

自転車用遊星歯車変速機の騒音

日 高 照 晃*・石 田 武*・王 宏 猷**

Noise of a Bicycle Planetary Gear System

Teruaki HIDAKA, Takeshi ISHIDA and Hong-you WANG

Abstract

Planetary gear systems are very compact and efficiently transmit large amounts of power. Their advantages have resulted in the recent use of such systems on bicycles. However, since planetary gear systems are also complicated mechanisms with many elements, noise and vibration have been found to hamper their use. Therefore, it is desired that noise from bicycle planetary gear systems be reduced.

Experiments to measure noise produced by a planetary gear system installed on a bicycle are undertaken. It is revealed that noise levels increase as gear mesh frequency increases and that the main frequency component of the sound is the natural frequency of the casing surrounding the planetary gear system. Recommendations for reducing noise are to reduce the number of gear teeth and improve the casing of the system.

1. 結 言

遊星歯車装置は、入出力軸が同軸にとれ、変速比が大きく、しかも、効率がよく、小形・軽量で大馬力を伝えることができるなどの特長により、その用途が益々拡大し、身近なところで使用されている例として、自転車用の遊星歯車変速機がある。この自転車用遊星歯車変速機は動力伝達に使用されるので、強度や効率が重要であるのはもちろんであるが、自転車ペダルを踏む際に遊星歯車変速機から騒音が発生し、自転車に乗る者に不快感を与えるので、自転車用遊星歯車変速機についても騒音の低減が望まれている。

一般の平行軸の歯車装置については、騒音の発生原因や伝播機構などが近年かなり明らかにされ、歯車の騒音低減対策が示されている^{1)~5)}。また、一般産業用の遊星歯車装置の騒音に関する研究も行われており、太陽歯車をギヤカップリングにより浮動支持して荷重配分の改善を行うと騒音を低減することができることが

示されている⁶⁾。しかし、自転車用遊星歯車変速機は、非常に小形にするために薄板形の歯車を使用され、さらに、多段変速にするために構造が複雑で部品点数が多いことなどから、騒音を発生する多くの要因をもつものと思われ、単に、一般の歯車装置と同じ騒音対策を自転車用遊星歯車変速機に適用するだけでは不十分と思われる。

本研究では、騒音を発生し易い構造であるペダル部用遊星歯車変速機から発生する騒音の基本的な性質を明らかにすることを目的として、運転中の自転車用遊星歯車変速機の各段での騒音測定を行い、騒音の周波数成分や騒音の大きさとかみあい周波数との関係の考察を行った。また、自転車用遊星歯車変速機の各変速段での固有衝撃スペクトルの測定を行い、その特性と各要素の固有スペクトルとの関係および変速機の騒音スペクトルとの関係を考察した。

2. 騒音の実験装置および実験方法

対象としたペダル部用遊星歯車変速機の構造及び諸元を Fig. 1, Table 1 に示す。Fig. 2 は実験装置の概略図である。暗騒音をできるだけ低減するため、動力

*機械工学科

**生産機械工学科研究生

Table 1 Parameter of the planetary gear system used on pedal section of bicycle

Stage	2		3		4		5	
	Number of teeth	Addendum modification Coefficient	Number of teeth	Addendum modification Coefficient	Number of teeth	Addendum modification Coefficient	Number of teeth	Addendum modification Coefficient
Sun Gear	72	1.426	87	1.426	96	0.819	102	0.087
Planet Gear	44	0.083	28	0.912	20	0.521	16	0.423
Ring Gear	Number of Teeth: 147 ; Addendum modification Coefficient:0.609							
Module m	0.8							
Face width (mm)	5.5							
Speed Change Ratio	1.30		1.59		1.91		2.21	
Dedendum	1.25m							
Addendum	1.00m							
Operating Pressure Angle	20.0°							

