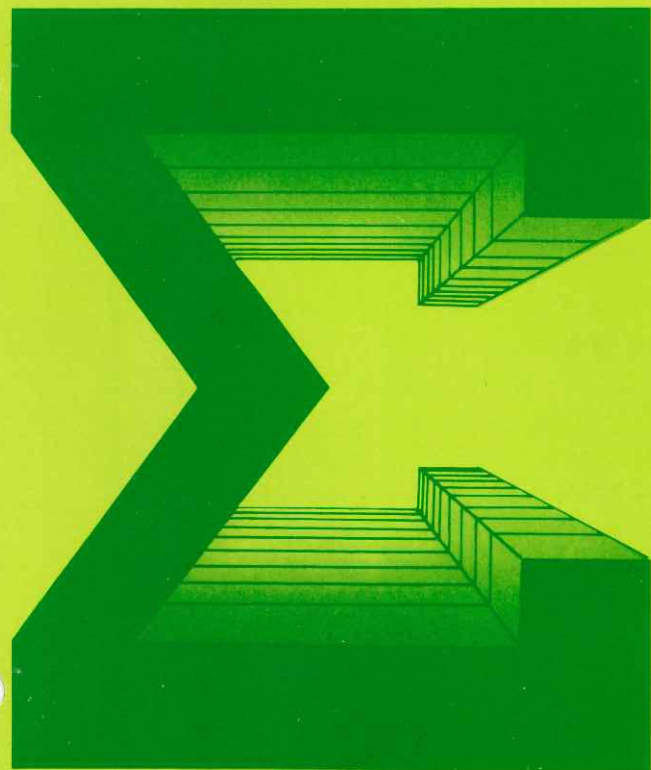


需要家のためのI.B.ニュース

# シグマ

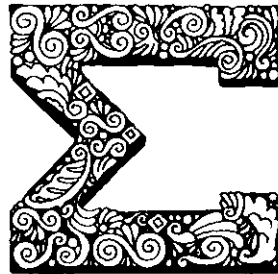


【I.B】イワタボルト

1979. 3

No. 28

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 $\Sigma$  (sigma)から取ったものですが、 $\Sigma$ 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)でのものをみ、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.28 目次

特集・LRM締付システム .....	1
その原理と適用について	
(Fastener Technology 7/8, 1978より)	
S.エシュガイ 訳・岩田雅隆	
ねじの軸力管理が手軽に実施できる	
SPS Wrench 125 .....	12

# L R M締付システム

## その原理と適用について

S.エシュガイ  
訳・岩田 雅 隆

### The LRM fastening system

The Logarithmic Rate Method (LRM) is a complete fastening system which controls tension of threaded fasteners within the elastic limit, and features a microprocessor (computer) programmed to implement a novel fastening strategy. The microprocessor automatically determines the shut-off point of an instrumented and replaceable set tool, reports the final bolt tension achieved in normal cases, and issues notification of joint abnormalities when these arise. In this article, selected from a technical paper presented by the Society of Manufacturing Engineers (SME), the theoretical basis of this strategy, its relationship to other known approaches, and the experimental evidence of its superiority are presented. A review of accepted design procedures leading to optimal pretight is also given.

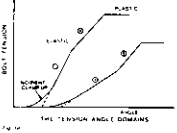
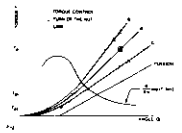
S. Eshghy, Ph.D., is a Senior Fastening Research and Development Engineer at Rockwell Int'l.

The use of a threaded fastener is at present so universal in most cases, the conventional practice has been to tighten a bolt by turning the nut until the bolt is subjected to the elastic limit of the material. This practice is based on the assumption that the bolt will stretch uniformly and that the tension will be the same throughout the length of the bolt. However, it is well known that the bolt will stretch non-uniformly and that the tension will be higher at the ends of the bolt than in the middle. This is an engineering design error in the case of a bolt.

The use of a threaded fastener is at present so universal in most cases, the conventional practice has been to tighten a bolt by turning the nut until the bolt is subjected to the elastic limit of the material. This practice is based on the assumption that the bolt will stretch uniformly and that the tension will be the same throughout the length of the bolt. However, it is well known that the bolt will stretch non-uniformly and that the tension will be higher at the ends of the bolt than in the middle. This is an engineering design error in the case of a bolt.

Both tension and the rate of change of tension are controlled by the microprocessor. The final stress and the rate of change of stress are determined by the microprocessor. The microprocessor is programmed to determine the optimal pretight for the bolt. The microprocessor is programmed to determine the optimal pretight for the bolt. The microprocessor is programmed to determine the optimal pretight for the bolt.

The use of a threaded fastener is at present so universal in most cases, the conventional practice has been to tighten a bolt by turning the nut until the bolt is subjected to the elastic limit of the material. This practice is based on the assumption that the bolt will stretch uniformly and that the tension will be the same throughout the length of the bolt. However, it is well known that the bolt will stretch non-uniformly and that the tension will be higher at the ends of the bolt than in the middle. This is an engineering design error in the case of a bolt.



J. R. M. Fastener Technology 81

Fastener Technology  
Vol. 1 No. 4 (July-Aug. 1978)より

### ◇編集注◇

ねじの最適締付けとは何か。それはどのようにして達成されるか。〈シグマ〉はこの点をめぐり最近大きな関心を集めている軸力管理について、これまで2回にわたって特集の形で海外の資料を紹介してきた。第1回の「ねじの軸力管理・そのすべて」(〈シグマ〉No.25)では、ねじの最適締付けにおける軸力管理を主として従来のトルク管理と比較しながら、その原理と具体的適用、軸力管理装置開発の現状についてふれ、第2回の「ねじの自動締付管理・その設計と性能について」では、この分野で先行するSPS Technologies 開発のSPS Joint Control System に関し同社技術者による論文を紹介した。ここでその第3回として、同じくこの分野で注目されているRockwell International Corp.のLogarithmic Rate Method, 略称LRM締付システムの原理とその適用について紹介したい。

Logarithmic Rate Method というと対数測定法とでもいうか、うまい日本語語訳はないが、要するに数学の対数 (Logarithm) の考え方を本に、プログラム化されたマイクロプロセッサをフルに利用しトルクと角度とのデータから自動的に軸力の適正値を導きだそうという方式である。プログラムマイクロセッサ

