

## 6. 潜函シャフト接合用ボルトの強度

橋 内 良 雄\*  
吉 久 悦 二\*  
田 中 正 清\*

### On the Strength of Bolt Joining Caisson Shafts

by Y. Kitsunai\*  
E. Yoshihisa\*  
M. Tanaka\*

Tensile and fatigue tests of bolts were performed to decide a criterion for strength of the bolts which are used to connect caisson shafts. Three groups of the bolts which had been actually used in some caisson shafts were supplied from different sites. Strength of these bolts were compared with that of the same kinds of new bolts. The bolts were made of low carbon steels and the diameters were 3/4 and 7/8 inch. Tensile tests of the bolts were carried out using a 50 ton capacity Amsler universal testing machine. Fatigue tests of the 3/4 inch dia. bolts were conducted on a 10 ton Vibrophore machine operating at 140Hz. The tests of the other bolts were performed on a 20 ton closed-loop servohydraulic fatigue machine at a frequency of 10Hz.

It was found that degrees of scatter in tensile strength of the old bolts are larger than in those of new ones. Endurance limits of the new bolts are the range from 3.3 to 4.6kg/mm<sup>2</sup>, but the values of old ones are 3 to 4.3kg/mm<sup>2</sup>. Therefore, the fatigue strength of the old bolts reduces as compared with that of the new bolts. The differences in the fatigue strength of the both bolts may be explained by the fact that the minor diameter of external thread is slightly reduced by corrosion or plastic deformation during service. From above results, it is recommended to reject the bolt that had been used once. Some of the new bolts with 7/8 inch dia., which are created fissures by machining, are fractured at head-to-shank radius by fatigue tests. These defects are easily found by visual inspection. Then, it is necessary to inspect the bolts before use.

### 6.1 はじめに

建設機械や土木工事に用各種装置の締結用に使されているボルト類は、比較的低級品が用いられているにもかかわらずかなり過酷に使用されており、ボルトの破損が原因で発生する災害<sup>1)</sup>も少なくない。特に、昭和44年12月5日、大阪市において潜函工法により防潮水門を工事中、土砂運搬用のシャフトが接合部から折れて最下部の作業室に浸水し、11人もの死亡者が出る大災害が発生したが、シャフト接合用ボルトの頭部が破損したことが事故の主要因の1つになったものと推察されている<sup>2)</sup>この事故を契機として、建設現場で使われるボルトの強度に対する重要性が再認識され、最近ではかなり吟味した使用法が取られるようになってつつある。しかし、ボルトの寸法、材質、強度および使用期間等の基準は各現場によって異なっており、必ずしも統一的な使用法が取られているわけではない。また、ボルトの強度についてはかなりの報告<sup>3)-5)</sup>がなされているが、いずれも高級ボルトである場合が多い。本研究では、潜函工法に対する安全対策の一環として、シャフト締結用ボルトの強度および使用基準を定めるための基礎データの一助とすることを目的として、各現場で一定期間使用したボルトおよび同種の新品ボルトについて引張および疲労試験を行ない、合わせてそれらの金属組織や試験後の破壊状況について調べた。また、ボルトに作用する応力を推定するために、簡便な計算により若干の検討を行なったので、それらの結果について報告する。

### 6.2 シャフト締結用ボルトの材質および寸法の調査

実験に先立ち、現在シャフト接合ボルトとしてどのような材質および寸法が使われているかを把握するために、アンケート調査を実施した。Table 6-1はその結果を示したもので、寸法としては呼び径W 3/4のものが最も多く、また材質ではSS41材と高張力鋼(100キロ級高力ボルト F T10)が多く使用されていることが判明した。なお、ボルトの首下長さは60~100mmの範囲にあり、このうち65mmのボルトが約70%を占めていた。

アンケート集計後、数ヶ所現場調査を実施した結果、

Table 6-1 Materials and sizes of bolts for caisson construction work

潜函工事に用ボルトの材質および寸法

材 質	呼 び 径	使 用 社 数
SS41	W3/4	4
	M 20	1
	W7/8	1
110キロ級 Hiten	M 20	1
100キロ級 Hiten	W3/4	4
	M 20	1
	M 22	1
80キロ級 Hiten	M 20	1
	W7/8	1
60キロ級 Hiten	M 18	1

高力ボルトだけが使されている例は少なく、ロックシャフトの接合部だけに高力ボルトを使用し、シャフト同志の締結はSS41材が用いられている例が多かった。従って、Table 6-1の結果は、各現場で使われているボルトのうち、最も強度の高いものについて回答された可能性が考えられる。

以上の調査結果から、本研究では比較的多く使われていると推定され、かつ強度が低いSS41ボルトを取り上げ、試験および強度的な検討を行なった。

### 6.3 実験方法

#### 6.3.1 供試ボルト

試験に供したボルトは、各現場で使された中古ボルトおよび同種の新品ボルトであって、呼び径はW3/4およびW7/8の2種である。なお、これらのボルトは3現場から提供を受けたが、そのうちの1現場は新品のみであった。Fig. 6-1に記号で示す供試ボルトの各部の寸法は、Table 6-2に示すとおりである。なお、ボルトを現場別に分類するために、それぞれA、B、Cと区別して以後記述する。これらの供試ボルトのうち、Aは切削によりBおよびCは軋造によりねじが作られたものと推察される。また、ボルトの化学成分について、発光分光分析装置を用いて求めた結果はTable 6-3に示すとおりである。

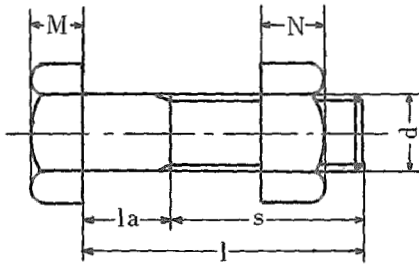


Fig. 6-1 Symbols of bolts tested.  
See Table 6-2 for dimensions of bolts.  
ボルトの記号, 寸法は表2に示す

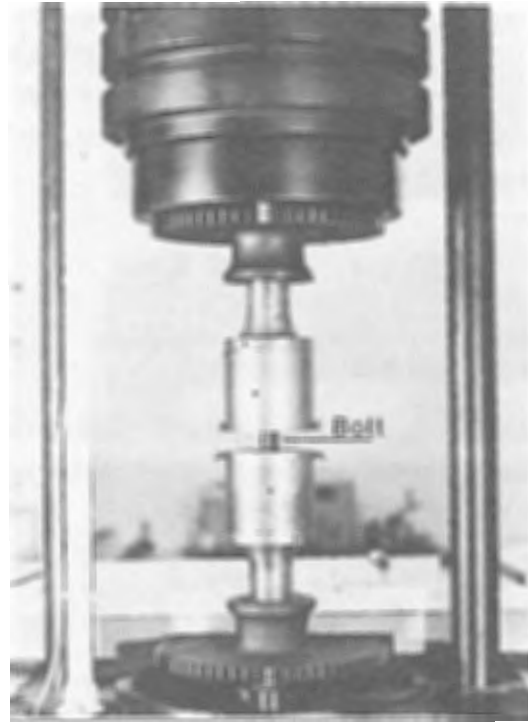


Fig. 6-3 Fatigue test of bolt using Vibrophore fatigue machine.  
Vibrophore によるボルトの疲労試験

Table 6-2 Dimensions of bolts tested.

