ねじり型弾性ヒンジに関する研究*

大 岩 孝 彰** 松 永 高 宏***

A Study on Torsional Elastic Hinge

Takaaki OIWA and Takahiro MATSUNAGA

This paper deals with the optimum design of the torsional elastic hinge instead of the flexure hinge used as the revolutionary joint of the precise mechanism. Influence of the torsion beam dimensions on the flexural stiffness and torsional compliance of the hinge is investigated by using the finite element method, and the stiffness is compared with that of the conventional circular notched flexure hinge. As a result, the torsional hinge with the same stiffness as the flexure hinge has several times higher rotational angle under a maximum stress constraint condition. A displacement amplifier with the torsional hinge shows that the measured stiffness agrees with the calculated result, and the magnifying efficiency is 86%. By notching to the torsion beam center, the ratio of the flexural stiffness to the torsional stiffness has increased 55%, and the rotational angle has increased 19%.

Key words: torsional elastic hinge, flexure hinge, flexural stiffness, torsional compliance, rotational angle, finite element method

1. 緒 言

精密運動機構の回転対偶として、図1のような円弧切欠き形状や板ばね形状を持つ一体構造の弾性ヒンジが多く用いられている¹⁾。この弾性ヒンジは、スティックスリップなどの摩擦の影響を受けないため位置決め精度を向上でき、さらに発熱が少なく移動速度を高められるという長所を持つ。しかし、はりのたわみ変形を利用するために剛性が低く、それを補うために切欠き部の肉厚を厚くすれば弾性変形のためのエネルギー損失が大きくなり、十分な性能が得られなくなる。特に図のような積層型圧電素子などの変位拡大機構に用いる場合には、切欠き部のたわみに要するエネルギー損失を小さくするために回転方向剛性を低くする必要があり、切欠き部が軸方向へ伸びてレバーが上方へ変位して拡大率が低下するのを防ぐために、軸方向剛性を高くしなければならない²⁾。さらに、円弧切欠き形状の弾性ヒンジでは切欠き部に応力が集中しやすいために、回転角度範囲が狭いという短所を持つ。また、板ばね形状として、より大きくたわませて回転角度を大きくした場合などには、回転に伴う回転中心の移動が発生する問題も指摘されている³⁾。

本研究では、はりのたわみ変形ではなく、ねじり変形を用いたねじりはり型の弾性ヒンジの形状最適化を提案する(図2)。このねじり型弾性ヒンジでは、上述の円弧切欠き型弾性ヒンジに対して全体の寸法が大きくなる欠点があるが、回転角度範囲も広く、回転に伴う回転中心の移動も少ないと考えられる。したがって、切欠き型の弾性ヒンジと同等の剛性と回転方向のねじりやすさが得られれば、精密な回転対偶として有用であると思われる。本報では、有限要素法を用いて、ヒンジの形状と剛性およびねじりやすさとの関係や、ヒンジ部に働く応力を制約条件にしたときの回転角度について調査を行った。さらに圧電素子を用いた変位拡大機構を試作し、性能を評価した。

Fig. 1 A displacement amplifier using the flexure hinge

Fig. 2 Proposed torsion beam type hinge

2. 有限要素解析方法

本報ではねじり型弾性ヒンジを図2のような圧電素子を用いた変位拡大機構に応用することを想定し、まず図3の形状をモデルとして有限要素解析を行う。ねじりはりとなる両端固定はり部分はZ方向に厚くし、アクチュエータの駆動力によるZ方向のたわみ変形を少なくしてある。さらに、ねじりモーメントによりねじれやすいように、X方向に薄くした。解析では汎用有限要素法ソフトウェア(LUSAS12, FEA Ltd., UK)を用い、図中のはりの幅 a 、高さ b および長さ l を変化させた。レバー部の厚みは10mmで一定とした。縦弾性係数 $E=206\text{GPa}$ 、横弾性係数 $G=80\text{GPa}$ 、ポアソン比0.3とし、自重は考慮していない。

ねじりはり部分のZ方向のたわみとY軸回りのねじりこわさについて検討するため、図3のようにねじりはり中央部に垂直方向の荷重 F を与えたときのZ方向の変形量からはりの曲げ剛性を、Y軸回りのねじりモーメント M を加えたときの回転角度からねじり剛性をそれぞれ求めた。本報では、以上の2方向以外

