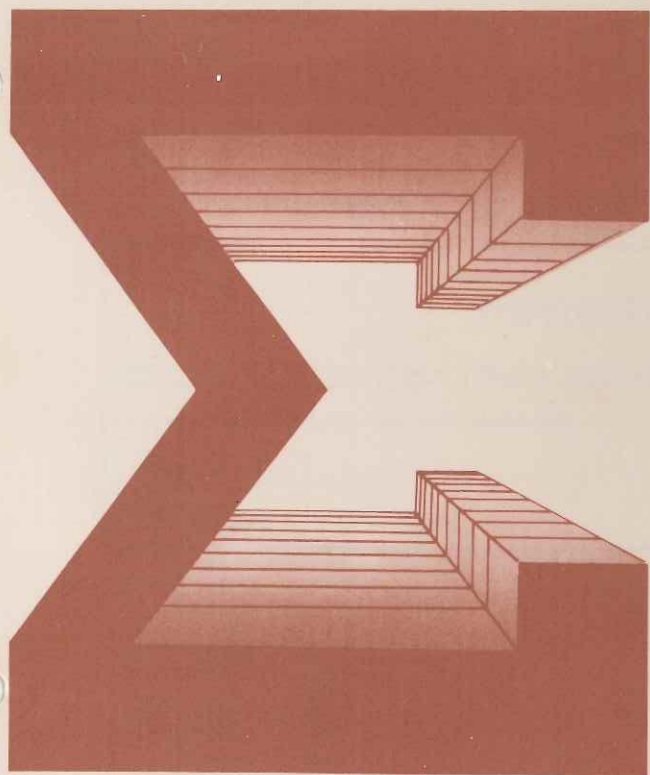


需要家のためのI.B.ニュース

シグマ

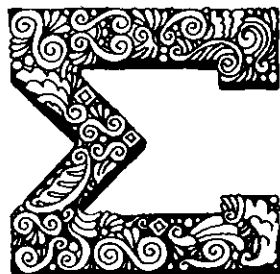


【18】イワタボルト

1978. 12

NO. 27

18



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)でものをみ、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。

シグマ No. 27 目 次

特集・ねじの自動締付管理..... 1

その設計と性能について

(Proc Instn Mech Engs Vol 191 38/77より)

J. T. ボ イ ス
P. W. ウォーレス
訳・岩田雅隆

〈シグマ〉27号 昭和53年12月31日発行
編集発行 岩田ボルト工業株式会社

ねじの自動締付管理

その設計と性能について



J. T. ボ イ ス
P. W. ウォールス
訳・岩田雅隆

DESIGN AND PERFORMANCE OF AN AUTOMATIC CONTROL SYSTEM FOR FASTENER TIGHTENING

J. T. BOYS, MSc, PhD,
Department of Mechanical Engineering, University of Canterbury, Christchurch, New Zealand
P. W. WALLACE, MSc, PhD, Eng, MIMechE,
Stanley Research Centre, Houston, Pennsylvania, USA

SYNOPSIS
Methods of controlling the tightness of bolted assemblies by preventing the torque on bolt rotation are reviewed. It is shown that these produce either inaccurate clamp loads or excessive elongation of the fastener, or a result the tightening operation is often the fastest (10) to obtaining a reliable assembly.

The development of a system of tightening control that overcomes these problems is described. It operates by sensing the gradient of the torque-tension characteristic, then detecting the rigid point of the fastener. In principle it requires no preset (control) torque or rotation angle. Comparative results show that the system increases bolt clamp loads and reduces their scatter very significantly.

1. INTRODUCTION
The necessity of bolted joints in a great Mechanical Engineering operation. Satisfactory control of this process is often difficult especially in mass production applications where manufacturing costs must be kept low. Since the primary objective of tightening a fastener is to operate a clamping load on the joint, the practical result of poor control is the unwanted failure of critical joints, subsequent connecting rods and cylinders these are costly examples. More sophisticated but equally important are the failure of rotor assemblies in large equipment and highly stressed machinery. The cost of equipment failure can be very large, and there are instances where a full size assembly cost of 100,000 fastener compares with a failure cost of 100,000.

Many tools for tightening threaded fasteners are well developed and are widely available and a wide range of torque wrenches are available and are used principally in applications where they can be mounted rigidly on a structure the supports their reaction forces. These methods with a known mechanism are preferred for non-critical applications, particularly in the higher torque ranges. These tools require minimum operator effort, and so have an automatic stop-off that eliminates operator skill in deciding when the joint is tight.

The increased productivity and reduced assembly costs given by these tools has led to their power tools are frequently used wherever in this respect they are superior. To a certain extent, the reliability of fasteners themselves and the number of joints required, and design has greatly improved in recent years. Early the assembly operation is frequently the weakest

link in producing a reliable joint.

In view of this, a research programme was undertaken at IPR Laboratories, New Zealand, to develop better methods of tightening control and has resulted in a new clamping control system for mass-produced air engines. This system will examine the basic requirements of the tightening process and describe the new system which generally increases the accuracy and reliability of the process while maintaining high speed operation.

2. NOTATION
D bolt shaft diameter
E clamping force in a bolted joint
F torque wrench stiffness coefficient
M coefficient of friction
M₀ maximum torque torque measured by the torque wrench
M₁ coefficient of friction
M₂ instantaneous torque value measured at opposite ends of a torque wrench
M₃ moment of inertia
r₁, r₂ rotation angles measured at opposite ends of a torque wrench
T₀ measured torque measurement = M₁ / M₂
T₁ incremental torque measurement = M₃ / M₂
T₂ incremental rotation angle or thread length
C₁, C₂, K₁, K₂ constants as defined in the text

3. CHARACTERISTICS OF THE TIGHTENING PROCESS
3.1. Characteristics of the Tightening Process
When a nut and bolt are used to clamp materials together, the primary objective is to form and maintain an essentially rigid joint even when working loads are applied to the assembly.

◇編集注◇

ねじの適正締付けに関連して、従来のトルク法に代って軸力管理法に対する関心が一段と強くなって来た。すでに理論の段階から実用化の段階に移りつつあるようで、とくに欧米の自動車産業ではかなり急速に普及する傾向にあり、それに促がされて日本でもその動きが活発になってきた。

この軸力管理については(シグマNo.25)で、アッセンブリ・エンジニアリング誌Nov.'76に掲載された“Fastener Tension Control-What It's All About”を「ねじの軸力管理・そのすべて」のタイトルで全文紹介したが、本号ではこの分野で先行する米国のSPSテクノロジー社開発のJoint Control Systemを中心として、その原理と構成、応用に関して執筆した同社エンジニアの論文を紹介したい。これは1978年4月17日から20日迄4日間にわたりシカゴの McCormick プレースで開かれた第25回デザイン・エンジニアリング・ショーのコンファランスで報告されたものの全文である。このコンファランスでのファスナー関係の報告と討論は、「最新の締結構想の効果的適用について」、「多列ボルト接合体の分析方法」及び「新しい締結技術」の3つのテーマに分れて行われたが、最も関心を集めたのは「新しい締結技術」の報告で、有名なG. H. ユンカーが報告を行った。この報告の基礎になったのが本論文である。原題は“Design and performance of an automatic control system for fastener tightening”で、筆者はニュージーランドのカンタベリ大学電気工学部のJ. T. Boys 並にSPSテクノロジー社のP. W. Wallace である。翻訳は、同コンファランスに出席した米国留学中の岩田雅隆が、コンファランスで入手した原文(Proc Instn Mech Engs Vol 191 38/77)に基いて行ったものである。

The Institution of Mechanical Engineers:
Proceedings 1977, Vol. 191 38/77より

摘要

トルク又はボルト回転を前もってセットすることによって、ボルト組立物の締付け程度をコントロールする方法の再評価が行われている。これらの方法はねじに不正確な締付力又は過度の伸びを生じさせることが明らかにされている。その結果、締付け作業は信頼性ある組立て物をうる上において、往々にしてもっとも弱いリンクとなっている。