これは締付サイクル中60以上の方程式を解き90以上の2次演算を行う能力をもつとされており、マイクロプロセッサに含まれるインストラクションは6,500以上に及ぶといわれる。LRM締付システムについてはこれまで概要が伝えられているだけだったが、ここで近著のFastener Technology (Vol 1, Number 4, July-Aug. 1978) からその原理と応用について紹介したい。原題は“The LRM Lastening system”で筆者は同社技術開発部長 S. Eshghy である。なお翻訳は従来通り岩田雅隆が担当した。

## 概 要

対数測定法 (LRM) は、ねじ部品の張力を弾性限度内にコントロールする完全な締付けシステムであり、かつプログラム化されたマイクロプロセッサ (コンピューター) を利用した新しい締付け方法 (戦略) である。このマイクロプロセッサは、計器化され指令能力のあるエアツールの停止点を自動的に決定し、ボルトの最終張力が規定の状態に到達したことを報告し、かつ継手の異常の存在する個所を通報する。本論文は Society of Manufacturing Engineer (SME) が発行した技術論文から引用したもので、この方法の理論的根拠、この方法と他のアプローチとの関係、及び実験によるこの方法の優越性の実証について紹介したものである。最適軸力に到達するための設計手順についても触れている。

☆ ☆ ☆

## ま え が き

ねじ部品の役割はいう迄もなく、2つ又はそれ以上の部品を結合することにある。その場合結合された部品は、予期される静荷重又は、動荷重がかかった時に、その使用期間中は結合を保っていなければならない。結合の維持を保証する分量は締付け力であり、それはボルトの張力もしくは軸力に等しい。この締付け力の適正値は、継手の弾性特性、予期される外力の大きさと方向と作用点によって左右される。これは設計段階で工学的に決定される。

ファスナーの軸力に関しては、2つの基本的な問題がある。1) 軸力の最適値とは何か、及び2) 組立てラインでその所要値をどうコントロールするか。われわれは、現在並に予見しうる将来の技術的限界内で、それらの問題を取りあげたい。

### ボルト張力の測定

ボルトの張力とは、その対称軸に対して垂直

な断面における垂直応力の面積積分である。従って最も直接的でかつ恐らく最良と思われる測定法は、ボルト軸部に歪ゲージをとりつけることである。ゲージの読み (歪み又は相対たわみ) を張力 (力) に変換するためには次のような仮定が必要である。1) 断面における均一な応力分布、2) ボルト材料に関する直線的な応力-歪の挙動、それと、3) 材料の定数 (弾性係数) と形状寸法 (計器化された断面の直径) に関する事前の知識。しかもこれらすべては直線的な弾性域内でのみ有効である。われわれは、たとえ最もすぐれた技術であっても推論的もしくは間接的なものであるという事実を強調するために、これらの些細と思われる点をすべて取り上げる。歪ゲージ法の場合の測定の基本は、軸部の計器化された部分が既知の特性をもった弾性組織で構成されていることである。荷重座金 (load washer) の使用は締付け力を測定する一方法で、それはニュートンの法則による慣性の存在しないボルト張力と同じである。このカテゴリーでは、圧電気要因が直接応力に反応し (但しこれらは力が一定かそれに近い場合、長時間にわたり信号を維持できないので、本質的には時間的に変化する力の測定である)、歪ゲージで測定される要因は使用されるエレメントの弾性特性

に左右される。

ボルトの歪ゲージ測定と荷重座金の使用には、その継手内での計器使用が必要とされるので実験室での作業には利用価値がある。組立てラインでのボルト張力の測定、モニターもしくはコントロールには必然的に継手外部での計器使用が基本となる。殆んどどんな適用個所の場合でも、特殊ファスナーの使用を必要とするアプローチは避けることが望ましい。これによって、ボルト又は継手を（全体として）使用する個所に、関連機構としての技術を選択することが制約される。

最も広く行われている方法は、ボルト張力の測定として回転（トルク）に対するファスナーの抵抗を原理にしている。トルク $T$ は、形状寸法上のファクターと摩擦係数を通じてボルトの張力 $F$ に関係する。これらをS. B. Wakefieldは適切に要約している<sup>1)</sup>。ねじ山と座面の摩擦係数 $f$ を同じとし、1)で提案している簡易化された数式を使用すると

$$T^* \equiv \frac{T - T_{pv}}{DF} = a + bf \quad (1)$$

ここで

$$a = \frac{P}{2\pi D} \quad (1a)$$

$$b' = \frac{D_p}{2D \cos \beta} \quad \cos \cos \quad (1b)$$

$$b = b' + \frac{D_o^3 - D_n^3}{3D(D_o^2 - D_n^2)} \quad (1c)$$

$D$ ：ボルトの呼び径

$D_p$ ：ボルト有効径

$P$ ：ピッチ

$D_o$ ：座面外径

$D_n$ ：下穴径

$2\beta$ ：山角

$F$ ：ボルトの張力

(1)で、 $T_{pv}$ は張力がゼロのトルクつまりプリベ어링トルク (prevailing torque) であり、 $a$ と $b$ と $D$ は形状寸法上のパラメーターである。ここでプリベ어링トルクと摩擦が存在しない時でも、依然として所要の回転抵抗 $aDF$ が存在する点に注意せよ。この値は、継手に弾性エネルギーをつくり出す役割をし、従って回転抵抗の唯一の部分としての働きをする。

方程式(1)は、 $T-F$ （トルク-張力）関係が継手の形状、プリベ어링トルク及び摩擦係数に影響されることを示唆している。もしプリベ어링トルクがどんな場合でも組織的に測定できるなら、その変化が結果に影響を及ぼすことはないだろう。そうではなくて、 $T-F$ 関係はプリベ어링トルクの統計上のバラツキを蒙っており、その不確かさはトルク測定の誤差に似ている。形状寸法と摩擦係数の影響を示

すために6種類のボルトについて必要な計算が行われた。<sup>1)</sup> 結果は表1の通りである。摩擦係数が与えられているとすると、 $T^*$ は驚くほど形状寸法に対して鈍感である。これに、係数 $a$ と $b$ は継手の弾性特性（ボルトと被締付物の弾性率、グリップ長さその他）に無関係であるという事実を加えると、ボルト張力法の一つとしてのトルク法がアピールする所以が分るだろう。しかしながら、摩擦係数への感度は、本質的なものである。摩擦はメッキ、潤滑及び表面仕上げによって変化するために、このボルト張力法は単純に正確な方法とはいえない。

