RCC 用 Elastomer Shear Pad の力学に関する研究*

周 桑完**・宮崎 文夫**

On the Mechanics of Elastomer Shear Pads for Remote Center Compliance (RCC)*

Sangwan JOO** and Fumio MIYAZAKI**

The mechanical behavior of RCC devices depends on the number of rubber-metal layers in elastomer shear pads, thickness and radius of the rubber and metal, axial and lateral stiffness of the elastomer, which have to be considered for complete analysis or design of the RCC devices. This paper presents a useful method of analyzing the behavior of RCC based on the material mechanics approach. This makes it easy to design a new RCC for a specific purpose. Simulation and experimental results are also presented.

1. はじめに

ロボットマニピュレータの手先とグリッパの間に取り付けられる遠隔弾性中心機器 (RCC: Remote-Center-Compliance) は、そのパッシブなコンプライアンスを用いてベグのような精密組み立て部品の位置と姿勢誤差を吸収する。RCC の基本的な特性と言え、位置と姿勢の誤差が互いに連成することなく、独立に修正されることである。これはベグの先端部に弾性中心を位置させることによって実現される。

現在、商業用 RCC デバイスは、Elastomer Shear Pads(ESP's)と呼ばれるゴムと金属ワッシャーが交互に重なった形の弾性要素で構成されている。RCC に対する初期の研究²⁾では、ESP の剛性を線形と仮定し、さらにせん断剛性と圧縮剛性だけを考慮した。しかし、実際の ESP の剛性は非線形性が大きく、引張り剛性と曲げ剛性および相互干渉効果がある。したがって、上のような線形解析のもとでは、正確な RCC の特性を得ることができない^{1),2)}。

D. E. Whitney と J. M. Rourke は、この問題を解決す

るため、ESP の非線形性を正確に同定して RCC の設計方程式を導いている。すなわち、縦剛性、曲げ剛性、せん断剛性とせん断/曲げ干渉剛性のような基本的な機械的性質を実測して ESP の非線形性を同定している。しかし、このようにして得られる RCC の設計方程式は、RCC の特性をより正確に予測することは可能であるが、ある特殊な仕様と目的の RCC を柔軟かつ正確に設計するにはかなりの試行錯誤が必要である。それは ESP の剛性が基本的にその形状パラメータ (ゴムと金属ワッシャー双の重ね数、ゴムの直径と厚さ、ワッシャーの長さなど) とゴムの剛性 (ヤング率、せん断剛性) に依存するからである。従来は、これらのパラメータを変えるたびに ESP の剛性を再測定する必要があったため、特殊仕様の RCC 設計に非常に手間がかかっていた。この論文では、ESP の剛性を直接計測する必要のない、ESP の厳密な材料力学的解析に基づく RCC の設計方法を示す。

RCC の設計の際、まず与えられる仕様は、遠隔弾性中心の距離、弾性中心における並進剛性と回転剛性である。一般には、弾性中心距離が長くて剛性が小さいことが望まれるが、この条件と RCC の大きさとの間にはトレードオフがあることが知られている²⁾。しかし、その問題は ESP の使い方次第である程度は簡単に解決できる。すなわち、ESP の RCC 本体への取り付け方によって、同じ ESP でも従来より低剛性かつ長い弾性中心をもつ RCC が実現できる。

* 原稿受付 1995 年 11 月 13 日

** 大阪大学 基礎工学部 Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering Science, Osaka University; Machikaneyamacho, Toyonaka city, Osaka 560, JAPAN

Key Words: RCC, projection, elastomer shear pad, nonlinearity, Young's modulus, neutral surface.

