729 電気自動車用電力貯蔵磁気軸受フライホイールのジンバル機構に関する考察

A Study on Gimbal Mechanism for AMB-Flywheel Energy Storage System of Electric Vehicle

島崎 浩 (千葉大) 野波 健蔵 (千葉大)

Hiroshi SHIMAZAKI, Chiba University, Yayoi 1-33, Inage-ku, Chiba 263-8522
Kenzo NONAMI, Chiba University

This paper deals an electric vehicle with flywheel energy storage system using active magnetic bearings (AMBs) and gimbal. At first the equation of motion of a flywheel energy storage system using active magnetic bearings and gimbal. This equation of motion is a strong nonlinear equation. So, the approximated linear equation of motion is derived and the usefulness of this approximated equation is made sure by experiments and simulation. The spring constant of gimbal mechanism influences the natural frequencies. The best design of gimbal should be extreme low natural frequency of gimbal. Finally, the ideal gimbal design method is proposed.

Key words: active magnetic bearing, flywheel energy storage system, electric vehicle, gimbal design

A 1. はじめに

エネルギーの有効利用法の一つとして電力貯蔵型磁気軸受フライホイールが注目されている。フライホイールは円盤に回転軸を取り付けたもので回転軸を回転させることで電力を回転（力学的）エネルギーとして貯蔵する力学的な電力貯蔵装置である。電力を貯蔵する際には適当なエネルギー変換装置、例えばモータなどを通してフライホイールの回転速度を増大することにより行い、電力を取り出す際には再びエネルギー変換装置を通してフライホイールの回転速度を減少させることにより行う。そのため電力貯蔵型フライホイールは従来の蓄電池に比べ充電に要する時間が少なく、充電・放電の応答にも優れており高効率のエネルギー変換効率が期待されている。また、鉛蓄電池のように鉛などの有害物質を使用しないため環境に優しい電力貯蔵装置としても注目されている。さらに磁気軸受フライホイールは軸受部分に設置した電磁石の磁気吸引力を制御することで回転軸を非接触支持することができるため、摩擦や磨耗などが無い。そのため潤滑や粉微塵の心配がなく、軸受の寿命は半永久的で部品交換などの定期的なメンテナンスを必要としない。また、潤滑油を使用しないため、真空環境や超低温環境下での運転が可能であり、エネルギー損失は極めて少ない。このような長所から電力貯蔵型フライホイールは鉄道や発電所、補助電源無停電電源装置としての利用が実用化されている。

ジンバル機構は直行する2つの傾斜軸を組み合わせること
で任意の方向に傾斜できる機構である。フライホイールを車

両に搭載する際にジンバル機構と組み合わせて搭載することで、車両の姿勢変動によらずフライホイールは回転の姿勢を一定に保つことができる。そのため走行中におけるフライホイールの回転軸にかかる軸荷重（ジャイロモーメント）を低減化することができる。しかし、ジンバル機構の軸受部分での摩擦や回転中心と質量中心のずれが存在することで、車両の走行中において僅かなモーメントが生じ、ジンバルは回転運動を始めてしまう。ジンバル機構には復元力を生じる要素がないため、ジンバルに変位を制限させるための要素が必要となる。図A1はジンバル機構におもりを付加したもので、振子として作用させることで重力による復元力を利用するものである。

本研究では、振子型ジンバル機構を有する磁気軸受フライホイールの動力学的特性を明らかにするとともに、ジンバル機構の設計パラメータに関する考察を行う。そして、ジンバルを最適に設計するための方法について考察している。

Fig.A1 Pendulum type gimbal mechanism

1. 振子型ジンバル機構を有する磁気軸受フライホイールのモデリング

本章では振子型ジンバル機構を有する磁気軸受フライホイールの動力学的特性を明らかにするために運動モデルの導出を行う。図1に振子型ジンバル機構を有する磁気軸受フライホイールの運動モデルの模式図を示す。解析モデル導出には表1に示す記号を使用し、以下の仮定を行う。①フライホイールとジンバルを組み合わせたときの運動はジンバルの回転中心に拘束されるものとする。②フライホイールの質量中心は、ジンバルの回転中心を原点とする軸上にあるものとする。③ジンバル機構の軸受部分での摩擦は、粘性摩擦としてモデル化を行う。④フライホイールの回転角は小さいとして微小近似する。⑤フライホイールの回転速度は一定とし、空気抵抗などの損失は無視する。

