遊星歯車装置太陽軸の異常振動*

矢鍋重夫^{*1}, 吉野正信^{*2}, 山岸信雄^{*3}

Abnormal Vibration of Sun Gear Shaft in Planetary Gear Train

Shigeo YANABE, Masanobu YOSHINO, Nobuo YAMAGISHI

In a rotational system composed of a motor, star-type planetary gear increaser and dynamometer, a rotating shaft with a sun gear, which is supported by three planet gears through backlash, shows abnormal lateral vibration above a certain rotational speed during load operation. The value of the frequency of the vibration is three times that of the internal gear speed. The onset speed and amplitude of the vibration are strongly affected by the load torque. Effects of the number of planet gears, torsional stiffness of coupling and mass of the shaft on the lateral and torsional vibration of the system were experimentally investigated. Natural frequencies of the system and self-centering loci of the shaft were also measured. The results show that the abnormal lateral vibration occurs when the rotational system generates torsional resonance and the gear teeth separate. Separation of the teeth is strongly influenced by the load torque.

Key Words: Vibration of Rotating Body, Nonlinear Vibration, Gear, Planetary Gear Train, Torsional Vibration, Abnormal Lateral Vibration, Load Torque, Backlash

1. 緒 言

回転機械は、歯車装置などガタのある機械要素を含むことが多い。こうした回転機械は、伝達トルクが小さい場合または伝達トルクが変化する場合にさまざまな振動を発生することが経験的に知られている。しかしながら、実機で遭遇するこうしたトルク依存性の振動について、トルクの大きさがどのような形でロータの振動(曲げあるいは横振動)に影響を及ぼすかというメカニズムはあまり解明されていないように思われる。本研究では、1段スター形遊星歯車増速機をガタをもつ要素とし、これに可変速モータおよびダイナモメータを結合した回転軸系を用いて実験を行った。本装置を軽負荷で増速運転すると、太陽軸(一端に太陽歯車を有し、他端でダイナモに接続する剛性軸)は、ある回転速度以上で内歯車回転速度の3倍の振動数をもつ、再現性のある大きな振幅の横振動(以下、異常振動と呼ぶ)を発生する。この振動発生回転速度および振

幅は顕著なトルク依存性を示した。そこで、負荷トルク、遊星歯車の個数、太陽軸の質量、モータ側軸継手のねじり剛性を変化させて、増減速運転時における太陽軸の水平・鉛直方向横振動および回転軸系のねじり振動を実測し、本振動の特徴を明らかにした。さらに打撃実験を行い系の固有振動数を把握するとともに、ガタ支持された太陽軸のセルフセンタリング過程と異常振動時の軸心軌跡を測定して、両者の関連を明らかにし、本振動の発生機構について考察したので以下に報告する。

2. 実験装置および実験方法

図1に実験装置の概略、図2に1段スター形遊星歯車増速機系(遊星歯車は公転しない)の詳細、表1に歯車の主要仕様をそれぞれ示す。実験装置は可変速モータ、遊星歯車増速機、ダイナモメータ、およびこれらを結合する軸継手から成る。遊星歯車装置は、荷重等配用の弾性ピンで支えられた3個の遊星歯車をもち、速比9.83で、強制潤滑されている。横振動が問題となる太陽軸は、直径約21mm長さ185mmの剛性軸で、一端を3個の遊星歯車、他端をスプライン形またはダイアフラム形軸継手で支えられており、軸受をもたない。各歯車は表1に示すように、モジュール1.5、圧力

* 平成6年3月31日 第71期定期総会講演会において講演、原稿受付 平成6年5月9日。

^{*1} 正員、長岡技術科学大学 (〒940-21 長岡市上富岡町1603-1)。

^{*2} 正員、長岡工業高等専門学校 (〒940 長岡市西片貝町888)。

^{*3} 新潟コンバータ(株) (〒151 東京都渋谷区千駄ヶ谷5-27-9)。

図 1 実験装置概略

図 2 遊星歯車装置詳細

角 20° の平歯車で切削仕上げ品である。

太陽軸の水平および鉛直方向の横振動は、遊星歯車装置内に取付けた渦電流式の非接触式変位計で測定する。ねじり振動は、内歯車軸に取付けた計測用平歯車(歯数 120)からのパルスの進み遅れを高速角変位計で測定し、これを角度換算(1回転を 360° として)し、振幅の大きさとして表示した。組立時の実験装置のライメント、ピックアップの取付け等には十分な注意を払った。

