

# ソーラーカーの駆動伝達効率について

山崎 保輔・小山 幸生\*・福田 広之\*・海和 悠\*<sup>1</sup>

## Mechanical Transmission efficiency of a Solar Car

Yasusuke YAMAZAKI, Kousei OYAMA\*, Hiroyuki FUKUDA\* and Yu KAIWA\*<sup>1</sup>

(2006年11月30日受理)

This paper reports here by that mechanical transmission efficiency  $\eta_m$  of a solar car which traveled on WSR. The mechanical transmission of this car was assembled with two stepped reduction, so that  $\eta_m$  would decrease because of the friction, vibration and noise. To grasp the value of  $\eta_m$ , a small type prony brake dynamometer was made in the work shop of this college. In the beginning to this trial, especially in high revolutions, the stable measurements could not be succeeded enough. After several trials and adjustments the measurements have settled gradually. At first test  $\eta_m$  of 300 Watt motor mounted with two stepped gears was only 60%. But later test for a single reduction used 600 watt motor has indicated 90% approximately.

### 1. 緒言

本研究室では、2002年7月に製作された二段減速型（300W モータ積載）ソーラーカーを修復・改良し、2004年8月に大潟村で行われたワールドソーラーカーラリー（WSR）に参加、その際、問題点である駆動系スプロケットの偏心修正を手掛けた。実際にラリーコースを走った平均速度が、設計<sup>(3)</sup>により算定された予想平均速度27〔km/h〕を勝る結果は得られず、モーターから後輪軸までの動力伝達系に発生する騒音・振動が、走行の伸び悩みの大きな原因とも考えられた。この種の騒音・振動抑制目的としてモータピニオンギアをプラスチック製に変更し、動力伝達系の効率をプロニーブレーキ試験により確認を進めた。その結果、ギア～チェーン～スプロケットの動力伝達系においてかなりの動力伝達損失が明らかになった。

以上の事実により動力伝達装置の改良を必要とし、改良後の動力伝達効率向上を念頭におき動力伝達装置の単純化を検討した。尚、二段減速ギアボックス組立精度向上は困難であるから、新たな動力伝達装置の設計製作が得策と考えられ、新たな動力伝達系を手掛けるとともにモータを定格300〔Watt〕モータ

タから定格600〔Watt〕モータに変更し、伝達効率向上の有無を確認した。

### 2. 改良した動力伝達系の評価

#### (1) 試験目的

本ラリーにおいて、望ましい走行状況とは言えず走行中において騒音・振動が発生し動力伝達率低下を生じていると推察された。動力伝達効率低下の原因<sup>(4)</sup>として、スプロケット取付部の偏心が危惧された。これらを改善するため、動力伝達装置のピニオンギアをS45Cからあたりの滑らかなプラスチック製に変更し、さらに、スプロケット取付部の偏心を修正するためにアダプタを製作しハブ～スプロケット間に取り付けた。

以上の改良により、動力伝達効率の向上を目指しプロニーブレーキ試験による確認を進めた。

読み取り精度向上のために予備試験として正転・逆転の動力伝達試験を行った。その結果、図1に示すように両回転で伝達効率が約60〔%〕であり、プロニー動力計の正常稼働を確認した。

