スティーブソン形平面 6 節リンク機構のグラスホフ条件*

加藤 宏 章^{*1}, 渡辺 克 巳^{*2}

Grashof's Condition of Stephenson-type Planar Six-Link Mechanisms

Hiroaki KATOH and Katsumi WATANABE^{*3}^{*3} Department of Mechanical Systems Engineering, Yamagata University,
4-3-16 Jounan, Yonezawa-shi, Yamagata, 992-8510 Japan

There exist two, four or six solutions of the output angle of the Stephenson six-link mechanism of type III, which is composed of the constituent four-link mechanism and the driving two-link chain, for any value of the input angle. These solutions correspond to link-chain configurations in different domains of motion of the driving link. Domains of motion are corresponded to either parts of the coupler curve of the constituent four-link mechanism which are separated by two limit points or connections of two parts separated by limit and turning points, or the coupler curve or its parts separated by two turning points. So, domains of motion are mapped on four number-lines of the input angle which are discriminated by the sign of the determinant of the equations of the velocity analysis and the sign of the sine of the relative angle of the driving two-link chain. Consequently, all relationships between input and output angles are calculated as a continuous function. In this paper, the identification method of the domains of motion is expanded the grashof's condition, that is, the algorithm for judging whether the driving link can make a continuous rotation in one direction or not.

Key Words: Six-bar Linkage, Stephenson Mechanism, Domain of Motion, Branch Identification, Grashof's Condition

1. 結 言

リンク機構は保守・点検が容易で、簡単な構造で複雑な運動を創成することができるので各種の産業機械の不等速運動機構として利用されており、最近では可変圧縮比エンジンの直進-回転運動変換機構として着目されている。ところで、構成要素である複数のリンクをそれらの対応する対偶素を連結して閉ループ機構に組立てようとする、一般にはいくとおりもの連節形状が存在する。これは機構の閉回路方程式が二次以上の代数方程式に帰着されることによる。計算機を用いて機構の運動特性を解析し、設計するためには、多数の連節形状のそれぞれの機構について運動領域を識別し、かつ原動節が1方向回転で連続回転できるか否かを判定することが必要である。

平面 6 節リンク機構はワット形とスティーブソン形連鎖から誘導される 8 種類の機構が存在し、それらのうち変位解析が二次方程式の解法に帰着される 5 種類の機構については幾何学的反転関係にある動リンク

の連節形状の識別法が与えられ、原動節が1回転することができる条件(グラスホフの条件)が提案されている^{(1)~(3)}。他方、静止節と原動節を含む 5 節閉回路が二つ存在するスティーブソン形平面 6 節リンク機構の変位解析は、幾何学的には成分 4 節リンク機構のカップラーカーブ(三重円の六次曲線)と原動 2 連節の端点が描く円との交点を求めることであり、代数的には六次方程式の解法に帰着される。このため、原動節の運動領域を識別して機構の入出力関係を解析することが極めて困難である。Chase と Mirth は変位解析が六次方程式に帰着される平面 6 節リンク機構の原動節の運動領域を、入出力関係を表す曲線にプランチ・サーキット理論を適用して識別することを提案した⁽⁴⁾⁽⁵⁾。著者の一人らはこれらの平面 6 節リンク機構の簡潔な変位解析式を導出し、さらに成分 4 節リンク機構と駆動 2 連節の反転関係に着目して原動節の運動領域(機構の構成回路)の識別手順を与えた⁽⁶⁾⁽⁷⁾。

著者らは前報において、上記の手法を応用し、速度解析式の共通分母の符号と原動 2 連節の相対角変位の余弦の符号を用いることによって、スライド駆動のスティーブソン形平面 6 節リンク機構の原動節の運動領域のすべてを識別する手法を提案し⁽⁸⁾、運動領域とサーキットとプランチの関係を示した⁽⁹⁾。