実験は、一定負荷トルクの条件で回転速度を増減した場合、および一定回転速度で負荷トルクを増減した場合について、太陽軸の横振動および内歯車軸のねじり振動を測定し、周波数分析を行った。実験装置のパラメータとその組合せを表 2 に示す。以下の説明では、表中の standard の欄の組合せを基準形と呼び、Variation 欄に示した変更がある場合、そのことを明示した。また、遊星歯車の個数が 3 個の場合を 3 遊星、3 個の遊星の内 1 個を取除いた場合を 2 遊星と略称する。

3. 実験結果および考察

3.1 太陽軸の横振動応答 基準形(3 遊星)の実

表 1 歯車主要目

	Sun gear	Planetary gear	Internal gear
Tooth profile	Profile shifted spur gear		
Tool	Standard tooth		
Tooth shape	1.5		
Module	20°		
Pressure angle			
Tooth width	20 mm		
Number of teeth	18	79	177
Standard PCD	27 mm	118.5 mm	265.5 mm
Addendum modification coefficient	0.5	-0.5	-0.98
JIS accuracy class	3	2~3	3~4
Decrement of teeth thickness (normal direction)	62 μ m	96 μ m	185 μ m

表 2 実験装置パラメータの組合せ

Type	Planets (Number)	Additional mass	Shaft coupling	
			Motor side	Dynamo. side
Standard	Three	No	Diaphragm type (High torsional stiffness)	Spline type
Variation	Two	Attached	Diaphragm type (Low torsional stiffness) or Rubber type	Diaphragm type

験装置を負荷トルク一定(1, 2, 3 Nm)で増速運転した場合の、太陽軸横振動の鉛直方向振動応答を図 3 (a)に、2 遊星の装置で同様の運転をした場合の水平方向振動応答を図 3 (b)に示す。図より、太陽軸の横振動は特定回転速度で急に大きくなり、その後、3 遊星の場合はほぼ一定、2 遊星の場合は次第に小さくなる傾向を示すことがわかる。この振幅の大きな振動を異常振動と呼ぶ。異常振動発生回転速度は、負荷トルクが大きくなるにつれ顕著に高くなる。図 3 (a), (b)の振動応答(負荷トルク 2 Nm)の 200 rpm ごとの回転速度における周波数分析結果を図 4 (a), (b)にそれぞれ示す。図 4 (a), (b)の横軸が振動数、縦軸が振動振幅の大きさ、波状の横線が 200 rpm ごとの周波数分析結果である。図中の f_s および f_i はそれぞれ太陽軸および内歯車軸の回転速度に等しい振動数である。異常振動発生時[図 4 (a)では 7800 rpm 以上、図 4 (b)では 6000 rpm 以上]では、 $3f_i$ の成分が顕著であることがわかる。図 4 (b)の 33.5 Hz の縦線は、2000~5000 rpm で常に見られる振動成分で、系のなんらかの固有振動数と思われる。図 4 (b)からは、異常振動は $3f_i$ の振動数をもつ加振力(この加振力は、遊星歯車が 120° 間隔に取付けられていることに起因すると思われる)と軸系のある固有振動数 33.5 Hz による共振のように思われる。しかしながら、図 4 (a)の

(a) 3 遊星(垂直方向)

(b) 2 遊星(水平方向)

図3 太陽軸横振動応答

(a) 3 遊星(垂直方向, 2 Nm)

(b) 2 遊星(水平方向, 2 Nm)

fi: Rotational speed of internal gear
fs: Rotational speed of sun gear

図4 太陽軸横振動周波数分析

3 遊星の場合ではこうした固有振動数成分は見あたらな。図5(a), (b)は、それぞれ3 遊星, 2 遊星の装置を一定回転速度で運転し、負荷トルクを増減させた場合の太陽軸横振動の応答を示す。両応答より、負荷トルクが大きくなると異常振動は消滅し、振動振幅は強いトルク依存性とヒステリシス性を示すことがわかる。