ボルトの寸法

供試品	新旧別	d	la	S	l	M	N
Aボルト	新品	19.05	10.0	54.6	64.6	13.0	16.3
	使用品	19.00	22.0	46.6	68.6	13.0	16.2
Bボルト	新品	19.00	29.6	30.4	60.0	12.9	15.9
Cボルト	新品	22.2	27.6	52.4	80.0	15.2	17.9
	使用品	22.0	34.8	45.6	80.4	15.4	18.0

Table 6-3 Chemical composition of bolts tested. (wt.%)

ボルトの化学成分 (重量%)

供試品	新旧別	C	Si	Mn	P	S
Aボルト	新品	0.12	0.23	0.41	0.021	0.018
	使用品	0.19	0.18	0.38	0.008	0.017
Bボルト	新品	0.20	0.02	0.44	0.016	0.022
Cボルト	新品	0.18	0.22	0.42	0.010	0.015
	使用品	0.17	0.16	0.40	0.016	0.015

6.3.2 実験方法

引張試験は、Fig. 6-2 に示すチャックにボルトを取  
取り、容量50トンのアムスラー万能試験機を用いて行  
なった。また、疲労試験は、引張の場合とほぼ同様のチ

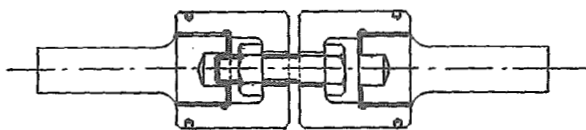


Fig. 6-2 Grips for tensile test of bolts.  
ボルト引張試験用治具

ャックを用い、Aボルト (W3/4) では容量10トンの  
Vibrophore 疲労試験機を使用して、繰返し速度が約  
140Hzで試験を実施した。疲労試験状況をFig. 6-3 に  
示す。一方、Cボルト (W7/8) では、容量20トンの電  
気油圧式サーボ疲労試験機を用いて繰返し速度10Hzで  
試験を行なった。なお、Bボルトについては疲労試験  
を実施していない。

シャフトを接合する際、フランジ面のあらさやパッ  
キンの種類によってボルトの締付トルクが変化するた  
めに、実際にどの程度の初期締付力がボルトに与えら  
れているのかは明らかではない。そこで本研究ではS  
S41材の降伏点を30kg/mm<sup>2</sup>として、その70%が初期  
締付力として与えられると仮定した。そのため疲労試  
験では、AおよびCボルトのいずれにおいても21kg/  
mm<sup>2</sup>の平均応力σ<sub>mean</sub>を与え、振幅σ<sub>amp</sub>だけを変える  
部分片振り疲労試験を行なった。

以上の引張および疲労試験において、それらの強度  
はボルトの締付長さl<sub>p</sub>によって変化する可能性もある  
ので、本稿ではナットをねじ端から4~5山締込んだ状  
態で試験を行なった。

ボルトの硬さ測定は、荷重500gのマイクロビッカ  
ース硬さ計を用いて行なった。また、各ボルトの金属組

織やねじの工作状態について検討するために、ボルトをその長手方向に切断し光学顕微鏡観察を行なった。さらに、引張および疲労試験におけるボルトの破壊状況およびそれらの破面の特徴を調べるために、走査電子顕微鏡による観察を行なった。

### 6.4 実験結果

#### 6.4.1 引張強度

供試ボルト A, B, C の使用品および新品のそれぞれから10本ずつのボルトを抽出して、引張試験を行なった結果およびそれらの平均値、標準偏差、変動係数を Table 6-4 に示す。これらの結果を見ると、Aボルトでは新品よりも使用品の強度の増加が認められる。

Table 6-4 Comparison of tensile strength between new bolts and old ones.

新品および使用品ボルトの引張強度の比較

供試品	Aボルト (W3/4)		Bボルト (W3/4)		Cボルト (W7/8)	
	新品	使用品	新品	新品	使用品	使用品
引張強さ (kg/mm <sup>2</sup> )	36.9	45.7	45.5	62.4	50.5	52.8
	35.7	35.9	47.2	63.4	52.8	47.9
	37.3	46.6	48.6	61.7	47.9	45.2
	38.1	41.9	43.6	62.2	45.2	49.3
	35.3	56.4	48.6	62.9	49.3	47.4
	37.3	50.9	44.8	61.9	47.4	51.3
	36.7	36.0	43.6	62.4	51.3	49.8
	36.4	40.6	48.8	62.2	49.8	52.8
	35.0	42.0	46.4	61.2	52.8	45.4
	36.2	56.8	48.2	62.4	45.4	
平均値	36.5	45.3	46.5	62.3	49.3	
標準偏差	0.97	7.51	2.06	0.61	2.74	
変動係数	(%) 2.66	(%) 16.6	(%) 4.43	(%) 0.89	(%) 5.56	

この理由については明らかではないが、一要因として新品と使用品とでは素材の強度が最初から異なっていたためか、あるいは同一ロット材であれば加工硬化により使用品の強度が上昇した可能性が考えられる。一方、Cボルトでは新品に比べて使用品は強度が約20%低下している。この場合においても新品と使用品とが

同一ロットであったことが保証されているわけではなく、従って試験結果から直ちに使用品の強度が低下したとは断定できない。

引張強度のばらつきについて見ると、新品ではその変動係数がBボルトにおいて最も大きく4.4%になっているのに対し、使用品ではAボルトが最大であって16.6%に達している。なお、AおよびCボルトのいずれにおいても新品に比べて使用品は強度のばらつきが増加しているが、この原因として使用品では、何段目のシャフト接合に使用されるかによってボルトの使用期間や作用荷重、さらには環境などが異なるため、それらの影響が引張強さのばらつきに反映していると推察される。なお、ボルトの破断位置はいずれもチャック間のねじ部であって、首下からの破断(頭とび現象)は全く認められなかった。Fig. 6-4にボルトの破断状態を示す。

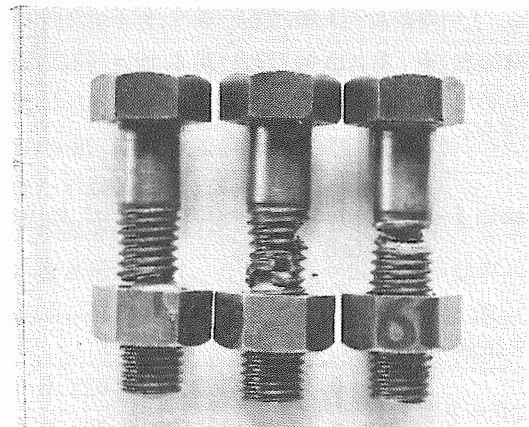


Fig. 6-4 Tensile fracture appearances of bolts.

ボルトの引張破壊状況

#### 6.4.2 疲労強度

Fig. 6-5は、Aボルトの新品および使用品に対して21kg/mm<sup>2</sup>を平均応力  $\sigma_{mean}$  として与えて疲労試験を行なったときの応力振幅  $\sigma_{amp}$  と破断までの繰返し数の関係、すなわち、S-N曲線を示したものである。両者の疲労限を比較すると、新品では3.35kg/mm<sup>2</sup>であるのに対し、使用品では2.95kg/mm<sup>2</sup>となっており疲労限度が約12%低下している。一方、高応力振幅域では逆に新品の疲労強度の減少が認められるが、これは新品の引張強度が使用品よりも低いことに基因していると推察される。なお、ボルトの破断位置はいずれもねじがナットとかみ合う最初のねじ底近傍であった。

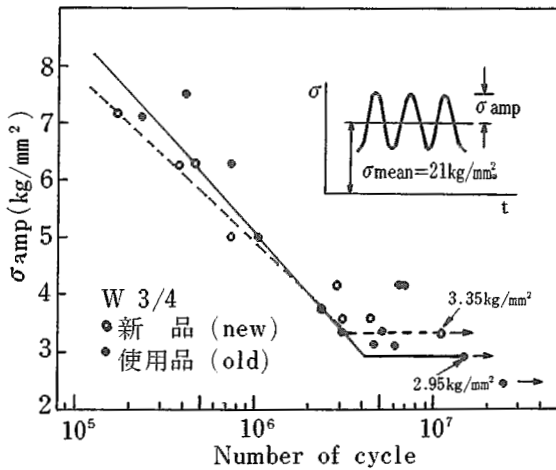


Fig. 6-5 S-N curves of A bolts (W3/4).  
AボルトのS-N曲線 (W3/4).

