

テナック製品設計基準

目 次

1-1	圧入設計	1
	(1) 圧入代	2
	(2) 結合力～引抜力（抜去力）と回しトルク	3
	(3) テナック製ハブに生じる引っ張り応力	5
	(4) 例題	6
	(5) 圧入力、引抜力の実測値と計算値	7
	(6) まとめ	7
	(7) トラブル予防、寿命測定	8
	A) トラブル防止のために	8
	B) 熱エージングによる圧入品の寿命予測	10
1-2	セルフタップ性	12
1-3	歯車設計	25
1-3-1	テナックギアの強度	25
	1. 静的破壊強度	25
	2. 動的強度（寿命）	26
1-3-2	テナックギアの高精度化	35
	1. 検討方法	36
	2. 概 論	38
	3. 圧力角誤差の向上	38
	4. 偏心度の向上	40
	5. 真円度の向上	41
	6. 歯スジ方向誤差の向上	43
1-3-3	ギア精度向上法まとめ	63

テナックの製品設計基準

1-1 圧入設計

テナック部品は、その樹脂特性を利用した結合方法を用いることにより、金属部品よりも組み立てが簡単になり、コスト的にも有利になります。このような結合方法の一つに圧入があります。

圧入とは、金属や樹脂の軸を、その外径よりも小さい内径を有する樹脂穴に加圧挿入する結合方法です。この方法の特徴は最小限のコストで強固な結合が得られることであり、金属インサート、接着等を省略できます。テナックは、剛性、弾性回復性、耐クリープ性、寸法安定性に優れているため、圧入に適しています。

金属と金属の結合方法に焼きばめがありますが、テナックの圧入でも、この考え方を基本にしています。しかし、金属の焼きばめとテナックの圧入には大きな相違があります。それは、次のような点です。

- ・金属では外力に対する変形量がフックの法則に従うが、樹脂では、この法則を適用することができない。この為樹脂の引張弾性率の大きさが変形量に単純に比例しない。
- ・樹脂では応力緩和の為、時間の経過により結合力が低下し、初期の結合力が維持されなくなる。

以上のような事柄を考慮し、本章では次のような前提で計算しました。

- ・圧入代の推奨値を、テナック標準グレードにおいて3~5%とした。
- ・テナックの引張弾性率の大きさを歪み（変形量）の大きさの関数とする実験式とした。
- ・樹脂の応力緩和による結合力の変化を時間の関数とする実験式とした。

なお、この内容は、テナックの一般グレードを使用した場合であり、ガラス繊維などのフィラー入りグレードについては適用されませんので、ご注意のほどお願いします。

(1) 圧入代

圧入で強固な結合力を得るためには、圧入代が重要です。

図 1-1-1 において、圧入代ひずみ (%) は

$$= (D_s - D_i) / D_i \times 100 \dots\dots\dots (1)$$

として定義されます。

結合力は圧入代ひずみに比例しますが、樹脂にかかる応力も大きくなり、許容応力を超える樹脂に割れが生じます。圧入代ひずみが小さい時は十分な結合力が得られません(図 1-1-2 参照)。即ち、圧入代ひずみには最適な範囲があり、実験によると、テナック標準グレードでは 3 ~ 5 % です。

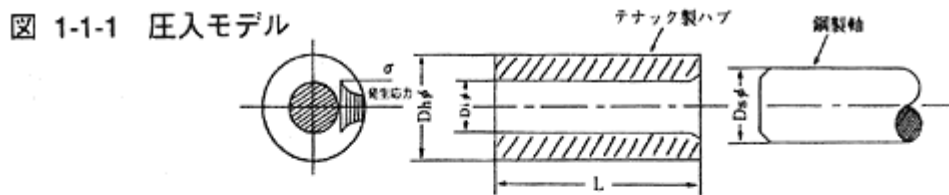
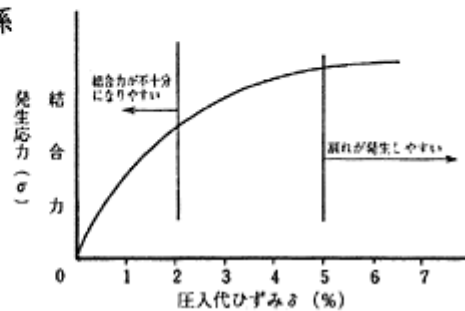


