots\dots\dots (3.1)$$

ここで、 $H_{max}$ 、 $w_{max}$  及び  $w_m$  は、次による。

$H_{max}$  : ねじ部の軸方向荷重集中係数の最大値 (—)

$w_{max}$  : ねじ部のつる巻線の単位長さ当たりに作用する軸方向最大荷重 (N/mm)

$w_m$  : ねじ部のつる巻線の単位長さ当たりに作用する軸方向平均荷重で、次の式(3.2)による。(N/mm)

$$w_m = W / \pi D n \dots\dots\dots (3.2)$$

ここで、 $W$ 、 $D$  及び  $n$  は、次による。

$W$  : ねじ部に作用する総軸方向荷重 (N)

$D$  : ねじの有効径 (mm)

$n$  : ねじの有効かみ合い山数 (—)

ねじ部の軸方向荷重集中係数の最大値  $H_{max}$  は、 $\theta_1$  (部材及びねじ山の剛性とねじのかみ合い長さに関係する定数で、式(3.25)による。)と  $k$  (部材の断面積及び荷重条件に関する定数で、式(3.19)～式(3.24)による。)により、次の①又は②による。

①  $k < 1/2$  の場合

$$H_{max} = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} \{(1-k) \cosh \theta_1 + k\} \dots\dots\dots (3.3)$$

②  $k \geq 1/2$  の場合

$$H_{\max} = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} \{ (1-k) + k \cosh \theta_1 \} \quad \dots\dots\dots (3.4)$$

## 3.2 ねじ 1 山に作用する軸方向最大荷重

### 3.2.1 記号の意味

3.2.2 のねじ 1 山に作用する軸方向最大荷重を求める手順中に用いる記号の意味を次に示す。

- $D$  : ねじの有効径 (mm)
- $D_0$  : おねじ部材の中心穴の内径 (mm)。ただし、中心穴がない場合は  $D_0 = 0$  とする。〔**図 2 a)~e)**参照〕
- $D_3$  : めねじ部材の外径 (mm)。〔**図 2 a)~d)**参照〕 ただし、**図 2 e)**の場合は  $D_3 = 1.05 B$  とする。 $B$  は**図 2 e)**に示す六角形の対辺距離。
- $G$  : **図 2 a)~e)**に示すガスケット接触径 (mm)
- $A_1, A_2$  : 部材の横断面積 ( $\text{mm}^2$ ) で、次の式(3.5)及び式(3.6)による。
- $$A_1 = \frac{\pi}{4}(D^2 - D_0^2) \quad \dots\dots\dots (3.5)$$
- $$A_2 = \frac{\pi}{4}(D_3^2 - D^2) \quad \dots\dots\dots (3.6)$$
- $L_0$  : ねじのかみ合い長さ (mm) 〔**図 2 a)~e)**参照〕
- $a$  : ねじのピッチ (mm)
- $L$  : ねじの有効かみ合い長さ (mm) で、次の式(3.7)による。
- $$L = L_0 - 0.5a \quad \dots\dots\dots (3.7)$$
- $n$  : ねじの有効かみ合い山数 (—) で、次の式(3.8)による。
- $$n = L / a \quad \dots\dots\dots (3.8)$$
- $\mu$  : ねじの摩擦係数 (—) で、 $\mu = \tan \phi = 0.2$  とする。
- $\phi$  : ねじの摩擦角 (rad)
- $\nu$  : ポアソン比 (—) で、 $\nu = 0.3$  とする。
- $W_1$  : 初期締付ボルト荷重 (N) で、**JIS B 8265 附属書 G の G.4.1 d) 2)** に規定されている  $W_g$  とする。ただし、ボルトの伸びを管理し、締め過ぎに対して配慮する場合に限り、**JIS B 8265 附属書 G の G.4.1 a)** に規定されている  $W_{m1}, W_{m2}$  の大きい方から決定される初期締付ボルト荷重をとることができる。…………… (3.9)
- $W_2$  : 内圧による荷重 (N) で、次の式(3.10)による。
- $$W_2 = \frac{\pi}{4} G^2 P \quad \dots\dots\dots (3.10)$$
- $P$  : 設計圧力 (MPa)
- $W_0$  : ねじ 1 山に作用する軸方向最大荷重 (N) で、次の式(3.11)による。
- $$W_0 = \pi D w_{\max} = H_{\max} W / n \quad \dots\dots\dots (3.11)$$
- $\beta$  : ねじ山半角 (rad)
- ただし、のこ歯ねじの場合  $\beta = \tan^{-1}(a/2b)$  とする。
- $\alpha$  : **図 3** に示すねじ山荷重を受ける側のフランク角 (rad) で、対称ねじの場合

合には  $\alpha = \beta$  とする。

$b$  : 基本山形の高さ (mm)で、**図 3**による。

$e$  : 計算に用いるねじの谷底の切り取り高さ (mm) で、**図 3**による。

$c$  : ねじ山形状より求めるねじ山の高さの比(-)で、次の式(3.12)による。

$$2(b-e)/b \dots\dots\dots (3.12)$$

$h$  : ねじ山の曲げ及びせん断による軸方向弾性変位係数 (-)で、次の式(3.13)による。

$$h = (1-\nu^2) \left[ B_1 \log_e c - \frac{c-1}{c} \left( B_2 + B_3 \frac{c-1}{c} \right) \right] \dots\dots\dots (3.13)$$

ここで、 $B_1$ 、 $B_2$ 及び $B_3$ は、次の式(3.14)～式(3.16)による。

$$B_1 = \frac{2 \left( \frac{2 \sin 2\beta}{2\beta - \sin 2\beta} + T \right)}{2\beta + \sin 2\beta} \dots\dots\dots (3.14)$$

$$B_2 = \frac{2}{2\beta - \sin 2\beta} + \frac{1-2\nu}{(1-\nu)\sin 2\beta} - 2T \frac{1 - \cos 2\beta}{\sin 2\beta - 2\beta \cos 2\beta} \dots\dots\dots (3.15)$$

$$B_3 = \frac{2T}{\sin 2\beta - 2\beta \cos 2\beta} \dots\dots\dots (3.16)$$

ここで、 $T$ は、次の式(3.17)による。ただし、 $\tan \alpha \leq 0.2$  となる場合には、 $T = 1$  とする。

$$T = 1 + \tan \beta \tan(\alpha - \phi) \dots\dots\dots (3.17)$$

$f$  : ねじ山の付け根の傾きによる軸方向弾性変位係数 (-) で、**図 4**、**図 5**において、 $c$ の値とねじ山半角  $\beta$  との関係から求められる係数をいう。

ただし、**図 4**、**図 5**に示す以外のねじ山半角  $\beta$  及びのこ歯ねじの場合には、次の式(3.18)により求める。

$$f = \frac{6m(1-\nu^2)(c-1)(c-T)}{\pi c^2 \tan^2 \beta} \dots\dots\dots (3.18)$$

ここで、 $T$ は、式(3.17)による。 $m$ は、 $f$ の補正係数 (-) で、 $m = 0.3$  とする。

$k$  : 部材の断面積、荷重条件に関する定数 (-) で、次の①～③による。

① フランジ式の場合 [**図 2 a)**、**b)**の場合]

初期締付時  $k = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \dots\dots\dots (3.19)$

運転時  $k = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \left( 1 - \frac{W_2}{W_1} \right) \dots\dots\dots (3.20)$

② ねじ込み式の場合 [**図 2 c)**、**d)**の場合]

初期締付時、運転時共  $k = 0 \dots\dots\dots (3.21)$

③ 袋ナット式の場合 [**図 2 e)**の場合]

初期締付時  $k = 0 \dots\dots\dots (3.22)$

運転時  $k = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \quad (W_1 \leq W_2 \text{ の場合}) \dots\dots\dots (3.23)$

$$k = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \frac{W_2}{W_1} \quad (W_1 > W_2 \text{ の場合}) \quad \dots\dots\dots (3.24)$$

$\omega$  : ねじの占有率(一)で、次の①又は②による。

- ① フランジ式、袋ナット式及びねじ込み式で連続ねじの場合、1.0 とする。
- ② ねじ込み式で断続ねじの場合、おねじ又はめねじの占有率のいずれか小さい値とする。

$\theta_1$  : 部材及びねじ山の剛性とねじのかみ合い長さに関係する定数(一)で、次の式(3.25)による。ただし、 $\tan \alpha \leq 0.2$ となる場合には、式(3.25)の分母の第1項を  $\tan \beta \tan(\alpha - \phi) = 0$  とする。

$$\theta_1^2 = \frac{4\omega(L/D)^2}{\tan \beta \tan(\alpha - \phi) + 2 \frac{a}{D} \left[ (h+f) \frac{(D_3^2 - D^2)(D^2 - D_0^2)}{D^2(D_3^2 - D_0^2)} - \nu \tan \beta \right]} \quad \dots\dots\dots (3.25)$$

### 3.2.2 ねじ1山に作用する軸方向最大荷重の算出の手順

ねじ1山に作用する軸方向最大荷重の算出は、次のa)～c)による。

#### a) フランジ式の場合

フランジ式(図2 a)、b)の形式)の場合のねじ1山に作用する軸方向最大荷重  $W_0$  を算出する手順は、次の①～⑧による。

- ①  $W_1$ 、 $W_2$  を式(3.9)、式(3.10)により求める。
- ②  $A_1$ 、 $A_2$  を式(3.5)、式(3.6)により求める。
- ③ 初期締付時及び内圧作用時について、それぞれ式(3.19)、式(3.20)により  $k$  を求める。(表1参照)
- ④ ねじ山形状より  $\beta$ 、 $b$ 、 $e$  を求め、式(3.12)により  $c$  を求める。
- ⑤  $\beta$  と  $c$  を用いて、図4、図5により  $h$ 、 $f$  を読み取る。ただし、図4、図5に示されていない  $\beta$  を用いる場合及びのこ歯ねじの場合には、式(3.13)、式(3.18)により  $h$ 、 $f$  を求める。
- ⑥  $L$ 、 $D$ 、 $a$ 、 $A_1$ 、 $A_2$ 、 $D_0$ 、 $D_3$ 、 $\alpha$ 、 $\beta$ 、 $\omega$  と、⑤で求めた  $h$ 、 $f$  を用いて、式(3.25)により  $\theta_1$  を求める。
- ⑦ 初期締付時と内圧作用時のそれぞれについて、③で求めた  $k$  と⑤で求めた  $\theta_1$  を用いて、図6により軸方向荷重集中係数の最大値  $H_{max}$  を読み取る。
- ⑧ 初期締付時と内圧作用時のそれぞれについて、ねじ1山に作用する軸方向最大荷重  $W_0$  を式(3.11)により求める。式(3.11)の  $W$  は、表1による。

#### b) ねじ込み式の場合

ねじ込み式(図2 c)、d)の形式)の場合のねじ1山に作用する軸方向最大荷重  $W_0$  を求める手順は、次の①～⑦による。

- ①  $A_1$ 、 $A_2$  を式(3.5)、式(3.6)により求める。
- ②  $k = 0$  とする。
- ③ ねじ山形状より  $\beta$ 、 $b$ 、 $e$  を求め、式(3.12)により  $c$  を求める。
- ④ ③で求めた  $\beta$ 、 $c$  を用いて、図4、図5により  $h$ 、 $f$  を読み取る。ただし、図4、図5に示さ

れていない $\beta$ を用いる場合及びのこ歯ねじの場合には、式(3.13)、式(3.18)により $h$ 、 $f$ を求める。

⑤  $L$ 、 $D$ 、 $a$ 、 $A_1$ 、 $A_2$ 、 $D_0$ 、 $D_3$ 、 $\alpha$ 、 $\beta$ 、 $\omega$ と、④で求めた $h$ 、 $f$ を用いて、式(3.25)により $\theta_1$ を求める。

⑥ 軸方向荷重集中係数の最大値 $H_{max}$ を、次のi)又はii)の場合に応じて求める。

i)  $\theta_1 \leq 2.73$  の場合

③で求めた $k$ と⑥で求めた $\theta_1$ を用いて、図6により軸方向荷重集中係数の最大値 $H_{max}$ を読み取る。

ii)  $2.73 < \theta_1 \leq 15$  かつ、かみ合いねじ山数 $\geq 5$  の場合

⑤で求めた $\theta_1$ の値を用いて、軸方向荷重集中係数の最大値 $H_{max}$ を、次の式(3.26)により求める。ただし、ii)の条件を満たさない場合は、i)による。アンダーカットを持つねじで初期締付荷重が作用する場合、ii)は適用外とする。

なお、アンダーカットとは、荷重が集中するねじかみあい端部のねじの谷底の応力集中を緩和するために、荷重が集中するめねじ側のねじの付け根からねじを切っていない胴の部分にかけてなめらかに削りをとることをいう。

$$H_{max} = 2.15 \theta_1^{0.246} \dots\dots\dots (3.26)$$

⑦ 初期締付時と内圧作用時のそれぞれについて、ねじ1山に作用する軸方向最大荷重 $W_0$ を式(3.11)により求める。式(3.11)の $W$ は、表1による。

c) 袋ナット式の場合

袋ナット式(図2 e)の形式)の場合のねじ1山に作用する軸方向最大荷重 $W_0$ を求める手順は、次の①～⑧による。

①  $W_1$ 、 $W_2$ を式(3.9)、式(3.10)により求める。

②  $A_1$ 、 $A_2$ を式(3.5)、式(3.6)により求める。

③ 初期締付時及び内圧作用時のそれぞれについて、式(3.22)～式(3.24)により $k$ を求める。(表1参照)

④ ねじ山形状より $\beta$ 、 $b$ 、 $e$ を求め、式(3.12)により $c$ を求める。

⑤ ④で求めた $\beta$ 、 $c$ を用いて、図4、図5により $h$ 、 $f$ を読み取る。ただし、図4、図5に示されていない $\beta$ を用いる場合及びのこ歯ねじの場合には、式(3.13)、式(3.18)により $h$ 、 $f$ を求める。

⑥  $L$ 、 $D$ 、 $a$ 、 $A_1$ 、 $A_2$ 、 $D_0$ 、 $D_3$ 、 $\alpha$ 、 $\beta$ 、 $\omega$ と、⑤で求めた $h$ 、 $f$ を用いて、式(3.25)により $\theta_1$ を求める。

⑦ 初期締付時と内圧作用時のそれぞれについて、③で求めた $k$ と⑥で求めた $\theta_1$ を用いて、図6により軸方向荷重集中係数の最大値 $H_{max}$ を読み取る。

⑧ 初期締付時と内圧作用時のそれぞれについて、ねじ1山に作用する軸方向最大荷重 $W_0$ を式(3.11)により求める。式(3.11)の $W$ は、表1による。



表 1  $k$  及び  $W$ 

	a) フランジ式の場合		b) ねじ込み式の場合		c) 袋ナット式の場合	
	初期縮付時	運転時	初期縮付時	運転時	初期縮付時	運転時
$k$	$\frac{A_2}{A_1 + A_2}$	$\frac{A_2}{A_1 + A_2} \left(1 - \frac{W_2}{W_1}\right)$	0	0	0	$W_1 \leq W_2$ の場合 $k = \frac{A_2}{A_1 + A_2}$ $W_1 > W_2$ の場合 $k = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \frac{W_2}{W_1}$
$W$	$W_1$	$W_1$	$W_1$	$\max[W_1, W_2]$	$W_1$	$\max[W_1, W_2]$

#### 4 ねじ部のせん断強さ

##### 4.1 ねじ部のせん断応力

ねじ部のせん断応力の計算は、次の①又は②による。

① 耐圧部材がおねじの場合

$$\tau_{\max} = \frac{W_0}{\pi D_1 \omega AB} \quad \dots\dots\dots (4.1)$$

② 耐圧部材がめねじの場合

$$\tau_{\max} = \frac{W_0}{\pi D_2 \omega AB'} \quad \dots\dots\dots (4.2)$$

ここで、 $\tau_{\max}$ 、 $W_0$ 、 $D_1$ 、 $D_2$ 、 $\overline{AB}$ 、 $\overline{AB'}$  及び  $\omega$  は、次による。

$\tau_{\max}$  : ねじのせん断応力 (N/mm<sup>2</sup>)

$W_0$  : ねじ 1 山に作用する軸方向最大荷重で、式(3.11)による。(N)

$D_1$  : めねじの内径 (mm)

$D_2$  : おねじの外径 (mm)

$\overline{AB}$  : おねじのねじ山のせん断長さ (図 1 参照) で、次の式(4.3)による。(mm)

$$\frac{a}{2} + (D - D_1) \tan \beta \quad \dots\dots\dots (4.3)$$

$\overline{AB'}$  : めねじのねじ山のせん断長さ (図 1 参照) で、次の式(4.4)による。(mm)

$$\frac{a}{2} + (D_2 - D) \tan \beta \quad \dots\dots\dots (4.4)$$

ここで、 $a$  及び  $D$  は、3.2.1 による。

$\omega$  : ねじの占有率(一)で、次の①又は②による。

① フランジ式、袋ナット式及びねじ込み式で連続ねじの場合、1.0 とする。

② ねじ込み式で断続ねじの場合、おねじ又はめねじの占有率のいずれか小さい値とする。

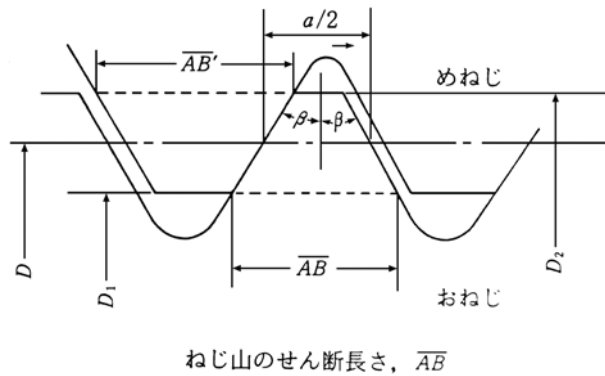


図 1 ねじ山のせん断長さ

#### 4.2 静荷重に対するねじ部のせん断応力の許容限界

静荷重に対するねじ部のせん断応力の許容限界は、次の式(4.5)により求める。

$$\tau_a = 0.4 \gamma \sigma_B \dots\dots\dots (4.5)$$

ここで、 $\tau_a$ 、 $\sigma_B$  及び  $\gamma$  は、次による。

$\tau_a$  : ねじ部のせん断応力の許容限界 (N/mm<sup>2</sup>)

$\sigma_B$  : 材料の設計温度における引張強さ (N/mm<sup>2</sup>)

$\gamma$  : 材料の設計温度における降伏比 (－) で、次の式(4.6)による。ただし、 $\gamma \geq 0.85$  の場合は、 $\gamma = 0.85$  とする。

$$\gamma = \frac{\sigma_y}{\sigma_B} \dots\dots\dots (4.6)$$

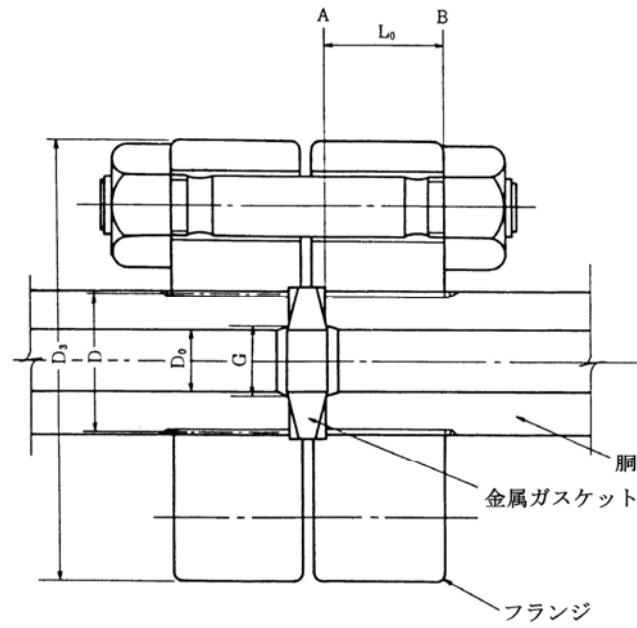
ここで、 $\sigma_y$  は、次による。

$\sigma_y$  : 材料の設計温度における降伏点又は 0.2%耐力 (N/mm<sup>2</sup>)

#### 4.3 静荷重に対するねじ部の強度評価

静荷重に対するねじ部の強度評価の手順は、次の①～④による。

- ① ねじ 1 山に作用する軸方向最大荷重  $W_0$  を、式(3.11)により、初期締付時と運転時に対して求める。
- ② ねじ部のせん断応力  $\tau_{max}$  を、式(4.1)、式(4.2)により、初期締付時と運転時に対して求める。
- ③ 材料の  $\sigma_B$  及び  $\gamma$  の値を用いて、式(4.5)により、ねじ部のせん断応力の許容限界  $\tau_a$  を求める。
- ④ ②で求めた初期締付時と運転時のねじ部のせん断応力  $\tau_{max}$  は、ねじ部のせん断応力の許容限界  $\tau_a$  を超えてはならない。

