負荷感応型無段変速機 X-screw の開発*

広瀬 茂 男^{*1}, Craig Tibbetts^{*2}, 萩原 哲 夫^{*3}Development of X-screw :
A load-Sensitive Actuator Incorporating a Variable TransmissionShigeo HIROSE, Craig TIBBETTS and Tetsuo HAGIWARA^{*4}^{*4} Kanagawa Industrial Technology Institute, 705-1 Shimoimaizumi, Ebina-shi, Kanagawa, 243-0042 Japan

This research deals with the development of a load-sensitive continuously variable transmission designed for use as a linear actuator. This mechanism, named X-screw, has several unique features not found in other transmission systems that make it especially suitable for use as a robotic actuator. X-screw has a transmission ratio that automatically changes in response to the load. This novel load-sensitive variable transmission makes it possible to combine relatively high speed motion under low loads with a large maximum load capacity in a much smaller space and with less complexity than traditional transmission systems. X-screw also has built-in overload protection since it will stop advancing if the load exceeds a certain value although the motor is able to continue to rotate. Furthermore, X-screw can produce arbitrarily slow linear motion from a high-speed input, eliminating the need for bulky gear reductions.

Key Words: Actuator, Machine Element, Load-Sensitive, Variable, Transmission, Linear, Mechanism

1. はじめに

現在の大多数のロボットは固定減速比の減速機を装備した電動モータによって駆動される。しかし、減速比が固定された減速機を用いた電動モータは、負荷状態が様々に変化する状況では負荷状態とのインピーダンスマッチングができないため、本来有する性能を完全に発揮できない場合が多い。たとえば、歩行ロボットの場合、脚は遊脚相においてはできる限り速く振らせたいが、同時に支持脚相においては十分大きな支持力を出さなければならない。これらの動作条件のうち、立位姿勢を保持し続けられることは不可欠な条件といえる。そのため、通常は脚駆動系の減速機の減速比は大きなものが選択され、遊脚相での脚の振り速度は制限され高速歩行運動が実現し難かった。同様に、産業用ロボットアームの駆動系減速機の場合も、その減速

比は通常、最大の可搬重量においても作業可能である高いものが選択されるため、無負荷状態でもアームの速度は制限されてタクトタイムは減らしにくかった。もちろん電動モータは、大トルク発生時には低速回転し、低トルク発生時には高速回転する特性を有している。しかし、その対応範囲は狭い。そのため広い速度範囲で効率よくモータを駆動するためには、どうしても減速比を負荷に応じて変えられる変減速機の導入が必要である。

現在まで、変速比を多段階にあるいは無段階に変化可能な減速機は数多く開発されてきている。特に、自動車のトランスミッションなどに使用される多段型、あるいは無段変速機はすでに確立された技術となっている。しかし、ロボットの関節駆動に利用できるような変速機には、在来の変速機では実現しにくかった特有の条件が必要とされる。それらは、

- 1) 小型軽量であること
- 2) 頻繁な変速動作を無理なく行えること
- 3) 負荷が働いている状態でも変速でき、しかも変速過程でも負荷を持続的に支持できること

などである。これらの条件のうち、条件1)の必要性は自明であろう。これまで開発されている自動車用変速

* 原稿受付 1999年7月29日。

^{*1} 正員, 東京工業大学 (〒152-8552 東京都目黒区大岡山2-12-1)。^{*2} NGK Spark Plug Mfg., Inc (46929 Magellan Drive Wixom, MI 48393)。^{*3} 正員, 神奈川県産業技術総合研究所 (〒243-0042 海老名市下今泉705-1)。

E-mail: hagiwara@kanagawa-iri.go.jp

機,あるいはより高性能な,たとえばリングコーン型の変速機⁽¹⁾などは,少なくともロボット駆動系に使用しようとするには,あまりに重量が過大であり,そのままでは利用できないからである.条件2)の必要性は,歩行ロボットの遊脚相と支持脚相の切り替えが秒単位で頻繁に行われるためである.それに対し,自動車の変速切り替えの頻度ははるかに低いことを考えれば明らかであろう.そして,条件3)の必要性は,ロボットの変速動作がほとんどの場合,負荷が働いている状態で行われることに起因する.そのため,たとえば自転車用の変速機構は十分小型軽量であり一見ロボット用としても魅力的に思えるが,変速時に一瞬トルク伝達を切る必要のある機構であり,その点で不適當であることが分かる.

