

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

和久井 晟冴, 延命 朋希, 藤本 博志, 堀 洋一 (東京大学)

Vibration Suppression of Reduction Geared In-wheel-motor by Joint Torque Control Using Load-side Encoder
Seigo Wakui, Tomoki Enmei, Hiroshi Fujimoto, Yoichi Hori (The University of Tokyo)

Abstract

In-wheel-motors (IWMs) are attracting considerable attentions as drivetrain for electric vehicles owing to their high motion performance. Requirement of large motor torque with limited mounting space and low costs for IWMs expects geared drivetrain, but the geared structure deteriorates control performance and ride comfort by vibration caused by collisions of gear teeth. In order to reduce vibration, reduction geared IWMs (RG-IWMs) are modeled as two-inertia system and joint torque control using load-side encoder is applied. Simulations and experiments demonstrate that joint torque of RG-IWMs can be precisely controlled and vibration by collisions can be sufficiently suppressed.

キーワード：インホイールモータ, 2 慣性系, バックラッシュ, 軸トルク制御, 負荷側エンコーダ
(In-wheel-motor, two-inertia system, backlash, joint torque control, load-side encoder)

1. 序 論

電気自動車は走行中に温室効果ガスを排出しないことから、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。このように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、動力源が車上有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、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なく、高帯域な制御が可能であるという利点をもつ。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⁽⁴⁾⁽⁵⁾、これらの研究はモータとホイール間にギアを含まない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、高トルク・省スペース・低コストといった要求を考えると、ギアを含む減速機方式インホイールモータの使用が望まれている⁽⁶⁾。

ギアを含むシステムはバックラッシュが存在するため制御が難しい。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⁽⁷⁾⁻⁽⁹⁾。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ない⁽¹⁰⁾。

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することで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

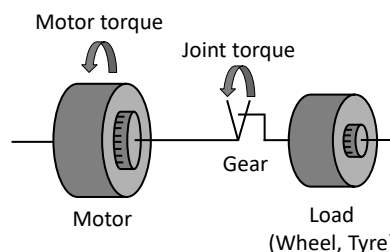


Fig. 1 Two-inertia system.

ヤ)が剛性をもつ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。軸トルク制御は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⁽¹¹⁾や、軸トルクセンサを用いた手法⁽¹²⁾⁽¹³⁾、駆動側エンコーダと負荷側エンコーダを併用した手法⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾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は難しい。軸トルクセンサや負荷側エンコーダを用いる場合は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、軸トルクセンサの電気自動車への搭載はコストやスペースの観点から現実的ではない。そこで、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エンコーダを装着し、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導入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、ギアの衝突とそれ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。2 慣性系としてのモデリング、軸トルク制御の導入の有効性を示すために、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。



Fig. 2 Experimental vehicle FPEV4-Sawyer.

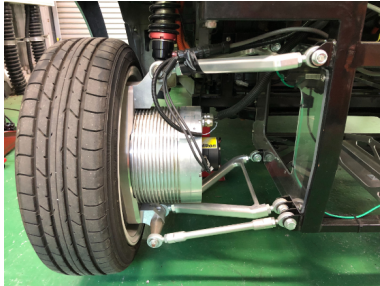


Fig. 3 RG-IWM unit with motor-side and load-side encoders.

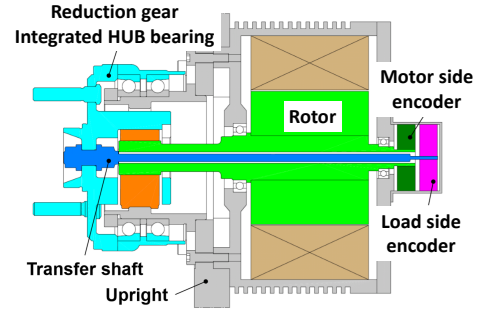


Fig. 4 Developed RG-IWM unit with motor-side and load-side encoders.

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

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〉 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。負荷側は電気自動車走行中に外界に曝されるため、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・タイヤなど）がギアを介して連動する。そこで、バックラッシュを不感帯として考慮し、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 2 つのギアがお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 $\pm \frac{L}{2}$ を越えると出力が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⁽⁸⁾が、本論文ではコントローラ的设计を簡単にするために不感帯モデルを採用する。

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 の青い点線で囲われた部分となる。

〈2・4〉 車体のモデリング 車体速度とホイール速度との

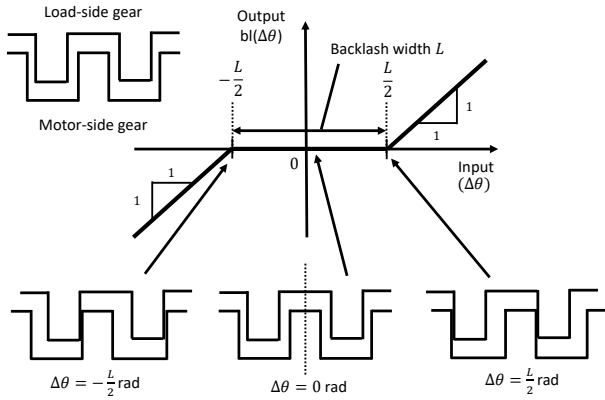


Fig. 5 Deadzone function $bl(\Delta\theta)$.

