

負荷側エンコーダを用いた軸トルク制御による減速機方式インホイールモータの振動抑制

学生員 和久井 晟冨* 学生員 延命 朋希*
上級会員 藤本 博志* フェロー 堀 洋一*

Vibration Suppression of Reduction-Geared In-Wheel-Motor by Joint Torque Control Using Load-Side Encoder

Seigo Wakui*, Student Member, Tomoki Emmei*, Student Member, Hiroshi Fujimoto*, Senior Member, Yoichi Hori*, Fellow

In-wheel-motors (IWMs) are attracting considerable attention as drive-train for electric vehicles owing to their high motion performance, because of the absence of drive shafts compared with on-board motors. A large motor torque with limited mounting space and low-cost IWMs expect a geared drive-train, however collisions of gear teeth cause vibration and deteriorate control performance and ride comfort. In order to suppress vibration, reduction-geared IWMs (RG-IWMs), which are IWMs with gears, are modeled as two-inertia system with deadzone model for backlash and joint torque control using both motor-side and load-side encoders for the two-inertia system is applied that our research group proposed previously. Simulations and experiments demonstrate that joint torque of RG-IWMs can be precisely controlled, vibration by collisions can be sufficiently suppressed, and the number of gear collision can be reduced during an acceleration situation. We expect that this research solves the critical problem of RG-IWMs, that is, vibration caused by gear collisions, and realizes the practical and commercial use of IWMs.

キーワード：インホイールモータ，2 慣性系，バックラッシ，軸トルク制御，負荷側エンコーダ

Keywords: In-wheel-motor, two-inertia system, backlash, joint torque control, load-side encoder

1. 序 論

走行中に温室効果ガスを排出しない電気自動車は、環境問題への意識が高まってきた現在において注目されている技術である。一方、航続距離が短いという問題点を抱えており、走行中ワイヤレス給電の研究⁽¹⁾や電気自動車搭載用の高効率なパワーエレクトロニクスシステムに関する研究⁽²⁾などが行われている。電気自動車は環境の面から注目されることが多いが、その制御性能の高さも特筆すべきである⁽³⁾。電気自動車の動力源はモータであり、内燃機関と比較すると 100 倍ほど速い応答を示す。電気自動車におけるモータの配置方法は 2 つに分けられ、モータが車上にあるものをオンボード方式、車輪内部にあるものをインホイールモータ方式と呼ぶ。オンボード方式ではモータがドライブシャフトを介してホイールを駆動するため、4 Hz 付近に存在するドライブシャフトの共振により制御帯域が制限される。一

方、インホイールモータ方式はドライブシャフトが不要で高帯域な制御が可能であるという利点をもつ。モータとホイールの中にギアを含まないダイレクトドライブ方式にはドライブシャフト共振が存在せず、ギアを含む減速機方式インホイールモータに関してもギアの共振周波数が 25 Hz 以上とされており、オンボード方式と比較して制御性能は高いといえる⁽⁴⁾。これまでインホイールモータの高い制御性能を活かした車両運動制御の研究が行われてきたが⁽⁵⁾⁽⁶⁾、これらの研究はダイレクトドライブ方式インホイールモータの使用を想定している。しかし、インホイールモータの実用化に向けては高トルク・低コスト・省スペースといった要求が存在する⁽⁷⁾。ギアを含む減速機方式インホイールモータは、小型で永久磁石使用量の少ない安価なモータであってもギア比を乗じた分だけモータトルクを大きくすることができる。減速機方式インホイールモータの出力密度はダイレクトドライブ方式の約 10 倍という研究結果もあり⁽⁸⁾、実用化の観点からは減速機方式インホイールモータが注目されている。一方で、ギアの存在により制御における新たな問題点も生じる。

ギアを含むシステムはバックラッシが存在するため制御

* 東京大学
〒 277-8561 千葉県柏市柏の葉 5-1-5
The University of Tokyo
5-1-5, Kashiwanoha, Kashiwa, Chiba, 277-8561, Japan

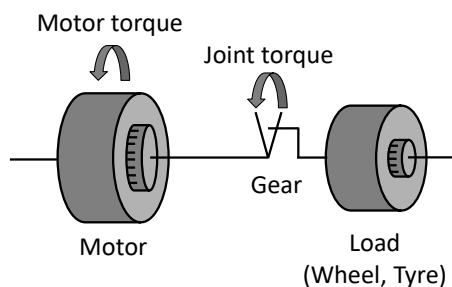


Fig. 1. Two-inertia system.



Fig. 2. Experimental vehicle "FPEV4-Sawyer".

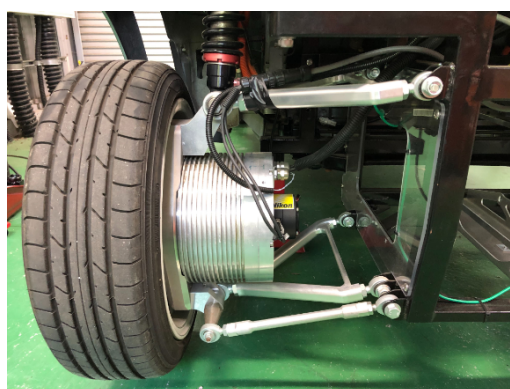


Fig. 3. Reduction-gear in-wheel-motor (RG-IWM) unit with motor-side and load-side encoders.