3・2 太陽軸のセルフセンタリング経路と振動軌跡

太陽軸は、遊星歯車との間にガタをもつため、非回転時には重力によりガタの範囲の最下点に位置するが、トルクが加わると上方の平衡位置(センタリング位置)へ移動する。これをセンタリング過程という。ここでは基準形の3 遊星, 2 遊星それぞれの装置を用いて、ガタによる太陽軸中心の可動範囲、およびダイナモ軸を固定し、モータ軸に静トルクを加えた場合の太陽軸中心のセルフセンタリング経路を実測した。得られた結果を図6(a), (b)に示す。

3 遊星 [図6(a-1)] の場合、可動範囲は一辺 300~500 μm の六角形で、図示の方向にトルクを加えると、太陽軸中心は初期位置によって異なる折れ線に沿って上昇し、約 0.4 Nm ほどのトルクでセンタリング位置に達する。それ以上のトルクを加えてもセンタリング位置は移動しない。この領域では三つの遊星歯車は、太陽歯車としっかりかみ合っているものと思われる。2 遊星 [図6(b-1)] の場合、可動範囲は、取除いた No.2 遊星の側に開いた台形となり、トルクが作用しなければ太陽軸中心は常に最下点に位置する。図示の方向に静トルクを加えると、図6(b-1)に示す唯一の折れ線経路に沿ってセンタリング位置に達する。トルクを 1, 3, 5, 7 Nm と増加させると、センタリング位置は、遊星歯車支持ピンの弾性のためガタの範囲を越えて移動する。

これらの装置を負荷運転し、太陽軸の振動が小さい

図5 トルク変化に対する太陽軸横振動応答

図 6 太陽軸の非回転時のセルフセンタリング経路および回転時の振動軌跡

正常振動の場合、および異常振動の場合の、軸心軌跡を測定した。結果を図 6 (a-2), (a-3), (b-2), (b-3) に示す。太陽軸中心は正常振動時には、セルフセンタリング位置のまわりを小さく運動する。異常振動時には、3 遊星の場合、セルフセンタリング位置より下側に広がる複雑な軌跡を描くが [図 6 (a-3)], 2 遊星の場合、特定の方向に振動する軌跡を描き、その軌跡がセルフセンタリングの経路(破線)に極めてよく一致することがわかる [図 6 (b-3)]。図 6 (a-3) で軌跡が複雑なのは、太陽軸の初期位置により無数のセルフセンタリング経路があるためと考えられる。

以上より、太陽軸の異常振動は、何らかの原因で太陽歯車と遊星歯車の歯面が離れて、太陽軸が自重で下方へ落下し、再び歯面のかみ合いによってセルフセンタリング経路に沿って上方のセンタリング位置へ戻ることの繰返しであると推測できる。

3・3 太陽軸の付加質量が横振動応答に及ぼす影響

3・1 節 [図 4 (b) の説明] で、2 遊星の場合、太陽軸の異常振動は、 $3fi$ の加振力と系のある固有振動数の共振によって生じるらしいと述べた。ここでは 2 遊星の装置を用い、太陽軸の質量が、この固有振動数や異常振動発生回転速度に及ぼす影響を調べた。すなわち、太陽軸 (1.2 kg) のみの場合および太陽軸に 1.4 kg の付加質量を取付けた場合の実験を行い、横振動応答図 7 (a), (b) ならびに、周波数分析結果図 7 (c), (d) を得た。図 7 (a), (b) の $3fi$ 成分をもつ異常振

動の発生回転速度 5 500 rpm および図 7 (c), (d) の固有振動数と思われる 32.5 Hz は、ともに太陽軸の付加質量の影響を全く受けていないことがわかる。なお、図 7 (b) の 4 200 rpm 付近のピークは、 $4fi$ の成分の加振力が 32.5 Hz と共振したためと思われる。3 遊星の場合も同様の実験を行っているが、太陽軸の付加質量は異常振動発生回転速度にほとんど影響を及ぼさない。以上より、太陽軸の異常振動は、太陽軸単独で発生するのではなく、軸系のねじり振動などの他の要因に関連して発生するものと考えられる。なお、本節の実験は、基準形を 2 遊星に、ダイナモ側軸継手をダイアフラム形に変更した装置を用いている。