今一つボルト張力を推測する試みにボルト伸び測定法がある。この構想は、継手の一要素、つまりボルトの弾性挙動を根拠にしたものである。

$$F = K_s \delta \quad (2)$$

ボルトのバネ定数つまりこわさ (stiffness)  $K_s$ は、ボルトの寸法形状、材料の弾性係数及び継手のグリップ長さによって変化する。今日、行われている慣行では、ボルトの伸び $\delta$ の測定にはボルトの両端における2つの照合面の調整が必要である。両端が利用できる場合には、規定の測定が可能である。現在、ボルトの伸びを推測するのに音響を利用するという新しい方法

が現われている<sup>2)</sup>。この方法では、測定はボルトの一端から行われる。

最後に、ボルトの張力を推測するのに継手全長の弾性を利用する継手たわみ方法がある。継手のたわみは、雌ねじに関連するボルトの軸挙動である。しかも、これはねじ山の角前進に対してきわめて正確に比例している。この理論上の関係は

$$F = K\delta \quad (3)$$

ここでボルトの張力Fは(継手こわさK) × (継手全体のたわみ $\delta$ の平均)である。反面、これはボルト伸び $\delta_b$ と被締付け物の縮少 $\delta_c$ を生

じる。

$$\delta = \delta_b + \delta_c = P \frac{\alpha}{2\pi} \quad (4)$$

(4)では、軸上の変位 $\delta$ とらせん状ねじ山の特性たる前進角 $\alpha$ との間の形状上の関係が利用されている。(3)と(4)を結びつけると、ボルト張力を推測する回転法の基本根拠は次のようになる。

$$F = FR\alpha \quad (5)$$

$$FR = \frac{P}{2\pi} K \quad (6)$$

上述のFRというのは、われわれが以下張力比(角度に対する力の大きさ, N/rad, lb/deg, etc)と称する、角度に関連した継手のこわさである。張力比FRを決定する継手こわさKは、

ボルトのこわさ $K_b$ と被締付け物のこわさ $K_c$ に次のように関連している。

$$K = K_b / (1 + \gamma) \quad (7)$$

$$\gamma = K_b / K_c \quad (8)$$

$\gamma$ がゼロに近づいた時、この方法はボルト伸び測定法に等しくなることに注意。 $K_c$ に対するKの感度は $\gamma / (1 + \gamma)$ と示すことができる。如何なる正の数値(無限にゼロ)も許容できるが、こわさ比 $\gamma$ は典型的には0.3である。 $\gamma$ の典型的な値をもった、 $K_c$ に対する感度は23%にすぎない。換言すれば、 $K_c$ におけるいわば10%の不確かさが、ボルト張力測定の基本であるKに2.3

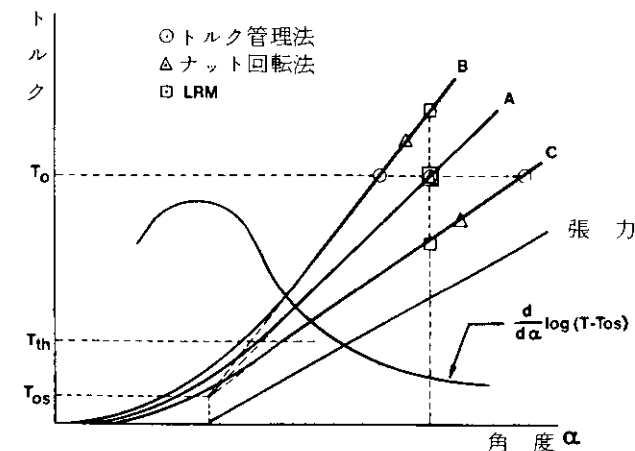


図 1

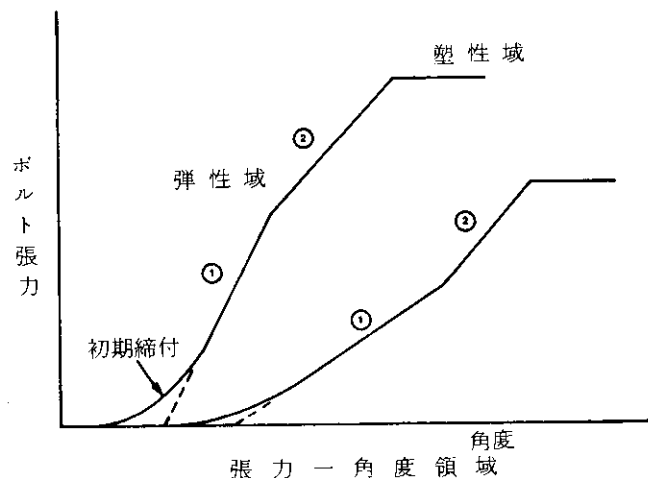


図 1a

%の不確かさをもたらす。継手のバネ比に関する詳細は G. Meyer と D. Strelow<sup>4)</sup> の論文がある。

(5)で示されている角度法がアピールするのは、角度法が摩擦とは理論上無関係である点である。基本的な欠陥は、継手の張力-角度挙動の性質を決める角度 $\alpha$ に関する納得できる根拠がないことである。

### The Logarithmic Rate Method (LRM) (対数測定法)

われわれは、広範囲にわたる分析的並実験的な調査研究を通じて、トルク法と角度法との理論的長所を保持しながら、同時に実験的に観察されたねじ継手の実体に即応できるような形でトルク法と角度法とを結合することができた。

パワーツールで行う場合のように、ボルトを連続回転で締付けた場合、4つの明確な張力-角度領域が存在する。すなわちボルト張力の増加する順に、初期締付け、第1弾性域、第2弾性域、及び塑性域である。こうした事実を知った上で、観察された角度と観察されたトルクに必要な補正をほどこすと、理論上の方程式(1)と