* 原稿受付 平成11年9月20日

** 正 会 員 静岡大学工学部(浜松市城北3-5-1)

*** 学生会員 静岡大学大学院

Fig. 3 Model of torsion beam type hinge

Fig. 4 Finite element mesh

Fig. 5 Conventional circular notched flexure hinge

の剛性についての検討は行わない。有限要素分割図を図4に示す。要素は8節点ソリッド要素を用いた。

さらに比較のため、図5に示す円弧切欠き型ヒンジについても有限要素解析を行った。ヒンジ切欠き部ののど部厚さ t は1mm、円弧半径は5mmとした。材料定数などはねじり型弾性ヒンジと同じ値を用いた。同様に、 X 方向の荷重 F を加えた際の伸びから引張り剛性を、 Y 軸回りのモーメント M を加えたときの回転角度から回転方向の剛性を求め、ねじり型弾性ヒンジの曲げ剛性およびねじり剛性とそれぞれ比較した。

3. 解析結果

3.1 曲げ剛性とねじり剛性

まず図3中のねじりはりの長さ l を変化させたときの曲げ剛性とねじり剛性の計算結果を図6に示す。一般に両端固定はりのたわみは、はりの長さ l の3乗に比例し、ねじれ角は長さ l の1乗に比例するが、本研究のように長さ l に対して高さ b が大きい場合は、特に l が小さい領域でそのようには比例しなくなる。図では $b=1$ のときは曲げ剛性とねじり剛性は l の-3乗と-1乗にそれぞれ比例しているが、 b が大きくなると傾きが変化している。

図7は幅 a に対する剛性の変化を示している。この図から曲げ剛性は幅 a に比例し、ねじり剛性は a の3乗に比例することが推察できる。このことから、たわみにくく、かつねじれやすくするためには a は小さい方がよい。また高さ b と長さ l の比 l/b が同じ場合のプロットが一致している。このことから、幅 a が同じ場合、高さ b と長さ l の比 l/b で剛性が決まることがわかる。

図8は高さ b の影響を示している。 b を大きくすると曲げ剛性は向上するが、次第に傾きは小さくなり、効果が減少する。逆にねじり剛性では、 b を大きくすると傾きは大きくなり、ねじれにくいヒンジとなる。さらに、 a 、 b および l の比率を固定して、ヒンジ全体の大きさを拡大縮小して剛性を計算した結果、曲げ剛性は大きさの1乗に比例し、ねじり剛性は大きさの3乗に比例することがわかった。よって、曲げ剛性を高く、ねじり剛性を低くするためにはヒンジ全体を小さくする方がよい。

次にグラフの横軸を曲げ剛性、縦軸をねじり剛性としてプロットした結果を図9に示す。図中には l/b の値も示した。グラフの右下に近いほどたわみにくく、かつねじれやすい性能の良い理想的なヒンジであることを示している。また、幅 a が一定のときは、 l/b の値を変化させると、同一の曲線上を移動することがわかる。図から $l/b=2\sim3$ のとき図の右下方向に近づき、性能が最も良くなることがわかる。

さらに、従来の円弧切欠き型弾性ヒンジの剛性も比較のためにプロットした。このヒンジでは、軸方向の剛性はのど部厚さ t と幅 B の1乗に比例し、回転方向の剛性は t の3乗および B の1乗に比例する²⁾。したがって、図の右下に近づけるためには、 t の値を小さくすればよい。

図10は曲げ剛性をねじり剛性で除した値（曲げ剛性/ねじり剛

Fig. 6 Relation between stiffness and torsion beam length

Fig. 7 Relation between stiffness and torsion beam width

Fig. 8 Relation between stiffness and torsion beam height

Fig. 9 Relation between torsional stiffness and flexural stiffness

Fig. 10 Relation between stiffness ratio and l/b Fig. 11 Relation between rotational angle and length l