図 1-1-2 結合力とひずみの関係



なお、圧入代の最大許容値 δ_{max} は、鋼の軸をテナックに圧入する場合、次式のようになります。

$$\delta_{max} = \frac{S \cdot D_s}{E} \cdot \left(1 + \frac{1}{W} \right) \dots\dots\dots (2)$$

S : テナックの設計応力 [kgf/cm²] (S = 引張降伏強度 / 安全率) 安全率 : 1.5 ~ 2.0

E : テナックの引張弾性率 [kgf/cm²]

: テナックのポアソン比 = 0.35

W : 形状係数 = $(D_h^2 + D_s^2) / (D_h^2 - D_s^2)$

1kgf/cm²=0.098MPa
 1kgf・cm/cm=9.8J/m
 1kgf=9.8N
 1kcal=4186.8J
 1kcal/m/hr/ =1.163W/m/k

D_s : 軸 (シャフト) 直径 (cm)

D_h : ハブ直径 (cm)

δ_{max} : 圧入代 (cm)

(2) 結合力～引抜力（抜去力）と回しトルク

結合力には、次の二つの要求項目があります。

- ・引抜力.....軸を軸方向に引き離すのに要する力
- ・回しトルク.....軸をねじ回すのに要する力

引抜力

引抜力Fは、「軸とテナック製ハブとの接触面圧」、「軸とテナック製ハブとの接触面積」、「軸とテナック製ハブとの摩擦係数」の積で示されます。

$$F = \mu \cdot P \cdot A \dots\dots\dots (3)$$

μ : 軸とテナック製ハブとの摩擦係数 [-]

P : 軸とテナック製ハブとの接触面圧 [kgf/cm²]

A : 軸とテナック製ハブとの接触面積 [cm²]

ここで、図 1-1-1 より、

$$A : \quad \cdot D s \cdot L \dots\dots\dots (4)$$

また、接触面圧Pは、次式で表されます。

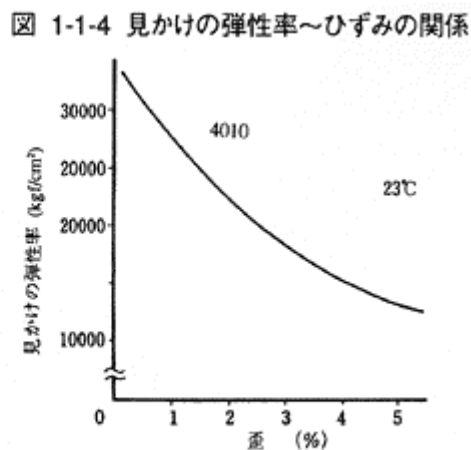
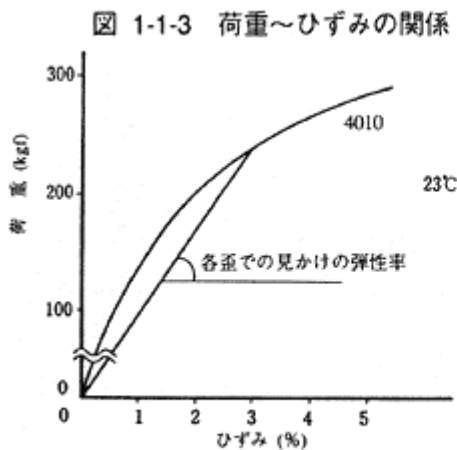
$$P = \frac{\cdot E}{(W + \quad) 100} \dots\dots\dots (5)$$

摩擦係数 μ は、軸とハブの組み合わせにより決まります。軸が金属の場合は金属の材質、表面粗度を考慮する必要があります。参考例として、鋼とテナック製ハブの場合の μ を示します。

中心線表面粗さ R a (μ m)	摩擦係数 μ (-)
0.1	0.12
0.3	0.33
0.5	0.40

表面粗さ \quad の金属軸は、およそ $\mu = 0.2$ で、鏡面仕上げ品は、およそ $\mu = 0.1$ です。

弾性率については、樹脂ではひずみ \quad の大きさにより引張弾性率Eが変化するためE (\quad) を導入します。



注) 図 1-1-3は引張強さ～ひずみのグラフ。図 1-1-4の各ひずみでの見かけの弾性率をプロットしたグラフ。

引張弾性率Eは圧入代ひずみに依存するため、図 1-1-4 を用いて次式のE ()を導入します。

$$E () = A \cdot \delta^6 + B \cdot \delta^5 + C \cdot \delta^4 + D \cdot \delta^3 + E \cdot \delta^2 + F \cdot \delta + G (\delta = 10\%) \dots\dots(6)$$