が難しい。特に、ギア同士が衝突することによる振動は深刻な問題とされ、抑制方法に関する研究は 20 世紀から行われてきた^{(9)~(11)}。しかし、それらの多くは産業用ロボットへの適用を考えたものであり、電気自動車への適用を考えた研究は十分されているとは言えない⁽¹²⁾。

本論文では、2 慣性系の軸トルク制御を減速機方式インホイールモータに適用し振動抑制を行うことを提案する。2 慣性系とは、駆動側（モータ）と負荷側（ホイール・タイヤ）が剛性の低いギアやシャフトを介してつながった Fig. 1 に示すようなシステムである。軸トルク制御を適用することで、駆動側ギアと負荷側ギアがかみ合うトルクを正確に制御し、ギアの振動を抑制することができると考えられる。これまで 2 慣性系の軸トルク制御は主に産業用ロボットの分野で用いられており、駆動側エンコーダのみを用いた手法⁽¹³⁾ や、軸トルクセンサを用いた手法⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾、駆動側エンコーダと負荷側エンコーダを併用した手法⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾ が提案されてきた。駆動側エンコーダのみを用いる場合は負荷側の正確な位置を測定できないため、十分に振動を抑制することが難しい。それに対し、軸トルクセンサや負荷側エンコーダを用いる場合は軸や負荷側の情報を得られるため、効果的な振動抑制が可能になる。ここで軸トルクセンサは 1 個あたり 10 万円以上ほどと非常に高価であり、さらに、搭載する際に 10 cm 立方ほどの大きなスペースとそれに伴うモータの構造変更を必要とするため、電気自動車への搭載は現実的でないと考えられる。そこで、本論文では軸トルクセンサと比較して安価で小型なエンコーダを減速機方式インホイールモータの駆動側と負荷側双方に装着し、減速機方式インホイールモータをバックラッシュを含む 2 慣性系としてモデリングして軸トルク制御を適用することでギアの振動抑制を実現することを提案する。

本論文では、ギア衝突による振動が深刻である電気自動車発進時をとりあげ、シミュレーションと実験を通じて提案法の効果を検証する。従来の自動車運転手法との比較を行うために、2 慣性系としてのダイナミクスやバックラッシュの非線形性を考慮しない従来法との比較も行う。

本論文の構成を以下に示す。第 2 章では、減速機方式インホイールモータを搭載した実験車両を示し、コントローラ設計のための 2 慣性系としてのモデリングについて述べる。第 3 章では、本論文で適用する駆動側・負荷側エンコーダを用いた 2 慣性系の軸トルク制御の構造を説明する。第

4 章では、電気自動車発進時のシミュレーションを行い、軸トルク制御によりギア衝突による振動を抑制できることを示す。また、従来の自動車運転手法を模擬した、2 慣性系としてのダイナミクスを考慮していないモータトルク制御との比較を行うことで、減速機方式インホイールモータの 2 慣性系としてのモデリングと軸トルク制御適用の有効性を示す。第 5 章では、第 2 章で示す実験車両を用いた実験を行い、シミュレーションと同等の結果が得られることを示す。最後に、第 6 章で本論文の結論と今後の課題を述べる。

2. 実験機とそのモデリング

〈2-1〉 実験車両 Fig. 2 に示す FPEV4-Sawyer を実験機として用いる。FPEV4-Sawyer は、三菱自動車工業株式会社製造の商用電気自動車 i-MiEV をもとに我々の研究グループが開発した実験車であり、商用車に近い条件での実験が可能となっている。後輪 2 輪に Fig. 3 に示す駆動側エンコーダと負荷側エンコーダを装着した減速機方式インホイールモータを搭載している。

〈2-2〉 駆動側・負荷側エンコーダを装着した減速機方式インホイールモータ 駆動側エンコーダと負荷側エンコーダを装着した減速機方式インホイールモータの断面図を Fig. 4 に示す。エンコーダは株式会社ニコン製造の分解能 20bit のものを採用している。ここで注目すべき点は、負荷側エンコーダが駆動側に設置されていることである。負

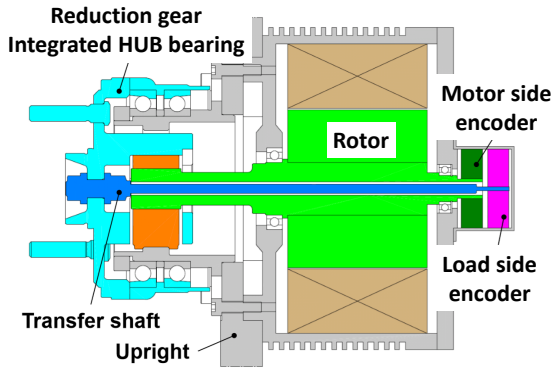


Fig. 4. Cross section of RG-IWM unit with motor-side and load-side encoders.

