

ダブルピニオン遊星歯車変速機を用いた 2 モータ EV システムの検討

松尾典孝¹⁾

A Study of Two-Motor EV System Applying Double-Pinion Planetary Gear Transmission

Noritaka Matsuo

Powertrain consisting of two motors and a planetary gear transmission enables high-efficiency operation of the motors, while the difference in motor shaft speed causes power loss in the planetary gear set. In this report, a control method for maximizing the overall powertrain efficiency of a 2-motor EV using a planetary gear transmission is examined, and the mode electric mileage is compared with that of a 2-motor EV with a 2-speed transmission.

Key Words: power transmission, EV and HV system, drive train, transfer, dual motor drive system, Simulation (A3)

1. まえがき

2023 年現在、事実上の純エンジン車の排除を意味する Euro7 規制が欧州議会で審議されるなど世界的な EV シフトは加速されつつある。一般論として EV はエンジン車に対し変速機が不要とされるが、今後 EV の普及が進み自動車としての性能競争が厳しくなれば走行性能と電費を両立させるためモータをより高効率な運転域で使用できるよう変速機は不可欠になるものと予想される。

ただ、1 基(Single)のモータと変速機を組み合わせでは図-1 のようにモータの T-N 上の運転ポイントは等パワー曲線上を移動するのみであり最も効率の高い領域を使用することは難しい。これに対し 2 基(Dual)のモータを図-2 の 1&2 または 1&3 など 4 象限内の任意ポイントで運転し合わせた出力を取り出すことができる変速機を用いればシステム全体で高効率な運転が可能と考えられる。

本報では 2 基のモータと遊星歯車変速機を用いた EV システムについてその構造やシステム効率を最大化する方法を

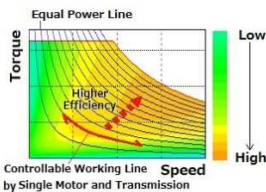


Fig.1 Working Points of Single Motor with Transmission

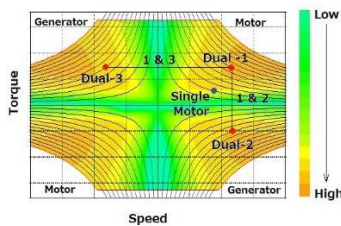


Fig.2 Working Points of Dual Motor System

検討する。またシミュレーションによりモード走行電費を求め同じく 2 速変速機を用いた 2 モータ EV と比較する。

2. 遊星歯車変速機を用いた 2 モータ EV システム

遊星歯車機構としてはサンギアとキャリア軸をモータ入力軸、リングギアを出力軸とするシングルピニオン方式が HEV で使用されているがこの方式では 2 つのモータの最大出力を同時に入力するためにはキャリア軸に対しサンギアを高速で逆転させる必要があり、またサンギア軸とキャリア軸のトルク比がサンギアとリングギアの歯数比に律せられるため同じ性能のモータ 2 基を用いるには適していない。そこでダブルピニオン遊星歯車(以降 DPLG)方式を使用する。2 モータ EV 用の DPLG については既にいくつかの方式が報告されているが^{1),2)}、今回は図-3 に示すように 2 本のサンギア S, L 軸をモータ入力軸としリングギア R を出力軸とする方式とする。当方式では S, L 軸を同じ方向に回転させながら同じ方向にトルクを入力して R から合わせて出力することができる。また S, L および R の歯数比を適切に設定することで S, L 軸のトルクを等しくすることができるので同一諸元のモータ 2 基を用いるのに適している。

またキャリア C をフリー回転させて S, L の速度比を連続可変に制御する Carrier Free(以降 CF)モードと C の回転を OWC により片方向拘束して S, L の速度比を固定する Carrier Constrained(以降 CC)モードのいずれかで運転できる。

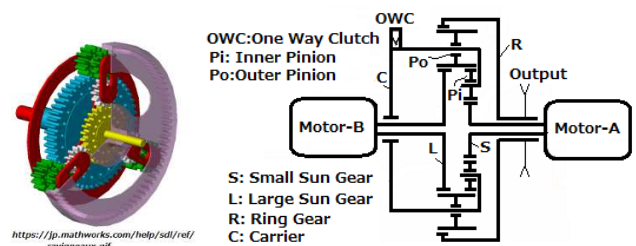


Fig.3 Schematic of Double Pinion Planetary Gear Set (DPLG)

1) 松尾技術士事務所 (436-0062 静岡県掛川市旭ヶ丘 1-15-12
Email : mec-matsuo@mail.wbs.ne.jp)

