

# A12 歯車の動力伝達効率測定に関する研究

○ 園田 計二 (正, 崇城大学 工学部)  
 原賀 匠 (学, 崇城大学 大学院)  
 砂川 裕紀 (正, ㈱三井三池製作所)

## 1. はじめに

歯車は動力伝達装置 (PT : Power Transmission) として最も広く使用されている機械要素である. 単純な平行軸用の平歯車から直角な 2 軸間 (しかも交差ししない) で動力を伝達するハイポイドギヤまで歯車の種類は数多い. さらに差動運動を含む遊星歯車機構や 2 カ所から動力を入力するものなど機構学的にも色々な機構が考えられ, 実用化されている<sup>1)</sup>. しかし, 歯車の動力伝達効率については分からない点, 明らかになっていない点も未だ多く残っている.

ここでは, 歯車の動力伝達効率に及ぼす因子について言及すると共に著者らが提案した歯車の動力伝達効率を準静的に測定するモーメントバランス法 (トルクバランス法) の測定方法や結果について述べる.

## 2. 歯車の動力伝達効率について

歯車が動力を伝達するときには, かみ合っている歯面間で転がりすべり接触をするため摩擦が起こる. その摩擦により動力損失を生じる.

**2.1 歯車のかみ合いと歯面摩擦** 図 1 には 1 対の歯車がかみ合っている様子を示している. かみ合い点が移動するのに伴い接触点でのすべりが変化する (かみ合いピッチ点でのすべりは 0 となる). 同時に, 両歯車の接触点における歯面の曲率半径も変化するのて, ヘルツ応力などの接触条件も刻々と変化する. 従って, 歯車の動力伝達効率を最も左右する接触点における摩擦係数を直接的に測定することは一般に困難である<sup>2)</sup>. 図 2 に示すような二円筒転がりすべり試験機を用いて, 歯車のかみ合い (歯面の接触) をシミュレートして, 摩擦係数を測定した例はある<sup>2)</sup>. 結果などについては後述する.

**2.2 歯車の動力伝達効率** 歯車の動力伝達率は入力動力と出力動力の比をとることで, 一般に (1) 式で表すことが出来る. もちろん, 歯車装置としては軸受損失や攪拌損失なども考慮する必要があるが, 次式では簡単のため省略している.

$$\eta_T = \frac{T_2 \omega_2}{T_1 \omega_1} = \frac{T_2}{T_1} \times i \times 100 \dots \dots (1)$$

ここで

$$\left[ \begin{array}{l} \omega_1 : \text{入力軸の角速度, } i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = (\text{速比}) \\ \omega_2 : \text{出力軸の角速度} \end{array} \right]$$