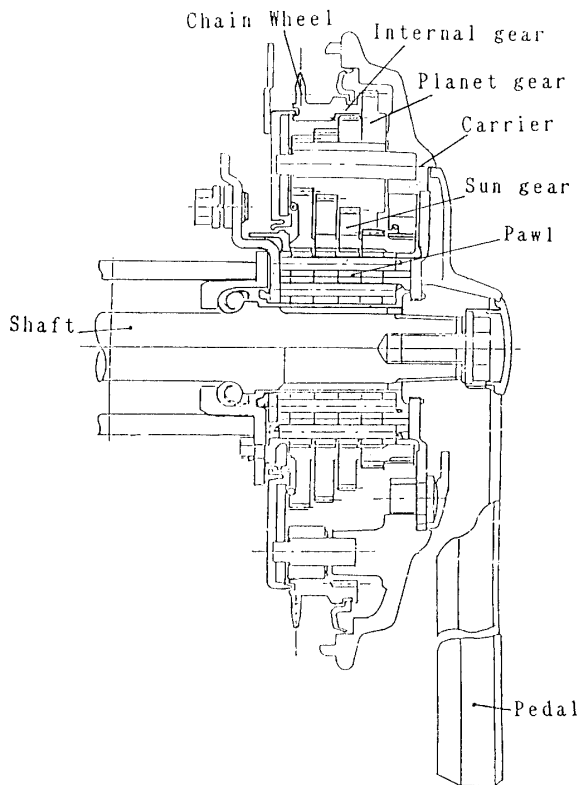


Fig. 1 Structure of the planetary gear system

の小さいDCサーボモータを使用し、プラスチックの丸ベルトを使用して1:3の減速比で動力をペダル部用遊星歯車変速機に伝導するようにしている。また、外部からの振動を遮断するため、実験台の足と地面の間及びペダル部用遊星歯車変速機の支持部と実験台の間にはゴムを挿入してある。なお、実際の自転車の騒音は低負荷時に感じる事が多いので、騒音測定は、無負荷の状態で行っている。騒音計は衝撃精密騒音計を用いた。増幅器の周波数特性は5Hz~30KHzまでは±0.5dBである。マイクロホンは、B&K社製の1/2インチコンデンサマイクロホンであり、感度は50mV/Paである。騒音レベルの測定はペダル部用遊星歯車変速機のキャリアの軸方向(ペダル軸方向)と半径方向とし、JIS Z 8731にしたがい、歯車箱の最大寸法が500mm未満であるので、それぞれの場合、表面から300mmのところマイクロホンを置いた。変速比の低い方から高い方までそれぞれ第1, 2, 3, 4, 5変速段と言い、第1変速段から第5変速段までの各変速段でモータの入力回転数を50rpmから200rpmまで25rpm毎に変化させて、その都度軸方向と半径方向でA特性の騒音レベルを測定すると同時に、騒音をデータレコーダで記録してFFTで周波数分析を行なった。また、各変速段でのペダル部用遊星歯車変速機の衝撃応答も計

