

Geoff thought you might like this  
in Japanese Doc

# THE YIELDING OF FASTENINGS DURING TIGHTENING

## 締結のさいのねじ結合体の降伏



P. J. Gill \*

P.J. ギル\*

### 1. 緒言

荷重を受ける部品の設計において、外力の作用しているときに降伏を起こさないということを確実にするのが一般的法則である。従って、ふつうすべての重要な部品の降伏荷重水準は既知であるか、少くともかなりよく推定できる。その時設計者はこれらの水準を適当な安全率によって外力より高くし、予想される変形を無視しうる僅かな弾性変形に限られるようにする。

ボルトの直径の決定および締結方法の仕様の決定の場合は、この法則に対し重要な例外となりうる。これは、締結のさいのボルトねじ部の降伏が許しうらただけでなくて、大ていの場合に有利であるからである。この記事では上述のことを説明する。

### 1. Introduction

In the design of load carrying parts it is a general rule to make sure that yielding will not occur under service loading. Usually, therefore, the yield load level of all important parts is known or at least closely estimated. The designer then ensures that these levels exceed the service loads by a suitable factor of safety so that the only deformations to be anticipated are the usual minute elastic ones, which are negligible.

In the determination of diameters of bolts and the specification of tightening procedures an important exception can be made to this rule. This is because shank yielding during tightening is not only allowable - in most cases it is advantageous. This statement is explained in this article.

### 2. Retention of bolt load after yield at tightening

Some student engineers fear that when a bolt is tightened well beyond yield it loses the ability to exert a clamping force on the joint members. We can show that this is not the case. In Figure 1 line OYXU is the load extension graph for a bolt in a joint and line OJ is the load deformation line for the joint members. We now imagine that tightening has been taken well beyond the yield point Y and up to a clamping force P where the bolt and joint member conditions are those shown at X and J respectively. After tightening, the joint members can only lose compressive load by losing some of their compressive strain, i.e. by increasing in thickness. In order to increase in thickness they would have to push out against the bolt and nut and so increase the extension of the bolt. This would require a pushing load which would have to be maintained at least at levels along the line XU. But the joint members cannot

### 2. 締付のさい降伏を起こした後のボルト荷重の保持

見習い中の技術者は、ボルトが降伏点をすっかり越えて締付けられると、それは締付け片に締付け力を及ぼす能力を失なうと心配する。われわれは事実はそうでないということを示すことができる。図1において、線OYXUはねじ締結体におけるボルトに対する荷重伸び線図であり、線OJは締付け片に対する荷重変形線である。締付けが降伏点Yをすっかり越えて締付け力Pに達するまで行なわれ、ボルトおよび締付け片の状態がそれぞれXおよびJで示されるとしよう。締付け後に、締付け片が圧縮荷重を失うことができるのはその

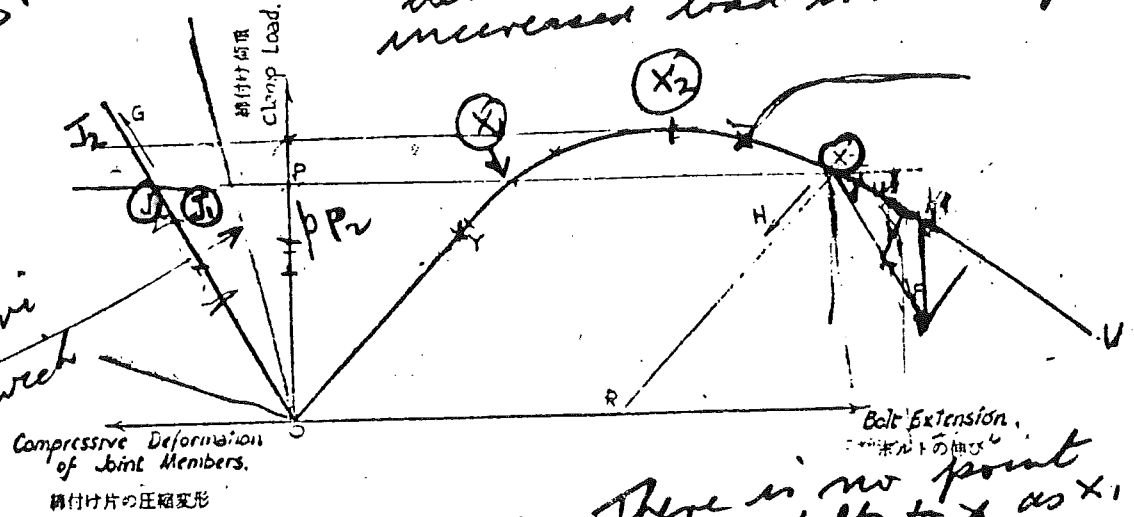
\* GKN Fasteners Ltd.