* 原稿受付 2004 年 11 月 1 日。

^{*1} 学生員, 山形大学大学院理工学研究科(〒992-8510 米沢市城南 4-3-16)。^{*2} 正員, 山形大学工学部。

E-mail: watakatsu@yz.yamagata-u.ac.jp

本研究では変位解析が六次方程式の解法に帰着されるスティーブソン形平面6節リンク機構について、上記の運動領域識別アルゴリズムを機構設計のCAEで必要となるグラスホフの条件の判定に適用する。

2. グラスホフの条件

2.1 変位解析 原動節 GF と連結節 FE からなる原動2連節 GFE によって成分4リンク機構 ABCD の中間節 BC 上の対偶点 E を駆動する形式のスティーブソン形平面6節リンク機構の機構定数および角変位を図1のように設定する。この機構は静止節と原動節を含む5節閉回路が二つ存在する平面6節リンク機構であり、閉回路方程式は次式となる。

$$a_0 + a_1 \cos \theta_1 = a_2 \cos \theta_2 + a_3 \cos \theta_3 \cdots \cdots (1)$$

$$a_1 \sin \theta_1 = a_2 \sin \theta_2 + a_3 \sin \theta_3 \cdots \cdots (2)$$

$$a_3 \cos \theta_3 + a_4 \cos(\theta_2 + \alpha) \\ = a_5 \cos \theta_5 + a_6 \cos \theta_6 + a_7 \cdots \cdots (3)$$

$$a_3 \sin \theta_3 + a_4 \sin(\theta_2 + \alpha) \\ = a_5 \sin \theta_5 + a_6 \sin \theta_6 + a_8 \cdots \cdots (4)$$

入力変数 θ_6 を既知量とすると、角変位 $\theta_1, \theta_2, \theta_3$ および θ_5 に関する非線形連立方程式である式(1)～(4)は、 $t = \tan(\theta_2/2)$ に関する六次方程式に帰着させて解くことができる。すなわち、変位解析において、入力変数 θ_6 の一つの値に対して動リンクの角変位の値の組は最大六とおりに決定される。これは閉回路方程式の解法が、成分4節リンク機構のカップラーカーブ(中間節上の点Eが描く三重円の六次曲線)と原動2連節の端点が描く円(動対偶点Fを中心とする半径がEFの円)との交点を求めることに対応している。図2は二つの閉曲線で構成されるカップラーカーブの一方の閉曲線と四つの交点をもつ場合の例である。

2.2 原動節の運動領域 三重円の六次曲線と円との交点は6以下の偶数個であるので、入力変数 θ_6 の値に対して角変位 $\theta_1, \theta_2, \theta_3$ および θ_5 の値の組は

Fig. 1 Stephenson-type six-link mechanism composed of seven revolute pairs

最大で6組存在する。また、機構定数の値により、機構が構成される入力変数 θ_6 の区間は $[0, 2\pi]$ または $[0, 2\pi]$ 内の部分区間となる。

本論文においては、入力変数 θ_6 の連続する値に対して、角変位 $\theta_1, \theta_2, \theta_3$ および θ_5 の値の複数の組で形成される機構の動リンクの接続状態を、機構の連節形状が異なる接続状態と表現する。動リンクの連節形状が異なる接続状態に対応する入力変数 θ_6 の区間を原動節の運動領域と呼ぶ。

これらの原動節の運動領域においては、原動節は、動リンクの連節形状の連続性を保持して一方向に回転することができる。

2.3 グラスホフの条件 グラスホフの条件は平面4節リンク機構の原動節が1回転するための機構定数(節長)に関する条件として提案された。平面4節リンク機構においては原動節が1回転すると、他の動リンクは1周期運動して元の位置に戻る。すなわち、平面4節リンク機構においては原動節が1回転する条件と機構が1周期運動する条件とが一致する。

このことは変位解析が二次方程式に帰着されるワット形およびスティーブソン形平面6節リンク機構の場合も同様である。

グラスホフの条件は、原動節を連続回転させて機械的仕事を繰返し実行する不等速運動機構の設計における原動節の回転条件、すなわち機構の1周期運動に対する機構定数の条件として使用される。