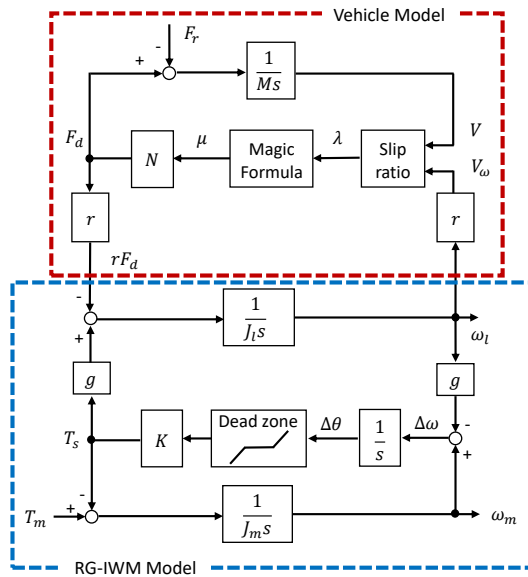


Fig. 6 Block diagram of a RG-IWM and a vehicle model.

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、駆動力を発生させ車体を進ませる。この駆動力は負荷側に対しては外乱として加わる。そこで、シミュレーションにおいて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こととし、ステアや横方向の運動は考えず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の値とする。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値である。

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 torsional elasticity	K_n
Joint torsional angular velocity reference	$\Delta\omega^*$
Motor angular velocity reference	ω_m^*
Motor torque reference	T_m^*
First order LPF of joint torque estimator	$Q_{TsOB}(s)$
First order LPF of reaction force observer RFOB	$Q_{RFOB}(s)$
First order LPF to realize motor angular velocity FF control	$Q_{\omega_m FF}(s)$
First order LPF to realize joint torque FF control	$Q_{TsFF}(s)$

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

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⁽¹⁶⁾を採用する。これは両者の関係を実験的に表現したモデルである。

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

以上、式(3)-(5)より、車両モデルのブロック線図はFig. 6の赤い点線で囲われた部分となる。

3. 提案法：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の振動抑制のために、我々の研究グループが提案した2慣性系の軸トルク制御⁽¹⁷⁾の適用を提案する。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制御・軸トルクフィードバック制御・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。

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

これを变形すると、式(7)となる。

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

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 $Q_{TsFF}(s)$ を導入している。ここで、 $bl^{-1}(\cdot)$ は微分不可能であり、このままだ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 $bl^{-1}(\cdot)$ 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、チューニングの

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/s ²
Nominal motor inertia J_{mn}	0.3 kgm ²
Load inertia J_l	1.13 kgm/s ²
Joint elasticity K	600 Nm/rad
Nominal joint elasticity K_n	600 Nm/rad
Gear ratio g	4.1739
Backlash width L	0.0366 rad
Gain of P controller	10
Pole of PI controller	5 Hz
Cutoff frequency of Q_{TsOB}	50 Hz
Cutoff frequency of Q_{RFOB}	50 Hz
Cutoff frequency of $Q_{\omega mOB}$	50 Hz
Cutoff frequency of Q_{TsFF}	50 Hz
Total gain of sigmoid function K_{sig}	0.025
Similarity gain a	10000

法としてモータトルク制御を用いる。従来法は2慣性系のダイナミクスやバックラッシの非線形性を考慮していない。

〈4・2〉 シミュレーション条件 シミュレーションに使用するパラメータはTable3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。軸トルク指令値は10sで64Nまで増加しその後一定とし、モータトルク指令値は10sで70Nまで増加しその後一定とする。これらの値は同じ発進状態を模擬するために車体速度が等しくなるよう設定している。これにより提案法と従来法の公平な比較が可能となる。また、ギアの初期位置は $\Delta\theta = -\frac{L}{2}$ としている。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1.5sまでのシミュレーション結果をFig.9に示す。Fig.9(a)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特に衝突前後で大きく振動していることがわかる。Fig.9(b)は軸トルクを示している。シミュレーションを始めて0.2s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わずバックラッシ中を移動しており、軸トルクは0となっている。衝突後は、提案法では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9.5Nであるが提案法では4.3Nとなっており、54.7%減少させることが出来ている。つまり、軸トルク制御を導入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0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4回衝突しているが、提案法では1回に削減できている。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(c)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いない。従来法ではギアが4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(b)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・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的に調整する。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、実験時はまず微小の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1.5sまでの実験結果をFig.10に示す。Fig.10(a)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(b)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着していないため、軸トルク推定値で評価している。提案法の軸トルク推定値は指令値に追従している一方で、エンコーダの量子化誤差に起因するノイズが生じていることが読み取れる。Fig.10(c)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慣性系としてのモデリングし軸トルク制御を導入することで、ギア衝突緩和と振動抑制が出来ることが示されたと言える。