Fig. 13 Experimental results for flexural stiffness

Fig. 12 Experimental setup for displacement amplifier

性、以下剛性比)と l/b の関係を表している。高さ b は1~20mmの範囲で計算した。剛性比は大きくなるほど、高性能なヒンジであることを示す。図9の結果と同様に、幅 a にかかわらず、 $l/b=2\sim3$ のとき最も剛性比は大きくなる。図の一点鎖線は $t=1\text{mm}$ の円弧切欠き型ヒンジの値を示すが、 $a=0.4\sim0.5\text{mm}$ 、 $l/b=2\sim3$ のときに剛性比がほぼ同等となることがわかる。また、全体の大きさを変化させて計算を行った結果、剛性比は全体の大きさの -2 乗に比例することがわかった。

3.2 最大応力を制約したときの回転角

弾性ヒンジは弾性限度や疲労限度などの応力範囲で使うことが望ましいとすると、加えることのできる曲げモーメントの上限が定まり、利用可能な回転角度の最大値が決められる。図11はそれぞれの寸法において、有限要素内の最大応力値が200MPa以下となるように曲げモーメントを制限した場合の回転角を示している。図より幅 a が小さく、長さ l が大きいほど回転角度が大きくなる。また比較のために $t=1\text{mm}$ の円弧切欠き型弾性ヒンジの値もプロットした。同等の剛性比を持つ $a=0.5\text{mm}$ 、 $l=40\text{mm}$ のねじり型弾性ヒンジのほうが、数倍ほど回転角度が大きい。さらに、ヒンジ全体の大きさを変えて計算した結果、回転角は大きさには依存しないことがわかった。

4. 実験

4.1 実験装置

図12に示すような積層型圧電素子用変位拡大機構を製作し、曲げ剛性、ねじり剛性および拡大率の測定を行う。ねじりはりとレバー部分は支持部と共に平面研削された平板(S55C、厚さ $b=20\text{mm}$)よりワイヤカット放電加工機により一体構造で切り抜かれている。ねじりはりの長さ l は10、20および40mmの3種類、幅 a は0.5、1および2mmの3種類で合計9枚のヒンジを製作した。変位入力用アクチュエータは $5\times9\text{mm}$ の積層型圧電素子(公称出力変位 $6.5\mu\text{m}/100\text{V}$ 、発生力 $853\text{N}/100\text{V}$)を用い、厚さ9mmのスペーサに入れて、レバーとベースプレート間に挟み込んで

Fig. 14 Experimental results for torsional stiffness

Fig. 15 Magnifying efficiency

ある。圧電素子とレバーとは $0.05\times2\times5$ のシムを介して接触する。レバー上部には、ねじりはり中央部Bと変位入力部Cの変位を測定する静電容量型変位計(ADE製Microsense3800)と出力部Dの変位を測定する渦電流式変位計(電子応用AEC-5505)をそれぞれ取り付けた。

4.2 実験結果

まず、ねじりはり部分をスペーサおよびベースに組み付けていない状態で、ねじりはり中央部Bの下に-Z方向の荷重をおもりに与え、そのときのたわみを測定して曲げ剛性を求めた結果を図13に示す。さらに出力部Dに加えてねじりモーメントを与えて求めたねじり剛性を図14に示す。ねじり剛性の解析結果と実験結果が良く一致しているのに対して、曲げ剛性では定性的には一致したが、 $a=2\text{mm}$ で長さ l が小さいときに特に低い値となった。これは図12の実験装置の枠部分の変形によって、ねじりはりの両端の固定が図3のモデルと比較して不完全であり、さらにたわみの測定において荷重30Nに対して変位は約 $0.06\mu\text{m}$ と僅少であったため、測定誤差の影響が大きくなったものと推察される。

次に変位入力部Cの変位とレバー出力部Dの変位から拡大効率を求めた結果を図15に示す。設計値ではレバー比は10であるため、効率100%時に出力変位が入力変位の10倍となる。実験ではレバー先端に負荷は加えていない。実験結果は有限要素解析結果と定性的には一致しているが、曲げ剛性が解析結果より低い場合、全体的に効率が低下している。ねじりはりの長さ

