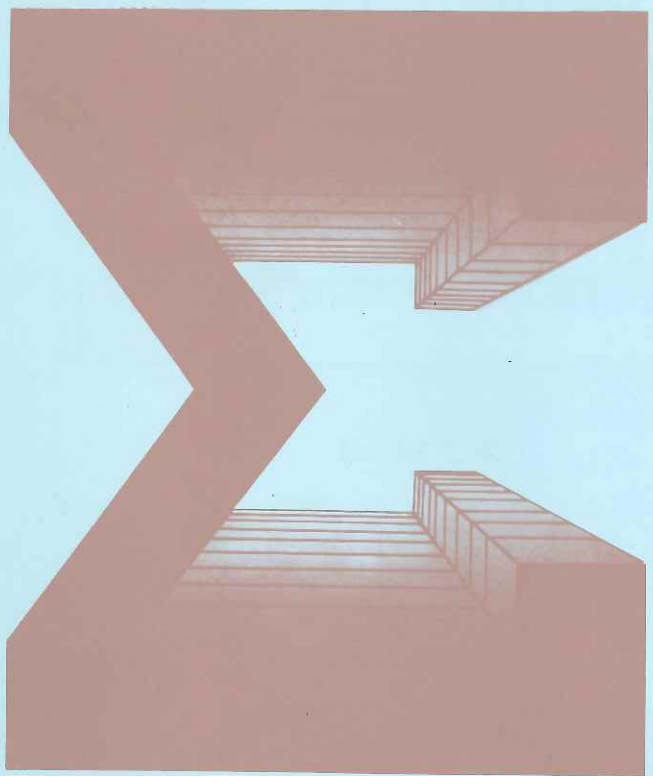


需要家のためのI.B.ニュース

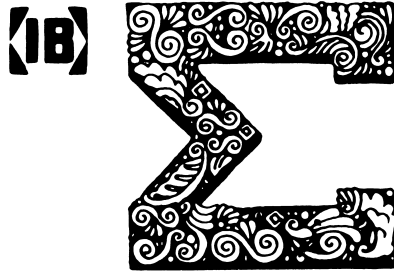
シグマ



【IB】イワタボルト

1991. 5

NO.58



特集. ねじの設計

Some Points for Fastening Designs

誌名〈シグマ〉の由来

〈シグマ〉はギリシャ語のアルファベット第18番目にあたる Σ (sigma) から取ったものですが、 Σ は微積分では総体の和を表わす記号ともなっております。そこで、1)「ねじ」は物を締めつけて完成品に仕上げる重要な部品ですから、総体の和を支えるものといえます。そして 2) 私たちは、総体(トータル)のもののみ、伝票では買えないものをサービスして、総体のコスト(トータルコスト)を下げることに協力します。このためには、3)「ねじ」を供給する私たちと、それを使用される皆さんとの間に、密接な和を必要とします。こうした私たちの3つの願いをこめて名づけられたのが〈シグマ〉です。

特集. ねじの設計

Some Points for Fastening Designs

岩田ボルト工業(株) 社長室

1. はじめに

「ねじの設計」には、ねじの緩み止めとか、締付けを確実にするための特殊形状のねじ頭やナットの考案など、主としてねじの機能を取り扱う「機能設計」の分野と、機械に組み込まれているねじが外力によって破損したり緩んだりしないように、ねじの呼び（M8，M10など）や、ねじの強度区分（8.8，10.9など）の決定など主としてねじの強度を取り扱う「強度設計」の分野とがあります。

ここでは後者の強度設計の分野において、常識として心得ておくべき「ねじ設計のポイント」をなるべく平易に、かつ要点的に解説します。

2. 有効断面積， A_s

図1に示すように、ねじ溝の幅がピッチ P の $1/2$ に等しくなるような直線 XX を仮想し、直線 XX を母線とする仮想的な円筒の直径 d_2 を「有効径」といいます。また、ねじ溝の谷底を連ねる直線 YY を仮想し、直線 YY を母線とする仮想的な円筒の直径 d_3 を「谷の径」といいます。

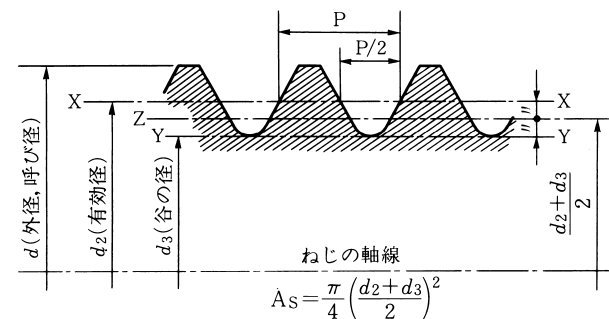


図1 有効断面積 A_s の説明図

直線 ZZ は、有効径 d_2 と谷の径 d_3 の平均値、すなわち $(d_2 + d_3) / 2$ を直径とする仮想的な円筒の母線を表しています。この仮想的な円筒の横断面積 A_s を「有効断面積」といい、

$$A_s = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 \quad (1)$$

なる式で表します。

JISB1082⁻¹⁹⁸⁷「ねじの有効断面積及び座面の負荷面積では、

式(1)をおねじの外径 d およびピッチ P だけの式に変換し、

$$A_s = 0.7854 (d - 0.9382)^2 \quad (2)$$

なる式で A_s の値を計算しています。表1は、この規格の表

表1 メートル並目ねじの
有効断面積, A_s
単位: mm^2

ねじの呼び	有効断面積
M 4	8.78
M 5	14.2
M 6	20.1
M 8	36.6
M10	58.0
M12	84.3
M16	157
M20	245
M24	353