ジンバル機構を有する磁気軸受フライホイールの非線形解析モデルは次式のように得られる。

$$\begin{cases}
 I_r(\ddot{\theta}_x \cos \Theta_y - 2\dot{\theta}_x \dot{\Theta}_y \sin \Theta_y - \dot{\theta}_x \dot{\Theta}_y \sin \Theta_y + \ddot{\theta}_x) \\
 + I_z n(\dot{\Theta}_y + \dot{\theta}_y) = N_x \\
 I_r(\ddot{\theta}_y + \dot{\theta}_x^2 \sin \Theta_y \cos \Theta_y + \dot{\theta}_x \dot{\theta}_x \cos \Theta_y + \ddot{\theta}_y) \\
 - I_z n(\dot{\theta}_x \cos \Theta_y + \dot{\theta}_x) = N_y \\
 (I_{\beta x} + I_{\alpha x} \cos^2 \Theta_y + I_{\alpha z} \sin^2 \Theta_y) \ddot{\theta}_x \\
 + 2(I_{\alpha z} - I_{\alpha x}) \dot{\theta}_x \dot{\Theta}_y \sin \Theta_y \cos \Theta_y = -N_x \\
 -W_\alpha b_\alpha \sin \Theta_x \cos \Theta_y - W_\beta b_\beta \sin \Theta_x - c_\beta \dot{\theta}_x \\
 I_{\alpha y} \ddot{\theta}_y + (I_{\alpha x} - I_{\alpha z}) \dot{\theta}_x^2 \sin \Theta_y \cos \Theta_y \\
 = -N_y - W_\alpha b_\alpha \cos \Theta_x \sin \Theta_y - c_\alpha \dot{\theta}_y \\
 m\{\ddot{x} - x(\dot{\theta}_y^2 + \dot{\theta}_x^2 \sin^2 \Theta_y) + z(\ddot{\theta}_y + \dot{\theta}_x \sin \Theta_y \cos \Theta_y) \\
 - 2\dot{y} \dot{\theta}_x \sin \Theta_y + 2\dot{z} \dot{\theta}_y\} = F_x + mg \cos \Theta_x \sin \Theta_y \\
 m\{\ddot{y} + x(\ddot{\theta}_x \sin \Theta_y + 2\dot{\theta}_x \dot{\Theta}_y \cos \Theta_y) - y \dot{\theta}_x^2 \\
 - z(\ddot{\theta}_x \cos \Theta_y - 2\dot{\theta}_x \dot{\Theta}_y \sin \Theta_y) + 2\dot{\theta}_x(\dot{x} \sin \Theta_y - \dot{z} \cos \Theta_y)\} \\
 = F_y - mg \cos \Theta_y \sin \Theta_x \\
 m\{\ddot{z} - x(\ddot{\theta}_y - \ddot{\theta}_x \sin \Theta_y \cos \Theta_y) + y \ddot{\theta}_x \cos \Theta_y \\
 - z(\dot{\theta}_x^2 \cos^2 \Theta_y + \dot{\theta}_y^2) - 2\dot{x} \dot{\theta}_y + 2\dot{y} \dot{\theta}_x \cos \Theta_y\} \\
 = F_z - mg \cos \Theta_x \cos \Theta_y
 \end{cases}
 \quad (1)$$

上記のモデルは非線形微分方程式であり一般に解析が困難であるため、原点近傍での線形近似モデルを導出する。ジンバル α ジンバル β の振れ角 θ_y, θ_x もさらに微小であると仮定し、得られた非線形解析モデルの1次近似線形化を行う。この結果、以下の線形モデルが得られる。

Fig.1 Simplified model of AMB-FW with gimbal

Table 1 Nomenclature of modeling of AMB-FW with gimbal

Parameter	Signification
m	Mass of flywheel
I_r	Moment of inertia for flywheel
I_z	Polar moment of inertia for flywheel
ω	Rotation speed of flywheel
x, y	Position of flywheel C.G.
θ_x, θ_y	Rotation angle of x-axis, y-axis of flywheel
δ	Distance between geometrical center and C.G.
l_c	Distance between coordinate origin and geometrical center
$f_{xu}, f_{xt}, f_{yu}, f_{yt}$	Magnetic attractive force
W_α	Weight of inner gimbal
b_α	Distance from inner gimbal axis to C.G.
$I_{\alpha x}, I_{\alpha y}, I_{\alpha z}$	Moment of inertia for inner gimbal
c_α	Damping const. for inner gimbal
Θ_y	Rotation angle of inner gimbal
W_β	Weight of outer gimbal
b_β	Distance from outer gimbal axis to C.G.
$I_{\beta x}, I_{\beta y}, I_{\beta z}$	Moment of inertia for outer gimbal
c_β	Damping const. for outer gimbal
Θ_x	Rotation angle of outer gimbal

