

鋼 船 規 則 検 査 要 領

D 編

機 関

鋼船規則検査要領 D 編

2014 年 第 3 回 一部改正

2014 年 12 月 19 日 達 第 64 号

2014 年 7 月 29 日 技術委員会 審議

2014 年 12 月 19 日 達 第 64 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

附属書 D1.1.3-3. 旋回式推進装置に関する検査要領

1.2 検査

1.2.2 登録を維持するための検査

-4.を次のように改める。

-4. 船底検査

- (1) 旋回コラム、プロペラポッド及びプロペラの外観（取付ボルト及びその他の取付具を含む）を検査する。
- (2) 旋回装置シール部及びプロペラ軸シール部並びにプロペラ羽根シール部の検査を行う。
- (3) プロペラ軸降下量を計測する。（プロペラ軸軸受にころがり軸受を使用する場合を除く）

附 則（改正その 1）

1. この達は、2014 年 12 月 19 日（以下、「施行日」という。）から施行する。
2. 施行日前に申込みのあった検査については、この達による規定にかかわらず、なお従前の例によることができる。

附属書 D5.3.5 歯車の強度計算に関する検査要領

1.2 を次のように改める。

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 から Y_β は省略)

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/mm²)

σ_{FE} 曲げ耐久限度 (N/mm²)

Y_N 歯元曲げ応力のための寿命係数

Y_d 設計係数

$Y_{\delta reIT}$ 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_{ReIT} 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 を次のように改める。

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_a 、 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。

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

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

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

$$\frac{d_b}{\cos \alpha_t} = \frac{d_w}{\cos \alpha_{tw}} \quad d_{b1,2} = d_{1,2} \cos \alpha_t$$

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

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

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

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

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

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。

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

$$\frac{d_1 n_1}{19099} \quad v = \frac{\pi \cdot d_{1,2} n_{1,2}}{60 \cdot 10^3}$$

1.4 を次のように改める。

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。

$$\begin{aligned} T_{1,2} &= \frac{9549 P}{n_{1,2}} & T_{1,2} &= \frac{30 \cdot 10^3 P}{\pi \cdot n_{1,2}} \\ F_t &= 2000 \frac{T_{1,2}}{d_{1,2}} \end{aligned}$$

1.5 負荷係数

1.5.1 を次のように改める。

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ディーゼル機関のとき）
= 1.30（高弾性継手付きのディーゼル機関のとき）
= 1.50（他の継手付きのディーゼル機関のとき）

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 5.6 の規定を準用すること。~~上記の K_A にかえて次の算式による値を用いなければならない。~~

$$K_A = 1 + \frac{1.10}{1 + J_1 / J_h} \frac{M}{M_0}$$

~~J_1, J_h, M, M_0 は規則 I 編 5 章 5.4.5 中の J_1, J_h, M, M_0 と同じである。~~

- (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ディーゼル機関のとき）
= 1.20（高弾性継手付きのディーゼル機関のとき）
= 1.40（他の継手付きのディーゼル機関のとき）

1.5.3 を次のように改める。

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 ($F_t K_A K_\gamma$) 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) 一体型または大リム断面の鋼製歯車~~

~~$$(2) \frac{F_t}{b} > 150 \text{ (N/mm)}$$~~

~~(3) $z_1 < 50$~~

~~(4) 運転速度は危険スピード以下, 具体的には;~~

~~$$\frac{v z_1}{100} < 14 \text{ (はすば歯車の場合)}$$~~

~~$$\frac{v z_1}{100} < 10 \text{ (平歯車の場合)} \quad \frac{v z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} < 10 \text{ (m/s)}$$~~

~~(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 ~~$\frac{v z_1}{100} < 3$~~ $\frac{v z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} < 3 \text{ (m/s)}$ 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個々の検討に基づいてその都度考慮する。

