自動車用動力伝達系の摩擦損失に関する研究*
(第2報, 変速機各要素の損失)細井 賢三^{*1}, 辜 敬之^{*1}, 矢田 恒二^{*2}Power Loss in Automotive Drive Train
(2nd Report, Losses of Element in Transmission)

Kenzo HOSOI, Yoshiyuki KO and Tsuneji YADA

In attempts to improve an automotive drive train efficiency, lower viscosity or multi-grade gear oil is used in automotive drive trains. At the previous paper, the authors proposed the method to measure the power loss in automotive drive trains which is based on the temperature rise of lubricant due to the friction in it. Applying this method to an automotive transmission, the power loss is measured with much higher accuracy and could be separated into losses caused by six elements i. e., input gear loss, output gear loss, lubricant churning loss, bearing loss, loss between gear and output shaft, and shift-fork loss.

Key Words: Automobile, Gear, Transmission, Power Loss, Measurement

1. ま え が き

自動車の燃料消費率を改善するため, 変速機や終減速機等の動力伝達系においては低粘度油やマルチグレード油等の採用により動力伝達効率の向上を図っている。しかしながら, 高精度な伝達効率の測定法がほとんどないため, それらの定量的な効果については明確にされていないのが現状である。

著者らは前報⁽¹⁾において, 潤滑油温度および潤滑油温度とケース壁温度との差が時間に対して増加する範囲において, 潤滑油温度のみの計測から歯車かみあい損失を算出でき, さらにそれに及ぼす入力軸回転速度や負荷のみならず潤滑油温度(潤滑油の動粘度)の影響を詳細に把握できる測定法を提案した。

また, 変速機の効果的な伝達効率向上策を得るためには, 全損失を知るだけでなく, 各構成要素の損失を知り, それらからの損失低減を図らねばならない。これまでには変速機の損失を歯車かみあい損失と潤滑油かき回し損失とに分離した研究⁽²⁾⁻⁽⁴⁾が報告されているが, 潤滑油かき回し損失には軸受等の損失が含ま

れており, 必ずしも十分とは言えない。

そこで, 本報では乗用車用変速機の損失をアセンブリ状態から歯車かみあい損失や潤滑油かき回し損失のみならず軸受やシフトフォーク等の各構成要素の損失に分離測定する方法を検討し, ①入力軸歯車対, ②出力軸歯車対, ③潤滑油かき回し, ④軸受, ⑤歯車と出力軸・シンクロナイザリング間, および⑥シフトフォークの六つの要素での損失に分離した。

2. 実験装置および方法

実験装置の概略を図1に示す。供試変速機は4速小形乗用車用であり, その歯車諸元を表1に示す。変速機には潤滑油温度計測用として, 潤滑油の油面内に測温抵抗体 Pt 100 Ω を3本取付け, 測定系の熱容量の計測用として, 500 W 電気ヒータを取付けた。

潤滑油は, SAE # 90 を用いた。実験は, 冷却された潤滑油を規定量入れた後, 約 200 rpm の低回転速度で駆動し, 変速機内の潤滑油温度がほぼ一様になったことを確認した後, 入力軸回転速度および負荷条件を設定し, 温度計測を開始した。

3. 測定方法

変速機などの動力伝達系の潤滑油中で, 対になった

* 平成元年11月9日 シンポジウム=歯車および伝動機構において講演, 原稿受付 平成2年2月19日。

^{*1} 正員, (財)日本自動車研究所 (〒305 つくば市荻間 2530)。

^{*2} 正員, 機械技術研究所 (〒305 つくば市並木 1-2)。

歯車を回転させた場合、この系での熱勘定は、①歯車のかみあいによる歯車摩擦熱など各要素における摩擦熱の発生と、その熱が②潤滑油温度を上昇させ、③ケース壁を通して放熱される、などの各現象の①～③の収支で示される。したがって、

$$\sum_j w_{i,j} = C' \frac{dT_o}{dt} + \frac{T_o - T_a}{R} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ただし、

$w_{i,j}$: 第 j 速における要素 i の損失

C' : 測定系の熱容量

T_o : 潤滑油温度

T_a : 周囲温度

R : 放熱抵抗

t : 時間

ここで、ある潤滑油温度において放熱量 $(T_o - T_a)/R$ は一定であるため、その潤滑油温度における潤滑油温度上昇率 dT_o/dt と損失の和 $\sum w_{i,j}$ とは比例関係にある。測定系の熱容量は、変速機内に取付けた電気ヒータにより測定できる。すなわち、その時の熱勘定から、

$$w_h + \sum_j w_{i,j} = C' \left(\frac{dT_o}{dt} \right)_h + \frac{T_o - T_a}{R} \quad \dots\dots\dots (2)$$

