軸直角振動によるねじのゆるみに関する研究*

—ゆるみ止め性能曲線の自動記録—

山本 晃** 賀勢晋司*** 井手和男† 岩田雅隆††

Investigations on the Self-loosening of Threaded Fasteners under Transverse Vibration

—Auto-recording of Locking Performance Curve—

Akira YAMAMOTO, Shinji KASEI, Kazuo IDE, Masataka IWATA

A method of evaluation of the locking performance of threaded fasteners under transverse vibration was previously proposed by the authors. It is based on the relation between δ , the loss of the fastening force per cycle at the specified fastening force, and S , the full amplitude of vibrating displacement. This paper presents an auto-recording method, by which the above-mentioned δ - S relation is obtained, a newly constructed testing machine with auto-recording function and the examples of experimental results. The remarkable point of this machine is that, the fastening force being automatically kept at the specified value, the amplitude of vibrating displacement is continuously changed in each test. The value of δ is found to be corresponded to the increment ratio of the clamping length which is detected by an electronic treatment. It is shown that the method presented in this paper is one of the effective measures for quick and handy evaluation of the locking performance.

1. 緒 言

軸直角方向の振動外力が作用する場合のねじのゆるみについて、著者らは振動1サイクル当たりのボルトの軸力低下 δ と振動全振幅 S の関係に基づくゆるみ止め性能の表し方を提案し、実験および解析を行った¹⁾²⁾。

本論文では、上述のゆるみ止め性能曲線(以下、 δ - S 曲線と呼ぶ)を、締付力を所定の値に保ちながら、試験中に振動振幅量を連続的に変えて自動記録できるねじゆるみ試験機と試験結果について述べる。

2. 自動記録の方法

図1に振動振幅を一定とした場合の時間の経過に対する振動振幅と軸力の測定記録例を示す²⁾。従来は、振幅量を手動で段階的に変え、その度に図1のような記録を取り、それぞれについて求めた δ および S を点記して δ - S 曲線を作成した。自動記録法では試験中に振動振幅量が連続的に変わり、それに 応じて δ - S 曲線がX-Yレコーダ上に自記される。

図2にこの自動記録法の原理を示す。試験されるボルト・ナットは振動発生機構より軸直角振動を受け、振動板の振幅は変位計によって検出される。この出力のピーク値をピーク値ホールド回路を通して2倍すれば振動全振幅量 S を得ることができる。一方、ロードセルに貼られたひずみゲージとひずみ計により所定の締付力からの軸力低下に基づく不平衡電圧を検出し、それを増幅してサーボモータを回転させる。サーボモータの回転はプーリおよび歯車を経て端面カム(図5参照)によってロードセルを軸方向に変位させて締付力を一定に保つ。すなわち軸力低下分をボルト・ナットの締付長さの増加としてフィードバックする。

ゆるみ量は締付長さの増加に対応するが、これはロー

図1 従来法における δ , S の求め方²⁾

* 原稿受付 昭和53年9月21日。昭和52年度精機学会秋季大会学術講演会(昭和52年10月15日)にて発表。

** 正会員 東京電機大学理工学部(埼玉県比企郡鳩山町石坂)

*** 正会員 信州大学工学部(長野市若里500)

† 正会員 日本精工(株)(前橋市鳥羽町78)

†† 岩田ボルト(株)(東京都品川区西五反田5-3-4)

図2 自動記録の原理

1: サーボモータ, 2: 減速機, 3: 試験ナット, 4: 振動板,
5: 平行レバー, 6: 固定板, 7: 駆動モータ

図3 試作したねじゆるみ試験機の本体

図4 振動発生機構

ドセル端面中央にあてた電気マイクロメータによって検出された変位信号を平滑化後に微分し、さらにねじ締結体のばね定数 K_a を乗じ、振動周波数 f で除すことにより振動1サイクル当たりの軸力低下量 δ として求める。

こうして得られた S を X-Y レコーダの横軸に、 δ を縦軸に入力すれば δ -S 曲線が自動記録される。

3. ゆるみ試験機の機構

図3に試作したねじゆるみ試験機本体の写真を示す。2本の平行レバーによって振動板を保持し、試験されるボルト・ナットには軸直角方向の平行振動が与えられる。試験されるねじのサイズは M 10, 締付長さ(ボルト・ナット座面間距離)は 20 mm, 最大全振幅量は 2 mm, 駆

動モータは 18~80 rpm の無段変速モータである。

3.1 振動発生機構

図4に振動発生機構を示す。主軸偏心部(偏心量 1 mm)とそれにはまり合う同偏心量の偏心プッシュとの二重偏心機構が用いられ、主軸の回転に対し、偏心プッシュは歯車列 A, B, C, D, 副軸, オルダム継手を経て駆動される。この機構によって主軸偏心部と偏心プッシュは連続的に相対角変位し、試験中に振動板の振幅量を連続的に変えることができる。歯車列の歯数比によって振幅量の変化速度を変えることができるが、本論文の実験に用いた歯車 A, B, C, D の歯数はそれぞれ 59, 39, 40 および 60 であり、駆動モータの回転速度は 40 rpm とする。