\* GKN社

Members are  
tightly Stronger

Sandwich  
= Bolt  
mass.

massive  
Sandwich



difference between  
slope of OJ line & X V  
determines how little of  
increased load is seen by Bc

FIG. 1. There is no point  
yielding bolt to X as X1  
is same X2 is max.

exert loads at these levels. They can only exert loads at levels along the lower line XF. This is because when their compressive strain decreases their compressive load falls from J towards O and XF is parallel to JO.

It could be shown by a similar argument that the bolt of course cannot lose tension by squeezing the plates. Squeezing of the plates requires an increasing load (arrow G) whereas the bolt can only exert a decreasing load (arrow H).

Thus, apart from small relaxation losses, a bolt tightened beyond yield is able to retain its induced tension.

### 3. The performance of yield-tightened bolts in service

When a bolt is tensioned by tightening, the shank torsion arising from thread friction make its yield and ultimate loads lower than the corresponding values in pure tension. This is shown on a theoretical basis in Figure 2. If a bolt were tightened to the point X and then loaded in pure tension as a result of loads on its joint, the subsequent relationship between bolt tensile load and bolt extension would follow the lines XYZ. (This again is a theoretical representation, for a practical demon-

圧縮歪のいくらかを失う、すなわちその厚さを増すことによってだけである。厚さを増すためには、締付け片がボルトとナットを外側へ押し、ボルトの伸びを増加させなければならないことになる。これには少くとも線XUに沿っての水準に保たれる押す荷重が必要である。しかし締付け片はこの水準で荷重を働かせることはできない。締付け片は下側の線XFに沿っての水準で荷重を働かせることができるにすぎない。これはその圧縮歪が減少するとき、その圧縮荷重はJからOに向けて減少し、XFはJOに平行であるということによる。

ボルトも締付け片を押しつけることによって引張り力を失うことはできないということと同じような議論によって示すことができる。締付け片を押しつけるには増加する荷重(矢印G)が必要であるのに、ボルトは減少する荷重(矢印H)を働かすことができるにすぎない。

こうして、小さい弛緩損失を別にするれば、降伏点を越えて締付けられたボルトはその与えられた引張り力を保持することができる。

### 3. 降伏締付けされたボルトが外力を受けた場合の性能

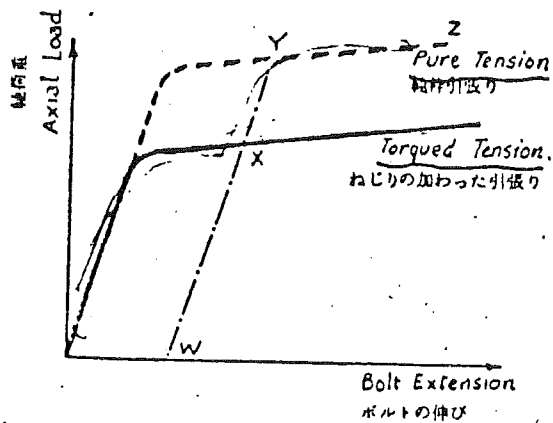


FIG. 2.

stration of this behaviour see Reference 1). In other words when the tightened and yielded bolt is subjected subsequently to pure tension it is able to behave elastically until its line of elastic deformation XY meets the "Pure Tension" load extension graph at Y.

Thus, under service loading on the joint, the bolt is able to perform as though it had never yielded at all. In fact it performs the same as a bolt with

- a) an initial load extension graph WYZ
- b) a yield point Y
- c) a tightening tension Y at a lower level than Y

If the service load 'S' on the joint does not take the bolt beyond\* the yield point Y and if the joint members do not separate, the bolt "feels" only a small proportion of 'S', given by:

$$\text{additional load on bolt} = \frac{Sb}{j+b} \cdot \frac{x}{g}$$

- where S = service load
- b = stiffness of fastening (load/deformation)
- j = stiffness of joint members (load/deformation)
- $\frac{x}{g}$  = factor (< 1) governed by load application, see references 2 and 3

\* The case of a service load 'S' taking the bolt beyond the yield point 'Y' is dealt with under the heading "Use of Yielding in the Design of Load Indicating Fastenings."