から抜粋したM4～M24のねじの有効断面積 A_s の値です。

3. 降伏点 σ_Y , 耐力 $\sigma_{0.2}$ および引張り強さ σ_B

ボルト・ナットを互いにはめ合わせ、図2に示すようにボルト頭およびナットのそれぞれの座面側に引張り治具をあてがって、材料試験機で引っ張ります。ボルト・ナット座面間の伸び ϵ に対する引張り荷重 F の変化を自記させますと、鋼ボルトの場合一般に図3(a)のような記録がえられます。

図3(a)において、立ち上がり直後の記録が曲線状なのはねじ山に角度誤差やピッチ誤差があって片当たりしているためです。荷重が増えておねじとめねじ間の接触状態がよくなった点 S を超えた後は直線的に上昇します。ボルトねじ部が降

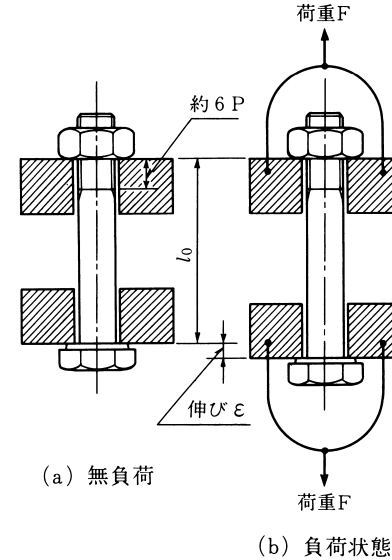


図2 ボルト・ナットの引張り試験

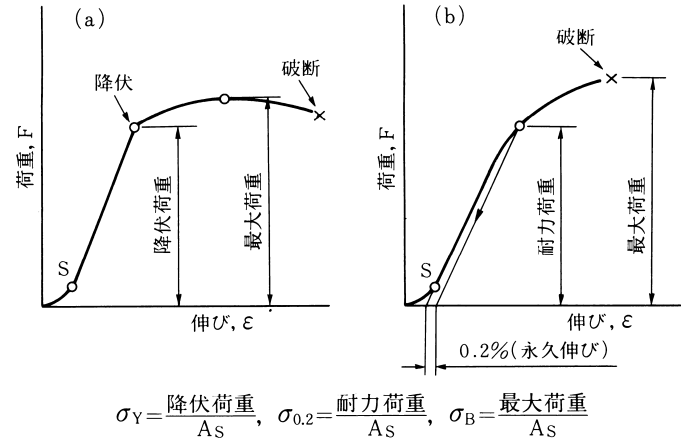


図3 降伏点 σ_Y , 耐力 $\sigma_{0.2}$ および引張り強さ σ_B の説明図

伏すると、記録が直線性を失って折れ曲がり、弾性域から塑性域へ移行します。荷重が最大となる点を過ぎると、ボルトねじ部にくびれが生じはじめ、最後に破断します。

降伏荷重を有効断面積 A_s でわった値を「降伏点」といい、 σ_y で表します。また、最大荷重を有効断面積 A_s でわった値を「引張り強さ」といい、 σ_b で表します。

材料によっては荷重変化の記録に明瞭な折れ曲がりが見れず、弾性域から塑性域への移行が曖昧な場合があります。この場合は、図 3 (b) に示すようにボルトの永久伸び（立ち上がり直後 S 点までの曲線部を除外します）が無負荷時のボルト・ナット座面間の距離 l_0 の 0.2% となる荷重を求め、この荷重を有効断面積 A_s でわった値を「耐力」($\sigma_{0.2}$ で表します) といい、降伏点に代えます。なお、図 3 (b) では破壊点の荷重が最大荷重になっていますが、材料によってはこのような場合がありますのでその例として示しました。

4. 強度区分

表 2 は、JIS B 1051⁻¹⁹⁸⁵ 「鋼製ボルト・小ねじの機械的性質」から抜粋した、「強度区分」に対応する「引張り強さ (σ_b)」および「降伏点 (σ_y) または耐力 ($\sigma_{0.2}$)」の値です。

強度区分の記号は、小数点をはさんでその前の数字と後の数字とから構成されています。小数点の前の数字を 100 倍すれば N/mm^2 の単位による「呼び引張り強さ」の値となり、小数点の前の数字と後の数字を掛けて 10 倍すれば N/mm^2 の単位による「呼び降伏点」または「呼び耐力」の値となります。