3・4 モータ側軸継手のねじり剛性が横振動応答に及ぼす影響

ここでは基準形の装置で、モータ側軸継手のねじり剛性を変えて実験を行った。すなわち、ねじり剛性の異なる二つのダイアフラム形軸継手、およびねじり剛性のかなり低いゴム継手を用いた場合について、負荷トルク 2 Nm で増減速運転を行った。得られた応答を図 8 (a), (b), (c) にそれぞれ示す。軸継手のねじり剛性が低いと、異常振動発生回転速度は顕著に低下し、ゴム軸継手の場合、異常振動は観察されなくなった。このことより、太陽軸の異常横振動は、軸系のねじり振動と密接な関連があると考えられる。

3・5 太陽軸横振動・軸系のねじり振動同時測定

ここで太陽軸の横振動および軸系のねじり振動の同時測定を行った。基準形の 3 遊星および 2 遊星の場合

(a) 横振動応答

(b) 周波数分析結果

Two planets: 2 Nm: Horizontal:
Diaphragm coupling

図 7 太陽軸の負荷質量が横振動の応答および周波数分析結果に及ぼす影響

について負荷トルク 2 Nm で増速運転を行った際の応答を図 9 (a), (b) にそれぞれ示す。3 遊星の場合 [図 9 (a)] は 7700 rpm で、2 遊星の場合 [図 9 (b)] は 5900 rpm で、太陽軸横振動および軸系のねじり振動の振幅が、両者同時に顕著に大きくなっており、太陽軸異常振動はねじり振動振幅が大きいときに発生していることがわかる。また、このときのねじり振動応答の周波数分析結果が図 10 (a), (b) で、これより、振幅が大きい場合のねじり振動は、3fi の振動数成分が顕著であることがわかる。

3・6 打撃実験による系の固有振動数 基準形の 3 遊星および 2 遊星の装置を用いて、非回転時における、軸系のねじりおよび太陽軸横振動の固有振動数を

(a) No. 1 ダイアフラム形軸継手 ($K_t = 2 \text{ kNm/deg}$) (b) No. 2 ダイアフラム形軸継手 ($K_t = 300 \text{ Nm/deg}$) (c) ゴム継手 ($K_t = 2 \text{ Nm/deg}$)

図 8 モータ側軸継手ねじり剛性が太陽軸横振動に及ぼす影響 (3 遊星, 2 Nm, 垂直方向)

(a) 3 遊星

(b) 2 遊星

図 9 太陽軸横振動と内歯車軸ねじり振動応答比較

(a) 3 遊星 (2 Nm)

(b) 2 遊星 (2 Nm)

図 10 内歯車軸ねじり振動の周波数分析

(a) 3 遊星

(b) 2 遊星

図 11 打撃時の振動波形の周波数分析結果

打撃実験により求めた。まず二つのばねばかりをモータ側、ダイナモ側の継手フランジ部に取付け、軸系に静トルクを加えてガタの影響をなくし、その後装置を打撃した。得られた振動波形の周波数分析結果の一例を図 11(a), (b) に示す。3 遊星の場合、ねじり振動の固有振動数は 52.5 Hz [図 11(a-1)] で、横振動の固有振動数は認められなかった [図 11(a-2)]。打撃箇所を変えて測定したが、横振動の周波数分析結果には 100 Hz までの範囲では大きなピークはなかった。一方、2 遊星の場合、ねじり振動と横振動の固有振動数は 32.5 Hz と一致している [図 11(b-1), (b-2)]。こ

表 3 固有振動数と異常横振動発生回転速度

	Natural torsional frequency f_0	Onset speed of abnormal vib.
3 Planets	52.5 Hz	7700 rpm ($3f_i=39.2$ Hz)
2 Planets	32.5 Hz	5900 rpm ($3f_i=30.0$ Hz)

図 12 回転速度増減時の振動応答

したことは、トルク付加状態では、軸系のねじり振動と太陽軸の横振動が、3 遊星の場合は連成せず、2 遊星の場合は連成することを意味しており、図 4 の低速域で固有振動数成分が、3 遊星の場合認められず、2 遊星の場合認められたことに対応している。なお、これらの固有振動数の値は加えるトルクを変えても変化しなかった。モータ側のダイアフラム形軸継手を、ねじり剛性の低いもの [図 8 (b) と同じ] に変えたとき、3 遊星の場合のねじり固有振動数は 52.5 Hz から 35 Hz に低下した。