2.1 DPLG の Kinematics(運動学)

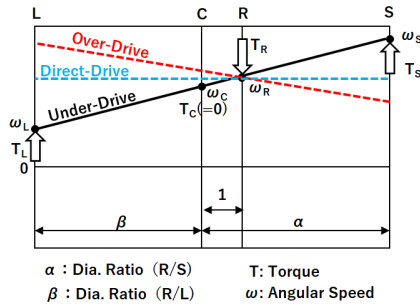


Fig.4 Collinear Chart of DPLG in CF Mode

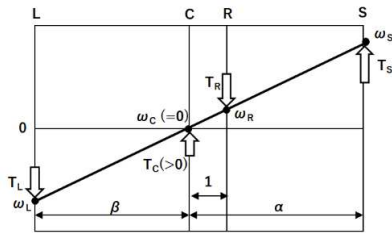


Fig.5 Collinear Chart of DPLG in CC Mode

図-4, 5 に各々CFモードと CCモードの共線図を示す。リングギア R に作用する走行抵抗による負荷トルク $T_R(-)$ とサンギア S, L に作用するモータトルク T_S, T_L がバランスする。速度およびトルクの関係式を表-1 にまとめて示す。

Table-1 Equations of Kinematics of DPLG

Mode	Variable	Equations
CF	Speed	$(\alpha-1)\omega_L + (\beta+1)\omega_S - (\alpha+\beta)\omega_R = 0$
		$\beta\omega_S + \alpha\omega_L - (\alpha+\beta)\omega_C = 0$
		$\omega_C > 0$ (OWC Constraint)
	Torque	$(\alpha+\beta)T_S + (\beta+1)T_R = 0$
		$(\alpha+\beta)T_L + (\alpha-1)T_R = 0$
		$T_C = 0$ (Carrier Free)
CC	Speed	$\omega_S - \alpha\omega_R = 0$
		$\omega_L + \beta\omega_R = 0$
		$\omega_C = 0$ (OWC Constraint)
	Torque	$\beta T_L - \alpha T_S - T_R = 0$
		$T_C = (\alpha-1)T_S - (\beta+1)T_S$
		$T_C > 0$ (OWC Reaction Torque)

走行計算では式の中で ω_R, T_R は各々車速と走行抵抗から決まる既知変数として扱う。CFモードのトルク式より $T_L/T_S = (\alpha-1)/(\beta+1)$ と一定であり、また $\alpha-\beta=2$ のとき $T_L = T_S$ つまり S, L 軸の入力トルクを等しくできる。

2.2 DPLG の動力伝達効率

通常変速機内部では動力損失が生じる。主な損失要因はギア歯面の摩擦損失、軸受け損失、潤滑油の粘性による損失等であるが中でも最大の損失要因は歯面の摩擦損失でありその大きさはギア間の動力伝達効率として表される。

ギア間の伝達効率をパラメータとしてダブルピニオン遊星歯車機構の効率を求めるパワーフロー解析理論に関しては Esmail らにより詳細な報告がなされている。^{3),4)}

1. DPLG のパワーフロー解析の基本式

パワーフロー解析にはキャリア軸基準回転座標系(c-MRF)を用いる。c-MRF系でのパワーフローの基本式は(1)式となる。

$$\frac{P_x}{R_{y,x}^c} = -\frac{P_y}{\eta_{c(x-y)} R_{y,x}^f} = \frac{P_c}{(\eta_{c(x-y)} - R_{y,x}^c) R_{c,x}^f} \quad (1)$$

P はパワーを、x は駆動側要素、y は被駆動側要素、c はキャリア、f は固定要素を、また $R_{y,x}^z$ は速度比を表し

$$R_{y,x}^z = \frac{\omega_y - \omega_z}{\omega_x - \omega_z} \quad (2)$$

$z=f$ では $\omega_f=0$ であり $R_{y,x}^f = \omega_y/\omega_x$ となる。また $\eta_{c(x-y)}$ はパワーが x から c を介して y への伝達経路する際の総伝達効率を意味し S と Pi 間、Pi と Po 間、および Po と R 間の伝達効率を各々 η_1, η_2, η_3 とすると

$$\eta_{c(S-R)} = \eta_1 * \eta_2 * \eta_3, \eta_{c(L-R)} = \eta_1 * \eta_2, \eta_{c(S-L)} = \eta_1 * \eta_2 * \eta_2$$