表 2 ねじの強度区分

単位: N/mm^2

強度区分		4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8		9.8	10.9	12.9
引張り強さ (σ_b)	呼び	400		500		600	800		900	1000	1200
	最小	400	420	500	520	600	800	830	900	1040	1220
降伏点(σ_y) または 耐力($\sigma_{0.2}$)	呼び	240	320	300	400	480	640		720	900	1080
	最小	240	340	300	420	480	640	660	720	940	1100

たとえば、強度区分 4.8 ということは、そのねじの呼び引張り強さが $4 \times 100 = 400 N/mm^2$ であり、呼び降伏点または呼び耐力が $4 \times 8 \times 10 = 320 N/mm^2$ であることを表しています。

呼び引張り強さ、呼び降伏点および呼び耐力は、強度区分記号の構成上、便宜的に設けたもので、おねじ部品に適用する引張り強さ、降伏点および耐力の最小値は、それらの呼びの値と一致している場合と、それよりやや大きい値になっている場合とがありますので、上記の計算でえた「呼び」と記した欄の値は目安とするにとどめ、実務には表の「最小」と記した欄の値を使用して下さい。

5. 内外力比

5.1 ばね定数, C_b , C_s

互いにはめ合わせたボルト・ナットの両座面に図 2 (b) のような引張り荷重が作用したとき、両座面間の伸び ϵ に対して

荷重 F が図 3(a) のように変化することは前に述べました。図 3(a) において荷重 F の立ち上がり直後の S 点までの曲線部を除き、S 点を超えてボルトが降伏する直前までの直線部の傾斜として示される比例関係を「ボルト・ナット系の引張りばね定数」といい、 C_b で表します。

図 4(a) に示すように、円筒体の両端面中央部にボルト頭と

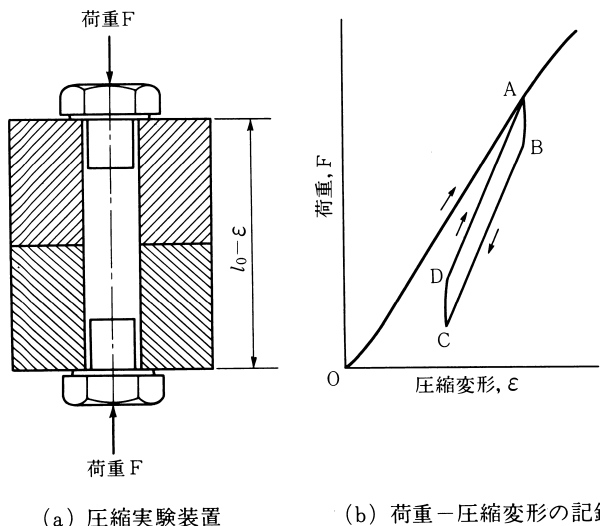


図 4 被締結円筒体の圧縮ばね定数の測定

類似の金具をあてがってその外方から荷重 F を作用したとき、両金具間に生じる距離の変化 ϵ を測定し、 F と ϵ との関係を実験記録します。図 4(b) はその記録例で、最初の荷重記録が A 点に達したとき荷重を止め、B 点を経て C 点に達するまで除荷します。続いて D 点を経て記録が再び A 点に達する

まで荷重します。このような除荷・荷重のサイクルを繰り返しますと、記録は ABCDA とほぼ同じ経路を辿ります。この BC または DA の部分はほぼ同じ傾斜をもった直線で近似できますが、この近似直線部の傾斜として示される比例関係を「被締結円筒体の圧縮ばね定数」といい、 C_c で表します。

5.2 内外力比, ϕ

図 5(a) に示すように 2 個の円筒体を一組のボルト・ナットで締め付けたねじ締結体があって、ボルト軸部に F_i なる引張り力、円筒体に F_c なる圧縮力を生じてつり合っています。この状態にある F_i を「予張力」といいます。

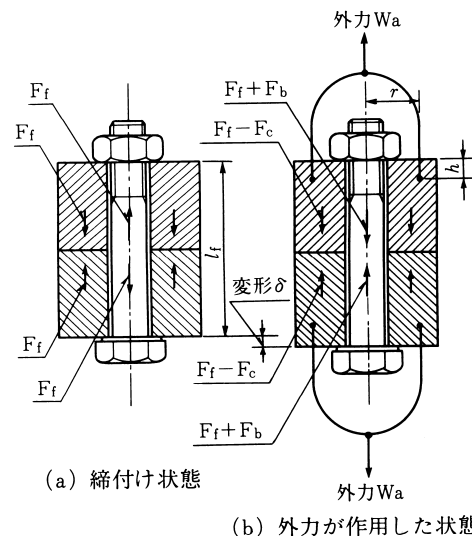


図 5 ねじ締結体に作用する外力 W_a 、内力 F_i , F_b および F_c 。

このねじ締結体に、図5(b)に示すような軸方向引張り外力 W_a が作用したとき、ボルト軸部の予張力に F_b なる引張り力が追加されて $(F_i + F_b)$ なる「軸力」となり、円筒体の予張力 F_c から F_c なる圧縮力が失われて $(F_i - F_c)$ なる「締付け力」となります。