ここで、A ~ Gは以下のような値をとります。

	ホモポリマー	コポリマー
A	-0.266	-0.3491
B	8.372	11.02
C	-97.73	-132.7
D	482.4	747.4
E	-365.0	-1704
F	-6766	-2433
G	35100	27600

(6)より、(5)は次式のようにになります。

$$P = \frac{\delta \cdot E (\delta)}{(W + \delta) \times 100} \dots\dots\dots(7)$$

(4)、(7)より引抜力F (t)は、次式のようにになります。

$$F = \mu \frac{\delta \cdot E (\delta)}{(W + \delta) \cdot 100} \cdot D_s \cdot L$$

従って、引抜力は、摩擦係数、圧入代ひずみの大きさ、樹脂の引張弾性率、軸の外径、ハブのさ、肉厚に依存します。

なお、引抜力はウエルド部により変化するので、ウエルド部の位置を検討する必要があります。

引抜力の時間変化

引抜力は樹脂の応力緩和により、時間とともに低下します (図 1-1-5 参照)。圧入後、時間 t 経過後の引抜力を F (t)とすると、

$$F (t) = F_0 \cdot \phi (t) \dots\dots\dots(8)$$

F₀ : 初期の引抜力 ((1)を用いる)
 ϕ (t) : 時間の関数で、樹脂の応力緩和に関係する。

ここで、ϕ (t)を実験により求めると、次式のようにになります。

$$\phi (t) = 0.91 - 0.09 \log(t) \dots\dots\dots(9)$$

(対数は常用対数)

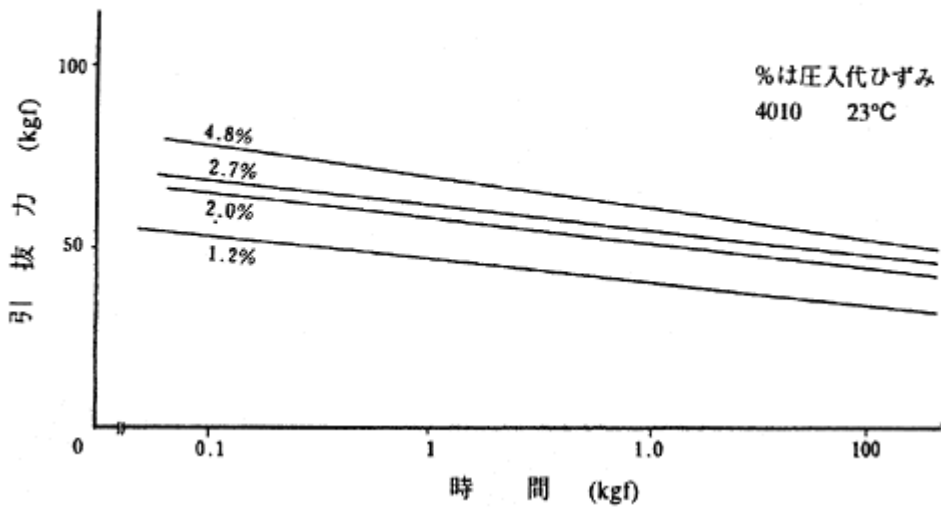
(8)、(9)から、圧入後、時間 t 経過後引抜力 F (t)は次式のように表されます。

$$F (t) = \frac{\mu \cdot \delta \cdot D_s \cdot L \cdot E (\delta)}{(W + \delta) \cdot 100} \{ 0.91 - 0.09 \log(t) \} \dots\dots(10)$$

t : 時間 (min)

(10)の計算例を表 1-1-1、表 1-1-2 に示します。

図 1-1-5 引抜力の時間変化



回しトルク

回しトルク T は、次のようにして求められます。

$$T = \frac{F(t) \cdot D_s}{2}$$

ここで、F(t) は摩擦係数 μ により影響を受けます。 μ には方向性があり、軸と直角方向の μ は軸方向の μ より小である。従って、トルクについて F(t) は、引抜力の場合よりも小となります。