荷側は電気自動車走行中に外界に曝されるため、飛び石や泥はねなどによる故障のリスクが高い。そこで、負荷側から伝達シャフトを介して駆動側に設置する構造としている。伝達シャフトの剛性は非常に高く、また、負荷側エンコーダのイナーシャは十分小さいため、この構造は制御性能に影響しないと考えられる。

〈2・3〉 減速機方式インホイールモータのモデリング
減速機方式インホイールモータにおいてはモータと負荷(ホイール・タイヤ)がギアを介して連動する。そこで、減速機方式インホイールモータを2慣性系としてモデリングする。ここで、駆動側ギアと負荷側ギアの間隙であるバックラッシュはメモリを持たない不感帯としてモデリングする。

まず、回転方向の運動方程式は式(1a)-(1c)のようになる。パラメータの定義はTable 1の通りである。

$$J_m \dot{\omega}_m = T_m - T_s, \dots\dots\dots (1a)$$

$$J_l \dot{\omega}_l = gT_s - rF_d, \dots\dots\dots (1b)$$

$$T_s = K \cdot \text{bl}(\Delta\theta) \dots\dots\dots (1c)$$

ここで、 $\text{bl}(\cdot)$ は不感帯モデルを表現する関数であり、その詳細は式(2)、Fig.5の通りである。

$$\text{bl}(\Delta\theta) = \begin{cases} \Delta\theta + \frac{L}{2} & (\Delta\theta < -\frac{L}{2}), \\ 0 & (-\frac{L}{2} \leq \Delta\theta \leq \frac{L}{2}), \dots\dots\dots (2) \\ \Delta\theta - \frac{L}{2} & (\Delta\theta > \frac{L}{2}). \end{cases}$$

$\Delta\theta$ はモータ角度と負荷角度の差である軸ねじれ角である。不感帯モデルでは、 $\Delta\theta = 0$ を駆動側ギアと負荷側ギアが互いにバックラッシュの中心に位置している状態、 $\Delta\theta = \pm\frac{L}{2}$ のとき2つのギアが接している状態と定義している。 $\Delta\theta$ が $\pm\frac{L}{2}$ を越えると出力はバックラッシュの角度だけオフセットされた正または負の値をとる。バックラッシュのモデリング法は多く存在する⁽¹⁰⁾が、本論文では減速機方式インホイールモータを2慣性系としてモデリングしているため、メモリをもたない不感帯モデルを採用している。

以上、式(1a)-(2)より、減速機方式インホイールモータのモデルのブロック線図はFig.6の下部(青い点線で囲われた部分)となる。

Table 1. Definition of plant parameters.

Plant parameters	Definition
Motor inertia	J_m
Load inertia	J_l
Motor angular velocity	ω_m
Load angular velocity	ω_l
Joint torsional angular velocity	$\Delta\omega$
Joint torsional angle	$\Delta\theta$
Motor torque	T_m
Joint torque	T_s
Gear elasticity	K
Backlash width	L
Gear ratio	g
Half of vehicle mass	M
Half of vehicle normal force	N
Vehicle speed	V
Wheel speed	V_ω
Driving force	F_d
Driving resistance	F_r
Tire radius	r
Slip ratio	λ
Friction coefficient	μ

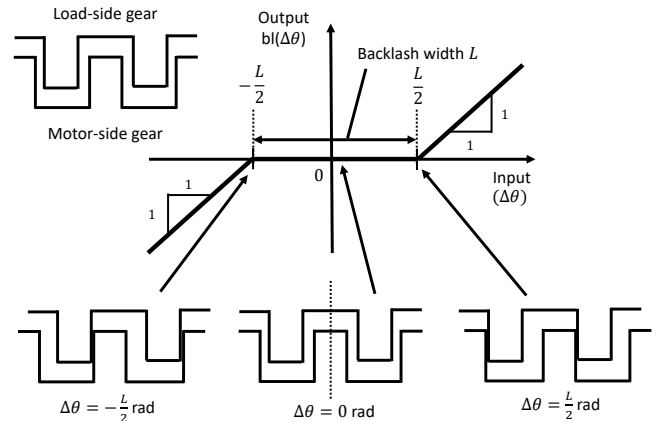


Fig. 5. Deadzone function $\text{bl}(\Delta\theta)$.

〈2・4〉 車体のモデリング 車体速度とホイール速度との間に差異が生じるとタイヤがスリップする。このスリップによりタイヤと路面との間に摩擦が生じ、駆動力が発生し車体が進む。この駆動力は減速機方式インホイールモータの負荷側に対しては外乱として加わり、制御性能に影響を与える。そこで、シミュレーションにおいて負荷側への外乱である駆動力を正確に計算するために車体のモデリングを行う。