これらの問題を克服するための締付けコントロールシステムの開発について述べた。これはトルク-回転角特性の勾配を感知し、これによってねじの降伏点を発見するのである。これは原則としてコントロールされるトルク又は回転角を前もってセットする必要がない。比較の結果、このシステムはボルトの締付け力を増加させ、かつそのバラツキを著しく減少させることが分った。

1. 序文

ボルト継手の組立ては基本的な機械工学上の作業である。このプロセスを納得のいくようにコントロールすることは、とくに生産コストを低くおさえないければならない大量生産に適用する場合、しばしば困難となる。ねじ締付けの本来の目標は、継手に締付け力を展開することであるから、コントロールが不充分だと、クリチカルな継手の場合望ましからざる事故を来たす。自動車のコネクティングロッドやシリンダーヘッドが顕著な例である。余りおけになっていないが、これと同様重要なことは、重機械や高応力のかかる機械類における締結の信頼性の問題である。設備の破損コストは尠大な額に上ることがあるし、1本当たり僅か10セントのボルト・プラス・組立のコストが結果的に400ドル以上もの破損コストにも匹敵するという例が多い。

ねじを締付けるパワーツールは開発が進んでいるが、主に空気による動力である。いろいろなタイプのベントタイプのエアモータが出ているが、構造物にがっちり取り付けて反動トルクを

支えられるような用途に主として使用されている。ハンマー機構のインパクトレンチは手をもって操作するには有利で、特に高トルク範囲に向いている。これらのツールは慣性回転し、作業者の最小の労力でもって高速度でねじを締付けることができるし、自動停止装置を持たせると、継手が締付けられたことを確認する為の作業者の熟練が不要になる。

これらのツールによって生産性の向上と組立てコストの削減が達成されても、より正確な締付け力を得るのには役立たなかった。事実、パワーツールはこの点でトルクレンチよりも不正確である場合が多い^{1,2)}。これに対して、ねじそのものの信頼性、継手の解析と設計の精度が近年著しく進歩した。今日、組立て作業は信頼できる継手を生み出す上で、往々にして最も弱いリンクとなっているのである。

この観点から、よりすぐれた締付けコントロール方法を開発するための研究計画が、アイルランドのナースにあるSPS研究所で実施されその結果、ベントタイプエアモーター用の新しいクローズドループ式コントロールシステムが作られた。この論文では締付けプロセスの基本

的な要件を検討し、かつ、高速作業を持続させながらプロセスの精度と信頼性を大きく増加させる新しいシステムについて述べる。

2. 記号

D	ボルトの軸径
F	ボルト継手の締付け力
K	ねじりばねの弾性係数
M	適用トルク
M_1, M_2	$\Delta\phi$ によって分けられたトルクの測定値
μ	摩擦係数
ω_1, ω_2	ねじりばねの両端における瞬間角速度
ϕ	回転角度
ϕ_1, ϕ_2	ねじりばねの両端における回転角度の測定値
σ	ボルト材料の単軸降伏強さ
ΔM	測定トルクの増加 = $M_2 - M_1$
$\Delta\phi$	増加回転角度又は弦長さ

C_1, C_2, K_1, K_2 本文で定義した定数

3. 締付けプロセスとそのコントロール

3-1 締付けプロセスの特性

ナットとボルトで部材を互いに締付ける場合の第一の目標は、組立て物に使用荷重が作用した場合でも本質的にかがしりとした継手を形成しかつ維持することである。これには使用荷重よりも大きい締付け力の発生が必要であり、トルクの適用とそれによるねじの回転によって生れる。ボルトは基本的には、軸方向とねじり方向に応力をうけるボルト軸によって駆動される、らせん形の傾斜平面として挙動する。

与えられたトルクと締付荷重との関係は、図1で示すように基本的には直線である。この直線性はねじの軸部の降伏点を越えても維持される。トルクに関する近似式は

$$M = F (C_1 + C_2 \mu) \quad (1)$$

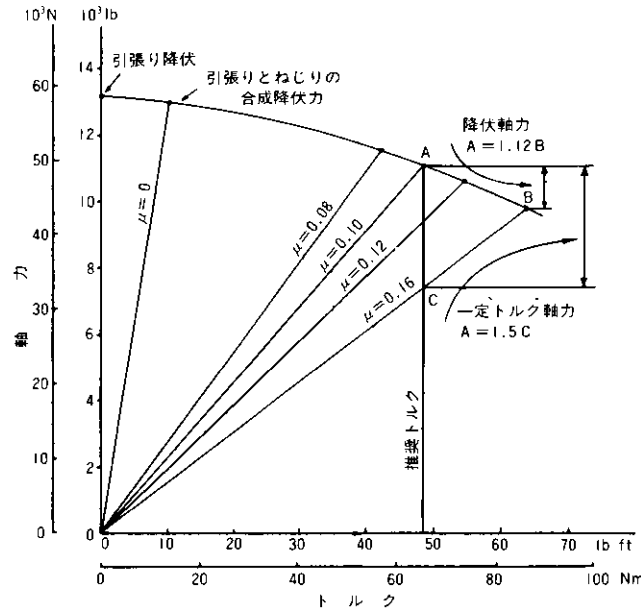
ここでFは締付力、 μ はねじ山と座面による合成摩擦係数、 C_1, C_2 は定数である。残念ながら方程式(1)の締付力とトルク間の比例性の要因は、ボルトとその相手表面との間の摩擦とはめあいによって大きく変わる。この摩擦状態に対する感度の変化は、与えられたトルクの90%までが摩擦 ($FC_2\mu$) を克服するために使われ、このトルクの残り数パーセントだけが締付力を生じるのに役だつにすぎないという事実によるものである。例えば0.10から0.16のように変化している実際上の摩擦係数は、比例定数では約1.5から1(1,2,3)の差となる。図1で分るようにこれは、ある特定の締付けトルクによって発生する締付荷重の最低と最高との差が50%にもなることを意味している。締付荷重に与える摩擦その他の要因の影響については、広範囲にわたる研究が行われている。摩擦係数と表面状態の変化によって、どのような荷重誤差が予想されるかを夫々のトルクコントロール方式毎に明らかにした包括的な表が現在出ている。

上に述べた締付け作用の限度は、トルクの増加に伴ってねじの軸部がねじれと引張りの合応力をうけて最終的に降伏する時に生ずる。

フォン・ミーゼスの降伏規準を用いれば、ね

〈図1〉

ボルト継手に生じた軸力と適用トルク
の関係。一定トルクによる軸力に摩擦の
与える影響が、降伏状態下での摩擦の影
響に比較して大きい点に注目せよ（%—
16×4 in 六角穴付ボルト）。



ターである。ねじの回転の締付荷重に対する関係は、弾性締付域内でのトルクのそれよりもより不正確である。これは主として、測定のための開始点を設定するのがむずかしいこと、及びねじと継手のコンプライアンスは著しく変化することがあることによるものである。特定のねじが降伏点を越えるときの回転量をきめることはむずかしくないが、特定の回転によってねじが降伏をどのくらい越えるかを決定するのは大変むずかしい。

じの軸部は次の式により降伏する。

$$\frac{F^2 K_1}{D^4} + \frac{M^2 K_2}{D^6} = \sigma_y^2 \quad (2)$$

ここで σ_y はねじ材料の単軸降伏強さ、 K_1 と K_2 は定数、 D は軸径である。

この方式は、図1の実際のレンジとしては1つのだ円で表われる。降伏は引張りが圧倒的であるが、ねじ面の高摩擦によるトルクの増加が、降伏の際の引張り応力、すなわち締付荷重を低下させることがわかる。特定の摩擦の変化が降