この論文は次のように構成されている。2.では、材料力学に基づく ESP の新しい解析方法と ESP の使い方を紹介する。3.では、2.の結果に基づいて RCC の設計方程式を導く。この方程式には、ESP のすべてのパラメータが含まれているので、ESP の剛性を計測しなくても RCC の特性が容易に予測できる。4.では、上記の設計方程式による 2 次元 RCC の特性シミュレーションと実験結果および検討を行う。

2. ESP の力学

ここでは、材料力学の基礎知識を用いた ESP の力学的特性を解析する。この新しいアプローチを用いると、ESP の各パラメータに対する力学的特性変化が正確にシミュレーション可能となる。

2.1 準備

RCC 用 ESP は、Fig. 1(a) に示すエラストマーと呼ばれるゴムとワッシャーが交互に重なって構成されている。このような構成のサンドイッチ状のゴムの剛性は異方性をもち、軸方向の剛性は非常に大きく、せん断剛性は相対的に小さくなる。基本的に、RCC の遠隔弾性中心はこの異方性を用いて実現される。Fig. 1(b) に、サンドイッチ状のゴムの軸方向の応力-変形率線図を示す。一般には、この線図が非線形であるので、以下ではこの非線形性を圧縮領域と引張り領域に分けて線形化し、各々のヤング率を E_t と E_c で表して解析に用いる。Fig. 1(c) に、この論文で用いる外力 F_s , F_e , M とエラストマーの曲率 κ の符号を定義する。さらに、ESP の中心軸上には Fig. 2 のように座標系 Σ_j ($j=0, \dots, n$) を設ける。なお、本文で説明のない一部の用語と記号の説明は付録にまとめて示す。

Fig. 1 Construction of an elastomer shear pad

Fig. 2 The coordinate frames

2.2 エラストマーの力学

2.2.1 中立面の位置

エラストマーの内部応力を調べるためには、変形したエラストマーの曲率と変形量を考慮する必要がある。Fig. 3 に、曲げモーメント M_0 によるエラストマーの曲げ変形モデルを示す。外力がない状態では、エラストマーは中心軸 (x 軸) に沿って一直線であり、その切断面は半径 R の円断面と仮定する。モーメント M_0 によって、エラストマーは xy 平面内で円弧に変形する。サンドイッチ状のエラストマーの切断面 eu と fv は、軸線 (繊維線) に垂直で平面の状態を保つ。これは、エラストマーの特性 (線形性、剛性) に依存しない結果である。

Fig. 3 Deformation of an elastomer in pure bending

曲げ変形の結果、エラストマーの上部の繊維層は引張り応力を受け、下部繊維層は圧縮応力を受ける。したがって、エラストマーの上下繊維線の間で繊維線の長さが変わらない部分が必ず存在する。Fig. 3 に点線で示されるこの面は中立面と呼ばれる。中立面と任意の切断面との交差線をその断面の中立軸と呼ぶ。エラストマーの剛性が線形ならば、中立面は中心軸 (x 軸) に一致し、Fig. 3 に示される中立面の距離 h が $h=0$ となる。

以下では、Fig. 1(b) のように、二つの直線で構成され

る応力—変形率線図で代表される，エラストマーの中立面の位置に関する方程式を導く．Fig. 3 に示される二つの平面 eu と fv の間の初期距離 dx は中立面上では不変で， $\rho d\theta = dx$ となる．しかし，ほかのすべての繊維層は伸縮され，各々の変形率 ε_t と ε_c は次式のようになる．

$$\begin{aligned}\varepsilon_t &= \frac{(\rho + h - y_t)d\theta - dx}{dx} \\ &= \kappa(h - y_t) \quad (-R < y_t < h)\end{aligned}\quad (1)$$

$$\begin{aligned}\varepsilon_c &= \frac{(\rho + h - y_c)d\theta - dx}{dx} \\ &= \kappa(h - y_c) \quad (h < y_c < R)\end{aligned}\quad (2)$$

ここで， $\rho (=1/\kappa)$ は中立面の曲率， $d\theta$ は二つの平面 eu と fv との間の角度である．したがって，両切断面に生じる垂直応力は $\sigma_t = E_t \varepsilon_t$ ， $\sigma_c = E_c \varepsilon_c$ となり，切断面に働く x 方向の垂直応力の和を考えると次式となる (Fig. 4)．

$$\begin{aligned}\sum F_x = 0 &= \int_{A_c} \sigma_c dA_c + \int_{A_t} \sigma_t dA_t \\ &= E_c Q'_c + E_t Q'_t\end{aligned}\quad (3)$$

$$\left(Q'_c = \int_{A_c} (h - y_c) dA_c, Q'_t = \int_{A_t} (h - y_t) dA_t \right)$$