Fig. 16 Notched model of torsion beam type hinge

Fig. 17 Effect of notch width on stiffness

Fig. 18 Effect of notch width on stiffness ratio

$l=40\text{mm}$, 幅 $a=0.5\text{mm}$ のとき, 最大86%の拡大効率が得られた。

5. 切欠きのあるねじり型弾性ヒンジ

本章では, ねじりはり部分に切欠きを設けることで, より高性能なねじり型弾性ヒンジの設計を試みる。

5.1 解析方法

図16に示すようにねじりはり部分に矩形形状の切欠きを設けたモデルを作成し, 3章と同様に有限要素解析を行い, 曲げ剛性, ねじり剛性, 最大応力を制約条件にした際の回転角度を計算する。ねじりはりの幅 $a=0.5\text{mm}$, 高さ $b=20\text{mm}$ とし, 切欠き部の幅を d , のど部の厚さを c とする。その他のパラメータは前章と同一とした。

5.2 切欠き幅の影響

図17は切欠き部ののど部厚 $c=10\text{mm}$ とし, 切欠き幅 d を変化させた場合の曲げ剛性とねじり剛性の変化を表している。図中のパラメータは切欠き幅 d をはりの半分の長さ $l/2$ で除して無次元化した値 $2d/l$ である。 $2d/l=0$ のときは切欠きなしの場合を示す。図9と同様に, 図の右下に近づくほど性能の良いヒンジとなる。図より, いずれのはり長さ l の場合でも, 切欠きを設けると切欠きのない場合よりも性能が向上し, 円弧切欠き型ヒンジに近づくことがわかる。

図18は剛性比と無次元化した切欠き幅 $2d/l$ との関係を示す。図から $2d/l$ の値が $1/8 \sim 2/8$ で $l=40\text{mm}$ のとき, 切欠きのない場合と比較して最大55%程度剛性比が向上し, 最も高性能となることがわかる。また, 図10の切欠きのない $a=0.5\text{mm}$ の場合は円弧切欠

Fig. 19 Effect of notch width on rotational angle

Fig. 20 Stress concentration under torsional moment

Fig. 21 Effect of thickness c on stiffness Fig. 22 Effect of thickness c on stiffness ratio

き型ヒンジより低い値となっていたが, 切欠きを入れることにより $t=1$ の円弧切欠き型より高い値を得ることが可能となる。

3.2節と同様に, 曲げモーメントを加えたときのヒンジ部に生ずる最大応力を制約条件にして回転角を計算した結果を図19に示す。応力値は同様に200MPaとした。 $l=20 \sim 40\text{mm}$ の場合は切欠きがない場合 ($2d/l=0$) より回転角度が増大していることがわかる。 $l=60 \sim 80\text{mm}$ の場合では, 小さい切欠き幅の場合に回転角度がやや減少する。また, 図20は切欠きのない場合とある場合のねじり型弾性ヒンジの応力集中部分を示している。切欠きのない場合にはねじりはりの外側の固定部分の最上部と最下部にあった応力集中部が, 切欠きを設けることにより切欠き部分にも現れ, 応力集中の度合いが緩和されている。多くの形状最適化問題の解は部材表面の応力を均一化することにより得られている⁴⁾が, 本報の場合も同様であることが推察できる。

Fig. 23 Relation between rotational angle and thickness c

Fig. 24 Influence of notch position on stiffness

5.3 切欠き部のど部厚さの影響

図21はねじりはり長さ $l=40\text{mm}$ の場合に、のど部厚さ c を変化させたときの曲げ剛性とねじり剛性を示している。図より、切欠き幅 d が小さい場合には、グラフの傾きが大きく、ねじり剛性の減少に対して曲げ剛性の減少が少ないことを表している。図22は、このときの剛性比を示している。横軸はのど部厚さ c を示し、 $c=20\text{mm}$ のとき切欠きなしの場合となる。のど部厚さ c が小さくなるにしたがい、剛性比は向上する。しかし、切欠き幅 $d=2.5\text{mm}$ と 5mm の場合には、のど部厚さが0に近づくとき剛性比が減少している。このことから、それぞれの切欠き幅 d について最適なのど部厚さ c が存在すると考えられる。