以上述べたように,ロボット工学の分野においては,負荷に応じた変速を,負荷状態のまま,しかも頻繁に行なえる新しいタイプの小型軽量な変速機構の開発が強く望まれていたことが分かる.本研究では,このような要求に答える一つの機構として「X-screw」と呼ぶ新しい負荷感应型無段変速機を提案し,その基本動作原理と試作機による動作実験の結果を報告する.

2. 負荷感应型無段変速機 X-screw の提案

送りネジは,人類が築き上げてきた機械工学の技術体系の基幹を成す最も古い機械要素の一つである.提案する「負荷感应型無段変速機 X-screw」は,この何世紀にもわたって変わらずに使用されてきた送りネジに,新たな発想を組み込むことで負荷感应特性を持った新種の送りネジに変質させようとするものである.

通常の送りネジ機構は,図1(a)のように有効径の等しいナットとネジ軸とを組み合わせ,どちらか一方の回転を拘束し,他方を回転することで直動運動を生成する.たとえば,ナットを回転しない状態でネジ軸に

沿って摺動可能に支持したとき,ナットはネジ一回転につき一ピッチ分の速度で軸方向に移動する.

それに対し,新しく提案する負荷感应型無段変速機 X-screw の基本機構では,使用するナットのピッチは図1(b)に示すようにネジ軸のそれと同じであるが有効径をネジ軸よりも若干大きくしている.そしてそのナットは,ナットリテイナ内にボールベアリングで回転自由に保持される.そしてナットリテイナをネジ軸に対してネジ軸垂直方向に偏心させ,ナットを回転自在な状態でネジ軸に片当たりする状態を保持する,という構成となっている.

X-screw の基本機構では,このようにナットがネジ軸に片当たりしてしかもナットが回転自在に支持されるため,ネジ軸が回転するとナットも接触点で駆動されて連動して回転する.このとき,接触点からネジとナットそれぞれの回転中心までの距離を「接触有効径」と呼ぶことにすると,ナットの接触有効径はネジ軸の接触有効径よりも若干大きく,ナットはネジ軸より若干おそい回転数で回転する.通常の送りネジでは,ナットを回転させないでネジを回すと,ナットはネジ一回転につき一ピッチ分の速度で直動する.一方,ナットが図1(b)に示すように回転自在に支持され,しかもナットの偏心量がゼロの状態では,ナットはネジと同じ速度で回転する.つまり空転するだけで直動しない.これらに対し,X-screw の基本機構は,偏心してネジ軸に接触するナットがネジ軸より若干おそく回転するため,通常の送りネジよりはるかに低速な直動運動を生成する.以上が,X-screw が並進運動を生成する基本メカニズムである.

ここで注意いただきたいのは,X-screw のナットとネジ軸は偏心接触点で転動(Rolling Contact)するため,送りネジの場合のように大きな摩擦抵抗が発生しないという点である.実際には後述するように,微視的に見れば摩擦現象は若干起きる.そのためボールネ

Fig. 1 Lead screw and eccentric nut

ジほどの伝達効率を得られないが、それでもこの転動効果のため X-screw は通常の送りネジに比較して高い伝達効率を生成できる機構となっている。

このような X-screw の基本機構は筆者らが提案するより以前にすでに知られており、この原理を用いた直動運動機構は実用化されたものもある。たとえば roller-screw⁽²⁾あるいは Cylinoid⁽³⁾などである。ただし、これらはすべて、ナットのネジ軸に対する偏心量は固定されていた。筆者らが本研究で提案する X-screw はそれに対し、「ナットをネジ軸に対して弾性的に偏心させる」という特性を付加したものとなっている。従来の機構に対し X-screw で追加した機構はこうのように著しく単純であるが、これだけの機構の追加によって、負荷感応型の変速機能という重大な機能性を生み出しているのが X-screw の最大の特徴となっている。

つぎに、負荷感応型の無段変速を行うことができる X-screw の動作原理を図 2 を用いて説明しよう。前述したように、X-screw のナットはナットリテイナ内にボールベアリングで支持され、ナットリテイナに対して回転自由に保持されている。一方、ナットケーシ