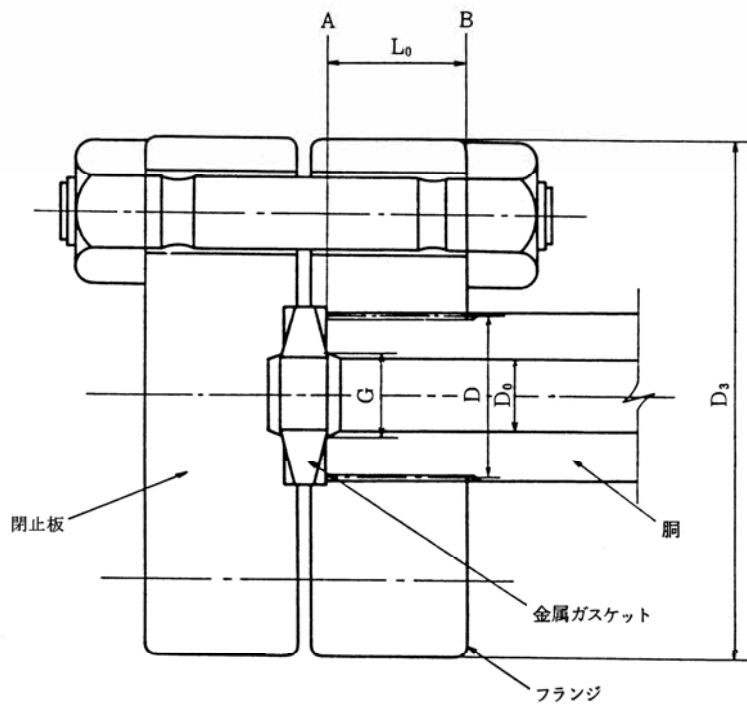


最大荷重発生部

$k > 1/2$  の場合 A部

$k \leq 1/2$  の場合 B部

図 2 a) フランジ式①



最大荷重発生部

$k > 1/2$  の場合 A部

$k \leq 1/2$  の場合 B部

図 2 b) フランジ式②

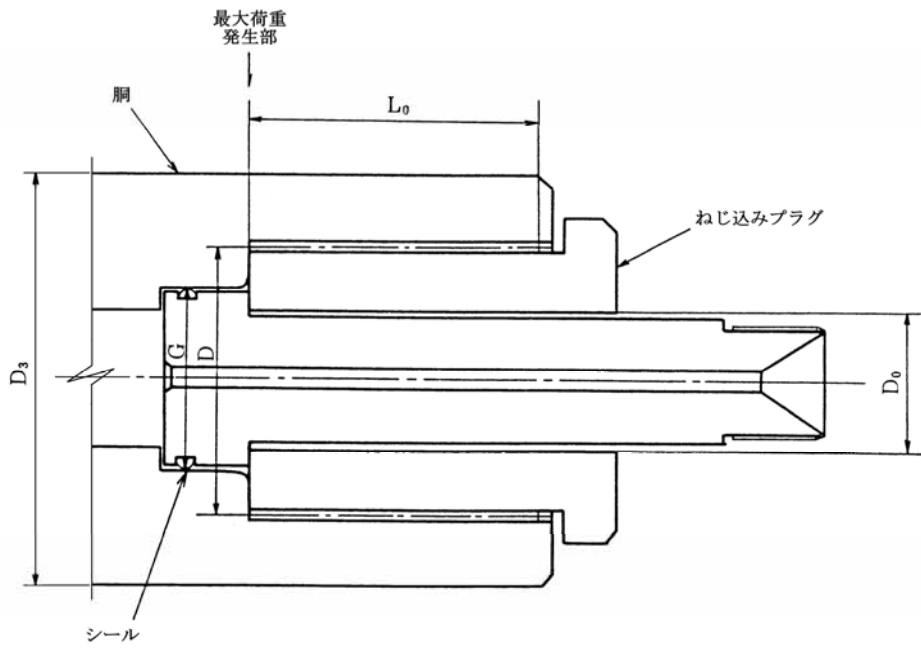


図 2 c) ねじ込み式①

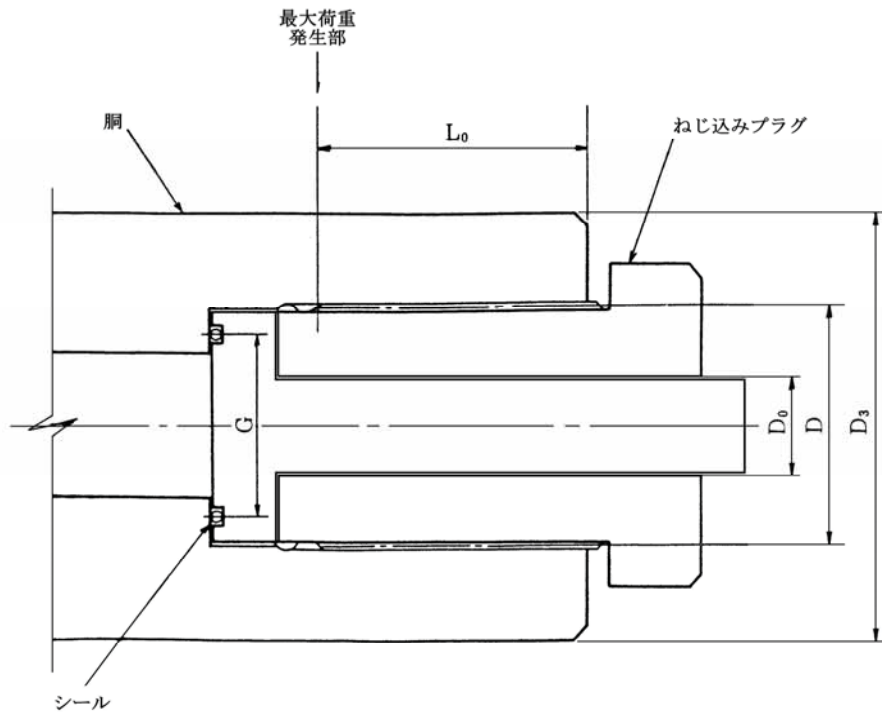
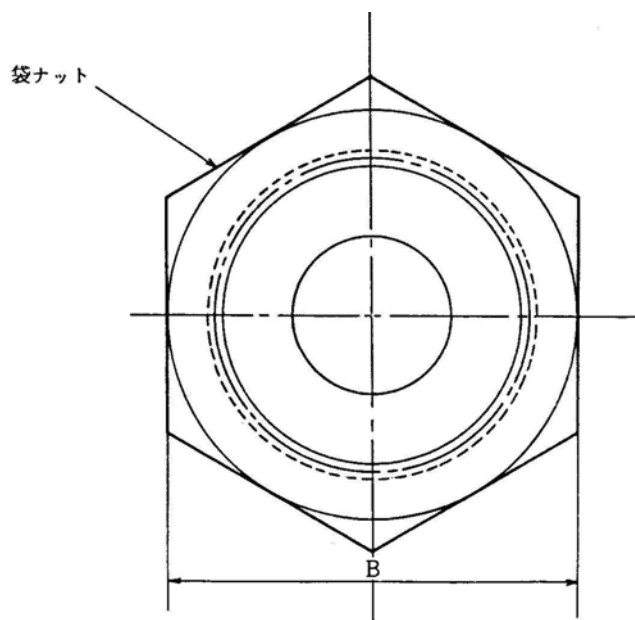
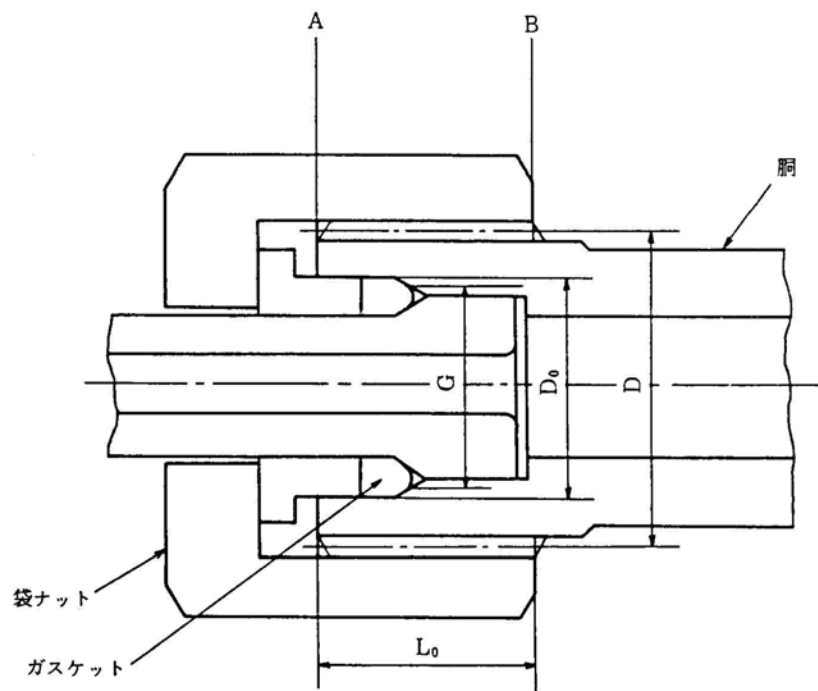


図 2 d) ねじ込み式②



最大荷重発生部  
 $k > 1/2$  の場合 B部  
 $k \leq 1/2$  の場合 A部

図 2 e) 袋ナット式

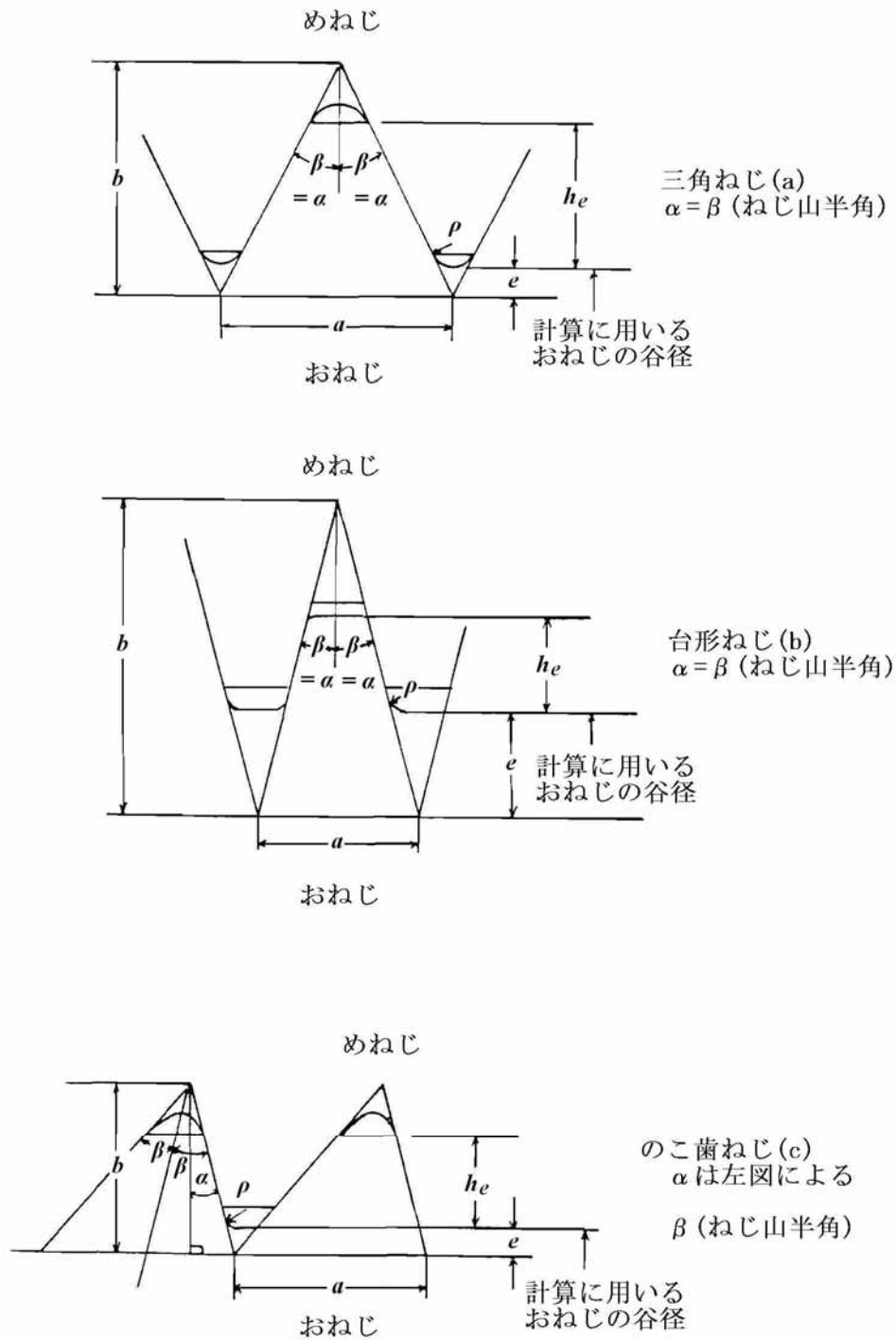
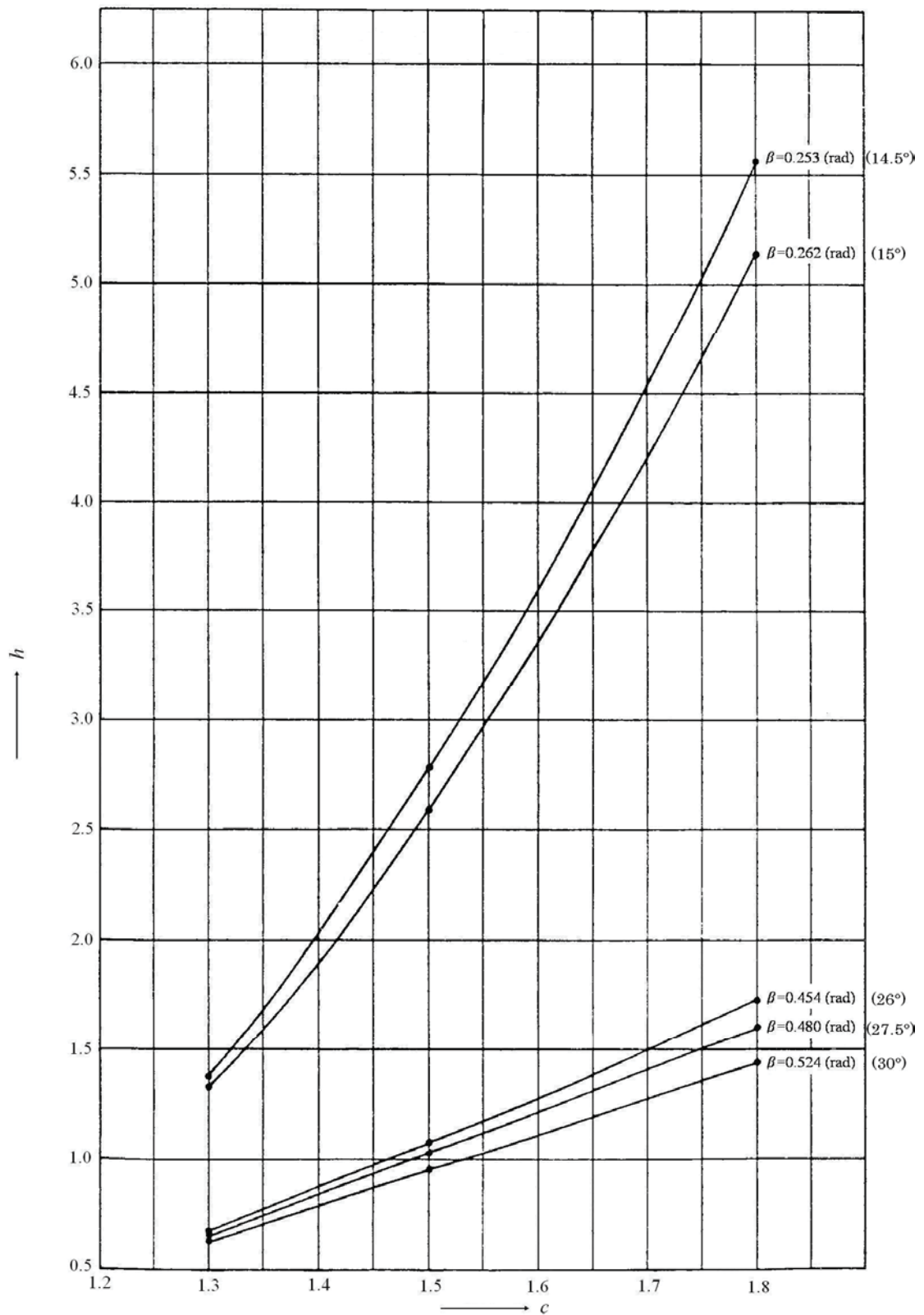
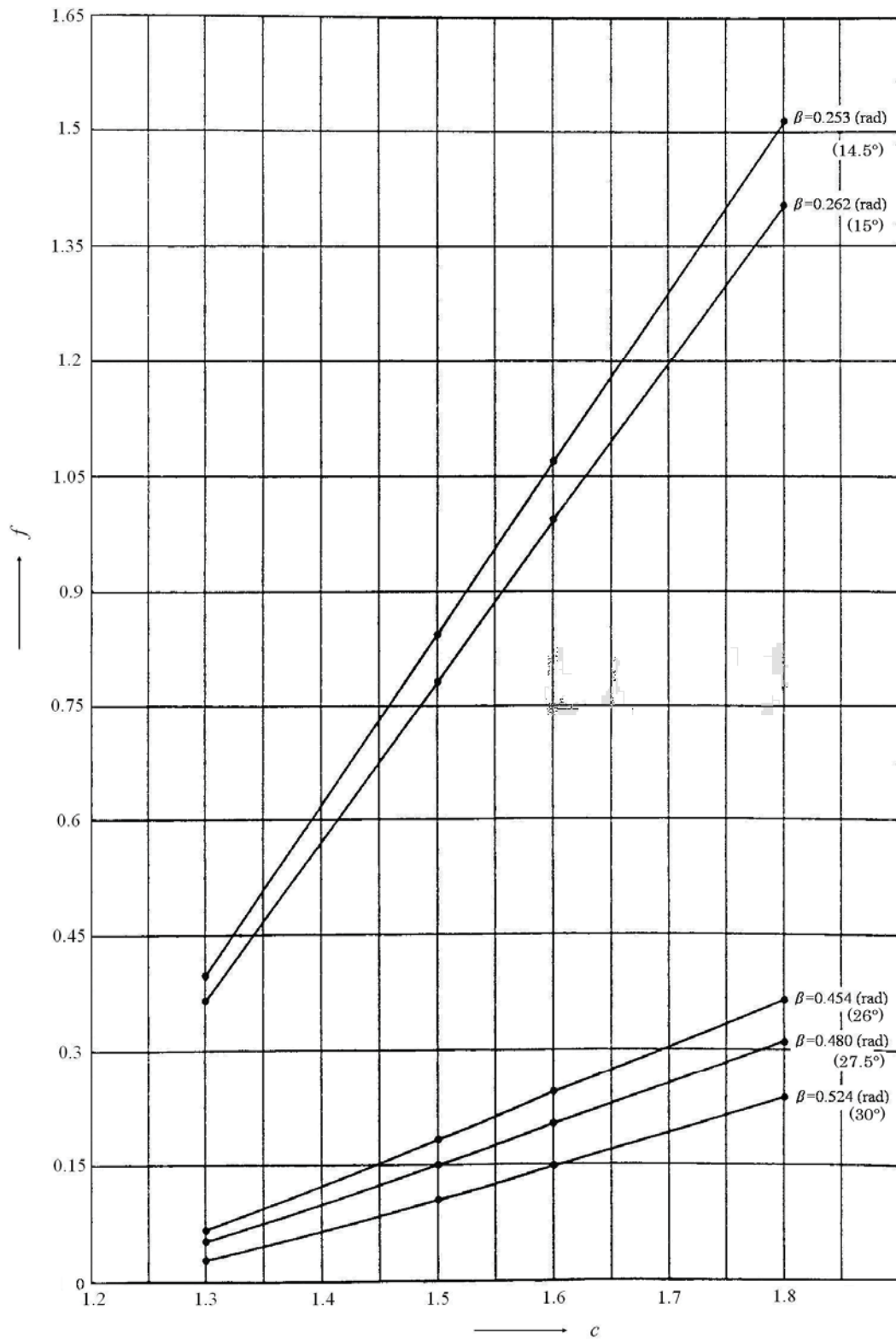


