乗用車の自動変速機用遊星歯車変速機の騒音・振動に関する研究*

陳 勇^{*1}, 石 橋 彰^{*2}
園 田 計 二^{*2}, 松 原 正 巳^{*3}Studies on Noise and Vibration of Planetary Gear Drives
for Automatic Transmission of Passenger CarsYong CHEN^{*4}, Akira ISHIBASHI,
Keiji SONODA and Masami MATUBARA^{*4} JATCO Corporation, 700-1, Aza-Kamoda, Imaizumi, Fuji City, Shizuoka, 417-8585 Japan

Noise levels of motor vehicles are becoming an important subject of environment regulation. Recently, a reduction in the noise and vibration of planetary gear drives to be used for an automatic transmission of passenger cars has become an important project. The authors designed and made a planetary gear testing machine which can test the component planetary gear trains in an automatic transmission of the cars. The phase difference in gear tooth meshing is given to the planet gears which make contact with the sun and internal gears. As component gears, shaved and hardened helical gears with and without grinding were used and the rotational speed and the tooth load were changed. The experimental results clearly showed that a reduction in running noise and vibration was surely obtained when the phase difference in tooth meshing was introduced.

Key Words: Gear, Machine Element, Planetary Gear, Automatic Transmission, Gear Noise, Vibration

1. 緒 言

近年、自動変速機を装着した乗用車の飛躍的な普及とともに、自動車の快適性を左右する要因の一つとして車室内の静粛性への要求がますます高まる中で、歯車騒音に対する要求も一段と厳しくなっている。自動変速機の低騒音化の要求から、遊星歯車の騒音低減が重要な課題となっている。自動変速機の変速機部を構成する遊星歯車機構において、歯車のかみあいによって発生するギャノイズは、低車速から高車速の広い運転条件で発生するが、比較的軽負荷の場合に問題となることが多い。これまで行われている自動車用自動変速機の遊星歯車機構の動的性能に関する研究は少ない⁽¹⁾⁽²⁾。また、実際に自動変速機用遊星歯車機構だけの騒音と振動を分離して実験的に検討した研究はほとんどない。

本研究では、遊星歯車のかみあい回転周期の観点から遊星歯車のかみあい位相差と遊星歯車のねじり振動

の関係を求め、位相差を与えた遊星歯車機構と位相差を与えない遊星歯車機構を用いて、歯車の仕上げ法、かみあい率などを変えて、種々の運転条件において、遊星歯車機構の騒音と振動加速度を測定し、比較考察を行った。

2. かみあい位相差とねじり振動に
関する考察

2.1 遊星歯車機構のねじり振動 遊星歯車機構の振動を考察する場合は、回転方向で変動する力(ねじり振動)とラジアル方向に変動する力(曲げ振動)を考える必要がある。数個の遊星歯車はキャリア上に同じピッチで配置するのが一般である。遊星歯車の歯数とキャリア上の各遊星歯車の配置によって、各遊星歯車の歯が同時にかみあいを始めるか、あるいは異なる時期にかみあい始めるかが決まる。従来の遊星歯車の歯数設定は、設計も容易となることから、ラジアル方向変動力が釣合うように設定されていたように推定できる。すなわち各遊星歯車の歯が同時にかみあいを始めるようになっている。実車の車室内騒音の測定結果より、自動変速機用遊星歯車機構の歯車対のかみあい起振力はおもに回転方向のねじり振動の影響と考えられる⁽²⁾。ただし、一般には自動変速機用遊星歯車機構

* 原稿受付 1999年4月1日。

^{*1} 正員, JATCO(株) (☎ 417-8585 富士市今泉字鴨田 700-1)。^{*2} 正員, 熊本工業大学機械工学科 (☎ 860-0082 熊本市池田 4-22-1)。^{*3} JATCO(株)。