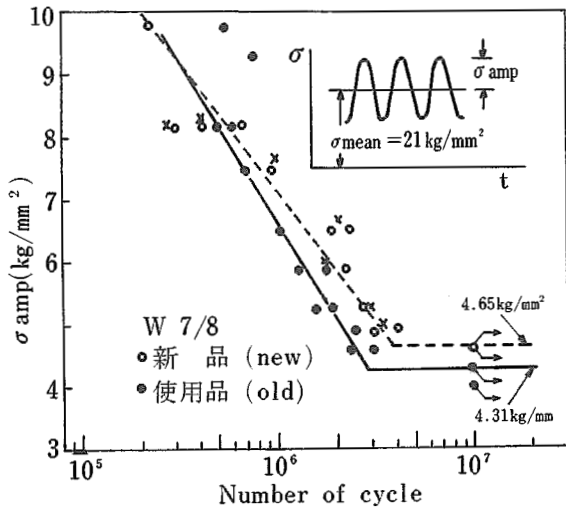


Fig. 6-6 S-N curves of C bolts (W7/8')  
CボルトのS-N曲線

Fig. 6-6 は、Cボルトの新品および使用品のS-N曲線を示したもので、新品の疲労限は4.65kg/mm<sup>2</sup>、使用品では4.31kg/mm<sup>2</sup>となっており、この場合も使用品は約8%疲労限が低下している。

破断位置について見ると、使用品はAボルトと同様いずれもナットとかみ合う第1段目のねじ底を起点として破断しているのに対し、新品ではその他に、首下からの破断が多数認められた。Fig. 6-7に、Cボルトのねじ部および首下部からの破断状態を示す。同一応力振幅における破断までの繰返し数をねじ部破断したボルトと首下破断(Fig. 6-6 中白丸右上に×を付したデータ)したボルトとを比較すると、首下からの方が繰返し数がやや減少している傾向が認められる。

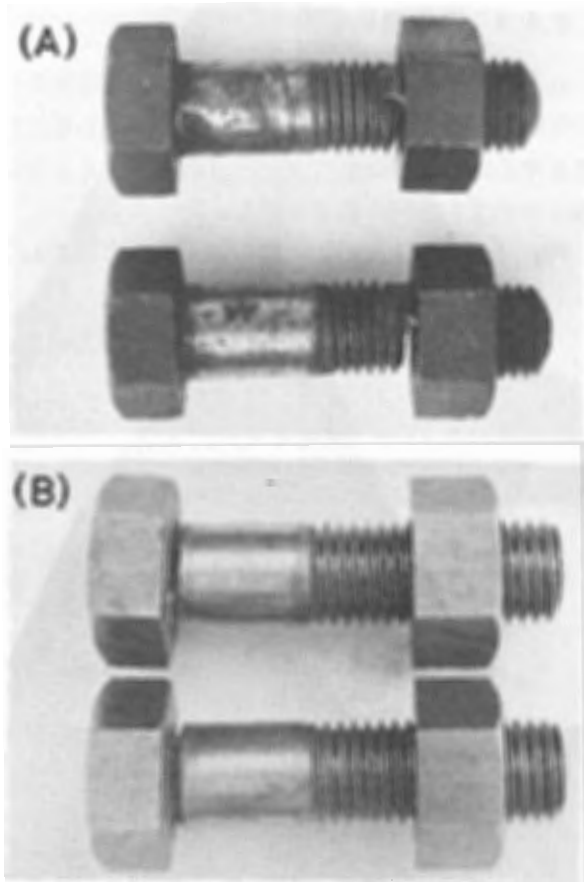


Fig. 6-7 Fatigue fracture appearances of bolts, showing failures from threads (A) and from head-to-shank section (B).

ボルトの疲労破断状況、(A)はねじ部からの破壊、(B)は首下部からの破壊を示す。

### 6.4.3 硬さ

Table 6-5 は、A、B、Cボルトのビッカース硬さの平均値および標準偏差を示したもので、Aボルトでは新品の方が硬さが低く、Cボルトでは逆に使用品の硬さが低下している。標準偏差について見ると、Bボルトが最も大きく、また、AおよびCボルトの新品と使用品の標準偏差を比較すると、いずれも使用品の標準偏差が若干大きくなっている。

Table 6-5 Vickers hardness of bolts.

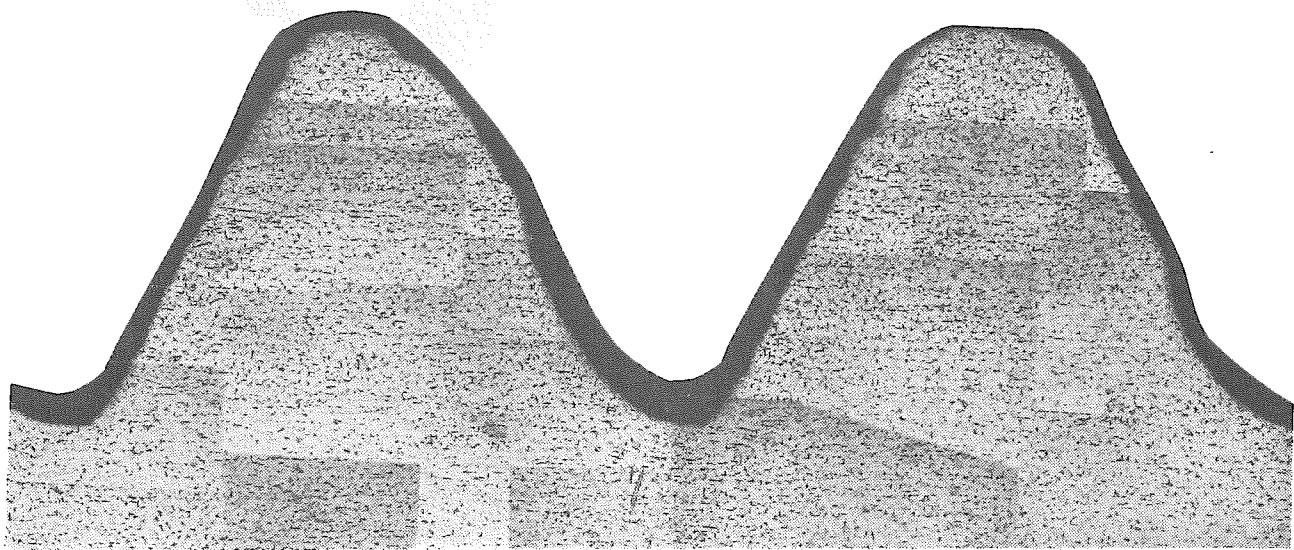
供試品 新旧別	ボルトのビッカース硬さ				
	Aボルト		Bボルト	Cボルト	
	新品	使用品	新品	新品	使用品
硬さ(HV)	159	193	192	192	126
標準偏差(HV)	4.58	6.66	11.79	7.37	8.72

#### 6.4.4 顕微鏡組織

ねじの工作状態やねじ底およびねじ山に切欠きなどの欠陥が存在するかどうかを調べるため、おもにねじ底を中心に組織観察を行なった。また、ボルトの首下部についても同様の観察を行なった。

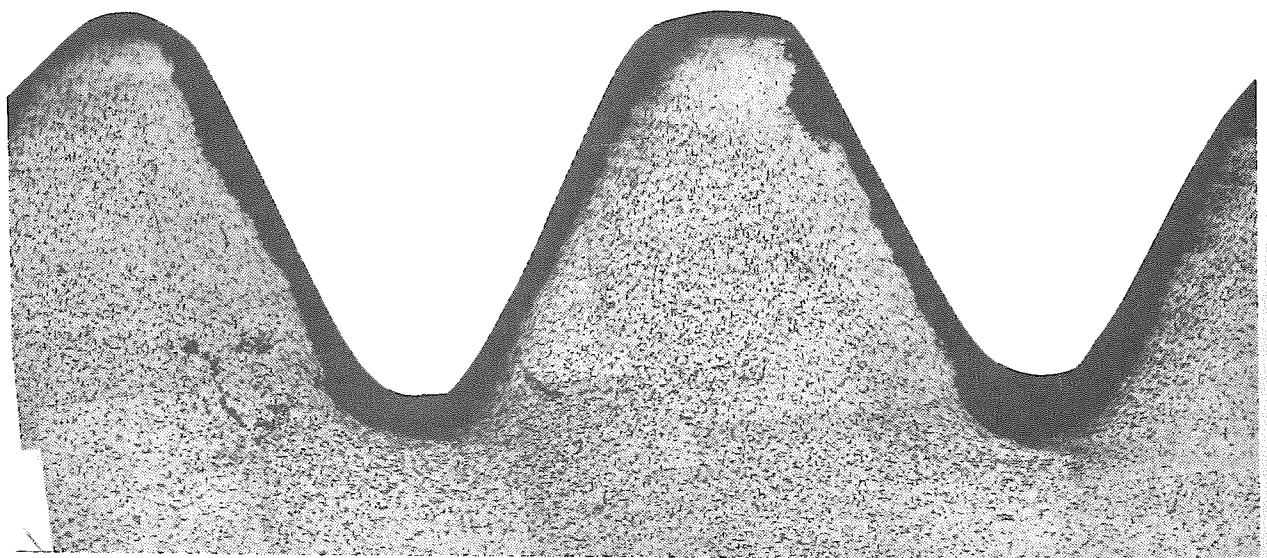
Fig. 6-8 は、Aボルトの新品および使用品のねじ底

の状態を示したもので、新品では必ずしも工作が良好ではないが、ねじ底に切欠きや組織上の欠陥は認められない。しかし、使用品ではねじ底やねじ山が腐食や変形を受けており、その形状は新品とかなり異なっている場合が多い。なお、ねじ表面の加工層の深さから判断すると、この種のボルトは切削によって作られたと推察される。