図3 ねじ山形状



この図は、対称ねじの場合に適用する。

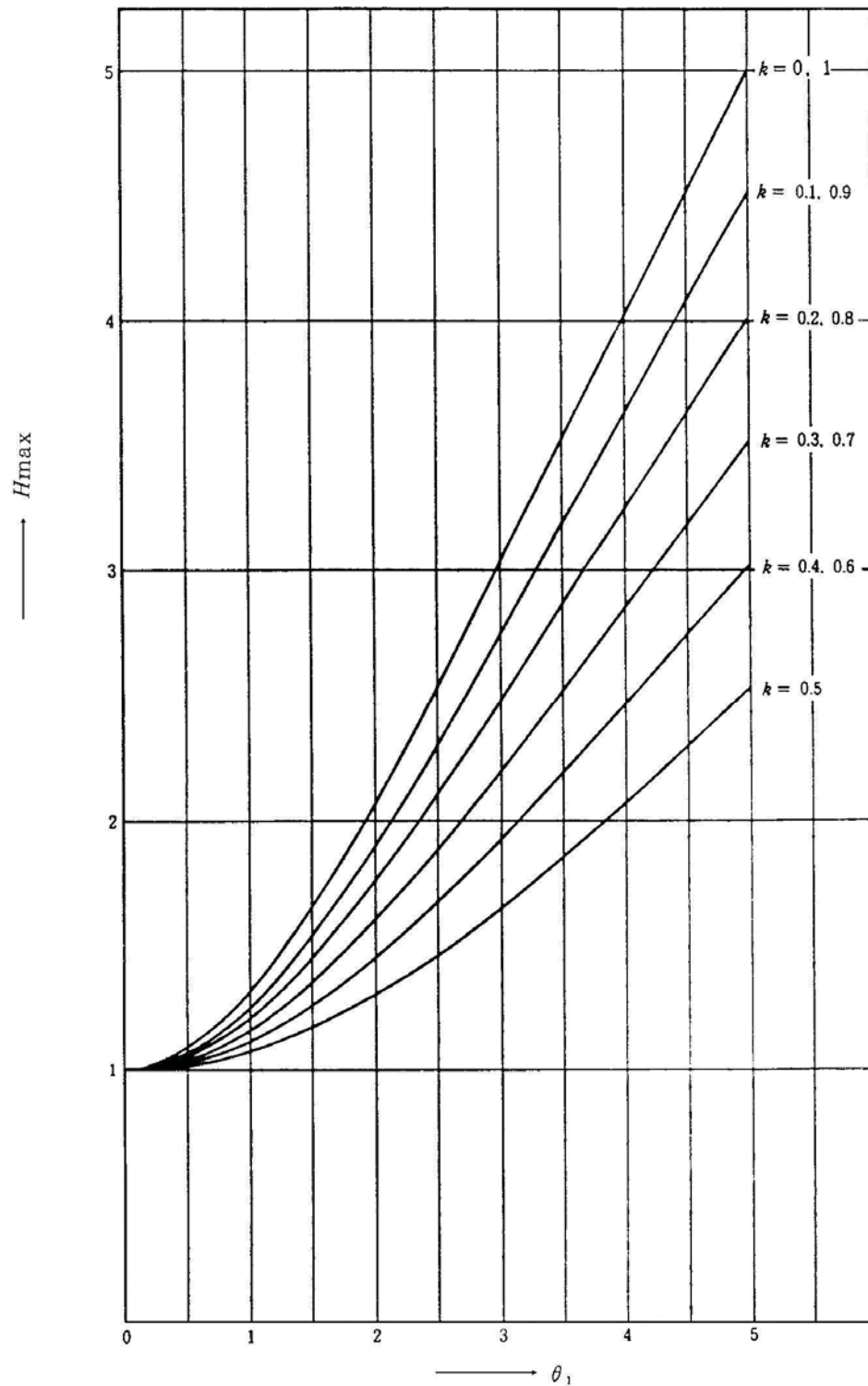
図 4  $h$  の値



この図は、対称ねじの場合に適用する。

図 5 f の値





**図 6**  $H_{\max}$  の値

## 5 ねじ部の疲労設計

### 5.1 一般

高圧ガス設備におけるねじ構造が繰返し荷重を受ける場合に適用すべき強度設計の指針を示す。ただし、ねじ部の初期締付荷重及び内圧による荷重以外の振動荷重、熱応力などの繰返しの影響に関しては、本指針では考慮していない。

次の a)～e) の材料については、**図 7**～**図 11** に示す設計疲労曲線を用いる。

**図 9** 及び **図 10** は、冷間加工して強度を高めたオーステナイト系ステンレス鋼にも適用してよい。

**図 11** の適用範囲は、ピーク主ひずみ範囲 が 0.01 未満の場合とする。

ここで、 $\sigma_B$  は規格最小引張強さ、 $N$  は設計繰返し回数とする。

- |                                                                          |             |
|--------------------------------------------------------------------------|-------------|
| a) 炭素鋼、低合金鋼及びフェライト系ステンレス鋼 ( $\sigma_B < 895 \text{ N/mm}^2$ )            | <b>図 7</b>  |
| b) 高強度低合金鋼 ( $895 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_B < 1,180 \text{ N/mm}^2$ ) | <b>図 8</b>  |
| c) オーステナイト系ステンレス鋼及びニッケルクロム鉄合金 ( $N < 10^6$ 回)                            | <b>図 9</b>  |
| d) オーステナイト系ステンレス鋼及びニッケルクロム鉄合金 ( $10^6 \leq N \leq 10^{11}$ 回)            | <b>図 10</b> |
| e) SUS630 系ステンレス鋼 (熱処理 H1075、H1100、H1150 材)                              | <b>図 11</b> |

### 5.2 疲労解析の免除

ねじ部の設計条件が、次の a) 又は b) のいずれかを満足する場合、疲労解析は免除される。

- a) 類似した形状、荷重条件の過去の運転経験から、疲労解析が不要であることを証明できる場合。
- b) 設計疲労曲線の **図 7** 又は **図 9** を用いる場合で、次の 1) と 2) の合計繰返し回数が、①～③の材料に対して指定する限界の回数を超えない場合。

- 1) 起動及び停止、ならびに締付けを含む全範囲の応力サイクルの予想 (設計) 繰返し回数
- 2) 圧力変動の範囲が最高運転圧力の 20% を超える運転圧力サイクルの予想 (設計) 繰返し回数

- ① 規格最小引張強さが  $550 \text{ N/mm}^2$  を超えない炭素鋼、低合金鋼、フェライト系ステンレス鋼  
..... 200 回
- ② 規格最小引張強さが  $550 \text{ N/mm}^2$  を超え、 $895 \text{ N/mm}^2$  未満の炭素鋼、低合金鋼、  
フェライト系ステンレス鋼 ..... 100 回
- ③ オーステナイト系ステンレス鋼及び規格最小引張強さが  $550 \text{ N/mm}^2$  を超えない  
ニッケルクロム鉄合金 ..... 1,000 回

### 5.3 疲労解析の手順

#### 5.3.1 疲労解析の流れ

ねじ部の疲労解析の手順は、次の a)～h) による。

- a) 初期締付時のねじ谷底部のピーク応力  $\sigma_{ai}$ 、 $\sigma_{si}$  及び運転時のねじ谷底部のピーク応力  $\sigma_{apm}$ 、 $\sigma_{spm}$  を求める。(5.3.2.1 による。)
- b) 初期締付時のねじ谷底部の合成ピーク応力  $\sigma_i$  及び運転時のねじ谷底部の合成ピーク応力  $\sigma_{pm}$  を求める。(5.3.2.2 による。)
- c) 各種応力サイクル毎に合成ピーク応力の変動幅と繰返し回数を求める。(5.3.2.3 による。)
- d) 合成ピーク応力の振幅値を求める。(5.3.2.4 による。)
- e) 使用する設計疲労曲線に応じて、d) で求めた合成ピーク応力の振幅値を、次の 1) 及び 2) によ

り補正する。この補正值は、繰返し荷重の設計繰返し回数  $N$  に対応して設計疲労曲線から求められる許容応力振幅値（設計疲労曲線の縦座標値）を超えてはならない。

- 1) 設計疲労曲線の **図 7** 又は **図 9** 又は **図 10** の曲線 B を使用する場合は、**5.3.2.5 a)** に従って縦弾性係数による補正を行う。
- 2) 設計疲労曲線の **図 8** 又は **図 10** の曲線 A 又は **図 11** を使用する場合は、始めに **5.5** に従って平均応力の補正を行い、次に、**5.3.2.5 b)** に従って縦弾性係数による補正を行う。
- f) 応力サイクルが複数種類ある場合には、各種応力サイクル毎に **e)** で求めた合成ピーク応力の振幅値の補正值を設計疲労曲線の縦座標値にとり、対応する繰返し回数を許容繰返し回数として設計疲労曲線の横座標値から読む。**(5.3.2.6 による。)**
- g) 各種応力サイクル毎に使用係数を求める。**(5.3.2.7 による。)**
- h) 累積使用係数を求める。累積使用係数は 1.0 を超えてはならない。**(累積使用係数は 5.3.2.8 による。)**

### 5.3.2 手順の詳細

#### 5.3.2.1 ねじ谷底部のピーク応力

部材の横断面に働く軸荷重により生じるねじ谷底部のピーク応力  $\sigma_a$  と、ねじ山に働く荷重により生じるねじ谷底部のピーク応力  $\sigma_s$  を、ねじ接合の形式により **5.4** に従い求める。

ここで、初期締付時におけるピーク応力を  $\sigma_{ai}$  及び  $\sigma_{si}$ 、運転時におけるピーク応力を  $\sigma_{apm}$  及び  $\sigma_{spm}$  とする。**(表 2 参照)**

表 2 ねじ谷底部のピーク応力成分の記号と意味

部材の横断面に働く軸荷重 (Axial load) により生じるねじ谷底部のピーク応力 $\sigma_a$		ねじ山に働く荷重 (Screw load) により生じるねじ谷底部のピーク応力 $\sigma_s$	
$\sigma_{ai}$	初期締付時に部材の横断面に働く軸荷重により生じるねじ谷底部のピーク応力 (N/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_{si}$	初期締付時にねじ山に働く荷重により生じるねじ谷底部のピーク応力 (N/mm <sup>2</sup> )
$\sigma_{apm}$	運転時 (運転圧力 $P_m$ ) に部材の横断面に働く軸荷重により生じるねじ谷底部のピーク応力 (N/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_{spm}$	運転時 (運転圧力 $P_m$ ) にねじ山に働く荷重により生じるねじ谷底部のピーク応力 (N/mm <sup>2</sup> )

#### 5.3.2.2 ねじ谷底部の合成ピーク応力

**5.3.2.1** のねじ谷底部のピーク応力から、初期締付時及び運転時におけるねじ谷底部に生じる合成ピーク応力を、次の式(5.1)及び式(5.2)により求める。

$$\sigma_i = \sigma_{ai} + \frac{\sigma_{si}}{1 + C \frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{si}}} \dots\dots\dots (5.1)$$

$$\sigma_{pm} = \sigma_{apm} + \frac{\sigma_{spm}}{1 + C \frac{\sigma_{apm}}{\sigma_{spm}}} \dots\dots\dots (5.2)$$

ここで、 $\sigma_i$ 、 $\sigma_{pm}$  及び  $C$  は、次による。 $\sigma_{ai}$ 、 $\sigma_{si}$ 、 $\sigma_{apm}$  及び  $\sigma_{spm}$  は、**5.3.2.1** による。

$\sigma_i$  : 初期締付時にねじ谷底部に生じる合成ピーク応力 (N/mm<sup>2</sup>)

$\sigma_{pm}$  : 運転時 (運転圧力  $P_m$ ) にねじ谷底部に生じる合成ピーク応力 (N/mm<sup>2</sup>)

$C$  : ねじの形状に基づく係数で、次の①又は②による。(－)

① 対称三角ねじ、のこ歯ねじの場合、次の式(5.3)による。

$$C = \left( \frac{60 - \alpha_1}{44} \right)^2 \dots\dots\dots (5.3)$$

② 対称台形ねじの場合、次の式(5.4)による。

$$C = \left( \frac{45 - \alpha_1}{44} \right)^2 \dots\dots\dots (5.4)$$

ここで、 $\alpha_1$  は、次の式(5.5)による (フランク角  $\alpha$ (rad)を(度)に換算)。

$\alpha_1$  : ねじ山の荷重を受ける側のフランク角(度)で、次の式(5.5)による。

$$\alpha_1 = 180 \alpha / \pi \dots\dots\dots (5.5)$$

**5.3.2.3 ねじ谷底部における合成ピーク応力の変動幅と繰返し回数**

供用期間中におけるねじ継手の締付け解放の繰返し回数を ( $n_i$ )、最高運転圧力  $P_0$  の総繰返し回数を ( $n_0$ )、 $P_0$  より低い運転圧力  $P_m$  ( $m=1,2,\dots$ ) の総繰返し回数を ( $n_m$ ) とする。

ねじを解放した状態から、ねじを締付けて最高運転圧力  $P_0$  に至る過程及びその逆過程において、ねじ谷底部に生じる合成ピーク応力の変動幅を  $\Delta\sigma_i$  とし、その繰返し回数を  $n_i$  とする。 $\sigma_{p0}$  は、最高運転圧力  $P_0$  の場合の合成ピーク応力  $\sigma_{pm}$  の値である。

$$\Delta\sigma_i = \sigma_{p0} \text{ 又は } \sigma_i \text{ のいずれか大きい方の値} \dots\dots\dots (5.6)$$

$$n_i = (n_i) \dots\dots\dots (5.7)$$

ねじを締付けた状態で、最高運転圧力  $P_0$  が繰返される場合のねじ谷底部合成ピーク応力の変動幅を  $\Delta\sigma_0$  とし、その繰返し回数を  $n_0$  とする。

①  $\sigma_{p0} > \sigma_i$  の場合

$$\Delta\sigma_0 = |\sigma_{p0} - \sigma_i|, n_0 = (n_0) - (n_i) \dots\dots\dots (5.8)$$

②  $\sigma_{p0} < \sigma_i$  の場合

$$n_0 = (n_0) \dots\dots\dots (5.9)$$

運転中の有意な圧力変動によるねじ谷底部合成ピーク応力の変動幅  $\Delta\sigma_1, \Delta\sigma_2, \dots, \Delta\sigma_k$  を式(5.1)、式(5.2)及び次の式(5.10)、式(5.11)等により求め、それぞれの繰返し回数を  $n_1, n_2, \dots, n_k$  とする。

① 締め付けた状態で運転圧力が 0 から  $P_1$  等まで繰返す場合

$$\Delta\sigma_1 = |\sigma_{p1} - \sigma_i|, n_1 = (n_1) \text{ 等} \dots\dots\dots (5.10)$$

② 最高圧力  $P_0$  で運転中、運転圧力が  $P_2$  等への変化を繰返す場合

$$\Delta\sigma_2 = |\sigma_{p0} - \sigma_{p2}|, n_2 = (n_2) \text{ 等} \dots\dots\dots (5.11)$$

同様にして、運転中の各種の有意な圧力変動について、応力の変動幅  $\Delta\sigma_k$  とその繰返し回数  $n_k$  を適確に見積もる。ここで、運転中の有意な圧力変動とは、次の①及び②による。

① 設計疲労曲線の図7又は図9を使用する場合、圧力変動の範囲が設計圧力の 20% を超えるものをいう。

② 設計疲労曲線の **図 8** 又は **図 10** 又は **図 11** を使用する場合、すべての圧力変動をいう。

#### 5.3.2.4 合成ピーク応力の振幅値

**5.3.2.3** で求めたねじ谷底部における合成ピーク応力の変動幅  $\Delta\sigma_i$ 、 $\Delta\sigma_0$ 、 $\Delta\sigma_1$ 、 $\Delta\sigma_2$ 、 $\dots$ 、 $\Delta\sigma_k$  に 1/2 を乗じて、合成ピーク応力の振幅値  $\sigma_{alt}$  を求める。

#### 5.3.2.5 合成ピーク応力の振幅値に対する縦弾性係数による補正

合成ピーク応力の振幅値に対する縦弾性係数による補正は、次の **a)** 及び **b)** による。

- a) 設計疲労曲線の **図 7** 又は **図 9** 又は **図 10** の曲線 B を使用する場合は、**5.3.2.4** で求めた合成ピーク応力の振幅値  $\sigma_{alt}$  に **表 3** に示す縦弾性係数の比  $E/E_d$  を乗じて縦弾性係数による補正を行う。
- b) 設計疲労曲線の **図 8** 又は **図 10** の曲線 A 又は **図 11** を使用する場合は、**5.5.4** で求めた合成ピーク応力の等価両振り応力振幅値  $\sigma_{eq}$  (平均応力の補正をした振幅値) に縦弾性係数の比  $E/E_d$  を乗じて縦弾性係数による補正を行う。

ここで、 $E$  は設計疲労曲線に記載された縦弾性係数、 $E_d$  は常用温度における材料の縦弾性係数である。

#### 5.3.2.6 許容繰返し回数

許容繰返し回数は、次の **a)~c)** による。

- a) **5.3.2.5** で求めた合成ピーク応力の振幅値の補正值が、それぞれ単独に作用する場合の許容繰返し回数を設計疲労曲線から求め、 $N_i$ 、 $N_0$ 、 $N_1$ 、 $N_2$ 、 $\dots$ 、 $N_k$  とする。

なお、**図 10** 以外の設計疲労曲線においては、図が与える上限の許容繰返し回数である  $10^6$  回又は  $10^7$  回に対する許容応力振幅を与える点と、 $10^8$  回に対する許容応力振幅を与える点を、両対数グラフ上において直線で結んだものから、許容繰返し回数を求めてもよい。ただし、 $10^8$  回に対する許容応力振幅は、次の **1)~3)** による。ここで、次の **1)~3)** の  $\sigma_B$  は、設計温度における引張強さである。

- 1) **図 7** において、 $10^8$  回に対する許容応力振幅  $\sigma_a$  は、次の式(5.12)による。ただし、この値が **図 7** の  $10^6$  回に対する許容応力振幅値を超える場合は、 $10^6$  回に対する許容応力振幅値に等しくとる。ここで、 $\sigma'_{mean}$  は、**5.5.3** による。

$$\sigma_a = 0.25\sigma_B (1 - \sigma'_{mean}/\sigma_B) (E/E_d) \dots\dots\dots (5.12)$$

- 2) **図 8** において、 $10^8$  回に対する許容応力振幅  $\sigma_a$  は、次の式(5.13)による。ただし、この値が **図 8** の  $10^7$  回に対する許容応力振幅値を超える場合は、 $10^7$  回に対する許容応力振幅値に等しくとる。

$$\sigma_a = 0.25\sigma_B (E/E_d) \dots\dots\dots (5.13)$$

- 3) **図 11** において、 $10^8$  回に対する許容応力振幅  $\sigma_a$  は、次の式(5.14)による。ただし、この値が **図 11** の  $10^7$  回に対する許容応力振幅値を超える場合は、 $10^7$  回に対する許容応力振幅値に等しくとる。

$$\sigma_a = 0.25\sigma_B (E/E_d) \dots\dots\dots (5.14)$$

- b) **5.3.2.5** で求めた合成ピーク応力の振幅値の補正值が、 $10^8$  回に対する許容応力振幅  $\sigma_a$  未満で、

かつ、 $10^8$ 回に対する許容応力振幅  $\sigma_a$  の 1/2 以上の場合の許容繰返し回数は、 $10^8$  回とする。

- c) **5.3.2.5** で求めた合成ピーク応力の振幅値の補正值が、 $10^8$ 回に対する許容応力振幅  $\sigma_a$  の 1/2 未満の場合の許容繰返し回数は、無限大としてよい。

### 5.3.2.7 各種応力サイクルに基づく使用係数

各種応力サイクルに基づく使用係数  $U_i$ 、 $U_0$ 、 $U_1$ 、 $U_2$ 、 $\dots$ 、 $U_k$  を、 $U_i = n_i/N_i$ 、 $U_0 = n_0/N_0$ 、 $U_1 = n_1/N_1$ 、 $U_2 = n_2/N_2$ 、 $\dots$ 、 $U_k = n_k/N_k$  によって計算する。ここで、 $n_i$ 、 $n_0$ 、 $n_1$ 、 $n_2$ 、 $\dots$ 、 $n_k$  は、**5.3.2.3** による。また、 $N_i$ 、 $N_0$ 、 $N_1$ 、 $N_2$ 、 $\dots$ 、 $N_k$  は、**5.3.2.4** による。

### 5.3.2.8 累積使用係数

累積使用係数  $U$  を、 $U = U_i + U_0 + U_1 + U_2 + \dots + U_k$  によって計算する。この累積使用係数の値は、1.0 を超えてはならない。

## 5.4 ねじ接合の形式によるねじ谷底部のピーク応力の算定

### 5.4.1 記号の意味

**5.4.2**～**5.4.4** のねじ接合の形式によるねじ谷底部のピーク応力の算定において使用する記号の意味は、次による。

$K_{t1}$  : ねじ山に働く荷重により生じるねじ谷底部のピーク応力  $\sigma_s$  を算定するための応力集中係数 (－) で、最大ねじ山荷重に対する公称応力に乗じて  $\sigma_s$  を求める。 $K_{t1}$  の値はおねじとめねじの谷底の丸み半径が一般的に異なるためそれぞれの値を用いるものとする。[**5.6.1** による]

$K_{t2}$  : 部材の横断面に働く軸荷重により生じるねじ谷底部のピーク応力  $\sigma_a$  を算定するための応力集中係数 (－) で、部材の横断面の平均応力に乗じて  $\sigma_a$  を求める。[**5.6.2** による]

$D$  : ねじの有効径 (mm)

$L$  : ねじの有効かみ合い長さ (mm)

$W_1$  : 初期締付荷重 (N)

$W_{pm}$  : 運転時の荷重で、次の式(5.15)による。

$$W_{pm} = \frac{\pi}{4} G^2 P_m \quad (\text{N}) \quad \text{-----} \quad (5.15)$$

ここで、 $G$  及び  $P_m$  は、次による。

$G$  : **図 2 a)～e)** に示すガスケット接触径 (mm)

$P_m$  : 任意の運転圧力 (内圧、 $P_0$ 、 $P_1$ 、 $P_2$ 、 $\dots$ 、 $P_m$ 、最高運転圧力を  $P_0$  とする。) (MPa)