伏点で締付け力に及ぼす影響は、弾性締付け段階で与えられたトルクでの同じ変化の影響よりもはるかに小さい。つまり、一定トルクでの50%の締付荷重の変化は降伏点では約12%に減少するのである。降伏点での締付け力はそれ故、摩擦とは比較的無関係であり、従って達成される締付荷重の正確さは、コントロールするパラメーターがトルクか降伏点かどうかによって全く異なる。

ねじの回転はもう1つの測定可能なパラメー

3-2 現行の締付けコントロール方法

もしボルトの伸びもしくはその応力レベルを直接測定できるとすれば、締付け荷重を決定するのは容易な作業である。それがほとんど不可能であるため、生産状態下では締付け荷重をコントロールするのに実用的な間接的な手段を用いる外はない。これ迄の所、最も一般的な方法は、手もしくはパワーツールの何れかによるコントロールトルクの使用である。この方法は、前に述べたような摩擦の影響によって不正確な締付荷重を生じる。実験的な研究²⁾によると、たとえトルク測定の誤差がゼロであっても、締付

け荷重の範囲が±20%以内になることは殆んどないことが確認されている。このことは最低の締付け荷重は最高の66%であることを意味している。トルクのバラツキが±10%の場合予想される締付け荷重の変化は±25%程度以上である。エアストールタイプのパワーレンチ²⁾による実際の締付け試験でこの点が確認されており、単一ロットのねじを名目上の同一条件で締付けた場合でさえ、締付け荷重は±20.6%変化することが明らかになった。実際には、最小締付け荷重はボルトの最小保証荷重の約60%で、平均が約75%であるとみなされている。

この根本的な不正確さに加えて、トルクコントロールの使用は段取りとチェックにかなりの努力を必要とする。特別の荷重測定試験が行なわれない限り、摩擦の影響とそれによる必要とされるトルクはただ推測による外ない。この場合、締付け過剰を防ぐためには極めて控え目のトルク値が採用されなければならないし、もし受け入れできない程の低い締付け荷重はどうしても避ける必要があるとすれば、摩擦のコントロールに極端な努力を払わなければならない。近年、エアツールに正確なトルク測定装置がとりいれられて、エア圧やモーターのトルク出

力のコントロールといった、更にコスト高になろうとする動きをある程度しないですむ方向へと進んできた。このトルクのコントロールは、モーターにソフトなドライブをさせるとか、あるいは与えられたトルクが継手の剛性と無関係になるよう、パルスによるトルクの適用ができるようにするといった風に、更に進歩したものがいくつか現われて来た。

今一つ、高生産性のコントロール方法で、建築産業で広く用いられているのが、角度コントロール締付け（つまりナット回転法）である。あらかじめ決められた締付け回転角を、降伏点を越えてねじに適用する。これは高い締付け荷重を与える反面、バラツキが比較的小さい。これらは非常に重要な利点であるが、反面それらの利点も2つの大きな欠点によって相殺されてしまう。すなわち、降伏点への到達を確認するには、比較的大きな回転が選ばなければならないが、それはねじの過剰伸びを招く可能性があって、その反覆使用が厳しく制限されるし又、特定の継手に対する回転角の選択には広範囲な予備的試験作業が必要とされる。

これら2つのコントロール方法は、現在使わ

れている最も有効で高生産的な方法である。これらの方法の外に、ボルトに歪ゲージをとりつけたり、変形する座金やナットを使用したり、ボルトの伸びを直接測定したりする方法があるが、これらはきわめて正確な締付け荷重を与えることができて、大量生産には不適當な場合が多い。

こうした背景から出て来た結論は、ねじの降伏の始まりを検出するという原理に立って、それに次のような追加的要件を伴ったシステムを開発する試みがなされなければならないということであった。

直接測定と同じ位高い締付け荷重の精度

現行の最良のトルク及び角度コントロールシステムに匹敵する生産性

現行のどのシステムよりも、段取りとキャリブレーションのための努力が少なくすむもの

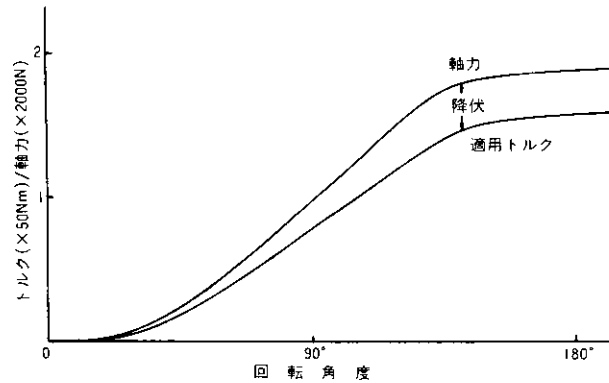
作業者の介入を必要としない完全な自動操作

複式スピンドルの適用とベーンタイプ・エアーモーターに適したもの

頑丈な構造と信頼性ある操作

〔図2〕

代表的なねじ (M10グレード 8.8, うすく塗油) における回転角度の関数としての測定した軸力とトルク値。



生産性と信頼性に関するきびしい要件とは、動力源として可能な限り完全に発達したツールが使用されなければならないこと、そして、新しい機械装置の使用は最小限に抑えなければならないことであった。必要なコントロールシステムとは、締付けされる個々のねじ夫々について最適締付け荷重を見出せるようなものであって、特定グループのねじに関する締付け荷重の近似点を求めるものではないということは明らかであった。

4. 降伏の定義と測定

4-1 降伏の測定

材料の降伏点とは普通、“応力の増加なしに歪の増加が目立ち始めた場合の材料の応力”と定義されている。この定義は、弾性状態から塑性状態に移る時に明らかな“ひざ (knee)” 又は鋭い屈折をもたない材料が多いので実際上適用しがたい場合が多い。

実際の降伏点の測定は普通、0.2%オフセット法によって行なわれる。これにかわる1つの方法は、応力-歪曲線の微係数つまり勾配に基づくもので、その勾配が曲線の弾性部分におけ

る勾配の $\frac{1}{2}$ か $\frac{2}{3}$ になった地点を捜すのである。

引張り試験で降伏を決定するのに通常研究室で行われている方法では、荷重対伸びをプロットする自動記録計が使われる。その場合ひざ又はオフセットの規定は検査つまり手による測定によってなされる。測定の自動化の最も近道は“Drop of the Beam”か“Halt of the Pointer”法⁴⁾である。これには荷重又は変位の一定割合の増加及び歪の急速な増加又は荷重の増加停止時の観察が必要とされる。これらは傾斜法と云ってもいい。というのは、目視は恐らくそのオフセットの変位よりもポインターの変位の変化の割合の方を検出するであろうからである。滅多に使用されないが今一つの方法は、“Total Extension under Load”である。これは、降伏歪よりも大きいとされているゼロ荷重からの総伸びを材料に与えるのである。これには材料の基準長さと同強度の予備知識が必要とされる。

4-2 ねじ締付にえける降伏の検出

ねじを締付ける時生じるトルクと回転の特性

(図2)は、前に述べた引張試験における荷重と伸びの特性と本質的には同じである。従って定義や測定の問題は同じであるが、基準長さは測定できないし、かつ解析は高速度でオンラインでなされなければならないという困難さが加わる。又トルク値の低いところでの関係も始めは直線ではなく、曲線の直線の部分は全回転に比較して短いという可能性がある。それゆえねじの降伏の検出は適用できる測定に制約される。

手で締付けが行なわれる場合、老練な作業者によって、大きく降伏点を越えることなしに、おどろくほどの精度が達成されたとの報告がある。テストは、そのような作業者^{6,7)}によって、トルク指示のない簡単なレンチを用いて行われたが、発生した永久伸びは0.2mmよりやや大きめであった。回転角が増加し続ける間、作業者はトルクがこれ以上増加しないと感じるまで締付けるよう要求された。このことは、前に述べた降伏に関する古典的定義のように、比例的なトルクの増加なしにはっきりした回転のオフセットを作業者が感じたことを暗示している。