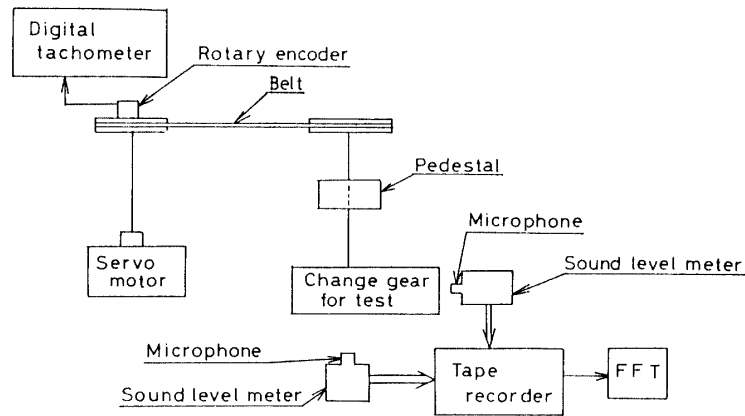


Fig. 2 Testing mechanism used

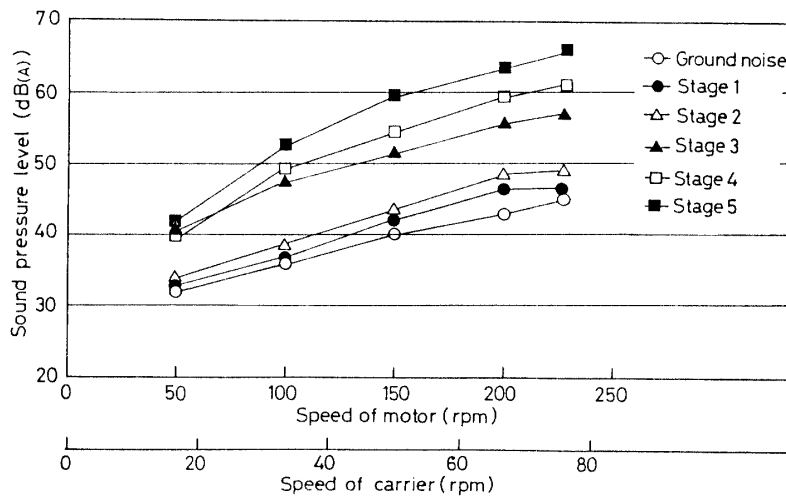


Fig. 3 Sound pressure level in the axial direction at each speed change stage

測した。

3. 実験結果と考察

3-1 各段での騒音レベルと回転数との関係

Fig. 3は、モータのみを回転させた場合および各変速段で運転した場合について、キャリアの軸方向の騒音の大きさと回転数との関係を示す。横軸は回転数で、縦軸はA特性の騒音レベルである。Fig. 3からわかるように、各段とも回転数の増加とともに騒音レベルが増加している。また、モータ回転数を一定とすると、増速比が大きいほど騒音レベルが高くなっている。なお、ここに示していないが、各変速段においてキャリアの半径方向の騒音レベルと軸方向の騒音レベルの差は小さかった。これは、音源となるペダル部用遊星歯

車変速機が小さいことによると推測される。このことより、以下の騒音の結果はキャリアの軸方向の測定結果についてのみ述べることにする。

3-2 騒音レベルとかみあい周波数との関係

Fig. 4には騒音レベルと第1歯車列(増速比1.30の第2変速段で使用)のかみあい周波数 f_1 との関係を示す。第2歯車列(増速比1.59の第3段で使用)のかみあい周波数 f_2 、第3歯車列(増速比1.91の第4段で使用)のかみあい周波数 f_3 、第4歯車列(増速比2.21の第5段で使用)のかみあい周波数 f_4 と f_1 の間には、それぞれ $f_2=7f_1/11$ 、 $f_3=5f_1/11$ 、 $f_4=4f_1/11$ の関係がある。Fig. 4からわかるように騒音レベルはかみあい周波数 f の増加とともに増大する。Fig. 4において第2, 3変速段におけるかみあい周波数に対する騒音レベルが第