静止節と原動節を含む5節閉回路が二つ存在するスティーブソン形平面6節リンク機構、すなわち変位解析が六次方程式に帰着される平面6節リンク機構が

Fig. 2 Example of four solutions of the six-link mechanism

1 周期運動するときの原動節の運動形態には次の三つの場合がある。

- (1) 原動節が 1 回転運動する場合。
- (2) 原動節が 2 回転運動する場合。
- (3) 原動節が往復運動する場合。

さらに、(3) の場合には、次の運動が含まれる。

- (4) 原動節が往復しながら 1 回転する場合。
- (5) 原動節が 1 方向に 1 回転できるが 2 回転できない場合。

このように、変位解析が六次方程式に帰着される平面 6 節リンク機構においては、原動節が 1 回転することが必ずしも 1 周期運動に対応しないので、本論文ではグラスホフの条件を下記のように表現する。

「原動節が連続的な 1 方向回転のみで機構が 1 周期運動を満足することができる」

この条件は、機構が動リンクの連節形状の連続性を保持して 1 周期運動する場合に満足される。すなわち、著者らの定義した原動節の運動領域の一つの場合に対応するので、グラスホフの条件を満足するか否かの判定は運動領域の識別手順を用いて行うのが有効である。

3. 運動領域の識別

3・1 機構の特別位置 スティーブソン形平面 6 節リンク機構の変位解析式は成分 4 節リンク機構のカップラーカーブと原動 2 連節の端点が描く円との交点を求めることなので、原動節が一方に回転する限界の位置(運動限界位置)はそれらが接する位置である。この位置は、図 3 に示すように成分 4 節リンク機構 DABC の中間節上の点 E、静止節 DA に対する中間節 BC の瞬間中心 P および原動 2 連節の端点 F が 1 直線上に並ぶ位置として算出できる。

Fig. 3 Limit position of the driving link

対偶点 E がカップラーカーブ上の任意の位置にあるとき原動 2 連節の連節形状は図 4 に示すように対偶点 E と静止対偶点 G を結ぶ線分に関して対称な二つの位置が存在する。ここで原動 2 連節の相対角変位を $\theta_r (= \theta_s - \theta_0)$ とするとき、 θ_r の値が 0° または 180° になるとき、すなわち原動 2 連節が 1 直線上にあるとき、原動節の 1 方向の回転運動に対して動対偶点 E はカップラーカーブを折返すので、この位置を経路折返し点と呼ぶ。

3・2 成分閉曲線の回転数 平面上の閉曲線の特徴を表す量の一つに、閉曲線に接してそれを 1 周する直線の傾き角の変化量を 2π で割って得られる回転数 m がある。回転数 m は、曲線の助変数を $\theta (\theta_0 \leq \theta \leq \theta_f)$ とし、曲線の曲率 κ および弧長 s が θ の関数として表されているとき次式で算出される。

$$m = \frac{1}{2\pi} \int_{\theta_0}^{\theta_f} \kappa \frac{ds}{d\theta} d\theta \quad (5)$$

$m=1$ の代表的曲線は単純閉曲線であり、 $m=2$ の代表的曲線は二重輪曲線である。

グラスホフ形平面 4 節リンク機構のカップラーカーブは二つの閉曲線(以下、成分閉曲線と呼ぶ)で構成される。成分閉曲線の回転数が 2 である場合に、原動 2 連節の静止対偶点が成分閉曲線内に在り、図 5 に示すように、二つの動リンクの節長の和および差が適当な値であると、成分閉曲線上の点は原動節の 2 回転の運動に対応する。