$A$  : ねじ継手部材の有効横断面積 (めねじ又はおねじ部材における最小断面積) ( $\text{mm}^2$ )

$H_1$ 、 $H'_1$ 、 $H_2$ 、 $H'_2$  : ねじ山に働く軸方向荷重集中係数 (－) であって、**5.4.2** のフランジ式の場合、**5.4.3** のねじ込み式の場合及び **5.4.4** の袋ナット式の場合において、それぞれの式により計算する。

$k_1$ 、 $k_2$  : 部材の断面積、荷重条件に関係する定数 (－) であって、**5.4.2** のフランジ式の場合及び **5.4.4** の袋ナット式の場合において、それぞれの式により計算する。

$A_1, A_2$  : 部材の断面積 ( $\text{mm}^2$ ) で、式(2.5)及び式(2.6)による。

$\theta_1$  : ねじ部材及びねじ山の剛性と、ねじのかみ合い長さに関する定数(-) で、式(2.25)による。

## 5.4.2 フランジ式の場合

### 5.4.2.1 胴側 A 部におけるピーク応力

フランジ式 (図 2 a)、b)の形式) の場合の胴側 A 部におけるピーク応力  $\sigma_{ai}$ 、 $\sigma_{si}$ 、 $\sigma_{apm}$  及び  $\sigma_{spm}$  の算定は、次の式(5.16)～式(5.19)による。各式に使用する記号は、5.4.1 による。

$$\sigma_{ai} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \quad \dots\dots\dots (5.16)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1' W_1}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.17)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2} \frac{W_1 - W_{pm}}{A} \quad \dots\dots\dots (5.18)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2' W_1}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.19)$$

ここで、 $H_1'$ 、 $H_2'$  及び  $H_1'$ 、 $H_2'$  の算定に使用する  $k_1$ 、 $k_2$  は、次の式(5.20)～式(5.23)による。

$$H_1' = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} [(1 - k_1) + k_1 \cosh \theta_1] \quad \dots\dots\dots (5.20)$$

$$H_2' = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} [(1 - k_2) + k_2 \cosh \theta_1] \quad \dots\dots\dots (5.21)$$

$$k_1 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \quad \dots\dots\dots (5.22)$$

$$k_2 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \left( 1 - \frac{W_{pm}}{W_1} \right) \quad \dots\dots\dots (5.23)$$

### 5.4.2.2 胴側 B 部におけるピーク応力

フランジ式 (図 2 a)、b)の形式) の場合の胴側 B 部におけるピーク応力  $\sigma_{ai}$ 、 $\sigma_{si}$ 、 $\sigma_{apm}$  及び  $\sigma_{spm}$  の算定は、次の式(5.24)～式(5.27)による。各式に使用する記号は、5.4.1 による。

$$\sigma_{ai} = 0 \quad \dots\dots\dots (5.24)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1' W_1}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.25)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2} \frac{W_{pm}}{A} \quad \dots\dots\dots (5.26)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2' W_1}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.27)$$

ここで、 $H_1'$ 、 $H_2'$  及び  $H_1'$ 、 $H_2'$  の算定に使用する  $k_1$ 、 $k_2$  は、次の式(5.28)～式(5.31)

による。

$$H_1 = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} [(1-k_1) \cosh \theta_1 + k_1] \quad \dots\dots\dots (5.28)$$

$$H_2 = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} [(1-k_2) \cosh \theta_1 + k_2] \quad \dots\dots\dots (5.29)$$

$$k_1 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \quad \dots\dots\dots (5.30)$$

$$k_2 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \left( 1 - \frac{W_{pm}}{W_1} \right) \quad \dots\dots\dots (5.31)$$

**5.4.2.3 フランジ側 A 部におけるピーク応力**

フランジ式 (図 2 a)、b) の形式) の場合のフランジ側 A 部におけるピーク応力  $\sigma_{ai}$ 、 $\sigma_{si}$ 、 $\sigma_{apm}$  及び  $\sigma_{spm}$  の算定は、次の式(5.32)～式(5.35)による。各式に使用する記号は、5.4.1 による。

$$\sigma_{ai} = 0 \quad \dots\dots\dots (5.32)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1 W_1}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.33)$$

$$\sigma_{apm} = 0 \quad \dots\dots\dots (5.34)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2 W_1}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.35)$$

**5.4.2.4 フランジ側 B 部におけるピーク応力**

フランジ式 (図 2 a)、b) の形式) の場合のフランジ側 B 部におけるピーク応力  $\sigma_{ai}$ 、 $\sigma_{si}$ 、 $\sigma_{apm}$  及び  $\sigma_{spm}$  の算定は、次の式(5.36)～式(5.39)による。各式に使用する記号は、5.4.1 による。

$$\sigma_{ai} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \quad \dots\dots\dots (5.36)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1 W_1}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.37)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \quad \dots\dots\dots (5.38)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2 W_1}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.39)$$

**5.4.3 ねじ込み式の場合**

**5.4.3.1 胴側 A 部におけるピーク応力**

ねじ込み式 (図 2 c)、d) の形式) の場合の胴側 A 部におけるピーク応力  $\sigma_{ai}$ 、 $\sigma_{si}$ 、 $\sigma_{apm}$  及び  $\sigma_{spm}$  の算定は、次の a) 及び b) による。各式に使用する記号は、5.4.1 による。

a)  $W_{pm} \geq W_1$  の場合

$$\sigma_{ai} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \quad \dots\dots\dots (5.40)$$



$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1 W_1}{\pi D \omega L} \dots\dots\dots (5.41)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2} \frac{W_{pm}}{A} \dots\dots\dots (5.42)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2 W_{pm}}{\pi D \omega L} \dots\dots\dots (5.43)$$

b)  $W_1 > W_{pm}$  の場合

$$\sigma_{ai} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \dots\dots\dots (5.44)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1 W_1}{\pi D \omega L} \dots\dots\dots (5.45)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \dots\dots\dots (5.46)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2 W_1}{\pi D \omega L} \dots\dots\dots (5.47)$$

ここで、 $H_1$  及び  $H_2$  は、次の式(5.48)による。

$$H_1 = H_2 = \theta_1 \coth \theta_1 \dots\dots\dots (5.48)$$

#### 5.4.3.2 ねじ込みプラグ側 A 部におけるピーク応力

ねじ込み式 (図 2 c)、d) の形式) の場合のねじ込みプラグ側 A 部におけるピーク応力  $\sigma_{ai}$ 、 $\sigma_{si}$ 、 $\sigma_{apm}$  及び  $\sigma_{spm}$  の算定は、次の a) 及び b) による。各式に使用する記号は、5.4.1 による。

a)  $W_{pm} \geq W_1$  の場合

$$\sigma_{ai} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \dots\dots\dots (5.49)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1 W_1}{\pi D \omega L} \dots\dots\dots (5.50)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2} \frac{W_{pm}}{A} \dots\dots\dots (5.51)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2 W_{pm}}{\pi D \omega L} \dots\dots\dots (5.52)$$

b)  $W_1 > W_{pm}$  の場合

$$\sigma_{ai} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \dots\dots\dots (5.53)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1 W_1}{\pi D \omega L} \dots\dots\dots (5.54)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \dots\dots\dots (5.55)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2 W_1}{\pi D \omega L} \dots\dots\dots (5.56)$$

ここで、 $H_1$  及び  $H_2$  は、次の式(5.57)による。

$$H_1 = H_2 = \theta_1 \coth \theta_1 \dots\dots\dots (5.57)$$

**5.4.4 袋ナット式の場合**

**5.4.4.1 胴側 A 部におけるピーク応力**

袋ナット式 (図 2 e) の形式) の場合の胴側 A 部におけるピーク応力  $\sigma_{ai}$ 、 $\sigma_{si}$ 、 $\sigma_{apm}$  及び  $\sigma_{spm}$  の算定は、次の a) 及び b) による。各式に使用する記号は、5.4.1 による。

a)  $W_{pm} \geq W_1$  の場合

$$\sigma_{ai} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \dots\dots\dots (5.58)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1 W_1}{\pi DL} \dots\dots\dots (5.59)$$

$$\sigma_{apm} = 0 \dots\dots\dots (5.60)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2 W_{pm}}{\pi DL} \dots\dots\dots (5.61)$$

ここで、 $H_1$ 、 $H_2$  及び  $H_1$ 、 $H_2$  の算定に使用する  $k_2$  は、次の式(5.62)～式(5.64)による。

$$H_1 = \theta_1 \coth \theta_1 \dots\dots\dots (5.62)$$

$$H_2 = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} [(1 - k_2) \cosh \theta_1 + k_2] \dots\dots\dots (5.63)$$

$$k_2 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \dots\dots\dots (5.64)$$

b)  $W_1 > W_{pm}$  の場合

$$\sigma_{ai} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \dots\dots\dots (5.65)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1 W_1}{\pi DL} \dots\dots\dots (5.66)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2} \frac{W_1 - W_{pm}}{A} \dots\dots\dots (5.67)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2 W_1}{\pi DL} \dots\dots\dots (5.68)$$

ここで、 $H_1$ 、 $H_2$  及び  $H_1$ 、 $H_2$  の算定に使用する  $k_1$  は、次の式(5.69)～式(5.71)による。

$$H_1 = \theta_1 \coth \theta_1 \quad \dots\dots\dots (5.69)$$

$$H_2 = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} [(1-k_1) \cosh \theta_1 + k_1] \quad \dots\dots\dots (5.70)$$

$$k_1 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \frac{W_{pm}}{W_1} \quad \dots\dots\dots (5.71)$$

#### 5.4.4.2 胴側 B 部におけるピーク応力

袋ナット式 (図 2 e) の形式) の場合の胴側 B 部におけるピーク応力  $\sigma_{ai}$ 、 $\sigma_{si}$ 、 $\sigma_{apm}$  及び  $\sigma_{spm}$  の算定は、次の a) 及び b) による。各式に使用する記号は、5.4.1 による。

a)  $W_{pm} \geq W_1$  の場合

$$\sigma_{ai} = 0 \quad \dots\dots\dots (5.72)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1' W_1}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.73)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2} \frac{W_{pm}}{A} \quad \dots\dots\dots (5.74)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2' W_{pm}}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.75)$$

ここで、 $H_1'$ 、 $H_2'$  及び  $H_1$ 、 $H_2$  の算定に使用する  $k_2$  は、次の式(5.76)～式(5.78)による。

$$H_1' = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} \quad \dots\dots\dots (5.76)$$

$$H_2' = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} [(1-k_2) + k_2 \cosh \theta_1] \quad \dots\dots\dots (5.77)$$

$$k_2 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \quad \dots\dots\dots (5.78)$$

b)  $W_1 > W_{pm}$  の場合

$$\sigma_{ai} = 0 \quad \dots\dots\dots (5.79)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1' W_1}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.80)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \quad \dots\dots\dots (5.81)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2' W_1}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.82)$$

ここで、 $H_1'$ 、 $H_2'$  及び  $H_1$ 、 $H_2$  の算定に使用する  $k_1$  は、次の式(5.83)～式(5.85)による。

$$H_1' = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} \dots\dots\dots (5.83)$$

$$H_2' = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} [(1-k_1)+k_1 \cosh \theta_1] \dots\dots\dots (5.84)$$

$$k_1 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \frac{W_{pm}}{W_1} \dots\dots\dots (5.85)$$

**5.4.4.3 袋ナット側におけるピーク応力**

**5.4.4.3.1 A 部におけるピーク応力**

袋ナット式 (図 2 e) の形式) の場合の袋ナット側 A 部におけるピーク応力  $\sigma_{ai}$ 、 $\sigma_{si}$ 、 $\sigma_{apm}$  及び  $\sigma_{spm}$  の算定は、次の a) 及び b) による。各式に使用する記号は、5.4.1 による。

**a)**  $W_{pm} \geq W_1$  の場合

$$\sigma_{ai} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \dots\dots\dots (5.86)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1 W_1}{\pi DL} \dots\dots\dots (5.87)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2} \frac{W_{pm}}{A} \dots\dots\dots (5.88)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2 W_{pm}}{\pi DL} \dots\dots\dots (5.89)$$

ここで、 $H_1$ 、 $H_2$  及び  $H_1$ 、 $H_2$  の算定に使用する  $k_2$  は、次の式(5.90)～式(5.92)による。

$$H_1 = \theta_1 \coth \theta_1 \dots\dots\dots (5.90)$$

$$H_2 = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} [(1-k_2) \cosh \theta_1 + k_2] \dots\dots\dots (5.91)$$

$$k_2 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \dots\dots\dots (5.92)$$

**b)**  $W_1 > W_{pm}$  の場合

$$\sigma_{ai} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \dots\dots\dots (5.93)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1 W_1}{\pi DL} \dots\dots\dots (5.94)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \dots\dots\dots (5.95)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2 W_1}{\pi DL} \dots\dots\dots (5.96)$$

ここで、 $H_1$ 、 $H_2$  及び  $H_1$ 、 $H_2$  の算定に使用する  $k_1$  は、次の式(5.97)～式(5.99)による。

$$H_1 = \theta_1 \coth \theta_1 \quad \dots\dots\dots (5.97)$$

$$H_2 = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} [(1-k_1) \cosh \theta_1 + k_1] \quad \dots\dots\dots (5.98)$$

$$k_1 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \frac{W_{pm}}{W_1} \quad \dots\dots\dots (5.99)$$

#### 5.4.4.3.2 B 部におけるピーク応力

袋ナット式 (図 2 e) の形式) の場合の袋ナット側 B 部におけるピーク応力  $\sigma_{ai}$ 、 $\sigma_{si}$ 、 $\sigma_{apm}$  及び  $\sigma_{spm}$  の算定は、次の a) 及び b) による。各式に使用する記号は、5.4.1 による。

a)  $W_{pm} \geq W_1$  の場合

$$\sigma_{ai} = 0 \quad \dots\dots\dots (5.100)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1 W_1}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.101)$$

$$\sigma_{apm} = 0 \quad \dots\dots\dots (5.102)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2 W_{pm}}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.103)$$

ここで、 $H_1$ 、 $H_2$  及び  $H'_1$ 、 $H'_2$  の算定に使用する  $k_2$  は、次の式(5.104)～式(5.106)による。

$$H'_1 = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} \quad \dots\dots\dots (5.104)$$

$$H'_2 = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} [(1-k_2) + k_2 \cosh \theta_1] \quad \dots\dots\dots (5.105)$$

$$k_2 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \quad \dots\dots\dots (5.106)$$

b)  $W_1 > W_{pm}$  の場合

$$\sigma_{ai} = 0 \quad \dots\dots\dots (5.107)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1 W_1}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.108)$$

$$\sigma_{apm} = 0 \quad \dots\dots\dots (5.109)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2 W_1}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.110)$$

ここで、 $H_1$ 、 $H_2$  及び  $H'_1$ 、 $H'_2$  の算定に使用する  $k_1$  は、次の式(5.111)～式(5.113)による。

$$H'_1 = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} \quad \dots\dots\dots (5.111)$$

$$H_2' = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} [(1 - k_1) + k_1 \cosh \theta_1] \quad \dots\dots\dots (5.112)$$

$$k_1 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \frac{W_{pm}}{W_1} \quad \dots\dots\dots (5.113)$$

## 5.5 合成ピーク応力の振幅値に対する平均応力の補正

### 5.5.1 一般

設計疲労曲線の **図 8** 又は **図 10** の曲線 A 又は **図 11** を使用する場合に必要な平均応力の補正法の一般的な手順を **5.5.2**～**5.5.5** に示す。

### 5.5.2 合成ピーク応力の振幅値

合成ピーク応力の振幅値  $\sigma_{alt}$  は、次の **式(5.114)**により求める。

$$\sigma_{alt} = (\sigma_{max} - \sigma_{min}) / 2 \quad \dots\dots\dots (5.114)$$

ここで、 $\sigma_{alt}$ 、 $\sigma_{max}$  及び  $\sigma_{min}$  は、次による。

$\sigma_{alt}$  : 考えている応力サイクルに含まれる合成ピーク応力の変動幅の 1/2 で、正の値とする。  
(N/mm<sup>2</sup>)

$\sigma_{max}$  : 考えている応力サイクルに含まれる合成ピーク応力のうち、代数的に最大な合成ピーク応力の値とする。(N/mm<sup>2</sup>)

$\sigma_{min}$  : 考えている応力サイクルに含まれる合成ピーク応力のうち、代数的に最小な合成ピーク応力の値とする。(N/mm<sup>2</sup>)

### 5.5.3 合成ピーク応力の平均値

合成ピーク応力の平均値  $\sigma_{mean}$  は、次の **式(5.115)**により求める。

$$\sigma_{mean} = |(\sigma_{max} + \sigma_{min}) / 2| \quad \dots\dots\dots (5.115)$$

ここで、 $\sigma_{mean}$  は、次による。 $\sigma_{max}$  及び  $\sigma_{min}$  は、**5.5.2**による。

$\sigma_{mean}$  : 考えている応力サイクルに含まれる合成ピーク応力の平均値で正の値とする。  
(N/mm<sup>2</sup>)

### 5.5.4 合成ピーク応力の修正平均値

**5.5.3**による合成ピーク応力の平均値  $\sigma_{mean}$  を、**次の a)～c)**の場合に応じて、修正平均応力  $\sigma'_{mean}$  に置き換える。

a)  $\sigma_{alt} + \sigma_{mean} \leq \sigma_y$  の場合

$$\sigma'_{mean} = \sigma_{mean} \quad \dots\dots\dots (5.116)$$

b)  $\sigma_{alt} + \sigma_{mean} > \sigma_y$  かつ、 $\sigma_{alt} < \sigma_y$  の場合

$$\sigma'_{mean} = \sigma_y - \sigma_{alt} \quad \dots\dots\dots (5.117)$$

c)  $\sigma_{alt} \geq \sigma_y$  の場合

$$\sigma'_{\text{mean}} = 0 \quad \dots\dots\dots (5.118)$$

ここで、 $\sigma'_{\text{mean}}$  及び  $\sigma_y$  は、次による。 $\sigma_{\text{alt}}$  は、5.5.2 による。 $\sigma_{\text{mean}}$  は、5.5.3 による。

$\sigma'_{\text{mean}}$  : 修正平均応力 (N/mm<sup>2</sup>)

$\sigma_y$  : 材料の設計温度における降伏点又は 0.2% 耐力 (N/mm<sup>2</sup>)

### 5.5.5 合成ピーク応力の等価両振り応力振幅値

平均応力が存在する場合の応力振幅  $\sigma_{\text{alt}}$  の代わりに、同等の疲労損傷を与える等価両振り応力振幅値  $\sigma_{\text{eq}}$  を求める。等価両振り応力振幅値は、使用する設計疲労曲線に応じて、次の a) 及び b) により求める。

a) 設計疲労曲線の図 8 及び図 11 を使用する場合

$$\sigma_{\text{eq}} = 7\sigma_{\text{alt}} / \{ 8 - (1 + \sigma'_{\text{mean}}/\sigma_B)^3 \} \quad \dots\dots\dots (5.119)$$

b) 設計疲労曲線の図 9 の曲線 A を使用する場合

$$\sigma_{\text{eq}} = \sigma_{\text{alt}} / (1 - \sigma'_{\text{mean}}/\sigma_B) \quad \dots\dots\dots (5.120)$$

ここで、 $\sigma_{\text{eq}}$  及び  $\sigma_B$  は、次による。 $\sigma_{\text{alt}}$  は、5.5.2 による。 $\sigma'_{\text{mean}}$  は、5.5.4 による。

$\sigma_{\text{eq}}$  : 修正平均応力  $\sigma'_{\text{mean}}$  が存在する場合と同等の疲労損傷を与える等価両振り応力振幅値 (N/mm<sup>2</sup>)

$\sigma_B$  : 材料の設計温度における引張強さ (N/mm<sup>2</sup>)

## 5.6 応力集中係数の算定

### 5.6.1 $K_{t1}$ の算定

ねじ谷底部の応力集中係数  $K_{t1}$  を、次の式(5.121)により求める。一般に、おねじとめねじの谷底の丸み半径は異なるため、おねじとめねじのそれぞれに対して、 $K_{t1}$  を求める。

$$K_{t1} = \left[ 1 + 0.26 \left( \frac{a \cos(\beta - \alpha)}{2\rho} \right)^{0.7} \right] \left\{ \frac{3h_e}{a \cos(\beta - \alpha)} + 0.9 \sqrt{\frac{a \cos \alpha \cdot \cos(\beta - \alpha)}{h_e}} + 1 \right\} / \cos(\beta - \alpha) \quad \dots\dots (5.121)$$

ここで、 $K_{t1}$ 、 $a$ 、 $\rho$ 、 $h_e$ 、 $\beta$  及び  $\alpha$  は、次による。(図 3 参照)

$K_{t1}$  : ねじ谷底部の応力集中係数 (—)

$a$  : ねじのピッチ (mm)

$\rho$  : ねじ谷底の丸み半径 (mm)

$h_e$  : ねじ山の実高さ (mm)