3.2 ボルト・ナット取付部, 軸力補償機構

図5 ボルト・ナット取付部および軸力補償機構

図6 ロードセルの校正結果

図5にボルト・ナット取付部と軸力補償機構を示す。ボルトとナットは多数の鋼球を介して固定板と振動板を所定の値に締付ける。ボルト頭部は取付具によってロードセルに固定される。A-A断面図に示すように平面仕上されたロードセル外周部の4つの平面部と支持筒の平面部との間には針状ころ列が挿入され、ロードセルは軸方向に容易に移動できるが回転はできない。くさび状片は針状ころ列のすきま調整用である。ロードセルの軸方向の移動は、間に鋼球2個ずつはさんで対置した3組の円弧状の端面カム(勾配1/250)の相対変位によって与えられる。この論文におけるサーボモータは一方回転のみ可能で、所定締付力からの低下だけを補償し、振動に伴う増加分には応答しない。

なお図5はナットを試験する場合を示し、六角穴付きボルトをおねじとしているが、めねじ付きの取付具をロードセルにねじ込めばボルトの試験も可能である。

3.3 ロードセルの校正とねじ締結体のばね定数

図6にロードセルの校正曲線を示す。これは別に作った校正ボルトを基準にして得られたものである。図6によれば、ほぼ直線的で、傾きは $0.28 \mu\text{s}/\text{kgf}$ である。

ねじ締結体のばね定数 K_a は図2に示すように δ の値

図7 ねじ締結体のばね系

を求めるときに必要である。ねじ締結体とはボルト・ナットによる締付力線が作用する図5の機構全体を意味する。このねじ締結体を図7のようなばね系に置き換え実験的に K_a を決める。 k_1 はボルト・ナット系、 k_2 は振動板、多数の鋼球など、 k_3 は端面カム、鋼球、ロードセル後部の円板など、 k_4 はロードセルの胴部やボルト取付部のばね定数を示す。ゆるみによる軸力低下量を ΔF 、D部およびC部の軸方向変位を l_D および l_{C1} とすると、

$$k_2 l_D = \Delta F \quad (1)$$

$$k_3 l_{C1} = \Delta F \quad (2)$$

ΔF を補償するためにB部が端面カムによって変位し、それによるC部の軸方向変位を l_{C2} とすると、

$$\left(\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_4}\right)^{-1} (l_{C2} - l_D) = \Delta F \quad (3)$$

また図2に示す電気マイクロメータによって検出されるC位置の軸方向変位の ΔF による増加量 Δl は、

$$\Delta l = l_{C1} + l_{C2} \quad (4)$$

式(1)~(4)を用いれば、

$$\Delta l = \left(\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_4} + \frac{1}{k_3}\right) \Delta F$$

よって

$$\frac{1}{K_a} = \left(\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_4}\right) + \frac{1}{k_3} \quad (5)$$

K_a の実験値を求める場合には、式(5)の右辺第1項と第2項に分け、前者については図5に示すサーボモータを用いて端面カムによりB部に変位を与え、後者についてはナットを締付けて、それぞれの場合の軸力(ロードセルで検出)とC部の変位(ロードセル端面中央にあてた電気マイクロメータで検出)の関係を求める。図8に測定結果を示す。二つの場合の曲線の傾きがそれぞれ $1/(1/k_1 + 1/k_2 + 1/k_4)$ および k_3 であり、式(5)から K_a の実験値が得られる。図8から K_a は締付力1000 kgfの場合3.7 kgf/ μm 、2000 kgfの場合5.5 kgf/ μm となる。

3.4 電気回路

図9(a)に振動振幅のピーク値ホールド回路、(b)に締付長さの微分回路を示す³⁾。回路素子の値は本研究の条件に適合するように選び、微分の位相特性を改善する

(a) 端面カムによる負荷

(b) ナット締付けによる負荷

図8 ばね定数の測定

ために位相補償回路を付加してある。なお図9(b)の回路は負の値は出力しない。

図10に図9(b)の回路の周波数特性を示す。この場合の周波数伝達関数は⁴⁾、

$$D(j\omega) = \frac{\alpha(1+jT_1\omega)}{1+j\alpha T_1\omega} \frac{\gamma}{(jT_2\omega+1)^2} \frac{jT_2\omega}{jT_2\omega+1} \quad (6)$$

ただし、 $T_1 = C_1 R_1 = 5.6 \text{ s}$, $\alpha = R_1 / (R_1 + R_2) = 0.28$, $T_2 = C_2 R_3 = 1.7 \text{ s}$, $\gamma = (R_4 + R_5) / R_4 = 101$.