3・7 振動応答と固有振動数の関係および異常振動発生機構 これまでに得られた基準形の 3 遊星と 2 遊星の場合のねじり固有振動数と異常横振動発生回転速度を表 3 にまとめて示す。表より、固有振動数は異常横振動発生回転速度よりかなり高いことがわかる。ここで両者の関連について考察する。図 12 に、表 3 の 3 遊星の場合のねじりと横振動の応答 (減速時の応答も含む) を示す。あわせて同図中に固有振動数 $f_0=52.5$ Hz に対応する回転速度を示した。図より、二つの応答はジャンプ現象を伴う非線形系の共振の特徴を示しており、非線形の原因は遊星歯車装置の歯車のバックラッシュであると考えられる。共振現象を論ずるために、振動の主成分である $3f_i$ の振動数成分に着目し、図 12 の応答から $3f_i$ 成分の振幅を抽出してプロットしたの

(a) ねじり振動応答

(b) 太陽軸横振動応答

Three planets: 2 Nm

図 13 3fi 振動成分の応答と固有振動数の関係

が図 13(a), (b)である。これらの図は実際には、図 10(a), 図 4(a)等の周波数分析結果の $3fi$ 成分の大きさをプロットしたものである。図中の横軸は、太陽軸回転速度 N (rpm) のほかに、 $3fi$ (Hz) [$=3N/(60 \times 9.82)$] を目盛っている。実線は・印を滑らかに連ねた応答曲線、破線はジャンプ現象で観測できない応答曲線を模式的に示している。 $f_0=52.5$ Hz はガタがない場合のねじりの固有振動数であり、応答のピークは 35 Hz 付近でかなり低い。しかしながら、これをガタ系の非線形共振と考え、文献(1)～(3)等により、固有振動数と振幅の関係を示す背骨曲線は、不明な点もあるが模式的に図 13(a), (b)の一点鎖線のように書ける。これにより、ガタがない場合のねじり固有振動数と異常振動発生回転速度の関係がかなり明らかになったと思われる。図 13(a)のねじり振動応答では、振幅が小さく、各歯車がしっかりと噛み合っている間は系は線形で、共振時に振幅が大きく、歯面分離が生じると系はガタをもつ非線形となる。図 13(b)の太陽軸の横振動応答では、歯面分離が生じない範囲では、太陽軸はセンタリング位置でほとんど動かない。しかし、ねじり共振時歯面分離が生じると、太陽軸はねじり振動と同様なガタ非線形性を示す。その結果、太陽軸横振動の背骨曲線は、ねじり振動のその線形部分を除

図 14 ねじり振動応答 ($3fi$ 成分) のトルク依存性

いたものになると考えられる。異常振動時の太陽軸の挙動は、3・2 節末尾に述べたとおりである。図 12, 13 では、3 遊星の場合を示したが、2 遊星の場合もほぼ同様に説明できる。

以上より、ねじり振動系の固有振動数を低くすれば、太陽軸の異常振動発生回転速度が低くなること、太陽軸の質量はねじり固有振動数をほとんど変化させず、その結果異常振動発生回転速度にほとんど影響を及ぼさないこと、ねじり振動と太陽軸横振動の応答曲線はほとんど同じになること等が説明できる。こうしたことから、本異常振動を低減又は除去するには、軸系のねじり共振を運転範囲外にしたり、ゴム継手を用いてねじりの減衰を高める[図 8(c)参照]等が考えられる。

