

遊星歯車装置の特性改善のための 2, 3 の方法

日高 照晃*・石田 武*・岡田 徳久**・羽廣 卓一***

Some Methods of Improvement of Dynamic Characteristics of Planetary Gears

Teruaki HIDAKA, Takeshi ISHIDA, Tokuhisa OKADA, and Takuichi HABIRO

Abstract

Although planetary gears used in an industrial region have load equalizing mechanisms in order to equalize distributed loads on planet gears each other, those mechanisms may be ineffective dynamically in some cases. In this report, the face bearing patterns, the load distributions on planet gears and the dynamic loads on a sun gear in some types of planetary gears have been measured by strain gages in order to obtain an easy method of improving the dynamic characteristics of planetary gears. The planetary gears used in the experiment are those with non-crowned planet gears, those with crowned planet gears and those with either the movable internal gear or the movable sun gear. Consequently results are as follows. Although using crowned planet gears is effective for decreasing the maximum fillet stress owing to improvement of the face bearing patterns, which is ineffective for both equalizing the distributed loads on planet gears each other and decreasing the dynamic load. On the other hand, moving either the internal gear or the sun gear, which is a comparatively easy method, is effective for both decreasing the maximum fillet stress and the dynamic load and equalizing the distributed loads on planet gears.

1. 緒 言

歯車装置は原動機の効率向上のため、高速化、小型化の傾向にある。この要求に対し、遊星歯車装置は複数個の遊星歯車に動力を分岐できるので、一般の外歯の歯車装置に比べ、小型・軽量で大動力を伝達でき、さらに変速比を大きくとれるため、現在、多方面で実用されている。しかし、遊星歯車装置各部の工作誤差や組立誤差により、遊星歯車の荷重配分が不均一になるとその長所は失われる。このため、遊星歯車装置には種々の荷重等配機構が考案され、実用されている。しかし、実際にはそれらの等配機構が十分にその機能を発揮していない場合もあるようである。

本研究では、歯だけに比べて歯幅が広い平歯車を用いている遊星歯車装置について、遊星歯車にクラウニングを施したり、太陽歯車や内歯車を動きやすくして、

それぞれの場合について歯当たりや荷重配分、歯面動荷重を測定し、遊星歯車装置の特性改善の方法について考察を行った。

2. 実験に用いた遊星歯車装置

実験に使用した遊星歯車装置は3個の遊星歯車を有し、遊星棒がギヤカップリングにより浮動支持されている。この遊星歯車装置の荷重等配機構は、片当たりがなければ、静的には最も荷重配分の良好なものである。その主な要目を表1に示す。表1において、()内はJISの等級を示す。太陽歯車S1は図1のように太陽歯車軸を軸受Aで支持した場合と、軸受Aを取り除き、軸受Bだけとし、太陽歯車軸の弾性を利用して動きやすく支持する場合に使用した。太陽歯車S2はギヤカップリングで太陽歯車軸と連結するように作られている。また、遊星歯車P1はクラウニングを施していないもので、遊星歯車P2は15 μ mのクラウニングを施しているものを示す。内歯車R1はケーシングに固定に近い状態で支持されているもの、内歯車

*生産機械工学科

**宇部興産(株)

***ダイキン工業(株)

Table 1 Dimensions and accuracies of planetary gears used

	Sun gear		Planet gear						Ring gear	
	S 1	S 2	P 1			P 2			R 1	R 2
			Pl 1	Pl 2	Pl 3	Pl 1	Pl 2	Pl 3		
Number of teeth	18		31			31			81	
Radius of pitch circle (mm)	20.250		34.875			34.875			91.125	
Face width (mm)	28.0		34.0			34.0			28.0	
Material	SCM 822		SCM 822			SCM 822			SCM 435	
Single pitch error (μm)	2.0(0)	6.4(2)	4.4(1)	2.6(0)	4.4(1)	4.8(1)	3.3(0)	3.3(0)	10.0(3)	
Pitch variation (μm)	—	8.0(2)	6.0(1)	4.0(0)	7.0(2)	5.0(1)	4.0(0)	4.0(0)	16.0(4)	
Accumulative pitch error (μm)	—	21.2(2)	15.2(0)	4.0(0)	5.2(0)	26.2(2)	14.1(0)	15.1(0)	39.0(3)	
Tooth profile error (μm)	4.0(0)	7.0(2)	7.0(2)	7.0(2)	4.0(0)	7.0(2)	4.0(0)	4.5(0)	8.0(3)	
Lead error (μm)	3.0(0)	3.0(0)	3.0(0)	2.0(0)	3.0(0)	2.5(0)	4.0(0)	1.5(0)	6.0(1)	
Run out (μm)	10.0(0)	19.0(2)	8.0(0)	7.0(0)	6.0(0)	18.0(2)	8.0(0)	13.0(0)	31.0(3)	
Amount of crowning (μm)	0		0			15			0	
Normal backlash (mm)	0.04		0.201	0.197	0.194	0.201	0.197	0.194	—	
Addendum modification coefficient	+0.30		+0.11			+0.11			+0.09	
Module	2.25		Pressure angle			20°	Whole depth (mm)		5.06	
Speed ratio	5.5		Material of planet carrier			FCD 50				