(5)が第1弾性域内で結合され処理されて、トルクと角度のデータだけから信頼度の高いボルト張力に関する情報が引きだせることになる。この関係は次のようになる。

$$F = FR_1 / \frac{d}{dd} [\log(T - T_{pv} - T_{os})] \quad (9)$$

第2弾性域内では、トルク、角度、又は両方の項目における同じような関係がボルト張力値を決定する。(9)で分子は第1弾性域内の張力比であり、分母は、プリーベリングトルクと経験上の継手定数、つまり「オフセットトルク」 $T_{os}$ によって換算したトルクの自然対数の(回転角との関係から誘導された)角度比である。

(9)によるトルク-角度曲線の延長直線は、摩擦係数の数値にかかわらず、唯一の点を通る。図1でこの性質を示す。ここで例証の目的上、プリーベリングトルクがゼロで、かつ第2弾性域が第1の弾性域と同一であると仮定した。張力対角度曲線には、初期締付け域に存在する彎曲が示されていない。が、実際には、第1弾性域における張力角度曲線の延長直線もトルク-角度曲線の収束点で示されたと同じ角度を通る。そしてこの地点は、張力にとって任意でない、つまり絶対的な角度原点である(これを図1で示されているナット回転角法の任意の「スナッグトルク」 $T_m$ と比較せよ)

基本的アプローチは単純であるが、データ処理の細部は、組込まれるマイクロプロセッサ-の利用の重要度に応じて複雑である。方程式(9)と第2弾性域におけるその対応物が信頼性ある結果をもたらすためには、ツールとその計器が一定の仕様を充たすものでなければならない。つまり、観察された実際のデータ(トルクと角度)間のシステム上の歪みに基づく違いはすべて明かにされなければならない。また、誘導されたものは、手ばやく数値が求められなければならない。更に問題の継手の弾性特性と動的特性は、慎重に決定されなければならない。最後に、ファスナー、被締付け物及びそれらの相関関係の異常は、自動的に正確に検出されなければならない。さもないと結果は無意味なものになる。実際のところ、これはどんな締付方法についても云えることである。組込まれたマイクロプロセッサ-の利用によって、トルク-角度全曲線の記号分析による精密な診断が可能になり、クロススレッド、嵌合欠陥、不整合、剝摩、接触面での異質材料、部品の早期降伏、計器又はツールの不調等々の異常の検出が事実上100%の信頼度で可能になる。驚くべきことは、異常の殆んどがきわめて初期に(ロートルクの段階で)検出されることで、このことは適正な組

立てに至る迄の自由回転、初期締付け及び第一弾性域が如何に重要であるかを示している。

こうしたことがすべて今や実現しているのである。

細部にわたって慎重に開発されたわれわれの方式によって、どの締付け方法でも目標としたこと、つまり軸力を直接コントロールすることが可能になった。LRMシステムは、どのような大きなボルトの最終張力に関しても、一定比率の保証つまり規定された降伏強さ部分を要求に応じて受け入れられるよう設計されている。

(つまりユーザーの要求によって変えられるのである。)さらに、このシステムは締付けサイクルが終ると、達成されたボルト張力を所要の単位と同じ単位で報告する。このシステムは、ボルトの降伏強さの約50%から、それ以上の張力をコントロールすることができる。これまでの

慣行によると、現行の締付け方法は、何れは姿を消すようになろう。エンジニアリング関係者と生産関係者間のコミュニケーション、ツールの検証及び検査手順はすべて、トルクがft-lb, N-m, 回転が度又はラジアン(訳注・理論的取扱いにおける角度の単位, 約57.2958°)そしてボルト伸び(弾性又は永久)がミルかミリメートルで扱われるようになると思われる。われわれは、LRMのような軸力コントロールシステムの使用が産業界で大巾に受け入れられるようになれば、この慣行が変わるものと予想している。その場合には、コミュニケーション、システムの検証及び検査手順は、軸力が主力を占めるようになるだろう。

### 作業の操作

このシステムは、トルクと角度の測定用に計器化されたパワーツールと(今の所ペンタイプの空気モーターだけだが)、それをコントロールする、プログラム化されたマイクロプロセッサで構成されている。モーターはプロセッサからの電気信号によって遮断できる。継手の情報(入力値)は、別個の“チップ”, つまり簡単に交換できるメモリ・モジュールに貯蔵されている。このモジュールは、数セットのインプットを貯蔵でき、夫々がセクタースイッチによって利用できるようになっている。これは単軸システム、もしくは多軸システム中の一つのチャンネルによって1種類以上の継手を締付ける必要がある場合に必要になる。単軸システムは、単一のマイクロプロセッサを使用する。但し、多軸システムは、スピンドルの同期化とデータのディスプレイ・パネルへの転送とを司るマスター・マイクロプロセッサ、それにプリンター及び(あるいは)プラント・コンピューターシステムとを含んでいる。単一チャンネル

表1 係数 a, b と広がりのないトルク T\*

Fastener	a	b	b'	T*			
				f=.05	.15	.25	.35
3/8 - 16	.0265	1.145	.5148	.084	.198	.313	.427
3/8 - 24	.0177	1.166	.5356	.076	.193	.309	.426
3/4 - 10	.0212	1.158	.5273	.079	.195	.311	.427
3/4 - 16	.0133	1.176	.5461	.072	.190	.307	.425
1-1/2 - 6	.0177	1.166	.5357	.076	.193	.309	.426
1-1/2 - 12	.0088	1.187	.5565	.068	.187	.306	.424
$T^*_{max}/T^*_{min}$ $d \log T^*/d \log f$	形状寸法上の変数 摩擦への感度 %			1.233 77	1.060 91	1.024 94	1.007 96



のサイクル操作は以下に述べる通りである。

空気工具は、マイクロプロセッサの指示によって、最小張力値に到達して停止（中央点）する。この地点で、存在すると思われるプリアーリングトルクを含むトルク角度データが広範囲に分析される。これによって中央点でのボルト張力の正確な評価が行われ、それが同時に特定のファスナーのトルク張力関係を確定する。更に、遮断指令の瞬間を越えたファスナーの角前進（ツールのオーバーラン）が測定される。この数値は、最終の遮断指令につづくツールのオーバーランを予想するのに使用される。最後に、予め決定されたボルト張力範囲におけるト