(3) テナック製ハブに生じる引張応力

圧入によりテナックハブにひずみができ、引張応力（フープ・ストレス）が生じます。この応力が設計応力を超えると、ハブにクラックが発生するので、設計応力を超えないように圧入代ひずみを設計する必要があります。このフープ・ストレスは、軸と接するハブ内面に生じ、次式から求められます。

$$= P \cdot W$$

：ハブ内面に生じる引張応力 [kgf/cm²]

P：接触面圧 [kgf/cm²]

W：形状係数

または、(2)式により、

$$S = \frac{\quad \cdot E(\quad)}{D_s \left(1 + \frac{\quad}{W}\right) \cdot 100} \dots\dots\dots (11)$$

となり、S をハブに生じる引張応力として計算する方法もあります。

経験的には、ハブに生ずる引張応力としては、ホモポリマーでは、500kgf/cm² を超えない事、コポリマーでは、450kgf/cm² を超えない事が望ましいと考えております。

(4) 例題

〔解法の順序〕

外径 2.48mm の鋼製の軸を、内径 2.4mm、外径 5 mm、長さ 10mm のテナック製ハブに圧入する。この時の圧入直後、および 1 年後の引抜き力、回しトルクを求める。ただし、テナックはホモ・ポリマーとし、ポアソン比は 0.35、鋼との摩擦係数は 0.2 とする。

圧入代ひずみ を求める。

圧入代ひずみ の時の引張弾性率 E () を求める。

形状係数 W を求める。

圧入直後の接触面圧 P を求める。

圧入直後、および 1 年後の引抜き力 F 、回しトルク T を求める。

〔解〕

$$= (2.48 - 2.4) / 2.4 = 0.0333 \quad 3.33\%$$

$$E(3.33) = -0.266 \times 3.33^6 + 8.372 \times 3.33^5 - 97.73 \times 3.33^4 + 482.4 \times 3.33^3 - 365 \times 3.33^2 - 6766 \times 3.33 + 35100$$

$$W = (5^2 + 2.4^2) / (5^2 - 2.4^2) = 30.76 / 19.24 = 1.60$$

$$P = 0.0333 \times 17400 / (1.60 + 0.35) = 297 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\text{圧入直後の引抜き力 } F_0 = 0.2 \times 3.14 \times 0.248 \times 1 \times 297 = 46.3 \text{ kgf}$$

$$\text{回しトルク } T = 46.3 \times 0.248 / 2 = 5.7 \text{ kgfcm}$$

$$1 \text{ 年後の引抜き力 } F = F_0 \{ 0.91 - 0.09 \log(525600) \} = 18.3 \text{ kgf}$$

$$\text{回しトルク } T = 18.3 \times 0.248 / 2 = 2.2 \text{ kgfcm}$$

注) ・ この場合のハブ内面に生じる引張応力 $= 297 \times 1.60 = 475.2 \text{ kgf/cm}^2$

- ・ 引抜き力の設計値から圧入代ひずみを求める場合は、試行錯誤により \sim を繰り返し、設計値に適した圧入代ひずみを決定して下さい。
- ・ 回しトルクは、摩擦係数 μ の方向性がないものとして計算しました。
- ・ 設計においては、 D_h / D_s 、 D_h / D_i が望ましい。

(5) 圧入力、引抜力の実測値と計算値

表 1-1-1 圧入力、引抜力の実測値と計算値

グレード	ハブ寸法		圧入力*1 (kg/cm ²)	引抜力F (t) (kg/cm ²) *2				
	内径 (mm)	圧入代 ひずみ (%)		経過時間 (Hr)				
				20	200	1000	2300	
3010	4.862	2.86	実測値	87.0	48.8	41.4	35.6	35.5
			計算値	83.5	52.8	45.3	40.1	37.4
5010	4.858	2.94	実測値	89.5	50.7	44.1	39.0	34.1
			計算値	84.5	53.5	45.9	40.6	37.8
7010	4.865	2.79	実測値	80.2	49.5	43.8	30.2	35.7
			計算値	82.1	51.9	44.6	49.4	36.7