図23は、ねじりはりに生ずる最大応力を 200MPa とした場合の回転角度とのど部厚さ c との関係を表している。同様に $c=20\text{mm}$ のとき切欠きなしの場合となる。いずれの切欠き幅 d においても、のど部厚さ $c=10\text{mm}$ の場合に回転角が最大となる。のど部厚さ $c=10\text{mm}$ で幅 $d=5\text{mm}$ の切欠きを設けることにより、ねじり型弾性ヒンジの回転角度は最大で19%向上した。さらにのど部厚さ c を小さくすると剛性比は向上する(図22)が、回転角は減少してしまう。これは切欠き部に応力が集中するためである。

5.4 切欠き位置の影響

図24はヒンジ長さ $l=40\text{mm}$ 、高さ $b=20\text{mm}$ 、幅 $a=0.5\text{mm}$ 、のど部厚さ $c=5\text{mm}$ および切欠き幅 $d=2.5\text{mm}$ の場合に、切欠きの位置を移動したときの曲げ剛性とねじり剛性の変化の様子を示している。切欠きの位置がねじりはりの長さ $l/2$ の中心にある場合を基準(切欠き位置 $e=0\text{mm}$)とし、切欠きが外側にある場合の e を正とする。図中の一点鎖線は同様に従来の円弧切欠き型ヒンジ(のど部厚さ 1mm 、切欠き半径 5mm)を表している。図より $e=0\text{mm}$ のとき最もプロット点が図の右下に近づき、性能のよいヒンジとなることがわかる。

図25はそのときの剛性比を表しているが、同様の結果が得られた。また、切欠き位置が中央から内側より外側に移動するほうが、剛性比が低下する傾向があることがわかる。図26は最大応力を 200MPa に制約した場合の回転角と切欠き位置 e の関係を表している。図より切欠き位置が $e=0$ の場合に回転角度が最大となること、切欠き位置が中央より外側にずれたときのほうが回

Fig. 25 Influence of notch position on stiffness ratio

Fig. 26 Influence of notch position on rotational angle

転角の減少がわずかに大きくなる傾向があることがわかる。

6. 結 言

弾性ヒンジの性能向上を目的としてねじり型弾性ヒンジを提案し、有限要素解析と実験を行った結果、以下の結論を得た。

- (1) ねじりはりの長さ l と高さ b の比 l/b が2~3で幅 a が小さいとき、たわみにくくねじれやすいヒンジとなり、剛性比(曲げ剛性/ねじり剛性)が高くなる。
- (2) 部材に生ずる最大応力を制約し、許容回転角度を求めた結果、同等の剛性比を持つ円弧切欠き型弾性ヒンジの数倍の回転角度が得られることがわかった。
- (3) ねじり型弾性ヒンジを製作し、変位拡大機構に応用した。その結果、剛性の測定結果は有限要素解析結果とほぼ一致し、無負荷時の変位拡大効率86%を得た。
- (4) はり部分に切欠きを入れた場合について解析を行った結果、はり長さの $1/8 \sim 1/4$ 程度の幅の切欠きを入れることにより、剛性比が55%程度向上することがわかった。
- (5) 切欠きののど部厚さは薄いほど剛性比が向上する、しかし、最大応力を制約した場合の回転角度が最大となる厚さが存在する。切欠きを入れることにより、回転角度は最大19%増加した。
- (6) 切欠きがねじりはりの中心位置にあるとき、剛性比および回転角度が最大となる。

今後は、切欠きを入れた弾性ヒンジの試作、およびたわみにくく、かつねじれやすいはりの断面形状について検討する予定である。本研究の一部は平成9年度高度自動化技術振興財団およびメカトロニクス技術高度化財団の援助によって行われた。ここに記して謝意を表する。

参 考 文 献

- 1) J. M. Paros and L. Weisbord: How to Design Flexure Hinges, Machine Design, **37** (1965) 151.
- 2) 大岩孝彰、杉本敏彦：弾性ヒンジの形状最適化に関する研究, 精密工学会誌, **63**, 10 (1997) 1454.
- 3) Wei Xu and Tim King: Flexure Hinges for Piezoactuator Displacement Amplifiers: Flexibility, Accuracy and Consideration, Prec. Eng., **19**, 1 (1996) 4.
- 4) 日本機械学会編：構造・材料の最適設計, 技報堂出版, (1989) 152.