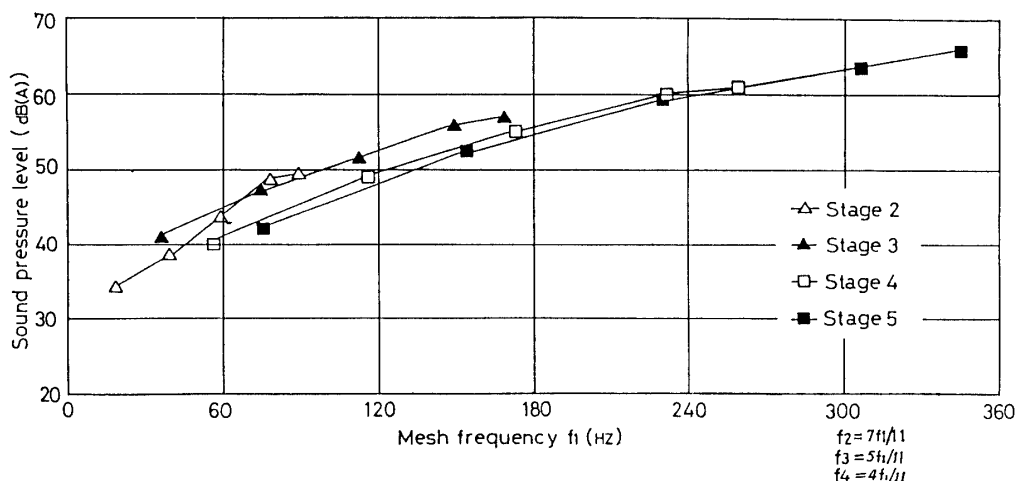


Fig. 4 Relation between the sound pressure level and the mesh frequency

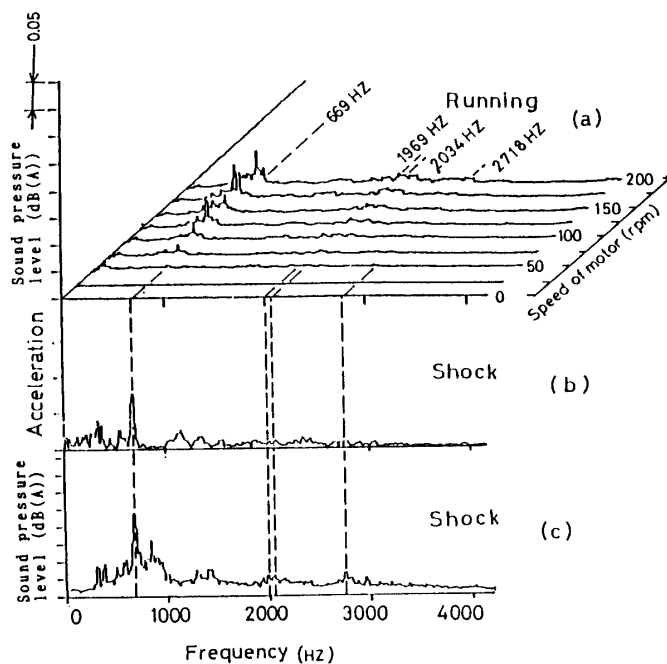


Fig. 5 Sound pressure and vibration spectra at the third speed change stage

4, 5段と比べてやや高くなっているのは、騒音レベルの低い第2, 3段に暗騒音の影響が強く出ていることや、動力伝達に参与する太陽歯車のかみあい周波数は、第4, 5変速段よりも第2, 3変速段の方が高いことなどが考えられる。

3-3 騒音の周波数特性と変速機の衝撃スペクトル特性との関係

遊星歯車変速機の騒音は高い変速比の場合に問題に

なるので、第3, 4, 5変速段について騒音スペクトル解析を行った。また、遊星歯車変速機を打撃したとき(Shock)のスペクトル解析を行い、両者を比較、検討した。Fig. 5には第3変速段における駆動時の騒音スペクトル解析の結果と変速機を打撃して得た衝撃スペクトル特性を併せて示す。図中の(a)は連続運転中の騒音スペクトルの解析結果で、キャリアの入力回転数は0~60rpmであり、解析した周波数範囲は4000Hz以下とした。(b)はキャリアの表面における加速度の

衝撃スペクトル特性であり、(c) は音の衝撃スペクトル特性である。なお、衝撃スペクトル特性を計測するとき、ケースであるキャリアを軸方向と約45°の方向に打撃し、音のレベルを60~70dB(A)の範囲になるようにした。Fig. 6 (a), (b), (c), (d)は、それぞれ第4段でのモータの出力回転数が200, 175, 150, 125rpm (キャリアの入力回転数はモータの出力回転数の1/3である。)であるときの騒音スペクトルを示す。Fig. 6 (e)は第4変速段でチェーンプロケットを打撃したときの変速機の衝撃スペクトルを示す。Fig. 7 (a), (b), (c), (d), (e)は、それぞれ第5変速段でのモータの出力回転数が150, 125, 100, 75, 50rpmであるときの騒音スペクトルを示す。Fig. 7 (f)は第5変速段でチェーンプロケットを打撃したときの変速機の衝撃スペクトルを示す。Fig. 5, 6, 7からわかるように、騒音の主な成分は488~669Hz, 2100~2700Hz, 4269Hz, 5115Hz付近にあり、回転数の上昇にともなって高い周

波数の比率が高くなる。しかし、回転数を変化させても騒音の主な周波数は不変で、キャリアの打撃時に現われる固有振動数と一致しているものが多い。以上のことより、変速機の固有振動も変速機の騒音の支配要因の一つであることが分かった。

3-4 各段の衝撃スペクトルの比較

前に述べたように、騒音の周波数は変速機の固有振動数と一致するものが多い。このことより、変速機各段の固有振動数と変速機の各要素の固有振動数を検討するため、変速機の各段の衝撃スペクトルの比較を行った。Fig. 8には各段で変速機のチェーンプロケットを打撃した場合の音の衝撃スペクトルを示す。Fig. 8の(a)(b)(c)(d)(e)(f)はそれぞれ第5, 4, 3, 2, 1変速段での衝撃スペクトルを示す。Fig. 8の(a)~(f)