本論文においては原動節の運動領域を確定する基準として、機構の特別位置である運動限界位置および経路折返し点に加えて、成分閉曲線の回転数を用いる。

3・3 運動領域の写像 スティーブソン形平面 6 節リンク機構の原動節の運動領域は成分 4 節リンク機構のカップラーカーブ上に表示することができる。

Fig. 4 Geometric inversion of the driving two-link chain

しかし、カップラーカーブは三重的六次曲線であり、その形状も複雑であるため、この曲線上で運動領域を識別することは実用的ではない。

成分4節リンク機構のグラスホフ機構の場合は、図6に示すように、カップラーカーブは二つの成分閉曲線で構成され、それらは互いに1回転しない隣接する二つのリンクの相対角変位の正弦の符号を用いて識別することができる。すなわち、成分4節リンク機構DABCは $\sin \theta_2 > 0$ であり、DAB'C'は $\sin \theta_2 < 0$ となる。

静止節に対して1回転することができる動リンクの角変位の値はカップラーカーブの成分閉曲線上の点と1対1に対応するので、この角変位 $\theta_m(\theta_1, \theta_2$ または $\theta_3)$ の数直線上に運動領域を表示する。

成分4節リンク機構が非グラスホフ機構の場合は、節ABと節CDの角変位の関数関係(θ_1 - θ_3 曲線)は機構定数の値により図7(a)~(d)の四とおりに分類さ

Fig. 5 Example of the mechanism that the driving link can make two rotations

Fig. 6 Two component closed curves of the coupler curve

れ、それらはいずれの場合も点対称であり、かつ交点を持たない閉曲線である。

これらの θ_1 - θ_3 曲線上の値はカップラーカーブ上の点と1対1で対応するので、成分4節リンク機構が非グラスホフ機構の場合は、 θ_1 - θ_3 曲線上の点とその対称点を結ぶ線分の角変位 ϕ の数直線上に運動領域を表示する。

3.4 ブランチとサーキット chaseとMirthは、機構が各対偶を分解することなく連続的に運動することができる入出力関係をサーキットと定義した。サーキットは運動限界位置を持たない場合と持つ場合がある。彼らは、運動限界位置をもつ場合のサーキットにおいて、隣り合う二つの運動限界位置で区切られた入出力関係の部分をブランチと定義した。著者らの提案している動リンクの連節形状はブランチまたは運動限界位置をもたないサーキットと等価である。

運動限界位置を持たないサーキットは、カップラーカーブまたは成分閉曲線の一对の経路折返し点で区切られた一部または成分閉曲線のすべてに対応する。

4. グラスホフ条件の判定アルゴリズム

4.1 原動節が1回転以上できる機構例

〔例1〕 図8の平面6節リンク機構の成分4節リンク機構は二重クランク機構であり、そのカップラーカーブは、図6に示すような単純閉曲線と二重輪曲線の二つの成分閉曲線で構成される。この平面6節リンク機構は成分閉曲線が二重輪曲線の場合のものであり、原動2連節の機構定数を図8に示す値とすると、

Fig. 7 Relationships between input and output angles of the nongrashof four-bar mechanism

対偶点 E は閉曲線上の二つの実線部分 I および II を往復運動する。これらの曲線部分 I および II は図 9 の入出力角変位曲線で示した二つのサーキットに対応する。

サーキット I は運動限界位置(●印)を持たないので、原動節は 1 方向回転で 1 回転することができ、このとき成分 4 節リンク機構は 1 周期運動を行う。また、このサーキットは一对の経路折返し点(○印)を持つので揺動運動する。よって、この平面 6 節リンク機構はグラスホフの条件を満足するサーキットを持ち、機構は回転揺動形となる。サーキット II は四つの運動限界位置を含んでいる。すなわち四つのブランチで構成されている。このため、原動節は 1 回転することができるが、それは往復運動しながらの 1 回転であり、1 方向回転ではないのでこのサーキットはグラスホフの条件を満足しない。