Numbers in the brackets are the grade for JIS

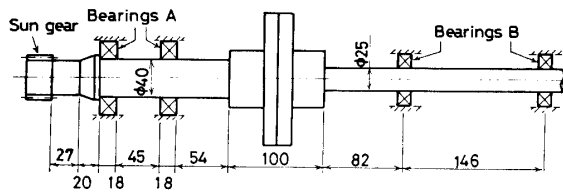


Fig. 1 Support of sun gear

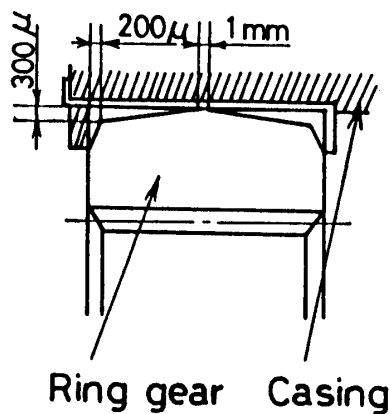


Fig. 2 Improvement of ring gear

R2は図2に示すように内歯車がある程度軸直角平面内の運動とともに3次元的なすりこぎ運動も行えるようにその外周を加工したものである。

実験の組合せ条件を示す際、太陽歯車の支持方法については、S1の太陽歯車を用い、軸受Aで支持した場合を Bearing support、弾性的に支持した場合を Elastic support、S2の太陽歯車を用いたときを Floating supportと区別し、また、遊星歯車については、P1を用いたときを Normal、P2を用いたときを Crowningとし、内歯車についてはR1を用いたときを Normal、R2を用いたときを Improvedのように区別して示した。

3. 実験方法

遊星歯車装置の性能を表すものとして、歯当たり状態と各遊星歯車の荷重配分、歯面動荷重に着目し、計測を行うことにした。これらの値の算出には、図3に示すように、太陽歯車の歯元背面の最大ひずみ発生位

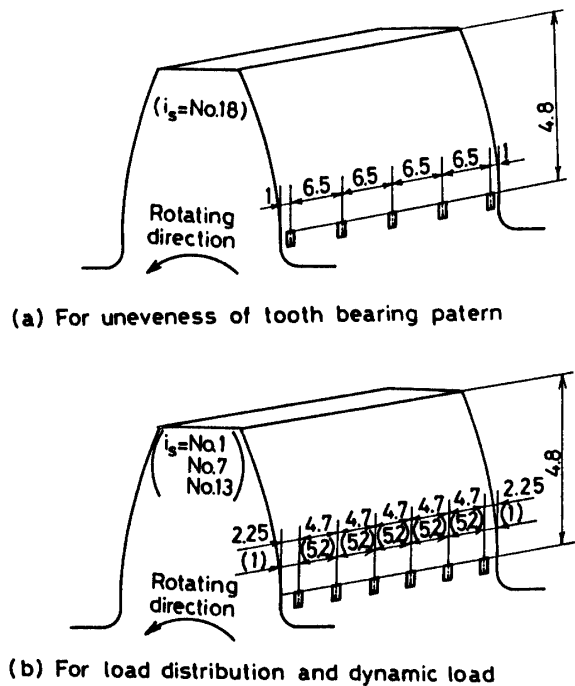


Fig. 3 Positions of strain gages on the fillet of sun gear tooth

置に貼ったゲージ長 0.3mmのひずみゲージによる歯元ひずみを用い、一対かみあい領域の歯先よりの限界点付近における最大値を採用した。

歯当たりの測定の場合は図3(a)に示す太陽歯車の1枚の歯に貼った3～5枚のひずみゲージの出力をそれぞれ別々に計測し、各歯すじ位置での応力を求めた。また、歯面動荷重や荷重配分の測定に際しては、片当たりの影響を取り除くため、各歯すじ位置での歯元応力から歯面荷重を積分的に求めることを考え、図3(b)のように、太陽歯車の3枚の歯No.1, No.7, No.13の歯元すみ肉部にそれぞれ6枚のひずみゲージを貼り付け、これより平均ひずみを求め、歯面荷重を算出した。なお、実験に用いた遊星歯車装置では、低速軸が62回転すると各歯車は同一対の歯がかみあうことになるが、低速軸が2回転するごとに、低速軸や太陽歯車の回転角、遊星歯車の位置関係が同じ状態になるので、計測結果には低速軸2回転ごとの周期性が強く現れる。したがって、荷重配分や歯面動荷重の計算には、この区間での測定値を用いた。

また、実験条件としては、設計馬力を考慮して、歯面伝達荷重を3.26kN {330kgf}とし、太陽歯車軸回転数を、歯当たりの測定に関しては452rpm、荷重配分や動荷重の測定に関しては452rpm～3000rpmとした。なお歯面動荷重比の算出にあたっては、実験装置の都