(A) New bolt. 新品ボルト

500  $\mu\text{m}$

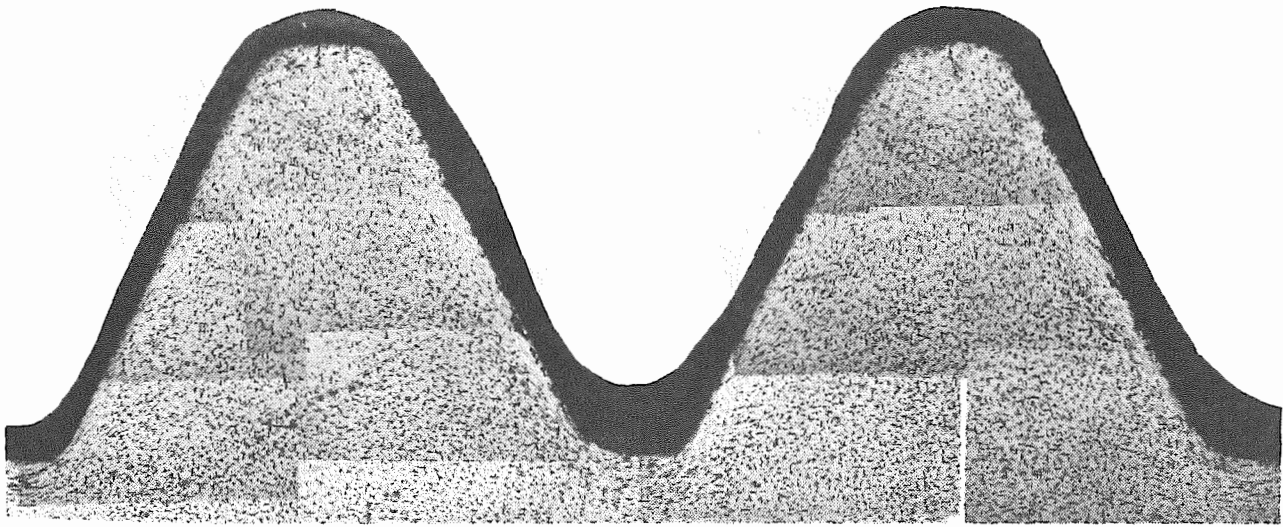


(B) Old bolt. 使用品ボルト

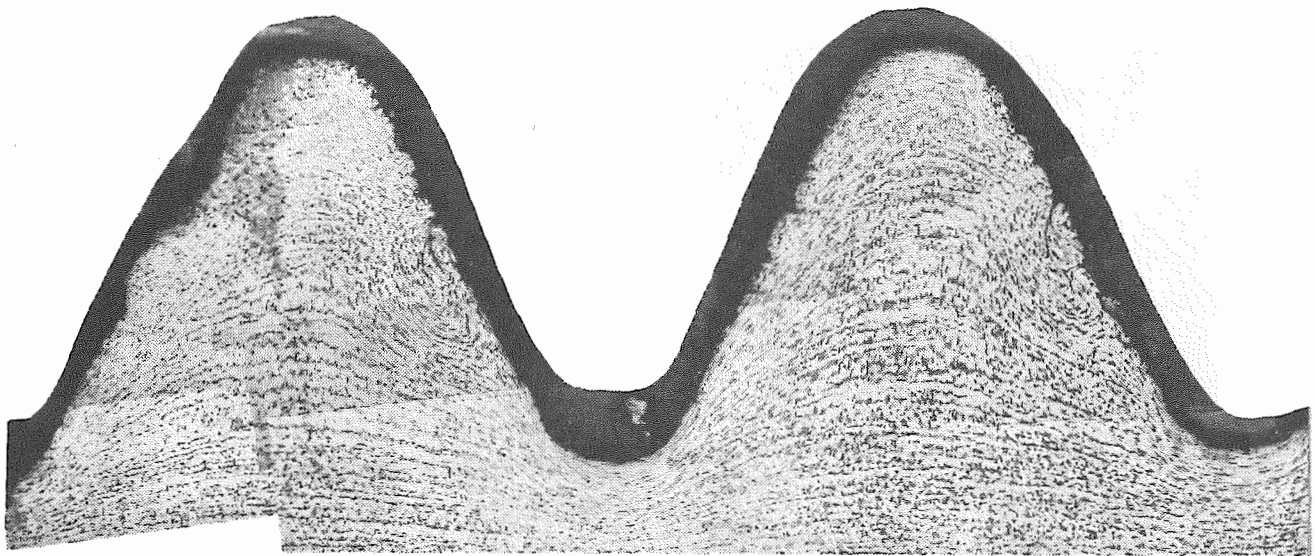
500  $\mu\text{m}$

Fig. 6-8 Micrographs of section through threads of A bolts.

Aボルト縦断面の顕微鏡写真



(A) New bolt. 新品ボルト

500  $\mu\text{m}$ 

(B) Old bolt. 使用品ボルト

500  $\mu\text{m}$ 

Fig. 6-9 Micrographs of section through threads of C bolts.

Cボルト縦断面の顕微鏡写真

Fig. 6-9は、Cボルトについて新品および使用品のねじの組織を示したもので、新品のねじの工作状態は比較的良好であるのに対し、使用品ではねじ山の一部が強い圧縮変形を受けている状態が認められる。このことは、ねじ山が変形する程の大きな荷重がシャフト継手ボルトに作用していたことを示唆している。なお、加工層の深さからこれらのボルトは転造によって作られたものと思われる。また、新品と使用品では若干金属組織が異なることや、前述した硬さに大きな差異が

見られることから、新品と使用品ではロットが異なるものと推察される。

#### 6.4.5 破面の特徴

引張破壊では、Fig. 6-10(A)に示すカップアンドコーン型の破壊やせん断方向破壊が多く認められたが、Fig. 6-10(B)に示すような疲労破壊によく見られるビーチマーク状の形態も観察された。走査電子顕微鏡観察を行なった結果、いずれの場合においても引張破壊



(A) Cup-and-cone type fracture.  
カップアンドコーン型破壊



(B) Beach marks like fracture.  
ビーチマーク状の破壊

Fig. 6-10 Tensile fracture surfaces of bolts.  
ボルトの引張破面

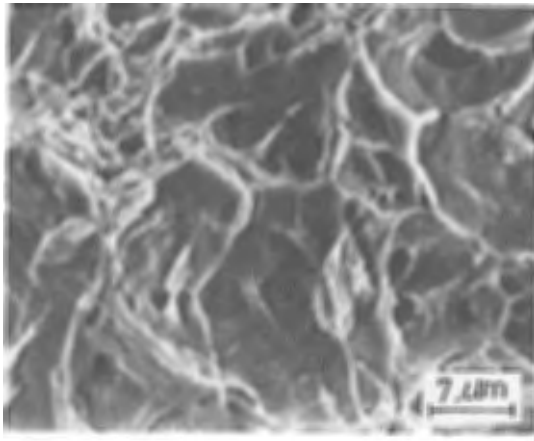


Fig. 6-11 SEM fractograph showing dimple on the tensile fracture surface of bolt.  
ボルトの引張破面に見られるデインプルの走査電顕写真