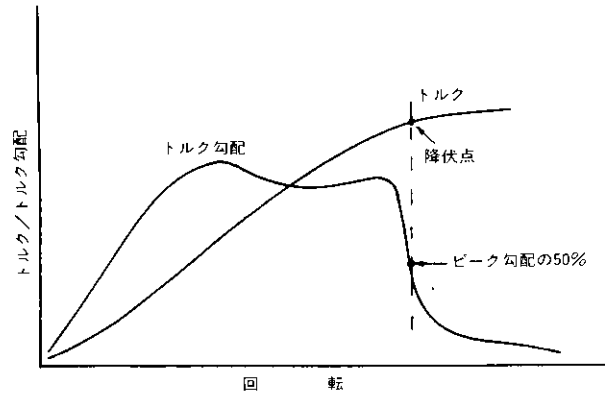
初期の報告⁵⁾では、手の操作はより複雑であ

り、また、作業者は回転角を観察しトルクを感知し、なかんづく降伏点に達した時トルクの変化を感知するとされている。これはトルク回転曲線の「ひざ」の検出を暗示している。人間の感覚組織の複雑さは、手による締付けの場合、どちらの降伏の定義が優位であるか、決定しかねさせるのかも知れない。ただ、手による締付けの場合、コントロールポイントとして降伏を使用することは確立したプロセスであること、そして作業者のオフセット又は永久歪に関する感覚がその中で一役買っていることは明らかである。

実際の高生産締付作業においては、エアかそれに類するモーターが原動力であるとみなされる。こうした条件の場合、締付工程中に比較的簡単に測定できる4つのパラメーターがある。すなわち、適用トルク、モーターの瞬間速度、空気圧、及びねじの回転角度である。事実、これらの中の最初の3つは、特定のモーターに関係したものであり、また回転速度は単に回転角度の導関数にすぎない。従って、この種のシステムで可能なのは、夫々独立した2つの測定値——トルクと角度——だけである。

最近の特許文献^{8,9)}で、降伏点を検出するのに夫々違ったやり方でトルクと角度を使用する装置のアウトラインが示されている。ポーレイ(Pauley)⁸⁾は、トルクと回転はリンクを使って2つのアーム又はポインターの動きに変えられると提案した。トルクと角度機構の歯車比を事前に調整することによって、ポインターをトルク回転曲線の直線部分の間、一諸に働くようにすることができる。降伏が生じると、ポインターが分離し、分離が前もって決めた大きさに達した時、コントロール信号が発せられるのである。この装置の目的は、明らかにオフセットタイプの測定——ポインターの分離の大きさに比例する——によって降伏を検出することであった。この装置では、ポインターを同時に動くようにさせるには、事前にトルク回転特性の直線部分の正確な勾配を知ることが必要にならうから、降伏点を望ましい精度で検出できる見込みはない。又事前に、要求されるオフセットの大きさをすることも必要になるのである。もう一つ、ヒーリング(Höring)⁹⁾によって提案された装置は、トルク回転曲線の傾きがある前もって決定した値つまりコントロール値に接近した地点を確認することによって、降伏を検出するのを目的としている。これは引張り試験で用い

〈図3〉
 代表的なボルト継手（M10グレード 8.8、
 うすく塗油）における、回転角度の関数と
 しての、観察されたトルクとトルク勾配信
 号。



られる傾斜法に似ているが、締付けられる現実
 の継手とは関係なしに、事前にコントロール勾
 配を推測しなければならないという、重大な実
 際の欠点をもっている。

5. システムの開発

5-1 新しいコントロール原理

この作業は、図2で示されているようなタイ
 プのトルク回転曲線の研究に基くものであった。

これら曲線の一般的な形状は、ねじ1本ごとに
 繰返し再現されるが、ねじが変る毎に摩擦係数
 も異り、幾何学的形状も僅かながら異なるため、
 トルク図形の縦座標が変化することが分った。
 典型としてふさわしい降伏特性を発見しようと
 いうことで、多くのトルク-回転曲線が細部に
 わたり検討され、これに関する色々な特性が指
 摘された。多くの例で観察された点は、直線部
 分はきわめて短かく、時には存在しなくなって
 曲線の湾曲点へと収縮していることであった。
 更にまた、トルク-回転曲線の勾配（図3）は、
 ピークもしくは高原状態につずいて大きく急激
 に降下するという、特徴的な形状をもっている
 ことも指摘された。この降下は最高値の約25～

30%にまで及んだ。これは変化している摩擦条
 件（すぐれた潤滑油から脱脂ねじに至る）の下
 で、かついろんな継手の材料や硬度のものにつ
 いて観察されたものであった。

方程式(1)より、トルクと締付力はねじの降伏
 点に到達しそれを越えても直線的な関係にある
 と予想される。この直線の関係は、例えば、如
 何なるトルク-テンション装置によってもたや
 しく実証できる。従って、トルク-回転曲線の
 勾配のどんな特性の変化も、締付力又は締付け
 荷重-回転曲線の同じような特性点に対応する。
 それ故に、降下に先立つピークトルクの勾配の
 大きさは、1つのねじから次のねじでかなり変
 化する一方、降下の位置はボルトの正確な荷重
 に対応するはずである。

この結果として、適当なコントロール演算手
 順が考案された。

トルク勾配を決定する。

特定の締付けサイクルに対する最大値を発
 見してストアする。

現行のトルク勾配が、ストアされた最大値
 から著しい降下（即ち50%）をした時プロセ
 スをとめる。

進行局面ではプロセスの早まった停止を防ぐための抑制措置が他に若干必要であろうが、この簡単な演算手順が必要とされるすべてである。しかしながら、問題が1つ残る。つまり、如何にしてトルクの勾配を測定するかである。エレクトロニクスによる勾配つまり導関数の測定は相当騒音ができるが、外にこれに代るべきものは皆無にひとしい。この演算手順で稼動する制御装置の性能は、トルク勾配信号の質に直接関係してくる。満足すべき性能にはすぐれた微分技術が必要とされるのである。

5-2 実際的な勾配測定法

回転軸におけるトルク測定の利用

図4(a)の略図で示すように、2台のインクリメンタルエンコーダーを隔てているねじり弾性のスプリングを考えてみよう。もし ϕ_1 、 ϕ_2 が何らか任意の但し一定の既知数に相対的なスプリングの両端の角度変位とするなら、シャフトから伝達されるトルクは、

$$M = K (\phi_1 - \phi_2)$$

ここでKはスプリングの剛性率である。よってねじにおけるトルク勾配は次のように与えられる。

$$\frac{dM}{d\phi_2} = K \left(\frac{d\phi_1}{d\phi_2} - 1 \right) = K \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} - 1 \right)$$

ここで ω_1 、 ω_2 はスプリングの両端の瞬間角速度である。

上の方程式の何れもが、最新のデジタル装置とインクリメンタルエンコーダーを使用してトルクの勾配 $\frac{dM}{d\phi_2}$ を計算することができる。

その方法は次の通りである。

- (1) 特定数の ϕ_2 パルス ($\Delta\phi_2$) について、 ϕ_1 パルス ($\Delta\phi_1$) の数をカウントして ($\Delta\phi_1/\Delta\phi_2 - 1$) を計算する。

又は

- (2) パルス間の時間を用いて連続的に ω_1 、 ω_2 を計算し、然る後 ($\omega_1/\omega_2 - 1$) を計算する。

実験の目的上、両方の方法のための装置が組立てられ、評価された。2つの方法に対するハードウェア上の要求は異なる。すなわち、最初の方法に対しては、有意なカウント比を与えるために高分解能のエンコーダーが必要であり、

時間又は速度を使う2番目の方法に対しては、60パルス/回転の、低い分解能のエンコーダーで十分である。明らかに、時間の測定によりこれが動的な技術になり、使用できる速度範囲は制限される。つまり極めて低い締付速度では実施が困難であり、高速度では正確さを失う傾向がある。