Fig. 4 Normal stresses in pure bending

ここで， dA_t と dA_c は中心軸からの距離 y_t ， y_c における微小断面積である．

$$dA_t = -R^2(1 + \cos 2\varphi) d\varphi \quad (4)$$

$$dA_c = R^2(1 + \cos 2\varphi) d\varphi \quad (5)$$

(4) 式と (5) 式を (3) 式に代入して， h に関する方程式

$$\begin{aligned}\frac{m-1}{m+1} (h^4 + 6R^2h^2 + 6R^2h^2 + 4RH^3) - 3\pi R^3h \\ = 0\end{aligned}\quad (6)$$

$$\left(H = \sqrt{R^2 - h^2}, m = \frac{E_c}{E_t} \text{ (} m: \text{Modular ratio)} \right)$$

を得る．ここで， h は断面中心から中立面までの距離で

ある．(6) 式から，圧縮ヤング率と引張りヤング率との比 (Modular Ratio) m が $m=1$ ($E_c=E_t$ ，線形) ならば，中立軸は断面の中心を通ることがわかる．さらに， $E_c > E_t$ ならば，中立面は圧縮の垂直応力を受ける領域に存在する ($h \neq 0$)．

2.2.2 エラストマーの力—変形モデル

Fig. 5 のように，サンドイッチ状のエラストマーにせん断力 F_s ，圧縮あるいは引張り力 F_e と曲げモーメント M_{j-1} が同時に働く一般的な状態に対する力—変形モデルを考える．これらの外力の間の相互干渉を無視すれば， Σ_j の Σ_{j-1} に対する最終変形は幾何学的に各々の変形の和を取ることで得られる．なお，実用上エラストマーの剛性係数 G_{j-1} は，その長さ l_{j-1} が $l_{j-1} \leq 1$ [mm] であれば線形と見なすことができる．したがって， $G_{j-1} \ll E_t$ ， E_c ならば，せん断力 F_s による y 方向の変位 δs_{j-1} は次のように定義される．

$$\delta s_{j-1} = l_{j-1} \cdot \sin \gamma \quad (7)$$

$$\gamma = \frac{F_s}{AG} \quad (A = \pi R^2)$$

Fig. 5 Deflection model for elastomer

一方，曲げモーメント M_{j-1} による Σ_j の Σ_{j-1} に対する回転変形 θ_j は，エラストマーの右端接着面の中立軸まわりのモーメントの和を取ることで得られる．すなわち，

$$M_{j-1} = - \int_{A_c} \sigma_c y_c dA_c - \int_{A_t} \sigma_t y_t dA_t \quad (8)$$

$$= -\kappa_{j-1} E_c (hQ_c - I_c) - \kappa_{j-1} E_t (hQ_t - I_t)$$

$$\begin{cases} Q_c = \int_{A_c} y_c dA_c, & I_c = \int_{A_c} y_c^2 dA_c \\ Q_t = \int_{A_t} y_t dA_t, & I_t = \int_{A_t} y_t^2 dA_t \end{cases}$$

となり、上の式から中立面の曲率 κ_{j-1} と回転変形 θ_j が次式のように導かれる。

$$\kappa_{j-1} = \frac{-M_j}{E_c(hQ_c - I_c) + E_t(hQ_t - I_t)} \quad (9)$$

$$\theta_j = \frac{l_{j-1}}{\rho_{j-1}} = \kappa_{j-1} l_{j-1} \quad (10)$$

最後に、軸力 F_e による変形 δe_{j-1} の決定において、軸方向の力が引張り力（圧縮力）の場合は、引張り（圧縮）ヤング率 $E_{t_{j-1}}$ ($E_{c_{j-1}}$) を適用して変形量 δe_{j-1} を計算する。以上をまとめると、変形後のベクトル ${}^{j-1}\mathbf{P}_j = ({}^{j-1}P_{x_j} \ {}^{j-1}P_{y_j})^T$ は次式のように表される。

$${}^{j-1}P_{x_j} = \rho_{j-1} \{ \sin \gamma (\cos \theta_j - 1) + \cos \gamma \sin \theta_j \} + h_{j-1} \sin \theta_j + t_{j-1} \cos \theta_j + \delta e_{j-1} \quad (11)$$

$${}^{j-1}P_{y_j} = \rho_{j-1} \{ \cos \gamma (1 - \cos \theta_j) + \sin \gamma \sin \theta_j \} + h_{j-1} (1 - \cos \theta_j) + t_{j-1} \sin \theta_j \quad (12)$$

$$\begin{cases} \delta e_{j-1} = \frac{F_e l_{j-1}}{A E_{t_{j-1}}} & (F_e > 0) \\ \delta e_{j-1} = \frac{F_e l_{j-1}}{A E_{c_{j-1}}} & (F_e < 0) \end{cases}$$