3・8 異常横振動のトルク依存性 太陽軸異常横振動の発生回転速度および振幅は強いトルク依存性を示すことは既に述べた(図 3, 5 参照)。ここでは、その理由について考察する。異常横振動は、ねじり振動と同じ応答を示すので、ねじり振動で考察を行う。図 13(a)に、負荷トルク 1 および 3 Nm の場合を追加した図 14 を作成した。図中の一点鎖線、および破線の意味は図 13 の場合と同じである。図 14 より、負荷トルクが 1, 2, 3 Nm と大きくなるにつれ、異常振動発生回転速度が P_1, P_2, P_3 と高くなっていること、また異常振動振幅が大きくなっていることがわかる。このことは、負荷トルクの増加とともに、背骨曲線が線形系のそれ(52.5 Hz を通る垂直線)に近づくと考えたと理解しやすい。すなわち、背骨曲線は線形系の垂直部分が長くなり、非線形の湾曲部分も立上がり全体として線形系のそれに近づく。この理由は、ねじり振動の振幅が同じ場合、負荷トルクが大きいほど、歯車の歯面分離の割合が少なくなり、より線形系に近い挙動を示すことによると思われる。図 14 は 3 遊星の場合を示したが、2 遊星の場合もほぼ同様である。

図 15 太陽軸横振動応答の三次元表示

図 16 ねじり振動応答の三次元表示

図 15 および 16 は、負荷トルクが 1, 2, 3 Nm の場合の、横振動およびねじり振動応答を、トルク軸を斜め方向の軸として、三次元的に示したものである。図 15, 16 の三つの応答曲線と回転速度一定の平面との交点を結ぶ曲線は、それぞれ図 5 (a) および図 17 で示したトルクを横軸にとった振動応答となる。図 5 (a), 図 17 において、負荷トルクにより、振動振幅が変化するの、図 14 で述べたようにトルクが大きいほど、背骨曲線(一点鎖線)と応答曲線が立上がり、振幅の跳躍点が高速側へ移動するためである。

4. 結 言

モータ、遊星歯車増速機、ダイナモメータから成る回転軸系に発生する太陽軸の異常振動について、その特徴およびねじり振動との関連に着目した実験を行い以下の結論を得た。

(1) 本装置を一定の軽負荷トルクで増速運転すると、太陽軸は特定回転速度以上で、内歯車回転速度の 3 倍の振動数をもつ異常横振動を発生する。振動発生回転速度は負荷トルクの増加とともに高くなる。回転速度一定で運転した場合、振動振幅は負荷トルクの増加とともに大きくなりその後急に小さくなる。これら二つの応答はいずれも増減速時、およびトルク負荷除荷時にヒステリシス特性を示す。

図 17 トルク変化に対するねじり振動応答

(2) 2 遊星の場合、太陽軸の異常振動軌跡はセルフセンタリング経路にかなりよく一致した。このことは、負荷トルクが瞬間的に零となるときに、異常振動が生じることを意味する。

(3) 異常振動発生回転速度およびこれに関連する固有振動数は太陽軸質量の影響をほとんど受けず、モータ側軸継手のねじり剛性の影響を顕著に受ける。モータ側軸継手をゴムに変えると異常振動は発生しなくなった。

(4) 軸系のねじり振動と太陽軸横振動の応答は、同一回転速度で顕著なピークを生じ、その振動数は内歯車回転速度の 3 倍であった。

(5) 静止時、ガタをなくした回転軸系のねじりおよび横振動の固有振動数を打撃実験により測定した。この値と増減速時の応答曲線の関連および推定された背骨曲線の形状より、本異常振動はガタをもつ非線形系の共振であると考えられる。

(6) 太陽軸の異常振動は、ガタをもつねじり振動系が共振時に歯面分離を生じ、太陽軸は重力によって落下、その後新たな歯面のかみあいによってセルフセンタリング位置へ戻ることの繰返しとして理解できる。

(7) 異常横振動の発生回転速度および振幅が負荷トルク依存性をもつのは、負荷トルクが大きいほど、歯面分離が生じにくくなり、ねじり振動系の背骨曲線および応答曲線が立上がり、線形系のそれに近づくためである。

本研究を行うにあたり、実験等精力的に行ってくれた、本学大学院学生 中村洋二君、大津崇義君に感謝の意を表す。

文 献

- (1) ミトロポリスキー, ユー. ア., ほか 1 名, 益子訳, 非線形振動論, (1965), 219, 共立出版.
- (2) 前沢, 機論, 26-167 (1960), 884.
- (3) 金光, 機論, 51-464, C (1985), 773.
- (4) 矢鍋・中村・吉野, 遊星歯車装置太陽軸のセルフセンタリングと異常振動, 機講論, No. 920-55, B (1992-7), 598.