となる。

2. CFモードのパワーフロー

a) Under-Drive (UD) 運転

○駆動走行時 ($T_R < 0; P_R < 0$)

図-4 で S の速度が出力軸である R より大きい状態を Under-Drive(UD)と呼ぶ。UD では $\omega_S > \omega_R > \omega_C > \omega_L$ であり、また同図では $T_R < 0, T_S > 0, T_L > 0$ となっており車両系ではモータ A, B のパワーが S, L 軸に入力され R を駆動しているが、一方 c-MRF系においては $T_S \cdot (\omega_S - \omega_C) > 0 \therefore S$ は駆動要素 $T_L \cdot (\omega_L - \omega_C) < 0 \therefore L$ は被駆動要素 $T_R \cdot (\omega_R - \omega_C) < 0 \therefore R$ は被駆動要素となり c-MRF系でのパワーフローは図-6 のようになる。

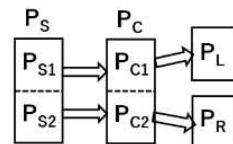


Fig.6 The Power Flow in c-MRF (CF;UD ; $P_R < 0$)

S のパワー P_S のうち C を介して L に伝達される分を P_{S1} 、R に伝達される分を P_{S2} とすると(1)式より

$$\frac{P_{S1}}{R_{L,S}^c} = -\frac{P_L}{\eta_{c(S-L)} R_{L,S}^f} = \frac{P_{C1}}{(\eta_{c(S-L)} - R_{L,S}^c) R_{c,S}^f} \quad (3)$$

$$\frac{P_{S2}}{R_{R,S}^c} = -\frac{P_R}{\eta_{c(S-R)} R_{R,S}^f} = \frac{P_{C2}}{(\eta_{c(S-R)} - R_{R,S}^c) R_{c,S}^f} \quad (4)$$

また各変数の定義から

$$P_{S1} + P_{S2} = P_S \quad (5)$$

$$P_{C1} + P_{C2} = P_C = 0 (T_C = 0) \quad (6)$$

$P_R (= T_R \cdot \omega_R)$ は車速と走行抵抗から決まる既知変数であり P_S, P_L は(3)~(6)式を用いて求めることができる。

P_S, P_L, P_R の値は運転状態により正負のいずれかの状態を取り得るが P_S, P_L, P_R のうち値が(+)の要素を P^+ 、(-)の要素を P^- とすると η_{PLG} は運転モードに関わらず次の(7)式で

求められる。

$$\eta_{PLG} = -\Sigma(P^-) / \Sigma(P^+) \text{-----}(7)$$

○被駆動走行時($T_R > 0$; $P_R > 0$)

次に車両系では回生ブレーキング時など R が S, L 軸を駆動する場合、c-MRF 系においては P_R と P_L が P_S を駆動する状態となる。 P_S , P_L は(8)、(9)、および(5)、(6)式から求め、伝達効率 η_{PLG} は(7)式で求める。

$$\frac{P_L}{R_{S,L}^2} = -\frac{P_{S1}}{\eta_{c(S-L)} R_{S,L}^2} = \frac{P_{C1}}{(\eta_{c(S-L)} R_{S,L}^2) R_{c,L}^2} \text{-----}(8)$$

$$\frac{P_R}{R_{S,R}^2} = -\frac{P_{S2}}{\eta_{c(S-R)} R_{S,R}^2} = \frac{P_{C2}}{(\eta_{c(S-R)} R_{S,R}^2) R_{c,R}^2} \text{-----}(9)$$

b) Over-Drive (OD) 運転

図-4 で S の速度が R の速度より小さく $\omega_L > \omega_C > \omega_R > \omega_S$ となる状態を Over-Drive(OD)と呼ぶ。 詳細は略すが OD で P_S , P_L を求める式は駆動走行時($T_R < 0$)は UD の被駆動走行時($T_R > 0$)と、被駆動走行時($T_R > 0$)は UD の駆動走行時($T_R < 0$)と同じになる

c) Direct-Drive(DD) 運転

同じく S と R の速度が等しく $\omega_L = \omega_C = \omega_R = \omega_S$ となる状態を Direct-Drive(DD)と呼ぶ。 DD ではギア摩擦損失が発生しないので $\eta_{PLG} = 1.0$ である。