・金属シャフト径φ5.001mm
・ハブ肉厚 2.5mm

*1 計算値は $F = \frac{3.14 \cdot \mu \cdot \delta \cdot D_s \cdot L \cdot E(\delta)}{W + \nu}$ から算出した。

*2 計算値は $F(t) = \frac{3.14 \cdot \mu \cdot \delta \cdot D_s \cdot L \cdot E(\delta)}{W + \nu} \cdot |0.91 - 0.09 \log(t)|$ から算出した。ただし、tは [min.]。

表 1-1-2 圧入力、引抜力の実測値と計算値～ハブ厚み依存性～

ハブ寸法			圧入力*1 (kg/cm ²)	引抜力F (t) (kg/cm ²) *2				
内径 (mm)	肉厚 (mm)	圧入代 ひずみ (%)		経過時間 (Hr)				
				50	300	600	1200	
1.925	1	3.74	実測値	33.5	23.6	16.4	16.2	16.3
			計算値	37.2	22.2	19.6	18.6	17.6
1.924	1.5	3.99	実測値	43.4	32.1	22.2	22.4	21.1
			計算値	44.6	26.7	23.5	22.3	21.1
1.917	2	4.34	実測値	52.0	37.1	30.4	25.0	24.5
			計算値	50.0	29.8	26.3	25.0	23.6

・グレード5010
・金属シャフト径φ2.004mm

*1 計算値は $F = \frac{3.14 \cdot \mu \cdot \delta \cdot D_s \cdot L \cdot E(\delta)}{W + \nu}$ から算出した。

*2 計算値は $F(t) = \frac{3.14 \cdot \mu \cdot \delta \cdot D_s \cdot L \cdot E(\delta)}{W + \nu} \cdot |0.91 - 0.09 \log(t)|$ から算出した。ただし、tは [min.]。

(6) まとめ

- ・テナックの引張弾性率の大きさE ()

$$E() = A^6 + B^5 + C^4 + D^3 + E^2 + F + G(10\%)$$

A, B, C, D, E, F, Gは定数(数値は、本文参照)

- ・圧入代ひずみの推奨値 テナック標準グレードでは = 3 ~ 5 %

・圧入代ひずみと引抜力の関係を示す計算式

$$F = \frac{\mu \cdot D_s \cdot L \cdot E}{(W +) \cdot 100}$$

・引抜力の時間変化を示す計算式

$$F(t) = \frac{\mu \cdot D_s \cdot L \cdot E}{(W +) \cdot 100} \{0.91 - 0.09 \log(t)\}$$

F : 圧入力、引抜力 [kgf] (F (t)は圧入後、時間 t 経過後の引抜力)

μ : 軸とテナック製ハブとの摩擦係数 [-]

: 圧入代ひずみ = (D s - D i) × 100 / D i [%]

D s : 軸の外径 [cm]

D i : テナック製ハブの内径 [cm]

L : テナック製ハブの長さ [cm]

E(): 引張弾性率 圧入代ひずみにより引張弾性率が変化することを示す [kgf / cm]

W : 形状係数 = (D_h² + D_s²) / (D_h² - D_s²)

D h : テナック製ハブの外径 [cm]

: テナックのポアソン比 = 0.35

t : 時間 [min]

・摩擦係数 (表面粗さとの関係)