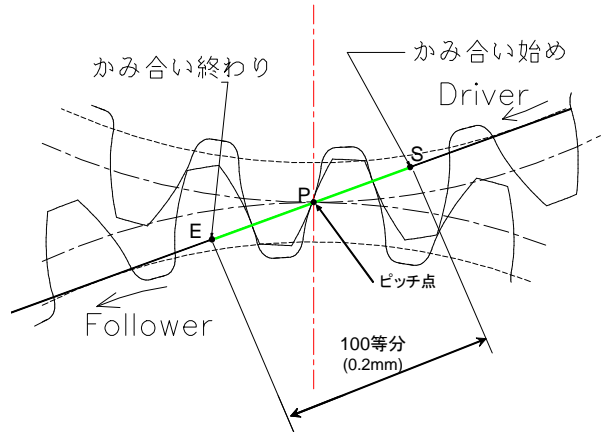


Fig. 1 Schematic drawing of gearing

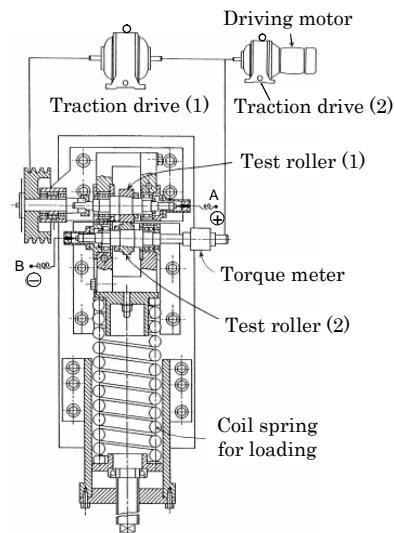
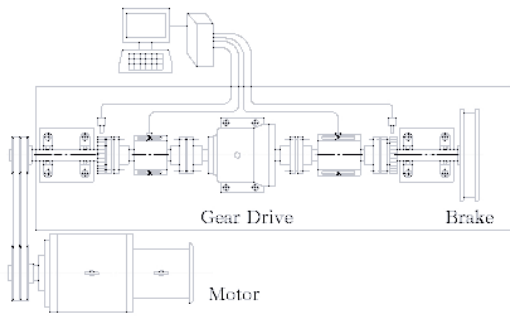


Fig. 2 Rolling/sliding contact testing machine

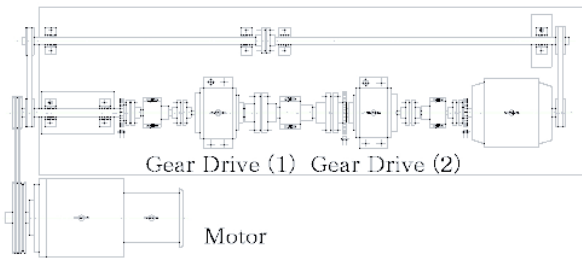
歯車の場合, 速度効率は 100% となるので, 歯車の動力伝達効率を単にトルク効率あるいはかみ合い効率といわれる場合もある.

## 3. 歯車の動力伝達効率の測定方法

**3.1 一般の歯車実験装置** これまで, 歯車の動力伝達効率を測定する方法としては, 図 3 に示すような動力吸収式や動力循環式の歯車試験機が用いられてきた. 著者らもこのタイプの試験機で, 種々の歯車減速機やトラクションドライブの動力伝達効率を測定してきた<sup>3)</sup>. 一般に動力伝達装置は, モータやエンジンの回転を変速したりトルクを変化させたりするために用いられるので, このような実験装置を用いて, 歯車増/減速機の試運転や試験を行うことは非常に重要である. 異常な振動や騒音, さらには異常発熱などがないか, 実機を用いて総合的な試験が行われる. し

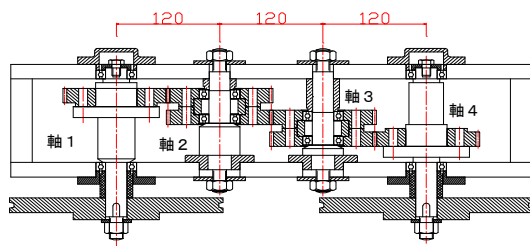


(a) Mechanical braking type

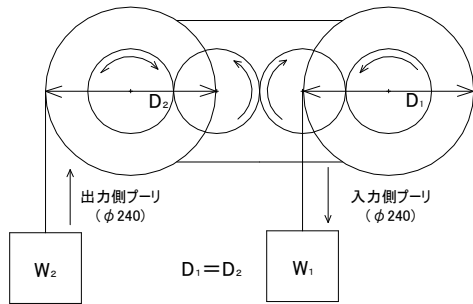


(b) Power circulation type

Fig. 3 Running test apparatus (conventional type)



(a) Compound gear train (view from above)



(b) Schematic drawing of testing method (front view)

Fig. 4 Efficiency measuring apparatus (gear ratio=1:1)  
(Type of moment balance method)

しかし、歯車減速機の動力伝達効率を測定するとなると難しい場合も多く、運転中に十分な負荷が加えられなかったり、10 トン以上もある大型の歯車減速機では、実験装置が準備できない場合も多い。小型の歯車減速機であっても運転しながら、負荷を自由に変化させるのは困難である場合が多い<sup>4)</sup>。また、刻々と変化する入/出力軸のトルクや回転数を瞬時的に同時測定するには高度な測定技術と精度が要求される。

