

3-UU パラレルメカニズムのバックラッシュ低減化

Reduction of Backlash of the 3-UU Parallel Mechanism

学 下口紘輝 (大阪大) 正 杉原知道 (大阪大)

Kouki SHIMOGUCHI, Osaka University, kouki.shimoguchi@ams.eng.osaka-u.ac.jp

Tomomichi SUGIHARA, Osaka University, zhidao@ieee.org

This study aims at reducing backlash in the 3-UU parallel mechanism that the authors developed. A small internal gap of a bearing produces an angle clearance and is magnified to a large backlash of the effector. The new design adopts a two-point support structure to suppress the angle clearance. It has been also clarified that it is more significant to locate the midpoint of the two supporting points on the parent axis than to simply put a long interval between them.

Key Words: 3-UU parallel mechanism, backlash, bearing internal clearance



Fig.1 3-UU パラレルメカニズムの外観 (最大傾斜姿勢)

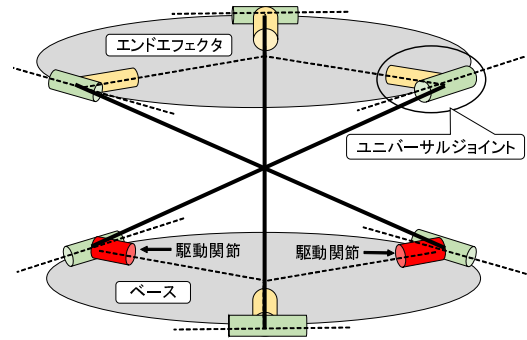


Fig.2 3-UU パラレルメカニズムの構造

1 はじめに

パラレルメカニズムはシリアルメカニズムに比べ、高速・高精度・高剛性という利点があるが、一般的に可動範囲が狭くなりがちであるため実用事例は少ない。鹿田ら [1] の開発した 3-UU パラレルメカニズムは、例外的にエンドエフェクタを大傾斜させる事ができる。

図 1 は鹿田らが試作した 3-UU 機構の最大傾斜姿勢であり、エンドエフェクタを約 70° 傾斜可能である。図 2 のようなリンクの端にユニバーサルジョイントを持つパラレルリンク構造で、ベースに配置される 2 つの関節 (図の赤色部分) を駆動させることによりロールとピッチの 2 方向の傾斜角を制御できる。しかし、本試作機には、エンドエフェクタにバックラッシュが発生してしまう問題があった。原因は主に軸受の角隙間によるものと推定された。

本研究では、軸受の角隙間を低減するために、軸を 2 つの軸受で支持する 3-UU パラレルメカニズムを設計試作した。荷重-変位計測試験を行い、大幅にバックラッシュが低減されたことを確認した。

また、軸受の角隙間を仮想関節とし、5 節リンクモデルを考えることにより、バックラッシュの発生原理について明らかにする。その結果、バックラッシュ低減に最適な軸受配置は、2 つの軸受を親回転軸に対称に配置したうえで、必要可動範囲が得られる限り両者を遠ざける配置であると分かった。

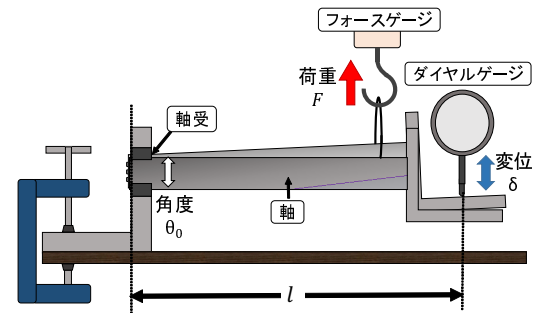


Fig.3 軸受の変位計測方法

2 軸受の角隙間の影響考察

軸受部のバックラッシュは、軸受の内部隙間により軸が傾く現象 (角隙間) により発生する。鹿田の試作機における角隙間の計測を行った。図 3 のような、軸の自重により下向きの角隙間が発生している軸受に、上向きの引張荷重を負荷した際の変位を計測した。その結果が図 4 である。荷重を負荷していった際、点 A において変位の上昇率が急増し、点 B において変位の上昇率が急激に低下する事が分かった。これは点 A で軸の自重による弾性変形からバックラッシュへと遷移し、点 B でバックラッシュから再び弾性変形による変位へと遷移するものと推定できるため、この AB 間の変位を最大バックラッシュ量 δ とする。軸受から計