中心線表面粗 R a (μ m)	摩擦係数 μ (-)
0.1	0.12
0.3	0.33
0.5	0.40

ただし、市販の研磨シャフトは、おおよそ μ = 0.2。

(7) トラブル予防、寿命測定

A) トラブル防止のために

1. 折れ割れの防止

樹脂ハブが、圧入後に割れる場合がある。これらを防止するために、

ゲート位置を応力のかかる所から、できるだけはなす。

成形品のウエルド部の溶着不良を防止する。

金型のガス抜き位置を考慮する。

多数個取りの場合、ランナー位置、保圧のかかり方を調整する。

MD除去剤、防錆剤の付着による不良をなくす為、数ショットは捨て打ちを行う。

より高分子量のポリマーを選択する。

例えば、ホモポリマーでは 4010、3010、コポリマーでは 4520、3510

割れ寿命の予測実験をやってみる。

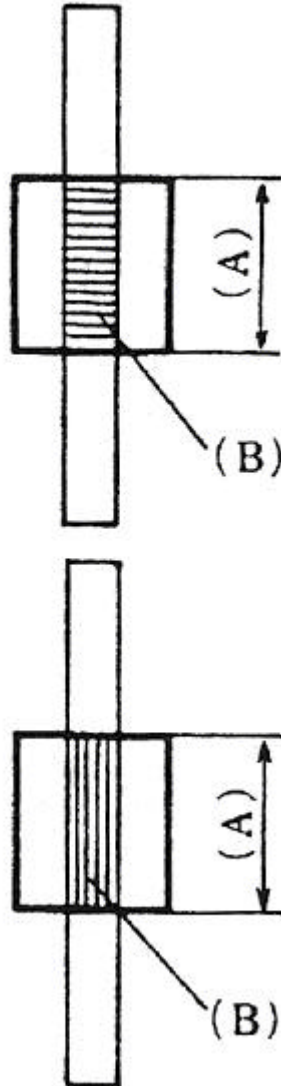
120 のオープンに入れて、600 時間以内で割れない事が望ましい。

圧入部の内部応力を下げる。

圧入代を下げる。圧入代ひずみ 6 % 以上の場合、圧入時に割れる場合がある。
ハブの肉厚を厚くする。肉厚は成形上からも最低 1.5mm 以上が望ましい。
ハブ外径/軸直径 (D_h / D_s) の比は、最低でも 1.5 以上が望ましい。
軸を圧入時に、軸や成形品がふらつき、変な力が加わらない様に注意する。

2. 引抜力が不足の場合 (図 引き抜き力不足改良)

ハブの長さ (A 部) を更に長くする。
軸の円周方向の表面荒さ (B 部) を荒くする。
応力緩和を見越し、圧入代を大きくとる。



3. 回転トルクが不足の場合

ハブの長さ (A部) を更に長くする。

軸の中心軸方向の表面荒さ (B部) を荒くする。

軸表面に浅い平目 (筋目) ローレットをつける。(ピッチ=0.6以下、高さ=0.3mm以下)

ローレット目が荒すぎると、ノッチ効果により割れる場合がある。

軸、シャフトの断面形状をDカットにする。

応力緩和を見越し、圧入代を大きくとる。

B) 熱エージングによる圧入品の寿命予測

圧入したサンプルを、各温度のオープンに入れ、クラックが発生するまでの日数

図 1-1-6 圧入品の寿命予測 (1)