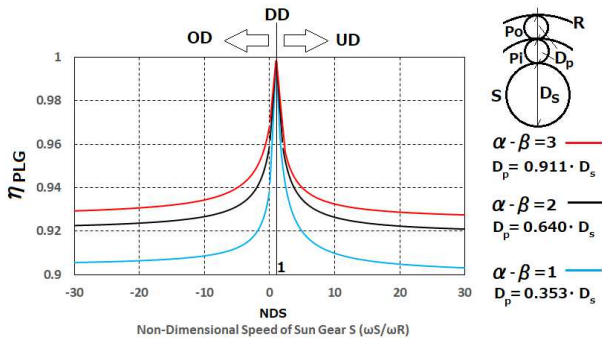


Fig. 7 Transmission Efficiency (CF, $P_R < 0$, $\eta_1 = \eta_2 = \eta_3 = 0.98$)

図-7 に CF モードでの伝達効率 η_{PLG} を示す。 横軸はサンギア S のリングギア R に対する相対速度を意味する無次元速度 NDS としている。 η_{PLG} は NDS=1.0(DD)の時最大値 1.0 となり OD 側、UD 側どちらも NDS が 1.0 から離れる程低下する。 またサンギア S に対しピニオンギア P_i , P_o の径が小さくなる程効率は低下する。 これより DPLG 全体のコンパクト性と効率との間には相反性があることがわかる。

3. CC モードのパワーフロー

図-5 では $\omega_R > 0$ $T_R < 0$, $\omega_S > 0$ $T_S > 0$, $\omega_L < 0$ $T_L < 0$ となっており車両系ではモータ A, B のパワーが S, L 軸に入力され R を駆動しているが c-MRF 系では S, L が駆動要素、R が被駆動要素となり P_S , P_L は(10)~(12)式から求め、伝達効率 η_{PLG} は(7)式で求めることができる。 図-8 に CC モードでの伝達効率 η_{PLG} を示す。 横軸はサンギア S のリングギア R に

$$P_S = -\frac{P_{R1}}{\eta_{c(S-R)}} \text{-----}(10)$$

$$P_L = -\frac{P_{R2}}{\eta_{c(L-R)}} \text{-----}(11)$$

$$P_R = P_{R1} + P_{R2} \text{-----}(12)$$

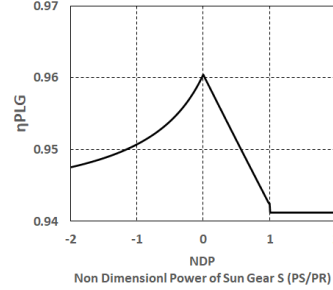


Fig. 8 Transmission Efficiency (CC, $P_R < 0$, $\eta_1 = \eta_2 = \eta_3 = 0.98$) 対する相対パワーを意味する無次元パワー NDP としている。 NDP=0 では S は空転、NDP=1 では L が空転する。 NDP>1 では S が L と R を駆動するので $\eta_{PLG} = \eta_1^3$ と一定になる。

2.3 2 モータ EV のシステム総合効率

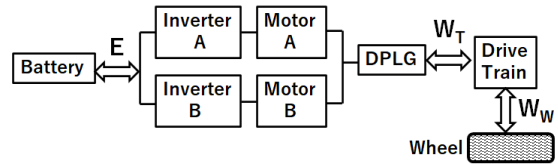


Fig.9 Power Flow of Power System of 2-Motor EV System

バッテリーから駆動輪に至るパワーシステムのフローを図-9 に示す。 同図では電力を E、機械的パワーを W として区別している。 E はバッテリー電力の入出力、 W_T は DPLG のリングの入出力、 W_W は駆動輪の入出力であり、 W_T は 2.2 のパワー P_R に対し $W_T = -P_R$ とする。 したがって駆動走行時は $E > 0$, $W_T > 0$, $W_W > 0$ であり被駆動走行時は $E < 0$, $W_T < 0$, $W_W < 0$ である。

W_W および W_T は車速と走行抵抗から別途求められる。

また今回は E と W_T の比率を 2 モータ EV システムの総合効率 η_s と定義する。

$$\eta_s = W_T / E (E > 0, W_T > 0) \text{-----}(13)$$

$$\eta_s = E / W_T (E < 0, W_T < 0) \text{-----}(14)$$

電力フローにおいてモータ A およびモータ B に関わる電力を各々 E_A , E_B とする。 また 2.2 における P_S , P_L を各々 W_A , W_B に置き換える。 インバータ効率 η_{inv} を一定とし、モータ A, B の効率を各々 η_A , η_B とする。