ボルトを締付けによって引張るとき、ねじ部の摩  
擦から起こるボルトねじ部の振りがその降伏荷重  
および破断荷重を純粋の引張りにおける対応す  
る値よりも低くする。これは図2で理論的根きよ  
により示される。もしボルトが点Xまで締付けら  
れ、締付け片に作用する荷重の結果として純粋な  
引張りで負荷されるなら、ボルトの引張り荷重と  
ボルトの伸びは線XYZに従うであろう。(これ  
は再び理論的表現で、この挙動の実証に対しては  
文献1を見よ)。いいかえれば、締付けて降伏を  
起こしているボルトがひきつづき純粋な引張りを  
受けるときはその弾性変形線XYが「純粋な引張  
り」の荷重伸び線図と、Yでぶつかるまで弾性的に  
挙動することができる。

このようにして、締結体に外力が作用する場合、  
ボルトはあたかもそれが少しも降伏しなかったよ  
うに働くことができる。事実それは次のような性  
能をもったボルトと同じである。

- a) 始めの荷重伸び線図WYZ
- b) 降伏点Y
- c) Yより低い水準の締付け引張力X

もし締結体に作用する外力 'S' がボルトに降  
伏点Y以上の荷重を起こさず\*、また締付け片が分  
離しないならば、ボルトには次の式で与えられる、  
'S' の小部分のみが作用する。

$$\text{ボルトに作用する追加荷重} = \frac{Sb}{j+b} \cdot \frac{x}{g}$$

ただし S = 締結体に作用する外力

b = ボルト・ナット系のばね定数  
(荷重/変形)

j = 締付け片のばね定数  
(荷重/変形)

$\frac{x}{g}$  = 荷重の作用状態に支配される因  
子 (< 1), 文献2および3を  
見よ

\* 締結体に作用する外力 'S' がボルトに降伏点Y以  
上の荷重を起こす場合は5節で取扱う。

*Therefore, tightening beyond yield does not effect the ability of the bolt to withstand the effects of subsequent service loading on the joint.*

#### 4. Advantages of tightening beyond yield

Tightening beyond yield is invariably synonymous with tightening to high levels of bolt pre-tension. High pre-tensions are good for joint performance because:

- a) They give a substantial margin of safety against joint separation under service loading. This is important because, when joint separation is prevented, the service loading is resisted mainly by the joint members and only a small proportion of it is taken by the bolt. If joint separation does occur the load taken by the bolt can become dangerously high. The resulting advantage of high pre-tension is therefore an improved resistance to bolt fatigue.
- b) The possibility that shear loads on the joint can be taken by friction at the mating surfaces of the joint members. This is particularly important in structural engineering.
- c) Resistance to loosening.

Tightening beyond yield also simplifies tightening methods:

- d) Structural engineers in North America, the UK and elsewhere use a "Turn of nut" method of tightening which simply involves a nominal clamping torque followed by a specified nut rotation which is high enough to ensure that bolt yield occurs. By ensuring bolt yield the necessary high bolt pre-tension is automatically assured.
- e) A skilled fitter can induce beneficially high pre-tensions simply by sensing when bolt yield is occurring.
- f) Electronic devices have been developed to perform the same function as 'e'.

The practice of tightening bolts well into yield has been advanced considerably in the North American structural engineering industry which in the

従って、降伏点を越えての締付けは締結体に引きつづき作用する外力の影響に耐えようというボルトの能力を変えない。

#### 4. 降伏点をこえての締付けの利点

降伏点をこえての締付けはボルトの初締付け力の高い水準までの締付けと常に同じ意味をもつ。高い初締付け力は締結体の性能に対してよい。その理由は

- a. 高い初締付け力は外力が作用するとき締付け片の分離に対して多大の安全余ゆりを与える。これは、締付け片の分離が防止されるとき、外力が主に締付け片によって分担され、その小部分のみがボルトに作用するからである。もし締付け片の分離が起こるならばボルトに作用する荷重は危険なほど高くなりうる。従って高い初締付け力のもたらす利点はボルトの疲れ強さの向上である。
- b. 締結体に作用する剪断荷重が締付け片の接合面における摩擦で支えられうるという可能性。これは構造体工学において特に重要である。
- c. ゆるみに対する抵抗