2.3 ESP の使用法

この項では、ESP を RCC デバイスに取り付ける三つの方法について紹介する。ESP の取り付け方によって RCC デバイスの特性は大きく変わる。

2.3.1 一端固着・他端ヒンジ結合の ESP

ESP を一端固着・他端ヒンジばりとして使うと、幾つかの利点がある。すなわち、ヒンジ結合された ESP のせん断剛性は、従来の RCC における両端固着 ESP より柔らくなる。

Fig. 6 に、せん断力 F_s と軸力 F_e が同時に働く一端固着・他端ヒンジ結合の ESP を示す。同時に、せん断力線図と曲げモーメント線図も示す。この線図から、 j 番目のエラストマー・ワッシャー・ベアラーの接着面に働くせん断力 F_{s_j} と曲げモーメント M_j が近似的に得られる。（ここで、実用範囲ではせん断変位が小さいため、軸力 F_e による曲げモーメントの影響は無視した。）したがって、前項の結果を用いると、ヒンジ結合部のたわみは次のよう

Fig. 6 ESP as a hinged-cantilever

に位置ベクトル ${}^0\mathbf{P}_n$ で記述することができる。

$${}^0\mathbf{P}_n = \sum_{j=1}^n {}^0\mathbf{R}_{j-1} {}^{j-1}\mathbf{P}_j \quad (13)$$

$$\begin{cases} {}^0\mathbf{R}_{j-1} = \begin{bmatrix} C_{\theta_{1,j-1}} & -S_{\theta_{1,j-1}} & 0 \\ S_{\theta_{1,j-1}} & C_{\theta_{1,j-1}} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\ C_{\theta_{1,j-1}} = \cos(\theta_1 + \theta_2 + \dots + \theta_{j-1}) \\ S_{\theta_{1,j-1}} = \sin(\theta_1 + \theta_2 + \dots + \theta_{j-1}) \\ {}^{j-1}\mathbf{P}_j = \begin{bmatrix} {}^{j-1}P_{x_j} \\ {}^{j-1}P_{y_j} \\ 0 \end{bmatrix} \end{cases}$$

この関係式からは、せん断力 F_s によるヒンジ部の軸方向変位 ${}^0P_{x_n}$ も計算できる。

2.3.2 一端固着・他端球面結合の ESP

ヒンジ結合 ESP の剛性は、ヒンジ部に働くせん断力の方向によって異なる (Fig. 7(a), $\delta u \neq \delta v$)。一方、球面結合の ESP には方向性がなく (Fig. 7(b), $\delta u = \delta v$)、その特性はヒンジ結合 ESP の v 方向の特性と一致する。

2.3.3 従来の両端固着 ESP

現在市販されている RCC は、ESP の両端を RCC の本体に固着した不静定ばりの構造となっている (Fig. 8)。この場合は、Fig. 8 のように、せん断力 F_s に対して ESP の両端面が平行状態を保つ拘束を受けていると考えられる。この拘束状態で、ESP の一端がせん断変形されると、 j 番目の接着面に生じるせん断力 F_{s_j} と曲げモーメント M_j は各々、

$$F_j = F_s, M_j = F_s \left(\frac{L}{2} - x \right) \quad (14)$$

となる。したがって、右端 (Σ_n) のたわみを表す位置ベクトル ${}^0\mathbf{P}_n$ は、ヒンジ結合の場合と同様に計算できる。こ

Fig. 7 The directional difference of the lateral stiffness of a hinged-ESP

Fig. 8 A conventional usage of ESP (fixed ends)