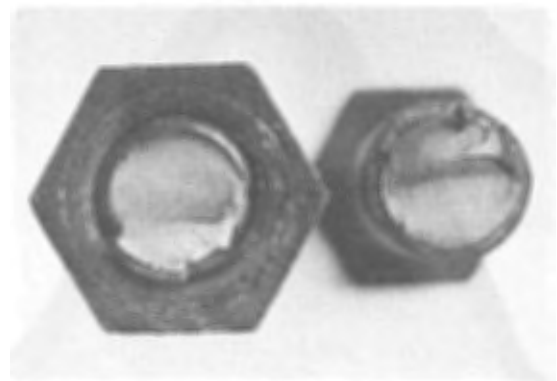


Fig. 6-12 Fatigue fracture surfaces of bolt.  
ボルトの疲労破面

の特征的形態であるデインプルが観察された。Fig. 6-11 は、ビーチマーク状模様の引張破面に見られるデインプルの例を示す。この種の形態は、ねじ底から引張方向に対してき裂がじくじぐに進行したために作られたものと推察される。

疲労破面では、ねじ部あるいは首下部のいずれで破断した場合でも破面は比較的滑らかな様相を呈している (Fig. 6-12)。しかし、応力振幅によって若干その様相は異なり、応力振幅が高い場合はき裂は1ヵ所を起点として伝ばしているが、振幅が低いときには、数ヵ所の起点が存在し複合破面を呈する傾向が認められる。このような状態は使用品ボルトに多く見られるが、

これはねじ底に存在する幾つかの腐食孔が起点となるためと推察される。なお、高応力振幅では、最も腐食されている位置からき裂が優先的に伝ばするために、多数の起点は存在しない。

Fig. 6-13は、疲労破面の走査電子顕微鏡写真を示したもので、ボルトにおいても他の多くの材料と同様、破面には疲労破壊の微視的特徴であるストライエーションが多数認められる。このため、ボルトが疲労破壊した場合、破面に見られるストライエーションの間隔を測定することにより別に示した結果<sup>5)6)</sup>を用いて、ボルトに作用していた応力振幅やき裂伝ば速度を破壊後に推定することが可能である。



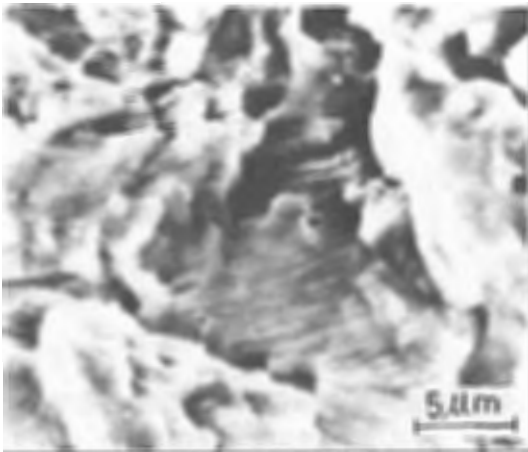


Fig. 6-13 SEM fractograph showing striations on the fatigue fracture surface of bolt.

ボルトの疲労破面に見られるストライエーションの走査電顕写真

### 6.5 ボルトに作用する応力

シャフト接合用ボルトにどの程度の応力が作用しているかを知るには実測することが望ましいが、現場での測定は必ずしも容易ではないために、本研究では簡便な計算により作用応力の推定を試みる。ここで、ロック・シャフトはFig. 6-14に示す形状とし、シャフトとの締結は、フランジの間に厚さ15mmのゴムパッキンを介してW3/4ボルト36本を用いて締付けられる構造とする。この場合、ボルトは $21\text{kg/mm}^2$ の初期締付力が与えられ、ゴムパッキンは厚さ10mmに圧縮されると仮定する。

#### 6.5.1 ボルトの応力計算に使用する記号及び数値

以下の計算に使用する記号及び数値を一括記述する。  
(シャフト、ロック関係)

- $2D_a = 1500\text{mm}$  : シャフトフランジの外径
- $2D_b = 1350\text{mm}$  : ボルト群形成円の直径
- $2D_c = 1200\text{mm}$  : シャフトの内径
- $2D_d = 1212\text{mm}$  : シャフトの外径
- $D_r = 2500\text{mm}$  : ロックの内径
- $E = 21000\text{kg/mm}^2$  : シャフト、フランジの縦弾性係数
- $e = 500\text{mm}$  : シャフトの中心軸に対する

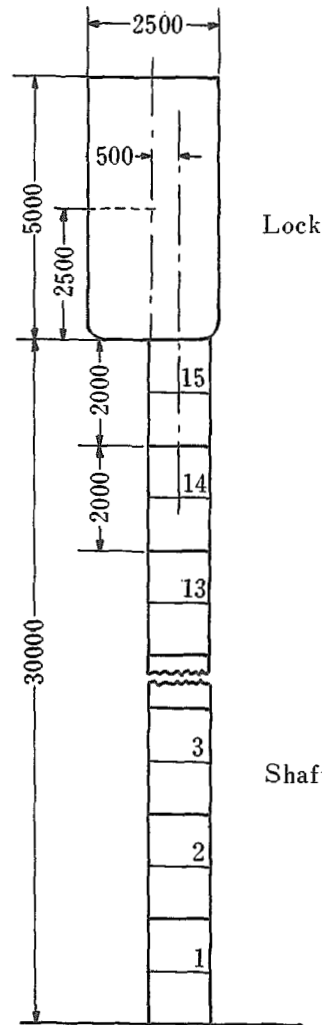


Fig. 6-14 Schematic illustration of lock and shafts.  
ロックおよびシャフトの概略図

- ロックの重心の偏心量
- $H$  : ロックに作用する水平荷重
- $h_1 = 5000\text{mm}$  : ロックの高さ
- $h_2 = 2000\text{mm}$  : ユニットシャフトの高さ
- $I = 4.1329 \times 10^9\text{mm}^4$  : シャフトの断面二次モーメント
- $L_z$  : ボルト群形成断面の断面二次モーメント
- $l = 32,500\text{mm}$  : シャフト下端からロック重心までの高さ
- $M_1$  : ロックの偏心により生じる曲げモーメント
- $M_2$  :  $H$ により生じる曲げモーメント
- $P = 2.4\text{kg/cm}^2$  : シャフト内の気圧
- $W_1 = 4000\text{kg}$  : ロックの重量

$W_2 = 600\text{kg}$  : ユニットシャフトの重量  
 $y$  : 中立軸からボルトまでの距離  
 $\delta$  : ロックの重心の水平変位量

(ボルト, パッキング, フランジ関係)

$A = 285.0\text{mm}^2$  : ボルト軸部の断面積  
 $A_R = 17,357.30\text{mm}^2$  : パッキングのボルト1本当たりの面積  
 $A_s = 218.17\text{mm}^2$  : ボルトの有効断面積  
 $B = 32.0\text{mm}$  : ナットの二面幅  
 $d = 19.05\text{mm}$  : ボルトの呼び径  
 $P_i = 20\text{mm}$  : フランジのボルト穴径  
 $d_s = 16.67\text{mm}$  : ボルトの有効断面の直径  
 $E_l = 21000\text{kg/mm}^2$  : ボルト, ナットの縦弾性係数  
 $E_R = 0.79\text{kg/mm}^2$  : パッキングの縦弾性係数  
 $K_b$  : ボルト単体の引張バネ定数  
 $K_c$  : 被締付物の圧縮バネ定数  
 $K_F$  : フランジの圧縮バネ定数  
 $K_R$  : パッキングの圧縮バネ定数  
 $K_s$  : ねじ山の変形にもとづくボルトねじ部の引張バネ定数  
 $K_t$  : ボルト・ナット結合体の引張バネ定数

$l_a = 10\text{mm}$  : ボルト軸部の長さ  
 $l_f = 34\text{mm}$  : ボルトの締付長さ  
 $l_h = 15\text{mm}$  : パッキングの厚さ  
 $l_s = l_f - l_a$  :  $l_f$ に含まれるねじ部の長さ  
 $l_\delta$  : ねじ部の弾性変形に対する等価長さ