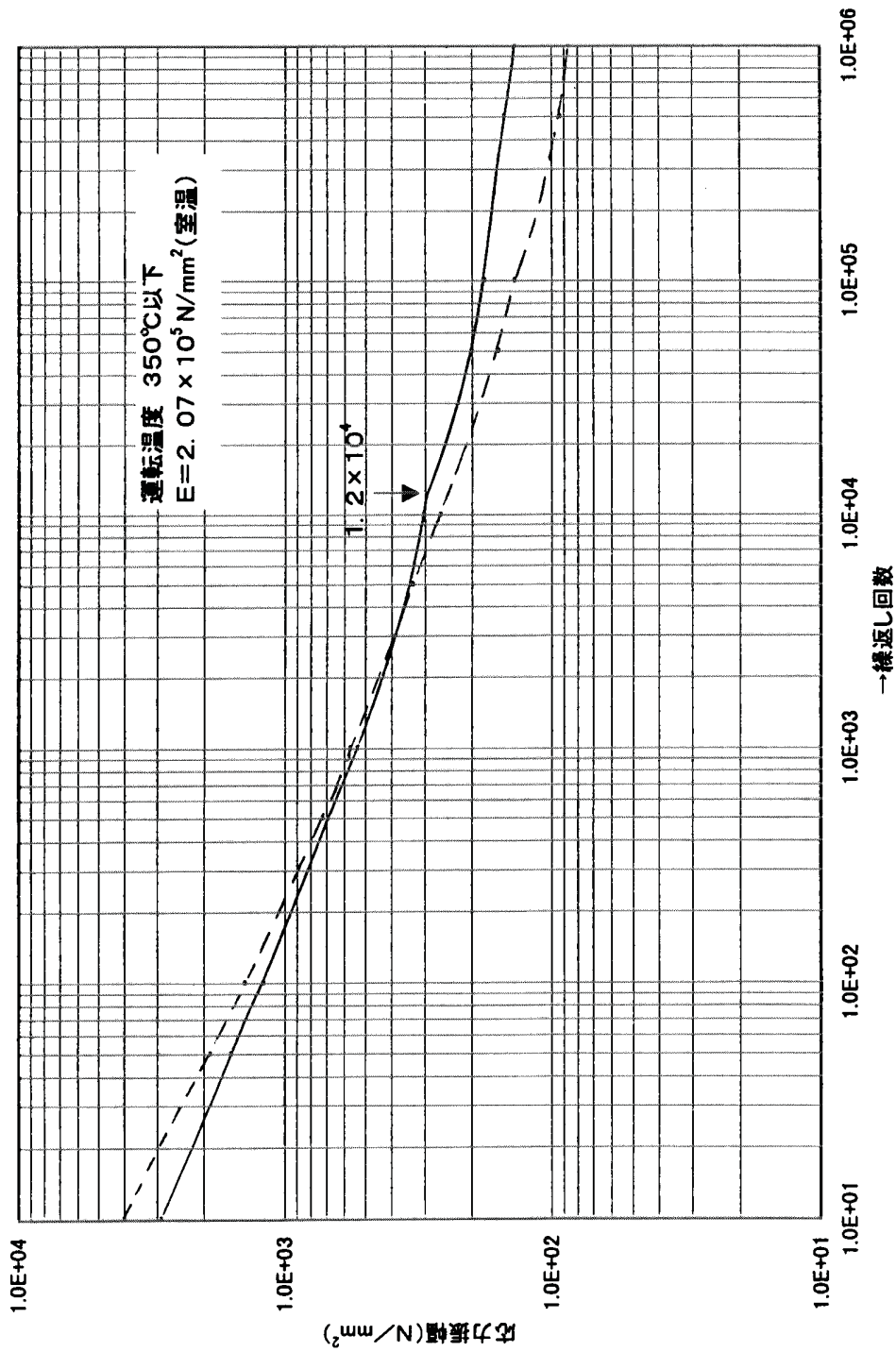
$\beta$  : ねじ山の半角 (rad)

$\alpha$  : 荷重を受ける側のフランク角 (rad)

### 5.6.2 $K_{t2}$ の算定

部材に働く軸荷重によるねじ谷底部の応力集中係数  $K_{t2}$  は、ねじの種類、形状にかかわらず、次の式(5.122)による。

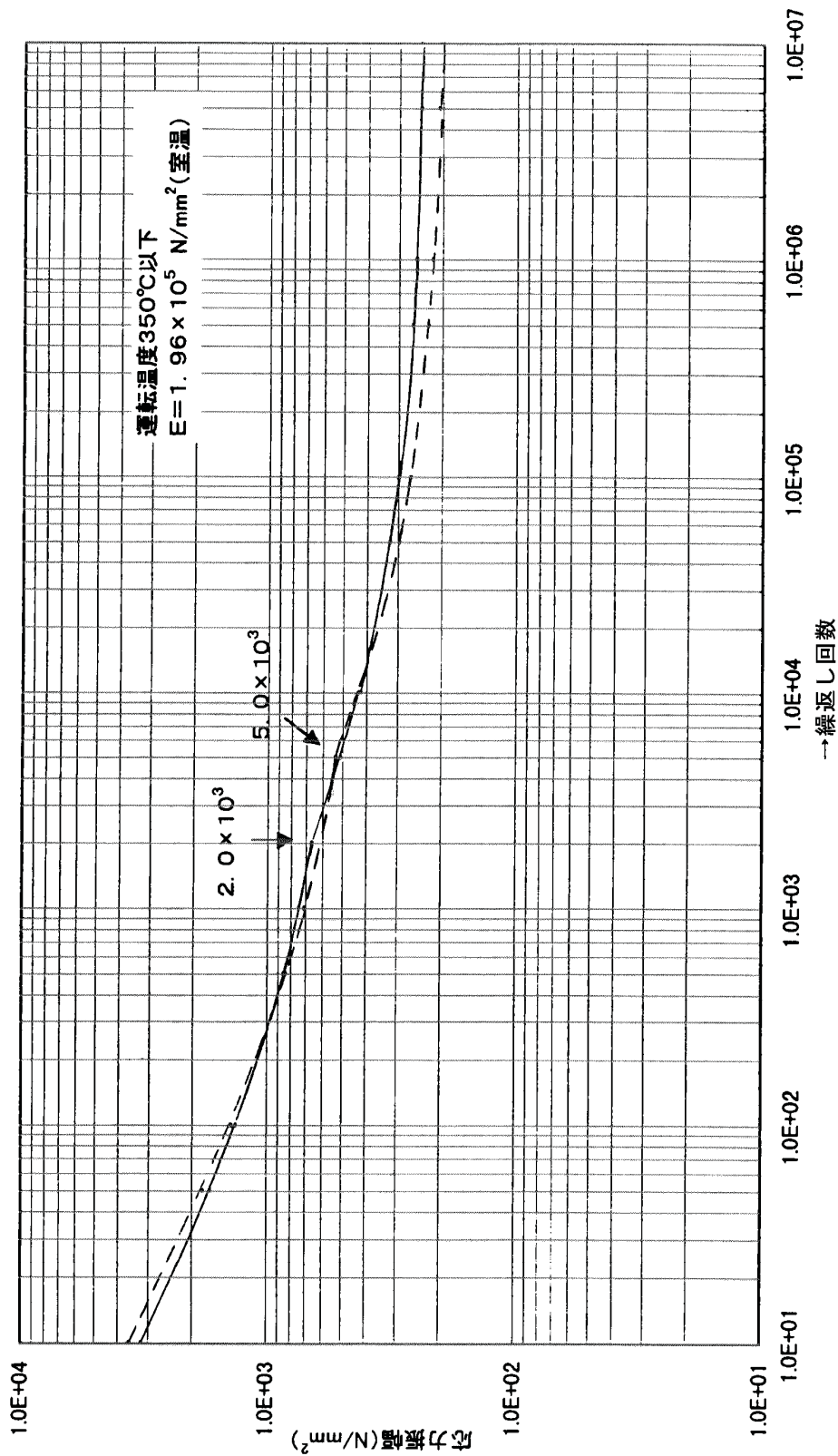
$$K_{t2} = 2.5 \quad \dots\dots\dots (5.122)$$



- 備考
1. 点線は、最小引張強さが550N/mm<sup>2</sup>以下の材料に使用する。
  2. 実線は、最小引張強さが790N/mm<sup>2</sup>以上895N/mm<sup>2</sup>未満の材料に使用する。
  3. 最小引張強さが550N/mm<sup>2</sup>を超え790N/mm<sup>2</sup>未満の材料にあつては、縦軸(対数目盛)上で線形補間して求める。
  4. 平均応力の補正あり。

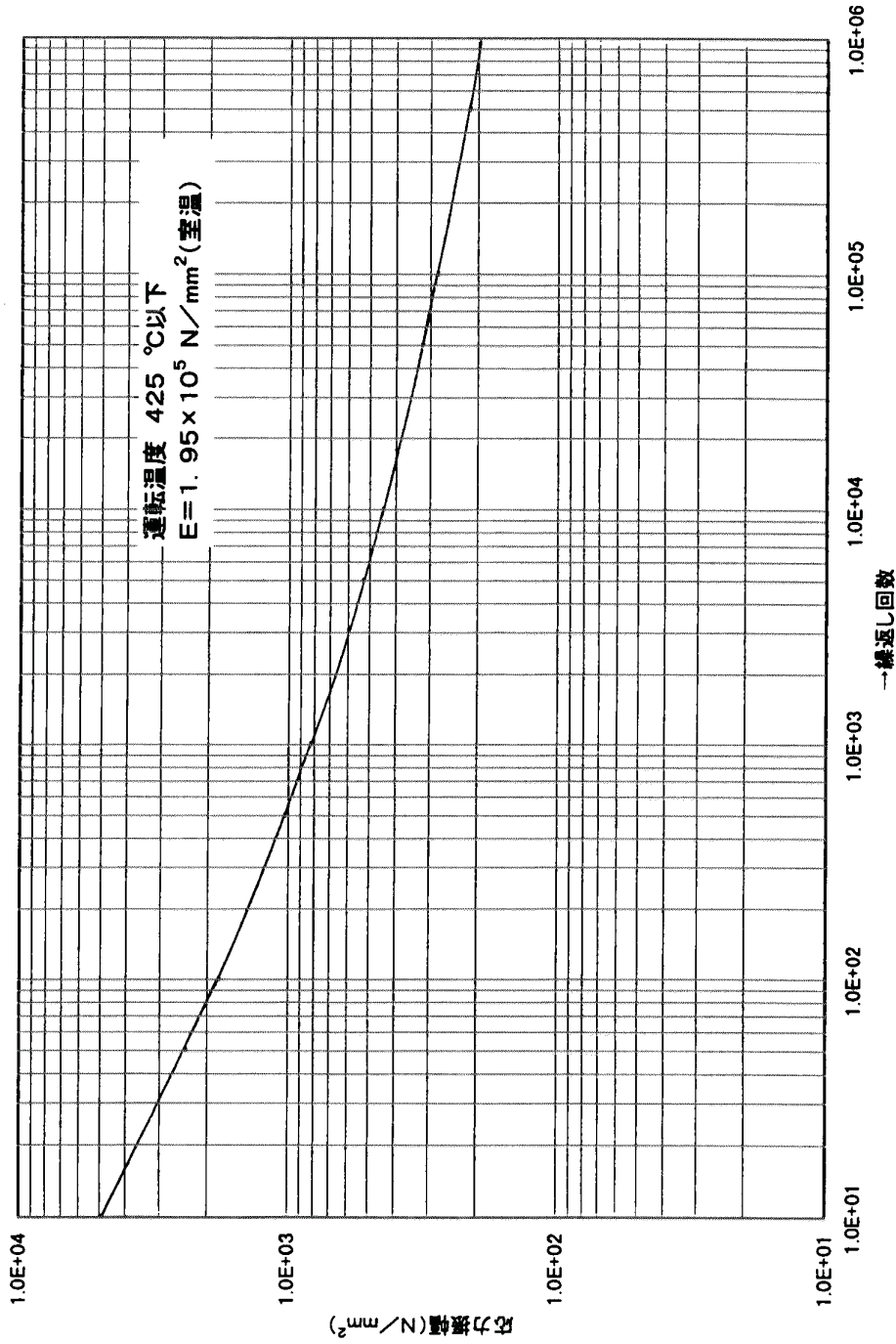
**図7** 炭素鋼、低合金鋼及びフェライト系ステンレス鋼の設計疲労曲線  
(材料の規格最小引張強さが895N/mm<sup>2</sup>未満)





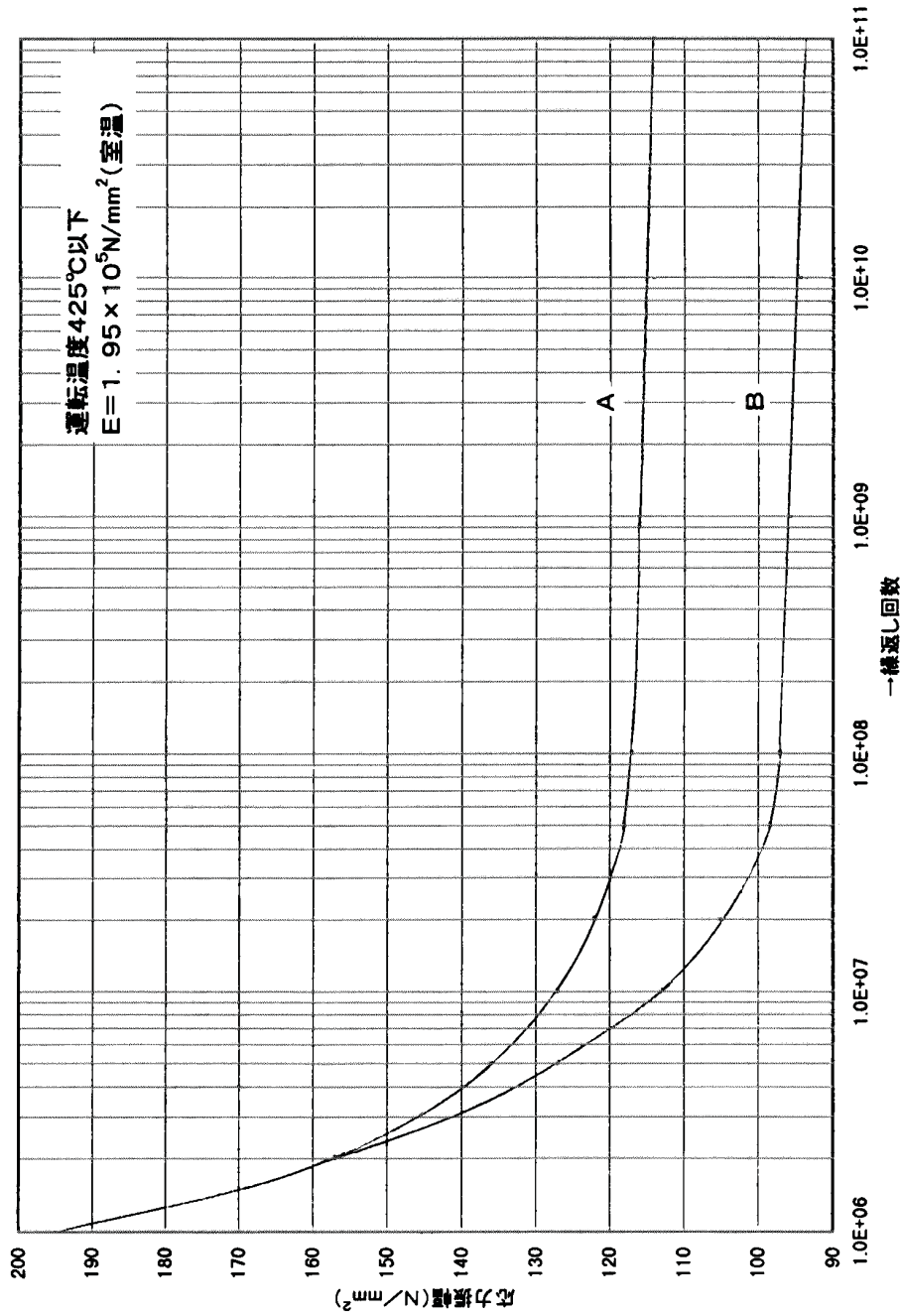
備考 1. 点線は最小引張強さが895N/mm<sup>2</sup>以上980N/mm<sup>2</sup>未満の材料に使用する。  
 2. 実線は最小引張強さが980N/mm<sup>2</sup>以上1180N/mm<sup>2</sup>未満の材料に使用する。  
 3. 平均応力の補正なし。

図 8 高強度低合金鋼の設計疲労曲線



備考：平均応力の補正あり。

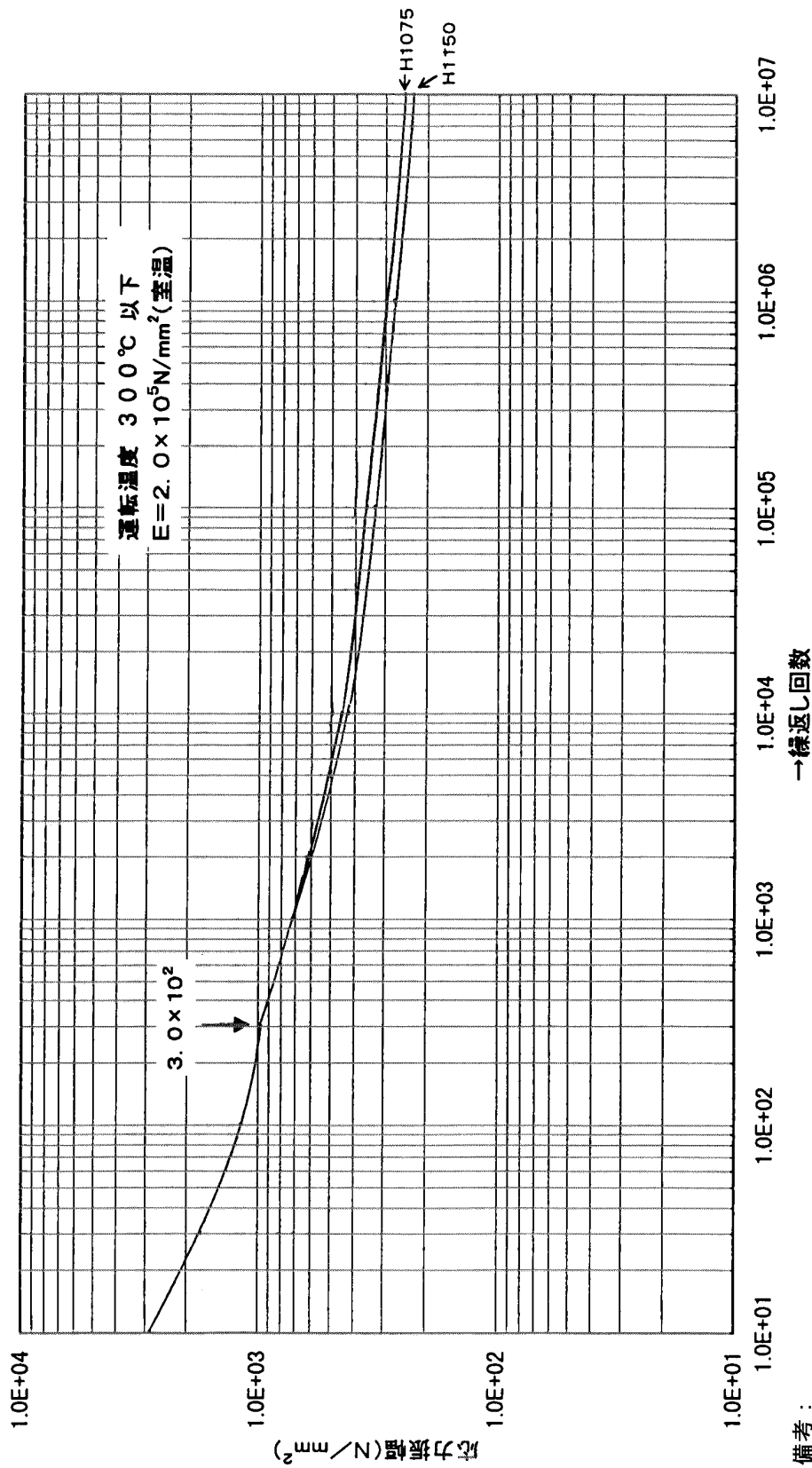
図9 オーステナイト系ステンレス鋼及びニッケルクロム鉄合金の設計疲労曲線  
(繰返し回数が10<sup>6</sup>回未満)



注：曲線Aは、平均応力を考慮した等価両振り応力振幅を使う場合に適用する。

備考：曲線Bは平均応力の補正あり。

**図 10** オーステナイト系ステンレス鋼及びニッケルクロム鉄合金の設計疲労曲線  
(繰返し回数が10<sup>6</sup>回以上～10<sup>11</sup>回以下)



備考：

1. H1100については引張強さに応じて補間して求めてよい。

H1075, H1100及びH1150の引張強さの基準値は下記による。

H1075: 1,000 N/mm<sup>2</sup>, H1100: 965N/mm<sup>2</sup>, H1150: 930 N/mm<sup>2</sup>