本論文では、ギア衝突が深刻な直進発進時を扱うため、ステアや横方向の運動は考えず車体の前後方向の運動のみを考える。ここで、発進時は駆動力に比べて走行抵抗は十分小さいと考えられるため無視する。また、実験機は後輪2輪駆動であるため、ハーフカーモデルを採用する。つまり、車体重量や垂直抗力は車体全量の半分値とする。このとき、車体の前後方向の運動方程式は式(3)のようになる。パラメータの定義はTable 1の通りである。

$$M\dot{V} = F_d - F_r \dots\dots\dots (3)$$

摩擦・駆動力を生むタイヤのスリップ率はホイール速度と

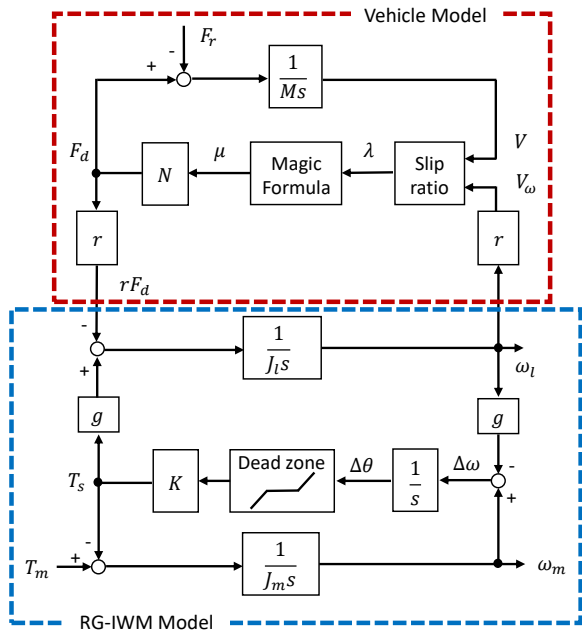


Fig. 6. Block diagram of a RG-IWM and a vehicle model.

車体速度から式 (4) の通り定義する。ε は分母が 0 になることを防ぐために使用している微小な正の値である。

$$\lambda = \frac{r\omega_l - V}{\max(r\omega_l, V, \epsilon)} \dots \dots \dots (4)$$

スリップ率と摩擦係数の関係を表す式として式 (5) に示す magic formula⁽¹⁸⁾ を採用する。これは両者の関係を実験的に求めた良く知られたモデルである。

$$\mu(\lambda) = D \sin \left(C \tan^{-1} B \left((1 - E) \lambda + \frac{E}{B} \tan^{-1} (B \lambda) \right) \right) \dots (5)$$

以上、式 (3)-(5) より、車体モデルのブロック線図は Fig. 6 の上部 (赤い点線で囲われた部分) となる。ここで、車体モデルは今回提案する軸トルク制御の制御器設計には不要であることを記しておく。車体モデル中の車体重量やスリップ率は乗員数や走行状況によって大きく変化する値であり、これらの値が制御器設計に不要であるのは提案手法の利点である。

3. 提案法：駆動側・負荷側エンコーダを用いた軸トルク制御

減速機方式インホイールモータに我々の研究グループが提案した駆動側・負荷側エンコーダを用いた軸トルク制御⁽¹⁹⁾を適用することで振動抑制を行う。この手法はギアを含む 2 慣性系の軸トルクを制御する手法である。過去に提案された駆動側・負荷側エンコーダを用いた 2 慣性系の軸トルク制御手法⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾ はギアを含まない 2 慣性系への適用を考えたものである。しかし、本論文で制御対象としている減速機方式インホイールモータはギアを含むため、これらの先行研究の適用は難しい。今回適用する軸トルク制御は駆動側ギアと負荷側ギアのかみ合うトルクを制御する手法であり、指令値を正の値に設定することでギアのかみ合いを

Table 2. Symbols in the block diagram of the joint torque control.

Controller parameters	Definition
P controller of motor angular velocity	C_p
PI controller of joint torque	C_{PI}
Nominal motor inertia	J_{mn}
Joint torque reference	T_s^*
Estimated joint torque	\hat{T}_s
Nominal gear elasticity	K_n
Joint torsional angular velocity reference	$\Delta\omega^*$
Motor angular velocity reference	ω_m^*
Motor torque reference	T_m^*
First order LPF to realize joint torque FF control	$Q_{T_sFF}(s)$
First order LPF of joint torque estimator	$Q_{T_sOB}(s)$
First order LPF of reaction force observer	$Q_{RFOB}(s)$
First order LPF to realize motor angular velocity FF control	$Q_{\omega_mFF}(s)$

継続できる。つまり、ギアが離れて再衝突したり、再衝突によってギアが振動したりすることを回避できる。そのブロック線図を Fig. 7 に示す。パラメータの定義は Table 2 の通りである。以下、軸トルク制御の構造を軸トルクフィードフォワード (FF) 制御・軸トルクフィードバック (FB) 制御・駆動側角速度制御の 3 つに分けて説明する。

まず、軸トルクフィードフォワード制御について説明する。フィードフォワード制御を導入することで高帯域化でき、指令値追従性能の向上が可能となる。軸トルクフィードフォワード制御では、軸トルク指令値から軸ねじれ角速度指令値を生成するが、その手順を以下に示す。ギア部分において式 (6) が成立する。

$$T_s = K \cdot \text{bl} \left(\frac{\Delta\omega}{s} \right) \dots \dots \dots (6)$$

これを変形すると、式 (7) となる。

$$\Delta\omega^* = \text{bl}^{-1} \left(\frac{T_s^*}{K_n} \right) \cdot s \cdot Q_{T_sFF}(s) \dots \dots \dots (7)$$