$Q_c$  :  $W_a$ に対する被締仕部の圧縮内力

$Q_t$  :  $W_a$ に対するボルトの引張内力

$t$  : フランジの厚さ

$W_a$  : ねじ結合体に作用する引張外力

$x$  : シャフト内気圧の変動率

$\epsilon$  : ボルトの伸び

$\sigma_a$  : ボルトに作用する応力振幅

$\sigma_c$  : 内圧変動によるボルトの応力

$\sigma_m$  : ボルトに作用する平均応力  
 力

$\sigma_t$  : ねじ結合部のボルトに生じる応力

$\sigma_T$  : 初期締付応力を加えた $\sigma_t$

$\sigma_w$  : ねじ結合部全体に生じる応力

$\phi$  : ねじ結合部におけるボルトの内力係数

### 6.5.2 ロック・シャフトが振動しないときのボルトに対用する外的応力

15段に積まれたシャフトが内圧 $2.4\text{kg/cm}^2$ を受けて静止している場合, シャフト固定端のボルトに作用する応力をまず求める。この場合, シャフト最下段に働く力としては, 内圧 $P$ とロックおよびシャフトの総重量( $W_1 + 15W_2$ ), ロックの偏心による曲げモーメント $M_1$ であり, 偏心によるたわみが偏心量に比べて小さいと仮定すると, ボルトに作用する外的応力 $\sigma_1$ は

$$\sigma_1 = \frac{\frac{\pi}{4}(2D_c)^2 P - (W_1 + 15W_2)}{36A_s} + \frac{M_1 y}{I_z} \dots\dots (1)$$

ここで, ボルトはFig. 6-15に示すようにシャフト断面上に $\theta = 10^\circ$ ずつ36本配列されているとすると, ボルトの断面二次モーメント $I_z$ は,

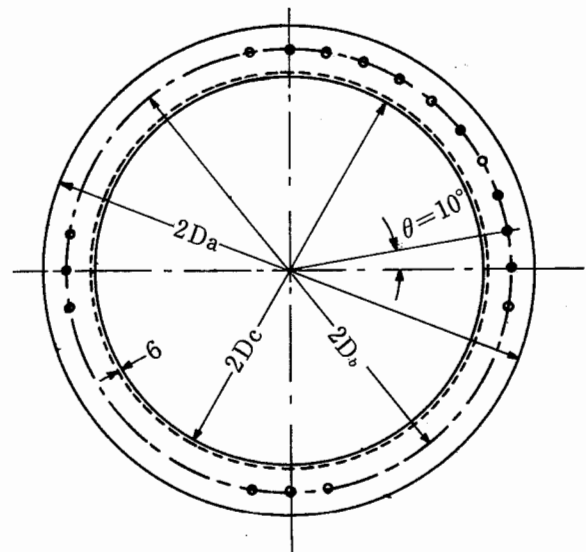


Fig. 6-15 Schematic illustration of section of shaft with flange.

シャフトフランジ部の断面の概要図

$$I_z = \frac{36 \cdot A_s \cdot (D_o)^2}{2} = 1.7893 \times 10^9 \text{ mm}^4 \dots\dots\dots (2)$$

各数値を(1)式に代入して、ボルトに作用する最大外的応力を求めると

$$\sigma_1 = \frac{\frac{\pi}{4}(1200)^2 \times 0.024 - (4000 + 15 \times 600)}{36 \times 218.17} + \frac{4000 \times 500 \times 675}{1.7893 \times 10^9} = 2.56 \text{ kg/mm}^2$$

**6.5.3 ロック・シャフトが水平振動する場合のボルトに作用する外的応力**

シャフトは沈下時あるいは土砂搬出時において振動が発生する。この振動によってロック中心で $\delta_1 = 50\text{mm}$ および $\delta_2 = 100\text{mm}$ のたわみが生じたときの水平方向荷重Hを求める。この場合、便宜的にロック重心に集中荷重が作用する継手なしの片持梁として、たわみから荷重を求める。

$$H = \frac{3EI\delta}{l^3} \dots\dots\dots (3)$$

$\delta = 50\text{mm}$ では

$$H_1 = \frac{3 \times 21000 \times 4.1329 \times 10^9 \times 50}{(32500)^3} = 379.25 \text{ kg}$$

$\delta = 100\text{mm}$ では

$$H_2 = \frac{3 \times 21000 \times 4.1329 \times 10^9 \times 100}{32500^3} = 758.50 \text{ kg}$$

水平方向荷重により曲げモーメント $M_2$ がシャフトに作用するため、シャフト最下段のボルトにかかる最大応力 $\sigma_2$ は、(1)式の1項を $\sigma_0$ として

$$\sigma_2 = \sigma_0 + \frac{(M_1 + M_2)y}{I_z} = \sigma_0 + \frac{(W_1e + Hl)y}{I_z} \dots\dots (4)$$

$\delta = 50\text{mm}$ について $\sigma_2$ を求めると

$$\begin{aligned} \sigma_2 &= 1.80 + \frac{(4000 \times 500 + 379.25 \times 32500) \times 675}{1.7893 \times 10^9} \\ &= 7.20 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

$\delta = 100\text{mm}$ では

$$\begin{aligned} \sigma_2 &= 1.80 + \frac{(4000 \times 500 + 758.50 \times 32500) \times 675}{1.7893 \times 10^9} \\ &= 11.85 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

以上は、たわみがロックの偏心方向と同方向に生じた場合について求めたが、逆方向にたわんだときには(4)式のHlを負として、同位置のボルトの応力 $\sigma_3$ を求めると

$\delta = -50\text{mm}$ では

$$\sigma_3 = 1.80 + \frac{(4000 \times 500 - 379.25 \times 32500) \times 675}{1.7893 \times 10^9}$$

$$= -2.09 \text{ kg/mm}^2$$

$\delta = -100\text{mm}$ では、同様の計算により

$$\sigma_3 = -6.74 \text{ kg/mm}^2$$

以上の結果から、ロックが水平方向に $\pm 50\text{mm}$ たわみを生じた場合、曲げモーメントが最大になる位置のボルトは7.20から $-2.09 \text{ kg/mm}^2$ 、また $\delta = \pm 100\text{mm}$ では11.85から $-6.74 \text{ kg/mm}^2$ の外的振動応力が作用する。

**6.5.4 内圧変動**

ロック・シャフト中の内圧は、ロック開閉に伴ない若干内圧が変動することが予想される。また、減圧によりロックを沈下させる場合には、減圧だけの圧力変動が生じる。今、X%内圧変動が生じたとすると、ボルトには

$$\sigma_c = \left\{ \left( \frac{\pm X}{100} \right) \cdot P \cdot \frac{\pi}{4} (2D_c)^2 \right\} / 36A_s \dots\dots (5)$$

だけ変動応力が作用する。

**6.5.5 ボルトに作用する内的応力**

6.5.1~6.5.3においてボルトに作用する外的応力を求めたが、これらの応力が直接ボルトの初期締付応力にプラスされるわけではない。すなわち、初期締付力Qを与えることによってボルトはQの引張力を、また被締付物(フランジおよびゴムパッキン)にもQの圧縮力が作用している。しかるに、ねじ結合体に引張外力 $W_a$ が作用したときボルトには $Q_t$ になる引張力が追加され、被締付物からは $Q_c$ なる圧縮力が失われ、ボルトの長さは $\epsilon$ だけ伸びる。ボルトの単位伸びあたりの荷重すなわち引張ばね定数を $K_t$ 、被締物の圧縮ばね定数を $K_c$ とすれば

$$\left. \begin{aligned} Q_t &= K_t \cdot \epsilon \\ Q_c &= K_c \cdot \epsilon \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

力のつりあいから外力 $W_a$ は

$$W_a = Q_t + Q_c = (K_t + K_c) \epsilon$$

$$\therefore \epsilon = \frac{W_a}{K_t + K_c} \dots\dots\dots (7)$$

(8)式を(7)式に代入して

$$\therefore Q_t = \frac{K_t}{K_t + K_c} W_a = \phi W_a \dots\dots\dots (8)$$

ボルト・ナット結合体の引張ばね定数 $K_t$ は、ボルト

単体としてのばね定数  $K_b$  とナット結合部のねじ山の変位に基づくばね定数  $K_s$  によって定まる。

$$\frac{1}{K_t} = \frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_s} \quad \dots\dots\dots (9)$$