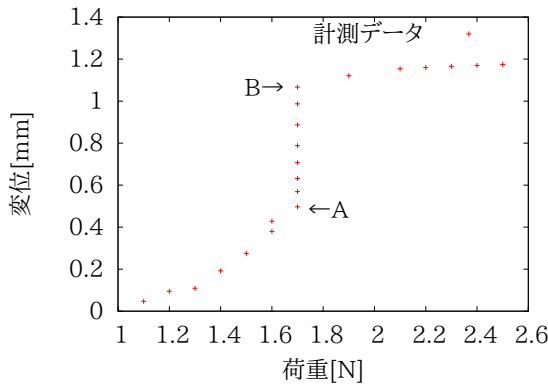


Fig.4 軸受の変位計測結果

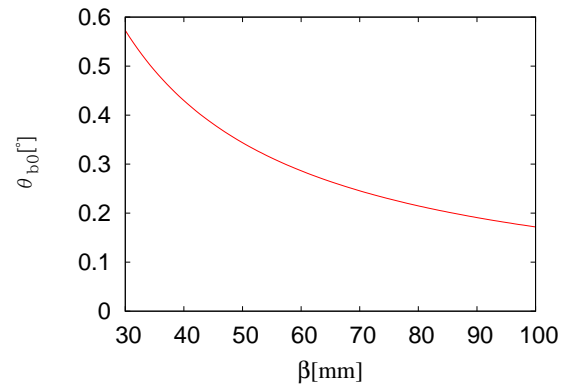


Fig.6 軸受間距離βと角隙間θ_b0の関係

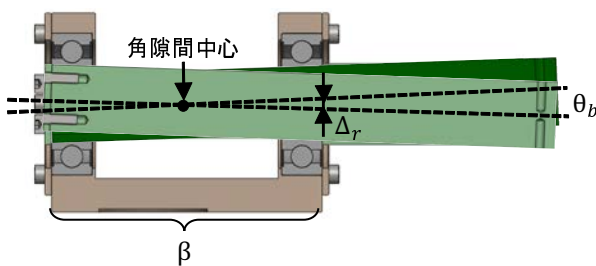


Fig.5 軸を軸受2つで支持する構造



(a) 試作機全体 (b) 1点支持

Fig.7 試作した3-UUパラレルメカニズム

測点までの長さ l と最大バックラッシュ量 δ より次式のように角隙間 θ_{b0} を算出すると、 $\theta_{b0} \approx 0.7^\circ$ となった。

$$\theta_{b0} = 2 \tan^{-1} \frac{\delta}{l} \quad (1)$$

また、角隙間 θ_{b0} は一般的に次式のように近似することができる。ただし D_a は玉の直径、 D_{pw} は玉のピッチ直径、 r_i は内輪軌道半径、 r_o は外輪軌道半径である。

$$\theta_{b0} [\text{rad}] \approx \tan^{-1} \frac{2 \sqrt{\Delta_r \times (r_o + r_i - D_a)}}{D_{pw}} \quad (2)$$

この式よりラジアル内部隙間 Δ_r を逆算すると、 $\Delta_r = 0.3 [\text{mm}]$ となる。

3 角隙間の低減方法

角隙間を低減する方法として、図5のように軸を2つの軸受で支持することを考える。軸受間の長さ β と、各軸受のラジアル内部隙間 Δ_r より、軸受2点で支持した場合の角隙間 θ_b は次式となる。

$$\theta_b = \tan^{-1} \frac{2\Delta_r}{\beta} \quad (3)$$

Δ_r は先ほど求めた 0.3mm とし、幅 15mm の軸受2個分である 30mm を β の最小値とすると、 β と θ_b の関係は図6のようなグラフで表せる。1点支持での角隙間 (1.0°) と比較すると大幅な改善が期待出来る。