ただし、

w_h : ヒータ印加電力

したがって、同一入力軸回転速度、同一ギヤ位置および同一潤滑油温度であれば、各要素の損失の和 $\sum w_{i,j}$

および放熱量 $(T_o - T_a)/R$ は同一とみなせるので、ヒータ印加電力 w_h と潤滑油温度上昇率 $(dT_o/dt)_h$ とは直線関係となり、そのこの配から測定系の熱容量 C' が算出できる。

4. 歯車かみあい損失

歯車かみあい損失は、負荷をかけた場合と負荷をかけない場合とで他の要素にはほとんど影響を及ぼさないと考えられるため、同一入力軸回転速度、同一ギヤ位置および同一潤滑油温度において、次式により算出される。なお、添字 1, 0 は各々、負荷時と無負荷時を表す。

$$w = C' \left\{ \left(\frac{dT_o}{dt} \right)_1 - \left(\frac{dT_o}{dt} \right)_0 \right\} \quad \dots\dots\dots (3)$$

入力軸回転速度 3000 rpm における負荷をパラメータにした場合の各ギヤ位置での潤滑油温度と歯車かみあい損失との関係を図 2 に示す。第 1, 第 2 および第 3 速では、負荷が増加するに従い、また潤滑油温度が高くなるに従い、歯車かみあい損失は増加している。しかし、第 4 速の歯車かみあい損失は負荷および潤滑油温度による傾向が現れておらず、30 J/s 以下であった。これは、第 4 速が他のギヤ位置とは異なり、入力軸と出力軸とが直結状態で動力を伝達し、歯車は動力を伝達しないためである。また、歯車かみあい損失を入力で除した歯車かみあい損失率は入力軸回転速度、負荷および潤滑油温度の影響を受ける。そこで、歯車かみあい損失率について検討してみる。Niemann⁽⁵⁾ の式から歯車対での歯車かみあい損失率は、

$$\zeta = \frac{\pi \mu}{\cos \beta} \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) (1 - \epsilon + \epsilon_1^2 + \epsilon_2^2) = k \mu \quad \dots\dots\dots (4)$$

ただし、

ζ : 歯車かみあい損失率

β : ねじれ角

表 1 供試変速機の歯車諸元

歯 車	z_1	z_2	α	m	β	B mm
入力軸	19	32	20°	2.5	35°	13
第 1 速	18	38			20°	15
第 2 速	22	29			35°	13
第 3 速	27	23			35°	13

図 1 実験装置

図 2 各ギヤ位置における歯車かみあい損失

z_1 : 小歯車の歯数 z_2 : 大歯車の歯数 ε : かみあい率 $=\varepsilon_1+\varepsilon_2$ ε_1 : 近寄りかみあい率 ε_2 : 遠のきかみあい率

上式からわかるように歯車かみあい損失率は歯面における摩擦係数を与えなければ求めることはできない。ここでは歯車かみあい損失の測定値から摩擦係数 μ を逆算してみる。ここで、算出された摩擦係数 μ は歯面の平均摩擦係数を表す。

本変速機での損失率は二組での歯車のかみあいの時の損失率であるから、

$$\zeta = \zeta_i + \zeta_o = k_i \mu_i + k_o \mu_o \quad \dots\dots\dots (5)$$

ただし、

 ζ : 全損失率 ζ_i : 入力軸歯車対での損失率 ζ_o : 第 j 速歯車対での損失率

ここで、摩擦係数 μ は次式で表される⁽⁸⁾ことが知られているので、

$$\mu = a \left(\frac{\eta V}{F} \right)^b \quad \dots\dots\dots (6)$$

ただし、

 V : 周速度 mm/s F : 歯面荷重 N/mm η : 絶対粘度 N·s/mm² a, b : 定数

したがって、二組での歯車かみあい損失率は、

$$\zeta = a \left(\frac{\pi \nu \rho n_i d_i^2}{2 T_i} \right)^b \left[k_i \left(\frac{B_i}{\cos \beta_i} \right)^b \right]$$

図3 歯車かみあい損失

$$+ k_o \left\{ \frac{B_o}{\cos \beta_o} \left(\frac{d_o'}{d_i'} \right)^2 \right\}^b \quad \dots\dots\dots (7)$$

ただし、

 T : トルク N-mm ν : 潤滑油の動粘度 mm²/s ρ : 潤滑油の密度 N·s²/mm⁴ d : かみあいピッチ円直径 mm n_i : 回転速度 rps B : 歯幅 mm