$$\begin{cases}
 I_r \ddot{\theta}_x + I_z n \dot{\theta}_y = N_x - I_r \ddot{\theta}_x - I_z n \dot{\theta}_y \\
 I_r \ddot{\theta}_y - I_z n \dot{\theta}_x = N_y - I_r \ddot{\theta}_y + I_z n \dot{\theta}_x \\
 (I_{\alpha x} + I_{\beta x}) \ddot{\theta}_x + c_\beta \dot{\theta}_x + k_\beta \Theta_x = -N_x \\
 I_{\alpha y} \ddot{\theta}_y + c_\alpha \dot{\theta}_y + k_\alpha \Theta_y = -N_y \\
 m \ddot{x} = F_x + mg \Theta_y \\
 m \ddot{y} = F_y - mg \Theta_x \\
 m \ddot{z} = F_z - mg
 \end{cases}
 \quad (2)$$

2. 実験によるモデルの妥当性の検証

2.1 固有値による検証

前節で導出した式 (2) の線形モデルの妥当性について検証を行った。最初にフライホイールの回転速度の変化に対する固有振動数の変化について導出した線形モデルと実機との比較を行った。図2 に線形モデルと実機により測定した固有振動数の変化を示す。図2 (b) は低周波数領域に対して拡大したものである。図中の実線は線形モデルの固有振動数の変化であり、○は実機の測定結果をプロットしたものである。図2 よりおよその傾向として導出した線形モデルと実機による測定結果との間に適合性が見られるのが確認できる。ただし、高周波数の固有振動数に関してはモデルの導出の際には考慮していない弾性モードが表れるため比較の対象とはしなかった。これより、導出した線形モデルはフライホイールの回転速度の変化に対する固有振動数の変化という点において妥当であることが確認できた。

2.2 時刻歴応答による検証

次に外乱を与えたときの力学的挙動について導出した線形モデルと実機との比較を行った。フライホイールの回転速度が0Hz, 50Hz, 100Hzにおいて、ジンバル β に対して-1.96Nmのステップ外乱を与えた。なお、実機でのステップ外乱はジンバル機構におもりを付加することによって与えた。フライホイールの非接触制御は共にPD制御器によって制御している。図3に実機による応答結果を、図4にシミュレーション結果を示す。図3と図4は100Hzでロータが回転中にステップ外乱を印加した際のフライホイールの変位の時刻歴応答、および、ジンバルの時刻歴応答を示している。なお、シミュレーションモデルにおけるパラメータは実測から求めている。これより導出した線形モデルと実機によるフライホイール及びジンバルの挙動や周波数に関して適合性が見られるのが確認できる。しかし、減衰特性に関しては実機の方が収束が早く、半周期程度で収束してしまった。これは実機ではジンバル機構の軸受部分でのクーロン摩擦や静止摩擦の影響を強く受けたものであると考えられる。モデルの導出では軸受部分での摩擦を粘性摩擦として仮定したが実際の摩擦はクーロン摩擦や静止摩擦である。粘性摩擦は速度に比例して粘性力が大きくなるが、ジンバルの歳差運動のように低周波振動に対しては粘性摩擦の影響は小さくなってしまふ。一方、クーロン摩擦は速度の大きさに依存せず符号によって決まり、大きさは一定で

(a) Over-all view

(b) Enlarged view at low frequency region

Fig.2 Natural frequency VS. rotational speed

ある。また、静止摩擦は低速度であるほど影響を受けやすい。このことからフライホイールの回転速度が大きくなった場合はクーロン摩擦や静止摩擦に大きく影響してまいったと考えられる。しかし、これらの摩擦は実際にはジンバルの不安定化を抑制する方向に作用するため、設計の段階では特に考慮する必要がないと考えられる。以上より、固有値の変化および力学的挙動について実機との比較を行った結果、パラメータ誤差や摩擦などの影響による差異はあるが、モデルの構造として妥当であることが確認できた。次章では導出した線形モデルを用いてジンバル機構の設計パラメータに関する考察を行う。