伝達関数をプロパーにするために 1 次のローパスフィルタ (LPF) $Q_{T_sFF}(s)$ を導入している。ここで、 $\text{bl}^{-1}(\cdot)$ は微分不可能であり、式 (7) のまま実装すると軸ねじれ角速度指令値が非常に大きな値となる恐れがある。そこで、式 (8) と Fig. 8 に示すシグモイド関数を用いた式 (9) を $\text{bl}^{-1}(\cdot)$ と置換し、軸ねじれ角速度指令値が大きくなりすぎないようにする。 K_{sig} は総ゲイン、 a は不感帯モデルの逆モデルとの類似度を表しており、チューニングによって決定される。 x_1 はシグモイド関数の傾きが 1 となる点を表している。以上の手順で軸トルク指令値から軸ねじれ角速度指令値を生成し、フィードフォワード制御を行う。

$$\zeta(x) = K_{sig} \left(\frac{1}{1 + e^{-ax}} - \frac{1}{2} \right), \dots \dots \dots (8)$$

$$\zeta_p(x) = \begin{cases} x + x_1 + \zeta(-x_1) & (x < -x_1), \\ \zeta(x) & (-x_1 \leq x \leq x_1), \dots \dots \dots (9) \\ x - x_1 + \zeta(x_1) & (x > x_1). \end{cases}$$

Table 3. Simulation Parameters.

Parameters	Value
Half of vehicle Mass M	650 kg
Half of vehicle normal force N	6370 N
Tire radius r	0.3 m
Motor inertia J_m	0.3 kgm ²
Nominal motor inertia J_{mm}	0.3 kgm ²
Load inertia J_l	1.13 kgm ²
Gear elasticity K	500 Nm/rad
Nominal gear elasticity K_n	500 Nm/rad
Gear ratio g	4.1739
Backlash width L	0.04 rad
Gain of P controller	10
Pole of PI controller	5 Hz
Cutoff frequency of $Q_{T,FF}$	50 Hz
Cutoff frequency of $Q_{T,OB}$	50 Hz
Cutoff frequency of $Q_{R,FOB}$	50 Hz
Cutoff frequency of $Q_{\omega_m,FF}$	50 Hz
Total gain of sigmoid function K_{sig}	0.025
Similarity gain a	10000

従来法としてモータトルク制御をとりあげる。自動車走行時はアクセルペダルの踏み込み量に対応したモータトルク指令値が与えられるのが一般的である。そこで、従来の自動車走行時と比較したときの軸トルク制御導入の有効性を検証するために、従来法としてモータトルク制御を採用する。従来法は2慣性系のダイナミクスやバックラッシュの非線形性を考慮しておらず、ギアのかみ合いや振動の状況によらずモータトルクを指令値に追従させる手法である。

〈4・2〉 シミュレーション条件 制御器のゲイン設計は文献(19)に従い、以下の手順で行う。まず、反力オブザーバのカットオフ周波数を決定する。この値はモデルの正確さとエンコーダにおける量子化誤差による影響を考慮した上で決定する必要がある。実験機を用いた調整を通じて今回は50 Hzとする。次に、駆動側角速度制御のためのP制御器のゲインを位相余裕を考慮した上で決定する。今回は位相余裕が70°以上存在するようにゲインを10とする。また、駆動側角速度フィードフォワード制御は反力オブザーバによって駆動側とギアが分離されていることを想定しているので、フィードフォワード制御部の帯域は反力オブザーバの帯域を越えることができず、ローパスフィルタ $Q_{\omega_m,FF}(s)$ のカットオフ周波数は50 Hzとする。次に、軸トルクフィードフォワード部を設計する。軸トルクフィードフォワードによって生成される軸ねじれ角速度指令値が駆動側角速度指令値を生成するので、ローパスフィルタ $Q_{T,FF}(s)$ の帯域は $Q_{\omega_m,FF}(s)$ の帯域以下とする必要がある。今回は50 Hzとする。最後に軸トルクフィードバック部を設計する。PI制御器は極配置で設計するので、システムが安定になるような極として5 Hzを採用する。ローパスフィルタ $Q_{T,OB}(s)$ の帯域はPI制御の帯域を越えないよう設計する必要がある。今回はカットオフ周波数を50 Hzとした。以上より、シミュレーションに使用するパラメータはTable 3の通りである。また、式(4)において、 $\epsilon = 1e-5$ 、式(5)において、 $B = 11.43$, $C = 1.314$, $D = 1$, $E = -0.225$ とする。本論文

ではギア衝突による振動が深刻となる電気自動車の発進時を扱う。そこで、提案法の軸トルク指令値と従来法のモータトルク指令値は0からランプ状に増加するものとし、滑らかな発進を再現する。指令値は3sで100Nまで増加しその後一定とする。また、ギアの初期位置は $\Delta\theta = -\frac{L}{2}$ とする。発進時は駆動側ギアが駆動され、 $\Delta\theta = -\frac{L}{2}$ から $\Delta\theta = \frac{L}{2}$ となり、負荷側ギアに衝突してから負荷側ギアが動き始める。この衝突前後での振動の様子を評価する。