予備試験で動力計は高速回転で不安定になりやすく、特にブレーキシュー部の取付に留意した。

\* 秋田高専卒業生

\*<sup>1</sup> 秋田高専4学年生

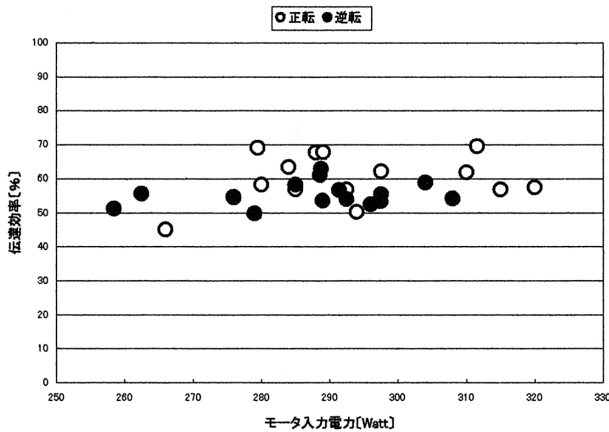


図1 正転・逆転の場合における動力伝達効率

(2) 試験方法および動力伝達効率の算出

動力伝達試験には図2に示すプロニーブレーキ動力計を用いた。出力軸から得られる仕事率  $L$  [Watt] に関する式を示す。

$$L = T\omega = Fl \frac{2\pi n_T}{60} \text{ [Watt]} \quad \dots (1)$$

$$\left( \begin{array}{l} T = F \cdot l \text{ [N} \cdot \text{m]} \\ n_T = \frac{n_m}{9.5} \text{ [1/s]} \end{array} \right)$$

ここでトルクレバー長さ:  $l = 0.2$  [m],  $T$ : トルク [N・m],  $\omega$ : 角速度 [rad/s],  $F$ : 押付力 [N],  $n_m$ : モータ回転数 [r.p.m.],  $n_T$ : タイヤ回転数 [r.p.m.] 尚, 9.5はこの動力伝達装置の減速比である。

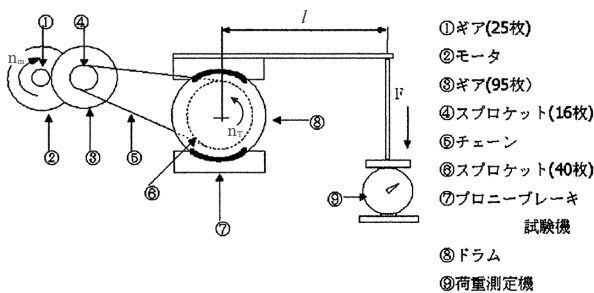


図2 プロニーブレーキ試験装置概略図

試験手順は、以下の通りである。

- 1) モータ回転数を定格回転数である800 [r.p.m.] まで上げる。
- 2) 後輪軸に取り付けられたプロニーブレーキ装置の締め付け力を少しずつ強めながら回転数を800 [r.p.m.] に保持する。モータ入力電流が増加し

ていくので0.5 [A] 上がるごとに、モータへの入力電流  $A$ , モータへの入力電圧  $V$ , 押付力  $F$  [N] を読み取る。

- 3) 得られたデータを式 (1) に代入し、出力軸から得られる仕事率  $L$  [Watt] を求める。
- 4) 動力伝達率  $\eta$  [%] を (2) 式により算出する。

$$\eta = \frac{L}{A \cdot V} \times 100 \text{ [%]} \quad \dots (2)$$

(3) 試験結果

試験では、本ラリー中に想定される入力電力である300 [Watt] 付近を中心にデータを取った。しかし、それ以上のモータ入力電力になるとモータドライバの安全装置が作動しモータが停止してしまうことがありデータ取得は不可能であった。

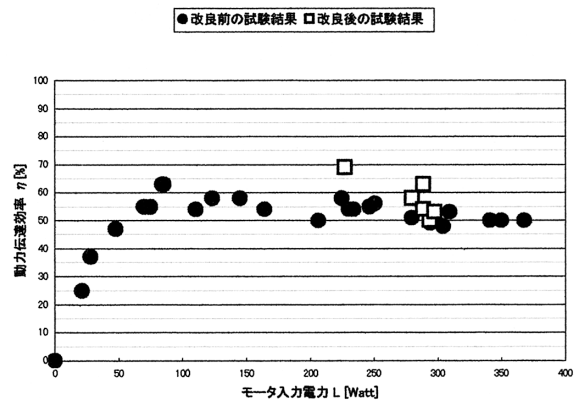


図3 改良前と改良後の動力伝達効率

(4) 考察

製作したアダプタを取付け、図2に示す⑥スプロケットの偏心量をダイヤルゲージで5回測定し平均値を算出した。最大の偏心量は0.238 [mm] であり、改良前の偏心量2 [mm] に比し、約10分の1まで偏心量減少が可能であった。

また、走行中に発生した騒音・振動を改善するためにピニオンギアをS45C製からプラスチック製に変更した。その結果、モータ入力電力が少ない場合は、歯に加わる荷重も小さく騒音も減少、円滑な伝動が得られた。しかし、モータ入力電力の増加と共にギアボックスから騒音が発生した。その原因は、モータ入力電力が大きくなるとモータトルクが増大し、歯に加わる荷重も増え、プラスチック製ピニオンギアの歯では荷重に耐え切れず変形を生じ、噛み合い不良による騒音発生が推測された。