E-mail: yuu_chin@jatco.co.jp

の内歯車のリム厚は薄く、リムとしてのたわみが大きい。ため、内歯車と遊星歯車間の歯のかみあい起振力は、太陽歯車と遊星歯車間の歯のかみあい起振力に比べて、相対的に小さい⁽³⁾。太陽歯車と各遊星歯車の間には、同じような性質の動荷重を生ずるが、歯のかみあいに位相差のある場合には、各歯のかみあい起振力は、各遊星歯車のかみあいを始める時期の差だけずれている。

図1は遊星歯車機構の太陽歯車と遊星歯車のかみあい位相差の概念図を示す。遊星歯車(1)の歯元と太陽歯車の歯先がかみあい始めたとき(図1の Q_1)、遊星歯車(2)の歯元と太陽歯車の歯先がかみあい始める点 Q_2 において、歯のかみあい位相差がないと仮定する。したがって遊星歯車(2)との実際のかみあい位置 Q_3 点から位相差なしの Q_2 点位置までの太陽歯車の回転角 $\Delta\theta$ が歯のかみあい位相差角度となる。

ここでは太陽歯車の歯数を遊星歯車の個数 n で割ったときの余りを Z' とすると、 j 番めの遊星歯車の歯が太陽歯車の歯と歯のかみあいを始めるときの位相差 $\Delta\theta$ は歯のかみあい周波数成分の k 次の項に対し式(1)で示される。

$$\Delta\theta = kj(2\pi Z'/n) \quad \cdots \cdots (1)$$

各遊星歯車の歯が歯のかみあい始めてから終わるまでの動荷重の変動の経過が完全に等しいと仮定して、 j 番めの遊星歯車と歯のかみあって太陽歯車に加わる歯のかみあい起振力を k 次の項に関する正弦波で表すと次式のようになる⁽¹⁾⁽⁴⁾。

$$F_{kj} = F_{nkj} \sin k[\omega t + j(2\pi Z'/n)] \quad \cdots \cdots (2)$$

ただし、 F_{nkj} は振幅である。したがって各遊星歯車から太陽歯車に加わる k 次の動荷重に基づくモーメントは、歯の1ピッチを周期とする単純な正弦波状の変

化成分で、かつその振幅が等しいならば、次式で示される。

$$\begin{aligned} \sum M_k &= \sum_{j=1}^n F_{kj} R_o \cos \alpha_n \\ &= F_{nk} R_o \cos \alpha_n \sum_{j=1}^n \sin k[\omega t + j(2\pi Z'/n)] \\ &\quad \cdots \cdots (3) \end{aligned}$$

ただし、 F_{kj} ：遊星歯車歯のかみあい起振力、 R_o ：太陽歯車のピッチ円半径、 α_n ：歯直角圧力角、 k ：歯のかみあい周波数成分次数である。一般に $(k \cdot Z_A/n)$ が整数でない場合は $\sum M_k = 0$ となる。ただし、 Z_A は太陽歯車の歯数である。

2.2 遊星歯車機構の位相差設計 遊星歯車機構において太陽歯車の歯数と遊星歯車の配置角の選択によって各遊星歯車と同時に歯のかみあう複数の歯のかみあい関係の位相が異なるようにすることができる。これは、遊星歯車の個数 n に関連して、各歯車の歯数を適当に選択することである。歯のかみあい位相差設計をする場合には、遊星歯車対の歯数設定条件は次式で示される。

$$(Z_c + Z_A)/n = m \quad \cdots \cdots (4)$$

$$Z_A/n \neq m \quad \cdots \cdots (5)$$

ここに、 Z_A は太陽歯車の歯数、 Z_c は内歯車の歯数、 n は遊星歯車の個数、 m は整数である。

これより遊星歯車を等間隔に配置しても、各遊星歯車と太陽歯車のかみあい位置に $1/n$ ピッチの歯のかみあい位相差をもたせることができる。式(4)と(5)の条件に従って歯数を選択すれば、太陽歯車と遊星歯車、遊星歯車と内歯車のおのおのの歯のかみあいにおいて、歯のかみあい位相が異なるようになる。したがって、歯のかみあい周期に基づく振動の一つの要因となる回転方向での歯のかみあいによる回転変動は、歯対の総合ばねこわきの変動成分が同位相で互いにずれて完全に釣合うので、理論上は零となる⁽²⁾。このため、遊星歯車と太陽歯車がかみあうときに回転方向の振動を著しく減少させると考えられる。