図5(b)において、軸方向引張り外力 W_a が作用したとき、円筒体の両端面においてボルト・ナットの両座面が接触している環状面間の距離の変化を δ とすれば、

$$F_b = C_b \times \delta \quad (3)$$

$$F_c = C_c \times \delta \quad (4)$$

であり、軸方向に作用する力のつり合い関係から、

$$W_a = (F_i + F_b) - (F_i - F_c)$$

が成り立つので、これに式(3)および式(4)を代入すれば、

$$W_a = (C_b + C_c) \delta \quad (5)$$

または

$$\delta = \frac{W_a}{C_b + C_c} \quad (6)$$

となり、この δ を式(3)および式(4)に代入すれば、

$$F_b = W_a \frac{C_b}{C_b + C_c} \quad (7)$$

$$F_c = W_a \frac{C_c}{C_b + C_c} \quad (8)$$

がえられます。

ボルト軸部の引張り予張力 F_i に追加される引張り力 F_b と、ねじ締結体に作用する軸方向引張り外力 W_a との比を「内外力比」といい、 ϕ で表します。式(7)によれば、

$$\phi = \frac{F_b}{W_a} = \frac{C_b}{C_b + C_c} \quad (9)$$

となりますので、式(7)および式(8)の関係を ϕ を用いて表せば、

$$F_b = \phi W_a \quad (10)$$

$$F_c = (1 - \phi) W_a \quad (11)$$

がえられます。

式(10)と式(11)の左辺同士、右辺同士加算して等置すれば、

$$F_b + F_c = W_a \quad (12)$$

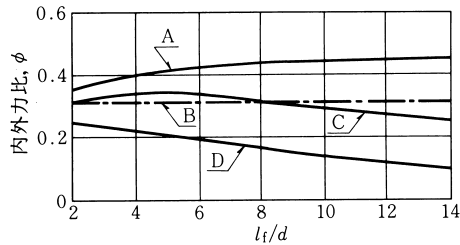
となります。

5.3 内外力比の速算図表

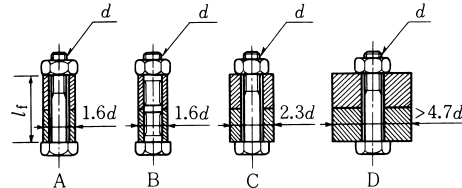
測定または理論的計算でボルト・ナット系のばね定数 C_b および被締結円筒体のばね定数 C_c が求まれば、式(9)の関係をj用いて内外力比 ϕ が計算できますが、その測定または計算はかなり面倒です。概略の値が分かればよい場合は、速算図表を利用します。

式(10)によれば、外力 W_a が同じでも、ボルト軸部に追加される軸力 F_b は ϕ の値が小さいほうが小さいので、疲れ破壊が問題になるような場合は ϕ の値をなるべく小さく設計します。

図6(a)は、同図(b)に示す代表的なねじ締結体A、B、CおよびDについて理論的に求めた内外力比 ϕ の速算図表です。



(a) 内外力比 ϕ の速算図表
(ボルト・ナット被締結円筒体とも鋼)



(b) ねじ締結体の4形態

図6 内外力比 ϕ の速算図表

縦座標に ϕ 、横座標に締付け長さ l_i とねじの呼び径 d との比をとっています。

ねじ締結体Aは、外径が $1.6d$ (d はねじの呼び径)程度の細い円筒体を「呼び径ボルト」とナットで締結したもので、 ϕ の値は 0.4 前後です。ねじ締結体Bは、被締結円筒体はねじ締結体Aと同じですが、ボルト軸部の大部分をおねじの谷の径程度に細くした、いわゆる「伸びボルト」とナットで締結したもので、 ϕ の値はほぼ 0.3 です。内燃機関のコネクティングロッドボルトに伸びボルトが使われる理由は、このほうが ϕ の値が小さいからです。

ねじ締結体Cは、外径が $2.3d$ 程度の太めの円筒体を「呼び径ボルト」とナットで締結したもので、 ϕ の値は 0.3 前後

です。ねじ締結体Dは、外径が $4.7d$ 程度以上の平板(外側の形状が円筒でなくてもよい)を「呼び径ボルト」とナットで締結したもので、 ϕ の値は 0.2 程度以下です。被締結円筒体の外径は、大きいほど ϕ の値が小さいが、締め付けたとき接合面が直径 $4.7d$ 程度以上の箇所では離間しているため、外径がそれ以上であっても、 ϕ はねじ締結体Dに対する曲線の値以下にはなりません。

5.4 外力の作用位置による内外力比の修正

図6(a)の速算図表で求まる内外力比 ϕ の値は、図5(b)における外力 W_a の作用位置を表す h がゼロで、 $2r$ が $1.3d$ 程度の場合のものであって、現実にはありません。