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、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、衝突時の衝撃の大きさが緩和され、さらに、ギア衝突回数が減少することが示された。本論文の成果は減速機方式インホイールモータの実用化に貢献すると考えられる。

今後の研究課題としては、渋滞走行中の加減速変更時など発進時以外におけるギア衝突緩和・振動抑制法の提案が挙げられる。

7. 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。

参考文献

- (1) V.-D. Doan, H. Fujimoto, T. Koseki, T. Yasuda, H. Kishi,

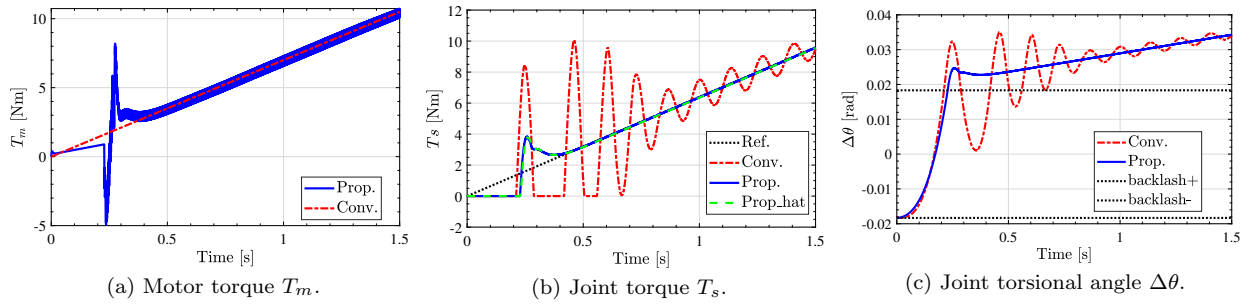


Fig. 9 Simulation results.

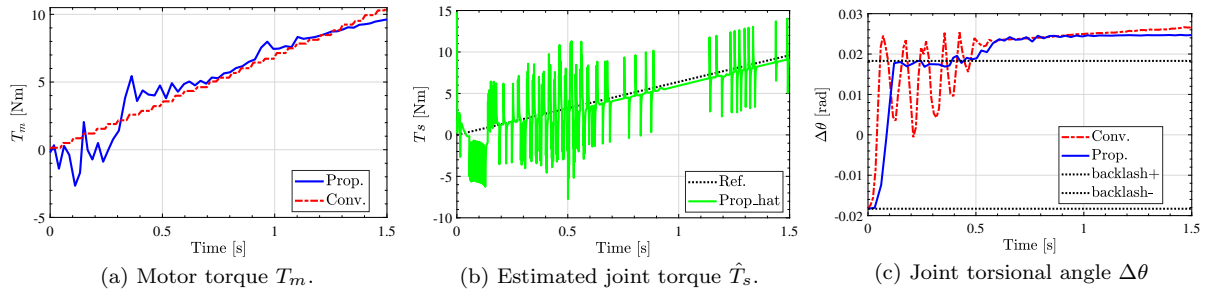


Fig. 10 Experimental results.

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) 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.
- (5) 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.
- (6) T. Makino, “Recent technology trend of in-wheel motor system for automotive vehicle,” *Toraibarojisuto/Journal of Japanese Society of Tribologists*, vol. 58, no. 5, pp. 310–316, 2013.
- (7) 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.
- (8) M. Nordin and P. O. Gutman, “Controlling mechanical systems with backlash - A survey,” *Automatica*, vol. 38, no. 10, pp. 1633–1649, 2002.
- (9) 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.

- (10) J. Motosugi, O. Sho, S. Akira, and F. Kengo, “Motor Control Technologies for Improving the Driving Performance of Electric Vehicles,” *EVS31 and EVTeC*, 2018.
- (11) 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.
- (12) 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.
- (13) 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*, pp. 288–293, 2012.
- (14) 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, 2013.
- (15) 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.
- (16) 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, 1992.
- (17) S. Yamada, K. Inukai, H. Fujimoto, K. Omata, Y. Takeda, and S. Makinouchi, “Joint torque control for two-inertia system with encoders on drive and load sides,” *Proceeding - 2015 IEEE International Conference on Industrial Informatics, INDIN 2015*, vol. 1, pp. 396–401, 2015.