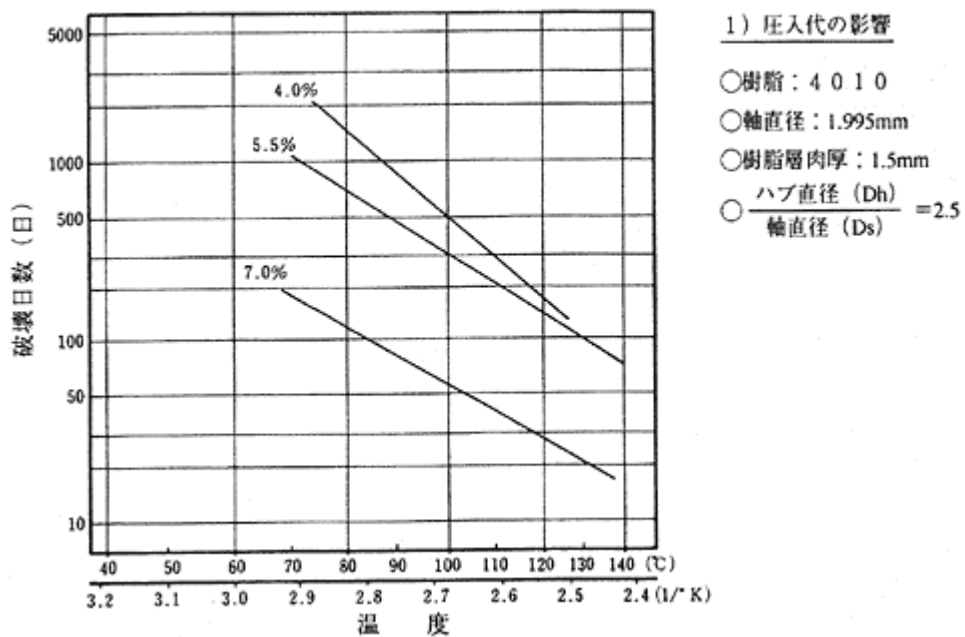
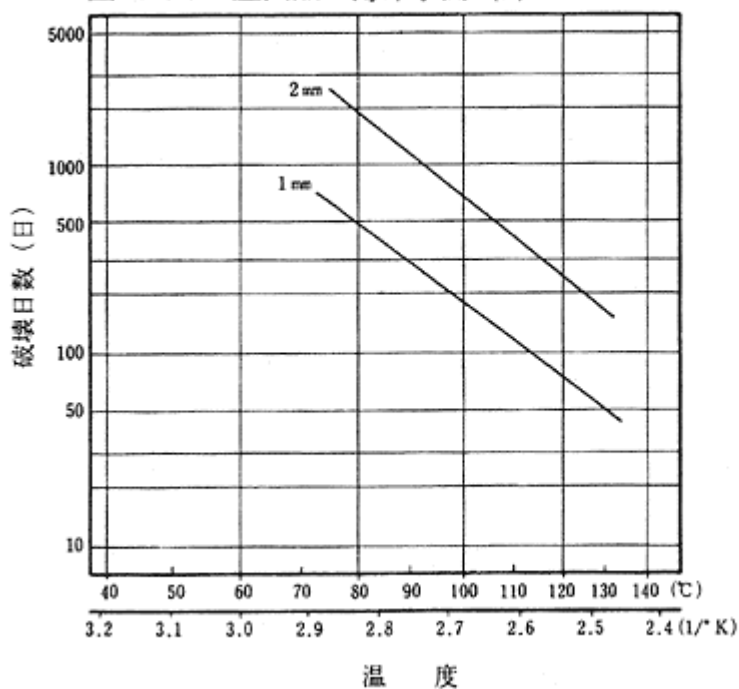


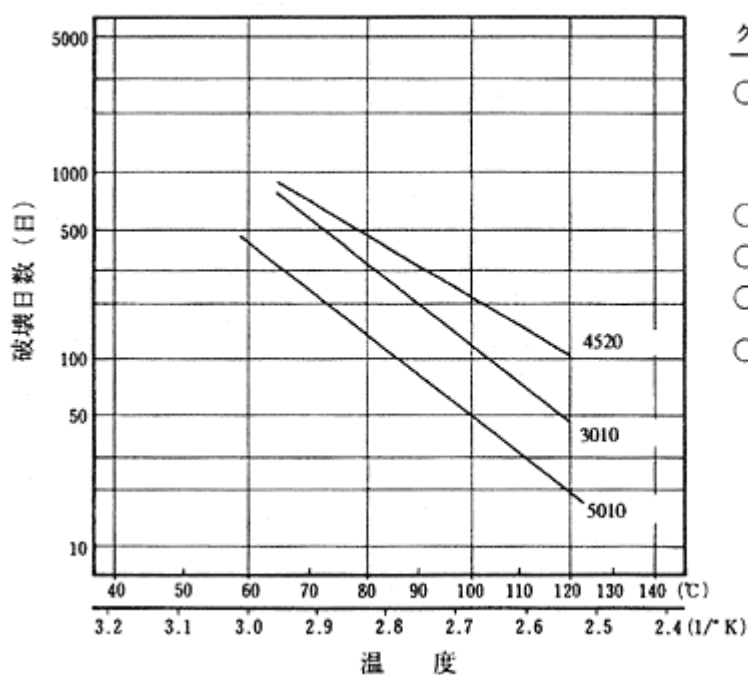
図 1-1-7 圧入品の寿命予測 (2)



2) 肉厚の影響

- 樹脂：4010
- 軸直径：1.995mm
- 圧入代はずみ：4.0%
- 肉厚 2 mm の時
 $\frac{D_h}{D_s} = 3$
- 肉厚 1 mm の時
 $\frac{D_h}{D_s} = 2$

図 1-1-8 圧入品の寿命予測 (3)



グレードの差

- 樹脂：5010
- 3010
- 4520
- 軸直径：5 mm
- 圧入代はずみ：3.0%
- 樹脂層肉厚：2.5mm
- $\frac{D_h}{D_s} = 2$