$h \neq 0$ の場合の内外力比を ϕ_n とすれば、

$$\phi_n = n \times \phi \quad (13)$$

ただし、

$$n = (l_i - 2h) / l_i \quad (14)$$

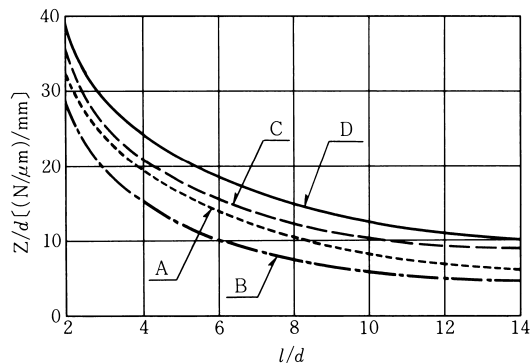
で求めることができます。

$2r$ が $1.6d$ 以上の場合の内外力比は、 $2r$ が $1.3d$ 程度の場合の値より小さいので、ボルトの強度を問題にする場合は r に対する修正をしなくても安全側にあります。

6. 初期緩み

機械加工した表面は、多かれ少なかれ小さな凹凸があります。図7(a)は、凹凸のある機械加工面が無負荷で接触している状態です。これに圧縮荷重が作用すると、実接触面積は見

式(10)によって求めたZの値を「へたり係数」といい、図9がその速算図表です。また、実験的に求めたへたり量sの概略値を図10に示します。



〔A, B, C, Dは図6(b)の4形態に対応〕

図9 へたり係数Zの速算図表

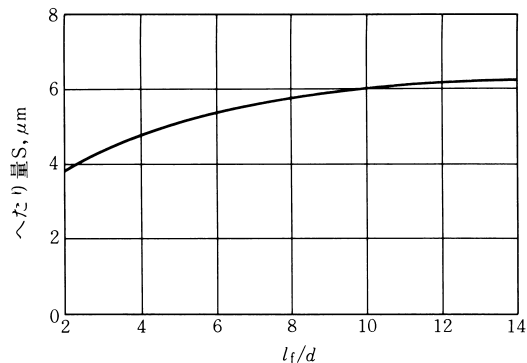


図10 へたり量Sの概略値

6. 外力が作用しても被締結円筒体同士が離間せず、ボルトが降伏しないねじ締結体の設計

外力 W_a が作用した状態でも、接合面に F_c の20%以上の圧縮力が存在すれば被締結円筒体同士が離間しないものとみなします。 F_c は、外力 W_a が作用したとき被締結円筒体の予張力から失われる圧縮力で、式(8)で与えられています。

ボルトの軸力と伸びとの関係を示す図11の線図において、

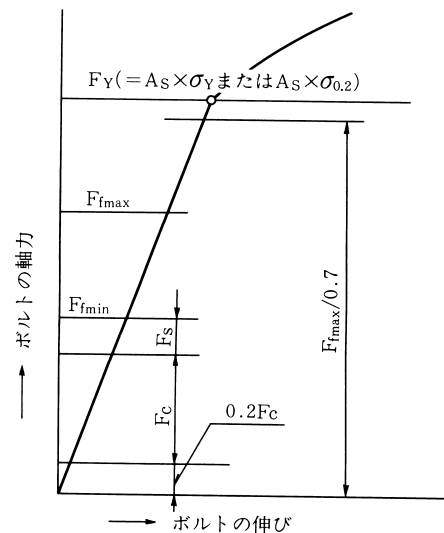


図11 被締結円筒同士が離間せずボルトが降伏しない条件を求めるための説明図

被締結円筒体をボルト・ナットで最初に締め付けたときに生じる予張力の最大値を F_{fmax} 、最小値を F_{fmin} とします。初期緩み

を F_s とすれば、上記の被締結円筒体同士が離間しない条件は、

$$F_{fmin} = F_s + F_c + 0.2F_c \quad (17)$$

で表されます。式(17)と式(8)とから F_c を消去すれば、

$$F_{fmin} = F_s + 1.2(1 - \phi)W_a \quad (18)$$

がえられます。

予張力の最大値 F_{fmax} と最小値 F_{fmin} との比を「締め付け係数」といい、 Q (表3) で表しますと、

表3 締め付け係数 Q の値

Q	締め付け方法	表面状態		潤滑状態
		ボルト	ナット	
1.4	トルクレンチ	無処理 または りん酸塩皮膜	無処理 または りん酸塩皮膜	油潤滑
1.6	インパクトレンチ		無処理	潤滑せず
1.8	トルクレンチ		無処理	潤滑せず
2	動力ドライバ	亜鉛めっき カドミウムめっき	亜鉛めっき カドミウムめっき	油潤滑 または 潤滑せず

$$F_{fmax} = Q \times F_{fmin} \quad (19)$$

ですから、これに、式(18)の F_{fmin} を代入すれば、

$$F_{fmax} = Q \{ F_s + 1.2(1 - \phi)W_a \} \quad (20)$$

となります。

弾性域締め付けの場合は、一般に F_{fmax} は降伏または耐力荷重 F_Y の70%にとります。従って

$$F_Y (= A_s \times \sigma_Y \text{ または } A_s \times \sigma_{0.2}) > F_{fmax} / 0.7 \quad (21)$$