ルクー角度信号が分析される。期待特性からの著しい偏差は異常を示す。このような条件下では、締付けサイクルが消滅する。殆んどどの異常（クロススレッド、ねじ山の欠陥、不整合、過度の剥摩、首下のきず、ブラインドホールその他）はこうして、最終期待値よりも著しく低いトルクで報告される。もし如何なる例外にも遭遇しない場合には、ツールは中央点での計算に基づく最終トルクへ進むよう指示される。つづいてプロセッサは起りうる非線形歪の発生を最終チェックし、継手が“適正に組立てられた”と確認される前に、更に信号分析を行う。最終の張力値、トルクその他関連の継手とQ、Cの

情報は表示され、そして（または）他の記録装置に送られて、システムは次の作業のためにリセットされる。

このシステムのもう一つの特徴は、中央点での継手のゆるみを補償する能力があることである。ツールの性能については独立したチェックも行われ、期待より著しく低いケースも報告される。このシステムは、締付けられた継手数、検出された異常回数、ツールの低性能ケースの回数の計算も蓄積する。この情報は、部品、作業及び組立てシステム自体の構成要素に関係ある、システム上の問題を発見するためのものである。

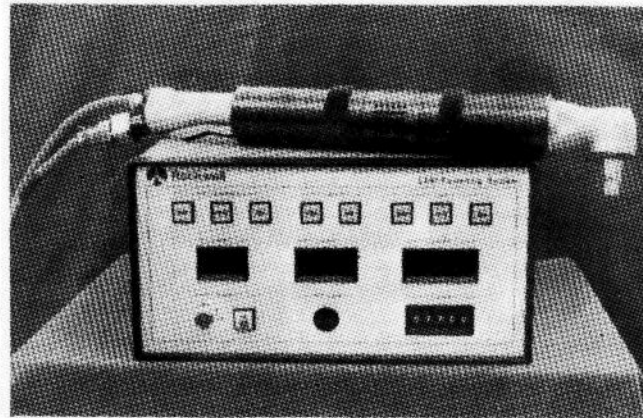


図 2

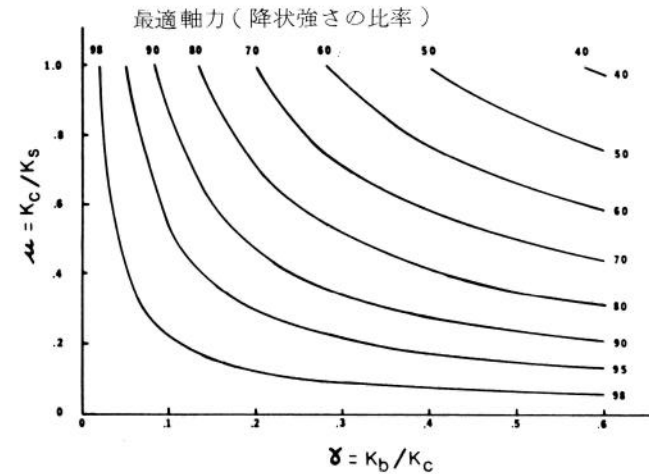


図 2a

## 実験に基づく評価

5/16-24グレード8のボルト、ナットで荷重座金と2ブロックの鋼片を締付けの一連の実験が

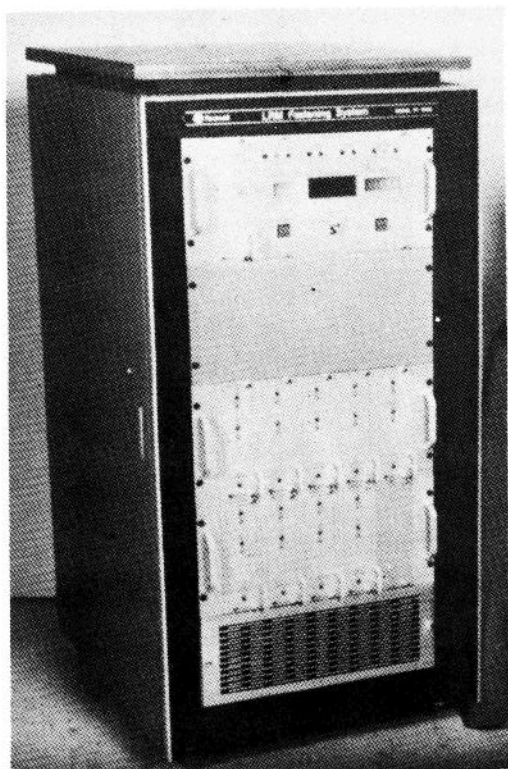


図 3

行われた。グリップ長さは2.3インチで、荷重座金はボルト張力をより正確に読むために頭部から直径の2倍のところに取付けられた。荷重座金は平均据付けするよう慎重に度盛され、読みのバラツキは、継手に存在するのと同じ荷重状態下で測定された。

ツールはLRM方式により、未使用ボルト・ナットの公称保証荷重の90% (6,300lb) にセットされ、鋼ブロックは20ないし30サイクルで表面研磨された。LRMはボルト張力をかなり精密にコントロールし続けるので、集積された最終トルクと角度のデータは、一定張力でのトルクと角度のバラツキに関する情報と解釈できる。ここに含まれる統計上の補外は読みにとっては

殆んど影響せず、従ってきわめて信頼性がある。従って3つの方法を比較する場合、形状寸法や材料に関しては、どれも同じような不確定さを含んでいるわけである。

表2は、それらの実験結果による種々のバラツキの関係を示している。報告されたデータでは、このシステムによって検出された異常はすべて除いてある。さらに報告された結果は、荷重座金のバラツキを1標準偏差約1.8%で修正してある。

一定張力でのトルクのバラツキは、一定トルクでの張力のバラツキとはまったく異なる。トルクのバラツキはノーマルな、つまりガウスの分布であるが、一定トルクでの張力のバラツキ