の場合、せん断力 F_s による反力モーメント (M_0, M_n) が両端面に同時に生じる。

3. RCC の設計

前節の結果を用いて ESP を弾性体とする RCC デバイスの 2 次元解析を行う。この解析方法は、3 次元 RCC の解析にも同様に拡張できる。

3.1 ヒンジ結合 ESP 式 RCC

Fig. 9 にヒンジ結合 ESP 式 RCC の自由体線図を示す。ここで、 F_X は弾性中心に働く外力である。自由体線図から、力とモーメントの平衡方程式は以下のようになる。

$$\begin{aligned} \sum F_X &= 0 \\ &= F_X - (F_{s1} + F_{s2}) \cos \phi - (F_{e1} + F_{e2}) \sin \phi \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \sum F_Z &= 0 \\ &= (F_{s1} - F_{s2}) \sin \phi - (F_{e1} - F_{e2}) \cos \phi \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \sum M &= 0 \\ &= F_X P_r + M_1 + M_2 + F_{s1} r \sin \phi - F_{e1} r \cos \phi \\ &\quad + F_{s2} r \sin \phi - F_{e2} r \cos \phi \end{aligned} \quad (17)$$

Fig. 9 The FBD of the hinged-ESP RCC under the lateral force F_X at the compliance center

F_X によって下部構造体が並進移動すると、一方の ESP には引張り応力が生じ、他方は圧縮応力が生じる。したがって、幾何学的適合性から各 ESP の位置ベクトル ${}^0P_{1n}$, ${}^0P_{2n}$ は

$${}^0P_{x1n} = L + \Delta e_1 = L + X \sin \phi + Z \cos \phi \quad (18)$$

$${}^0P_{y1n} = \Delta s_1 = X \cos \phi - Z \sin \phi \quad (19)$$

$${}^0P_{x2n} = L - \Delta e_2 = L - X \sin \phi + Z \cos \phi \quad (20)$$

$${}^0P_{y2n} = \Delta s_2 = X \cos \phi + Z \sin \phi \quad (21)$$

となる。(15), (16), (18)~(21) 式から、変位 X, Z と反力 F_{sk}, F_{ek} ($k=1, 2$) が数値的に計算できる。Fig. 9 から、ESP#1 と #2 の固着端に生じる反力 M_1 と M_2 は各々、

$$M_1 = F_{s1} {}^0P_{x1n} - F_{e1} {}^0P_{y1n} \quad (22)$$

$$M_2 = F_{s2} {}^0P_{x2n} + F_{e2} {}^0P_{y2n} \quad (23)$$

となる。したがって、(17) 式から弾性中心距離 P_r が得られる。

この結果から、RCC デバイスの弾性中心距離が、ESP

の剛性が非線形ならば外力に対して一定でないことが容易に導ける。これを示すために、以下のようにモーメント M に対する平衡方程式を考える (Fig. 10, $\sin\alpha \approx \alpha, \cos\alpha \approx 1$)。

Fig. 10 The FBD of the hinged-ESP RCC under the moment M

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ &= -(F_{e1} + F_{e2})\sin\phi - (F_{e1} - F_{e2})\alpha\cos\phi \\ &\quad + (F_{s1} + F_{s2})\cos\phi - (F_{s1} - F_{s2})\alpha\sin\phi \end{aligned} \quad (24)$$

$$\begin{aligned} \sum F_z &= 0 \\ &= -(F_{e1} - F_{e2})\cos\phi + (F_{e1} + F_{e2})\alpha\sin\phi \\ &\quad - (F_{s1} - F_{s2})\sin\phi - (F_{s1} + F_{s2})\alpha\cos\phi \end{aligned} \quad (25)$$

$$\begin{aligned} \sum M &= 0 \\ &= M - M_1 - M_2 - F_{s1}r\sin\phi - F_{e1}r\cos\phi \\ &\quad - F_{s2}r\sin\phi - F_{e2}r\cos\phi \end{aligned} \quad (26)$$