2. ジンバル機構の設計パラメータに関する考察

2.1 設計パラメータに関する数値的考察

車載用（加速環境下）に適した理想的な振子型ジンバル機

Fig.3 Experimental results against step disturbance

(Rotational speed of Flywheel:100Hz)

Fig.4 Simulated results against step disturbance

(Rotational speed of Flywheel:100Hz)

構の設計パラメータについて考察する．ここではジンバルの慣性モーメント，粘性係数，重力による復元係数を変化させたときのフライホイールおよびジンバルの挙動について考察する．

表2に振子型ジンバル機構の設計パラメータ例を示す．

Case Aは現システムを参考にしたパラメータであり，Case BはCase Aの慣性モーメントを2倍にしたもの，Case Cは粘性係数を2倍したもの，Case Dは復元係数を1/2倍したものである．

これらの設計パラメータの変化はジンバル機構の固有振動振動数（または減衰固有振動数）が低くなるように設定した．

その理由は固有振動数を低くすることでジャイロモーメントによる軸荷重を低減できるためである．また，短時間（有限時間）で行われる加速運動に対してはジンバル機構の（歳差運動の）固有振動数を低くした方がジンバル機構の変位が抑えられると考えたためである．

表2の設計パラメータに対して車両の走行を模擬したシミュレーションを行う．加速環境下におけるジンバル機構を有する磁気軸受フライホイールの運動方程式は慣性抵抗を付加した次式で表せる（図5参照）．それぞれの設計パラメータに対して，フライホイールの回転数が200Hzのときに加速度外乱を与えたときのフライホイール及びジンバル機構の応答結

Table 2 Physical parameters of gimbal

Parameter	Case A	Case B	Case C	Case D
$I_{\alpha x}[Kg \cdot m^2]$	4.48	8.87	4.48	4.48
$I_{\alpha y}[Kg \cdot m^2]$	4.48	8.87	4.48	4.48
$I_{\beta x}[Kg \cdot m^2]$	0.62	1.24	0.62	0.62
$I_{\beta y}[Kg \cdot m^2]$	0.62	1.24	0.62	0.62
$c_{\alpha}[N \cdot m \cdot s/rad]$	6.0	6.0	12.0	6.0
$c_{\beta}[N \cdot m \cdot s/rad]$	12.0	12.0	24.0	12.0
$k_{\alpha}[N \cdot m/rad]$	28.0	28.0	28.0	14.0
$k_{\beta}[N \cdot m/rad]$	44.0	44.0	44.0	22.0

$$\begin{cases}
 I_r \ddot{\theta}_x + I_z n \dot{\theta}_y = N_x - I_r \ddot{\Theta}_x - I_z n \dot{\Theta}_y \\
 I_r \ddot{\theta}_y - I_z n \dot{\theta}_x = N_y - I_r \ddot{\Theta}_y + I_z n \dot{\Theta}_x \\
 (I_{\alpha x} + I_{\beta x}) \ddot{\Theta}_x + c_{\beta} \dot{\Theta}_x + k_{\beta} \Theta_x = -N_x - \frac{k_{\beta}}{g} a_y \\
 I_{\alpha y} \ddot{\Theta}_y + c_{\alpha} \dot{\Theta}_y + k_{\alpha} \Theta_y = -N_y + \frac{k_{\alpha}}{g} a_x \\
 m \ddot{x} = F_x + mg \Theta_y - m a_x \\
 m \ddot{y} = F_y - mg \Theta_x - m a_y
 \end{cases} \quad (3)$$

果を，図6と図7に示す．図6はCase Aの場合で，Case B，Case Cのいずれも同様な結果であった．図6の結果から軸の軌跡は100 μmを越える振動となっておりタッチダウンすることがわかる．この原因は低周波数の振動に起因しており，ジンバル

Fig.5 Disturbance direction of acceleration

機構の歳差運動によっている。このことからジンバル機構の歳差運動を抑制することがタッチダウンの抑制に対して有効であることがわかる。Case BとCase CがCase Aと同じ結果ということから、ふれ回り振動は慣性モーメントや粘性係数には依存しないことがわかる。一方、図7は復元係数を変化させたCase Dの場合で、フライホイールの軌跡の範囲が小さくなり大きな変化が現れた。これより、ジンバル機構を設計する上で最も重要なパラメータは復元係数であり、挙動に大きな変化を与えるということがわかった。