〔例 2〕 図 10 の平面 6 節リンク機構の成分 4 節リンク機構は二重クランク機構であり、そのカップラークーブは、図 6 に示すような単純閉曲線と二重輪曲

線の二つの成分閉曲線で構成される。この平面 6 節リンク機構は成分閉曲線が純閉曲線の場合のものであり、原動 2 連節の機構定数を図 10 に示す値とすると、対偶点 E は節形状に共通な閉曲線であり、それらは図 11 の入出力閉曲線上の全部を運動する。この閉曲線は $\sin \theta_7$ の符号によって識別される成分 4 節リンク機構の二つの角変位曲線で示した二つのサーキットに対応する。

サーキット I および II は運動限界位置を持たないので、原動節は 1 方向回転で 1 回転して機構は 1 周期運動を行う。また、これらのサーキットは経路折返し点を持たないので成分 4 節リンク機構の静止節に対偶された動リンクは 1 回転する。よって、この平面 6 節リンク機構はグラスホフの条件を満足するサーキットをもち、機構は二重回転形となる。

〔例 3〕 図 12 の平面 6 節リンク機構は成分 4 節リンク機構は二重揺動機構であり、そのカップラークーブは、8 字形曲線と腎臓形曲線の二つの成分閉曲線

Fig. 8 Kinematic constants and the component coupler curve of Example 1

Fig. 10 Kinematic constants and the component coupler curve of Example 2

Fig. 9 Relationships between input and output angles of the six-link mechanism of Example 1

Fig. 11 Relationships between input and output angles of the six-link mechanism of Example 2

で構成される。この平面6節リンク機構は成分閉曲線が8字形曲線の場合のものであり、原動2連節の機構定数を図12に示す値とすると、対偶点Eは閉曲線上の実線部分を往復運動する。図13はこの機構の入出力角変位曲線である。

この平面6節リンク機構においては、変位解析で4個の解が得られる区間があるが、折返し点が二つ存在するのでサーキットは一つであり、それらに二つのブランチが対応している。これらの連節形状においては、原動節は1方向回転で1回転以上回転することができるが運動限界位置が存在するので2回転することはできない。結局、原動節の1方向回転で機構の1周期運動を完了することができないのでグラスホフの条件を満足しない。

〔例4〕 図14の平面6節リンク機構の成分4節リンク機構は二重クランク機構であり、そのカップラークラブは、〔例2〕の場合と同様に単純閉曲線と二重輪曲線の二つの成分閉曲線で構成される。この平面6

節リンク機構は成分閉曲線が二重輪曲線の場合のものであり、原動2連節の機構定数を図14に示す値とすると、対偶点Eは閉曲線上の全部を運動する。この閉曲線は $\sin \theta_7$ の符号によって識別される成分4節リンク機構の二つの連節形状に共通な閉曲線であり、それらは図15の入出力角変位曲線で示した二つのサーキットに対応する。

この平面6節リンク機構においては、サーキットIおよびIIは運動限界位置を持たないので、原動節は1方向回転に機構は1周期運動を行うが、成分閉曲線が二重輪曲線であり、そして原動2連節の静止対偶点が二重輪曲線の中央付近にあるため、1周期運動は原動節の2回転で行われることになる。よって、この平面6節リンク機構はグラスホフの条件を満足するサーキットをもち、機構は原動節2回転の二重回転形となる。

1周期運動が原動節の2回転で行われる平面6節リンク機構においては、変位解析で4個の解が得られ、それらの二つずつが一組となって原動節の 4π 周期の運動の解となるので、運動領域識別が特に重要になる。

Fig. 12 Kinematic constants and the component coupler curve of Example 3

Fig. 13 Relationships between input and output angles of the six-link mechanism of Example 3

Fig. 14 Kinematic constants and the component coupler curve of Example 4

Fig. 15 Relationships between input and output angles of the six-link mechanism of Example 4