幾何学的適合性から、次の関係が明らかである。

$${}^0P_{x1n} = L + \Delta e_1 = L + \alpha(rcos\phi - P_r\sin\phi) \quad (27)$$

$${}^0P_{y1n} = \Delta s_1 = \alpha(L + P_r\cos\phi + r\sin\phi) \quad (28)$$

$${}^0P_{x2n} = L - \Delta e_2 = L - \alpha(rcos\phi - P_r\sin\phi) \quad (29)$$

$${}^0P_{y2n} = \Delta s_2 = \alpha(L + P_r\cos\phi + r\sin\phi) \quad (30)$$

同様に、上記の連立方程式 ((24), (26), (27)~(30) 式) を F_{sk}, F_{ek} ($k=1,2$), α と P_r に関して数値的に解くと、モーメント M に対する弾性中心距離 P_r と回転変形 α が得られる。RCC の P_r と回転剛性は、ESP の剛性が線形でないため、モーメント M に対して一定でない。実際の現象は、軸のはめ合い作業中の 2 点接触段階における挿入力の変動と大きな関わりがある。これらのシミュレーションと実験結果は 4. にまとめて示す。

3.2 両端固着 ESP 式 RCC

Fig. 11 に両端固着 ESP 式 RCC を示す。ESP の両端は各々上部・下部構造体に固着される。ヒンジ結合式 RCC と異なるところは、反力モーメントが ESP の両端に生じることである。また、このタイプの RCC の剛性はヒンジ結合式 RCC より大きく、弾性中心距離は短い。解析方法はヒンジ結合式 RCC と同様であるため、ここでは 4. にシミュレーションと実験結果だけを示す。

Fig. 11 The FBD of the fixed-ESP RCC

4. シミュレーション・実験・検討

実験に用いた ESP の特性を Fig. 12(a)~(f) に示し、RCC の特性を Fig. 12(g)~(o) に示す。Fig. 12(a) は、ESP の軸方向の非線形性を引張りと圧縮の二つの領域に分けて線形化した例である。この ESP のモジュラー比 $m (=E_c/E_t)$ は約 2 である。この実験に用いたエラストマーの剛性係数 G は、Fig. 12(b) から線形と見なして良いことがわかる。せん断力 F_s を受けるヒンジ結合 ESP

Fig. 12 Simulation and experimental results

のせん断方向・軸方向の変位 (δy と δx) をグラフ (c) と (d) に示す。2 [mm] 以下のせん断変形では、シミュレーションと実験結果がほぼ一致している。グラフ (d) は、せん断力 F_s によって生じる軸方向の変位が無視できないことを示す。グラフ (e) と (f) は、両端固着 ESP に対するせん断変位と軸方向の変位を示す。両端固着 ESP のせん断剛性が一端固着他断ヒンジの ESP より大きいことがわかる。

グラフ (g) と (h) は、焦点角 ϕ に対する RCC の弾性中心距離と剛性の変化を示す。同一条件のもとで、ヒンジ結合式 RCC の弾性中心距離は両端固着式 RCC より長く、剛性は小さいことがわかる。したがって、同じ仕様の ESP で、より柔らかくて長い弾性中心を実現させるためには、ヒンジ結合式 RCC が有利である。グラフ (i) は、外力 F_x による z 方向の変位を示す。この変位も ESP の剛性が非線形性のため生じる。グラフ (j) と (k) は、外力 F_x に対する RCC の弾性中心距離と剛性の変化を示す。グラフ (k) で、ヒンジ結合式 RCC の場合、1.5 [mm] の変位に相当する外力 15 [N] 以上では実験とシミュレーション結果が一致しない。しかし、RCC で組み立てる部品の面取り幅は一般に 1.5 [mm] より小さいため、この論文で示す理論的予測値は十分実用性がある。

グラフ (l) と (m) では、ESP の取り付け半径 r に対する弾性中心距離と剛性の変化を示す。弾性中心距離は取り付け半径 r に比例するが、変位 X は一定である。(すなわち、RCC の剛性は r に依存しない。) これらの結果は D. E. Whitney らの結果と一致している。最後に、グラフ (n) と (o) はモーメント M に対する弾性中心距離と回転変位の関係を示す。 M に対して弾性中心距離が変わるのは ESP の非線形性のためであり、精密はめ合い作業では、この現象と挿入深さ、挿入力との関係を明確にして作業戦略を立てる必要がある。