(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。

~~$$K_V = 1 + \frac{v z_1}{100}$$~~

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

~~ψ の値は、表 5.3-1 による。~~

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

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

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

ただし、 $K_A F_t / b$ が 100N/mm 以下の場合には $K_A F_t / b$ を 100N/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} : ~~表 5.3-1 における (a) において求められるはすば歯車のための係数 ψ を用いて求めた K_V の値~~

K_{V2} : ~~表 5.3-1 における (a) において求められる平歯車のための係数 ψ を用いて求めた 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 ψ の値~~

歯車の種類	歯車精度の ISO 等級					
	<u>3</u>	<u>4</u>	<u>5</u>	<u>6</u>	<u>7</u>	<u>8</u>
<u>平歯車</u>	<u>0.022</u>	<u>0.030</u>	<u>0.043</u>	<u>0.062</u>	<u>0.092</u>	<u>0.125</u>
<u>はすば歯車</u>	<u>0.0125</u>	<u>0.0165</u>	<u>0.0230</u>	<u>0.0330</u>	<u>0.0480</u>	<u>0.0700</u>

表 5.3-1 K_1 の値

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

1.6 面圧強さ

1.6.2 を次のように改める。

1.6.2 基本ヘルツ応力

(-1.は省略)

-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

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

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

(3) $\varepsilon_\beta < 1$ 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
 $Z_B = M_1 - \varepsilon_\beta (M_1 - 1)$

(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

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

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

(6) $\varepsilon_\beta < 1$ 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
 $Z_D = M_2 - \varepsilon_\beta (M_2 - 1)$

(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。

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

(-4.及び-5.は省略)

-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。

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

ここに,

β : 基準ねじれ角 (°)

1.6.3 を次のように改める。

1.6.3 許容ヘルツ応力

(-1.は省略)

-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 ~~50×10^6~~ 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。

(-3.から-5.は省略)

-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。

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

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

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

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。

ρ_{red} : 相対曲率半径で, 次式による。

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

$$\rho_{1.2} = 0.5 \cdot d_{b1.2} \cdot \tan \alpha_{tw} \quad (\text{内歯車の場合は, } d_b \text{ は負の値となる})$$

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。

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

-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ある、次式により求められる。 ~~Z_w は硬さの低い歯車だけに適用する。本係数は主に以下の要素に依存する。~~

- ~~(1) 硬さの低い歯車の硬さ~~
- ~~(2) 硬さの低い歯車の合金要素~~
- ~~(3) 硬さの高い歯車の歯面のあらさ~~

加工硬化係数 Z_w は、次式により求められる。

~~ここに、~~

$$\begin{aligned} Z_w &= 1.2 \frac{HB - 130}{1700} \quad (130 \leq HB \leq 470) \\ &= 1.2 \quad (HB < 130) \\ &= 1.0 \quad (HB > 470) \end{aligned}$$

(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材料のブリネル硬さ

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)

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

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

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

$HB_{1,2}$: 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.及び-9.は省略)

1.7 曲げ強さ

1.7.1 を次のように改める。

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,

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

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

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° 以下, 基準ねじれ角が 30° 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, その都度本会が定めるところによる。

1.7.2 小歯車及び大歯車の歯元曲げ応力

-1.を次のように改める。

-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。

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

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

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

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

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

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

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

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

$$d_n = m_n z_n$$

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

内歯歯車の場合にあつては、

$$S_{Fn2} = \frac{m_n}{2} \left[\frac{\pi}{4} + \frac{h_{fp2} - \rho_{fp2}}{m_n} \tan \alpha_n + \frac{\rho_{fp2} - S_{pr}}{m_n \cos \alpha_n} + \frac{\sqrt{3} \rho_{fp2}}{2 m_n} \right]$$