$K_b$  は、長さ  $l_f$  内にあるボルト軸部の長さを  $l_a$ 、その断面積を  $A$ 、ねじ部長さを  $l_s$ 、その有効断面積  $A_s$  とすれば、次式によって与えられる。

$$\frac{1}{K_b} = \frac{1}{E_1} \left( \frac{l_a}{A} + \frac{l_s}{A_s} \right) \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここで、 $E_1$  はボルト・ナットの弾性係数である。

$K_s$  は、ねじ部の弾性変位に対する等価長さを  $l_s$ 、ボルトの有効断面直径を  $d_s$  とすると

$$K_s = E_1 \cdot A_s / l_s \quad \dots\dots\dots (11)$$

$l_s$  は、ボルトの有効断面直径を  $d_s$  とすると、 $l_s \approx 0.6 d_s$  によって近似されることが実験的に示されており<sup>8)</sup> したがって  $K_s$  は

$$K_s = E_1 \cdot A_s / 0.6 d_s \quad \dots\dots\dots (12)$$

(10) および (11) 式を (9) 式に代入して

$$\frac{1}{K_t} = \frac{1}{E_1} \left( \frac{l_a}{A} + \frac{0.6 d_s + l_s}{A_s} \right) \quad \dots\dots\dots (13)$$

被締付物の圧縮ばね定数  $K_c$  を求めるには、フランジの圧縮ばね定数  $K_F$  とゴムパッキンの圧縮ばね定数  $K_R$  を考慮する必要がある。フランジおよびゴムパッキンの縦弾性係数をそれぞれ  $E$ 、 $E_R$ 、パッキンの厚さを  $l_h$ 、ボルト 1 本当りのパッキンの面積を  $A_R$  とすると、被締付物の圧縮ばね定数  $K_c$  は次式により与えられる。

$$\frac{1}{K_c} = \frac{1}{K_F} + \frac{l_h}{E_R} \cdot \frac{1}{A_R} \quad \dots\dots\dots (14)$$

ここで、フランジの圧縮ばね定数は、次の実験式<sup>9)</sup> によって与えられている。

$$K_F = \frac{E_1}{l_f} \cdot \frac{\pi}{4} \left\{ \left( B + \frac{2t}{10} \right)^2 - D_i^2 \right\} \quad \dots\dots\dots (15)$$

ここで、 $B$  はナットの二面幅、 $t$  はフランジ厚さ、 $D_i$  はフランジボルトの穴径である。今  $l_f \approx 2t$  とし (14) 式、(15) 式を (13) 式に代入すると

$$\frac{1}{K_c} = \frac{8t}{\pi \cdot E_1 \left\{ \left( B + \frac{2t}{10} \right)^2 - D_i^2 \right\}} + \frac{l_h}{E_R \cdot A_R} \quad \dots\dots\dots (16)$$

6.5.1 に示す数値を用いて、(13) 式・(16) 式からボルトの引張ばね定数  $K_t$  および被締付物の圧縮ばね定数  $K_c$  を求める。

$$\frac{1}{K_t} = \frac{1}{21000} \left( \frac{10}{295.0} + \frac{0.6 \times 16.67 + 24}{218.17} \right)$$

$$\therefore K_t = 109983.05 \text{ kg/mm}$$

$$\frac{1}{K_c} = \frac{8 \times 12}{\pi \times 21000 \left\{ \left( 32 + \frac{2 \times 12}{10} \right)^2 - 20^2 \right\}} + \frac{15}{0.79 \times 17357.30}$$

$$\therefore K_c = 912.66 \text{ kg/mm}$$

(9) 式に  $K$  および  $K_c$  の値を代入するとボルトの引張内力  $Q_t$  は

$$Q_t = \frac{109983.05}{109983.05 + 912.66} W_a = 0.9918 W_a$$

上式の  $Q_t$  をボルトの内的応力  $\sigma_t$ 、 $W_a$  をボルト・ナット結合体の外的応力  $\sigma_w$  に置きかえる。

$$\sigma_t = 0.9918 \sigma_w \quad \dots\dots\dots (17)$$

$\sigma_w$  に水平振動が生じない場合のボルトの外的応力  $\sigma_1$  を代入し、このときのボルトの内的応力  $\sigma_{t1}$  を求めると

$$\sigma_{t1} = 0.9918 \times 2.56 = 2.54 \text{ kg/mm}^2$$

ボルトは初期締付力  $21 \text{ kg/mm}^2$  が与えられているので、この場合にボルトに作用する応力  $\sigma_{T1}$  は

$$\sigma_{T1} = 21 + 2.54 = 23.53 \text{ kg/mm}^2$$

$\delta = 50 \text{ mm}$  のたわみがロックに生じるときのボルトの応力  $\sigma_{T2}$  は

$$\sigma_{T2} = 21 + 0.9918 \times 7.20 = 28.14 \text{ kg/mm}^2$$

$\delta = 100 \text{ mm}$  では

$$\sigma_{T3} = 21 + 0.9918 \times 11.85 = 32.75 \text{ kg/mm}^2$$

$\delta = -50 \text{ mm}$  では

$$\sigma'_{T2} = 21 + 0.9918 \times (-2.09) = 18.93 \text{ kg/mm}^2$$

$\delta = -100 \text{ mm}$  では

$$\sigma'_{T3} = 21 + 0.9918 \times (-6.74) = 14.32 \text{ kg/mm}^2$$

以上の結果から、 $\delta = \pm 50 \text{ mm}$  が連続して生じたとき、ボルトに作用する応力振幅  $\sigma_a$  は

$$\sigma_a = (\sigma_{T2} - \sigma'_{T2}) / 2 = 4.61 \text{ kg/mm}^2$$

平均応力  $\sigma_m$  は

$$\sigma_m = (\sigma_{T2} + \sigma'_{T2}) / 2 = 23.54 \text{ kg/mm}^2$$

$\delta = \pm 100$  では

$$\sigma_a = 9.22 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_m = 23.53 \text{ kg/mm}^2$$

これらの結果は内圧変動を考慮していないが、内圧

が30%変動したときには、ボルトは $1\text{kg}/\text{mm}^2$ 程度の応力が作用する。なお、水平振動と圧力変動が同期する場合は比較的少ないと思われるため、上記の計算には内圧変動の影響を含めなかった。

以上の計算で示したように、ロックのたわみが $100\text{mm}$ 生じたときには降伏点程度の応力がボルトに作用する。この応力を軽減するための一方法として、(8)式の $\phi$ を減少させると良い。このためには、弾性係数の高いゴムパッキンの使用が望まれる。

## 6.6 考 察

AおよびCボルトについて新品と使用品の強度の比較を行なった結果、Aボルトでは新品の引張強度が使用品よりも低いにもかかわらず疲労限は逆に新品の方が増加している。この要因として、使用品では腐食によりねじの有効断面積が減少していることや、ねじ底に腐食孔状の切欠きが作られているためと推察される。一方、Cボルト使用品の腐食の程度はAボルトよりもかなり少なかったが疲労限が新品よりも低下している原因は、素材そのものの材料強度が新品よりも低いためと推察される。また、Cボルトの新品ではねじ部の他に首下部から疲労破壊したものがかなり認められたが、これはねじを転造によって成形後、軸部および首下を旋盤加工を行なったことにより、首下の一部に切欠きが作られたためと考えられる。Fig. 6-16a は首

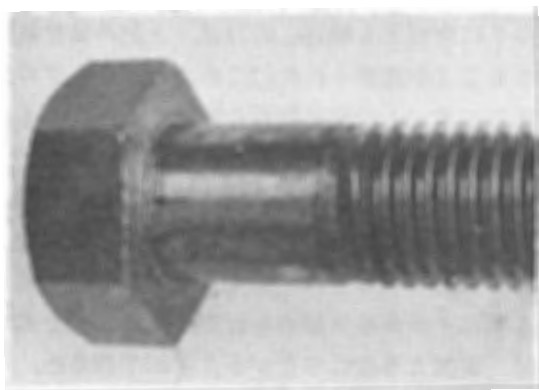


Fig. 6-16 a Bolt showing fissure (at arrows) at head-to-shank radius.  
首下部にきず(矢印)のあるボルト

下に作られた切欠き状の欠陥を示したもので、Fig. 6-16b は首下部縦断面の顕微鏡写真である。顕微鏡写真に見られるように、首下部にき裂が入っている状態は認められなかったが、わずかな切欠きは存在している。このため疲労試験では、き裂は首下部に旋盤加工によって作られた切欠きを起点として発生していると推察される。なお、何本かの新品Cボルトは、首下部に切欠きが作られておらず、このようなボルトでは破壊はねじ部から生じている。