5. おわりに

本研究では、RCC 用 ESP の力学的特性を解析する新しい方法を提案した。この方法を用いると、ESP の剛性に対する情報は必要とせず、設計時の基本的な形状パラメータ (l_j , t_j , R , 重ね数) とエラストマーの剛性係数 E_t , E_c と G さえわかれば十分である。

この方法のメリットは、ESP と RCC に対する様々なコンピュータシミュレーションが任意の形状パラメータと剛性係数に対して可能なことである。さらに、各パラメータに対するシミュレーションを繰り返すことによって、特殊な RCC の設計 (逆設計) も容易にできる。

さらに、本論文では ESP の三つの使用法と各々の特徴について紹介した。RCC を設計する際、ESP をヒンジ

結合 (あるいは、球面結合) タイプで使用する、ESP 自体の形状パラメータを変えることなく、従来の両端固着式 RCC に比べて、RCC の特性を改善させることが可能である。

今後の研究としては、本解析方法による RCC の 3 次元解析とその実験的検証および、焦点角 ϕ と取り付け半径 r の調整が可能な、可変型 RCC の設計などを考えている。

参考文献

- 1) D. E. Whitney and J. M. Rourke: Mechanical behavior and equations for elastomer shear pad remote center compliance; *ASME Journal of Dynamic System, Measurement and Control*, Vol. 108, No. 2, pp. 223-232 (1986)
- 2) J. Rebman: Compliance for robotic assembly using elastomeric technology; *Proc. of 9th ISIR*, pp. 153-166 (1979)
- 3) M. R. Cutkowsky and P. K. Wright: Position sensing wrists for industrial manipulators; *Proc. of 12th ISIR*, pp. 472-478 (1982)
- 4) R. Soudunsaari: Active, pneumatic remote center compliance system; *Proc. of 20th ISIR*, pp. 717-724 (1989)
- 5) K. Asakawa, F. Akiya and F. Tabata: A variable compliance device and its application for automatic assembly; *Proc. of AUTOFAC 5th Conference*, pp. 10-1-10-17 (1983)
- 6) S. Havlik: A new elastic structure for a complaint robot wrist; *Robotica*, Vol. 1, No. 2, pp. 95-102 (1983)
- 7) D. E. Whitney: Quasi-static analysis of compliantly supported rigid parts; *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 104, No. 1, pp. 65-77 (1982)
- 8) H. Asada and Y. Kakumoto: The dynamic analysis and design of a high-speed insertion hand using the generalized centroid and virtual mass; *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 112, No. 4, pp. 646-652 (1990)
- 9) J. M. Gere and S. P. Timoshenko: Mechanics of Materials; 2nd edition, Brooks/Cole Engineering Division (1984)

付 録

用語説明:

E_{c_j}, E_{t_j}	Compressional and tensional Young's modulus of j th elastomer
G	Modulus of rigidity of elastomer
R, A	Radius, cross sectional area of elastomer
A_c, A_t	Cross sectional area subjected to compressional, tensional stress
Q_c, Q_t	1st area moment of A_c, A_t about
(Q'_c, Q'_t)	z (neutral) axis
I_c, I_t	2nd area moment of A_c, A_t about z axis
l_j, t_j	Thickness of j th elastomer, washer

h_j	Distance from centroid to neutral axis
ρ_j, κ_j	Radius of curvature and curvature of neutral surface of j th elastomer
m	Modular ratio($m = E_c/E_t$)
F_s, F_e	Shearing force, axial force applied ESP
M_j	Bending moment about Σ_j
σ_c, σ_t	Compressional and tensional stress upon cross-section of elastomer
Σ_j	j th frame of the elastomer-washer pair
${}^0P_{x_k, y_{kn}}$	Position vector of Σ_n of ESP# k
θ_j	Angular deformation of j th elastomer
${}^{j-1}R_j$	Rotation matrix
S. F. D	Shearing Force Diagram
B. M. D	Bending Moment Diagram
P_r	Distance of remote compliance center
r, ϕ	Fit up radius and focal angle of ESP
F_x	Lateral force at compliance center
F_{e_k}, F_{s_k}	Axial and lateral force on ESP# k
M_k	Moment at fixed end of ESP# k
$\Delta e_k, \Delta s_k$	Axial and lateral deflection of ESP# k
X, Z	Deflection of RCC in the X, Z direction