Fig.6 Simulated results of Case A

Fig.7 Simulated results of Case D

2.2 設計パラメータに関する解析的考察

設計パラメータに対して走行シミュレーションを行った結果、慣性モーメントや粘性係数を変化させても力学的挙動の変化は殆どなく、復元係数を変化させたときの力学的挙動に大きな変化が現れた。ここで、歳差運動の固有振動数はCase A, B, Cの場合は27.1mHz, Case Dは13.6mHzであった。このことをジンバル機構の歳差運動の固有振動数の数式解の導出を行い確認する。ここでは導出を簡単にするためにフライホイールの並進運動は考えず、回転運動のみを考慮した下記のモデルに対して導出を行う。

$$\begin{cases} I_r \ddot{\theta}_x + I_z n \dot{\theta}_y + k \theta_x = -I_r \ddot{\Theta}_x - I_z n \dot{\Theta}_y \\ I_r \ddot{\theta}_y - I_z n \dot{\theta}_x + k \theta_y = -I_r \ddot{\Theta}_y + I_z n \dot{\Theta}_x \\ I_{\beta 0} \ddot{\Theta}_x + k_{\beta} \Theta_x = k \theta_x \\ I_{\alpha 0} \ddot{\Theta}_y + k_{\alpha} \Theta_y = k \theta_y \end{cases} \quad (3)$$

ここで、 k は磁気軸受の剛性を示す。このとき特性方程式は

$$a_4(s^2)^4 + a_3(s^2)^3 + a_2(s^2)^2 + a_1(s^2) + a_0 = 0 \quad (4)$$

ここで、 $k \gg k_{\alpha}, k_{\beta}$

$$I_z n \gg \sqrt{(I_r + I_{\alpha 0})k_{\beta} + (I_r + I_{\beta 0})k_{\alpha}}$$

と仮定できるので、歳差運動の固有振動数は

$$\omega_p \approx \frac{\sqrt{k_{\alpha} k_{\beta}}}{I_z n} \quad (5)$$

図8はフライホイールの回転数を変化させたときのジンバル機構の固有振動数の変化であり、式(5)の近似解と数値計算結果を比較したものである。フライホイールの回転速度が増加するにつれ両者は一致し、高速回転時には式(5)の近似解よりジンバル機構の歳差運動の固有振動数を求めることができる。ここで、式(5)のパラメータ構成について注目すると固有振動数に含まれるジンバル機構の設計パラメータは復元係数 k_{α} 、 k_{β} のみであり、慣性モーメントや粘性係数などのパラメータは含まれていない。そのためCase A, B, Cのジンバル機構の歳差運動の固有振動数には変化がなく、応答結果にはほとんど変化が生じないことがわかる。一方、Case Dではジンバル機構の歳差運動の固有振動数が大きく変化するので応答結果に大きな変化が表れることがわかる。

Fig.8 Comparison of natural frequency of gimbal between numerical values and approximated values

2.3 車載用振子型ジンバル機構の設計法

前節をふまえて車載用に適した理想的な振子型ジンバル機構の設計方法を考察する。ここでは主に復元係数 k_{α} 、 k_{β} の設計方法について述べる。 k_{α} 、 k_{β} を設計する際にはジンバルの歳差運動の固有振動数 ω_p が車体の固有振動数や加速など外乱の周波数帯域に干渉させないように設計する必要がある。特に車両の加速運動の周波数領域との干渉を防ぐ必要がある。そのため搭載する車両の加速運動の周波数帯域を見積もる必要がある。すなわち、ジンバル機構の歳差運動の固有振動数は磁気軸受部分での軸荷重を低減させるために

$$\omega_p \ll \omega_{\min} \quad (6)$$

とする必要がある。 $\omega_{\min}$ は加速時外乱の周波数の最小値である。市街地走行の15モードから加速外乱を求めると

$$\begin{aligned} k_{\alpha} k_{\beta} &\ll (I_z n \omega_{\min})^2 \\ &= 7.3984 \times 10^{-4} (I_z n)^2 \end{aligned} \quad (7)$$

これから

$$k_{eq} \ll 0.0272H \quad (8)$$

3. まとめ

振子型ジンバル機構を有する磁気軸受フライホイールの運動モデルの導出を行い導出したモデルの妥当性について検証を行った。また、ジンバルの設計法について考察した。

文献

- (1) 斉藤武雄, 小笠原弘丞, 山田昇: フライホイールエネルギー貯蔵と電気自動車への応用に関する研究, 日本機械学会論文集, 70-697, pp. 2482-2489, 2004