$$E_A = I / (\eta_{inv} \cdot \eta_A) \cdot W_A (W_A > 0) \text{-----}(15)$$

$$E_A = \eta_{inv} \cdot \eta_B \cdot W_A (W_A < 0) \text{-----}(16)$$

E_B も同様の式で求める。 また E は E_A と E_B の和であり $E = E_A + E_B$ -----

(17)式と(13)または(14)式により総合効率 η_s が求まる。

2.3 システム総合効率の最大化制御

1. 最大総合効率の探索手順と制約条件

η_s を最大にする条件について検討する。リング回転数を N_T 、リングパワー W_T とした時、運転ポイント (N_T, W_T) 毎にモータ A, B の回転数を N_A, N_B 、パワーを W_A, W_B として η_s を最大にする条件を求める。探索における制約条件はまずモータ A, B の運転ポイント (N_A, W_A) (N_B, W_B) が許容範囲内にあること

$$(N_A, W_A) \in R_A \quad (N_B, W_B) \in R_B \text{-----}(18)$$

但し R_A, R_B はモータ A, B の 4 象限運転範囲を示す。

また CF モードでは OWC によるキャリア速度制限 $N_c > 0$ 、CC モードではキャリアトルク反力制限 $T_c > 0$ を加える。

2. モータと DPLG 諸元

表-2 にシステムの主要諸元を示す。DPLG のギア比を $\alpha - \beta = 2$ とするとサンギア S と L トルク比をほぼ 1:1 (ギア伝達効率 $\eta_{1,2,3}$ により僅かに差が生じる) とすることができ同一諸元のモータ A, B を使用するのに適している。またギア間の伝達効率は全て 0.98 とする。図-10 にはモータ効率マップを示す。

Table-2 Specifications of System

Compo.	Parameter	Specs.	
DPLG	Gear Ratio	α	3.561
		β	1.561
		γ^*	0.640
	Gear Eff.	$\eta_{1,2,3}$	0.98
Motor (A,B)	Continuous Torque(Nm)	160	
	Continuous Power(kW)	65	
	Max. Speed (rpm)	8,000	
	Rotor Inertia (kgm2)	0.05	

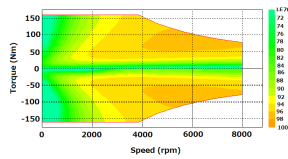


Fig. 10 Motor Efficiency

$\gamma^* = \text{Pinion/Sun Gear S}$

3. CF モードでの最大総合効率

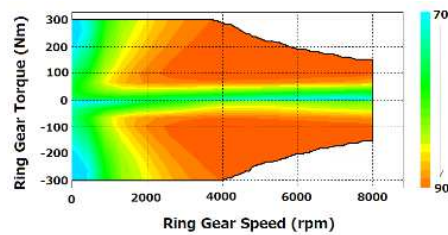


Fig. 11 Max. System Efficiency in CF Mode

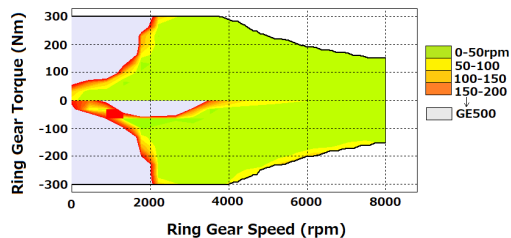


Fig. 12 Speed Difference between Motor-A and B ($|A-B|$)

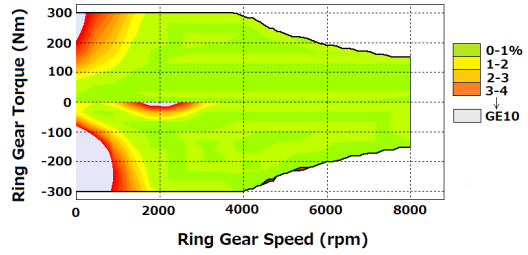


Fig. 13 Efficiency Improvement Compared with Direct-Drive

DD 運転では $\eta_{PLG} = 1$ であり、したがって DD 運転時の η_s を総合効率の基準 η_s^D とする。図-11 に CF モードでの最大総合効率 η_s^{max} のマップを、図-12 には η_s^{max} を得る時のモータ A, B の速度差分布を、また図-13 には η_s^D からの効率向上率を示す。モータ速度差が 50rpm 以下、効率向上率が 1% 以下の領域が広く分布しており CF モードの狙いであるモータの速度差を利用した効率向上は低速域に限られることがわかる。これは図-7 に示すように速度差が大きくなる程 DPLG の効率が低下するのでモータ効率の向上と相殺するためである。ただし低速ではたとえ DPLG の効率は低下してもモータ A, B の速度差を大きくして各々の効率の良い点で運転することで η_s^D を上回る η_s^{max} が得られる。