式(7)の対数をとると、 $\log \zeta$ と $\log (\nu n_i / T_i)$ とは直線関係にあり、そのこう配から b が求められ、その切片から a が求められる。両者の関係は図3に示すようにギヤ位置によらず、混合潤滑領域および流体潤滑領域でのこう配はほとんど変わらないことがわかる。その結果、平均摩擦係数 μ は、 $\eta V / F \leq 3.33 \times 10^{-5}$ の時、

$$\mu = 0.00368 (\eta V / F)^{-0.198} \quad \dots\dots\dots (8)$$

$\eta V / F > 3.33 \times 10^{-5}$ の時

$$\mu = 1.30 (\eta V / F)^{0.371} \quad \dots\dots\dots (9)$$

既に発表されている摩擦係数の実験結果⁽⁶⁾⁻⁽⁸⁾と本研究での結果との比較を図4に示す。混合潤滑領域での摩擦係数は定性的に良い一致を示している。

5. シフトフォークの損失

ハブスリーブは出力軸に固定されているため出力軸と同一の回転速度であり、シフトフォークは回転していないため、両者間には摩擦損失が生じる。シフトフォークを取り外した場合には両者間には損失が生じないことからシフトフォークの着脱の差からその損失を歯車かみあい損失と同様に測定できる。その結果、図5に示すように潤滑油の動粘度と入力軸回転速度の関数となり、次式を得た。

$$w_{s,j} = 0.370 \nu^{0.721} \left(\frac{g_j N_i}{1000} \right)^{1.08} \quad \dots\dots\dots (10)$$

ただし、

 $w_{s,j}$: シフトフォークによる損失 J/s N_i : 入力軸回転速度 rpm g_j : 第 j 速のギヤ比の逆数

図4 平均摩擦係数

6. 軸受, 潤滑油かき回し等の損失

軸受, シンクロナイザリングや潤滑油かき回し等の各要素の損失をそれぞれの要素の有無から算出することは不可能であるため, ここではギヤ位置での各要素の組合せの違いから, それぞれの損失を分離測定する。

無負荷で, シフトフォークを取り外した状態での損失は, ①入・出力軸での玉軸受, ②歯車と出力軸間, ③歯車とシンクロナイザリング間, および④潤滑油かき回し等の損失が考えられる。ここで, 出力軸とシンクロナイザリングの回転速度は同一であることから, ②と③の損失を分離することは不可能であるので, ②+③の損失として, 歯車と出力軸, シンクロナイザリング間の損失で表す。ここで, 入・出力軸の玉軸受での損失は軸の回転速度に比例し, 歯車と出力軸・シンクロナイザリング間の損失は両者の周速度の差に比例し, 潤滑油かき回し損失は副軸の回転速度, すなわち入力軸回転速度に比例すると考えられるので, 式(1)は,

$$\alpha(1+g_i^{n_1})N_i^{n_1} + \beta \sum_{k=1}^4 |g_k - g_i|^{n_2} N_i^{n_2} + \left(\gamma N_i^{n_3} - \frac{T_o - T_a}{R} \right) = C' \left(\frac{dT_o}{dt} \right)_i \quad \dots\dots\dots (11)$$

ただし,

α : 玉軸受の損失係数

β : 歯車と出力軸・シンクロナイザリング間での損失係数

γ : 潤滑油かき回し損失係数

同一入力軸回転速度および同一潤滑油温度ならば, ギヤ位置によらず潤滑油かき回し損失 $\gamma N_i^{n_3}$ - 放熱量 $(T_o - T_a)/R$ は一定とみなせるので, n_1 および n_2 を知ることににより, 第1〜第4および中立(出力軸固定)

図5 シフトフォークの損失

のギヤ位置での損失 $C'(dT_o/dt)_i$ から最小二乗法を用いて, α , β および $\gamma N_i^{n_3} - (T_o - T_a)/R$ が求められる。その後, n_3 を知ることににより, γ が求められる。

n_1 および n_2 は, 適当なギヤ位置 A, B の損失から求めることができる。すなわち, 両者の損失の差は, 式(11)から次式で表される。

$$C' \left\{ \left(\frac{dT_o}{dt} \right)_A - \left(\frac{dT_o}{dt} \right)_B \right\} = \alpha (g_A^{n_1} - g_B^{n_1}) N_i^{n_1} + \beta \left(\sum_k |g_k - g_A|^{n_2} - \sum_k |g_k - g_B|^{n_2} \right) N_i^{n_2} \quad \dots\dots\dots (12)$$

上式において, 右辺第1項が大きく, かつ第1項に比べて第2項が無視できるほど小さいギヤ位置 A, B を選び, 両辺の対数をとると,

$$\log \left[C' \left\{ \left(\frac{dT_o}{dt} \right)_A - \left(\frac{dT_o}{dt} \right)_B \right\} \right] = \log \{ \alpha (g_A^{n_1} - g_B^{n_1}) \} + n_1 \log N_i \quad \dots\dots\dots (13)$$