ングは、ネジ軸に対して回転自在であると同時に軸方向にも摺動可能に保持するサポートベアリングでネジ軸に嵌合し、その内部にナットリテイナを組み込み、ナットリテイナとナットケーシングの間にスプリングが挟まれている。そしてこのスプリングの反発力でナットリテイナがネジ軸垂直方向に圧接され、回転自在なナットがネジ軸に弾性的に片当たりしている構成となっている。

X-screw はこのように構成されているため、ナットに働く軸力が小さい状態では、図 2(a)のようにナットはネジ軸に対して大きく偏心した状態に留まる。このとき、ナットの接触有効径はネジ軸のそれより比較的大きく、ナットはネジ軸より比較的遅く回転し、ナットは比較的早くネジ軸に沿って直動する。しかし、図 2(b)のように、ナットがネジ軸に対して大きな軸力を生成すると、ネジ山にはフランク角があるため軸力がネジ軸と垂直方向の方向の分力を生じ、ナットは偏心量を減らす方向に押され、バネ力に拮抗するバランス状態まで偏心量を減少する。このときナットの直動速度は減少し、同時に直動方向の推進力は増大する。つ

Fig 2 Basic principle of X-screw

まり、直動方向の負荷が増大すると、ナットは微妙に偏心量を減少し低速高出力な直動運動を生成する。さらに再び直動方向の負荷が減ると、ナットはスプリング力によって偏心量を増やす位置に押し戻され、高速低出力運動を生成する。X-screw によって負荷感应変速動作が生成できるメカニズムは以上に述べる通りである。

なお、軸力が過大に増大すると、最終的にナットの偏心量はゼロとなり、ナットはネジ軸と同じ速度で回転し並進速度はゼロとなってしまう。この動作は一見変速機としては望ましくない特性のように見える。しかし逆に、この特性があるため X-screw は過大負荷に対する安全性が高いという点を注目すべきであろう。なぜなら、過大な荷重が加わりナット偏心量がゼロとなると、ナットはそのフランク面の全面でネジ軸のフランク面と接触するようになる。その結果、この状態でのナットとネジ軸との面圧は急激に下がり、負荷荷重性能が大幅に向上する。また同時に、過負荷で並進できなくなってもネジ軸は回転し続けるため、モータがストールすることによる過熱損傷も防止できるからである。

提案する X-screw の特性を以下にまとめておくことにする。

1. 回転運動を直動運動に変換する動作が、送りネジのように摺動運動によらず転動運動で行われるため、ボールネジほどの伝達効率はないが、送りネジより高い伝達効率を生成できる。
2. ゼロからある有限な速度の直動運動までの変速範囲を、負荷が働いている状態で無段階にしかも連続的に切り替えられる。また、その変速動作は、外見的にはほとんど観察できないような微妙なナットの偏心動作によって生ずるため、頻繁な切り替え動作に対応しやすい。
3. ナットはネジ軸に偏心接触するが、複数のネジ山で接触するため、比較的大きな負荷特性を発揮できる。
4. 過大な負荷が働いても、その状態では負荷荷重特性が急激に増大し、またモータがストールせず焼き付けが起きないので安全性が高い。
5. 機構構成が著しく簡単であり、小型軽量化でしかも安価に製造できる。

以上に示すように、提案する X-screw は小型ロボットのアクチュエータとして、さらに一般的な用途のための負荷感应型無段変速機構として望ましい特性を発揮するものと考えられる。なお、図 2 の構成例では、ナットケーシングは支持ベアリングでネジ軸に支持さ

れているが、これ以外に、この支持ベアリング自体も X-screw のためのナットにしてしまうような X-screw の構成も構成可能である。

3. 変速動作の解析とシミュレーション

提案する X-screw の性能を定量的に把握し、今後最適化された設計を可能としていくため、本章では基本的動作の解析を行うことにする。

まず、ナットとネジ軸の接触点を求める。この解析は以下の前提条件の下で行う。

1. ナットとネジ軸の材料は剛体と仮定する。

このように仮定するため、ナットとネジ軸との接触面は、偏心量ゼロの特異姿勢以外で一点とみなせることになる。

2. ナットとネジ軸の接触状態は、図 3 に示すように、ナットのネジ山の角が作るつる巻線とネジ軸のフランク面とが接触している状態が保持されているものとする。

この条件は、ナットおよびねじ軸のフランク角とリード角とがある範囲内にあるときに満たされる。以下で行う解析の第一段階はまずこの条件の成立限界条件である。ナットとネジ軸の接触の仕方には多様な状況が考えられるが、本研究で特にこのようにナットの偏心量によらず、ナットのネジ山の角とネジ軸のフランク面とが常に点接触する状態を前提として想定するのは、その他の接触の状態、たとえばねじ軸のねじ山の角とナットのフランク面とが接触する場合と比較すると、その接触有効半径が小さいため、偏心量に対する変速の度合いが大きくなり、応用上望ましいと考えられるからである。