図3に示すように、モータ入力電力が300 [Watt] 付近の改良後の動力伝達効率は約60%となり、改良

前の動力伝達効率と比べると約5〔%〕の向上がみられたが二段減速による伝達効率低下は無視できない問題である。

この結果よりスプロケット取付部の偏心、ギアの騒音・振動が伝達効率低下の誘発と捉えるのが妥当であろう。

更なる動力伝達効率の向上を目指しギアボックス工作、取付け精度の向上、改良を検討したが、ギアボックス構造の複雑さにより上記の対処は困難であると判断した。

### 3. 円滑な動力伝達を考慮した設計製作について

#### (1) 製作目的

伝達効率向上をねらって設計製作を進めた動力伝達装置は、小スプロケット～チェーン～大スプロケットの1段減速とされた。これは(4)で述べた改良・改善のし易さ、動力伝達系の単純化が要求されるからである。

又ラリー時使用した300〔Watt〕モータからモータドライバー一体型インホイールモータ600〔Watt〕モータ(以下600〔Watt〕モータ)に変更した。これによってモータ効率の向上が見込まれた。このモータではモータドライバがモータと一体化しており、車体内にモータドライバを設置するスペースは不必要となる。運転席の狭あいを考えれば大きな利点である。

#### (2) モータ入力電力の予想算定

予想平均速度算定のため、モータ入力電力 $L_m$ 〔Watt〕の算定を行った。図4は予想モータ入力電力 $L_m$ 〔Watt〕を求めるためのフローチャートを示す。

ラリーの一日の走行時間は、午前8時～午後4時までの8時間である。本大会は、毎年7月末から8月初頭に行われる大会であり、理科年表から、秋田の7月平均日射量は17.3〔MJ/m<sup>2</sup>〕である。走行時間=8〔hour〕=28800〔s〕とし、本ラリー中に

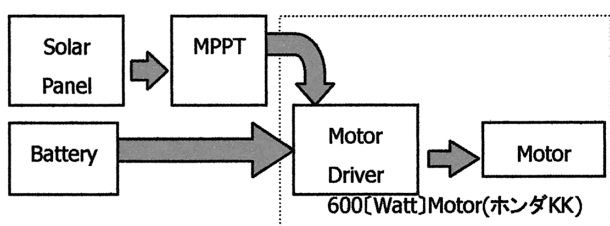


図4 予想モータ入力電力算出フローチャート

予想される太陽電池への単位面積、単位時間当たりの日射量 $P$ 〔J/(s・m<sup>2</sup>)〕は

$$P = \frac{17.3 \times 10^6}{28800} = 600 \text{ [J/(s} \cdot \text{m}^2\text{)]}$$

$$= 600 \text{ [Watt/(m}^2\text{)]}$$

となる。また、

$$\text{太陽電池1枚の面積: } A = 0.332 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$\text{使用した太陽電池の枚数: } N = 10.44 \text{ [枚]}$$

$$\text{太陽電池の効率: } \eta = 13.5 \text{ [\%]}$$

である。これらから、本ラリー中に単位時間に太陽電池から得られる電力 $L_P'$ 〔Watt〕は

$$L_P' = PAN\eta = 600 \times 0.332 \times 10.44 \times 0.135$$

$$= 281 \text{ [Watt]}$$

と見積もられる。この電力はMPPT(Maximum Power Point Tracker)を通りモータドライバへ入る。MPPTの効率は約95%であるから、モータドライバへ入る電力 $L_P$ は

$$L_P = L_P' \cdot \eta_M = 281 \times 0.95 = 267 \text{ [Watt]}$$

と算出される。

次にバッテリーからの取得電力を求める。本ラリーで使用した12〔V〕バッテリーの性能表より、1個のバッテリーから8時間で効率よく電力を取り出すとすると毎秒0.8〔A〕程である。本ラリーで搭載したバッテリー個数は8個であり、4個ずつを直列接続し、その直列接続したものを並列接続する。これから4直列接続により電圧 $V$ 〔V〕は