2. 平均応力の補正なし。

図 11 SUS630 系ステンレス鋼の設計疲労曲線



表 3 基準縦弾性係数と常用温度における縦弾性係数との比

設計疲労曲線	基準 縦弾性係数 $E$ (N/mm <sup>2</sup> )	基準縦弾性係数 $E$ の常用温度における縦弾性係数 $E_d$ に対する比 $E/E_d$											備考
		20°C	50°C	100°C	150°C	200°C	250°C	300°C	350°C	400°C	425°C		
<b>図 7</b> 炭素鋼 ( $C \leq 0.3\%$ )	2.07×10 <sup>5</sup>	1.018	1.030	1.045	1.062	1.084	1.095	1.113	1.156	-----	-----	-----	ただし、 $\sigma_{i10} \leq 895$ N/mm <sup>2</sup>
<b>図 7</b> 炭素鋼 ( $C > 0.3\%$ )		1.023	1.035	1.051	1.067	1.089	1.107	1.125	1.163	-----	-----	-----	ただし、 $\sigma_{i10} \leq 895$ N/mm <sup>2</sup>
<b>図 7</b> 低合金鋼	1.96×10 <sup>5</sup>	0.980	0.990	1.010	1.020	1.040	1.056	1.078	1.095	-----	-----	-----	ただし、 $\sigma_{i10} \leq 895$ N/mm <sup>2</sup> ( $Cr \leq 3.0\%$ )
<b>図 8</b> 高強度低合金鋼		1.020	1.032	1.048	1.065	1.089	1.101	1.120	1.146	-----	-----	-----	ただし、 $895 < \sigma_{i10} \leq 1,180$ N/mm <sup>2</sup> ( $Cr \leq 3.0\%$ )
<b>図 9、図 10</b> オーステナイト系ステンレス鋼及びニッケルクロム鉄合金	1.95×10 <sup>5</sup>	0.999	1.010	1.026	1.048	1.066	1.089	1.114	1.127	1.154	1.175	冷間加工したオーステナイト系ステンレス鋼にも適用可。	
<b>図 11</b> SUS630系ステンレス鋼	2.00×10 <sup>5</sup>	1.019	1.033	1.055	1.086	1.106	1.128	1.160	-----	-----	-----		

注 1) 等価両振り応力振幅  $\sigma_{eq}$  に上表の比  $E/E_d$  を乗じた値を、設計疲労曲線の縦軸上にとる。(5.3.2.5 参照)

注 2)  $E$  は設計疲労曲線 (図 7～図 11) に示された基準となる縦弾性係数

注 3)  $\sigma_{i10}$  は規格最小引張強さ



## 附属書 A (参考) ねじ部の静荷重に対する強度評価例

### A.1 適用範囲

本体の 3 及び 4 では、ねじ部の静荷重に対する強度評価の詳細を規定している。

この附属書では、高圧管を図 A.1 に示すようなねじ接合フランジにより金属ガスケットを介してボルト締結する場合について、ねじ部の静荷重に対する強度評価例を示す。

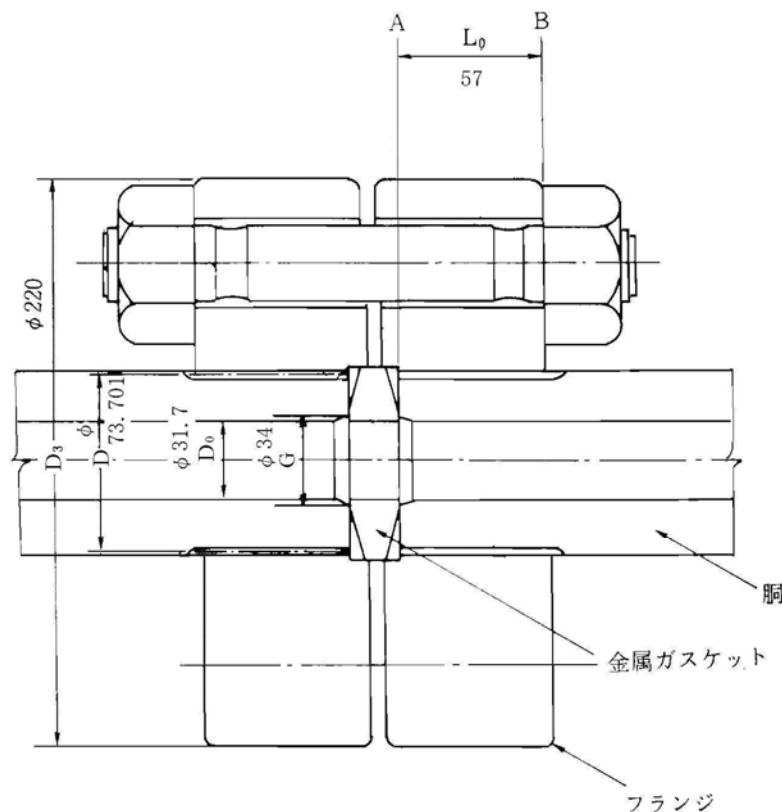


図 A.1 ねじ込みフランジ管継手の例

### A.2 設計諸元

#### A.2.1 設計条件

この強度評価例における設計条件は、次の①及び②による。

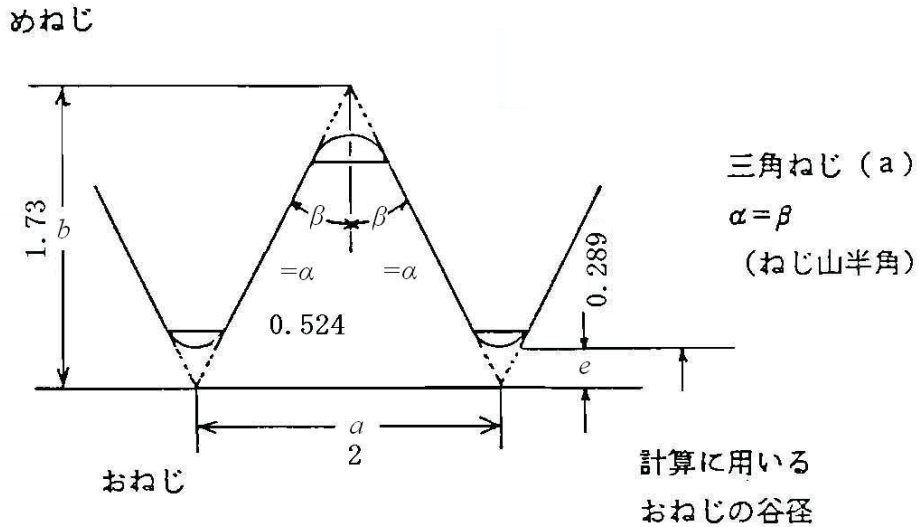
- |              |        |
|--------------|--------|
| ① 設計圧力 $P_0$ | 200MPa |
| ② 設計温度       | 100°C  |



**A.2.2 ねじの形状**

この計算例におけるねじの形状及びねじ部材の寸法値は、次の **a)** 及び **b)** による。

a) ねじの形状は、**図 A.2** に示す **JIS B 0205-1~4** の細目ねじとする。



**図 A.2 ねじ山形状**

b) ねじ部材の寸法値は、次の①~⑱による。

①	ねじの呼び	メートル細目ねじ	M75×2	
②	おねじ部材の内径		$D_0$	31.7 mm
③	ねじの有効径		$D$	73.701 mm
④	めねじの内径		$D_1$	72.835 mm
⑤	おねじの外径		$D_2$	75.000 mm
⑥	めねじ部材の外径		$D_3$	220 mm
⑦	ねじのピッチ		$a$	2 mm
⑧	基本山形の高さ		$b$	1.73 mm
⑨	ねじ山の荷重を受ける側のフランク角		$\alpha$	0.524 rad (30°)
⑩	ねじ山半角		$\beta$	0.524 rad (30°)
⑪	計算に用いるおねじの谷底の切り取り高さ		$e$	0.289 mm
⑫	2 (b-e) / b の比		$c$	1.67 式(3.12)による。
⑬	ねじのかみ合い長さ		$L_0$	57 mm
⑭	ねじの有効かみ合い長さ	$L = L_0 - 0.5 a$		56 mm
⑮	ねじの有効かみ合い山数	$n (=L / a)$		28
⑯	ねじの摩擦係数	$\mu = \tan \varphi$		0.2 とする。
⑰	ポアソン比	$\nu$		0.3 とする。
⑱	ガスケット接触径	$G$		34.0 mm
⑲	ねじの占有率	$\omega$		1.0

**A.2.3 使用材料**

この計算例におけるおねじ側の使用材料及びめねじ側の使用材料は低合金鋼とし、次の a) 及び b) による。

**a) おねじ側の使用材料**

材料の設計温度における引張強さ	$\sigma_B$	830	N/mm <sup>2</sup>
材料の設計温度における降伏点	$\sigma_y$	652	N/mm <sup>2</sup>

**b) めねじ側の使用材料**

材料の設計温度における引張強さ	$\sigma_B$	830	N/mm <sup>2</sup>
材料の設計温度における降伏点	$\sigma_y$	652	N/mm <sup>2</sup>

**A.3 静荷重に対するねじ部の強度評価****A.3.1 一般**

4.3 の①～④の手順による静荷重に対するねじ部の強度評価の例を、A.3.2～A.3.5 に示す。  
また、これらの計算結果を、表 A.1 の計算書様式に示す。

**A.3.2 ねじ 1 山に作用する軸方向最大荷重の算定**

3.2 により、ねじ 1 山に作用する軸方向集中荷重の最大値を求める。

本計算例は、図 A.1 に示すようにフランジ式の場合であるから、3.2.2 a) の①～⑧の手順に従って計算する。

①  $W_1$  を式(3.9)により求める。

JIS B 8265 附属書 G の G.4.1 d) 2) の  $W_g$  に等しい。

$$W_1 = W_g = \frac{A_m + A_b}{2} \sigma_a$$

$A_m$  は  $A_{m1}$ 、 $A_{m2}$  のうちの大きい方を取り、 $A_b$  は実際に使用するボルトの総断面積とし、 $\sigma_a$  は常温でのボルトの許容引張応力とする。

$$A_b = 2910 \text{ mm}^2$$

ただし、[M27×2] ボルト 6 本、谷径 24.546 mm

$$W_{m1} = \frac{\pi GP}{4} (G + 8bm) = 457000 \text{ (N)}$$

$$A_{m1} = \frac{W_{m1}}{\sigma_b} = 2460 \text{ (mm}^2\text{)}$$

$$W_{m2} = \pi b G y = 270000 \text{ (N)}$$

$$A_{m2} = \frac{W_{m2}}{\sigma_a} = 1450 \text{ (mm}^2\text{)}$$

ただし、 $m=2$ 、 $b=3.22\text{mm}$ 、 $G=34\text{mm}$ 、 $P=200\text{MPa}$ 、 $\sigma_a=186 \text{ N/mm}^2$ 、 $\sigma_b=186 \text{ N/mm}^2$ 、 $y=784 \text{ N/mm}^2$

故に、 $A_m = A_{m1} = 2460 \text{ mm}^2$

$$W_1 = \frac{A_m + A_b}{2} \sigma_a = 492000 \text{ (N)}$$

$W_2$  を式(3.10)により求める。

$$W_2 = \frac{\pi}{4} G^2 P = \frac{\pi}{4} \times 34^2 \times 200 = 182000 \text{ (N)}$$

②  $A_1, A_2$  を式(3.5)により求める。

$$A_1 = \frac{\pi}{4} (D^2 - D_0^2) = 3480 \text{ (mm}^2\text{)}$$

$$A_2 = \frac{\pi}{4} (D_3^2 - D^2) = 33700 \text{ (mm}^2\text{)}$$

③ 式(3.19)により初期締付時の  $k$  を求める。

$$k = \frac{A_2}{A_1 + A_2} = 0.907$$

式(3.20)により運転時の  $k$  の値を求める。

$$k = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \left(1 - \frac{W_2}{W_1}\right) = 0.572$$

④ ねじ山形状より  $\beta, b, e$  を求め、式(3.12)により  $c$  を計算する。

$$\beta = 0.524 \text{ (rad) (30}^\circ\text{)}$$

$$b = 1.73 \text{ (mm)}$$

$$e = 0.289 \text{ (mm)}$$

$$c = 2(b - e) / b = 1.67$$

⑤  $\beta$  と  $c$  を用いて図4、図5より  $h, f$  を読みとる。

$$h = 1.22$$

$$f = 0.177$$

⑥ 式(3.25)により  $\theta_1$  を求める。(フランジ式の場合は  $\omega = 1.0$ )

$$\theta_1^2 = \frac{4\omega(L/D)^2}{\tan \beta \tan(\alpha - \phi) + 2 \frac{a}{D} \left[ (h + f) \frac{(D_3^2 - D^2)(D^2 - D_0^2)}{D^2(D_3^2 - D_0^2)} - \nu \tan \beta \right]}$$

$$\theta_1 = 3.09$$

⑦  $k$  と  $\theta_1$  を用いて図6より荷重集中係数の最大値  $H_{\max}$  を読みとる。

$$\text{初期締付時： } H_{\max 1} = 2.84$$

$$\text{運転時： } H_{\max 2} = 1.90$$

⑧ ねじ 1 山に作用する軸方向最大荷重  $W_0$  を、式(3.11)により、初期締付時の  $H_{\max 1}$  と運転時の  $H_{\max 2}$  を用いて計算する。式(3.11)の  $W$  は、 $W_1$  とする。

$$\text{初期締付時： } W_0 = H_{\max 1} W_1 / n = 49900 \text{ (N)}$$

$$\text{運転時： } W_0 = H_{\max 2} W_1 / n = 33300 \text{ (N)}$$

### A.3.3 ねじ部のせん断応力

式(4.1)により、ねじ部のせん断応力  $\tau_{\max}$  を初期締付時と運転時について求める。おねじのねじ山のせん断長さを、式(4.3)により求める。

$$\overline{AB} = \frac{a}{2} + (D - D_1) \tan \beta = 1.50 \text{ (mm)}$$

ねじ部のせん断応力は、式(4.1)により、次の①及び②となる。

$$\tau_{\max} = \frac{W_0}{\pi D_1 \omega \overline{AB}}$$

① 初期締付時  $\tau_{\max} = 146 \text{ N/mm}^2$

② 運転時  $\tau_{\max} = 97.2 \text{ N/mm}^2$

### A.3.4 ねじ部のせん断応力の許容限界

ねじ部のせん断応力の許容限界  $\tau_a$  を、式(4.5)より求める。

$$\gamma = \sigma_y / \sigma_B = 0.786 < 0.85$$

$$\tau_a = 0.4 \gamma \sigma_B = 260 \text{ N/mm}^2$$

### A.3.5 静荷重に対するねじ部の強度評価の判定

A.3.3 で求めたねじ部のせん断応力  $\tau_{\max}$  は、初期締付時、運転時共に、A.3.4 で求めたねじ部のせん断応力の許容限界  $\tau_a$  を超えていない。

よって、本例題のねじ構造の静荷重に対する強度は、指定された設計条件に対して合格と判定する。

表 A.1 計算書様式

ねじ構造の強度設計指針						
静荷重に対するねじ部の強度評価						
1	ねじ接合の形式			a) フランジ式 b) ねじ込み式 c) 袋ナット式		
2	名称			高压管ねじ接合フランジ		
3	図面番号					
4	部品番号					
設計条件	5	高压ガスの種類		毒性   可燃性   以外		
	6	設計圧力	$P$	MPa	200	
	7	設計温度		°C	100	
	おねじ	8	使用材料名		低合金鋼	
		9	材料の設計温度における引張強さ	$\sigma_B$	N/mm <sup>2</sup>	830
		10	材料の設計温度における降伏点又は0.2%耐力	$\sigma_y$	N/mm <sup>2</sup>	652
		11	$\gamma = \sigma_y / \sigma_B$ $\gamma \geq 0.85$ の場合には $\gamma = 0.85$ とする		—	0.786
	めねじ	12	使用材料名		低合金鋼	
		13	材料の設計温度における引張強さ	$\sigma_B$	N/mm <sup>2</sup>	830
		14	材料の設計温度における降伏点又は0.2%耐力	$\sigma_y$	N/mm <sup>2</sup>	652
		15	$\gamma = \sigma_y / \sigma_B$ $\gamma \geq 0.85$ の場合には $\gamma = 0.85$ とする		—	0.786
	ねじ山形状・寸法値	16	ねじ結合の内側おねじ部材の内径	$D_0$	mm	31.7
		17	ねじの有効径	$D$	mm	73.701
		18	めねじの内径	$D_1$	mm	72.835
		19	おねじの外径	$D_2$	mm	75.000
20		外側めねじ部材の外径	$D_3$	mm	220	
21		ねじのピッチ	$a$	mm	2	
22		基本山形の高さ	$b$	mm	1.73	
23		ねじ山の荷重を受ける側のフランク角、対称ねじの場合には $\alpha = \beta$ とする。	$\alpha$	rad	0.524	
24		ねじ山半角 ただし、のこ歯ねじの場合 $\beta = \tan^{-1}(a/2b)$ とする。	$\beta$	rad	0.524	
25		計算に用いるおねじの谷底の切り取り高さ 図3参照	$e$	mm	0.289	
26		$2(b-e)/b$ の比	$c$	—	1.67	
27		ねじのかみ合い長さ	$L_0$	mm	57	
28		ねじの有効かみ合い長さ $L_0 - 0.5a$	$L$	mm	56	
29		ねじの有効かみ合い山数 $n = L/a$	$n$	—	28	
30		ねじの摩擦角 $\tan^{-1}\mu$	$\varphi$	rad	0.197	
31		ねじの摩擦係数 $\tan\varphi = 0.2$ とする	$\mu$	—	0.2	
32		ポアソン比 $0.3$ とする	$\nu$	—	0.3	
33		ガスケット接触径 図2a)~e)に示す	$G$	mm	34.0	
34	断続ねじのねじの占有率	$\omega$	—	1.0		

ねじ部のせん断強さの計算	35	初期締付ボルト荷重 (注1)	$W_1$	N	492000		
	36	内圧による荷重 $\frac{\pi}{4}G^2P$	$W_2$	N	182000		
	37	ねじ部に作用する軸方向荷重 (注2)	$W$	N	492000		
	38	おねじ部材の横断面積 $\frac{\pi}{4}(D^2 - D_0^2)$	$A_1$	mm <sup>2</sup>	3480		
	39	めねじ部材の横断面積 $\frac{\pi}{4}(D_3^2 - D^2)$	$A_2$	mm <sup>2</sup>	33700		
	40	ねじ山の曲げ及びせん断による軸方向の弾性変位係数 図4参照 (注3)	$h$	—	1.22		
	41	ねじ山付け根の回転による軸方向の弾性変位係数 図5参照 (注4)	$f$	—	0.177		
	42	部材及びねじ山の剛性とねじのかみ合い長さに関する定数 $\theta_1^2 = \frac{4\omega(L/D)^2}{\tan\beta \tan(\alpha - \phi) + 2\frac{a}{D} \left[ (h+f) \frac{(D_3^2 - D^2)(D^2 - D_0^2)}{D^2(D_3^2 - D_0^2)} - \nu \tan\beta \right]}$ ただし、 $\tan\alpha \leq 0.2$ の場合、 $\tan\beta \tan(\alpha - \phi) = 0$ とする。	$\theta_1$	—	3.09		
					初期締付時	運転時	
	43	部材の断面積、荷重条件に関する定数 (注2)	$k$	—	0.907	0.572	
	44	ねじ部の軸方向荷重集中係数の最大値 $k < 1/2$ の場合 $H_{\max} = \frac{\theta_1}{\sinh\theta_1} \{(1-k)\cosh\theta_1 + k\}$ $k \geq 1/2$ の場合 $H_{\max} = \frac{\theta_1}{\sinh\theta_1} \{(1-k) + k\cosh\theta_1\}$ ねじ込み式で $2.73 < \theta_1 \leq 15$ かつ、かみ合いねじ山数 $\geq 5$ の場合、 $H_{\max} = 2.15 \theta_1^{0.246}$ とすることができる。	$H_{\max}$	—	2.84	1.90	
	45	ねじ1山に作用する軸方向最大荷重 $H_{\max} \times \frac{W}{n}$	$W_0$	N	49900	33300	
	おねじ	46	ねじ山のせん断長さ $\frac{a}{2} + (D - D_1)\tan\beta$	$\overline{AB}$	mm	1.50	1.50
		47	ねじ部のせん断応力 $\frac{W_0}{\pi D_1 \omega \overline{AB}}$	$\tau_{\max}$	N/mm <sup>2</sup>	146	97.2
		48	ねじ部のせん断応力の許容限界 $0.4\gamma\sigma_B$	$\tau_a$	N/mm <sup>2</sup>	260	260
		49	$\tau_a \geq \tau_{\max}$ の検討			OK	OK
	めねじ	50	ねじ山のせん断長さ $\frac{a}{2} + (D_2 - D)\tan\beta$	$\overline{AB}'$	mm		
		51	ねじ部のせん断応力 $\frac{W_0}{\pi D_2 \omega \overline{AB}'}$	$\tau_{\max}$	N/mm <sup>2</sup>		
		52	ねじ部のせん断応力の許容限界 $0.4\gamma\sigma_B$	$\tau_a$	N/mm <sup>2</sup>		
		53	$\tau_a \geq \tau_{\max}$ の検討				

注1  $W_1$  : 初期締付ボルト荷重 (N) で、JIS B 8265 附属書 G の G.4.1 d) 2) に規定されている  $W_g$  とする。ただし、ボルトの伸びを管理し、締めすぎに対して配慮する場合に限り、JIS B 8265 附属書 G の G.4.1 a) に規定されている  $W_{m1}, W_{m2}$  の大きい方から決定された初期締付ボルト荷重をとることができる。