〈4・3〉 シミュレーション結果 0sから4sまでの車体速度と0sから2sまでのモータトルク・軸トルク・軸ねじれ角のシミュレーション結果をFig. 9に示す。Fig. 9(a)は車体速度を示している。提案法と従来法で大きな差異はなく同様の発進状況を再現できており、公平な比較が可能になっている。Fig. 9(b)はモータトルクを示している。従来法では指令値が入力されているが、提案法では軸トルクを指令値に追従させるために振動していることがわかる。Fig. 9(c)は提案法・従来法の軸トルクを示している。シミュレーションを始めて0.1s間ほどは駆動側ギアが負荷側ギアから離れ再度衝突するまでかみ合うことなくバックラッシュ中を移動しているため、軸トルクは0Nmとなっている。衝突後は、提案法ではすぐに指令値に追従している一方で、従来法では大きく振動している。1度目の衝突直後の軸トルクの最大値は従来法では17Nであるが提案法では8Nとなっており、52.9%減少させることが出来ている。つまり、軸トルク制御を適用することでギア衝突直後の衝撃を緩和できている。軸トルクの値が0Nmから正の値に変化するところでは駆動側ギアと負荷側ギアの衝突が生じている。従来法では2回衝突しているが提案法では1回に削減できており、振動による再衝突の回数が減っていることがわかる。Fig. 9(d)は軸ねじれ角を示している。黒い点線は駆動側ギアと負荷側ギアが接触するバックラッシュの境界を示している。2本の黒い点線で挟まれている領域では2つのギアはかみ合っておらず、黒い点線を横切るところで駆動側ギアと負荷側ギアが衝突する。従来法ではギアが2回衝突している一方、提案法では1度かみ合ったギアが離れることがないことが読み取れる。これはFig. 9(c)の結果と一致している。

5. 実験

〈5・1〉 実験条件 コントローラ設計に必要なパラメータのうち、指令値・モータイナーシャのノミナル値・軸ねじれ剛性のノミナル値・P制御器のゲイン・PI制御器の極はシミュレーションで使用した値と同じものを使用する。ローパスフィルタのカットオフ周波数とシグモイド関数のチューニングパラメータについては実験上で調整する。ギアの初期位置をシミュレーションと同様にするために、実験時はまず微小な負のモータトルクを加え駆動側ギアと負荷側ギアをかみ合わせた上で、指令値を与える。実験はFig. 2に示すアスファルトの路面上で行った。

〈5・2〉 実験結果 0sから4sまでの車体速度と0s

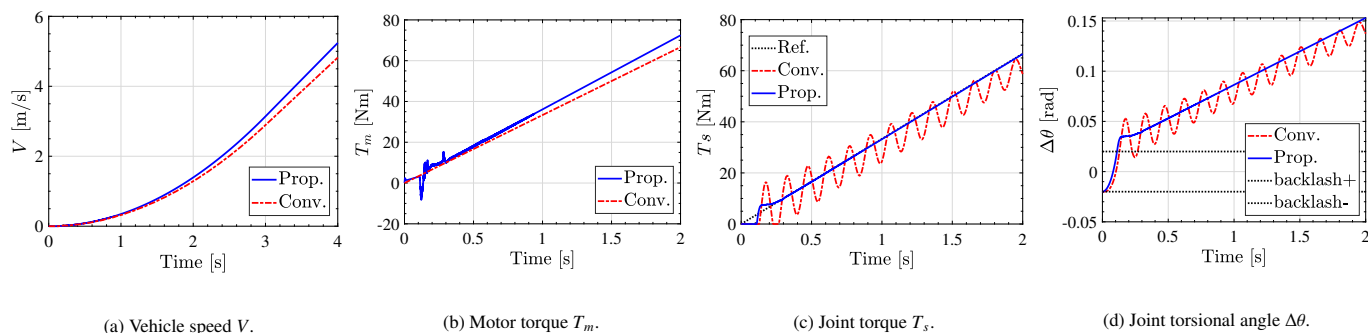


Fig. 9. Simulation results.

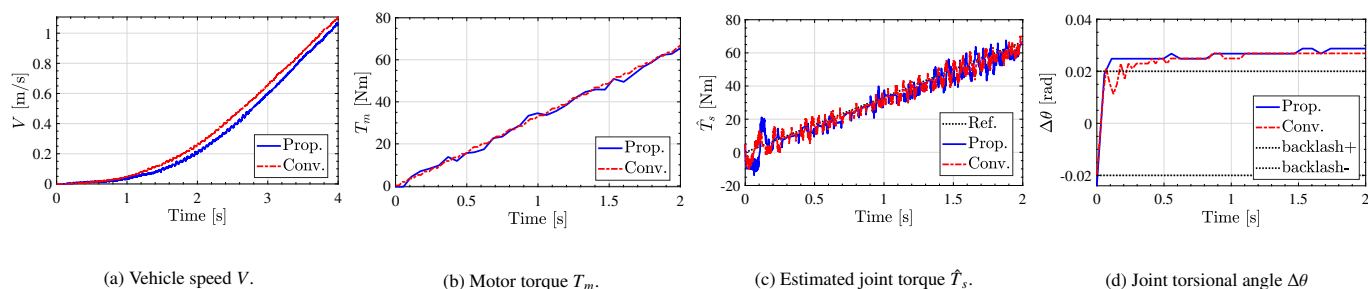


Fig. 10. Experimental results.