図2は歯のかみあい位相差の作用をわかりやすく説明するために、本研究において位相差を付けた遊星歯車機

Fig. 1 Schematic drawing of meshing phase difference in planetary gear drives with four planet gears

Fig. 2 Elimination of exciting forces caused by four planet gears

構における起振力の変化を示す。各遊星歯車から加わるかみあい起振力は歯の1ピッチを周期として単純な正弦状に変化すると仮定した成分で、また各遊星歯車間での振幅と周期が同じとした場合であるので、かみあい位相差によって起振力が完全に相殺されるようすを示している。また、鈴木らの式⁽⁶⁾を利用して遊星歯車の個数を3または4にした場合、位相差のある遊星歯車機構と位相差のない遊星歯車機構の回転伝達誤差を計算した。遊星歯車の個数が3個の場合でも4個の場合でも、位相差を与えれば、回転伝達誤差は30分の1以下に小さくなっている(計算結果の詳細は省略)。遊星歯車の個数が振動と騒音に及ぼす影響は位相差設計の影響よりもかなり小さいと考えられる。

3. 実験装置と実験方法

3.1 遊星歯車試験機 図3は、本研究において、実用されている乗用車の自動変速機の遊星歯車機構を各変速段の騒音と振動が個別に測定できるように設計、試作した遊星歯車試験機の軸断面図を示す。固定部や連結部には内スプライン継手を設けているので、負荷トルクが作用すれば、連結部などが均等にかみあう位置に動き、負荷が均等に作用するようになっている。

Fig. 3 Axial section of planetary gear testing machine

Fig. 4 Test stand for planetary gear drive

る。固定部や自動変速機用遊星歯車変速機構の各変速段を別々に試験できるようになっている。この試験機では、遊星歯車列の連結の仕方、基本軸の固定の仕方、歯車の駆動と従動の入れ替えなどによって、実用されている乗用車のように変速比を4種類変えることができる。

3.2 実験装置 実験に使用した動力吸収式歯車負荷実験装置の測定機器など配置の概略を図4に示す。負荷運転中における回転数と入力軸と出力軸のトルクは、電子式回転計とひずみゲージで測定する。また、図4の破線で示すように駆動モータ、無段変速機、遊星歯車試験機を防音箱で覆った。これによって暗騒音が約6 dB 下った。

3.3 試験歯車 実験に用いた遊星歯車の諸元は表1に示す。太陽歯車および遊星歯車はシェービング加工後浸炭焼入れ処理のみをしたものと、焼入れ後MAAG 歯車研削盤で研削したものを用いた。前者の精度はJIS 3~4級、歯面粗さは最大高さ粗さで約6 μm (R_y)である。研削した歯車の精度はJIS 0~1級、歯面粗さは最大高さで約2 μm である。また、表1に示すように、正面かみあい率を変えるために歯先円直径の異なる遊星歯車と太陽歯車を2種類使用した。実験に用いた試験歯車対は量産歯車の同じ製造ロットのものを使用して各歯の歯面形状ができるだけ一樣になるようにした。全部の試験歯車の歯形、歯筋の精度および遊星歯車を組付用キャリヤの遊星歯車シャフト穴位置精度と配置精度などを測定して実験条件が同じになるように注意した。

3.4 実験方法 上記の2種類の歯形かみあい率と異なる加工法で仕上げた遊星歯車、太陽歯車をそれぞれ遊星歯車試験機に組付け、潤滑油温度は $32 \pm 2^\circ\text{C}$ になるように設定して運転した。潤滑油は流量を1.5 l/minで、油ポンプによる循環給油である。用いた潤滑油は実用されている自動変速機用油である。入力トルクは0~80 N-mの範囲とし、入力軸回転数は500~2 400 rpmの範囲内で、100 rpm ずつ変化させて遊星歯車機構の振動加速度と騒音を測定した。2個の加速度ピックアップを出力軸および入力軸を支持する