降伏点をこえての締付けはまた締付け方法を単純化する。

- d. 北アメリカ、英国およびその他の構造体エンジニアは締付け方法として「ナット回転」法を用いている。その方法は称呼締付けトルクならびにそれにつづくボルトの降伏が起こるということを保証するのに十分な指定されたナット回転量を含む。ボルトの降伏を保証することによって、必要な高いボルト初締付け力が自動的に保証される。
- e. 熟練した粗立工はボルトの降伏が起ころうとする時点を感じることにより有利に高い初締付け力を与えることができる。
- f. 'e'と同じ機能を遂行するための電子装置が開発された。

early stages of structural bolting adopted the maxim "if the bolt does not fracture during tightening it will not fracture during subsequent service." Apart from difficulties due to hydrogen embrittlement etc., practice has proved this to be true. It also gets a good measure of credence from the experiment illustrated in Figures 3 and 4. The bolts used were 1/4 inch UNC and had a pure tensile breaking load of 1.9 tons.

1.9 tons = 16.7 kN

The bolt shown in Figure 3 had been tightened until it was judged that the slightest additional torque would break it. (The necessary judgement is gained by preliminary practice tightenings and breakages.) The maximum axial load reached during tightening was indicated by strain gauges as 14 kN. The advanced "necking" deformation in the tightened bolt can be judged by comparison with the unused bolt shown alongside the joint in Figure 3.

The assembly was subjected to a tensile "service load" by means of adaptors fitting on to the screwed ends of the joint members, as shown in Figure 4. This bolt (already in a condition where the slightest additional tightening torque would break it) was then able to prevent joint separation and resist fracture until the "service load" has reached 16 kN, i.e. 84% of its strength in pure tension.

ボルトを降伏域で締付けるという実地作業は北アメリカ構造物工業界で著しく進歩した。この工業界は構造物のボルト締め初期段階で「もしボルトが締付けのとき破壊しなければ、それは引きつづく使用の間に破壊しない」という格言を採用した。水素ぜい性などによる困難を別にすれば、これが真であることを実地が証明した。それはまた図3および図4に示す実験からよい証明をうる。用いられたボルトはユニファイ並目ねじの1/4インチで、純粋な引張破断荷重1.9トンであった。

図3に示されるボルトは、ごく僅かの付加トルクでもそれを破壊してしまうであろうと判断されるまで締付けられた。(必要な判断は予備的な実地の締付けと破壊によって得られる。)締付けのさいに到達した最大の軸荷重は抵抗線歪計により14kNと示された。締付けられたボルトにおける、進展した「くびれ」の変形が図3において並んで示した未作用のボルトと比較することにより判断できる。

ULTIMATE  
19 tons  
Tension from Torque  
14kN = 74% = Break ULT.  
Add Tension  
16kN = 84% = ?

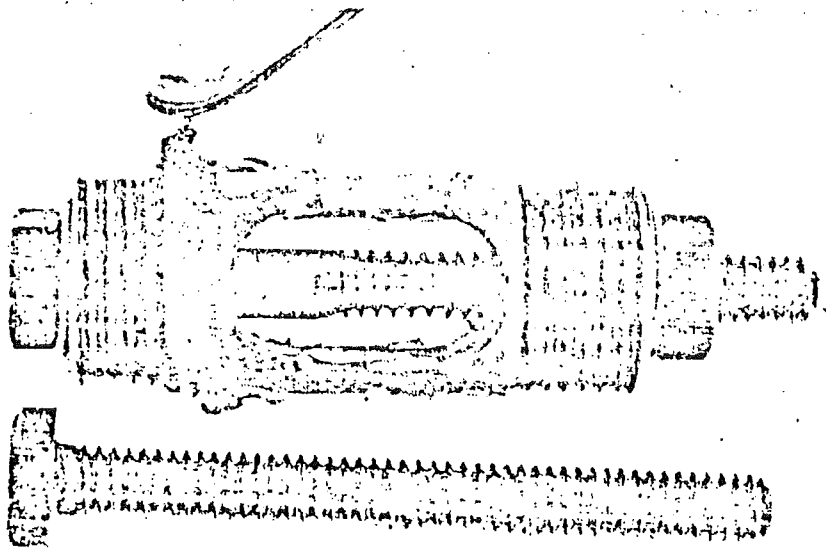


FIG. 3

early stages of structural bolting adopted the maxim "if the bolt does not fracture during tightening it will not fracture during subsequent service." Apart from difficulties due to hydrogen embrittlement etc., practice has proved this to be true. It also gets a good measure of credence from the experiment illustrated in Figures 3 and 4. The bolts used were 1/4 inch UNC and had a pure tensile breaking load of 1.9 tons.