4 実験検証

図7(a)は前節の方法を取り入れて筆者らが試作した3-UUパラレルメカニズムの試作機である。鹿田らの試作機との変更点は、

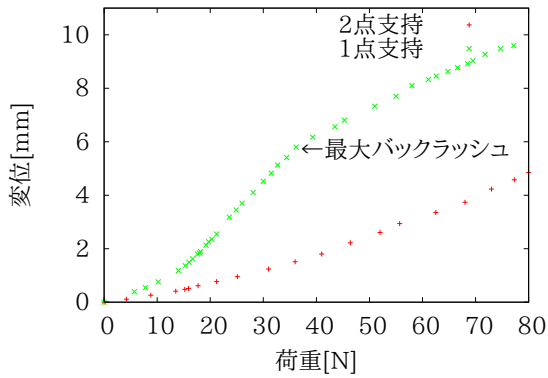
軸を2つの軸受で支持する構造の他、各 부품の肉厚変更による高剛性化、内部隙間の小さな軸受の使用、アルミパイプの曲げ加工による形状変更などである。これを用いて、3-UU機構のエンドエフェクタの、上下方向のバックラッシュと、傾斜方向のバックラッシュの2種類を、2点支持の場合と1点支持の場合でそれぞれ計測し、比較した。なお、1点支持での計測は、図7(b)のように2点支持アセンブリの軸受を1つ取り除くことにより、軸を1つの軸受で支持する機構を用いて行った。上下方向バックラッシュの計測方法は、エンドエフェクタを引張り上げた時の変位を計測し、傾斜方向バックラッシュの計測方法は、駆動関節を制御により静止させた状態においてエンドエフェクタに横方向に引っ張った時のエンドエフェクタの傾斜角を計測した。

上下方向のバックラッシュ計測の結果、図8(a)のグラフが得られた。先述の図4の場合と同様に、傾きが急激に変化する点の変位を最大バックラッシュ量とする。1点支持の機構では、荷重を徐々に負荷した際、 38N を境に変位の上昇率が急激に落ち込むため、最大バックラッシュは約 6mm であると推定できる。2点支持の機構では、このような傾きの変化がほぼ読み取れない事から、バックラッシュは微小であると考えられる。

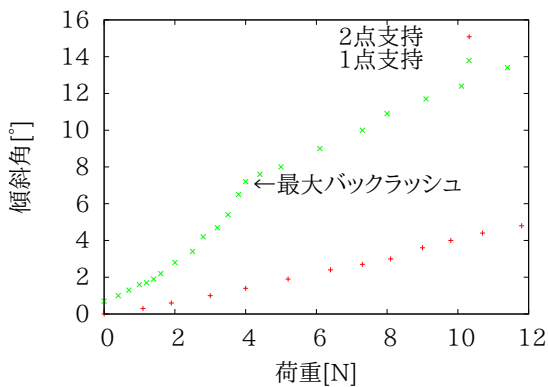
また、傾斜方向のバックラッシュ計測の結果は図8(b)となった。1点支持の機構では、 4.0N を境に傾斜角の上昇率が急激に落ち込むため、最大バックラッシュは約 7.5° と推定できるが、2点支持の機構では、このような傾きの変化がほぼ読み取れない事から、バックラッシュは微小といえる。よって上下方向と傾斜方向のいずれにおいても、軸を2点で支持する方法はバックラッシュ低減に有効だと考えられる。

5 軸受の最適な配置

図6より、角隙間 θ_b は、軸受間距離 β に対し単調減少することが分かった。一方、バックラッシュは2つの軸受と、親回転



(a) 上下方向のバックラッシュ



(b) 傾斜方向のバックラッシュ

Fig.8 バックラッシュ計測結果

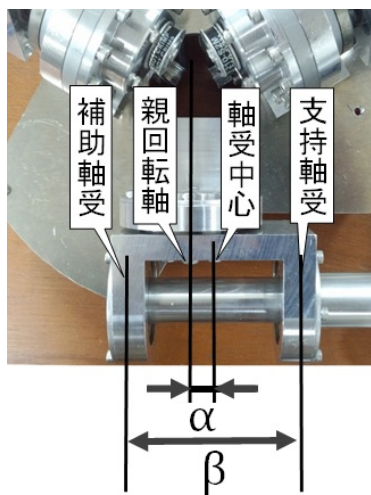


Fig.9 軸受の配置

軸との位置関係によっても変化する．本節では，このことを考察する．

図9は，筆者が試作した3-UU機構における軸受の配置である．角隙間の発生点は図5のように2つの軸受の中心点であるため，この軸受中心と親回転軸との距離を α とした時の α の最適値について述べる．

図10は3-UU機構の1本のリンクを真上から見下ろした図である．ベースプレート側の軸受をB1～B3，エンドエフェクタ側の軸受をE1～E3とし，B2とB3の中心を点Q，E2とE3の中