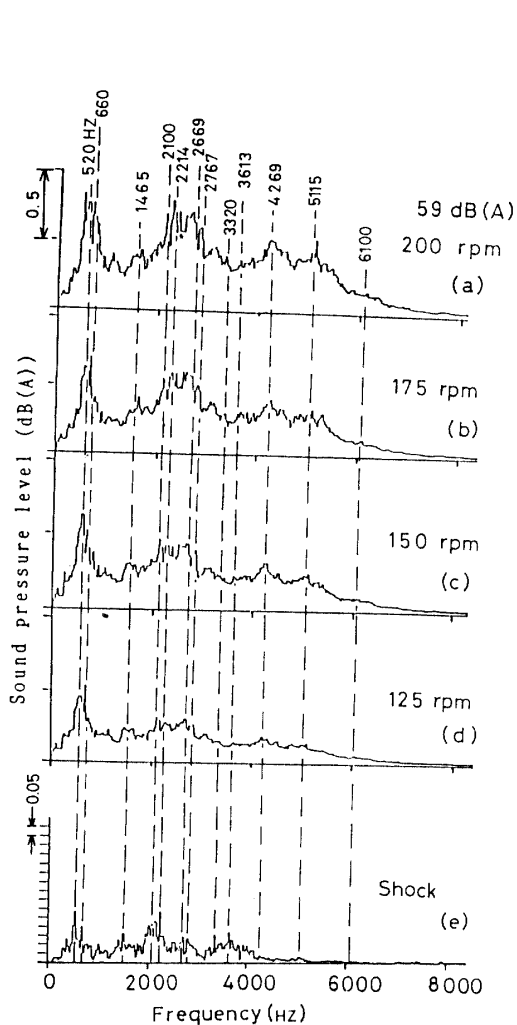


Fig. 6 Sound pressure spectrum at the fourth speed change stage

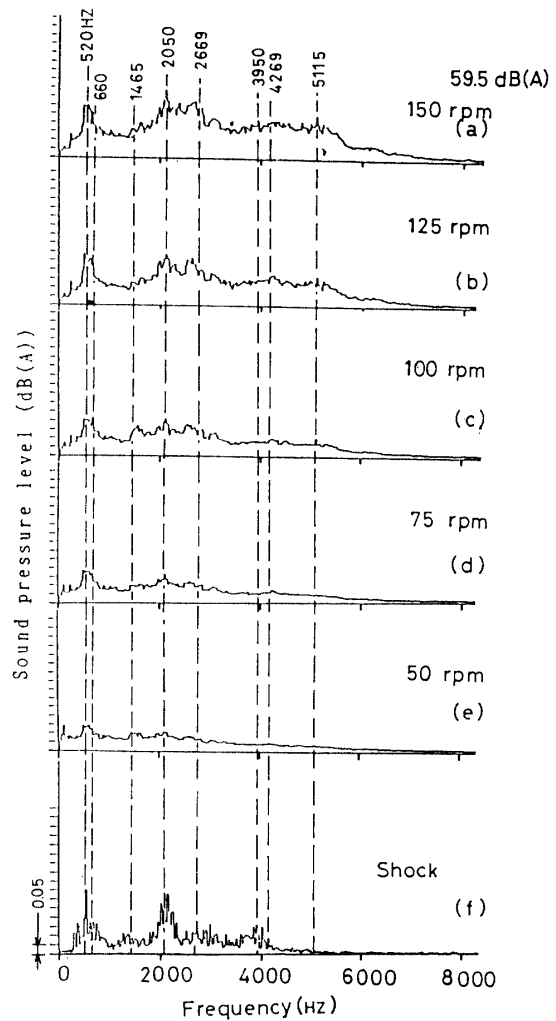


Fig. 7 Sound pressure spectrum at the fifth speed change stage

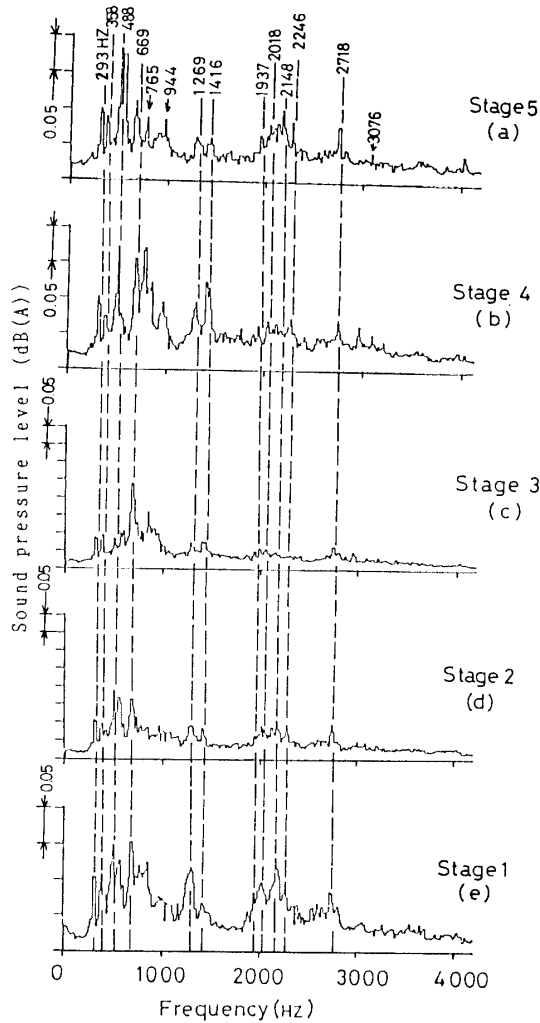


Fig. 8 Comparison of sound pressure spectra at each speed change stage

を比べると、各変速段の固有振動数にあまり差がないことがわかる。

3-5 各要素の衝撃スペクトルと考察

変速機内の各要素が固有振動数に及ぼす影響を考察するため、各要素の衝撃スペクトルの計測を行い、変速機の衝撃スペクトルと比較した。Fig. 9には、キャリアの衝撃スペクトルと変速機の第5段での衝撃スペクトルを示す。図において、(a)は変速機第5段でチェーンプロケットを打撃した場合、(b)は遊星歯車の支持ピンを打撃した場合のキャリアのスペクトル、(c)はキャリアを含むケースだけの衝撃スペクトル、(d)はキャリアを外側から衝撃した場合のスペクトルである。また、Fig.10, 11には、内歯車と第1歯車列の太陽歯車の衝撃スペクトルを示す。なお、第2、3、4