1.9 tons  
14 KN

ULTIMATE  
Tension from Torque  
14 KN = 74% = Break  
ULT.  
Add Tension  
16 KN = 84% = ?

The bolt shown in Figure 3 had been tightened until it was judged that the slightest additional torque would break it. (The necessary judgement is gained by preliminary practice tightenings and breakages.) The maximum axial load reached during tightening was indicated by strain gauges as 14 kN. The advanced "necking" deformation in the tightened bolt can be judged by comparison with the unused bolt shown alongside the joint in Figure 3.

The assembly was subjected to a tensile "service load" by means of adaptors fitting on to the screwed ends of the joint members, as shown in Figure 4. This bolt (already in a condition where the slightest additional tightening torque would break it) was then able to prevent joint separation and resist fracture until the "service load" has reached 16 kN, i.e. 84% of its strength in pure tension.

ボルトを降伏域で締付けるという実地作業は北アメリカ構造物工業界で著しく進歩した。この工業界は構造物のボルト締め初期段階で「もしボルトが締付けのとき破壊しなければ、それは引きつづく使用の間に破壊しない」という格言を採用した。水素ぜい性などによる困難を別にすれば、これが真であることを実地が証明した。それはまた図3および図4に示す実験からよい証明をうる。用いられたボルトはユニファイ並目ねじの1/4インチで、純粋な引張破断荷重1.9トンであった。

図3に示されるボルトは、ごく僅かの付加トルクでもそれを破壊してしまうであろうと判断されるまで締付けられた。(必要な判断は予備的な実地の締付けと破壊によって得られる。)締付けのさいに到達した最大の軸荷重は抵抗線歪計により14 kNと示された。締付けられたボルトにおける、進展した「くびれ」の変形が図3において並んで示した未作用のボルトと比較することにより判断できる。