**3.2 モーメントバランス法による効率測定** 本研究では準静的にトルクを掛けることによって歯車の動力

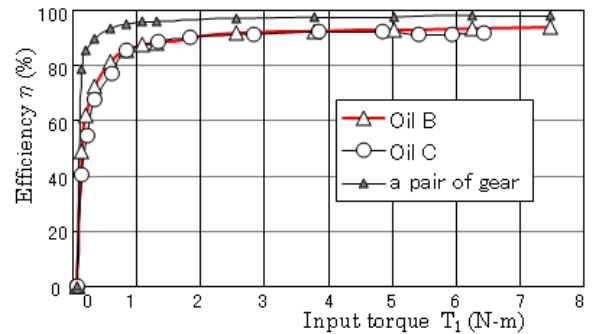


Fig. 5 Efficiency of standard gear with test oils B, C  
(Standard gear :  $m_2, z=60, a=120$  mm, cf.Fig.3)

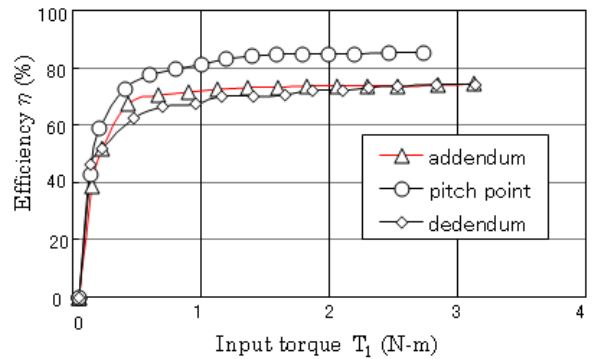


Fig. 6 Efficiency at different contact points  
(Standard gear :  $m_8, z=15, a=120$  mm, Oil E)

Table 1 Characteristics of test oils

Kinds of oils	A	B	C	D	E
Specific weight	0.89	0.87	0.90	0.86	0.87
Viscosity at 313K ( $\text{mm}^2/\text{s}$ ) at 373K	181	63.3	9.2	65.0	60.0
	17.1	8.6	2.3	10.3	9.4

伝達効率を測定する方法について述べる(図4, 図7)。これは入力トルクと出力トルクの釣り合い、すなわち入力と出力の回転モーメントがバランスした状態から徐々に入力トルク(具体的には入力プーリに巻き付けたワイヤーのおもり  $W_1$ )を増やしていき、まさにバランスが崩れたときの入/出力のおもりの重さ( $W_1, W_2$ )を測定して効率を求める方法である。(1)式において、入/出力のトルクを  $T_1 = W_1 \times D_1 / 2$ ,  $T_2 = W_2 \times D_2 / 2$  で求めて動力伝達効率を算出することができる。ここで、 $D_1, D_2$  は入/出力軸に取り付けたプーリの直径である。

図5と図6にモーメントバランス法で測定した結果(全効率)の一例を示している。使用した試験油の主な性状を表1に示している。図5は標準平歯車( $m_2, Z=60, \alpha=20^\circ$ )を三段かみ合わせた例( $\Delta, \circ$ 印)を示している。 $\blacktriangle$ 印は一段当たりの効率(立法根の値)を示している。試験油はいずれも鉱油系の潤滑油である。入力トルクが小さい領域では、損失の割合が多く全効率 $\eta$ は良くない。入力トルクが増す(2 N-m以上)と良くなり、Oil Bを使用した場合には全効率は最大 $\eta_{\max} = 93.8\%$ (一段当たり約98%)の値を示す。一般に普通の歯車(特にモジュールが小さい場合)の効率は、このように非常に高い場合が多い。

図6は標準平歯車 ( $m8, Z=15, \alpha=20^\circ$ ) を三段かみ合わせた場合の実験結果である。試験油としてはエンジン廃油(Oil E)を用いた場合を示している。△印は歯末部, ○印はピッチ点付近, ◇印は歯元部がかみ合っているときの効率を示している。ピッチ点付近のかみ合いでは入力トルク 2.7 N·m のとき最大効率が 85.4 % (一对の効率は 94.9 %) となり, 歯先や歯元付近のかみ合い効率よりもかなり高くなっている。当然のことながら, このようにかみ合っている場所でも効率の値は違う。一般にモジュールが大きくなる ( $m2 \rightarrow m8$ ) とピッチ点から離れた点での接触が増し, すべり損失が増えて効率も悪くなる。