なる条件 (図11参照) を満足するような、ボルトの有効断面積

A_s および降伏点 σ_Y (または耐力 $\sigma_{0.2}$) の規格最小値との組合わせを選べば、軸方向外力が作用しても被締結円筒体同士が離間せず、ボルトが降伏しないねじ締結体がえられます。

参考のため、M4～M24のねじについて、強度区分4.6, 6.8, 8.8, 10.9および12.9のもの F_Y の値を表4に示します。

表4 降伏または耐力荷重 F_Y
($= A_s \times \sigma_Y$ または $A_s \times \sigma_{0.2}$)

単位: kN

ねじの 呼び	強度区分				
	4.6	6.8	8.8	10.9	12.9
M 4	2.1	4.2	5.6	8.3	9.7
M 5	3.4	6.8	9.1	13.3	15.6
M 6	4.8	9.6	12.9	18.9	22
M 8	8.8	17.6	23	34	40
M10	13.9	28	37	55	64
M12	20	40	54	79	93
M16	38	75	100	148	173
M20	59	118	162	230	270
M24	85	169	230	330	390

7. 疲れ強さ, σ^A

図5(b)において、軸方向外力 W_a が $0 \sim W_a$ の範囲で変動するとき、ボルト軸力は $F_t \sim (F_t + F_b)$ の範囲で変動します。

ボルト軸力を有効断面積 A_s でわった値を応力といいます。ボルト軸力が最大のときの応力を σ_{max} 、最小のときの応力を σ_{min} とすれば、

$$\sigma_{\max} = \frac{F_f + F_b}{A_s}$$

$$\sigma_{\min} = \frac{F_f}{A_s}$$

となるので、平均応力 σ_m および応力振幅 σ_a は、それぞれ

$$\begin{aligned} \sigma_m &= (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 \\ &= (F_f + F_b / 2) / A_s \end{aligned} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} \sigma_a &= (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 \\ &= (F_b / 2) / A_s \end{aligned} \quad (23)$$

で表されます。これらの応力関係を図12に示します。

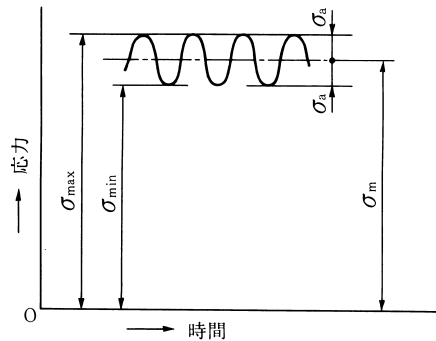


図12 平均応力 σ_m と応力振幅 σ_a

応力振幅 σ_a が大きいときは、応力の変動回数がある値に達するとボルトが疲れ破壊します。しかし、応力の変動回数が無限大になっても疲れ破壊しない最大の応力振幅があります。その値を「疲れ強さ」といいます。

ボルトの場合、疲れ強さは材料やねじ部の加工方法などで変わりますので、強度設計にさいしては、疲れ破壊に対する「許容応力」 σ_A を求めて、式(23)で計算した σ_a の値が

$$\sigma_a \leq \sigma_A \quad (24)$$

を満足していれば、疲れ破壊しないと判定します。

σ_A は、

$$\sigma_A = \frac{\zeta}{f_s \times f_m} \times \sigma_{WK} \quad (25)$$

で求めます。

ここで、 σ_{WK} は疲れ強さの推定値で、例えばねじ部を切削または研削した鋼ボルトで、図5(b)のような負荷形式の場合は、ねじの呼びM4～M24のボルトに対し、表5の値が利用

表5 疲れ強さの推定値, σ_{WK}
単位: N/mm²

ねじの 呼 び	強 度 区 分				
	4.6	6.8	8.8	10.9	12.9
M 4	78	81	87	76	110
M 5	72	73	77	66	96
M 6	68	69	73	62	89
M 8	62	62	63	74	76
M10	54	52	53	63	64
M12	51	48	48	56	58
M16	47	44	43	50	51
M20	42	40	39	45	46
M24	40	36	35	41	41

できます。

ζ は、実際に使われるボルトの疲れ強さと σ_{wk} との比で、たとえばねじ部を転造加工したボルトでは $\zeta=1.5$ の値を用います。ただし、転造後熱処理したボルトでは転造効果が消失しているので、 $\zeta=1.0$ です。 f_s は、 F_b 値の推定の不確かさに対する安全率で、内外力比 ϕ が安全側（大きめに）見積もられている場合は、 $F_s=1$ とします。

f_m は、 σ_{wk} 値の推定の不確かさに対する安全率で、表5の σ_{wk} の値を用いる場合は、 $f_m=1.5$ （信頼度95%）～2.0（信頼度99%）程度の値を選びます。