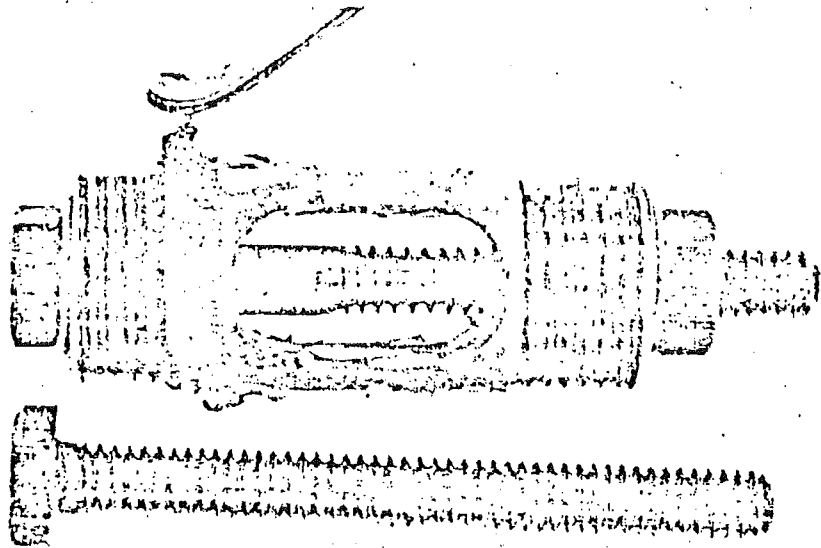


FIG. 3

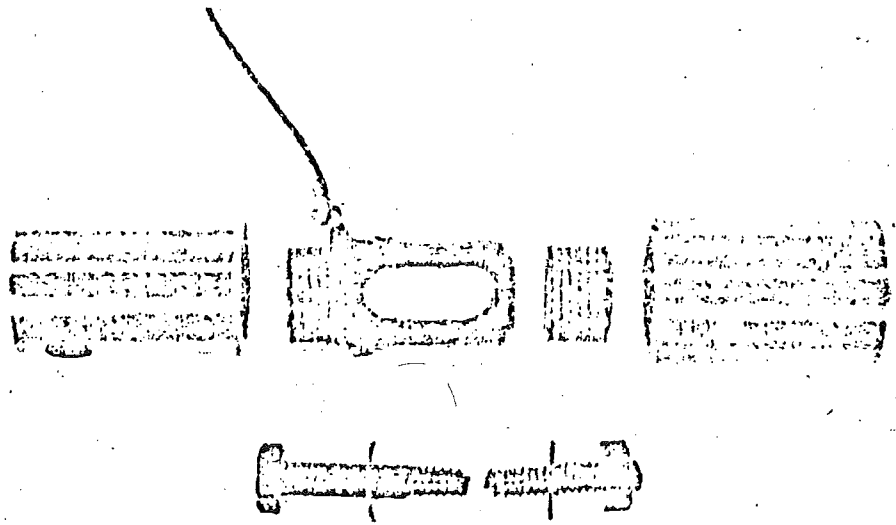


FIG 4

#### 5. Use of yielding in the design of load indicating fastenings

Having shown that yield is allowable in the shanks of bolts it follows that it is also allowable in other elements of the fastenings i.e. the bolt head (reference 4) the washer and the nut. Some manufacturers have taken advantage of this to design load indicating devices. By properly proportioning the yielding section of the fastener element it can be made to yield at any desired load level irrespective of the yield strength of the bolt shank. The amount of yield movement can be gauged or measured to inspect that the desired load has been reached. In the better designed devices a considerable yield movement can occur at substantially uniform load and this removes the need for critical inspection methods.

Generally the yielding sections of these devices are not subjected to heavy shear stresses arising from thread friction torque. Consequently, under tensile service loading on the joint, elastic movement of the kind shown by XY Figure 2 may not occur and so the behaviour is then described as follows where, as an example, we will refer to a load indicating nut of the type shown in Figure 5. (Reference 5). Under full tightening the section V yields and the resulting graph of bolt tension against deformations of bolt plus nut (measured over dimension L Figure 5) is shown as OYZ in Figure 6. If the tension induced with yielding is P, the conditions in the fastening

組立てられた締結体は締付け片のねじのついた両端にはめあわせたアダプタにより引張り「外力」を受けた。このボルト(すでにごく僅かの付加的な締付けトルクがそれを破壊するような状態にある)は、「外力」が $1.6 \times N$ すなわち純粋引張りにおける強さの84%に達するまで締付け片の分離を防止し破壊に抵抗することができた。

#### 5. 荷重を指示する締結用部品の設計における降伏締付けの使用

降伏がボルトのねじ部において許しうるということを示したが、それはボルト・ナット系の他の要素すなわちボルト頭(文献4)、ワッシャおよびナットにも許しうるといえる。いくつかのメーカーは荷重指示のしかけを設計するのにこの利点を用いている。締結用部品の要素の降伏部分の断面積を適当な割合にすることによって、ボルトねじ部の降伏強さと無関係の任意に定められた荷重水準で降伏するように作ることができる。定められた荷重に達したということを確認するた

and in the joint members will be as shown by A and J respectively. When a tensile service load S is applied to the joint, both fastening and joint members will undergo the same displacement x and the new conditions in the fastening and joint members will be as shown at B and K respectively.

When the service load S is removed the fastening recovers elastically according to the direction BG (parallel to YO) and the joint members recover according to the direction KJ. Equilibrium is reached with the clamp load at the level of point D. This point is found as the intersection of BG and AC which is drawn parallel to JO.

With repeated applications of the service load S the conditions in the fastening fluctuate between D and B and there is no further yielding. The effect is the same as a fastening with (i) the pre-load at the slightly lowered level of point D and (ii) the ability to undergo deformation elastically up to a point B.

*After the first application of the service load on the joint the fastening is able to behave entirely elastically.*

Several advantages are obtained when the fastener is designed in this way, i.e. with yield occurring in the nut, washer, or head rather than in the shank.

1. According to the formula already given: a reduction in fastener stiffness reduces the fatigue loading to which the bolt is subjected under repeated joint service loads. The example being considered here gives this decreased stiffness because the deformability of the nuts adds to that of the bolts; i.e. in Figure 6 line OY is less steep than line OX.
2. Any desired level of bolt pre-tension can be obtained irrespective of bolt yield strength.
3. Although the "turn of nut" method is simple to use, subsequent inspection for correct bolt tension can be difficult. In the present example, this inspection is easy and only involves a non critical gauging of the nut height.
4. Yielding in the shank is sometimes undesirable, e.g. when repeated tightening is anticipated, when the external threaded fastening is a stud, etc.