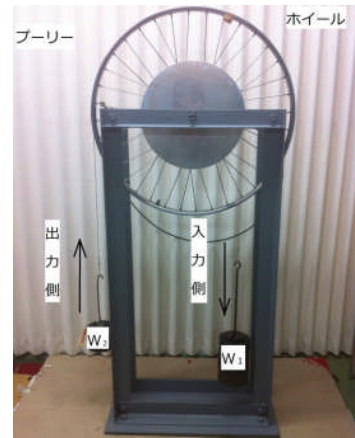
このモーメントバランス法により動力伝達効率を測定する方法は, 遊星歯車減速機等でも応用することが出来る。図7(a)は自転車用遊星歯車機構の内装三段歯車変速装置をそのまま実験装置として組み込んだものである。後輪のスプロケットに入力用のプーリを取り付け, 後輪のホイールを出力軸プーリとして用いた。それぞれプーリに取り付けたワイヤーにおもりを吊し, 入/出力トルクを与えた<sup>5)</sup>。

図8は3速 ( $i=1.33$ , 増速) 時の動力伝達効率を示している。潤滑油としてモリブデン入りの Grease C を使用した場合, 入力トルク  $T_1=8.2 \text{ N}\cdot\text{m}$  のときに最大効率  $\eta_{\max}=95.7\%$  を示した。このように効率が高いのは, モジュールが小さくて遊星歯車機構であるためであると考えられる。

図9には, 自転車用 Grease B を用いた場合に, 動力伝達効率に及ぼす速比 ( $i_1=0.75, i_2=1.0, i_3=1.33$ ) の影響を示している。当然のことながら2速 (直結  $i=1.0$ ) の場合において最も高い値を示した。しかし歯車のかみ合いが無い2速においても, 軸受損失などの影響で効率が 100% となることはない。

#### 4. 考察

**4.1 二円筒転がりすべり試験の結果** 歯車歯面の摩擦係数を直接測定することは出来ない。二円筒転がりすべり試験機 (図2) を用いて, 歯面の接触状態をシミュレートして様々な条件で摩擦係数の測定を行った。この動力循環式二円筒試験機には, 変速機が二台取り付けられており, 平均の転がり速度を一定に保った状態で, 運転中にすべり速度を変化することが可能である。試験片は直径 68 mm, 有効接触幅 10 mm で, 取り付け穴にモールステーパ MT.#5 を施し軸に取り付けた。運転中の潤滑油膜の状態を電気抵抗法によりモニタリングしながら, 軸歪みからトルクを出し接線力 (摩擦力) を求め, 押付力との比から摩擦係数を算出する。測定結果の一例を図10に示している<sup>6)</sup>。これは, トラクション専用油を使用して, 平均転がり速度  $N=1800\text{rpm}$  (6.4 m/s), ヘルツの最大接触応力  $p_{\max}=1000 \text{ MPa}$  で実験した結果である。普通歯車潤滑油よりも大きい値 (約2倍) を示している。すべりが無い状態では, 摩擦係数はほとんど0となり, すべりが増すにつれて摩擦係数は大きくなり, ほぼ一定 (ピーク) になり徐々に小さくなっていく。潤滑油によって最大値は異なるが挙動は概ね同じ傾向を示す。



(a) Efficiency measuring apparatus



(b) Main parts for planetary gear drive ( $m0.8, z_s=15, z_p=14, z_r=45$ )

Fig. 7 Efficiency measuring apparatus (Planetary gear drive for bicycle)