成分閉曲線が二重輪曲線であることは 3・2 節の曲線の回転数の公式を用いて判定する。

4・2 運動領域の数直線モデル 平面 6 節リンク機構の機構定数が与えられたときに、成分 4 節リンク機構の種類が判定され、運動限界位置と経路折返し点が算出されると、3・3 節で説明した成分 4 節リンク機構の 1 回転する動リンクの角変位または揺動する動リンクの角変位曲線上の点の偏角を変数とする数直線上に原動節の運動領域を以下のようにモデル化することができる。

図 16 は 4・1 節の〔例 1〕の機構の運動領域識別の例である。曲線上の●印および○印はそれぞれ運動限界位置および経路折返し点に対応する。原動 2 連節の相対角変位 θ_r は、これらの節が 1 直線になる経路折返し点で $\sin \theta_r$ の符号が変化する。また、原動節の回転に対する他の動リンクの速度解析式の共通分母：

$$d(s) = a_3 a_4 \sin(\theta_1 - \theta_3) \sin(\theta_5 - \theta_2 - \alpha) \\ - a_2 a_3 \sin(\theta_5 - \theta_3) \sin(\theta_1 - \theta_2) \dots \dots \dots (6)$$

は原動節の回転方向が反転する運動限界位置で符号が変化する。

特別位置が存在しない〔例 2〕の場合の運動領域モデルを図 17 に示す。この機構は経路折返し点が存在しないので、サーキットは成分閉曲線のすべてに対応し、運動領域は $\sin \theta_r$ が正および負に対応する 2 種類存在することになる。また、運動限界位置が存在しないのでサーキット内において速度解析式の符号が変化しない。このことは原動節が 1 方向回転することを表す。

4・3 グラスホフ機構の識別手順 著者が提案している運動領域モデルは、原動節が 1 方向回転で 1 回転または 2 回転して機構が 1 周期運動、すなわちグラスホフの条件を満足する原動節の運動領域を含み、すべての運動領域をサーキットまたはプランチとして表し、数値的に処理することができる。よって、この運動領域モデルを用いることにより、原動節に関するグラスホフの条件を満足するスティープンソン形平面

6 節リンク機構の運動領域を識別することができる。その手順を以下に示す。

4・3・1 運動領域の数直線変数 θ_m の選択 成分 4 節リンク機構がグラスホフ機構の場合は、静止節に対して 1 回転することができる動リンクの角変位 θ_1 , θ_2 または θ_3 を運動領域の数直線変数 θ_m とする。成分 4 節リンク機構が非グラスホフ機構の場合は、 θ_1 - θ_3 曲線上の点とその対称点を結ぶ線分の角変位 ϕ を数直線変数 θ_m とする。

カップラーカーブまたはその成分閉曲線上の点と 1 対 1 で対応する数直線変数の選択は成分 4 節リンク機構の節長を用いて行う。

4・3・2 経路折返し点の算出 平面 6 節リンク機構の 1 周期運動は原動節の回転数や回転方向にかかわらず一つのサーキットとして表される。サーキットは経路折返し点を算出することによって決定される。よって、経路折返し点は、区間 $[0, 2\pi]$ 内で変化する変数 θ_m を独立変数として、条件式 $\sin \theta_r = 0$ を満足する値を繰返し計算法で算出する。

経路折返し点が存在しない場合は、サーキットは〔例 2〕や〔例 4〕のように $\sin \theta_r$ が正および負となる二つのサーキットが算出される。経路折返し点が存在する場合は、〔例 1〕や〔例 3〕のように θ_m に関して経路折返し点を両端とするサーキットが算出される。

4・3・3 運動限界位置の算出 平面 6 節リンク機構のグラスホフの条件は、すなわち原動節が 1 方向に回転して 1 周期運動する条件は、サーキット内に運動限界位置を含まないことである。

速度解析式の共通分母 $d(s)$ の符号は運動限界位置で変化するの、運動限界位置は角変位 θ_m を独立変数として各サーキットにおいて速度解析式の共通分母 $d(s)$ の符号が変化する位置として算出する。

