



コンポーネント技術 特集

ねじ締結と摩擦係数

Threaded Fastening and Coefficient of Friction

米谷 俊一 Shunichi Kometani

●研究開発センター企画推進室

Threaded fastening is used mainly for fastening together mechanical parts. Compared to other types of jointing methods such as adhesion, welding, brazing and pressure insertion, threaded fastening has a unique characteristic that elastic energy is built up inside the joint members. Tension in the bolt and compression in the fastened parts are created as a product of action and reaction. These forces can make the joint less susceptible to fatigue and loosening when external load is applied or internal pressure is increased. Fastening bolts in the assembling process is nothing more than applying mechanical energy to the joint members. The energy stored at the start of the joint life has a major effect on how the joint will behave and how long it will last. For example, this might be likened to the psych-up an athlete gives himself before a major competition. In this report the importance of the friction in the bolted joint is described and a measuring instrument for friction is shown, along with test results.

1 はじめに(ねじを締め付けることとは)

ねじ締結 threaded fastening は、主として、部品と部品の結合のために用いられる。同じ目的をもつ他の方法、接着、溶接、ろう付け、圧入などと比べると、ねじ締結の大きな特徴は、結合部内部に弾性エネルギーを蓄えることにある。ボルトには引張力が、被締結物には作用反作用として圧縮力が働く。これらの力が存在することにより、結合部に外部から大きな力がかかっても、また、エンジン燃焼室のように内部に大きな力が発生しても、結合部やボルトは容易に疲労破壊されないし、ねじがゆるむこともない。締め付け作業を行うことは、ねじと被締結物で構成されるジョイントに、力学エネルギーを注入することに他ならない。部品としての一生のはじめに注がれるこのエネルギーは、ジョイントの挙動や寿命に大きな影響を及ぼす。例えて言うならば、大事な勝負を前にして、はちまきをして気合を入れるようなものだ。ねじ締結における摩擦の重要性を解説し、ねじに関する摩擦計測装置とその計測例を紹介する。

2 頻発するねじのトラブル

ボルトに関するトラブルが後を絶たない。2004年のはじまりは、ボルトの締め付け不良やハブの設計ミスによる大型車の脱輪事故が相次いだ。この騒ぎが冷め切らぬ間に、今度は軽自動車の脱輪事故に関するリコールが発表された。2004年4月2日、大阪府高槻市の公園遊具で、子供の痛ましい指切断事故が発生した。直径1.2cm、長さ6.5cmで2個のナットで締め付けられたボルトが故意に抜き取られた可能性が高い。しかし、別の児童遊園に設置された回転遊具では、前日に交換したばかりの新品ボルトが3つに折れ遊具からはずれた。ボルトの使われ方自体に問題があったのかもしれない。

ボルトのトラブルは、締付けミスによるものもあるが、設計時のねじのゆるみや強度に対する検討不足、誤った仕様決定によるものも多い。国土交通省自動車交通局の「リコールの原因調査・分析検討調査報告書」(2002.9.5)¹⁾により、過去5年間(1997-2001)の270件のリコール届から、リコールの内容をキーワード分析すると、**図1**に示すように、ボルト・ナット・座金が、ホース・パイプ類に次いで2番目にあがっており、ねじのゆるみ・折損が多いことが分かる。名古屋工業大学萩原助教授が行った「ねじ締結のトラブルに関する実態調査」(日本プラントメンテナンス協会、1997年)²⁾では、アンケートに答えた製造業121社の70%が、ねじ締結のトラブルは「しばしば起こる」、「たまには起こる」と回答している(**図2**)。この報告書によれば、トラブルの原因となる故障モードの中で最も高いのは、ゆるみ(脱落)であり、次いで疲労破壊となっている。