Table 1 Specifications of gears used for planetary gear trains

	Planetary gear train I			Planetary gear train II		
	Sun	Planet	Internal	Sun	Planet	Internal
Number of teeth	33	21	75	37	19	75
Normal module (mm)	1.23			1.23		
Normal pressure angle ($^\circ$)	20 $^\circ$			20 $^\circ$		
Number of planet pinion	3			4		
Helix angle ($^\circ$)	23.3 $^\circ$			23.3 $^\circ$		
Profile contact ratio (A)	1.65	1.84		1.65	1.81	
Profile contact ratio (B)	1.31	1.69		1.30	1.66	

軸受の近傍に取付けた。騒音計は防音箱に囲われた遊星歯車試験機上面より 60 mm の位置に固定して、A 特性で測定した。

4. 実験結果および考察

4.1 振動・騒音に及ぼす位相差の影響 図 5 と 6 は歯車接線荷重を 200 N とした場合における遊星歯車機構の振動・騒音に及ぼす位相差の影響を示す。試験歯車は高歯遊星歯車車対 [表 1 の Profile contact ratio (A) 参照] を利用した。□ は位相差を与えた遊星歯車機構 (II), ▲ は位相差のない配置の遊星歯車機構 (I) を用いた場合の騒音・振動の変化を示す。図に示すように位相差のある遊星歯車機構は、位相差のない遊星歯車機構より騒音レベルが 3~7 dB, 振動レベ

ル 2~4 dB だけ低くなっている。図 7 と 8 は上記と同じ試験歯車を用いた場合において歯車接線荷重を 400 N とした場合の振動・騒音の測定結果である。接線荷重 200 N の場合の測定結果と比較すれば、曲線の傾きはほぼ同じであるが、負荷トルクの増加に伴って位相差の影響がさらに明りようになっている。これは、負荷が大きくなると歯のたわみが大きくなり、相対的に歯形誤差の影響が小さくなるためと考えられる。

図 9 と 10 は、試験遊星歯車機構の遊星歯車と太陽歯車を MAAG 歯車研削盤で研削した歯車を用いた場合の振動・騒音測定結果である。ほぼ全測定回転数の範囲において、位相差をもつ遊星歯車機構は位相差なしの遊星歯車機構よりも騒音レベルが 6~9 dB だけ

Fig. 5 Effect of mesh phase difference on vibration

Fig. 8 Effect of mesh phase difference on noise

Fig. 6 Effect of mesh phase difference on noise

Fig. 9 Effect of mesh phase difference on vibration

Fig. 7 Effect of mesh phase difference on vibration

Fig. 10 Effect of mesh phase difference on noise

Fig. 11 Effect of mesh phase difference on vibration

Fig. 12 Effect of mesh phase difference on noise

低い。また、振動レベルも3~4 dB程度低くなっていることを示している。研削した歯車を用いたため歯車精度の影響が相対的に少なくなり、位相差の効果がお一層明らかになったものと考えられる。図11は負荷トルクの変化が振動に及ぼす影響を示す。低トルクから高トルク負荷領域まで位相差のある遊星歯車機構の振動レベルは負荷トルクの変化に対して鈍感である。位相差なしの遊星歯車機構はトルクが増加すれば、振動が3~4 dB程度増加することを示している。

4・2 振動・騒音に及ぼす歯形かみあい率、精度の影響 図12は位相差をもつ遊星歯車機構において正面かみあい率の大きな遊星歯車対[表1のProfile contact ratio (A)参照]と正面かみあい率の小さい歯車対[表1のProfile contact ratio (B)]を使用した場合の騒音レベルである。正面かみあい率の異なる遊星歯車機構(高歯と並歯)の振動・騒音レベルには差ははっきり表れていない。これは、かみあい率が異なると、かみあいの歯のばねこわさの変化の周期が異なるためである。位相差をもつ遊星歯車機構は、歯車対のばねこわさの変化によって現れるかみあい起振力の変化が打ち消されるため、高歯にすることによってかみあい率を大きくしてもギャノイズレベルへの影響が少なくなっているものと考えられる。