$$V = 12 \times 4 = 48 \text{ [V]}$$

となり、毎秒取り出せる電流 $A$ 〔A〕は2並列接続により

$$A = 0.8 \times 2 = 1.6 \text{ [A]}$$

となる。よってバッテリー8個から8時間で取り出す電力 $L_B'$ は

$$L_B' = V \cdot A = 48 \times 1.6 = 76.8 \text{ [Watt]}$$

である。バッテリー効率 $\eta_B = 95$ 〔%〕と仮定し算定すると、実際にモータドライバへ入るバッテリー電力 $L_B$ 〔Watt〕は

$$L_B = L_B' \cdot \eta_B = 76.8 \times 0.95 = 73 \text{ [Watt]}$$

となる。

よって、モータドライバへ入る電力 $L_d$ 〔Watt〕

は太陽電池から得られる電力  $L_P$  [Watt] とバッテリーから得られる電力  $L_B$  [Watt] を足し合わせたものなので

$$L_d = L_P + L_B = 267 + 73 = 340 \text{ [Watt]}$$

となる。また、予想モータ入力電力  $L_m$  [Watt] はモータドライバへ入る電力  $L_d$  [Watt] とモータドライバ効率  $\eta_B = 95$  [%] の積であり

$$L_m = L_d \cdot \eta_B = 340 \times 0.95 = 323 \text{ [Watt]}$$

が得られる。

### (3) 予想平均速度の算定

平均速度は予想モータ入力電力が (2) により求められたので、転がり抵抗と形状抵抗を基に求められた。モータ入力電力と走行速度との関係を示す図 5 より、モータ入力電力  $L_m = 323$  [Watt] に対応する平均速度  $S$  を求めると、 $S = 35$  [km/h] 程度となる。

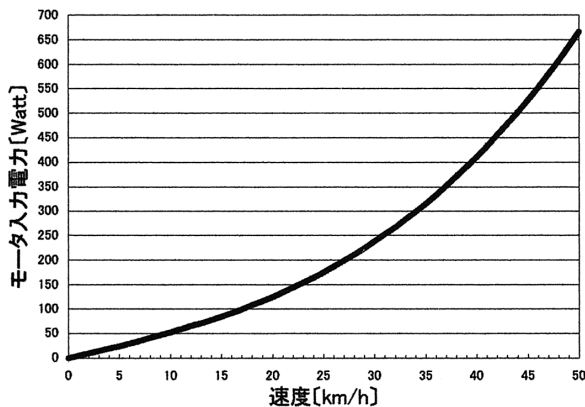


図 5 各速度に対するモータ入力電力

### (4) 減速比 $R'$

予想平均速度  $= 35$  [km/h] と算定されたので、これに基づき減速比を算定する。35 [km/h] を秒速になおすと

$$S = \frac{35 \times 1000}{3600} = 9.722 \approx 9.72 \text{ [m/s]}$$

となる。この速度  $S$  [m/s] は、車体が 1 [s] に進む距離である。

後輪回転数： $n_r'$  [1/s] としたとき、直径  $D$  [m] のタイヤが円周方向に進む速度  $S'$  は

$$S' = \pi \cdot D \cdot n_r' \text{ [m/s]} \quad \dots (3)$$

である。この  $S'$  が予想平均速度  $S$  [m/s] であると

仮定する。式 (3) を変形して予想平均速度  $S$  [m/s] を  $S'$  に代入し後輪回転数  $n_r'$  [1/s] を求めると

$$n_r' = \frac{S}{\pi \cdot D} \quad \dots (4)$$

この式 (4) にソーラーカータイヤ直径  $D_s = 0.5$  [m] を代入すると

$$n_r' = \frac{S}{\pi \cdot D_s} = \frac{9.72}{\pi \cdot 0.5} = 6.189 \approx 6.2 \text{ [1/s]}$$