4. CC モードでの最大総合効率

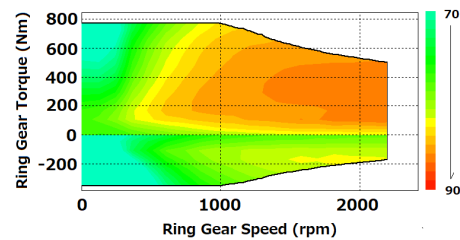


Fig. 14 Max. System Efficiency in CC Mode

図-14 に CC モードでの η_s^{max} マップを示す。CC モードではリングギア R に対するモータ速度比が大きくしかも固定されるので CF モードに比べリングギアの最大速度は小となり、正の最大トルクは大となる。

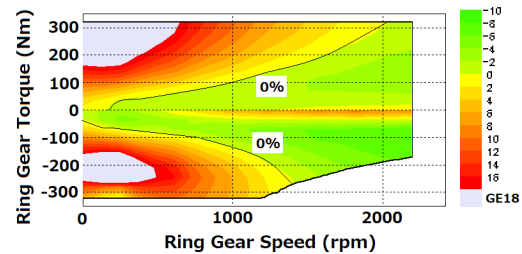


Fig. 15 Efficiency Improvement Compared with Direct-Drive

図-15 に CC モードの η_s^{max} を η_s^D と比較した結果を示す。低速で CC モードの向上が大きくしかも正トルク側では図-13 の CF モードの向上率より大きい。一方負トルク側でも向上するものの CF モードの向上率より小さい。以上の結果から両モード合わせた最大の η_s^{max} を得るためには走行中に CF、CC モード間のシフトが必要であることがわかる。

4. モードシフトの方法と課題

走行中にショックのないシフトを行うためにはシフト期間中の駆動力 (DPLG ではリングトルク T_R) の変化がなくしかも短時間でシフト動作を完了させる必要がある。

例えば図-16 a) に示すように CF モードの DD 運転で定常走行中に CC モードへシフトする場合、DD でのモータ運転ポイント P1 を出発点にモータ A のトルクを青色の最大トルクラインに沿って制御して A を加速 (同時に B を逆方向に加速) させ、これに対し赤色のモータ B のトルクをリングトルクが T_R 一定となるよう制御しながら A, B の速度を CC モードでの各目標速度まで到達させればキャリア速度は 0 (CF から CC への遷移) となり、その後は A, B のトルクをリングトルク T_R 一定となるよう制御しながら最終目標ポイント CC-A, CC-B に到達させれば CC モードへのシフトが完了する。図-16 b) にサンギアとモータの合計慣性モーメントを 0.05kgm^2 としリング速度 1200rpm 、同トルク 140Nm におけるシフト中の DPLG の各要素のトルクと速度の時間変化を示す。

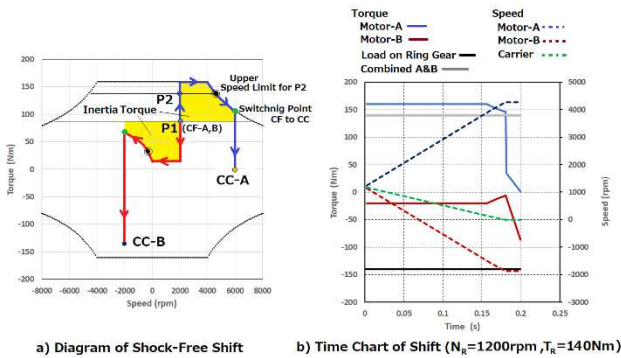


Fig.16 A Methodology of Shock-Free Shifting

一方図-16 a)において T_R が P2 まで大きくなりモータの加速トルクが小さくなるとモータ A の速度は目標である CC-A まで到達できなくなりシフトを完了させるには T_R を下げざるを得なくなる。このようにショックのないシフトを実行できるリング速度とリングトルクには上限がある。図-17 にショックなしのシフト線図を示す。低速では両モードの効率の優劣により決まる黒いシフト線に沿って CC→CF、CF→CC の双方向シフトが可能であるが、高速では CF→CC は不可であり赤いシフト線に沿って CC→CF のみ可能である。以上、走行中のモードシフトが今回の DPLG を用いた 2 モータ EV の課題である。