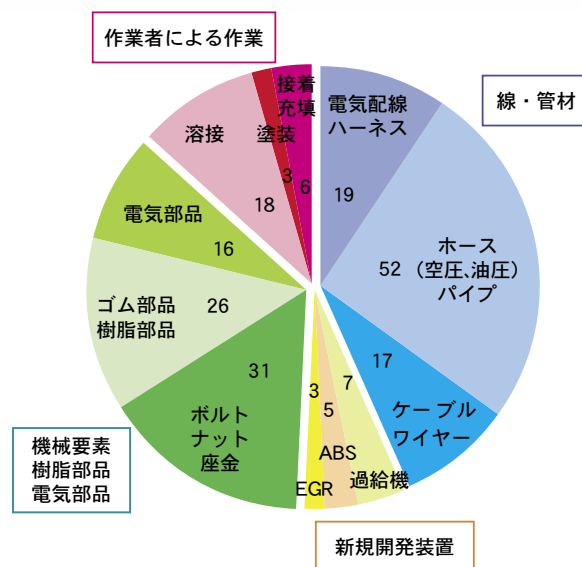


図1 キーワード出現数 (件数)

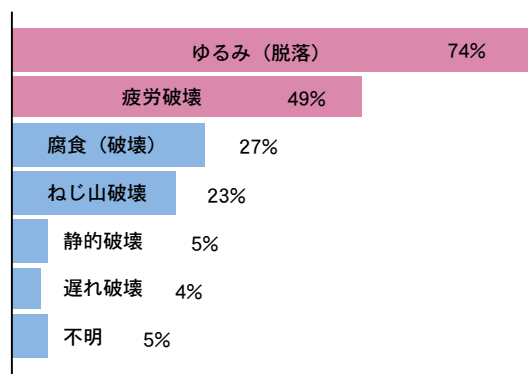


図2 ねじ締結体のトラブル発生状況

3 ねじの基本は摩擦

ねじ締結は、しばしば「奥行き深い」技術と言われる。要するによくわかっていないということだ。ねじの基本となるトライボロジー Tribologyは、摩擦や潤滑など経験的な学問である。現在の多くの技術問題は、基礎となる原理はわかっているが、原理の組み合わせの複雑さのゆえに解決されていないことが多いのに対し、トライボロジーはその現象を生じる機構がニュートン力学からも量子力学からもはっきり説明されていないことが特徴だ。

ねじの原理は斜面の原理に例えられる。日光のいろは坂を思い浮かべてほしい。急な山をまっすぐ一気に上るのは大変だが、くねくねと曲がりながら登ると、歩く距離は長くなるものの、弱い力で楽に登ることができる。斜面を利用すれば、小さな力で重いものを持ち上げることができる。斜面の上にあるものを押し上げるために必要な力は、斜面が急であればあるほど、ものと路面との摩擦係数coefficient of frictionが大きければ大きいほど、大きくなる。

2つの物体が接触して滑るとき、表面間に発生する摩擦力はアモンソン・クーロンの法則 Law of Amontons-Coulombに従う。

- 第1法則: 摩擦力は見かけの接触面積によらない
- 第2法則: 摩擦力は面に対して垂直な荷重に比例する
- 第3法則: 摩擦力は滑り速度によらない

図3は、ものが滑るときに働く摩擦力を示す。摩擦力F、垂直荷重W、摩擦係数 μ の間には、

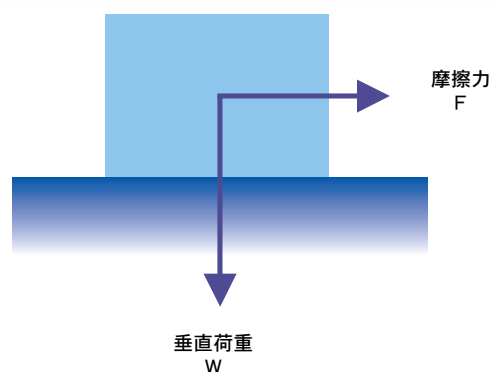
$$F = \mu W \quad (1)$$

の関係がある。クーロン(仏、1736-1806)はフランス革命より少し前にこの法則を実験から導いた。しかし、後年、クーロンより約100年も昔にアモントン(仏、1663-1705)が同じ法則を見出していることがわかり、これら2人の名前をとり、今日、アモントン・クーロンの法則と呼ばれている。クーロンはもうひとつの重要な法則(2つの点電荷の間に働く力)を発見しており、こちらの方がむしろ広く知られているかもしれない。