となり、予想平均速度  $S$  [m/s] での単位時間当たりの後輪回転数が求められる。また、後輪回転数  $n_r'$  [1/s] を 1 分間あたりに直すと

$$n_r' = 6.2 \times 60 = 372 \text{ [r.p.m.]}$$

となる。

ここで新しく搭載する 600 [Watt] モータの定格回転数  $n_m$  [r.p.m.] はモータの仕様書から

$$n_m = 800 \text{ [r.p.m.]}$$

である。求められたタイヤ回転数  $n_r$  [r.p.m.] とモータ回転数  $n_m$  [r.p.m.] を式 (5) に代入しモータと後輪軸の減速比  $R'$  を求めると

$$R' = \frac{n_m}{n_r} = \frac{800}{372} \approx 2.15 \quad \dots (5)$$

となる。

### (5) 各スプロケットの選定

本ラリーを走行した際の減速装置は、平歯車（プラスチック）—平歯車（S45C）、チェーンスプロケット（ピッチ：6.35）から成る 2 段減速であり、この減速装置が原因で大きな動力伝達損失が発生したと考えられるので、新たに設計製作する減速装置は、チェーンスプロケット（ピッチ：12.7）から成る 1 段減速とした。

(4) からモータと後輪軸の減速比  $R'$  が算定されたのでこの減速比  $R'$  と同じ、若しくは、できるだけ近い減速比となるようにスプロケットを選定する。

減速には、モータ側に小スプロケット（歯数 28 枚）、後輪軸に大スプロケット（歯数 59 枚）を採用し、修正した減速比  $R$  は

$$R = \frac{59}{28} = 2.1071 \approx 2.11$$

と得られる。

(6) 修正した減速比 R から算定される速度

実際の減速比 R の減速装置を使用した場合の予想平均速度を算定する。式 (3) を変形して修正した減速比 R を減速比 R' に代入し後輪回転数  $n_{TR}$  [r.p.m.] を求めると

$$n_{TR} = \frac{n_m}{R} = \frac{800}{2.11} = 379.15 \approx 379 \text{ [r.p.m.]}$$

となり、毎秒当りの後輪回転数 [1/s] は

$$n_{TR} = \frac{n_m}{R} = \frac{379}{60} = 6.3167 \approx 6.32 \text{ [1/s]}$$

となり、式 (1) に  $n_{TR}$  [1/s] 代入すると予想される後輪の速度  $S_R$  [m/s] は

$$S_R = \pi \cdot D \cdot n_{TR} = \pi \times 0.5 \times 6.32 = 9.927 \approx 9.93 \text{ [m/s]}$$

となる。これを時速に直すと

$$S_R = \frac{9.93 \times 3600}{1000} = 35.748 \approx 36 \text{ [km/h]}$$

となり、修正した減速比 R で走行した場合の予想平均速度は、36 [km/h] となる。

(7) モータ定格回転数におけるモータ効率

ラリー走行中は、そのモータの高効率部分で作動させるため、定格回転数付近での走行が望まれる。走行状況を 3 (2) で述べたモータ入力電力  $L_m = 323$  [Watt]、モータ定格回転数  $n = 800$  [r.p.m.] と仮定し、このときトルク T [N・m] を式 (6) で求める。

$$T = 9550 \cdot \frac{L \text{ [kWatt]}}{n \text{ [r.p.m.]}} \text{ [N・m]} \quad \dots (6)$$

式 (6) にそれぞれの値を代入すると

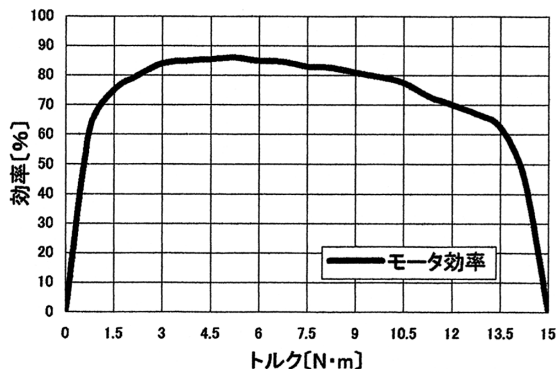


図 6 600 [Watt] モータ性能曲線図

$$T = 9550 \cdot \frac{323 \times 10^{-3}}{800} = 3.8558 \approx 3.86 \text{ [N・m]}$$

となる。図 6 のモータ性能曲線図よりトルク T = 3.85 [N・m] のとき、モータ効率  $\eta_m = 85$  [%] となり、高効率状態での走行が期待できる。