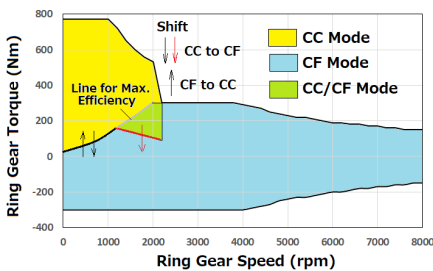


Fig.17 Shift Diagram Considering Efficiency and Shock-Free

3.2 モータ EV のモード走行電費

DPLG を用いた 2 モータ EV の WLTC モード電費のシミュレーションを行った。また同じく 2 モータ用 DMM 方式⁵⁾ の 2 速変速機を使用した場合との比較を行った。

1. 車両諸元

表-3 に車両の主要諸元を示す。

Table-3 Specifications of the EV

Parameter	Specifications
Vehicle Weight	1310kg
Projected Front Area	2.5m ²
Drag Coefficient	0.25
Rolling Coefficient	0.01
Final Gear Ratio (Rf)	3.5 : 1
Tire Effective Radius	0.31m
Motor and Transmission	Refer to Table-2

2. DMM 変速機

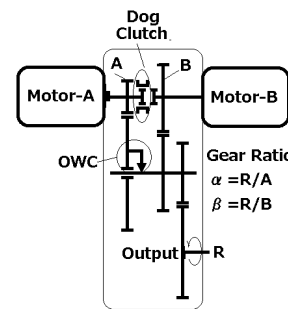


Table-4 Specifications of DMM

Gear Ratio	α	3.561:1
	β	1:1
Gear to Gear Efficiency	0.98	
T/M Efficiency	$0.98^2 = 0.9604$	

Fig.18 Schematic of DMM Transmission

図-18 に変速機の構造略図を、表-4 には効率計算に必要な諸元を示す。ギア比 α , β は出力軸トルクが極力 DPLG に合うよう設定した。同変速機はモータ A, B を 1 基ずつ使用する 2 つの 1MotorMode とドグクラッチ OFF、OWC ON で 2 基のモータが異なる速度で動作する High Combination Mode (以降 HC) とドグクラッチ ON、OWC OFF で 2 基のモータが等速で動作する 2Motor High Mode(以降 2MH)の 4 モードを使い分けることができる。今回は DPLG 方式と比較する目的で 2 基のモータを使用する HC, 2MH の 2 つのモードのみを用いることとした。

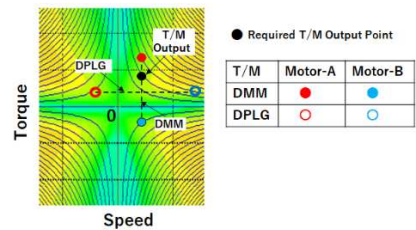


Fig.19 Comparison of Motor Control of DPLG and DMM

図-19 に DPLG の CF モードと DMM の 2MH モードのモータ制御の比較を示す。要求出力(速度,トルク)に対し DPLG ではモータトルク比は固定でモータの速度比を制御できるのに対し DMM では速度比は 1:1 固定でトルク比を制御できるところが両者の特徴であり、これが両者の最大総合効率 η_s^{max} マップの差として表れる。図-20, 21 に DMM の η_s^{max} マップとシフトダイアグラムを示す。

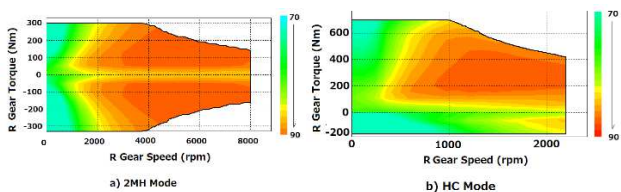


Fig.20 Max. System Efficiency of DMM

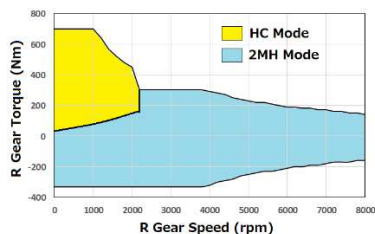


Fig.21 Shift Diagram of DMM

次に図-22 で DMM の 2MH モードの η_s^{max} を DPLG (η_s^D) と比較すると低トルク域で DMM の方が高くなっている。これは図-19 に示すように DPLG ではモータトルクは共に出力軸トルクの 1/2 でありモータ効率が低いのにに対し DMM ではモータ効率がより高い 2 つのトルク点を使用できるためである。また低トルク域以外の広い運転域で DPLG (η_s^D) の方が高いのは変速機の伝達効率の差 ($DD=1.0$, $DMM=0.96$) による。