から 2s までのモータトルク・軸トルク推定値・軸ねじれ角の実験結果を Fig. 10 に示す。Fig. 10(a) は車体速度を示している。提案法と従来法で大きな差異はなく同様の発進状況を再現できており、公平な比較が可能になっている。Fig. 10(b) はモータトルクを示している。シミュレーション時と同様に従来法では指令値に制御されている一方、提案法では振動している。Fig. 10(c) は軸トルク推定値を示している。実験機の減速機方式インホイールモータは軸トルクセンサを装備しておらず実際の軸トルクの値を測定することができないため、軸トルク推定値を評価する。ここで、比較のため従来法においても提案法と同じ構造の反力オブザーバを用いて軸トルク推定を行っているが、推定した軸トルクの値を制御に用いることはない。まず、提案法の軸トルク推定値は指令値に追従しており、軸トルクが正確に制御されていることが読み取れる。一方で、従来法の軸トルク推定値と提案法の軸トルク推定値では、提案法の軸トルク推定値の方が大きくなっており、衝突時の衝撃緩和の効果は明確には見られなかった。Fig. 10(d) は軸ねじれ角を示している。シミュレーション結果と同様に、提案法ではギアの振動を抑制し衝突回数を減らすことが出来ている。

以上の結果より、減速機方式インホイールモータを 2 慣性系としてモデリングし軸トルク制御を適用することで、従来の自動車運転手法を模擬したモータトルク制御時と比較してギアの振動抑制が可能になることが示された。

6. 結 論

減速機方式インホイールモータは小さなスペースで大トルクを得られることから実用化が期待されている。しかし、ギア同士が衝突することによって生じる振動は乗り心地を悪化させるため解決策が求められている。本論文では、減速機方式インホイールモータを不感帯モデルを含む 2 慣性系にモデリングし、駆動側・負荷側エンコーダを用いた軸トルク制御を適用することでギア振動を抑制することを提案した。シミュレーションと実験を通じて、提案法によってギアの振動が抑制され、さらに、ギア衝突回数が減少することが示された。本論文は、ダイレクトドライブ方式にはない減速機方式インホイールモータ特有の問題点であるギア衝突による振動を抑制することを可能にしており、減速機方式インホイールモータの実用化に向けて大きく貢献すると考えられる。

本論文で適用した軸トルク制御は、ギア衝突の振動抑制・衝突回数削減は可能にするが、ギア衝突時の駆動側・負荷側ギアの相対速度については考慮していない。ギア衝突時の相対速度が大きい場合には衝突音が大きくなると予想されるので、ギア衝突時の相対速度を考慮した手法が今後求められる。