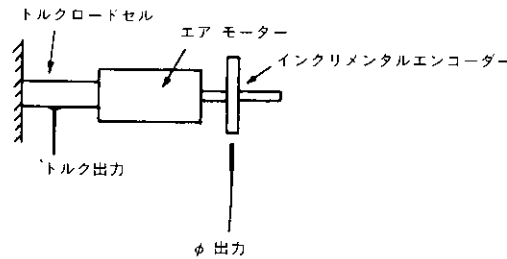
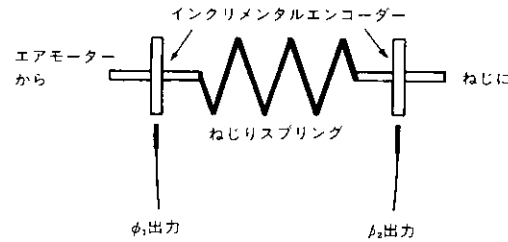
最大勾配の50%でプロセスを停止することを含む操作の完全なコントロールのためにこれらの技術の使用するには、その時々勾配が比較される最大勾配をストアすることを導入することによって可能になる。

反動トルク測定の利用

図4(b)に示すように、トルクセル(トルクを測るロードセル)と出力軸の回転を測定するインクリメンタルエンコーダーとに取付けたドライブモーターを考えてみよう。得られる2つの信号には、トルク勾配を決定するのに必要な基本的な情報を含んでいる。この目的のため、トルク勾配は一定の回転角度増加 $\Delta\phi$ (弦長さ)を上廻るトルク増加量として与えられる。従っ

〈図4〉

上が(a), 下が(b)。トルク勾配を測定するのに用いた2つの方法の略図。
 (b)で反動トルクが測定されている間に(a)で現に活動しているトルクが測定される。



て、もし M_1 と M_2 が $\Delta\phi$ によって分けられたトルク量として測定されるとすれば、トルク勾配は

$$\frac{\Delta M}{\Delta\phi} = \frac{M_2 - M_1}{\Delta\phi}$$

$\Delta\phi$ は一定であるから、トルク勾配は $(M_2 - M_1)$ に比例する。

デジタルとアナログの両方の信号の相対的な利点が観察できるようにこの測定をするための独特の形式の混成回路が開発された。

図5の図で示されているように回路は、第一

次の入力“トルク”と“角度”を持っている。夫々のエンコーダーパルス(“角度”入力)のアナログシフトレジスターは、入力トルク値をサンプルし、その中に記憶されたすべてのサンプルを1つの場所にシフトする。違った入力サンプルと保持回路‘A’に対する2つの入力は、それ故トルク信号と3エンコーダーパルス以前のトルク信号である。従って、‘A’の出力は、特定の角度変位に対する増加トルクであり、所要のトルク勾配である。

降伏点を検出し降伏点で停止するコントロールシステムでこの方法を利用するために、勾配の降下を検出する追加的回路が導入された。サンプルと保持‘B’は最大のトルク勾配をストアする。公称スナッグトルク値(締付け初期の乱調は完全に無視されるように選ばれる)以下の‘B’は、夫々のエンコーダーパルスに対して計時され、単に‘A’を追跡する。スナッグトルク以上の回路‘B’は、もしトルク勾配が‘B’にストアされている量よりも大きい時のみ計時される。50%(又はそれ以上)の停止点の決定には、簡単な抵抗分配器とコンパレータを使用する。また、スナッグトルク以下の早まった停止をしないように停止信号もつけられる。

実際には、停止信号は、ソレノイドバルブを操作し、エアモーターを脱力するために用いられる。与えられたトルクがゼロになると、回路は次の締付けサイクルのために自動的にリセットする。ソレノイドバルブは勿論夫々の操作の始動点で独自にリセットする必要がある。

図で示した回路は、騒音の除去を2つの方法で達成する。トルク信号の小さな変化は、図6の図で示されているように、弦状勾配方法によ

って平均化される。すなわち、最初の勾配は点1から1'まで2番目は2から2'まで等々と測定されるが、トルク信号のサンプルだけが使われるので、不調の原因となるランダムグリッチとかスパイクの起るチャンスは、サンプリング回路の孔に比例して減少する。

計器のダイナミックレンジは、広範囲のトルクと勾配状態が適応できるよう大きく設計された。もしコントローラを、フルスケール10ボルト内部電圧に依ずるトルク信号が受けいれるようにセットアップしておけば、13ボルトのピーク電圧を受け入れても不調を起さないであろう。事実コントロールは正しく働くが赤い警告ランプがつく。極端な場合、コントローラは100 mV (スナッグトルクのセッティングを適当に変えて) 以下のピーク入力まで働くので、 $\sim 100:1$ のトルク範囲が調整なしに実現される。実際これは、これまで要求されたものより遙かに大きな範囲である。

6. 実験結果と討論

6-1 原型

最初の原型は、図4(a)の図とほぼ同じ物理的配置のコイルスプリングによって隔てられた、磁気近接さぐり針のついた2つの平歯車(歯数57枚)から成るインクリメンタルエンコーダーを持つものであった。トルク勾配は角速度の観察から計算された。この角速度は、磁気さぐり針からのパルス間の時間的分離に反比例する。

締付け操作は締付け長0.5インチ以上のNo.6-32UNCねじを用いてテストされた。テストされる各々のねじの正確な長さがノートされ、ねじが継手に対して締付けされ、次に継手が分解されて、ねじの新しい長さが確認された。ねじの標本数(この場合100本)に関するねじ長さの変化の分布を示すためにヒストグラムが作られた(図7)。トルク勾配の連続的な計算が1回転の $\frac{1}{50}$ 毎に分離されるように、夫々の交替歯について角速度測定が行なわれた。インチ当り32のピッチでは、軸方向距離0.0011インチに

相当する間隔で連続測定が行われる。従って、きわめて剛い継手の場合の期待される理想的結果は、幅1100マイクロイン치의直角ヒストグラムになる。観察された頻度分布は驚くほどこの理想結果に近い。つまりややせまいが、これは継手が無限に剛くはないが分布の上下限がきわめてはっきりしていることを示している。従って停止点における塑性歪は、エンコーダーの分析によって確認される。

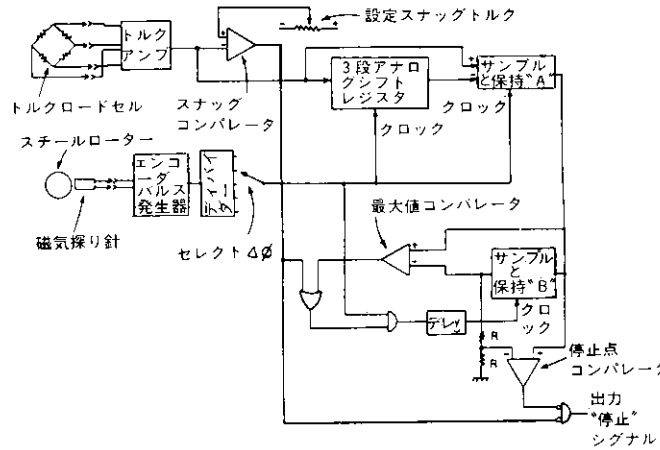
これらの結果に基いて、同じような一般的構造の2番目の原型が組立てられた。これは、平歯車と磁気近接さぐり針のかわりに、高分解能の光学的エンコーダーを用いたものである。十分なノイズ抑制をするため、勾配測定は、弦傾が増加角度10度以上になるようにして行なわれたが、新しい測定は0.1度毎に観察された。

この特別な装置は今の所、組立てられたものの中では最も正確であり、期待されたように、停止点での塑性歪のパラッキは、最初の原型と比較して、ほぼ5のファクターだけ減少した。