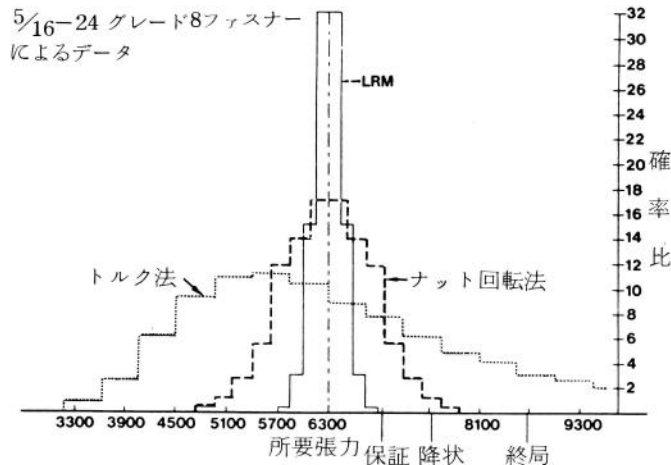


図 4

表2 張力とトルクのバラツキ (1標準偏差)

潤滑条件	張力バラツキ %		6,300lbs での トルクのバラツキ %
	LRM	T-O-T-N	
ドライ	2.2	6.4	18.5
油	2.4	5.0	13.8
混合	2.6	8.2	29.9

は、転移した非対称の分布である。種々の方法による張力コントロール達成の期待値を示すために、摩擦における最大変化を含む“混合”潤滑状態が選ばれた。有限の張力帯における確率分布は図4で示す通りである。例えば、トルクコントロールによってボルト張力範囲が5,850～6,300lbsに達する確率は10.2%、ナット回転法によって6,075～6,525lbsに達するチャンスは17の倍の34%である。

実験によって得られた図4の確率は、LRMの理論上の優越性が正に実際の状況下でも保たれていることを、疑いもなく表わしている。

厳密に言えば、もちろん、このシステムの反覆性と精度は、(i)実施誤差の程度、(ii)継手を構成する部品の形状寸法上の反覆性、及び(iii)荷重座金(又は、ボルト張力に関する独立の測定法としてどのような手段が利用されようとも)の

読みの正確さの度合に左右される。上述のような実験的評価には荷重座金が必要である。継手締付けでこのシステムを実際に使用する場合には、(iii)の不確かさが存在しないことは言うまでもない。実施上の誤差、即ち必要とされる所要の張力とプロセッサにより計算された最終張力との間の差異は実に小さい。ここで報告されている実験についていうと、実施上の誤差は1標準偏差約40lbsであった。但し、締付けサイクルの最後で報告された張力は、すでに実施誤差として説明されている。

表2の数字は、コントロールの正確さの典型的な期待値を示すためのものである。LRM法は本質的には2つの張力比(弾性域1と2)が一定している点を基礎にしており、それらは継手によってバラツキの度合が当然変わってくる。典型的な継手の場合、バラツキの約80%はボル

トのこわさの変化に関係し、残り20%はファスナーと被締付物間の接触の程度と関係がある。従って、ボルトの形状寸法とグリップ長さがよく維持されている継手の場合には、高い精度が期待できる。張力比が仮定値と異なる場合には、達成される張力は張力比と同じ方向に変化する。これは望ましい傾向、つまり均一な応力を維持する傾向である。

### 最適の軸力

継手とその適用荷重が与えられている場合、正確な軸力とは何か。残念ながら、それに対しては一言にして答えられるものはない。まず第一、ボルトの挙動は夫々が全く異なっているので、ボルトよりも継手について語らなければならないのである。そこには、外力の作用方向(静的荷重、動的荷重、もしくは合成荷重)によって、3種類の継手が存在する。

横荷重(つまりせん断荷重)を受ける継手は、ボルト軸に垂直な接触平面に荷重をうけた場合にスリップが起らないよう設計され、組立てられなければならない。グリップの摩擦力は座面

の摩擦係数と軸力に比例する。これに関する包括的な討論は自己ゆるみ機構と共にユンカー<sup>9)</sup>によって行われている。その場合摩擦係数が与えられているとすると、軸力が高いほど継手の性能はすぐれている。多くの場合、その限度はボルトの強度 $F_{max}$ である。十分な延性のあるボルトでは、これは降伏強さとして得られる。ここで慎重な表現をすると、選択が行われれば軸力は当該ボルトの実際の弾性限界であるべきであり、それは表示されている(SAEグレード)“最小降伏値”にきわめて近い。このことは、現場におけるファスナーの再使用を

保証する。延性の低いボルトでは、 $F_{max}$ は通常終局の引張り強さの80%とされており<sup>6)</sup>、これは応力腐食の推奨限界とも一致する。ここで興味深い点は、せん断継手の性能レベルを決定するグリップ摩擦 $fF$ は、組立ての場合適用されるトルクにほぼ比例するという点である。もし、ボルトに強度上の限界がないとしたら、トルクはこのような継手における適正締付けを測定するすぐれた方法であろう。要するに、純粹に横荷重のかかる継手の最適軸力に対する基本的な答は $F_{max}$ であり、その正確な値は材料の特性とも関連して工学的な判断によるのである。

軸方向に荷重が加わる継手の挙動は、継手の弾性特性と有効荷重の加わる面によって左右される。グリップ長さ $l$ のねじ継手は図5に示す通りである。ボルトは引張りばね定数 $K_b$ により表わされ、被締付け物は圧縮ばね定数 $K_c$ により表わされている。外力 $Q$ は、距離 $l_s$ で分離された2つの平面に加えられている( $l_s$ はゼロから $l$ まで変化する)。被締付け物の $l_s$ 内にある部分はばね定数、つまりこわさ $K_s$ を有する。

荷重が静的な場合の設計上の基準は、 $Q$ の最大期待値(これには勿論安全要因又は安全限界を含む)が継手の分離を引起す点である。つまり、これは被締付け物への圧縮力がゼロの場合に起る。これは次のように示すことができる。分離における荷重は、

$$Q_{sep} = \frac{1+\gamma}{1+\gamma(1-\mu)} F_i \quad (11)$$

ここで、 $\gamma = K_b/K_c$ 、 $\mu = K_c/K_s$ 、 $F_i$ は軸力。(ソリッドな被締付け物では)ほとんどの場合 $\mu$ はほぼ $l_s/l$ である。荷重平面の分離とそれらかどうか決定されるかについての詳細については、参考文献[4]を参照して頂きたい。分離点においてボルトの荷重はその許容値 $F_{max}$ に到達するはずである。このメカニクを簡単に示す