謝 辞

本研究の一部は JSPS 科研費 (基盤研究 A 課題番号:18H03768) によって行われたことを付記する。また、

実験機を製造して頂いた株式会社ニコン, 東洋電機製造株式会社, 日本精工株式会社に深い感謝の意を表す。

文 献

- (1) V.-D. Doan, H. Fujimoto, T. Koseki, T. Yasuda, H. Kishi, and T. Fujita, "Simultaneous Optimization of Speed Profile and Allocation of Wireless Power Transfer System for Autonomous Driving Electric Vehicles," *IEEJ Journal of Industry Applications*, vol. 7, no. 2, pp. 189–201, 2018.
- (2) K. Itoh, S. Inoue, M. Ishigaki, T. Sugiyama, and T. Umeno, "Power loss estimation for three-port DC/DC converter for 12-V/48-V dual-voltage hybrid electric vehicle subsystem," *IEEJ Transactions on Electrical and Electronic Engineering*, vol. 13, no. 7, pp. 1060–1070, 2018.
- (3) Y. Hori, "Future vehicle driven by electricity and control - Research on four-wheel-motored "UOT Electric March II";" *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 51, no. 5, pp. 954–962, 2004.
- (4) T. Beauduin, S. Yamada, H. Fujimoto, T. Kanou, and E. Katsuyama, "Control-oriented Modelling and Experimental Modal Analysis of Electric Vehicles with Geared In-Wheel Motors," *IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, pp. 541–546, 2017.
- (5) M. Yoshimura and H. Fujimoto, "Driving Torque Control Method for Electric Vehicle with In-Wheel Motors," *IEEJ Transactions on Industry Applications*, vol. 131, no. 5, pp. 721–728, 2011.
- (6) W.-P. Chiang, D. Yin, M. Omae, and H. Shimizu, "Integrated Slip-Based Torque Control of Antilock Braking System for In-Wheel Motor Electric Vehicle," *IEEJ Journal of Industry Applications*, vol. 3, no. 4, pp. 318–327, 2014.
- (7) T. Makino, "Recent technology trend of in-wheel motor system for automotive vehicle," *Toraibarajisuto/Journal of Japanese Society of Tribologists*, vol. 58, no. 5, pp. 310–316, 2013.
- (8) S. Murata, "Innovation by in-wheel-motor drive unit," *Vehicle System Dynamics*, vol. 50, no. 6, pp. 807–830, 2012.
- (9) K. Yuki, T. Murakami, and K. Ohnishi, "Vibration control of 2 mass resonant system by resonance ratio control," *Proceedings of IECON '93 - 19th Annual Conference of IEEE Industrial Electronics*, pp. 2009–2014, 1993.
- (10) M. Nordin and P. O. Gutman, "Controlling mechanical systems with backlash - A survey," *Automatica*, vol. 38, no. 10, pp. 1633–1649, 2002.
- (11) D. K. Prasanga, E. Sariyildiz, and K. Ohnishi, "Compensation of Backlash for Geared Drive Systems and Thrust Wires Used in Teleoperation," *IEEJ Journal of Industry Applications*, vol. 4, no. 5, pp. 514–525, 2015.
- (12) J. Mototsugi, S. Ohno, A. Sawada, and K. Fujiwara, "Motor Control Technologies for Improving the Driving Performance of Electric Vehicles," *EVS31 and EVTeC*, 2018.
- (13) M. Ruderman and M. Iwasaki, "Sensorless Torsion Control of Elastic-Joint Robots with Hysteresis and Friction," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 63, no. 3, pp. 1889–1899, 2016.
- (14) T. Kawakami, K. Ayusawa, H. Kaminaga, and Y. Nakamura, "High-fidelity joint drive system by torque feedback control using high precision linear encoder," *Proceedings - IEEE International Conference on Robotics and Automation*, pp. 3904–3909, 2010.
- (15) P. Weiss, P. Zenker, and E. Maehle, "Feed-forward friction and inertia compensation for improving backdrivability of motors," *2012 12th International Conference on Control, Automation, Robotics and Vision, ICARCV 2012*, pp. 288–293, 2012.
- (16) C. Mitsantisuk, M. Nandayapa, K. Ohishi, and S. Katsura, "Design for Sensorless Force Control of Flexible Robot by Using Resonance Ratio Control Based on Coefficient Diagram Method," *Automatika Journal for Control, Measurement, Electronics, Computing and Communications*, vol. 54, no. 1, pp. 62–73, 2013.
- (17) S. Oh and K. Kong, "High-Precision Robust Force Control of a Series Elastic Actuator," *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 22, no. 1, pp. 71–80, 2017.
- (18) H. B. Pacejka and E. Bakker, "The Magic Formula Tyre Model," *Vehicle System Dynamics : International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, vol. 21, no. 1, pp. 1–18, 1922.
- (19) S. Yamada and H. Fujimoto, "Precise Joint Torque Control Method for Two-inertia System with Backlash Using Load-side Encoder," *IEEJ Journal of Industry Applications*, vol. 8, no. 1, pp. 75–83, 2018.

和久井 晟 冨 (学生員) 1995年9月10日生。2018年3月東京大学工学部電気電子工学科卒業。同年4月同大学大学院新領域創成科学研究科先端エネルギー工学専攻博士前期課程(修士課程)に進学。電気自動車の力制御やインホイールモータに関する研究に従事。電気学会およびIEEE学生員。



延 命 朋 希 (学生員) 1993年3月18日生。2015年3月東京大学工学部電気電子工学科卒業。2017年3月同大学大学院新領域創成科学研究科先端エネルギー工学専攻博士前期課程(修士課程)修了,同年4月同大学大学院工学系研究科電気系工学専攻博士課程に進学。電気自動車の力制御やインホイールモータに関する研究に従事。電気学会およびIEEE学生員。



藤 本 博 志 (上級会員) 1974年2月3日生。2001年東京大学大学院工学系研究科電気工学専攻博士課程修了。博士(工学)。同年長岡技術科学大学工学部電気系助手。2002年~2003年,米国Purdue大学工学部機械工学科客員研究員。2004年横浜国立大学大学院工学研究院講師。2005年同助教,2007年同准教授。2010年東京大学大学院准教授。制御工学,モーションコントロール,マルチレート制御,ナノスケールサーボ,電気自動車の運動制御,モータとインバータの高性能制御,ビジュアルサーボ,ワイヤレスモータに関する研究に従事。2001年および2013年IEEE Transactions on Industrial Electronics最優秀論文賞,2010年Isao Takahashi Power Electronics Award,2010年計測自動制御学会著述賞,2016年永守賞大賞などを受賞。電気学会およびIEEEの上級会員。計測自動制御学会,日本ロボット学会,自動車技術会各会員。



堀 洋 一 (フェロー) 1955年7月14日生。1983年東京大学大学院博士課程修了。助手,講師,助教授を経て,2000年2月電気工学科教授。2008年4月より東京大学大学院新領域創成科学研究科教授。この間,1991年~1992年,カリフォルニア大学バークレー校客員研究員。専門は制御工学とその産業応用,特に,モーションコントロール,メカトロニクス,電気自動車などの分野への応用研究。電気学会産業応用部門元部門長,自動車技術会技術担当理事,日本能率協会モータ技術シンポジウム委員長,キャパシタフォーラム会長などを勤めている。IEEE Fellow,自動車技術会,計測自動制御学会,システム制御情報学会,日本ロボット学会,日本機械学会,パワーエレクトロニクス学会などの会員。1993年,2001年および2013年,IEEE Transactions on Industrial Electronics最優秀論文賞,2010年産業応用部門高憲章,2011年電気学会業績賞などを受賞。