この設計は実用上重大な欠点を持っている。つまり、光学的エンコーダーはこわれやすくて高価であること、回転スプリングは通常の組立

〔図5〕

回路の混成性を示す電子コントローラーのブロック線図。角度の増加分がデジタルパルスであるのに対し、トルクは常にアナログ量である。



てラインのツールに組み込むことが困難であること、それと停止点でスプリングが依然として高い応力をうけることである。これらの困難さに加えて、極めて高い精度が達成されてもこれは普通不要である。つまり実際上必要とされるのは締付け力の正確さであって、ねじの強さは、装置の正確さに匹敵するほど正確にはコントロールされないのである。にも拘らず、この装置は実験室用テストツールとしては極めて有用であり、他のあらゆる締付けシステムに対する比較の基準として用いることができる。

これらの結果で確認されることは、降伏点検出の勾配法に基づくコントロールシステムは、

プロセスを古典的な降伏点において文字通り停止させることである。降伏した材料は常に永久ひずみをもっている。現実の降伏点ではこの永久ひずみは微小であるべきである。上述の0.001の平均永久ひずみは0.2%歪に等しい。この0.2%は、材料に0.2%オフセット降伏点まで負荷し、然る後除荷した時に得られる値である。この観察結果は極めて重要である。何故なら、勾配法はオフセット法より先に降伏を検出することができ、またそのため通常のオフセット降伏に到達する前にプロセスを停止できるからである。勾配法を用いることによって、このシステムは締付けられる特定の継手に対する予備知識がなくともこれを達成する。従ってそれは、こ

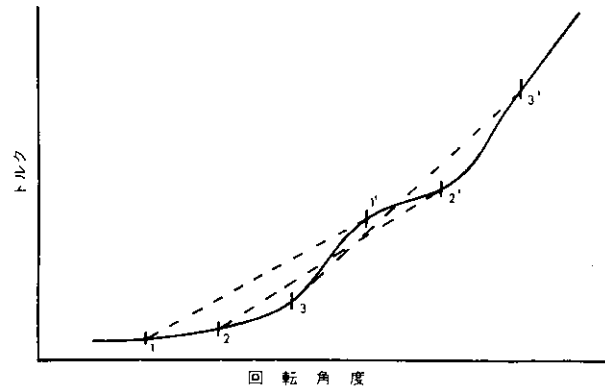
れと同様のプロセスのコントロールの場合、完全に新しい次元の精度を提供する。

コントローリングの演算手順が確立されるに伴って、より実際的な原型が設計された(図8)。反動トルクロードセルを用いてトルクを測定するのである。角度の測定には依然エンコーダの使用が必要であるが、高分解能は必要条件ではない。実際には、使用するエンコーダはエアモーターの構造を利用して、きわめて低コストで十分な分解能を達成する。磁気さぐり針を、エアタービンの近くの、ベインスロットの通過が検出できるような場所に取り付ける。ローター上の5つ(典型的)のスロットと40:1(典型的)のギヤボックス比をもち、200 count/turnの分解がなされる。この方法は重厚で信頼性も高い。

フル生産の装置では、エレクトロニクスに2つ以上のサンプリング回路を設けて、超高性能のコントロール設備をくみこむ。停止信号が生じると、瞬間トルク値が高と低の受け入れ値と比較され、停止トルクが予めセットされた範囲よりはずれた時、一連の警告ライトが指示する。同様に、スナッグトルクと停止点の間の角度は、

デジタル/アナログ変換器によってアナログ量に変えられ、再び高、低、又は受け入れ可能がテストされる。これらの特性コントロール値は、締付け作業とは無関係であるが、ねじの強度の低さとかはめあい不良のような、締付け作業中の殆どどの異常状態に対するチェックに役立つ。これらのリミットは、図9に示されているように、プロセスに対する受け入れ可能領域を規定するには効果的で、不正確なグレードや潤滑のねじのような、不正常状態を指示することができる。この特徴が可能なのは、コントロールプロセス、従って停止点がトルクと回転の何れとも無関係だからである。従ってこれらは、チェックの目的では独立の変数と見なすことができる。

ごく小さな締付け角度の継手（ハードな継手）、又はすべてのねじを一語に締付けることが重要な場所には、更に精密なコントロールシステムが使われる。基本的なシステムとして、エアモーターはねじが締付けられるまでフルスピードで回転する。これによってハードな継手、又はねじが高度に干渉しあうような曲がり継手の場合、締め過ぎをおこすことがある。このような個所には、高速度でランダウンしてから低速で



〈図6〉
トルク勾配測定でノイズを減少するのに用いられた弦勾配法。

締付けられるような2スピードモーターが使われる。すべてのねじが共に最終の順列に入れるようにするには、遅延順列操作が導入される。

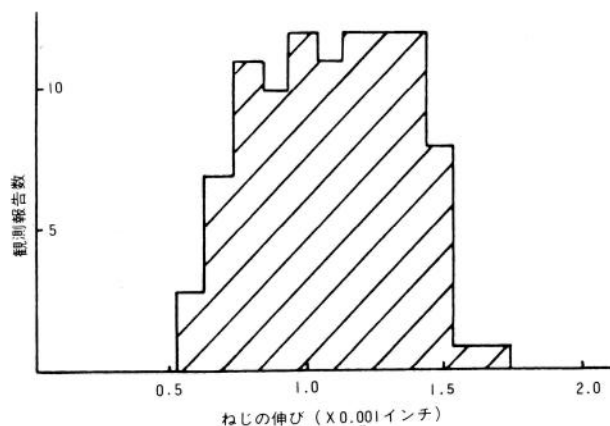
6-2 製作の説明——ジョイントコントロールシステム

“ジョイントコントロールシステム”と呼ばれる勾配コントロール締付け装置が、研究室と現場の広範な試験をうけてきたが、ここに提供する結果は、実際の軸力測定が可能な機器の継手にねじを締付けることによって、得られたものである。

勾配コントロール法、トルクコントロール法及び角度コントロール法¹⁾による軸力発生と比較の結果は、図10に示す通りである。広範囲な条件下でテストした結果、勾配コントロール法でも角度コントロール法でも、軸力のバラツキは±8%に及んでいる。トルクコントロールのテストでは、バラツキが遥かに大きく(±20%かそれ以上)、平均と最小の軸力をもっと低い。この違いはきわめて大きい。つまり勾配コントロールによる最小軸力は22000Nであったのに対し、トルクコントロールされた荷重は12500Nと15000Nの間で、32%から43%の減少であった。推定摩擦係数を用いて計算した予想平均値¹⁾との最大誤差も示されているが、+56%か

〈図7〉

最大トルク勾配の50%で締められたねじのグループに生じた永久歪の分布 (No.6-32 UNC, 継手厚さ0.5in)



ら-29%にまで及んでいる。

勾配コントロール締付けによる荷重変化の原因について計算した所では、ねじの摩擦と強度の変化によることが示されている。もし使用したグレード12.9のねじの強度のバラツキを半減できれば、軸力のバラツキは±8.8%から±5.9%に減少するであろう。

新しい方法で締め付けたボルトの永久ひずみは、0.2%程度であることが分った。これは、ボルトが古典的な降伏点を大巾にこえなかったことを意味するだけに重要である。その結果、反覆使用度が高い。すなわち、6つの自由ねじ山の場合、M8×45、グレード12.9のボルトで

28回、グレード8.8で55回、 $\frac{7}{16}$ -14×1½、USグレード8のボルトで38回の反覆使用が可能であった。

継手の弾性の変化が、トルクコントロール締付けの場合でも角度コントロール締付けの場合でも誤差の1原因になることは周知されている。この影響は図11で示すように、新しい方法によると大巾になくなる。広範囲の状況下において、平均値も変化も共に比較的一定している。つまり、ボルト首下に2°のくさび座金を置いた場合でさえ、平均軸力の増加は殆んどとるに足らぬほどであった。継手におけるガスケット材の使用が、締付け後のクリープによって軸力減少の原因となることが予想されたが、荷重の変化は