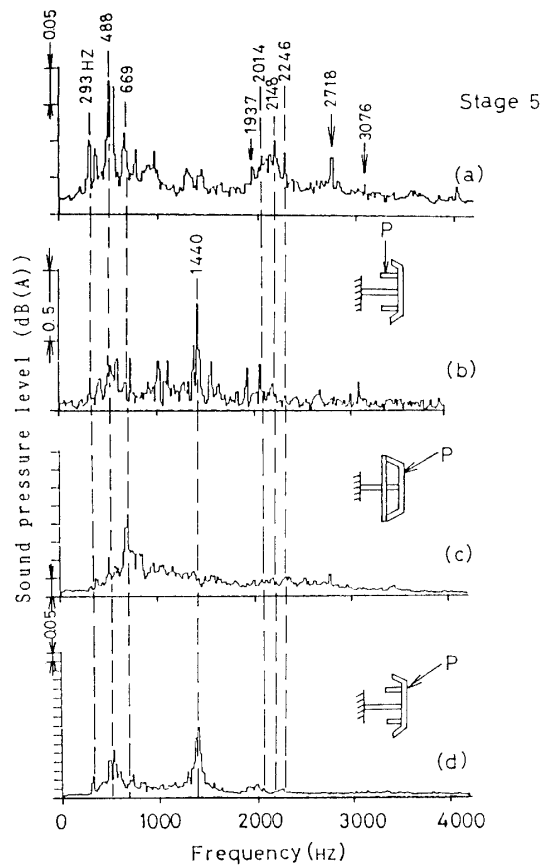


Fig. 9 Sound pressure spectrum of a gear case in the free vibration state

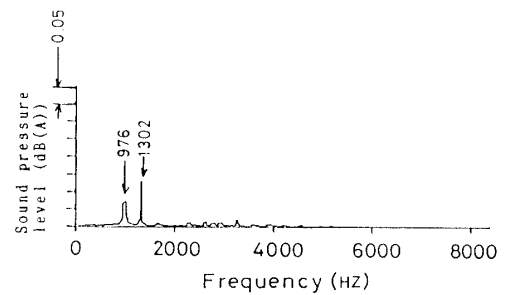


Fig.10 Sound pressure spectrum of the internal gear in the free vibration state

歯車列の太陽歯車の衝撃スペクトルをここでは省略したが、これら場合の基本的な固有振動数はそれぞれ2864 Hz, 3158Hz, 2637Hzである。Fig. 9から分かるように、変速機の騒音に現われる周波数488Hz, 669Hz, 2018 Hz~2246Hz, 2718Hz, 3076Hzはキャリアの打撃時にも現われており、変速機の固有振動数はほぼキャリアによって支配されているといえる。なお、Fig. 9の(a)

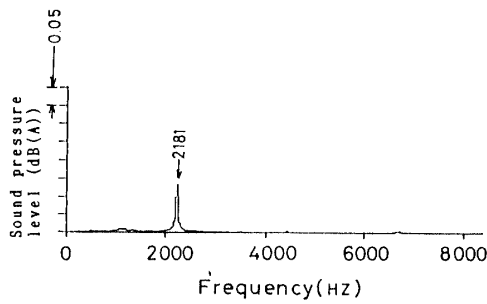


Fig.11 Sound pressure spectrum of the first sun gear in the free vibration state

と(b)を比較すると、2000Hz付近でのピークは(b)が(a)より少ないが、これは、太陽歯車の固有振動数が2181(Fig.11参照)、2864、3158、2637Hzであり、Fig. 9では太陽歯車を外して実験していることによると考えられる。以上のことより、遊星歯車変速機の固有振動数は、主に、キャリアによって支配され、2000~3000Hzでは太陽歯車の影響を受けていると考えられる。

4. 騒音低減に関する考案

騒音を低減するため、起振力の特性とシステムの固有特性の両方面から考えなければならない。前の3-2の考察により、かみ合い周波数を低減することは、騒音低減に有効な方法と考えられる。このためには、歯車の歯数を減少させるべきであり、第3、4歯車列の遊星歯車の歯数をさらに減少することはむずかしいが、第1、2歯車列の歯数を減少することは可能であると考える。

また、前の3-3~3-5の考察により、キャリアの固有振動数は変速機の騒音に強く影響を及ぼすので、キャリアの設計に工夫すれば騒音の低減に有効と考えられる。具体的には、現在の薄い板状のキャリアの面

積をできるだけ減少し、横方向の剛性をできるだけ高めて固有振動数を高くすることも改善法の一つであろう。

5. 結 言

本文では、自転車のペダル部に用いられる3個の遊星歯車を有するソーラ型の遊星歯車変速機の騒音を実測し、騒音の発生要因を調べた。その結果、次の結論を得た。

(1) ペダル部用遊星歯車変速機の騒音は、かみ合い周波数が高いほど大きい。したがって、各歯車の歯数を減少することにより騒音を低減することができると考えられる。

(2) 遊星歯車変速機の騒音スペクトルは変速機の衝撃スペクトルと同じ周波数を持っており、さらに、レベルの高い騒音の振動数はほとんど変速機のキャリアとなっているケースの固有振動数と一致する。したがって、変速機の騒音を低減するために、キャリアの構造設計に工夫すべきと考える。

最後に、遊星歯車変速機の実験に際し、便宜を図っていただいたシマノ山口(株)に感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 中村, 日本機械学会論文集32-238, (1966)1001
- 2) 会田・他2名, 日本機械学会論文集41-345, (1975) 159
- 3) 梅沢・北條, 日本機械学会論文集47-413, (1981) 57
- 4) 福間洋・他2名, 日本機械学会論文集38-315, (昭和47) 2988
- 5) 福間・会田, 日本機械学会論文集40-331, (昭和49) 862
- 6) 日高・杉本, 山口大学工学研究報告34-2, (1984) (平成2年10月15日受理)