図10によれば $\omega \approx 0.1 \text{ rad/s}$ 以下なら図9(b)の回路の微分特性は良好である。ちなみに本論文の場合には振動板の振幅変化速度はほぼ3 minを周期とし、締付長さの変化 l もそれに従うから、 $\omega \approx 0.03 \text{ rad/s}$ となる。また振動板の振動1サイクルに2周期程度の小さな変動が l に加わるが($\omega \approx 8 \text{ rad/s}$)、これはフィルタで平滑化され、無視できるものと考えられる。図中には周波数応答試験の結果が●印で示されている。

4. 試験機の作動状態の検討

図11に軸力補償機構のブロック線図を示す。図中に伝達関数を示すが、D, C, アンプ、サーボモータについて

(a) ピーク値ホールド回路

(b) 位相補償、ろ波、微分回路

図9 電気回路の詳細

図10 回路の周波数特性

はカタログに記されたものであり、伝達機構については減速機(減速比1/25)とプーリを含めた減速比(1/100)と端面カムの傾斜(1/250)から求まる。図12に制御試験の例を示す。これは所定締付力のもとにナットに強制的などし回転をゆるみの発生に擬して断続的に与えた場合の軸力補償の様子の2例であり、ほぼ満足できる作動を示すと考えられる。

図13は所定締付力1000 kgfの場合の実際のゆるみ試験における軸力、振動板変位、ピーク値ホールド、締付長さの変化、微分値をモニタしたものである。軸力は3.2節に述べたように所定値からの低下分だけを補償す

図 11 軸力補償機構ブロック線図

図 12 軸力補償試験結果(ナット断続もどし回転)

図 14 ゆるみ試験結果 (1) (同一ナットの連続試験)

図 13 ゆるみ試験におけるモニタの結果

ることになるが、記録図でも軸力の最低値は所定の値に近く保たれている。またピーク値ホールド、微分回路と

もによく動作している。したがってこの試験機はほぼ妥当な性能を示すものと思われる。

5. ゆるみ試験

図 14 に M10 並形六角ナット、所定締付力 1000 kgf、スピンドル油潤滑、ゆるみ止めなしの場合の試験結果を示す。これは同一試料を連続して 3 回の試験を行ったもので、1 回目では \$S\$ が小さい段階で早々に立ち上がる様子が見られるが、2 回目以降ではそれがなく、より安定な \$\delta\$-\$S\$ 曲線が得られる。これは締付け当初には安定な状態になかった座面のすわり位置とはめあいねじ部の接触位置が、1 回目の試験の初期の振動によってより安定な位置に移り、それによって軸力が少し低下し、その後の試験においてはほぼ一定した曲線が得られやすいためと考えられ、以下の試験では 2 回目以降の結果を採用する。

図 15 は所定締付力 1000 kgf、図 16 は 2000 kgf の場合の結果を示す。条件は図中に示す通りである。また図中には従来の方法による \$\delta\$-\$S\$ の結果を試験ナット 2 個ずつについて比較のために点記した。従来の方法とは、試験機の歯車列(図 4 参照)の歯数を二重偏心機構の主軸偏心部と偏心プシュが、試験中

図 15 ゆるみ試験結果 (2) (自動記録法と従来法)

図 16 ゆるみ試験結果 (3) (自動記録法と従来法)

に相対角変位しないよう選び、偏心量を各試験ごとに手動で与えて行ったものである。試験ナットも異なるので、ばらつきは避けられないが、自動記録されたゆるみ止め性能曲線は、従来法によるものとかなりよく一致していることがみとめられる。

図 17 にゆるみ止め装置を付加した場合の例を示す。等厚ダブルナット、ナイロンリング入りナットともゆるみ止め性能が高いことがわかる。

6. 結 言

- (1) ねじのゆるみ止め性能を、締付力を所定の値に保

図 17 ゆるみ試験結果 (4)

ちながら、試験中に振動振幅量を無段階に変えて自動記録するねじゆるみ試験機を試作した。

- (2) 試作した試験機が、ほぼ良好に作動することを確認かめ、得られたゆるみ止め性能曲線は従来法によるものとかなりよく一致した。
- (3) 本論文の方法によれば、試験中にゆるみ止め性能曲線を自記できるので、従来法による場合より性能評価に要する時間が大幅に短縮され、各種ゆるみ止め装置の性能を簡便に評価できる。

この研究は筆者らが東京工業大学精密工学研究所に在勤または在学中に行ったものであり、ご援助いただいた同所大塚二郎助教授をはじめ職員各位および実験に協力された相模工大学生（当時）伊納徹君に厚く感謝する。この研究に対して昭和 50, 51 年度文部省科学研究費補助金（課題番号 085075）の交付を受けた。

文 献

- 1) 山本 晃, 賀勢晋司: 軸直角振動によるねじのゆるみに関する研究——ゆるみ止め性能の表わし方と各種ゆるみ止め装置の評価, 精密機械, 42, 6 (臨時増刊) (1976) 507.
- 2) 山本 晃ほか: 軸直角振動によるねじのゆるみに関する研究——ゆるみ止め性能曲線の理論化, 精密機械, 43, 9 (1977) 1069.
- 3) 例えば, RCA ファイル, No. 817.
- 4) 例えば, 大島康次郎, 荒木献次: サーボ機構, オーム社 (1973) 131.