4 ねじとつるまき線

ねじは、ごくゆるい傾きをもった三角形の紙を円筒に巻きつけたようなものだ。図4において、斜めの線をつるまき線、斜面の傾き θ をリード角lead angle、円筒の径を有効径 d_2 、pitch diameterと呼ぶ。つるまき線が円筒に沿って1周まわったとき、垂直方向に進む長さがリードleadである。1条ねじであれば、リードはピッチP、pitch(ねじ山とねじ山との間隔)に等しくなり、円周の長さが πd_2 であるので、 $\tan \theta = P / \pi d_2$ となる。

ねじの基本形状と名称を図5に示す。ISO(International Organization for Standardization)やJIS(Japan Industrial Standard)で規定されたメートルねじは、ねじ山の角度が 60° 、山頂が平らで谷に一定のすき間を設け、おねじとめねじがねじ山の直線部、すなわちフランクflank でよく噛み合う。おねじの谷の丸みを大きくし、ねじ山の高さを低くすることにより、ねじ加工が容易になり、ねじの強度が増す。



$$F = \mu W$$

ここで、 μ は摩擦係数

図3 摩擦力と垂直荷重

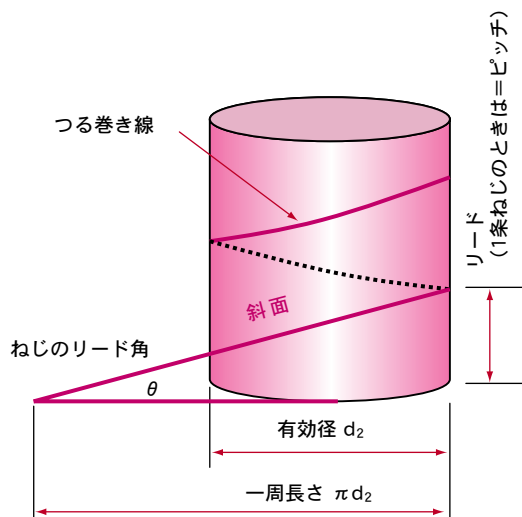
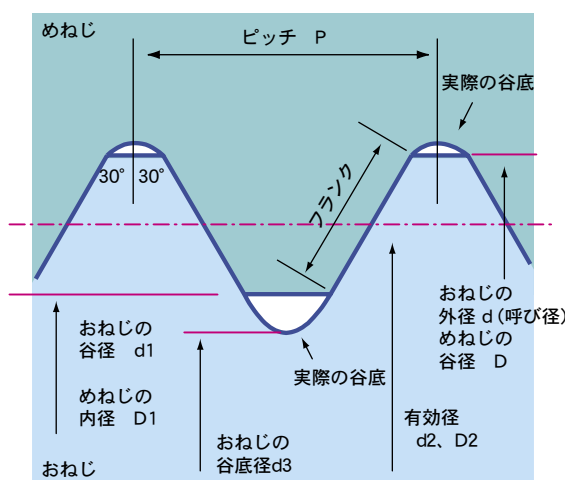


図4 つるまき線



$$d_1 = D_1 = d - 1.0825P$$

$$d_2 = D_2 = d - 0.6495P$$

$$d_3 = d - 1.227P$$

図5 ねじの基本形状と名称

斜面上にある物体を考える。詳しい計算は省略するが、この物体の滑り落ちる力に対抗する力は、力のつりあいから、 $F \tan(\theta + \rho)$ の力である(図6)。ここで、 F は斜面上の物体の垂直荷重、 θ は斜面の角度、 $\tan \rho = \mu$ (μ は斜面と物体との摩擦係数)である。斜面上の物体が滑り落ちないように、物体を水平方向に押す力、ねじの場合で言い換えると、ねじを締め付けるに必要な力は、荷重、傾きや摩擦係数が、大きければ大きいほど、大きくなる。

反対にねじをゆるめる場合は、図7に示すように、少なくとも $F \tan(\rho - \theta)$ が0より小さいと、外力を加えなくても自然にゆるむ。このときの条件は $\rho \geq \theta$ 。オイルを塗布した面では通常 $\mu = 0.1$ くらいになるので、 $\tan \rho = 0.1$ から、 $\theta = 6^\circ$ となり、斜面の角度(ねじではリード角)を 6° 以下にしないと自然にゆるんでしまう。 $\theta = \tan^{-1}(P / \pi d_2)$ から、M6×1.0(呼び径6mmでピッチが1mmのメートルねじ)のボルトのリード角は 3.4° 、M10×1.25では 2.5° となり、自然にゆるむことはない。