注2

	a) フランジ式の場合		b) ねじ込み式の場合		c) 袋ナット式の場合	
	初期締付時	運転時	初期締付時	運転時	初期締付時	運転時
$k$	$\frac{A_2}{A_1 + A_2}$	$\frac{A_2}{A_1 + A_2} \left(1 - \frac{W_2}{W_1}\right)$	0	0	0	$W_1 \leq W_2$ の場合 $k = \frac{A_2}{A_1 + A_2}$ $W_1 > W_2$ の場合 $k = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \frac{W_2}{W_1}$
$W$	$W_1$	$W_1$	$W_1$	$\max [W_1, W_2]$	$W_1$	$\max [W_1, W_2]$

注3 図4 に示す以外のねじ山半角  $\beta$  及びのこ歯ねじの場合には、次の式により求める。

$$h = (1 - \nu^2) \left[ B_1 \log_e c - \frac{c-1}{c} \left( B_2 + B_3 \frac{c-1}{c} \right) \right]$$

注4 図5 に示す以外のねじ山半角  $\beta$  及びのこ歯ねじの場合には、次の式により求める。

$$f = \frac{6m(1 - \nu^2)(c-1)(c-T)}{\pi c^2 \tan^2 \beta}$$

## 附属書 B (参考) ねじ部の疲労に対する評価例

### B.1 適用範囲

本体の 5 では、ねじ部の疲労設計の詳細を規定している。

この附属書では、附属書 A と同様に高圧管を図 A.1 に示すようなねじ接合フランジにより金属ガスケットを介してボルト締結する場合について、ねじ部の疲労に対する評価例を示す。

### B.2 設計諸元

#### B.2.1 設計条件

この評価例における設計条件は、B.2.2 の荷重の繰返し条件を除き、設計条件、使用材料、ねじの種類等は、附属書 A の設計条件と同様とし、A.2 による。

#### B.2.2 荷重の繰返し条件

ねじの解放、起動及び停止を含む全範囲の圧力サイクルの設計繰返し回数は、次の a) 及び b) による。

##### a) 圧力サイクルのパターン

図 B.1 の圧力サイクルのパターンが繰返されるものとする。

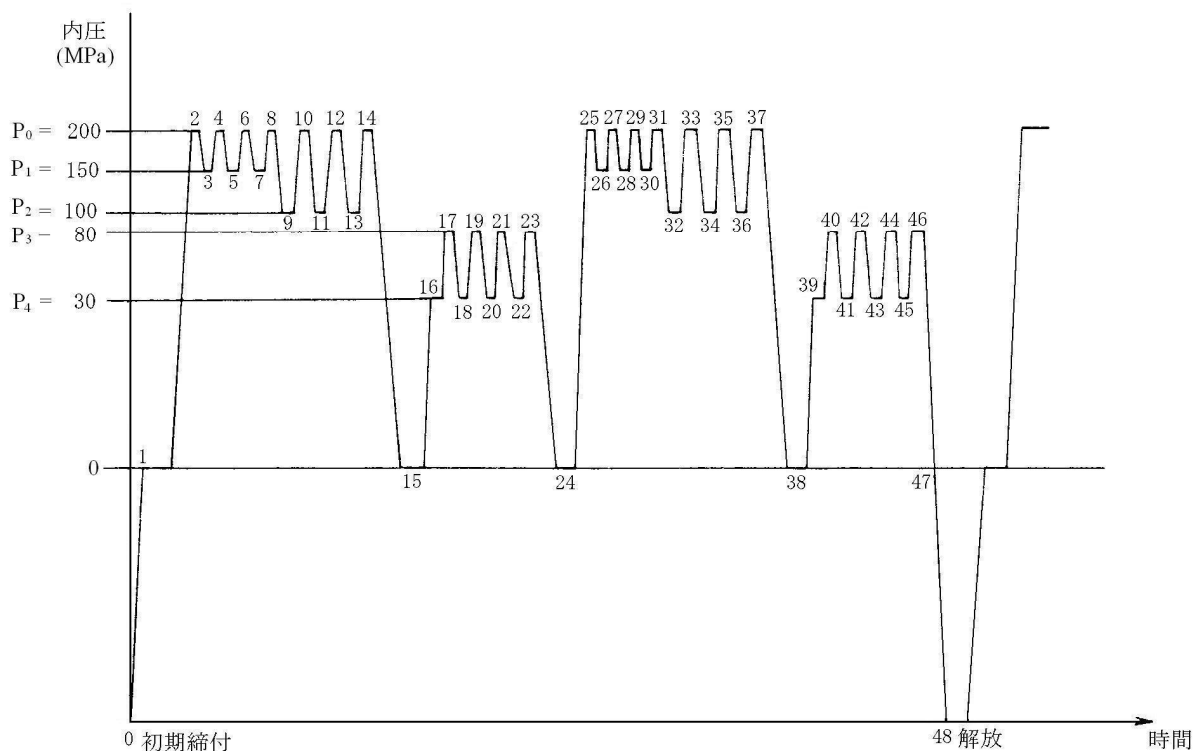


図 B.1 設計繰返し回数



## b) 運転圧力及び繰返し回数

図 B.1 の圧力サイクルのパターンにおける運転圧力及び繰返し回数は、次の 1) 及び 2) による。

## 1) 運転圧力

$P_0$  : 200 MPa

$P_1$  : 150 MPa

$P_2$  : 100 MPa

$P_3$  : 80 MPa

$P_4$  : 30 MPa

## 2) 繰返し回数

① 供用期間中におけるねじ継手の締付け解放の繰返し回数 ( $n_i$ ) = 240 回

② 最高運転圧力  $P_0$  の総繰返し回数

0 ~  $P_0$  (圧力変動 0 ~  $P_0=200$  MPa) ( $n_0$ ) =  $2 \times 240 = 480$  回

③ 運転圧力  $P_1 \sim P_4$  の総繰返し回数

$P_0 \sim P_1$  (圧力変動  $P_0 \sim P_1 = 50$  MPa) ( $n_1$ ) =  $6 \times 240 = 1440$  回

$P_0 \sim P_2$  (圧力変動  $P_0 \sim P_2 = 100$  MPa) ( $n_2$ ) =  $6 \times 240 = 1440$  回

0 ~  $P_3$  (圧力変動 0 ~  $P_3 = 80$  MPa) ( $n_3$ ) =  $2 \times 240 = 480$  回

$P_3 \sim P_4$  (圧力変動  $P_3 \sim P_4 = 50$  MPa) ( $n_4$ ) =  $6 \times 240 = 1440$  回

## B.3 疲労解析の免除

5.2 a) による類似した形状、荷重条件の過去の運転経験から疲労解析が不要であることが証明できないため、5.2 b) の 1) 及び 2) の合計繰返し回数を計算する。

B.2.2 b) 2) ③ の  $P_0 \sim P_1$ 、 $P_0 \sim P_2$ 、 $0 \sim P_3$ 、 $P_3 \sim P_4$  の圧力変動は、50 MPa、100 MPa、80 MPa、50 MPa であり、いずれも最高運転圧力  $P_0$  (=200 MPa) の 20% すなわち 40 MPa を超えているため、有意の圧力変動として、B.2.2 b) 2) の繰返し回数に算入する。

5.2 b) の 1) 及び 2) の合計繰返し回数は、( $n_i$ ) + ( $n_0$ ) + ( $n_1$ ) + ( $n_2$ ) + ( $n_3$ ) + ( $n_4$ ) = 5520 回である。使用材料は A.1.3 の低合金鋼 ( $\sigma_B = 830$  N/mm<sup>2</sup>) であるため、5.2 b) の ② の材料に対して指定された回数の限界 100 回を超えることから、疲労解析の免除は適用されない。

## B.4 疲労解析

## B.4.1 一般

フランジ式の場合の胴側 A 部及び胴側 B 部についての疲労評価の例を、B.4.2 ~ B.4.5 に示す。なお、フランジ側 A 部及び B 部についても同様である。

5.4.2.1 及び 5.4.2.2 により、胴側 A 部及び胴側 B 部におけるピーク応力  $\sigma_{ai}$ 、 $\sigma_{si}$ 、 $\sigma_{apm}$  及び  $\sigma_{spm}$  を求める。

## B.4.2 ねじ谷底部のピーク応力の算定に用いる各記号の算定値等

ねじ谷底部のピーク応力の算定に用いる 5.4.1 の各記号の算定値等は、次の a) ~ m) による。

a)  $K_{t1}$  式(5.121)により、 $\alpha = \beta$  とおき、

$$K_{t1} = \left\{ 1 + 0.26 \left( \frac{a}{2\rho} \right)^{0.7} \right\} \left\{ \frac{3h_e}{a} + 0.9 \sqrt{\frac{a \cos \alpha}{h_e}} + 1 \right\} = 6.34$$

ねじのピッチ	$a$	2 mm
ねじ谷底の丸味半径	$\rho$	0.289 mm
ねじ山の実高さ	$h_e$	1.23 mm
ねじ山の半角	$\beta$	0.524 rad
荷重を受ける側のフランク角	$\alpha$	0.524 rad

- b)  $K_{t2}$  **5.6.2**により、 $K_{t2}=2.5$ とする。
- c)  $D$  ねじの有効径 73.701 mm
- d)  $L$  ねじの有効かみ合い長さ 56 mm
- e)  $W_1$  初期締付荷重 498000 (N) [式(3.9)より]
- f)  $A_1$  おねじ部材の横断面積  $\left[ = \frac{\pi}{4} (D^2 - D_0^2) \right] = 3480 \text{ mm}^2$  [式(3.5)より]
- g)  $A_2$  めねじ部材の横断面積  $\left[ = \frac{\pi}{4} (D_3^2 - D^2) \right] = 33700 \text{ mm}^2$  [式(3.6)より]
- h)  $h$  ねじ山の曲げ及びせん断による軸方向の弾性変位係数 1.22 [図4より]
- i)  $f$  ねじ山つけ根の傾きによる軸方向弾性変位係数 0.177 [図5より]
- j)  $\theta_1$  部材及びねじ山の剛性とねじのかみ合い長さに関する定数 3.09 [式(3.25)より]
- )  $A$  ねじ継手部材の有効横断面積 (おねじ部材における最小断面積)  
 谷径 72.546 mm より、 $A = \frac{\pi}{4} (72.546^2 - 31.7^2) = 3340 \text{ mm}^2$

)  $G$  ガスケット接触径 34.0 mm

m)  $W_{pm}$  及び  $k_1$ 、 $k_2$

運転時における荷重  $W_{pm}$  ( $W_{p0} \sim W_{p4}$ ) は、式(5.15)より、 $W_{pm} = \frac{\pi}{4} G^2 P_m$

部材の断面積、荷重条件に関する定数  $k_1$  の値は、式(5.22)及び式(5.30)より、 $k_1 = \frac{A_2}{A_1 + A_2}$

部材の断面積、荷重条件に関する定数  $k_2$  の値は、式(5.22)及び式(5.30)より、 $k_2 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \left( 1 - \frac{W_{pm}}{W_1} \right)$

上記による  $W_{pm}$  ( $W_{p0} \sim W_{p4}$ ) 及び  $k_1$ 、 $k_2$  の計算結果を、表 B.1 に示す。

**表 B.1  $W_m$  ( $W_0 \sim W_4$ ) 及び  $k_1$ 、 $k_2$  の値**

	$W_{pm}$ (N)	$k_1$ (—)	$k_2$ (—)
$W_{p0}$	182,000	0.907	0.572
$W_{p1}$	136,000	0.907	0.656
$W_{p2}$	90,800	0.907	0.739
$W_{p3}$	72,600	0.907	0.773
$W_{p4}$	27,200	0.907	0.856

) C ねじの形状に基づく係数 0.465 [式(5.3)より]

$$C = \left( \frac{60 - \alpha_1}{44} \right)^2 = 0.465$$

ここで、 $\alpha_1 = 180 \alpha / \pi$ 、 $\alpha = 0.524$  (ねじ山の荷重を受ける側のフランク角(rad) (30°))

#### B.4.3 ねじ谷底部のピーク応力の算定

5.4.2 によるねじ谷底部のピーク応力の算定は、次の a)～c)による。

5.4.2.1 及び 5.4.2.2 により、胴側 A 部及び胴側 B 部におけるピーク応力  $\sigma_{ai}$ 、 $\sigma_{si}$ 、 $\sigma_{apm}$  及び  $\sigma_{spm}$  を求める。

##### a) ねじ山に働く軸方向荷重集中係数

ねじ山に働く軸方向荷重集中係数の  $H'_1$ 、 $H'_2$ 、 $H_1$ 、 $H_2$  の値を、式(5.20)、式(5.21)、式(5.28)、式(5.29)より算定する。表 B.1 の  $W_{pm}$  ( $W_{p0} \sim W_{p4}$ ) 及び  $k_1$ 、 $k_2$  の各値を用いて、 $H'_1$ 、 $H'_2$ 、 $H_1$ 、 $H_2$  の値を算定する。これらの計算結果を、表 B.2 に示す。

表 B.2  $H'_1$ 、 $H'_2$ 、 $H_1$ 、 $H_2$  の値

	$H'_1(-)$	$H'_2(-)$	$H_1(-)$	$H_2(-)$
$W_{p0}$	2.84	1.90	0.545	1.49
$W_{p1}$	2.84	2.13	0.545	1.25
$W_{p2}$	2.84	2.37	0.545	1.02
$W_{p3}$	2.84	2.46	0.545	0.922
$W_{p4}$	2.84	2.70	0.545	0.687

##### b) 胴側 A 部におけるピーク応力

胴側 A 部におけるピーク応力  $\sigma_{ai}$ 、 $\sigma_{si}$ 、 $\sigma_{apm}$  及び  $\sigma_{spm}$  を、5.4.2.1 により求める。

$\sigma_{apm}$ 、 $\sigma_{spm}$  については、表 B.2 の  $W_{pm}$  ( $W_{p0} \sim W_{p4}$ ) に応じた  $H'_1$ 、 $H'_2$  の各値を用いて算定する。各ピーク応力の算定結果は、次の①及び②による。

①  $\sigma_{ai}$ 、 $\sigma_{si}$  の値は、式(5.16)及び式(5.17)より、次のとおり算定される。

$$\sigma_{ai} = K_{t2} \frac{W_1}{A} = 369 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H'_1 W_1}{\pi D L} = 684 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

②  $\sigma_{apm}$ 、 $\sigma_{spm}$  の値は、式(5.18)及び式(5.19)より、表 B.3 のとおり算定される。

表 B.3 胴側 A 部におけるピーク応力  $\sigma_{spm}$ 、 $\sigma_{apm}$  の値

胴側 A 部	$W_{p0}$	$W_{p1}$	$W_{p2}$	$W_{p3}$	$W_{p4}$
$\sigma_{apm}$ (N/mm <sup>2</sup> )	233	267	301	314	348
$\sigma_{spm}$ (N/mm <sup>2</sup> )	457	514	570	593	650

##### c) 胴側 B 部におけるピーク応力

胴側 B 部におけるピーク応力  $\sigma_{ai}$ 、 $\sigma_{si}$ 、 $\sigma_{apm}$  及び  $\sigma_{spm}$  を、5.4.2.2 により求める。

$\sigma_{apm}$ 、 $\sigma_{spm}$  については、表 B.2 の  $W_{pm}$  ( $W_{p0} \sim W_{p4}$ ) に応じた  $H_1$ 、 $H_2$  の各値を用いて算定する。各ピーク応力の算定結果は、次の①及び②による。

①  $\sigma_{ai}$ 、 $\sigma_{si}$  の値は、式(5.24)及び式(5.25)より、次のとおり算定される。

$$\sigma_{ai} = 0 \quad (\text{N/mm}^2)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1 W_1}{\pi DL} = 132 \quad (\text{N/mm}^2)$$

②  $\sigma_{apm}$ 、 $\sigma_{spm}$  の値は、式(5.26)及び式(5.27)より、表 B.4 のとおり算定される。

表 B.4 胴側 B 部におけるピーク応力  $\sigma_{spm}$ 、 $\sigma_{apm}$  の値

胴側 B 部	$W_{p0}$	$W_{p1}$	$W_{p2}$	$W_{p3}$	$W_{p4}$
$\sigma_{apm}$ (N/mm <sup>2</sup> )	136	102	67.9	54.3	20.4
$\sigma_{spm}$ (N/mm <sup>2</sup> )	359	302	245	223	166

#### B.4.4 ねじ谷底部の合成ピーク応力の算定

B.4.3 により算定した胴側 A 部及び胴側 B 部におけるピーク応力  $\sigma_{ai}$ 、 $\sigma_{si}$ 、 $\sigma_{apm}$  及び  $\sigma_{spm}$  を用いて、5.3.2.2 により、ねじ谷底部の合成ピーク応力を求める。ねじ谷底部の合成ピーク応力の算定は、次の a) 及び b) による。

##### a) 胴側 A、B 部における合成ピーク応力

胴側 A、B 部における合成ピーク応力  $\sigma_i$ 、 $\sigma_{pm}$  を、5.3.2.2 の式(5.1)及び式(5.2)により求める。

各合成ピーク応力の算定結果は、次の 1) 及び 2) による。

また、各合成ピーク応力の変動状況を、図 B.2 に示す。

##### 1) 胴側 A 部における合成ピーク応力

① 胴側 A 部における初期締付時の合成ピーク応力  $\sigma_i$  は、式(5.1)により、次のとおり算定される。

$$\sigma_i = 915 \quad (\text{N/mm}^2)$$

② 胴側 A 部における運転時の合成ピーク応力  $\sigma_{pm}$  は、式(5.2)により、表 B.5 のとおり算定される。

表 B.5 胴側 A 部における合成ピーク応力  $\sigma_{pm}$  の値

胴側 A 部	$W_{p0}$	$W_{p1}$	$W_{p2}$	$W_{p3}$	$W_{p4}$
$\sigma_{pm}$ (N/mm <sup>2</sup> )	602	680	758	789	868

##### 2) 胴側 B 部における合成ピーク応力

① 胴側 B 部における初期締付時の合成ピーク応力  $\sigma_i$  は、式(5.1)により、次のとおり算定される。

$$\sigma_i = 132 \quad (\text{N/mm}^2)$$

② 胴側 B 部における運転時の合成ピーク応力  $\sigma_{pm}$  は、式(5.2)により、表 B.6 のとおり算定さ

れる。

**表 B.6 胴側 B 部における合成ピーク応力  $\sigma_{pm}$  の値**

胴側 B 部	$W_{p0}$	$W_{p1}$	$W_{p2}$	$W_{p3}$	$W_{p4}$
$\sigma_{pm}$ (N/mm <sup>2</sup> )	441	363	285	254	177

**b) 胴側 A 部及び胴側 B 部における合成ピーク応力の変動幅と繰返し回数**

胴側 A 部及び胴側 B 部における合成ピーク応力の変動幅及び繰返し回数は、5.3.2.3 により、表 B.7 のとおり算定される。

**表 B.7 胴側 A 部及び胴側 B 部における合成ピーク応力の変動幅及び繰返し回数**

	合成ピーク応力の変動幅 (N/mm <sup>2</sup> )	繰返し回数		
		胴側 A 部	胴側 B 部	
$\Delta\sigma_1$	$ \sigma_i $	915	132	$n_i = 240$
	$ \sigma_{p0} $	602	441	$n_i = 240$
$\Delta\sigma_0$	$ \sigma_{p0} - \sigma_i  =  602 - 915  =$	313		$n_0 = 480$
	$ \sigma_{p0} - \sigma_i  =  441 - 132  =$		309	$n_0 = 240$
$\Delta\sigma_1$	$ \sigma_{p0} - \sigma_{p1}  =  602 - 680  =$	78		$n_1 = 1,440$
	$ \sigma_{p0} - \sigma_{p1}  =  441 - 363  =$		78	$n_1 = 1,440$
$\Delta\sigma_2$	$ \sigma_{p0} - \sigma_{p2}  =  602 - 758  =$	156		$n_1 = 1,440$
	$ \sigma_{p0} - \sigma_{p2}  =  441 - 285  =$		156	$n_1 = 1,440$
$\Delta\sigma_3$	$ \sigma_{p3} - \sigma_i  =  789 - 915  =$	126		$n_3 = 480$
	$ \sigma_{p3} - \sigma_i  =  254 - 132  =$		122	$n_3 = 480$
$\Delta\sigma_4$	$ \sigma_{p3} - \sigma_{p4}  =  789 - 868  =$	79		$n_4 = 1,440$
	$ \sigma_{p3} - \sigma_{p4}  =  254 - 177  =$		77	$n_4 = 1,440$

**B.4.5 合成ピーク応力の振幅値の算定及び補正**

B.4.4 により算定した胴側 A 部及び胴側 B 部における合成ピーク応力の変動幅を用いて、5.3.2.4 により、合成ピーク応力の振幅値  $\sigma_{alt}$  を求め、5.3.2.5 a) により、合成ピーク応力の振幅値に対する縦弾性係数による補正を行う。これらの各値の算定は、次の a) 及び b) による。