3. 解析の対象とする X-screw の姿勢は、そのネジ軸が z 軸に沿って置かれ、ナットはネジ軸に嵌合した状態で x 軸の負の方向に圧接されるものとする。

ネジ軸に対し、この様にナットが圧接されるとき、その接触点は一見 xz 平面に含まれる点であるように思える。しかし実際には、図 3 のように、その接触点は xz 平面から若干ずれた位置となる。以下の解析は、その接触点の正確な誘導を行うためのものである。

まず、ネジ軸のフランク面の上であり、x 軸から z 軸まわりに角度 ϕ_s を成し z 軸から半径 r_s の点

$$\mathbf{P} = (r_s \cos \phi_s, r_s \sin \phi_s)^T \quad (1)$$

の z 軸高さ $z_s(\phi_s, r_s)$ は、 $\phi_s = 0$ での z 軸高さを 0 とすると

$$z_s = \frac{p\phi_s}{2\pi} + \left(r_s - \frac{d_s}{2}\right) \tan \alpha_s \quad (2)$$

と示される。またこの同じ点 P を軸心が、

$$\mathbf{X}_{offset} = (-x \ 0 \ 0)^T \quad (3)$$

だけ偏心したナットの座標系から見たとき

$$\mathbf{P} = (r_n \cos \phi_n \ r_n \sin \phi_n)^T \quad (4)$$

で表記される角度 ϕ_n 、半径 r_n の点であるとする、このナットフランク面の z 軸高さは、同じく $\phi_n = 0$ の高さが 0 であるならば

$$z_n = \frac{p\phi_n}{2\pi} + \left(r_n - \frac{d_n}{2}\right) \tan \alpha_n \quad (5)$$

と示される。このように考えるとき、最初に述べた前提条件 2 を成立させる条件は、ねじ軸のフランク面上で任意の角度 ϕ_s にある点 P について、半径 r_s を大きくしていったとき、ネジ面間の距離 $\Delta z (= z_n - z_s)$ が半径に対し単調に増加することである。そして、この条件は

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Delta z}{\partial r_s} &= \frac{1}{\sqrt{x^2 + 2r_s x \cos \phi_s + r_s^2}} \\ &\times \left(\sqrt{(x \cos \phi_s + r_s)^2 + (x \sin \phi_s)^2} \tan \alpha_s \right. \\ &\quad \left. - ((x \cos \phi_s + r_s) \tan \alpha_n + x \sin \phi_s \tan \beta) \right) > 0 \end{aligned} \quad (6)$$

を常に成り立たせることを意味する。ここで $\tan \beta$ はナットの接触有効径でのリード角であり

$$\tan \beta = \frac{p}{2\pi \sqrt{x^2 + 2r_s x \cos \phi_s + r_s^2}} \quad (7)$$

と示される。これを満足する解は、偏心量 x を最大値 $x = x_{\max}$ とし、 $r_n = d_n/2$ 、 $\tan \beta = p/\pi d_n$ のとき、式(6)の値が最小になるが、その状態でも式(6)が正である条件によって誘導できる。ネジ軸とナットのフランク角度 α_n 、 α_s を、この条件を満足するように決定すると、