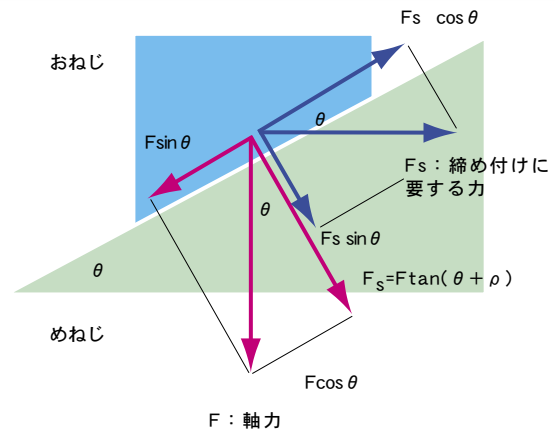


図6 斜面上の物体に働く力(ねじを締め付けるとき)

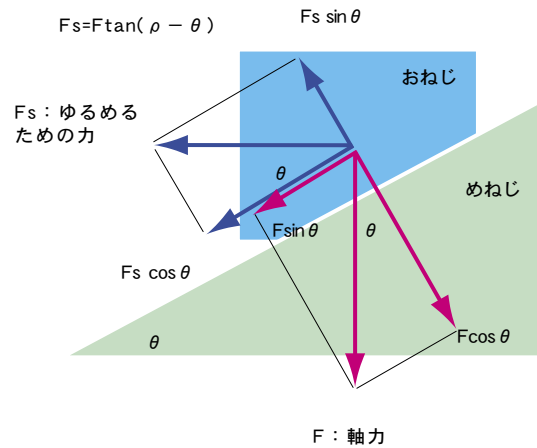


図7 斜面上の物体に働く力(ねじをゆるめるとき)

5 締め付けトルクと軸力

ボルトを締め付けるとき、ボルトに働く力を考える。外から加えた締め付けトルク T は3つの成分に分解される。

$$T = \frac{F}{2} \left(\frac{d_2}{\cos \alpha} \mu_s + \frac{P}{\pi} + d_w \mu_w \right) \quad (2)$$

この式は締め付けトルク T と軸力 F の関係を示す基本的な式で、モトシユMotoshの式と呼ばれる。この式の導き方は、山本³⁾、酒井⁴⁾、Bickford⁵⁾などに述べられている。右辺の第1項 $\frac{F}{2} \cdot \frac{d_2}{\cos \alpha} \mu_s$ はねじ面の摩擦トルクである。 μ_s はねじ面の摩擦係数、 α はねじ山の半角(通常は 30°)、 d_2 はねじの有効径である。第2項 $\frac{F}{2} \cdot \frac{P}{\pi}$ はボルトの伸び、すなわち、ボルト内部に蓄えられる弾性エネルギーに関するトルクで、 P はピッチ、 π は円周率である。最後の第3項 $\frac{F}{2} \cdot d_w \mu_w$ は座面摩擦トルクで、 μ_w は座面摩擦係数、 d_w は等価摩擦直径で、次式のように定義される。

$$d_w = \frac{2(d_0^3 - d_h^3)}{3(d_0^2 - d_h^2)} \quad (3)$$

ここで、 d_0 はボルト座面外径、 d_h はボルト孔径である。

実際的な値、例えば、M8×1.25 のフランジボルトを、油を塗布せずに締め付ける場合を考える。締め付けトルク $T=15\text{Nm}$ 、ねじ面および座面の摩擦係数が両方とも0.2、ピッチ $P=1\text{mm}$ のとき、軸力 F が6.7kN になったとする。このとき、右辺の第1項(ねじ面の摩擦トルク)は、5.6Nm、第2項(弾性エネルギーに関するトルク)は、1.3Nm、第3項(座面摩擦トルク)は、8.1Nmになる。締め付けトルクとしてボルトに与えた15Nmのうち、弾性エネルギーとしてボルト内に有効に蓄えることができたのは、1.3Nm(全体の9%)にすぎず、9割以上のエネルギーが、熱として損失されたことになる。