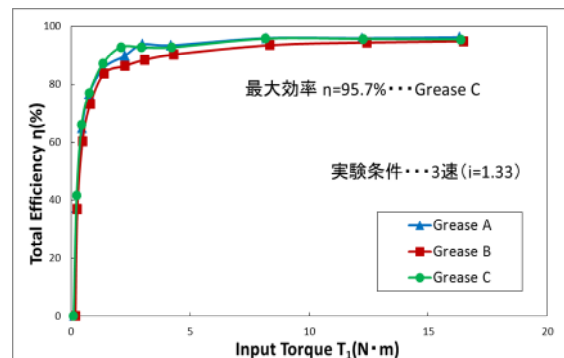


Fig. 8 Efficiency of planetary gear drive (3rd drive:  $i=1.33$ )

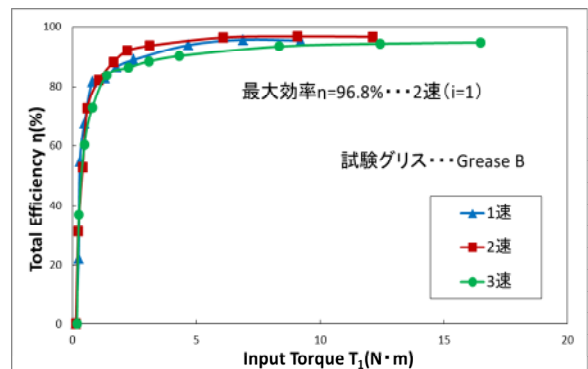


Fig. 9 Efficiency of planetary gear drive (1st:  $i=0.75$ , 2nd:  $i=1.0$ , 3rd:  $i=1.33$ )

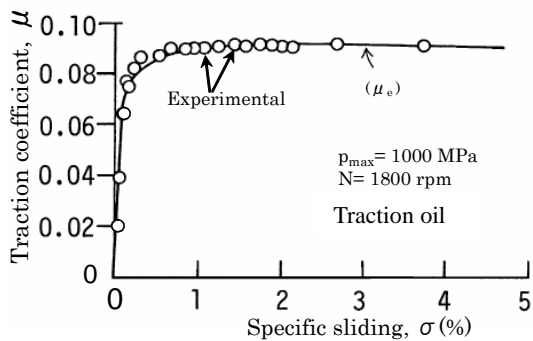
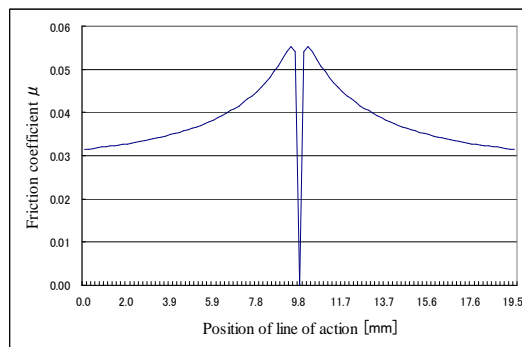


Fig. 10 Measured and calculated friction coefficients between cylindrical rollers



(a) Friction coefficient

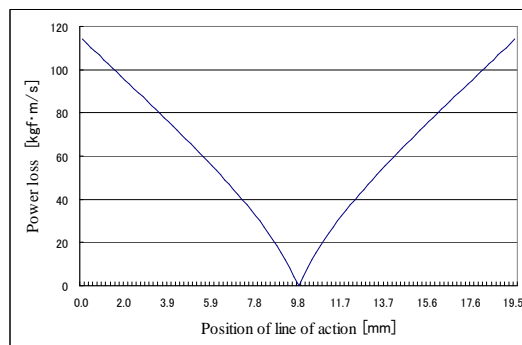


Fig. 11 Example of analytical results  
(spur gear pair: m4,  $z_1=z_2=30$ ,  $\alpha=20^\circ$ ,  $\beta=0^\circ$ ,  
contact ratio  $\varepsilon=1.0$ ; only one pair teeth)