図13は位相差のある遊星歯車機構の振動に及ぼす試験歯車精度の影響を示す。太陽歯車および遊星歯車

Fig. 13 Effect of grinding on vibration

Fig. 14 Effect of first mesh frequency of mesh phase difference on vibration

Fig. 15 Effect of second mesh frequency of mesh phase difference on vibration

はシェービング仕上げ後、浸炭焼入れのまま使用した場合と浸炭焼入れ後歯面を研削して使用した場合の振動レベルの測定結果を示している。歯面を研削した歯車を用いた遊星歯車機構は振動レベルが1~4 dBだけ低い。これは、歯車の加工精度の向上と歯面粗さの減少のためと考えられる。特に回転数が高い場合(1800 rpm以上)にはこの傾向が強く表れるようである。

4・3 振動に及ぼす回転次数の影響 高速フーリ

Fig. 16 Noise spectrum of planetary gear drive

Fig. 17 Acceleration spectrum of planetary gear drive

エ変換分析器(FFT)を用いて振動数成分を測定した。図14と15は測定された振動の中の1次と2次かみあい成分に及ぼす位相差の影響を示す。遊星歯車機構の動荷重の変動成分の中で、振幅の最も大きいものは一般に1次であるが⁽⁴⁾、乗用車用自動変速機の遊星ギヤノイズでは、車室内の静粛性(騒音振動性能)に対しておもな影響を及ぼすものはかみあいの1次と2次の振動成分であると考えられる。本実験では位相差のある遊星歯車機構の1次と2次の振動レベルはかなり低くなっている(図14, 15)。すなわち、位相差設計でかみあいの一次と二次成分を小さくできることが実験的に明らかにできたと思う。

4・4 振動加速度と騒音の周波数分析 図16と17は、かみあいに位相差を与えた遊星歯車機構と位相差を与えない遊星歯車機構において、歯面を研削した太陽歯車と遊星歯車を用いて運転した場合の騒音レベルと振動加速度の周波数成分を示す。位相差なしの遊星歯車機構は、騒音レベルと振動加速度レベルが約3~9 dBだけ高い。遊星歯車のかみあい周波数 F_z の1~3次の成分を示す山の高さも位相差のある遊星歯車機構よりも大きく、高周波数領域にも周波数成分があることがわかる。これは位相差のある遊星歯車機構の場合、各遊星歯車が太陽歯車とかみあうとき、それぞれ歯のかみあいの位相がずれる構成となるため、歯対のかみあい状態の変化に伴う歯のばねこわさの変化などから誘起されるねじり振動のかみあい位相がずれて合成されるので干渉効果で騒音や振動が弱められた

ものと考えられる。

5. 結 論

実用されている乗用車の自動変速機(4段変速)に使用されている遊星歯車変速機の各変速段の遊星歯車機構を別々に試験できる遊星歯車試験機を独自に設計製作して、試験歯車の仕上げ法、かみあい率などを換え、回転数や歯面荷重を変化させて実験を行い、次の結果を得た。

- (1) 遊星歯車のかみあいに位相差を与えれば、遊星歯車機構の振動と騒音が小さくなることを明らかにした。
- (2) 歯のかみあいに位相差を与えれば遊星歯車機構の騒音・振動がかみあい率の影響を受けにくくなることを明らかにした。
- (3) かみあい位相差を与えた遊星歯車機構は、歯車の精度および歯面粗さを向上させることによって騒音と振動をさらに小さくできることを明らかにした。

文 献

- (1) Palmer, W. E., ほか1名, SAE Paper, (1977), No. 770561.
- (2) Katoh, T., ほか2名, Proc. MPT '91, (1991), 530.
- (3) 森川邦彦・丸山昇, 日産技報, 第31号 (1992-6), 85.
- (4) 仙波正荘, 歯車, 第10巻 (1967), 3637, 日刊工業新聞社.
- (5) 鈴木義友・清野慧・ほか3名, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 862 (1986), 523.