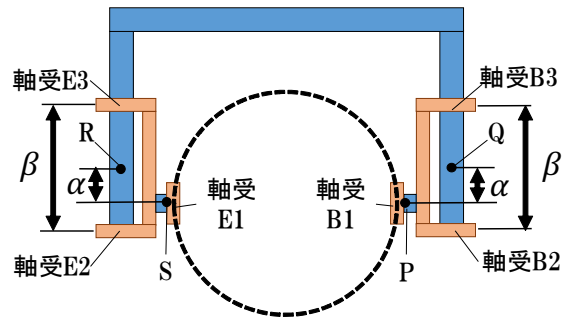


Fig.10 1本のリンクモデル

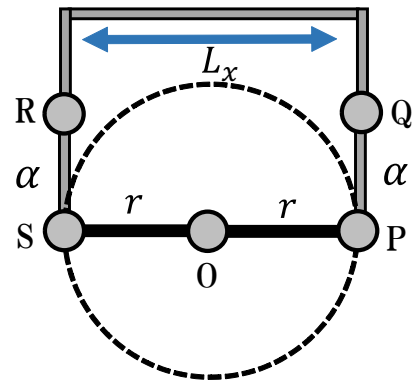


Fig.11 角隙間を仮想関節としたモデル

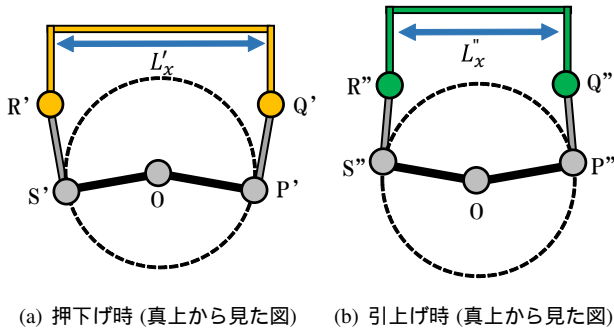
心を点Rとすると，角隙間の発生点は点P，Q，R，Sと表せる．

また，バックラッシュが発生している3-UU機構では，エンドエフェクタを上向きに持ち上げると，エンドエフェクタが時計回りに回転し，逆にベース方向に押し付けると，半時計回りに回転する現象が起こる．これが上下方向のバックラッシュの発生原理に大きく関与している．図10において，エンドエフェクタの回転を仮想関節(O)とし，軸受の角隙間を仮想関節(P，Q，R，S)とすると，図11のような5節リンクモデルとして考えられる．なお簡単のため，関節QとRはベース円の接線上にあるものとする．

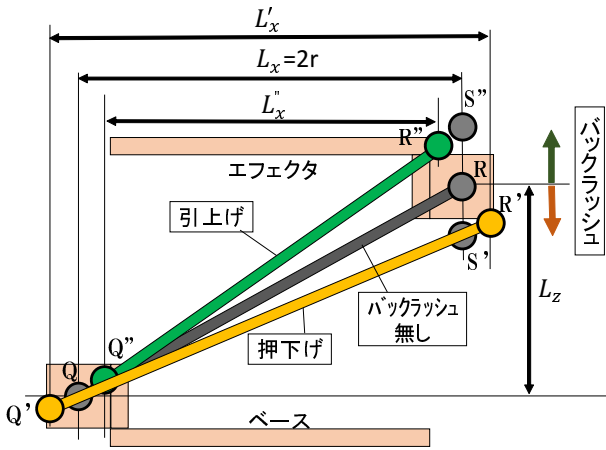
図12(a)はエンドエフェクタをバックラッシュ限界まで押し下げた時の関節位置(P', Q', R', S')と，引き上げた際の関節位置(P'', Q'', R'', S'')を真上から見た図である．エンドエフェクタをバックラッシュ限界まで押し下げた時，エンドエフェクタは反時計回りに回転し，Q'とR'の距離L'xは角隙間によりL'x > Lxとなる．リンクの長さは一定であるため，図12(c)のようにリンクの傾斜角が緩やかになることで，エンドエフェクタが下降する．

エンドエフェクタをバックラッシュ限界まで引き下げた時も，押し上げた時と同様の原理が成り立ち，真上から見た図は図12(b)のようになる．エンドエフェクタは時計回りに回転し，Q''とR''の距離L''xは角隙間によりL''x < Lxとなる．リンクの長さは一定であるため，図12(c)のようにリンクの傾斜角が急になることで，エンドエフェクタは上昇する．これらが，エンドエフェクタの上下方向のバックラッシュ発生原理である．