図8は、ボルトに働く3つのトルクとそれらの割合を示す。摩擦係数が高いほど、より多くの摩擦損失が発生し軸力が低下する。また、2つの摩擦係数のなかで、座面摩擦係数 μ_w の方が、軸力により大きな影響を及ぼす。

この例で、摩擦係数 μ_s 、 μ_w がともに、0.1に低下すると(油を塗布した状態に相当する)、摩擦損失が減り、軸力が、6.7kNから12.3kNに増加する。ねじにオイルを塗布すると、締め付ける力が軽くなることは体感できるが、軸力が実際どれだけ増加したかはわからない。専用の計測機器が必要である。軸力が低すぎるとゆるみやすいし、高すぎるとボルトが折れたり、座面が陥没する。適切な軸力を確保することは、ねじ締結でもっとも重要なことのひとつであり、座面やねじ面の摩擦係数を把握しコントロールすることがポイントになる。

6 摩擦係数の計測

このように摩擦係数は、ねじ締結にとって重要な意味をもつ。しかし、摩擦係数はどのようにしたら把握できるのだろうか。ここで、冒頭に上げた問題に立ち返る。摩擦係数は物理定数ではなく、実験により、また、経験から求められる便宜的な定数である。設計用データとして、いろいろな組み合わせに対する摩擦係数が、山本らの本やガイドブック⁶⁾に載っている。しかし、いずれも値が範囲で示されていたり、条件が設計仕様と的確に合わなかったりして、参考程度にしか使えない。したがって、なるべく実機に近い状態で計測する必要がある。軸力はいろいろな方法で計測できる。油圧軸力計に加えて、最近では超音波

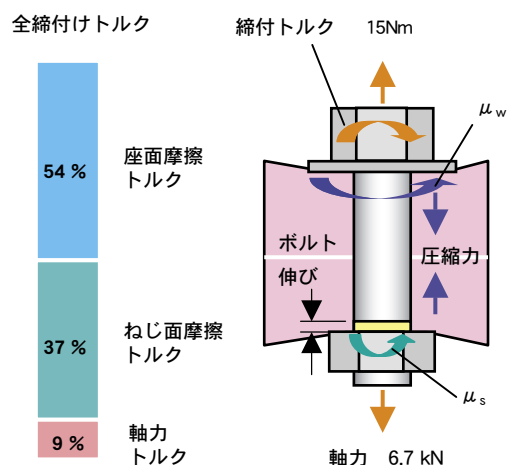


図8 ボルトに働くトルク (M8×1.25)



図9 締め付け分析装置

軸力計やロードセル軸力計を用いて、実機に近い状態で、軸力が計測できる。しかし、摩擦係数はそうはいかない。直接的に測れない。

図9、図10は2003年に導入した締め付け分析装置である。この装置により、ねじ面摩擦係数 μ_s と座面摩擦係数 μ_w が計測できる。上部にあるナットランナーは、ボルトを設定された締め付けトルク T_f で締め付ける。座面板は一辺が32mm、厚さが4mmの平板で、実機の材質や表面処理に合わせて製作する。めねじやナットは、下の方に連れまわりしないように取り付けられている。めねじを保持する内側の筐体にはトルクメーターと軸力計が接続されている。軸力計により軸力が、トルクメーターにより、ねじ面トルクと軸力トルクが合算されたトルク T_s が求まる。次の式から、 μ_s が算出される。

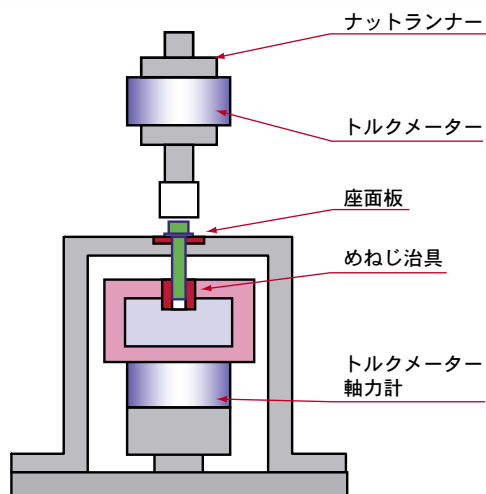


図10 締め付け分析装置の構造

$$T_s = \frac{F}{2} \left(\frac{\mu_s}{\cos \alpha} d_2 + \frac{P}{\pi} \right) \quad (4)$$