(8) 考察

以前使用した 300 [Watt] モータ効率は、モータ仕様書より約 80 [%] となっているが、新たに搭載する 600 [Watt] モータ効率は図 5 から約 85 [%] であるので、約 5 程 [%] の効率向上が見込まれる。

しかし、この 600 [Watt] モータはモータドライバー一体型であるから、300 [Watt] モータに比し重量増加は避けられない。さらに、後輪部周辺に 600 [Watt] モータ取り付け位置が限定されるため、後輪部に加わる重量が増加し負担が大きくなることが予想される。また、速度が上がるためにさらに走行中の突き上げ頻度が高まり、後輪部周辺の激しい振動が危惧される。

4. 設計製作した動力伝達系の評価

(1) 試験目的

新たに設計製作した単段減速装置として構成されたチェーン・スプロケット～後輪タイヤ、そして 600 [Watt] モータを含んだ動力伝達効率をプロニーブレーキ試験によって追求、その性能を把握する。

(2) 試験方法

2 (2) で述べた手順と同様であるが、新しく設計製作した動力伝達系では、試験測定値の信頼性向上を得るためにヘルスメータ、バネ秤、デジタル上皿秤の 3 種類の荷重測定器を用いて試験を実施した。

(3) 試験結果

図 7 に示すように、どの荷重測定器の試験結果にも多少のばらつきはみられるが伝達効率傾向としては同じであり、測定器による読みには大差がないと判断できる。

モータ入力電力が 400 [Watt] までは十分なデータをとることが出来たが、それ以上の入力電圧になるとプロニーブレーキ試験装置のドラムとブレーキライニングとの摩擦熱により、ドラムの熱膨張が発生、その結果、ドラムの締め付け力が変動、安定した状態でデータを取るには困難を生じた。

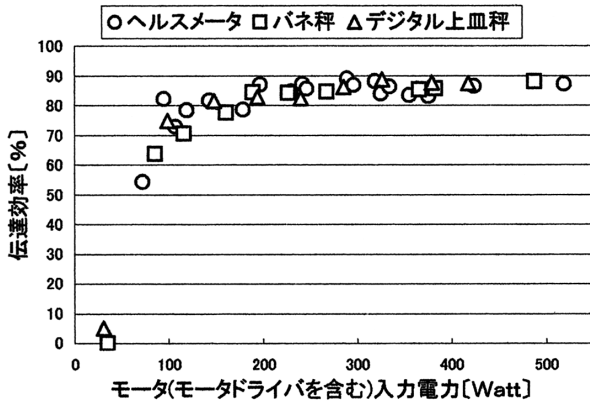


図7 各荷重測定器での動力伝達効率

(4) 考察

3 (2) から求めたラリーで使用されるであろう予想モータ入力電力 (323 [Watt]) 付近の動力伝達効率を見ると、どの荷重測定器もモータ入力電力に対して約85 [%] に達している。(図7)

図6の600 [Watt] モータ性能曲線図より、モータ定格回転数とモータ入力電力323 [Watt] でのモータ効率約85 [%] である。

これらの結果から、1段減速装置のモータを除いた伝達効率を算出すると約100 [%] となる。損失が全くないことは、ありえないので試験結果は測定

誤差の可能性を示唆している。試験回転数はハンディタイプタコメーターによるものであるが多数の試験より大きなエラーはなさそうである。また文献より、チェーン・sprocketの伝達効率は、最大でも98 [%] に達すると述べられていることから製作した動力伝達系は、それに近い効率が推定される。

以上から、減速装置を1段とし動力伝達系の単純化を図ると同時に600 [Watt] モータを採用することで以前製作された300 [Watt] モータ2段減速装置より20~25 [%] の動力伝達効率向上が期待される。

参考文献

- (1) 小林：最新自動車工学 自動車工学研究会編 (1973) pp215-218 株式会社図書出版
- (2) 米田・山田・吉田：ソーラーカー製作ガイドブック (1994) パワー社
- (3) 山崎・宮腰・渡部：秋田工業高等専門学校研究紀要第38号 別刷 (2003) pp36-43
- (5) 尾崎：自動車工学 (1972pp115-118) 森北出版株式会社
- (6) 稲田・伊勢田：摩擦・腰掛け伝動装置と運搬装置の設計 (1964) pp138