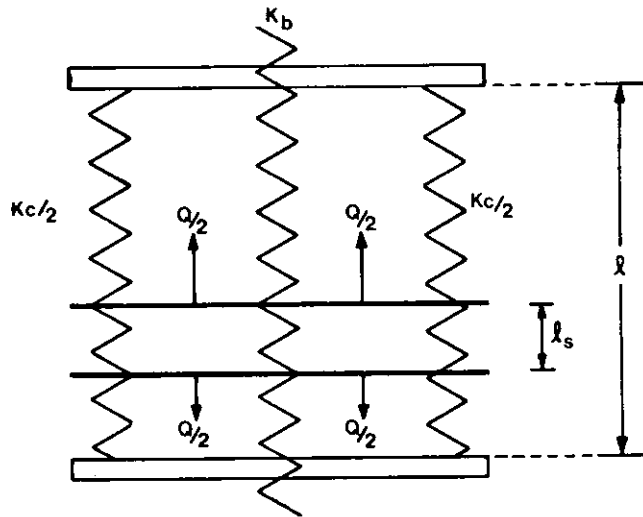


図 5

と、荷重下のボルトの張力 $F_i$ は次のように表わされる。

$$F_i = F_1 = \left( \frac{\mu\gamma}{1+\gamma} \right) Q \quad (12)$$

方程式(11)と(12)を $F_i = F_{\max}$ に結合すると、軸力 $F_i$ の最適値になる。

$$(F_i)_{opt}/F_{\max} = 1 - \frac{\gamma\mu}{1+\gamma} \quad (13)$$

方程式(13)は、この場合の最適軸力は常に $F_{\max}$ よりも小さいことを示している(たとえば、最小降伏)。この限界は、 $\mu$ 又は $\gamma$ がゼロに近づくという理想的条件下でのみ $F_{\max}$ である。定数 $\mu$ は荷重平面(図5)が一致したときゼロであり、定数 $\gamma$ は被締付け物が無限に硬いときにゼロである。 $\mu$ の典型的な値は0.5であり、 $\gamma$ の可能値は0.3である。但し、実際の値はそれらとは若干変化する。

交替荷重が作用する継手はボルトの疲労を受ける。疲労における通常の方式としては、いわゆる“修正グッドマン”図表が使用される。この図表は、変数—応力対平均—応力をプロットした2つの限界直線よりなっている。G.A. フェズカス<sup>7)</sup>による論文では、最適軸力の問題をねじの疲労との関連で述べている。ここでは、その若干について我々なりの解釈で述べるに止

めたい。次のような場合に2つの基本的ケースが起る。すなわち(i)応力もしくは荷重がいわゆる降伏線(yield line)によって制約される場合、並に(ii)それらがグッドマン線図によって制限される場合である。(i)の場合、最適軸力は降伏強さ $F_y$ として得られる $F_{\max}$ による(13)とまったく同じである。(ii)の場合、結果は終局強さ $F_u$ として表わされる。結果は更に $F_u/F_e$ 比に左右される。ここで $F_e$ は、通常疲労の計算で一般的に使われるすべての修正係数(応力集中、切り欠き感度、寸法効果等々)で換算した耐久限度から誘導された荷重である。その結果は

$$(F_i)_{opt}/F_u = 1/[1+m(1+F_u/F_e)] \quad (14)$$

ここで

$$m \equiv \frac{\mu\gamma/2}{1+\gamma(1-\mu)}$$

方程式(14)は次の場合にのみ用いられる。

$$\left( \frac{F_i}{F_y} \right)_{13} < \frac{1+F_u/F_e-2F_u/F_y}{F_u/F_e-1} \quad (15)$$

ボルトの寸法は(11)によって決定されるが、ここで $Q$ は交替外力のピークを表わす。すなわち、個々の継手における外力の変化は $O$ と $Q$ の間にある。我々は、転造ねじのSAEグレード8に関する幾つかの典型的な数値を用い、 $\mu$ と $\gamma$ のいろんな数値について、軸力を最小降伏の百分率として計算してみた。これらを表わしたのが

表3 ボルト降伏強さの百分率で示した最適軸力

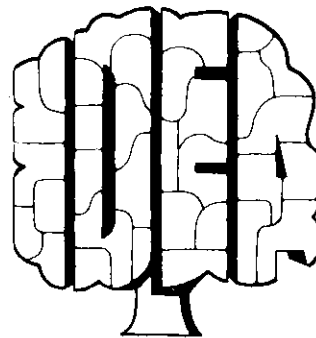
$\nu = k_b/k_c$	$\mu = k_c/k_u$					
	0	.2	.4	.6	.8	1.0
0	100	100	100	100	100	100
.05	100	99.0	98.1	97.1	96.2	95.2
.10	100	98.2	96.4	94.5	91.6	86.8
.15	100	97.4	94.8	90.1	83.4	77.3
.20	100	96.7	93.3	84.5	76.7	69.7
.25	100	96.0	89.7	79.7	71.0	63.4
.30	100	95.4	86.4	75.5	66.2	58.2
.35	100	94.8	83.6	71.9	62.1	53.8
.40	100	94.3	81.0	68.8	58.6	50.0
.45	100	93.8	78.7	66.0	55.5	46.7
.50	100	93.3	76.7	63.4	52.7	43.8

表3である(図2aも参照)。軸力は降伏の40%から100%まで変化するが、どの場合でもボルトの全強度が利用されている。換言すれば、使用される典型的なボルトは組立て中よりも高い応力を受ける。表示された最適よりも高い軸力は、事実、疲れ強さにとって有害である。

最後に、軸方向と横方向の荷重を共に受ける継手は、横方向の荷重によってすべりを生じさせないという条件つきで軸方向荷重によって制約される。

〈参考文献〉

- 1) S. B. Wakefield, *Portable Electronic Joint Analysis*, SME Technical Paper No. AD75-769, 1975.
- 2) J. S. Heyman, *A Self-Exciting Ultrasonic Reflection CW Instrument*, NASA Technical Brief No. LAR-12015 and LAR-12016, 1976.
- 3) J. H. Bickford, *Using Ultrasonics to Measure Bolt Tension—A State of the Art Report*, SME Technical Paper No. AD76-650, 1976.
- 4) G. Meyer and D. Strelow, *Simple Diagrams Aid in Analyzing Forces in Bolted Joints and How to Calculate Preload Loss Due to Permanent Set in Bolted Joints*, *Assembly Engineering*, January, February and March 1972.
- 5) G. H. Junker, *New Criteria for Self-Loosening of Fasteners Under Vibration*, SAE Transactions, Vol. 80, p. 314, 1969.
- 6) W. A. Gardiner, *Torque-Tension Relationships—What They Are, Why They Are Important*, SME Technical Article No. AD75-771, 1975.
- 7) G. A. Fazekas, *On Optimal Bolt Preload*, Transactions of the ASME, Vol. 98, p. 779, 1976.