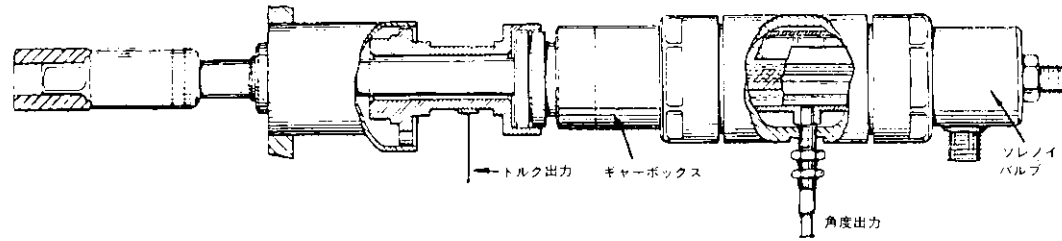
依然として極めて小さく、この方法はこの条件下でも有効であった。

この方法で降伏締付けされた継手の疲れ性能は、他の方法で締付けされた場合と比較して優るとも劣らないことが判った。これは、締付けと初期荷重後の弾性条件下における継手の挙動を示す、荷重-変位線図によって部分的に説明できる。

7. 討論

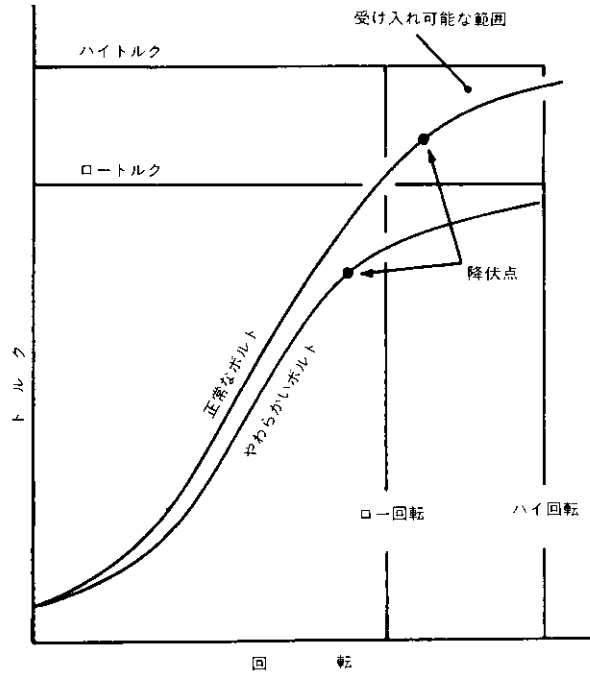
この新しいシステムは、単軸でも多軸締付けシステムとしてでも性能は同じ様にいい。図12で示すような自動車用の装置は、高度で正確な軸力が多量生産において達成できるようにしたものである。継手は今や、全体的な軽量化に応じて疲れ寿命がすぐれ安全性が高く、しかも生産コストも安く設計できるようになった。

これによって間接コストの節減も可能になろう。図11で示すように、軟らかいガスケット継



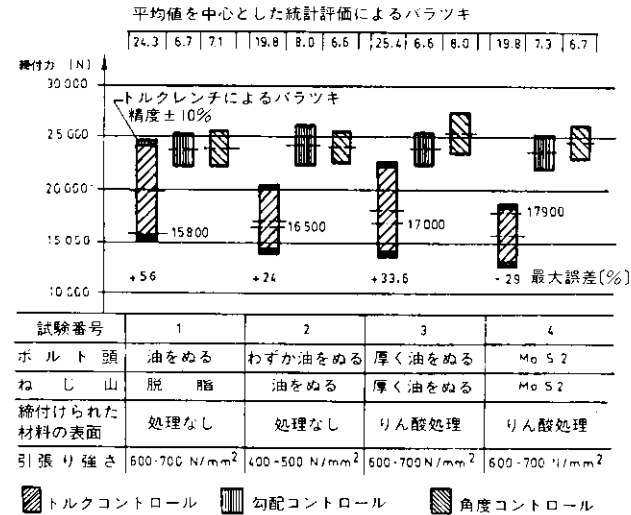
〈図8〉

図5の勾配測定装置に用いられたエアモーター上の変換器の配列。トルク信号は円筒形トルクロードセル上に組み込んだ歪ゲージブリッジから得られる。角度出力は、エアタービンの回転子におけるベインスロットの通過を感じとる磁気さぐり針から得る。標準的なエアモーターに対するこれらの修正は比較的安価である。



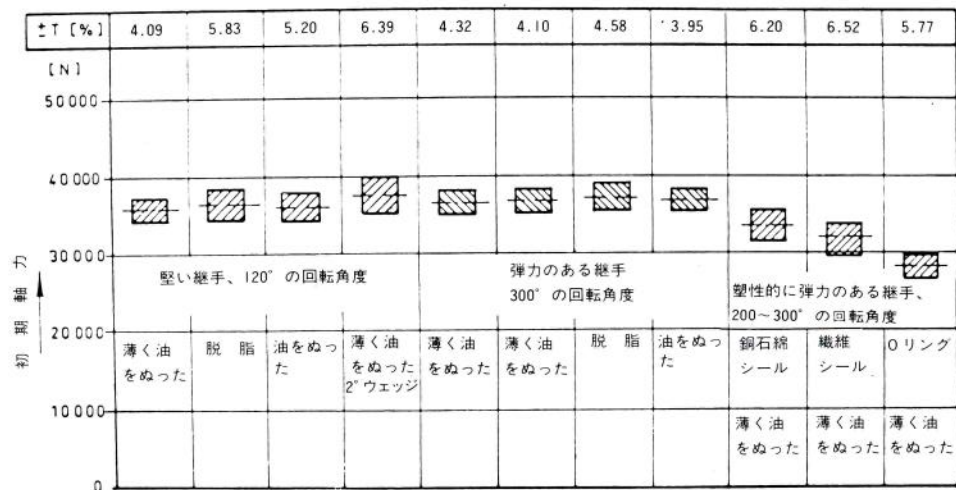
〈図9〉

トルクと回転の限度によるやわらかいボルトの検出を示しているジョイントコントロールシステムによるトルクと回転のチェックの特性。



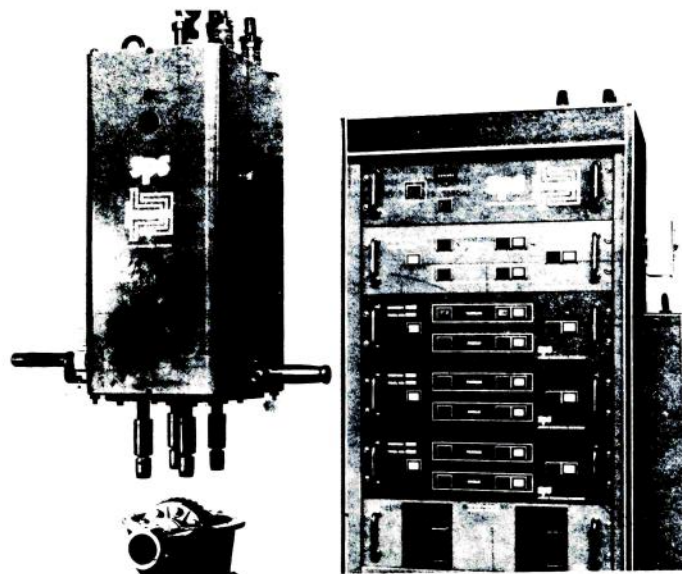
〈図10〉

M 8 × 45 グレード 12.9 の六角穴付ボルトを用い、種々の摩擦状態でトルクコントロール締付け、角度コントロール締付け、及び勾配コントロール締付けによる軸力のバラツキ。各々の(トルクコントロールされた)バラツキの帯の右側の数字は推定摩擦係数による軸力であり、その下の数字はこれらの計算値からの最大誤差である。