座面摩擦トルク T_w は、締め付けトルク T_f から上記の T_s を減じて求まる。

$$T_w = T_f - T_s \quad (5)$$

次に、座面摩擦係数 μ_w は次式から算出される。

$$T_w = \frac{F}{2} d_w \mu_w \quad (6)$$

7 摩擦係数の計測例

バイクで用いられているM6フランジボルトのメッキは、大きく2種類ある。ひとつは、90年代はじめに耐食性向上のために導入された緑メッキ(亜鉛電気メッキ+6価緑クロメート)であり、もうひとつは、最近増えてきた有機複合NiZnメッキである。後者は、一見ステンレスにみえることから、外観部品として用いられることが多い。

テストしたボルトはM6×1.0のフランジボルト。強度区分は6.8、首下長さは40ミリ。めねじはテスト用治具を用いた。座面板とめねじの材質は4種類：アルミダイキャスト(ADC12)、アルミ押し出し材、SPHC鋼素地、SPHC緑メッキ。座面板とめねじは、同じ材質のものを組み合わせ、各仕様につきn=5で計測した。締め付け条件は、脱脂して無潤滑、締め付け速度：20rpm、最大締め付けトルク：13Nmであった。



図11 テストに用いた部品

図11に計測に用いた部品の写真を示す。

摩擦係数は、締め付けが進行するにつれ変化する。JIS B 1084では、摩擦係数 μ_s 、 μ_w を、ボルトの規格降伏点または規格耐力に対応するボルト軸力の50-80%の範囲における任意の1点における値と定義している。強度区分6.8のM6ボルトの単純引張降伏強度は9.7kNで、ねじ面摩擦係数 $\mu_s=0.2$ のとき、ねじりを考慮したねじり引張降伏強度は、6.6kNになる。そこで、今回は軸力が6kNのときの摩擦係数を求めた。

図12、図13は、緑クロメートボルトと有機複合NiZnボルトに対して、座面とめねじがともにアルミダイキャストのときの軸力Fと摩擦係数 μ_s 、 μ_w の関係を示す。締め付け直後、座面摩擦係数 μ_w は高く、締め付けが進むに連れて低下する。一方、ねじ面摩擦係数 μ_s は徐々に増加する。軸力が4kN以上になると、両方ともほぼ一定になる。軸力が6kNに一番近い計測点の摩擦係数をその仕様の摩擦係数とした。

図14、図15は4種類の座面とめねじに対する摩擦係数 μ_s と μ_w である。横軸が μ_s 、縦軸が μ_w である。同じ組み合わせを5組用意して計測し、結果をすべてプロットした。緑クロメートボルトでは、プロットは上下におおきく2つのグループに分かれた。 μ_w の高い

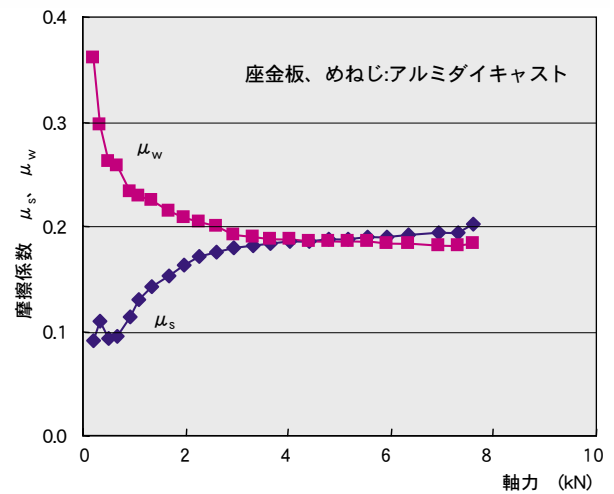


図12 軸力と摩擦係数 (ボルト：緑クロメート)