け片の新しい状態はそれぞれ B および K で示されるようになるであろう。

外力 S が除去される時、ボルト・ナット系は方向 BU (YO に平行) に従って弾性的に回復し、締付け片は方向 KJ に従って回復する。点 D の水準における締付け荷重で平衡に達する。この点は BG と JC に平行に画かれる AC の交点として見出される。

外力 S が繰返し作用すると、ボルト・ナット系の状態は D と B の間で変動し、降伏の進展はない。その効果は (i) 点 D という僅かに下った水準の初締付け力と (ii) 点 B まで弾性変形する能力をもつたボルト・ナット系と同じである。

外力が締結体に最初に作用した後はボルト・ナット系は全く弾性的に挙動することができる。

ボルト・ナット系をこのように、すなわちボルトねじ部でよりもむしろナット、ワッシャまたは頭部で降伏が起こるように設計するとき、いくつかの利点が得られる。

1. すでに与えられた公式によれば、ボルト・ナット系のばね定数の減少は、締結体に繰返し作用する外力のもとでボルトが受ける繰返し荷重の振幅を減少させる。ここで考えられている例は、ナットの変形しやすさがボルトのそれに加わるのでこの減少したばね定数を与える。すなわち図 6 において線 OY は線 OX よりも傾きがゆるい。
2. ボルトの初締付け力の所望の水準をボルトの降伏強さに無関係に定めることができる。
3. 「ナット回転」法は用いるのに簡単であるが、正しいボルト引張り力を引きつづき点検するのが困難である。いま考えている例では、この点検は容易で、ナット高さのそれほど精密でない検査だけを含む。
4. ボルトねじ部の降伏はときどき望ましくない。例えば繰返し締付けが予想されるとき、おねじ



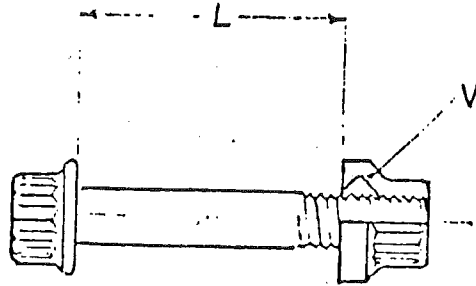


FIG. 5.

めに降伏による動きの量を計測することができる。よく設計されたしかけではほぼ一定の荷重で降伏によるかなりの動きを起こすことができ、これが精密な検査方法に対する要求を取り除く。

一般にこれらの装置の降伏部分はねじ部の摩擦トルクから生ずる大きな剪断応力を受けない。従って、締結体に引張り外力が作用するとき、図2のXYによって示される種類の弾性変形は起こり得ない。そこで一例として図5に示す形式の荷重指示ナット(文献5)を対象とする場合、その碎動は次のように述べられる。十分な締付けのさい断面Vが降伏し、ボルトとナットの変形(図5の寸法Lについて測定)に対するボルトの引張り力のグラフが図6のOYZのように示される。降伏により与えられる引張り力をPとすれば、ボルト・ナット系と締付け片の状態はそれぞれAおよびJによって示されるであろう。引張り外力Sが締結体に作用するとき、ボルト・ナット系も締付け片も同じ変形xを生じ、ボルト・ナット系と締付