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

$$\begin{aligned}
h_{Fn2} &= \frac{d_{en2} - d_{fn2}}{2} m_n \tan \alpha_n \times \left[\frac{\pi}{4} + \left(\frac{h_{fp2}}{m_n} \frac{d_{en2} - d_{fn2}}{2m_n} \right) \tan \alpha_n \right] \frac{\rho_{fp2}}{2} \\
h_{Fn2} &= \frac{m_n}{2} \left[(\cos \gamma_e - \sin \gamma_e \tan \alpha_{Fen}) \frac{d_{en}}{m_n} - z_n \cos \left(\frac{\pi}{6} - \theta \right) - \sqrt{3} \left(\frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{fp2}}{m_n} \right) \right] \\
d_{en2} &= 2 \frac{z}{|z|} \times \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{an2}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{bn2}}{2} \right)^2} - \frac{\pi d_2 \cos \beta \cos \alpha_n (\varepsilon_{an} - 1)}{|z|} \right]^2 + \left(\frac{d_{bn2}}{2} \right)^2} \\
h_{fp2} &= \frac{d_{n2} - d_{fn2}}{2}
\end{aligned}$$

-4.及び-5.として次の2項を加える。

-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

$$\begin{aligned}
Y_B &= 1.6 \cdot \ln \left(2.242 \frac{h}{s_R} \right) \quad (0.5 < s_R / h < 1.2 \text{ の場合}) \\
&= 1 \quad (s_R / h \geq 1.2 \text{ の場合}) \\
s_R &: \text{外歯車のリム厚さ (mm)} \\
h &: \text{歯丈 (mm)}
\end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned}
Y_B &= 1.15 \cdot \ln \left(8.324 \frac{m_n}{s_R} \right) \quad (1.75 < s_R / m_n < 3.5 \text{ の場合}) \\
&= 1 \quad (s_R / m_n \geq 3.5 \text{ の場合}) \\
s_R &: \text{内歯車のリム厚さ (mm)}
\end{aligned}$$

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、実質的な噛みあい率 $2.05 \leq \varepsilon_{an} \leq 2.5$ 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。

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

Y_{DT} は次による。

$$Y_{DT} = 0.7 \quad (\text{歯車精度の ISO 等級} \leq 4 \text{ かつ } \varepsilon_{an} > 2.5 \text{ の場合})$$

$$Y_{DT} = 2.366 - 0.666 \cdot \varepsilon_{cm} \quad (\text{歯車精度の ISO 等級} \leq 4 \text{ かつ } 2.05 < \varepsilon_{cm} \leq 2.5 \text{ の場合})$$

$$Y_{DT} = 1.0 \quad (\text{上記以外の場合})$$

1.7.3 許容歯元曲げ応力

-5.を次のように改める。

-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。

$$Y_{\delta relT} = 1.0 \quad (1.5 < q_s < 4)$$

$$Y_{\delta relT} = \frac{1 + 0.45\sqrt{\rho'(1 + 2q_s)}}{1 + 1.1\sqrt{\rho'}} \quad (\text{その他の場合})$$

$$Y_{\delta relT} = \frac{1 + \sqrt{0.2\rho'(1 + 2q_s)}}{1 + \sqrt{1.2\rho'}}$$

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。

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

-6. 相対表面状態係数, Y_{RrelT}

相対表面状態係数 Y_{RrelT} 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。

表 7.3-3 を次のように改める。

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 ($\sigma_B \geq 800N/mm^2$)	1.120 ($R_Z < 1$) 1.675-0.52 $1.674-0.529 (R_Z + 1)^{0.1}$ ($1 \leq R_Z \leq 40$)
焼きならし鋼 ($\sigma_B < 800N/mm^2$)	1.070 ($R_Z < 1$) 5.3-4.2 $5.306-4.203 (R_Z + 1)^{0.01}$ ($1 \leq R_Z \leq 40$)
窒化鋼	1.025 ($R_Z < 1$) 4.3-3.26 $4.299-3.259 (R_Z + 1)^{0.0058}$ ($1 \leq R_Z \leq 40$)

(注)

- 1: R_Z 歯元部の表面のあらさ (μm)。
- 2: 本方法は, $2 R_Z$ 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, $R_Z = 6 R_a$ の近似式を用いることができる。

附 則 (改正その 2)

1. この達は, 2015 年 1 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。