経路折返し点が存在しない場合は、 $\sin \theta_r$ が正および負の場合で θ_m を区間 $[0, 2\pi]$ で変化させて運動限界位置を算出する。経路折返し点が存在する場合は、

Fig. 16 Identified motion domains of the driving link of the six-link mechanism of Example 1

Fig. 17 Identified motion domains of the driving link of the six-link mechanism of Example 2

$\sin \theta_7$ が正および負の場合で θ_m を隣接する経路折返し点の区間で変化させて運動限界位置を算出する。

図 16 に示すように、 $\sin \theta_7$ が正および負の場合の隣接する経路折返し点の区間において運動限界位置が存在しない場合の連節形状はグラスホフの条件を満足する。そしてこの機構の従動節は揺動する。

図 17 に示すように、 θ_m の区間 $[0, 2\pi]$ において運動限界位置が存在しない場合の連節形状はグラスホフの条件を満足する。そしてこの機構の従動節は 1 回転し、原動節は 1 回転または 2 回転する。

5. 結 言

変位解析が六次方程式に帰着されるスティーブソン形平面 6 節リンク機構のグラスホフの条件について研究して以下の結論を得た。

(1) 原動節の 1 方向回転で 1 周期運動する平面 6 節リンク機構には、原動節が 1 回転する機構と原動節が 2 回転する機構がある。これらの場合の原動節の運動領域は運動限界位置を持たないサーキットとして算出することができる。

(2) 運動限界位置を持たないサーキットが成分閉曲線の全部に対応する場合は経路折返し点が存在せず、成分 4 節リンク機構の静止節に対偶された動リンク(従動節)は 1 回転または揺動する。

(3) 従動節が 1 回転する機構において、原動節が 1 回転するか 2 回転するかの識別は、カップラーカーブの成分閉曲線の回転数で行うことができる。

(4) 運動限界位置を持たないサーキットが一对の経路折返し点を持つ場合は、成分 4 節リンク機構の静止節に対偶された動リンクは揺動運動する。

文 献

- (1) 渡辺克巳・岡田忠典, ワット形平面 6 節機構の中間節曲線の自動分類(第 2 報, 曲線の分類), 機論, 56-523, C (1990), 821-828.
- (2) Mirth, J. A. and Chase, T. R., Circuit Analysis of Watt Chain Six-Bar Mechanisms, *Trans. ASME, J. Mech. Des.*, 115-2 (1993), 214-222.
- (3) Mirth, J. A. and Chase, T. R., Circuit Rectification for Four Precision Position Synthesis of Four-Bar and Watt Six-Bar Linkages, *Trans. ASME, J. Mech. Des.*, 117-4 (1995), 612-619.
- (4) Chase, T. R., Mirth, J. A., Circuits and Branches of Single-Degree-of-Freedom Planar Linkages, *Trans. ASME, J. Mech. Des.*, 115-2 (1993), 223-230.
- (5) Mirth, J. A. and Chase, T. R., Circuit Rectification for Four Precision Position Synthesis of Stephenson Six-Bar Linkages, *Trans. ASME, J. Mech. Des.*, 117-4 (1995), 644-646.
- (6) 渡辺克巳・舟橋宏明, ステファンソン形平面 6 節機構の運動特性(第 1 報, 構成回路および運動領域の識別), 機論, 50-452, C (1984), 653-661.
- (7) 渡辺克巳・黄宗益・河合靖広, スティーブソン形平面 6 節機構の変位解析, 機論, 52-482, C (1986), 2688-2695.
- (8) 加藤宏章・渡辺克巳・松田賢次, スライド駆動スティーブソン形平面 6 節リンク機構の運動領域識別, 機論, 68-676, C (2002), 3712-3719.
- (9) Watanabe, K. and Katoh, H., Identification of Motion-Domains of Planar Six-Link Mechanisms of The Stephenson-Type, *Mech. Machine Theory*, 39-11 (2004), 1081-1099.