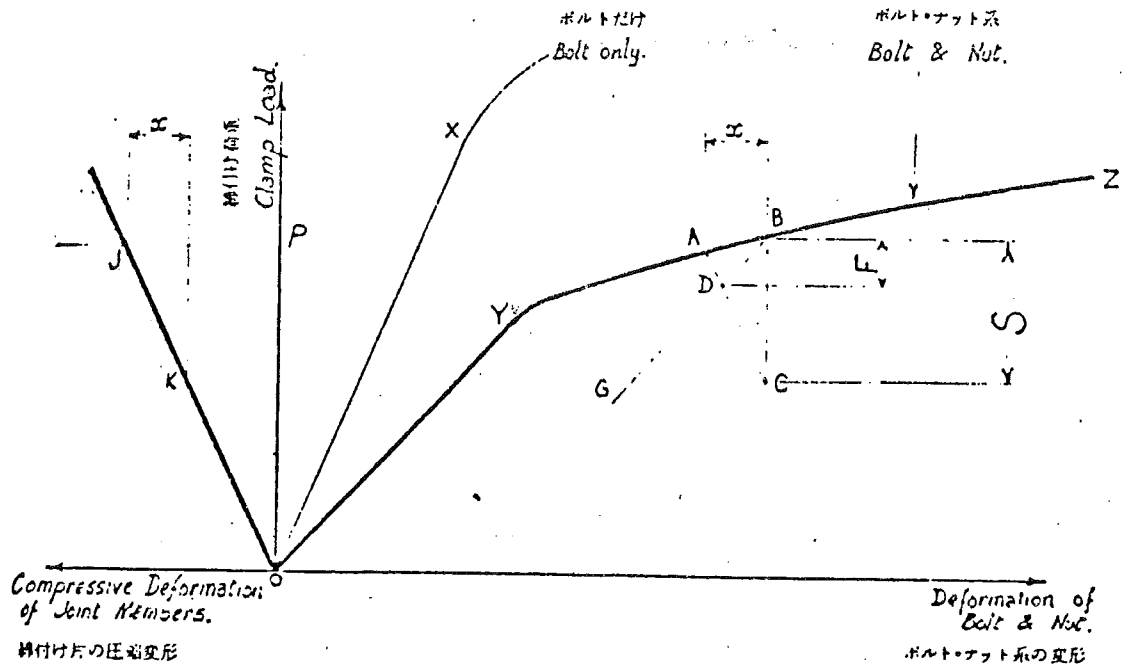


FIG. 6

## 6. Conclusions

- A Over-yield tightening means a low factor of safety during tightening but a high factor of safety in subsequent service.
- B Tightening below yield means a high factor of safety during tightening but a low factor of safety in subsequent service.

Tightening conditions are known, under control, and the results can be seen: service conditions are often unknown to some extent.

Therefore, 'A' is preferable to 'B'

## Acknowledgement

This article is published with the permission of Mr. A.J. Laker, General Managing Director, GKN Fasteners Ltd., Warley, West Midlands, England.

## References

1. Christopher R.J., Kulak G.L., Fisher J.W. "Calibration of Alloy Steel Bolts" Fritz Engineering Laboratory Report No. 283 19A July 1965. Lehigh University, U.S.A.
2. Boomsma M. "Loosening and Fatigue Strength of Bolted Joints" The Engineer. August 26th, 1955.
3. Gill P.J. "Notes on the Load Carrying Characteristics of Pre Tensioned Bolts - Tensioned Joints" Proceedings of the Jubilee Symposium on High Strength Bolts. Institution of Structural Engineers. London June 1959.
4. Gill P.J. "GKN High Strength Load Indicating Bolts" The Consulting Engineer. April and May 1962.
5. Gill P.J. and O'Donnell D.J. UK Patent No. 1,370,792 January 1972.

## [Translator's comment]

At the 11th plenary meeting of ISO/TC1 held in Stockholm, the translator has asked Mr. Emanuelli (head of delegation from U.S.A.), Mr. Gill (delegate from U.K.) and Mr. Hens (head of delegation from Netherlands) to write their articles for our journal. The first and second manuscripts were sent from Mr. Hens and Mr. Emanuelli respectively, and have been published in the October and November issues.

The third manuscript was sent from Mr. Gill, and has been published in the present issue. Mr. Gill is the head of technology services of GKN Fasteners Ltd. in England, and he is the active member of TC1 and TC2 of ISO, especially the chairmen of TC1/SC5 (I. Yoshimoto)

が植込みボルトのときなど。

## 6. 結 言

A 降伏点を越えての締付けは、締付けのときの安全率は低いが、引きつづく使用における安全率は高い。

B 降伏点以下の締付けは、締付けのときの安全率は高いが、引きつづく使用における安全率は低い。

締付けの状態は既知で、管理ができ、その結果を見ることが出来る。使用状態はしばしばある程度未知である。

従って、'A' は 'B' より望ましい。

## 謝 辞

この記事はGKN社のA. J. レイカー氏の許可をいただいて発表するものである。

## 文 献

## 〔訳者注〕

ストックホルムで開かれたISO/TC1の第11回本会議のとき、訳者はエマニュエリ氏(アメリカの首席代表)、ギル氏(英国の代表)およびヘンズ氏(オランダの首席代表)に、本誌のために記事をよいてくださるようお願いした。第一および第二の原稿がそれぞれヘンズ氏およびエマニュエリ氏から送られてきて、10月号および11月号に掲載された。

第三の原稿はギル氏から送られてきて、本号に掲載された。ギル氏は英国のGKN社の技術部長で、ISOのTC1およびTC2で活躍しており、特にTC1/SC5の議長である。(吉本 勇)