**a) 縦弾性係数の比**

縦弾性係数の比  $E/E_d$  は、表 3 より 1.010 となる。

**b)  $10^8$  回における許容応力振幅値**

$10^8$  回における許容応力振幅値  $\sigma_a$  を、5.3.2.6 a) 及び 5.5.3 より求める。

100°Cにおける引張強さ	$\sigma_B$	830 N/mm <sup>2</sup>
100°Cにおける降伏点	$\sigma_y$	652 N/mm <sup>2</sup>
100°Cにおける $E/E_d$ の値	$E/E_d$	1.010
図 7 の $10^6$ 回における許容応力振幅値	$(\sigma_a)_6$	138 N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_B$ から決まる許容応力振幅値	$(\sigma_a)_8$	$= 0.25\sigma_B(1 - \sigma'_{\text{mean}}/\sigma_B)(E/E_d)$
$10^8$ 回における許容応力振幅値	$\sigma_a$	$= \min [ (\sigma_a)_6, (\sigma_a)_8 ]$

## 1) 胴側 A 部

胴側 A 部における合成ピーク応力の振幅値  $\sigma_{alt}$  及び  $10^8$  回における許容応力振幅値  $\sigma_a$  は、表 B.8 のとおり算定される。

表 B.8 胴側 A 部における合成ピーク応力の振幅値及び  $10^8$  回における許容応力振幅値

	$\sigma_{alt}$	$\sigma_{mean}$	$\sigma_{max}$	$\sigma'_{mean}$	$(\sigma_a)_8$	$(\sigma_a)_6$	$\sigma_a$
$\triangle\sigma_i$	$915/2 = 458$	$(0 + 915)/2 = 458$	$915 > \sigma_y$	194	161	138	138
$\triangle\sigma_0$	$313/2 = 157$	$(602 + 915)/2 = 759$	$915 > \sigma_y$	495	84.6	138	84.6
$\triangle\sigma_1$	$78/2 = 39$	$(602 + 680)/2 = 641$	$680 > \sigma_y$	613	54.8	138	54.8
$\triangle\sigma_2$	$156/2 = 78$	$(602 + 758)/2 = 680$	$758 > \sigma_y$	574	64.6	138	64.6
$\triangle\sigma_3$	$126/2 = 63$	$(789 + 915)/2 = 852$	$915 > \sigma_y$	589	60.9	138	60.9
$\triangle\sigma_4$	$79/2 = 39.5$	$(789 + 868)/2 = 829$	$868 > \sigma_y$	613	54.8	138	54.8

## 2) 胴側 B 部

胴側 B 部における合成ピーク応力の振幅値  $\sigma_{alt}$  及び  $10^8$  回における許容応力振幅値  $\sigma_a$  は、表 B.9 のとおり算定される。

表 B.9 胴側 B 部における合成ピーク応力の振幅値及び  $10^8$  回における許容応力振幅値

	$\sigma_{alt}$	$\sigma_{mean}$	$\sigma_{max}$	$\sigma'_{mean}$	$(\sigma_a)_8$	$(\sigma_a)_6$	$\sigma_a$
$\triangle\sigma_i$	$441/2 = 221$	$(0 + 441)/2 = 221$	$441 < \sigma_y$	221	154	138	138
$\triangle\sigma_0$	$309/2 = 155$	$(441 + 132)/2 = 287$	$441 < \sigma_y$	287	137	138	137
$\triangle\sigma_1$	$78/2 = 39$	$(441 + 363)/2 = 402$	$441 < \sigma_y$	402	108	138	108
$\triangle\sigma_2$	$156/2 = 78$	$(441 + 285)/2 = 363$	$441 < \sigma_y$	363	118	138	118
$\triangle\sigma_3$	$122/2 = 61$	$(254 + 132)/2 = 193$	$254 < \sigma_y$	193	161	138	138
$\triangle\sigma_4$	$77/2 = 38.5$	$(254 + 177)/2 = 216$	$254 < \sigma_y$	216	155	138	138

## B.4.6 許容繰返し回数の算定

許容繰返し回数は、5.3.2.6 により、表 B.10 のとおり算定される。

表 B.10 許容繰返し回数

		胴側 A 部	胴側 B 部
$\triangle\sigma_i$	$(\triangle\sigma_i/2) \times (E/E_d)$ (N/mm <sup>2</sup> )	463	223
	$N_i$ (回)	1,670	33,600
$\triangle\sigma_0$	$(\triangle\sigma_0/2) \times (E/E_d)$ (N/mm <sup>2</sup> )	159	157
	$N_0$ (回)	$3.07 \times 10^5$	$3.46 \times 10^5$
$\triangle\sigma_1$	$(\triangle\sigma_1/2) \times (E/E_d)$ (N/mm <sup>2</sup> )	39.4	39.4
	$N_1$ (回)	$10^8$	$\infty$
$\triangle\sigma_2$	$(\triangle\sigma_2/2) \times (E/E_d)$ (N/mm <sup>2</sup> )	78.8	78.8
	$N_2$ (回)	$3.00 \times 10^7$	$10^8$
$\triangle\sigma_3$	$(\triangle\sigma_3/2) \times (E/E_d)$ (N/mm <sup>2</sup> )	63.6	61.6
	$N_3$ (回)	$7.83 \times 10^7$	$\infty$
$\triangle\sigma_4$	$(\triangle\sigma_4/2) \times (E/E_d)$ (N/mm <sup>2</sup> )	39.9	38.9
	$N_4$ (回)	$10^8$	$\infty$

**B.4.7 各種応力サイクルに基づく使用係数の算定**

各種応力サイクルに基づく使用係数は、5.3.2.7により、表 B.11 のとおり算定される。

**表 B.11 各種応力サイクルに基づく使用係数**

	胴側 A 部	胴側 B 部
$U_i=n_i/N_i$	$240/1670 = 0.144$	$240/33600 = 0.007$
$U_0=n_0/N_0$	$480/(3.07 \times 10^5) = 0.002$	$240/(3.46 \times 10^5) = 0.001$
$U_1=n_1/N_1$	$1440/10^8 = 0.000$	$1440/\infty = 0.000$
$U_2=n_2/N_2$	$1440/(3.00 \times 10^7) = 0.000$	$1440/10^8 = 0.000$
$U_3=n_3/N_3$	$480/(7.83 \times 10^7) = 0.000$	$480/\infty = 0.000$
$U_4=n_4/N_4$	$1440/10^8 = 0.000$	$1440/\infty = 0.000$

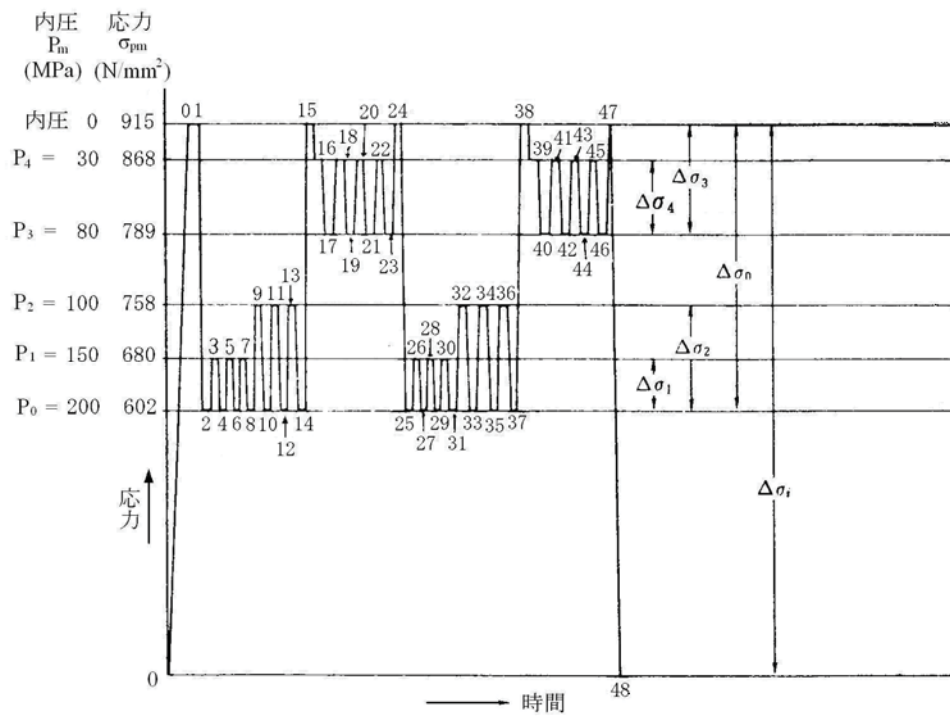
**B.4.7 累積使用係数の算定**

累積使用係数  $U$  は、5.3.2.8 により、表 B.11 のとおり算定される。

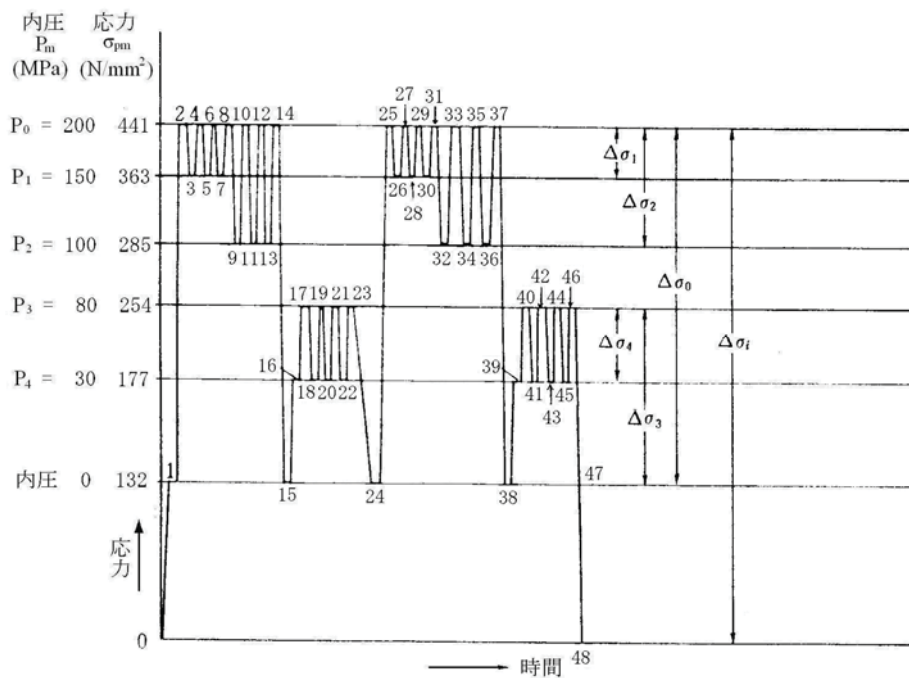
胴側 A 部、胴側 B 部ともに、累積使用係数  $U$  は 1 を超えていないため、本例題のねじ構造の疲労強度は、指定された運転条件に対して合格と判定する。

**表 B.12 累積使用係数**

	胴側 A 部	胴側 B 部
$U = U_i + U_0 + U_1 + \dots + U_4$	$0.146 < 1$	$0.008 < 1$



a) 胴側 A 部の合成ピーク応力サイクル



b) 胴側 B 部の合成ピーク応力サイクル

図 B.2 合成ピーク応力サイクル





## 附属書 C (参考) 平均応力による合成ピーク応力の振幅値の補正例

### C.1 適用範囲

設計疲労曲線の図 8、図 10 の曲線 A、図 11 には、図 7、図 9、図 10 の曲線 B と異なり平均応力の補正がされていないため、これらの設計疲労曲線を使用する場合には、計算された応力振幅を平均応力の影響を考慮して割増す必要がある。この附属書では、平均応力による合成ピーク応力の振幅値の補正の計算例を示す。なお、C.2 に示す使用材料以外の設計条件、荷重の繰返し条件、ねじの種類等は、附属書 B と同じとする。

### C.2 使用材料

この附属書の計算例において使用するおねじ及びびめねじの使用材料は、次による。

おねじ及びびめねじの使用材料	SUS630 H1075
材料の設計温度における引張強さ $\sigma_B$	947 N/mm <sup>2</sup>
材料の設計温度における降伏点 $\sigma_y$	816 N/mm <sup>2</sup>

### C.3 疲労解析の免除

過去の運転経験から疲労解析が不要であることが証明できないこと、並びに、図 11 の設計疲労曲線を使用するため、5.2 b) が適用できないことから、疲労解析を実施する。

### C.4 疲労解析

#### C.4.1 一般

フランジ式の場合の胴側 A 部及び胴側 B 部についての疲労評価の例を、C.4.2～C.4.5 に示す。なお、フランジ側 A 部及び B 部についても同様である。

附属書 B の B.4.2～B.4.4 までは同じであるため、それ以後について示す。

#### C.4.2 合成ピーク応力の振幅値の算定及び補正

B.4.4 により算定した胴側 A 部及び胴側 B 部における合成ピーク応力の変動幅を用いて、5.3.2.4 により、合成ピーク応力の振幅値  $\sigma_{alt}$  を求め、5.3.2.5 a) により、合成ピーク応力の振幅値に対する縦弾性係数による補正を行う。これらの各値の算定は、次の a)～d) による。

##### a) 合成ピーク応力の振幅値

合成ピーク応力の振幅値  $\sigma_{alt}$  は、5.3.2.4 により、表 C.1 のとおり算定される。

表 C.1 合成ピーク応力の振幅値

	$\sigma_{alt}$	胴側 A 部	胴側 B 部
$\triangle\sigma_1$	$(\triangle\sigma_1/2)$ (N/mm <sup>2</sup> )	915/2 = 458	441/2 = 221
$\triangle\sigma_0$	$(\triangle\sigma_0/2)$ (N/mm <sup>2</sup> )	313/2 = 157	309/2 = 155
$\triangle\sigma_1$	$(\triangle\sigma_1/2)$ (N/mm <sup>2</sup> )	78/2 = 39	78/2 = 39
$\triangle\sigma_2$	$(\triangle\sigma_2/2)$ (N/mm <sup>2</sup> )	156/2 = 78	156/2 = 78
$\triangle\sigma_3$	$(\triangle\sigma_3/2)$ (N/mm <sup>2</sup> )	126/2 = 63	122/2 = 61
$\triangle\sigma_4$	$(\triangle\sigma_4/2)$ (N/mm <sup>2</sup> )	79/2 = 39.5	77/2 = 38.5

## b) 合成ピーク応力の振幅値の補正

a)により算定した合成ピーク応力の振幅値  $\sigma_{alt}$  に対する平均応力の補正を、5.5に従って行う。

## 1) 胴側 A 部

胴側 A 部における合成ピーク応力の振幅値  $\sigma_{alt}$  に対する平均応力の補正は、表 C.2 のとおり算定される。

表 C.2 胴側 A 部における合成ピーク応力の振幅値に対する平均応力の補正

	$\sigma_{alt}$	$\sigma_{mean}$	$\sigma_{max}$	$\sigma'_{mean}$	$\sigma_{eq}$
$\triangle\sigma_1$	458	$(0 + 915)/2 = 458$	$915 > \sigma_y$	358	596
$\triangle\sigma_0$	157	$(602 + 915)/2 = 759$	$915 > \sigma_y$	659	352
$\triangle\sigma_1$	39	$(602 + 680)/2 = 641$	$680 < \sigma_y$	641	83.1
$\triangle\sigma_2$	78	$(602 + 758)/2 = 680$	$758 < \sigma_y$	680	186
$\triangle\sigma_3$	63	$(789 + 915)/2 = 852$	$915 > \sigma_y$	753	199
$\triangle\sigma_4$	39.5	$(789 + 868)/2 = 829$	$868 > \sigma_y$	777	141

## 2) 胴側 B 部

胴側 B 部における合成ピーク応力の振幅値  $\sigma_{alt}$  に対する平均応力の補正は、表 C.3 のとおり算定される。

表 C.3 胴側 B 部における合成ピーク応力の振幅値に対する平均応力の補正

	$\sigma_{alt}$	$\sigma_{mean}$	$\sigma_{max}$	$\sigma'_{mean}$	$\sigma_{eq}$
$\triangle\sigma_1$	221	$(0 + 441)/2 = 221$	$441 < \sigma_y$	221	253
$\triangle\sigma_0$	155	$(441 + 132)/2 = 287$	$441 < \sigma_y$	287	187
$\triangle\sigma_1$	39	$(441 + 363)/2 = 402$	$441 < \sigma_y$	402	53.4
$\triangle\sigma_2$	78	$(441 + 285)/2 = 363$	$441 < \sigma_y$	363	102
$\triangle\sigma_3$	61	$(254 + 132)/2 = 193$	$254 < \sigma_y$	193	68.3
$\triangle\sigma_4$	38.5	$(254 + 177)/2 = 216$	$254 < \sigma_y$	216	43.8

## c) 縦弾性係数の比

縦弾性係数の比  $E/E_d$  は、表 3 より 1.055 となる。

d)  $10^8$  回における許容応力振幅値

$10^8$  回における許容応力振幅値  $\sigma_a$  を、5.3.2.6 a) 及び 5.5.3 より求める。

100°Cにおける引張強さ	$\sigma_B$	947 N/mm <sup>2</sup>
100°Cにおける降伏点	$\sigma_y$	816 N/mm <sup>2</sup>
100°Cにおける $E/E_d$ の値	$E/E_d$	1.055
図 11 の $10^7$ 回における許容応力振幅値	$(\sigma_a)_7$	248 N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_B$ から決まる許容応力振幅値	$(\sigma_a)_8$	$= 0.20\sigma_B (E / E_d)$
$10^8$ 回における許容応力振幅値	$\sigma_a$	$= \min [ (\sigma_a)_7, (\sigma_a)_8 ]$

## 1) 胴側 A 部

胴側 A 部における  $10^8$  回における許容応力振幅値  $\sigma_a$  は、表 C.4 のとおり算定される。

表 C.4 胴側 A 部における  $10^8$  回における許容応力振幅値

	$(\sigma_a)_8$	$(\sigma_a)_7$	$\sigma_a$
$\triangle\sigma_i$	200	248	200
$\triangle\sigma_0$	200	248	200
$\triangle\sigma_1$	200	248	200
$\triangle\sigma_2$	200	248	200
$\triangle\sigma_3$	200	248	200
$\triangle\sigma_4$	200	248	200

## 2) 胴側 B 部

胴側 B 部における  $10^8$  回における許容応力振幅値  $\sigma_a$  は、表 B.9 のとおり算定される。

表 C.5 胴側 B 部における  $10^8$  回における許容応力振幅値

	$(\sigma_a)_8$	$(\sigma_a)_7$	$\sigma_a$
$\triangle\sigma_i$	200	248	200
$\triangle\sigma_0$	200	248	200
$\triangle\sigma_1$	200	248	200
$\triangle\sigma_2$	200	248	200
$\triangle\sigma_3$	200	248	200
$\triangle\sigma_4$	200	248	200

## C.4.3 許容繰返し回数の算定

許容繰返し回数は、5.3.2.6 により、表 C.6 のとおり算定される。

表 C.6 許容繰返し回数

		胴側 A 部	胴側 B 部
$\Delta\sigma_1$	$\sigma_{eq} \times (E/E_d)$ (N/mm <sup>2</sup> )	629	267
	$N_i$ (回)	1,890	$3.88 \times 10^6$
$\Delta\sigma_0$	$\sigma_{eq} \times (E/E_d)$ (N/mm <sup>2</sup> )	371	197
	$N_0$ (回)	$6.85 \times 10^4$	$10^8$
$\Delta\sigma_1$	$\sigma_{eq} \times (E/E_d)$ (N/mm <sup>2</sup> )	87.7	56.3
	$N_1$ (回)	$\infty$	$\infty$
$\Delta\sigma_2$	$\sigma_{eq} \times (E/E_d)$ (N/mm <sup>2</sup> )	196	108
	$N_2$ (回)	$10^8$	$10^8$
$\Delta\sigma_3$	$\sigma_{eq} \times (E/E_d)$ (N/mm <sup>2</sup> )	210	72.1
	$N_3$ (回)	$5.92 \times 10^7$	$\infty$
$\Delta\sigma_4$	$\sigma_{eq} \times (E/E_d)$ (N/mm <sup>2</sup> )	149	46.2
	$N_4$ (回)	$10^8$	$\infty$

## C.4.4 各種応力サイクルに基づく使用係数の算定

各種応力サイクルに基づく使用係数は、5.3.2.7 により、表 C.7 のとおり算定される。

表 C.7 各種応力サイクルに基づく使用係数

	胴側 A 部	胴側 B 部
$U_i = n_i / N_i$	$240 / 1,890 = 0.127$	$240 / (3.88 \times 10^6) = 0.000$
$U_0 = n_0 / N_0$	$480 / (6.85 \times 10^4) = 0.007$	$240 / 10^8 = 0.000$
$U_1 = n_1 / N_1$	$1,440 / \infty = 0.000$	$1,440 / \infty = 0.000$
$U_2 = n_2 / N_2$	$1,440 / 10^8 = 0.000$	$1,440 / 10^8 = 0.000$
$U_3 = n_3 / N_3$	$480 / (5.92 \times 10^7) = 0.000$	$480 / \infty = 0.000$
$U_4 = n_4 / N_4$	$1,440 / 10^8 = 0.000$	$1,440 / \infty = 0.000$

## C.4.5 累積使用係数の算定

累積使用係数  $U$  は、5.3.2.8 により、表 C.8 のとおり算定される。

胴側 A 部、胴側 B 部ともに、累積使用係数  $U$  は 1 を超えていないため、本例題のねじ構造の疲労強度は、指定された運転条件に対して合格と判定する。

表 C.8 累積使用係数

	胴側 A 部	胴側 B 部
$U = U_i + U_0 + U_1 + \dots + U_4$	$0.134 < 1$	$0.000 < 1$