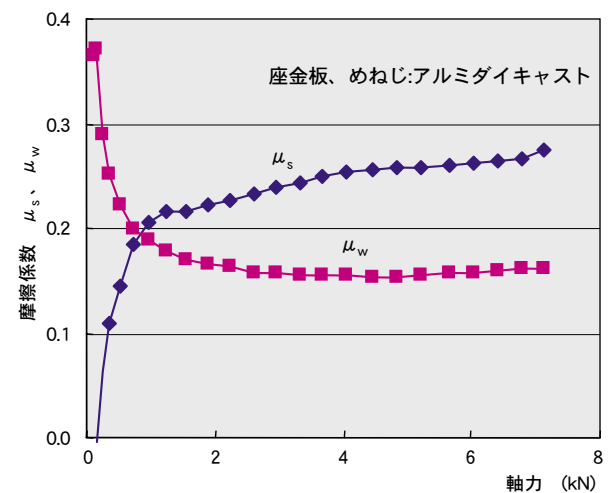


図13 軸力と摩擦係数 (ボルト：有機複合 NiZn)

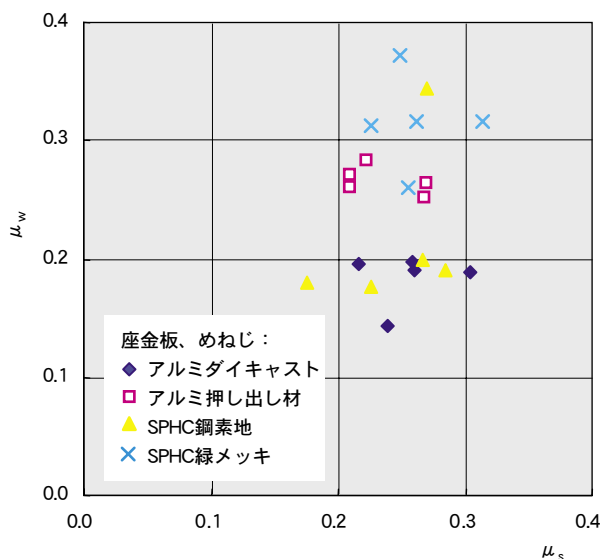


図14 摩擦係数 (ボルト：緑クロメート)

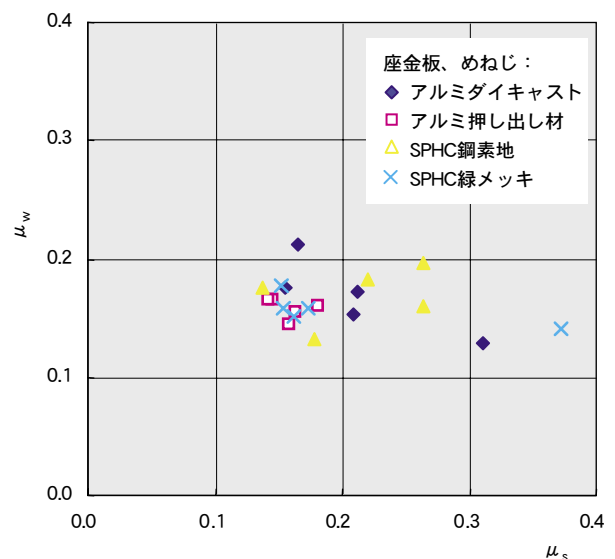


図15 摩擦係数 (ボルト：有機複合 NiZn)

方はアルミ押し出し材と緑クロメート、 μ_w の低い方はアルミダイキャストと鋼素地であった。有機複合NiZnボルトでは、ほとんどのプロットがグラフ中央部に集中した。 μ_w は、座面やめねじの材質による影響が小さく、多くのプロットが0.13から0.18の範囲にあったが、 μ_s は、0.14から0.38まで広く分布した。

この結果から注目すべきは、ボルトのメッキの種類、および、座面とめねじの組み合わせにより、摩擦係数が大きく変わることだ。各組み合わせに対して、5回の計測で得られた μ_s と μ_w の平均値、およびこれらを基に12Nmで締め付けたときの推定軸力を表1、図16に示す。緑クロメートボルトの軸力は、座面とめねじがアルミダイキャストのとき6.2kN、緑クロメートのとき4.5kNになり、1.4倍になった。一方、有機複合NiZnボルトの場合、アルミ押し出し材では7.9kN、アルミダイキャストと鋼素地では7.0kNになり、組み合わせによる差が小さかった。