〈図11〉

種々の組立て条件下でM8×45グレード12.9の六角穴付ボルトをジョイントコントロール締付けし観察された軸力のバラツキ。



〈図12〉

自動車の組立てプラントに用いられるジョイントコントロールシステムの4軸型。

手でさえも正確な軸力が維持されるのである。従って、例えば、馴らし運転期間後のシリンダーヘッドボルトの再締付けは、もはや不必要になろう。このコスト削減は、トルクコントロール締付や角度コントロール締付けでは期待できない。というのは、トルクコントロールでは軸力が不十分でガスケットにクリープを引き起こさせる可能性があるし、継手の締付けサイクルが予測できないと、角度コントロールがきわめて危険になるからである。

この新しい締付けコントロール方法は、生産状態では他のどんな方法よりも正確なように思われる。この原理は、コントロールチェックを日常的に行っている研究室においても利用されることになる。

8. 結論

1. 予め設定したトルクによるねじ締付けコントロールの場合、ワンロットのねじや部品の中

においてさえ摩擦のバラツキがあるため、軸力の変化は±20%かそれ以上にも及んでいる。この方法によって生れる最大締付け力は、ねじの保証荷重の60%程度のものであり、この程度の数値を達成するのにも、コントロールトルクを極めて正確に維持する必要がある。

2. 予め設定した締付け回転による締付けコントロールでは、高く一定した軸力が得られるが、ボルトの過剰伸びを生じるか、所要の回転を広範囲にわたる実験で決定する必要があるという欠点をもっている。

3. ねじの降伏点において生じる軸力は、摩擦とは実質的に無関係である。この降伏点を検出するのに締付けトルクの勾配の変化を利用する新しいコントロールシステムが開発された。これは作業に適應できるし、しかも事前のセッティングが最小限ですむ。

4. 新しいジョイントコントロールシステムの性能評価によると、軸力のバラツキが約±8%に減少する一方、最小軸力がトルクコントロールで達成された値の160%に増加することが示されている。

5. 多量生産の組立て作業にジョイントコントロールシステムを適用すると、設計上の苦勞、品質管理及び組立て労力の大巾な節減と共に信

頼性の向上が期待できる。

終りに当り

筆者は、このプロジェクトをサジェストされ、かつこの作業を通じて助言と激励を与えて頂いたゲルハルト・ユンカー氏 (Gerhard Junker) と、この装置の性能評価の作業をして頂いたハンス・シュナイカー (Hans Schneider)、ロバート・フィンケルストン (Robert Finkelston)、及びリチャード・ウォーカー (Richard Walker) の諸氏に対して感謝を申し上げたい。

〈参考文献〉

1. Junker, G. H. and Boys, J. T., "Moderne Steuerungsmethoden für das motorische Anziehen von Schraubenverbindungen", VDI-Berichte No. 220, 1974, 87-98.
2. Junker, G. H., "Reihenuntersuchungen von Schraubenverbindungen mit Motorischen Schraubern", Draht-Welt, Fachbeilage Schrauben Muten Formteile, 1970, 56, Heft 3.
3. Finkelston, R. J. and Kull, F. R., "Preloading for Optimum Bolt Efficiency", Assembly Engineering 1974, 17, 8, 24-28.
4. American Society for Testing and Materials, ASTM Standard A-370 from 1961 Book of ASTM Standards, Part 1, Ferrous Materials.
5. Benz, W., "Hochwertige Schrauben und Schraubenverbindungen in Motorenbau", Konstruktion 1955, 7, Heft 5, 181-184.
6. Kwami, F. O., "Untersuchung der Sicherheit überelastisch vorgespannter Schrauben bei statischen und dynamischen Beanspruchungen", Technical University, Berlin 1965, Dissertation.
7. Cornelius, E. A., and Kwami, F. O., "Die Steigerung der Sicherheit von Schraubenverbindungen durch überelastisches Anziehen", Konstruktion 1966, 18, Heft 4, 144-151.
8. Pauley, R. W., "Wrenching System and Method", U.S. Patent Specification No. 3 643 501, 1972 (Feb. 22).
9. Hornig, R. and Sailer, S., "Tightening Device for Automatically Tightening Bolts and the Like", U.S. Patent Specification No. 3, 693 726, 1972 (Sept. 26).

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

本社及五反田事業所 東京都品川区西五反田5丁目3番4号
 TEL 東京 (493) 0211 (代表)
 TEX 246-6253 郵便番号141
板橋出張所 東京都板橋区赤塚4丁目6番4号
 TEL 東京 (938) 6445 (代表)
 郵便番号174
名古屋出張所 名古屋市西区野南町78番地
 TEL (052) (502) 7761 (代表)
 TEX 444-3983 郵便番号461
浜松支店 静岡県浜松市寺島町492番地
 TEL 浜松 (0534) (54) 5381 (代表)
 TEX 4225-195 郵便番号430
多摩営業所 東京都昭島市福島町380番地
 TEL 昭島 (0425) (41) 5534 (代表)
 TEX 2842-174 郵便番号196
藤沢営業所 神奈川県藤沢市今田字西原352番地
 TEL 藤沢 (0466) (44) 1277 (代表)
 TEX 3862-124 郵便番号252
厚木出張所 神奈川県厚木市下荻野518
 TEL (0462) (41) 7021番 郵便番号243
草加営業所 埼玉県草加市花栗町533番地
 TEL 草加 (0489) (42) 1131 (代表)
 TEX 2972-075 郵便番号340
宇都宮出張所 栃木県宇都宮市竹材町字高田1081-6
 TEL (0286) (21) 0701 (代表)
 TEX 3522-320 郵便番号320
埼玉営業所 埼玉県北本市北中丸字上手219.2番地
 TEL 鴻巣 (0485) (91) 2212 (代表)
 TEX 2942-437 郵便番号364
群馬出張所 群馬県高崎市巾尾町491番地
 TEL 高崎 (0273) (62) 1041 (代表)
 郵便番号370
太田出張所 太田市大字内ヶ島1490
 TEL 太田 (0276) (46) 1796
 郵便番号373

大阪出張所 東大阪市新喜多111-2番地
 TEL 大阪 (06) (788) 1466 (代表)
 TEX 527-7475 郵便番号577
川崎支社 川崎市幸区南幸町2丁目72番1号
 TEL 川崎 (044) (522) 4101 (代表)
 TEX 3842-168 郵便番号210
横須賀出張所 神奈川県横須賀市長浦町1-2
 TEL (0468) (23) 2724 郵便番号237
富士営業所 静岡県富士市久沢字峰畑841番地
 TEL 吉原 (0545) (71) 3588 (代表)
 TEX 3925-487 郵便番号419-02
仙台出張所 宮城県名取市田高字先井成9
 TEL 名取 (02238) (4) 0265
 郵便番号981-12
福島出張所 福島県郡山市富久山町久保田170-5
 TEL 郡山 (0429) (33) 6609
 郵便番号963-06
福岡出張所 北九州市小倉南区葛原1991-3
 TEL 北九州 (093) (472) 3252 (代表)
 TEX 7124-30 郵便番号800-02
土浦出張所 茨城県土浦市富士崎町1-17-3
 TEL (0298) (24) 0077 〒300
山形出張所 山形県山形市宮町5-8-7
 TEL (0236) (42) 2308 〒990
ロサンゼルス駐在事務所 TEL (213) (538) 3001
埼玉工場 埼玉県八潮市木曾根1139番地
 TEL 草加 (0489) (95) 1331 (代表)
 TEX 2972-029 郵便番号340
埼玉第二工場 埼玉県八潮市伊勢野150-1
 TEL 草加 (0489) (96) 9302-9256
 郵便番号340

【18】 岩田ボールド工業株式会社