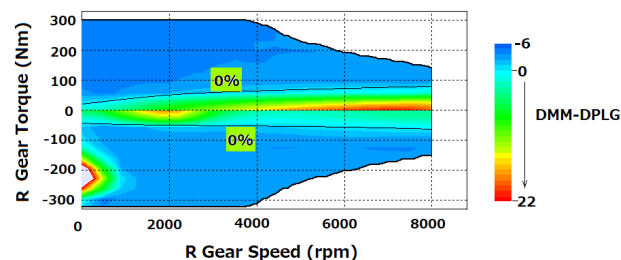


Fig.22 Comparison of System Efficiency DMM to DPLG

3. WLTC 電費

シミュレーションにより DPLG と DMM の WLTC モード電費を比較し、DPLG の方が 2.25% 良いという結果を得た (表-5)。なお計算には効率マップを参照する逆解析モデルを使用し、機構の動特性や電力系の応答などは考慮されていない。

Table-5 Electric Mileage in WLTC Mode

T/M	Electric Mileage (km/kWh)
DPLG	10.284(+2.25%)
DMM	10.058($\pm 0\%$)

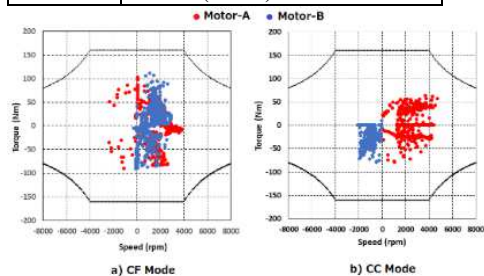


Fig.23 Plots of Motor Working Point of DPLG

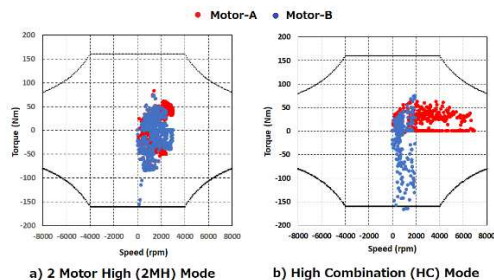


Fig.24 T Plots of Motor Working Point of DMM

図-23, 24 に走行時のモータ運転ポイントを示す。モータ A の回転域を DMM の HC モードと DPLG の CC モードと比較すると CC モードの方が HC モードより低い。これは図-21 に示すとおり DMM の HC モードは R ギアの 2,200rpm まで使用できるのに対し CC モードは図-17 に示すとおりショックなしシフトのためにリングギア R の 1,200rpm 以下でしか使用しないためである。また DPLG の CF モードでは DD に近く変速機の伝達効率が高い状態での運転時間が長いことがモード電費の良さに寄与している。

4. まとめ

1. 2 基のモータとダブルピニオン遊星歯車変速機からなる 2 モータ EV システムのパワーフロー解析を行い、バッテリーからの入力電力と変速機出力との比率を駆動系の総合効率と定義しその最大化について検討した。
2. キャリアフリー運転(CF モード)ではモータ効率の向上と変速機の伝達効率の低下が相殺しモータの等速運転時に比較して総合効率の向上は少ない。
3. キャリア拘束運転(CC モード)では CF モードに比べ低速域で総合効率が向上する。したがってシステムとして高い総合効率を得るためには走行中にモードシフトが必要であるがショックのないシフト方法が課題である。
4. シミュレーションにより遊星歯車変速機と 2 速変速機による 2 モータ EV の WLTC モード電費を比較した。今回の計算では遊星歯車変速機の方が電費が優れているという結果となった。

5. 参考文献

- 1) 中澤他：2 モータ EV システム技術の検討, 自動車技術会論文集 Vol.51, No.3, May2020
- 2) 山本他：2 モータ式ホイールハブを搭載した実験車両とその走行評価, 自動車技術会 2016 秋季学術講演会予稿集
- 3) Esmail, E.L." Influence of the Operating Conditions of Two-Degree-of-Freedom Planetary Gear Trains on Tooth Friction Losses", Journal of Mechanical Design 140 (5) (2018) 054501.
- 4) Anahed H Juber et. al. "Power Flow and Efficiency Analysis of a Ravigneaux Hybrid Transmission", IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 870 (2020) 012160.
- 5) <https://www.uvc.co.jp/product/exhibition/jsae2021-1>