したがって, 入力軸回転速度 N_i とギヤ位置 A と B との損失差 $C'[(dT_o/dt)_A - (dT_o/dt)_B]$ とは, 両対数軸上で直線となり, そのこう配から n_1 が推定できる。その結果, 第4速と第1速を選ぶことにより $n_1 = 2.41$ を得た。同様に, n_2 は N (中立) と第1速を選ぶことにより $n_2 = 1.42$ を得た。それらの値を式(11)に代入し, 種々の入力軸回転速度および潤滑油温度について損失係数 α および β を算出すると, 図6から動粘度と α および β との関係は両対数グラフにて直線となり, 次式を得た。

$$\log \alpha = 0.846 \log \nu - 1.56 \quad \dots\dots\dots (14)$$

$$\log \beta = 0.415 \log \nu + 0.108 \quad \dots\dots\dots (15)$$

また, 図7から動粘度と γ との関係は,

図6 損失係数 α および β

$$\log \gamma = 0.457 \log \nu + 0.346 \quad \dots\dots\dots (16)$$

したがって、各要素の損失は、

$$w_a = 0.0275 \nu^{0.846} (1 + g_j^{2.41}) \left(\frac{N_i}{1000} \right)^{2.41} \quad \dots\dots\dots (17)$$

$$w_b = 1.28 \nu^{0.415} \sum_{k=1}^4 |g_k - g_j|^{1.42} \left(\frac{N_i}{1000} \right)^{1.42} \quad \dots\dots\dots (18)$$

$$w' = 2.22 \nu^{0.457} \left(\frac{N_i}{1000} \right)^{1.17} \quad \dots\dots\dots (19)$$

ただし、

w_a : 入・出力軸の玉軸受での損失 J/s

w_b : 歯車と出力軸・シンクロナイザリングでの損失 J/s

w' : 潤滑油かき回し損失 J/s

図7 損失係数 γ

図8 潤滑油温度と各要素での損失との関係

7. 変速機の各要素での損失

以上の結果から、変速機の損失に占める各要素の損失を算出した。潤滑油は SAE # 90 の場合であり、動粘度は下記の式によった。

$$\log \log (\nu + 0.6) = -3.61 \log (273 + T_o) + 9.4 \quad \dots\dots\dots (20)$$

図9 入力トルクと各要素での損失との関係

図10 入力軸回転速度と各要素での損失との関係

第3速において入力軸回転速度2000 rpmでの入力トルク90 N-mにおける潤滑油温度と各要素での損失との関係を図8に示す。潤滑油温度が高くなるに従い、無負荷時の損失(図中の歯車以外の要素)の占める割合が小さくなり、歯車かみあい損失が大部分を占める。また、全損失はある潤滑油温度で極小値を持つ。入力軸回転速度2000 rpmでの潤滑油温度50°Cにおける入力トルクと各要素での損失との関係を図9に示す。歯車かみあい損失が大部分であり、入力トルクが高くなるに従い、全損失は増加する。入力トルク90 N-mでの潤滑油温度50°Cにおける入力軸回転速度と各要素での損失率との関係を図10に示す。歯車かみあい損失が大部分であり、入力軸回転速度が高くなるに従い、全損失は減少する。

8. ま と め

上昇する潤滑油温度を計測し、潤滑油温度上昇率を算出することにより動力損失を求める測定法を変速機

の各要素での動力損失の測定法に発展させ、4速手動変速機に適用し、変速機での無負荷時における動力損失を、①シフトフォーク、②入・出力軸の玉軸受、③歯車と出力軸・シンクロナイザリング間、④潤滑油かき回しでの損失に分離することができた。さらに、負荷時の歯車かみあい損失についても、歯車での平均摩擦係数の実験式を得、⑤入力軸歯車対および⑥出力軸歯車対での損失に分離できた。

文 献

- (1) 細井・ほか2名, 機論, 56-522, C (1990), 472.
- (2) 矢田, 機械技術研究所報告, 88号, (1976).
- (3) 梅澤・ほか2名, 機論, 49-437, C (1983) 91.
- (4) Ko, Y., ほか1名, SAE paper, 840054 (1984).
- (5) Niemann, G., ほか1名, VDI-Zeitschrift, 102-6 (1960), 216-224.
- (6) 佐々木・ほか3名, 機論 (第3部), 26-163 (1960), 448.
- (7) 佐々木・ほか3名, 機論 (第3部), 27-184 (1961), 1961.
- (8) 寺内・ほか3名, 機論 (第3部), 32-242 (1966), 1571.
- (9) 成瀬・ほか3名, 機論, 51-466, C (1985), 1329.