**4.2 歯面の摩擦係数と動力伝達効率** 歯車歯面の接触条件（潤滑油種、潤滑油温度、ヘルツの最大接触応力、すべり etc.）などを元に、二円筒転がりすべり試験から得られた測定値から摩擦係数を推定し、摩擦損失などを計算で求めた<sup>6)</sup>。既に報告しているので、ここでは詳細は省略する。潤滑油としては歯車潤滑油を用いた場合である。解析で用いた歯車は標準平歯車（m4,  $Z=30$ ,  $\alpha=20^\circ$ ）であるが、歯が一枚だけの歯車だと仮定して、二歯がかみ合うことはない場合の解析結果である（図 11）。実際には標準歯車でも一歯かみ合いと二歯かみ合い領域があり、加重分担などを考慮して一歯に加わる加重などを見積もる必要がある。ここでは単純化するために一枚だけの歯車だと仮定した。図 11(a)に歯車歯面の摩擦係数の変化の様子を示している。ピッチ点では摩擦係数が 0 であり、問題は

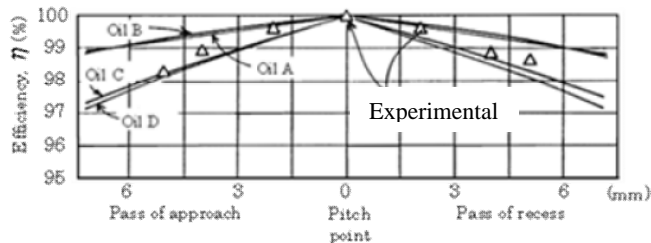


Fig. 12 Power transmission efficiency of spur gears teeth at different gearing points

なさそうであるが、ある有限の接触幅（ヘルツの接触幅）を持ち、歯のたわみなども起こるので、実際はどうか疑問もある。いま駆動歯車に着目すれば、歯元からかみ合い始めて、ピッチ点を通り（一瞬）、歯末の接触となる。このときピッチ点を境に、すべりの方向が全く逆になる。デジタル的な表現としてはこれで良いとは思われるが、少し気がかりである。

図 12 の曲線は、作用線上の各接触点において、摩擦損失のみを考慮して求めた動力伝達効率である。△印のプロットは江副らが鏡面仕上げした歯車を用いて実験した測定値である<sup>2)</sup>。一歯だけがかみ合うように一部歯を切除して、モーメントバランス法を用いて繰り返し実験して得た貴重な実験データである。実験結果は概ね解析結果に近い値を示している。運転条件（実験は準静的）は全く異なるが、鏡面研削仕上げした歯車を用いているので、歯面間の潤滑油膜がある程度確保されているためではないかと考えられる。

## 5. まとめ

歯車の動力伝達効率については、未解決の部分が多々あり、一對の歯車について限っても歯面の摩擦係数や摩擦損失もはっきりとは分かっていない状況である。この状況は未だ暫く続く可能性が高い。しかし歯車メーカ&ユーザの立場からすれば、理論的でなくても全効率の概算値を知ることは必要である。実際にモータで駆動して動力伝達効率を測定するには相当のコストと時間および技術力が要求されるので、ここでは比較的簡単に測定できるモーメントバランス法を提案した。簡易的な方法ではあるが、かなり有効な情報が得られるので活用して頂ければ幸いである。

## 参考文献

- 1) 両角宗晴：遊星歯車と差動歯車の理論と設計計算法、日刊工業（1989）。
- 2) A. Ishibashi, S. Ezoe and S. Tanaka: "Friction coefficients between contacting teeth at start of Running", IMechE. C135/87 (1987), pp. 845-850.
- 3) 例えば、石橋彰、園田計二、西島誠道：遊星式トーションドライブの速比と効率の試験機およびその応用例、機論、Vol.55, No.519, C (1989), pp. 2849-2855.
- 4) 石橋彰、砂川裕紀、園田計二：歯車の回転中に負荷できる重荷重用歯車負荷試験機の設計製作と試験結果、設計工学、Vol.39, No.10(2004), pp. 552-559.
- 5) 園田計二、他：歯車の動力伝達効率に関する基礎的研究（第4報、自転車用内装三段変速装置）、日本設計工学会2013年度春季研究発表講演会（2013）、pp. 22-24.
- 6) K. Sonoda, A. Ishibashi and Y. Sunagawa: "Friction and Power Loss at Contact Surface of Roller under EHL Condition", The 2<sup>nd</sup> ICDES. (2010), pp. 211-216.