Fig 3 Top view of nut and screw threads

接触点は常にナットのネジ山の角であることが保証されることになる。さてこの条件の下で、ネジ軸とナットとの接触点の位置を求めよう。この誘導はナットのネジ山の外周部に沿ってネジ軸とナットのフランク面の間隙距離を誘導し、その間隙の最小値が接触点になるという条件で求められる。この条件は、

$$\frac{\partial \Delta z}{\partial \phi_s} = 0 \quad (8)$$

を満たす ϕ_s を求めることに相当する。計算の結果、この接触点の位置を示す角度 $\phi_{s \text{ contact}}$ は

$$\begin{aligned} \phi_{s \text{ contact}} &= 2 \tan^{-1} \left(\frac{1}{d_n p \cos \alpha_n} \left(\sin \alpha_n \pi d_n^2 + 2x W_1 \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \sqrt{4d_n^2 x \pi \sin \alpha_n + W_1 (d_n^2 + 4x^2)} \sqrt{W_1} \right) \right) \\ W_1 &= \sqrt{p^2 \cos^2 \alpha_n + \pi^2 d_n^2 \sin^2 \alpha_n} \end{aligned} \quad (9)$$

と求まる。式(9)から、一般に $\phi_{s \text{ contact}}$ はゼロではない。

このように、接触点が x 軸上からずれた ϕ_s の角度の位置になる原因は、ナットとネジ軸とのピッチは等しいものの、それぞれの接触有効径が異なるためにそれぞれの実質リード角に差異が生じ、ナットとネジ軸のフランク面が同じ接平面を成す接触点が x 軸上からずれた位置になるためである。なおこのように接触点が x 軸からずれるため、偏心量がゼロのときを除いて、ネジ軸とナットの接触点での回転方向は微妙にずれ、その結果、X-screw の接触点では完全な転動運動が生ぜずに若干の摩擦損失が発生する。

つぎに、X-screw の動作特性を、接触点での力のバランス関係から解析しよう。なおこの解析の第一段階では、ナットベアリングとサポートベアリングの回転時損失トルクは無視しておく。ネジ軸に作用する力は、負荷 L 、法線力 N 、接線方向の摩擦力 μN_t 、ラジアル方向の摩擦力 μN_d 、負荷のラジアル方向の成分 R (R の x 成分がバネ力と釣り合う) およびネジ軸に輸入される入力トルク $T_i (= F_t \cdot r_s)$ である。これらの力がバランスする条件

$$\mathbf{N} + \mu \mathbf{N}_t + \mu \mathbf{N}_d + \mathbf{R} + \mathbf{L} + \mathbf{F}_r = 0 \quad (10)$$

を用いることによって X-screw の特性が誘導できる。後述する試作した X-screw の諸元 (表 1) を対象に行った数値解析、ベアリングのデータシートから推定した損失を考慮した値、および実機による動作実験の結果を図 4 に示す。これらの結果を比較すると実際の X-screw では、ナットの回転を支持するナットベアリングの回転摩擦損失がかなり大きく、軸力が高いとき、この損失は全損失のほぼ 50% を占めることが分かる。

具体的には、ナットベアリングとサポートベアリングの損失を含まない X-screw の理論効率率は約 44% であったが、実測では最大で 33% であった。これはベアリングの転がり抵抗は十分小さくても、大きな負荷荷重条件の下で高速回転を行うと、単位並進移動量当たりの回転抵抗損失が相対的に大きくなってしまいうためと考えられる。一方、ナットケーシングのサポートベアリングは、軸方向には摺動支持しているにもかかわらず、その摩擦損失は相対的に十分小さい。

比較のため X-screw と同様の直動運動を送りネジで生成した場合の効率も求めた。このときのリードは極めて小さく、たとえば、表 1 に示した X-screw の試作機では最大で 0.4mm である。そしてその理論効率は接触面摩擦係数を X-screw と同じ 0.3 としたとき 4% 強である。また、ボールネジの理論効率は、このような微小リードを想定した場合も 55~80% の間と予測される。このように考えると、X-screw の理論効率は送りネジとボールネジとの中間的特性を発揮することが分かる。

4. X-screw の設計

X-screw の特性は、各構成要素の形状や材質、バネ

の特性に大きく依存する。形状のパラメータとしては、ネジのピッチ、ナットとネジ軸の有効径、ナットの偏心可能領域およびネジ山の形状が挙げられる。また材質面では、摩擦係数、弾性係数、表面硬度および耐摩耗性等が性能に影響を与え、バネの特性としてはバネ定数、プリロード、線形性などを考慮しなければならない。前章での理論解析などから X-screw の設計に関するいくつかの知見を得たのでまとめておく。