以上の結果から、締め付けトルクの指示値を決めるときは、ボルトのメッキの種類、座面やめねじの材質、表面処理を十分に考慮すべきことがわかる。

表1 結合部の組み合わせによる摩擦係数と推定軸力

ボルト	座面とめねじ	μ_s	μ_w	軸力 (kN)
緑クロメート	アルミダイキャスト	0.26	0.18	6.2
緑クロメート	アルミ押し出し材	0.24	0.27	5.1
緑クロメート	鋼素地	0.25	0.22	5.7
緑クロメート	緑クロメート	0.26	0.32	4.5
有機複合 NiZn	アルミダイキャスト	0.21	0.17	7
有機複合 NiZn	アルミ押し出し材	0.16	0.16	7.9
有機複合 NiZn	鋼素地	0.21	0.17	7
有機複合 NiZn	緑クロメート	0.2	0.16	7.3

軸力： 12Nm で締め付けたときの計算推定値

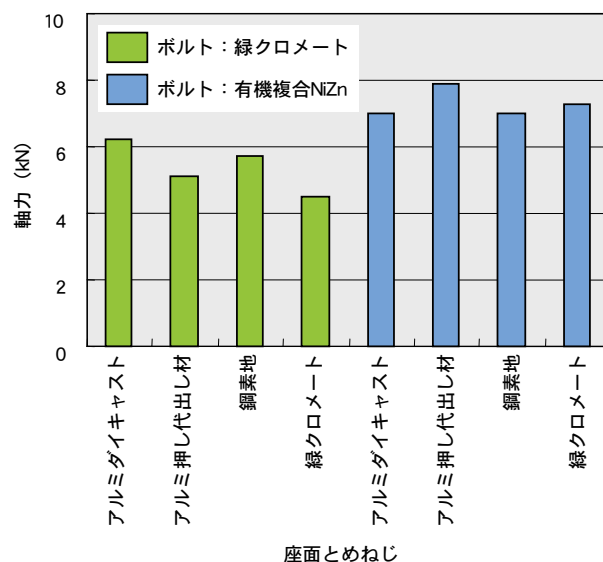


図16 12Nmで締め付けたときの推定軸力 (kN)

8 おわりに

ねじの締め付けは、これまで経験とフィーリングがものを言う世界だった。不確かな知識や情報、もしくは、無頓着な取り組みが、これまでいくつかの重大なトラブルを引き起こしてきた。摩擦の特殊性を考えると、開発者自らが、ねじの軸力や摩擦係数を実際に計測し体で感じとることが大切だと思う。

6価有色クロメートに含まれる6価クロムは発ガン性を持ち、体内に入ると炎症を起こすことが指摘され、2007年に全面使用禁止になる。ここ数年、6価クロムを含まず、同等の耐食性をもつ新しい薬品が開発され、一部で使用がはじまっている。耐食性とともに関心事である摩擦係数については、まだ評価が確定していない。摩擦係数は一般的に増加すると言われてきたが、耐食性向上のための一部の樹脂コートは、摩擦係数を大きく低減させる。今後、代替品の摩擦係数をよく検討、把握した上で、最適の締め付けトルク値を設定することが必要である。

ねじは、機能、性能のみに注目されるが、重要なデザイン要素でもある。知り合いのエンジン・デザイナーはこう言っている。「エンジンのデザインをするとき、ボルトを描き入れると、はじめてエンジンらしく見える。ちょうど人の顔に眼を入れるのと同じように。」

■参考文献

- 1) 国土交通省自動車交通局ホームページ:「リコールの原因調査・分析検討調査報告書」(2002.9.5)
- 2) 萩原正弥:「ねじ締結のトラブルに関する実態調査」, 日本プラントメンテナンス協会(1997)
- 3) 山本晃:ねじ締結の理論と計算, 養賢堂(1970)p.39
- 4) 酒井智次:ねじ締結概論, 養賢堂(2003)p.7
- 5) John H. Bickford: An Introduction to the Design and Behavior of Bolted Joints, Marcel Dekker, Inc. (1995)
p.213
- 6) 「ねじ締結ガイドブック」, 日本ねじ研究協会(1994)

■著者



米谷 俊一