ねじの軸力管理が手軽に実施できる

SPS Wrench 125

軸力管理の普及を促進か

シグマNo:27で軸力管理システムの開発で最先端をいく米SPSテクノロジー社のSPS Joint Control System に関し、同社技術者の論文を紹介したが、つい先頃同社からジョイント・コントロール・システムのコンパクト版ともいうべきSPS Wrench 125 が開発された。軸力管理が極めて手軽にレンチで実施できるということは画期的なことで、軸力管理の普及に多大の影響を及ぼすものと思われる。近刊の「締結と接合」22号(ねじの世界社発行)からその概要を紹介する。

降伏点締付けによる軸力管理法がこれ迄のトルク管理法に代って脚光をあび、すでに欧米の自動車業界では最新のエレクトロニクス技術を利用したボルトの軸力管理装置が次第に普及し

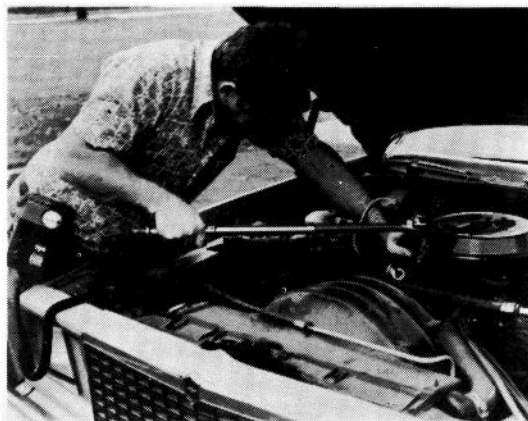
つつあることは、すでに本誌でも度々紹介した所であるが、ただ装置そのものの大きさや価格の点で、これ迄の所ライン組立に限られる傾向があった。従って軸力管理やその装置の良さや特徴は認めても、工場から出荷後の車の補修やメンテナンスの点で難があるのではないかということが、欧米でもまた日本の一部でも指摘されていた。

こうして問題に答えるかの如く、先程米SPS社 (SPS Technologies) から、軸力管理装置のコンパクトタイプともいべきポータブルなSPS Wrench 125 が開発された。これは先に開発され欧米自動車メーカーの組立ラインに使用されている、大型・多軸の空動式SPS Joint Control System と原理的に全く同じトルク勾配法によって降伏点を検出するのである。

SPS レンチは手動式ラチェットタイプのレンチでトランスデューサーと小型の電子コントロールユニットで作動させるのであるが、ボルトが降伏点に到達すると締付曲線の変化を感じて警報が鳴り、オペレーターに締付けの完了したことを知らせるのである。

使用範囲は一応 $\frac{1}{2}$ -16, Grade 5 ボルトから $\frac{1}{2}$ -13, Grade 5 ボルトとされているが、附属部品の交換でそれ以上のサイズも可能であり、また、ガスケット組込み継手への使用も可能である。そして、SPS ジョイント・コントロールシステムで締付けた場合のボルトの軸力と同じ軸力で締付けられるのである。またSPS レンチはトルク管理による方法でも使用できるのも特徴で、トルク管理締付けの再チェック用にも適している。

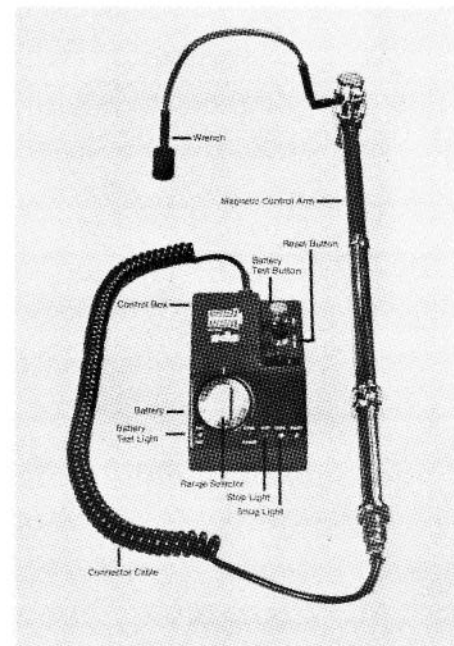
更に手動式ではあるが、手の位置によってツ



ールの降伏点感知の性能が影響されないのも特徴の一つである。このSPS レンチは、これまでのトルクレンチと違って、とくに熟練を要せずとも正確な作業が出来ることが何よりもミソである。

使用のし方を説明すると(写真)、①レンチは付属のケーブルでコントロールボックスと接続しているが、オペレーターはまずこのコントロールボックスをベルトにとりつける。②次にコントロールボックスにスイッチをいれて2分間ウォームアップさせる。この場合バッテリー

(ニッケル・カドミウム電池)はテストボタンを押してライトがつくかどうか確かめる。③締付けるボルトのサイズやグレードに応じてスナッグ(なじみトルク量)設定の調節をする。また継手がハードかソフトかによってレンジセレクターを調節する。④リセットボタンを押すと締付け用意の体制に入り準備OKのライトがつく。⑤レンチを締付けるボルトにセットし、マグネチック・コントロールアーム(吸引式)を



手近かな所にセットする。⑥ボルトが設定されたスナッグ値まで到達するとスナッグライトがつく。⑦レンチをスムーズに連続して締付する。⑧レンチを締付け続けていくとストップライトがつき警報がなる。⑨リセットボタンを押すと警報が止まり、次の締付けサイクルが可能になる。

SPS レンチの開発についてアメリカンマシニスト(1979年1月号)は、これまでどのメーカーの軸力管理装置でも難点となっていた補修やメンテナンスでの問題点を解決すると共に、軸力管理の普及への気運を促がすものと高く評価している。

# 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 (大代表)  
 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2192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111-1-2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】 岩田ボルト工業株式会社**