1. 式 (9) から、フランク角およびリード角は接触点の移動量に大きく影響する。接触点での摩擦損失を減少させるためには、接触点の移動量を小さくしてできる限り x 軸に近い位置で接触するようにして、接線速度 v_s 、 v_n の差を小さくする必要がある。またネジ山の傾きによりラジアル方向の力 R (図 3) が生成されるが、接触点の位置が x 軸から離れるほど、バネ力方向の成分が減少する。そのため接触点の位置は負荷感応特性にも影響を与える。

2. フランク角を大きくすると接触点の移動量は減少するものの、ナットへトルクを伝達するためのフランク面の法線力 N が増加し、それに伴い摩擦損失が増加する。摩擦係数を 0.3 とすると、フランク角が約 35(deg) のとき効率が最大となる (図 5)。試作機ではラジアル方向の力 R を低減させるため、ネジ軸のフラン

Fig 4 Simulated performance and experimental data

Table 1 Specifications of prototype X-screw

Thread	Screw	Major diameter	D _s	10.0mm
		Miner diameter	d _s	7.5mm
		Pitch	p _s	2.0mm
		Flank angle	α _s	15deg
	Nut	Major diameter	D _n	12.0mm
		Miner diameter	d _n	9.5mm
		Pitch	p _n	2.0mm
		Flank angle	α _n	14deg
Coefficient of friction between nut and screw			μ	0.3
Spring	Spring constant	K	490N/mm	
	Preload	F ₀	1N

Fig 5 Effect of the friction coefficient and frank angle

ク角を 15(deg)とした。

3. ネジ軸とナットの有効径の差を大きくすると、両者の回転数差が大きくなり X-screw の直動速度を大きくすることができるが、リード角の差が大きくなり、これを接触点の移動量の増加で吸収するため、効率の低下を招く。

5. 実験

図 6 と図 7 に試作したプロトタイプの機構を示す。なお、試作機の各寸法は理論解析に用いた値 (表 1) と等しい。

図 4 に示した実験結果は、ネジ軸の回転数を 540rpm としたときのものである。図 4(a)は負荷荷重とリードの関係を示し、負荷荷重が増加するとリードが減少し、負荷に感応した無段変速機能を確認することができた。入力トルクと負荷荷重との関係は、変速比が固定された変速機では線形であるが、本変速機では非線形に変化し負荷荷重が増加しても入力トルクは比例しては増加しない (図 4(b))。これらは前章の理論解析により予測されたものであるが、理論解析と試験結果とは二点で大きく異なった。一つは、実験によるリードと負荷荷重との関係が非線形である点と、最大負荷が理論値より大きい点である。これは、ネジを剛体と仮定して解析したが、実際にはナットとネジ軸との接触は点ではなく面で成され、偏心が小さくなると接触面は理論上の接触点を中心として左右に広がり、フランク角により生成された回転軸に垂直な方向の力のうち、バネ力の方向を向いていない力は相殺されてしまうため、バネに作用する力が減少するためと考えられる。もう一点はトルクと効率の関係に見られる差異である。これは理論解析ではベアリングの摩擦係数を無視したことと、設計時に用いた接触点での摩擦係数と実際の摩擦係数との差に起因するものと考えられる。

6. おわりに

小型の直動型負荷感応無段変速機 X-screw を提案し、その特性について議論した。また試作した X-screw の実験により、本機構は負荷感応無段変速機能を有することを示した。小型でかつ負荷感応特性を持つことによる操作の簡単さは、現状では固定変速比に限定されている装置へ、柔軟に無段変速機 X-screw を導入することが可能であると考えられる。そのためロボット産業を含む様々な産業に X-screw を利用することが可能であると思われる。

今後、変形やベアリングの損失を考慮したより精度の高い理論を構築し、サーボ系を構成したときの動作特性の検討、ナットとネジ軸の材質やネジ山の形状、潤滑なども最適化、またバックラッシュの低減と効率の改善などを図ってゆくつもりである。

参 考 文 献

- (1) 柏原, 岡村: "新型遊星コーン式無段変速機の開発", 日本機械学会誌, vol.87, no.5, pp.435-436, 1984.
- (2) Shigley, Joseph E. and Mischke, Charles R, Standard Handbook of Machine Design, McGraw-Hill, Inc., 1986.
- (3) SEIES Research Center, 1-18-16 Tomioka, Koto-ku, Tokyo 135, "Cylindroid"

Fig 6 Out View of Prototype of X-screw

Fig 7 Structure of Prototype X-screw