8. 設計例

【問題】 図13に示すコネクティングロッドなおいて、ボルト・ナットの締付け係数 $Q=1.4$ 、ボルト1本あたり作用

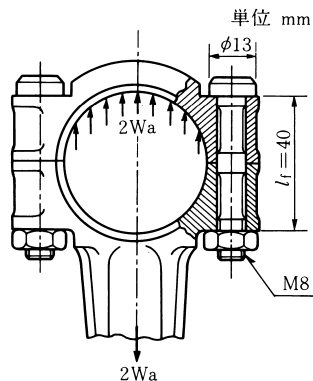


図13 コネクティングロッド

する軸方向外力 $W_a=10\text{kN}$ 、締付け長さ $l_1=40\text{mm}$ 、M8のねじをもった伸びボルト、という条件でボルトの強度区分を決定しなさい。

【解】 被締結円筒体は、外径13mm、内径8mm、長さ20mmの中空円筒2個を縦に重ねたもので近似します。従って、ねじ締結体の形態としては図6(b)におけるBを適用します。

$l_1=d=40/8=5$ ですから、図9よりへたり係数 $Z=12\times 8=96\text{N}/\mu\text{m}$ 、図10よりへたり量 $s=5\mu\text{m}$ がえられ、式(15)より初期緩み $F_s=96\times 5=480\text{N}=0.48\text{kN}$ となります。

図6(a)より、内外力比 $\phi=0.31$ がえられます。外力の作用位置は締付け長さ内にあり、式(14)で $n=3/4$ とみなされるので、式(13)の $\phi_n=(3/4)\times 0.31=0.23$ となります。

式(20)に、 $F_s=0.48$ 、 $\phi(=\phi_n)=0.23$ 、 $W_a=10\text{kN}$ 、および $Q=1.4$ を代入すれば、

$$F_{f\max}=1.4\left\{0.48+1.2(1-0.23)\times 10\right\}=13.6\text{kN}$$

となり、 $F_{f\max}/0.7=19.4\text{kN}$ であるから、式(21)を満足する F_y の値は、表4においてM8のねじでは19.4kNの直上である23kNであり、強度区分8.8が選ばれることとなります。

つぎに、軸方向外力 $W_a=10\text{kN}$ が作用したとき、ボルト軸部の引張り予張力に追加される引張り力 F_b は、 $\phi(=\phi_n)=0.23$ を式(10)に代入して

$$F_b=0.23\times 10=2.3\text{kN}$$

となり、表1によりM8のねじの有効断面積 $A_s=36.6\text{mm}^2$ で

あるから、応力振幅 σ_a は、式(23)により

$$\begin{aligned}\sigma_a &= (2.3/2) / 36.6 \\ &= 0.031\text{kN/mm}^2 \\ &= 31\text{N/mm}^2\end{aligned}$$

となります。

式(25)において、転造後熱処理(焼入れ焼き戻し)したボルトに対し $\zeta = 1.0$, $f_s = 1.0$, $f_m = 2.0$ (信頼度 = 0.99 とする), 表 5 による $\sigma_{wk} = 63\text{N/mm}^2$ (M 8, 強度区分 8.8) を代入して,

$$\begin{aligned}\sigma_A &= \frac{1.0}{1.0 \times 2.0} \times 63 \\ &= 31\text{N/mm}^2\end{aligned}$$

となるので、式(24)の条件

$$\sigma_a (31\text{N/mm}^2) \leq \sigma_A (31\text{N/mm}^2)$$

をかるうじて満足しています。

あるいは、強度区分 8.8 の材料を 熱処理後転造 すれば、 $\zeta = 1.5$ であるから

$$\begin{aligned}\sigma_A &= \frac{1.5}{1.0 \times 2.0} \times 63 \\ &= 47\text{N/mm}^2\end{aligned}$$

となり、このほうがより安全です。

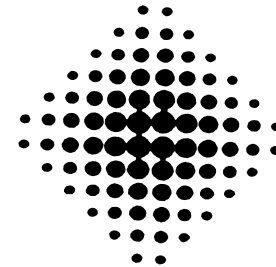
9. む す び

ねじの強度設計について、その基本事項を主として文献(1)

に従って解説しました。強度設計の対象としては、本分で述べたものの外に「軸方向の荷重だけを受けるねじ棒」「めねじの長さ」「被締結体同士が横ずれしないねじ締結体」「被締結体同士の接合面から流体が漏れないねじ締結体」などがあるが、これらについては文献(2)を参照して下さい。

文 献

- (1) 山本 晃：ねじのおはなし (おはなし科学・技術シリーズ), 日本規格協会 1990-10)
- (2) 機械システム設計便覧編集委員会編：JIS に基づく機械システム設計便覧, 日本規格協会 (1986-12), p. 360, 8.5ねじ接手の設計