新品Cボルトでは、転造後のバリ取りおよびボルト頭部とフランジの当り面を良くする目的で旋盤加工を行なったと推定されるが、旋盤加工はかなり粗雑であっ

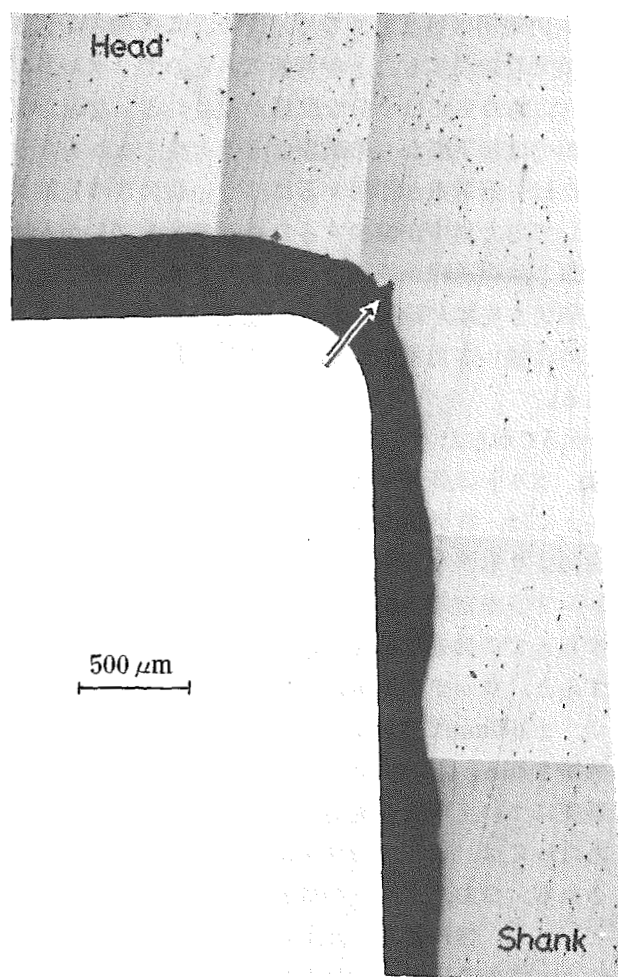


Fig. 6-16 b Micrograph of unetched section through head-to-shank radius. Arrow indicates a notch formed by machining.  
首下部縦断面の顕微鏡写真。矢印は切削によって作られた切欠きを示す。

て軸部にも荒いバイト目が認められる。したがってこのような加工を行なった場合は、かえって疲労強度を減少させる結果となる。また、前記したように首下部とねじ部から破壊したボルトの破断までの繰返し数を同一応力振幅で比較した場合、首下破断の方が繰返し数が若干減少する傾向が認められる。しかし、これはボルトが新品であるため、この種のボルトが現場で使用された場合には §6.4 で示したようにねじ山が変形する程の大荷重や腐食環境にさらされるため、一層疲労強度は減少するものと考えられる。さらに、一たん首下部にき裂が入ったボルトが大きな衝撃荷重を受けるような場合には、尻無川潜函工事の例と同様ボルトの頭とびの原因となる。したがって、このようなボルトの使用は好ましくなく、また、この種の切欠きは肉眼でも識別することが可能であるので、ボルトの受入れにあたっては十分な配慮が望まれる。なお、引張試験では首下部からの破壊は1件も生じなかったが、これは引張荷重が作用するに伴ない切欠きの先端が鈍化して応力集中が減少するためと考える。しかるに、引張と除荷過程が繰返される疲労では、引張で鈍化した切欠き先端が除荷の際の圧縮過程で再せん鋭化するために強い応力集中が生じることに起因すると推察される。

6.5で示したように、ロックが100mm たわむときには、ボルトは降伏する程度の応力を受ける。また、ボルトには、疲労試験によって得られた新品ボルトの疲労限よりもかなり高い応力振幅が作用する。たとえば、シャフト固定端に用いられたW3/4ボルトが疲労破壊するまでの繰返し数をFig. 6-5のS-N曲線から推定すると、ロックが±50mmたわむときには10<sup>6</sup>回で、また、±100mmでは約4.5×10<sup>4</sup>回で疲労破壊を起こすと推察される。このため、設計においてはボルトの疲労強度について十分な配慮が必要であり、また、使用にあたっては、ボルトの使用期間を厳守することが要求される。なお、ボルトの残存時間強度が十分であったとしても、使用したボルトは腐食や局所的な塑性変形によって生じる微小切欠きなどのために疲労限が低下するので、同一ボルトを他の現場に転用することは絶対避けるべきである。

Fig. 6-5, 6 に示した疲労試験は平均応力を21kg/mm<sup>2</sup>として得られた結果であるが、ボルト・ナット結合体として計算により得られた平均応力は23.5kg/mm<sup>2</sup>であって、試験で設定した値とは異なっていた。しか

し、ボルトの場合、平均応力は疲労限にほとんど影響しないことが報告<sup>5)</sup>されており、したがって、Fig. 6-5, 6の結果は潜函工用ボルトの疲労強度としてそのまま使用できる。

6.5の計算は、シャフトが15段積まれたときだけについて行なったが、実際にはシャフトは1段ずつ積まれるため、その段数によって内圧やシャフトのたわみが異なり、したがってシャフト固定端のボルトの作用応力も異なる。このため各段ごとに(4)および(9)式を用いてボルトの応力を求め、それらの結果を累積損傷則によって評価する方法が実際的と思われる。

本稿では、ねじのピッチ誤差について特に触れなかったが、加工の不適や使用中の腐食あるいは大荷重による塑性変形を受けるときにはピッチ誤差が生じ、ねじは、1山だけが荷重を受け持つ結果となるため、本来の強度がかなり低下する。このため、ピッチ誤差も考慮したボルトの受入れおよび管理が望まれる。

## 6.7 む す び

潜函工用ボルトについて、引張および疲労試験を行なうと共に、簡便式を用いてボルトの強度について若干の検討を加えた。その結果、引張強度のばらつきは新品に比べてかなり増加していた。ボルトの疲労限は3~4.6kg/mm<sup>2</sup>の範囲であって、新品よりも使用品の疲労強度の減少が認められた。なお、ロックが±50mm程度以上水平方向にたわむ場合、シャフト固定端のボルトに作用する繰返し応力は、上記の疲労限以上に達することが推察された。このため、ロックのたわみに応じてボルトの使用期間を厳守するか、あるいは疲労強度の高いボルトの使用が望まれる。また、一現場で使用したボルトは他の現場に転用しない方法を講じることが勧められる。新品ボルトでは、加工時に頭と軸部との境界に作られた切欠きを起点として疲労破壊するボルトがかなり認められた。このような頭とび現象は、直接大事故につながるものが予想され、また、この種の切欠きは肉眼でも十分識別可能であるので、ボルトの受入れには十分な配慮が望まれる。

最後に本試験に際し、ボルトを提供された建設会社に対し深謝する。なお、ボルトの応力計算は、山本晃著、「ねじ締結の理論と計算」養賢堂をおもに参考にしたことを付記する。

## 6.8 文 献

- 1) 井上威恭, 日本ねじ研究協会誌, 5-9(1974), 248.
- 2) 労働災害科学調査団, 尻無川水門下部工事における労働災害に関する調査報告書, 昭和45年
- 3) 池田馨, 中川元, 光永公一, 日本機械学会論文集, 36-290(昭和45年), 1935
- 4) 大滝英征, 日本機械学会論文集, 37-303(昭和46年), 219.
- 5) 大滝英征, 佐々木務, 日本機械学会論文集, 42-360(昭和51年), 2591.
- 6) 橋内良雄, 田中正清, 秋山英司, 近藤大二, 日本機械学会論文集, 42-364 (昭和51年), 3669.
- 7) 橋内良雄, 日本機械学会論文集, 44-378 (昭和53年), 385.
- 8) 山本晃: ねじ締結の理論と計算, 養賢堂
- 9) 山本晃, 機械の研究, 20-5(1968), 762.