ここで図12(a)(b)において，仮想関節PとS，仮想関節QとRの回転角が同じであると仮定し，関節PとSの回転角を θ_a ，関節QとRの回転角を θ_b とすると，幾何的解法により図12のL'xとL''xは，



(a) 押下げ時 (真上から見た図) (b) 引上げ時 (真上から見た図)



(c) 横から見た図

Fig.12 エンドエフェクタを押下げた時と引上げた時

$$L'_x = 2(r\cos(\theta'_a + \theta'_b) + \alpha\sin\theta'_b) \quad (4)$$

$$L''_x = 2(r\cos(\theta''_a + \theta''_b) - \alpha\sin\theta''_b) \quad (5)$$

と表される．また上下方向のバックラッシュを δ とすると，

$$L_x^2 + L_z^2 = L_x'^2 + (L_z - \delta)^2 = L_x''^2 + (L_z + \delta)^2 \quad (6)$$

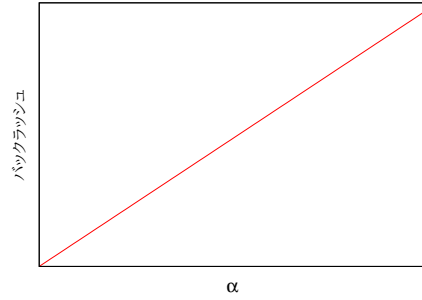
と表される．よって $r, L_x, L_z, \theta_a, \theta_b$ を定数とすると， α とバックラッシュ δ の関係は図 13(a) のようになる．

図 13(a) から図 9 の α を小さくした方が，バックラッシュの低減に繋がる事が分かる．しかし， α を小さくする事と β を長くする事の両立は，補助軸受と中心軸間の距離を長くする事を意味する．それは他のリンクやベース，エフェクタと干渉してしまう危険性がある．そこで α と β のバックラッシュ低減への寄与度について述べる．式 (4)~(6) により， β の長さを角隙間 θ_b として反映させた時の α とバックラッシュの関係を求めると，次の図 13(b) のようになった．

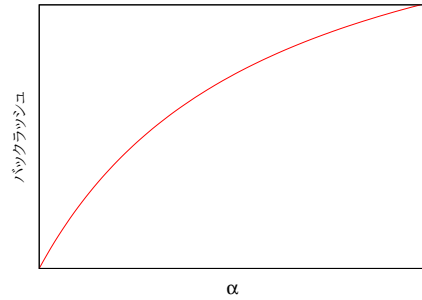
よって理論計算によると， β を長くするよりも α を短くする方が，バックラッシュ低減に繋がると言える．よって最適な軸受の配置についてまとめると，次の 3 点となる．

- (1) β を長くした方がバックラッシュは低減する
- (2) α を短くした方がバックラッシュは低減する
- (3) これらの両立が困難な場合は (1) よりも (2) を優先した方が良い

すなわち，2 つの軸受を親回転軸に対し，対称に配置するという制約のもとで，必要可動範囲が得られる限り，両者を遠ざけることが望ましいと言える．



(a) β を一定とする場合



(b) β を角隙間 θ_b に反映した場合

Fig.13 α とバックラッシュの関係

6 おわりに

一般的に，平行メカニズムには可動範囲が狭いという欠点があるが，3-UU 平行メカニズムは 2 方向に大傾斜可能なメカニズムである．3-UU 平行メカニズムは，先行研究でエンドエフェクタにバックラッシュが発生する問題点があったが，軸を 2 点で支持することで大幅に改善した．さらにバックラッシュ低減に最適な軸受配置は，2 つの軸受を親回転軸に対し，対称に配置したうえで，必要可動範囲が得られる限り，両者を遠ざける配置であると言える．

謝辞

本研究は，公益財団法人 NSK メカトロニクス技術高度化財団メカトロニクス技術高度研究助成および公益財団法人倉田記念日立科学技術財団平成 25 年度 (第 46 回) 倉田奨励金の支援を受けた．

参考文献

- [1] 鹿田憲吾, 舛屋賢, 杉原知道, “2 方向に大傾斜が可能な零自由度 3-UU 平行メカニズム”, 日本機械学会ロボティクス・メカトロニクス講演会予稿集, 3P2-K02(1)-(4), 2014-05-24.