イワタボルトはあなたの会社の ネジ・コンサルタントです

本社 〒141 東京都品川区西五反田 5-3-4
 ☎03(3493)0211(代表) FAX.03(3493)2096
五反田事業所 ☎03(3493)0221(代表)
(ダイヤルイン)
本社資材課 ☎03(3493)0252
本社SOFI課 ☎03(3493)0251
本社海外課 ☎03(3493)0254
埼玉工場 〒340 埼玉県八潮市木曾根 1-3-9番地
 ☎0489(95)1331(代表) FAX.0489(95)1334
栃木工場 〒329-23 栃木県塩谷郡塩谷町大字田所字八汐1601-6
 ☎0287(45)1051(代表) FAX.0287(45)1053
川崎支社 〒210 神奈川県川崎市幸区南幸町2-72-1
 ☎044(522)4101(代表) FAX.044(522)4106
浜松営業所 〒430 静岡県浜松市御給町 1-7-9-1
 ☎053(425)1118(代表) FAX.053(425)9448
多摩営業所 〒196 東京都昭島市郷地町 2-38-3
 ☎0425(41)5534(代表) FAX.0425(41)6416
藤沢営業所 〒252 神奈川県藤沢市湘南台 1-21-5
 ☎0466(44)1277(代表) FAX.0466(44)8816
草加営業所 〒340 埼玉県草加市花栗 1-32-43
 ☎0489(42)1131(代表) FAX.0489(42)1133
埼玉営業所 〒364 埼玉県北本市中丸 4-72番地
 ☎0485(91)2212(代表) FAX.0485(91)2261
富士営業所 〒419-02 静岡県富士市厚原 3-6-7-7
 ☎0545(71)3588(代表) FAX.0545(71)2538
川越出張所 〒356 埼玉県川越市大字下赤坂 6-1-9番地
 ☎0492(63)6800(代表) FAX.0492(63)6803

名古屋営業所 〒452 名古屋市西区野南町 7-8番地
 ☎052(502)7761(代表) FAX.052(502)7763
横須賀出張所 〒237 神奈川県横須賀市長浦町 1-2
 ☎0468(23)2724(代表) FAX.0468(23)1657
仙台営業所 〒981-12 宮城県名取市増田 6-3-46
 ☎022(384)0265(代表) FAX.022(384)0694
大阪出張所 〒581 大阪府八尾市中田 2丁目403-3
 ☎0729(23)7910(代表) FAX.0729(23)7911
厚木営業所 〒243 神奈川県厚木市下荻野 5-1-8番地
 ☎0462(41)7021(代表) FAX.0462(41)7023
宇都宮営業所 〒320 栃木県宇都宮市野沢町字桜田372-13
 ☎0286(65)4661(代表) FAX.0286(65)4662
群馬営業所 〒370 群馬県高崎市中尾町 4-9-1番地
 ☎0273(62)1041(代表) FAX.0273(62)7631
福島出張所 〒963 福島県郡山市川向 1-8-8
 ☎0249(45)9610(代表) FAX.0249(45)9605
太田出張所 〒373 群馬県太田市大字岩瀬川字荻根113-3
 ☎0276(46)1796(代表) FAX.0276(46)1764
福岡営業所 〒824 福岡県行橋市長木字帽子形372-1
 ☎09302(3)9444(代表) FAX.09302(3)9451
つくば出張所 〒305 茨城県つくば市並木 3-16-1
 ☎0298(55)0764(代表) FAX.0298(55)0769
山形出張所 〒990 山形県山形市検町 3-8-34
 ☎0236(81)1170(代表) FAX.0236(81)1171
千葉出張所 〒292 千葉県木更津市潮見 6-10
 ☎0438(37)3094(代表) FAX.0438(37)3194

一関出張所 〒021 岩手県一関市山目字三反田165-1
 ☎0191(26)4611(代表) FAX.0191(26)4612
三重分室 〒510 三重県四日市市河原田町藤市921-3
 ☎0593(47)1941(代表) FAX.0593(47)1867
上田分室 〒386 長野県上田市常入 1-5-5
 ☎0268(26)1295(代表) FAX.0268(26)1259

シンガポール工場

NO.10 BENOI CRESCENT
 JURONG TOWN SINGAPORE 2262
 ☎266-3794 FAX.266-2115

クアラルンプール支店

P.O.BOX 94, SUITE 2402, 24TH FLOOR
 UMBC MAIN BUILDING, JALAN SULTAN
 SULAIMAN, 50000 KUALA LUMPUR,
 MALAYSIA ☎03(238)1566 FAX.03(238)1739

IWATA BOLT USA INC.

20600 BELSHAW AVENUE CARSON,
 CALIFORNIA, 90746. USA
 ☎213(537)7500 FAX.213(537)7504
 TLX.691-410

IWATA BOLT USA INC. アトランタ支店

INTERNATIONAL COMMERCE PARK
 3130 MARTIN STREET SUITE 100
 EAST POINT, GEORGIA 30344
 ☎404(762)8404 FAX.404(669)9606

IWATA BOLT USA INC. オハイオ支店

7494 Webster Street Dayton, Ohio 45414
 ☎513(454)1231, (454)1277 FAX.513(454)1480
 FAX.513(454)1480

【18】 岩田ボルト工業株式会社