合上、最低回転時における出力軸2回転分の歯面荷重の平均値を基準とした。

4. 実験結果と考察

4.1 太陽歯車の歯当たり

図4に、図3(a)に示した方法で得た各歯すじ位置での歯元応力の測定例を示す。この例は歯幅端に最大荷重を受けている測定例である。

図4に示した歯元応力から、それぞれ一対かみあい領域における各歯すじ位置での最大応力を求め、これより出力軸2回転分の歯すじ方向の歯元応力分布を求めて、各測定条件ごとに図5に示す。図中の数字は出力軸の回転角を示し、()内は2回転目を示す。また、H.S, L.Sはそれぞれ、歯面上の高速軸側、低速軸側を示す。

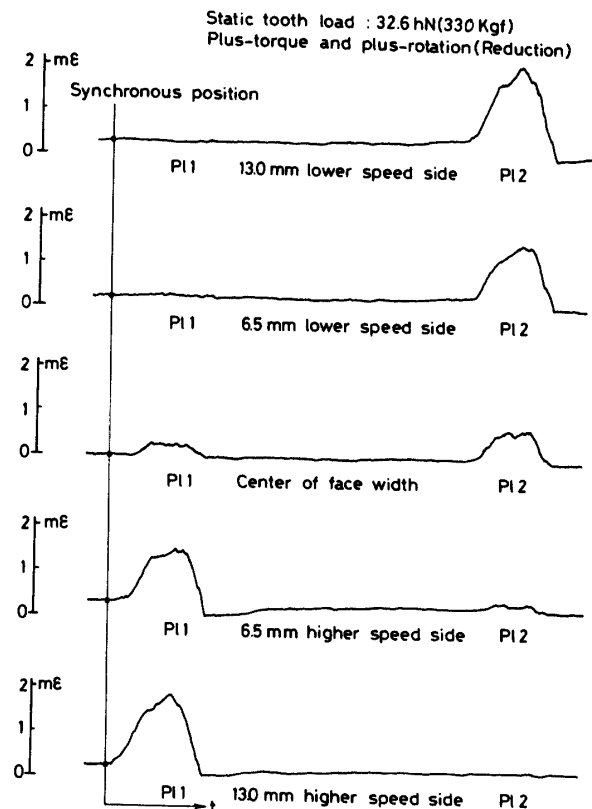


Fig. 4 Example of fillet strains at 452 rpm ($i_s = \text{No.18}$)

図5(a)より、太陽歯車を軸受で支持した場合、片当たりが強く認められ、最大歯元応力は620MPa {63kgf/mm²}になっている。一方、各遊星歯車の荷重等配が完全に図れているとし、さらに歯当たりを一様と仮定して、歯面荷重が一対かみあい領域の歯先よりの限界

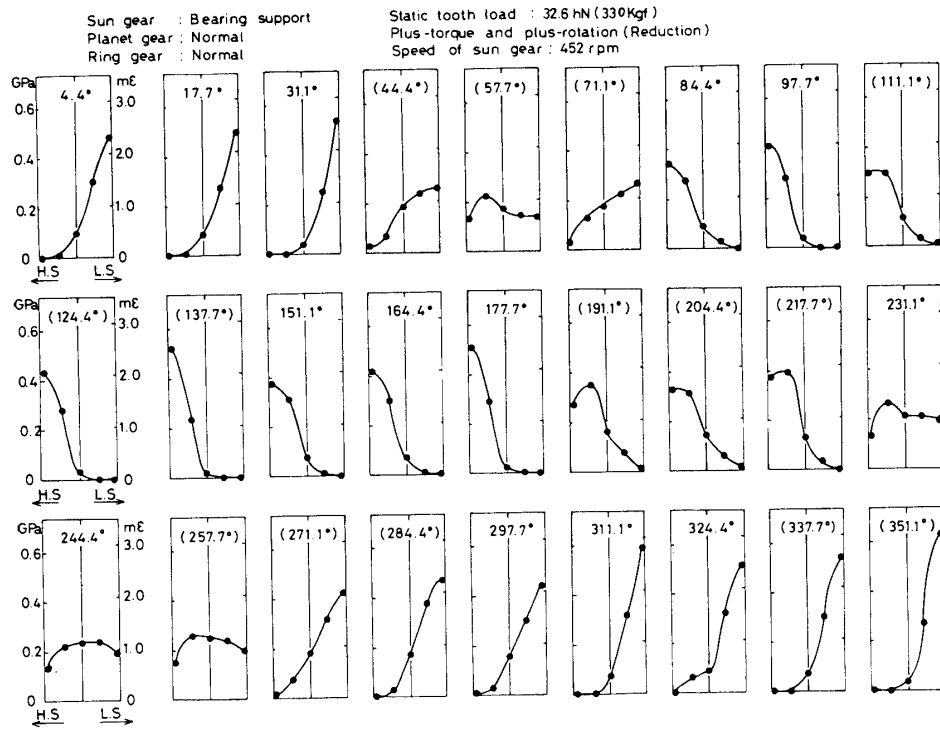


Fig. 5 (a)

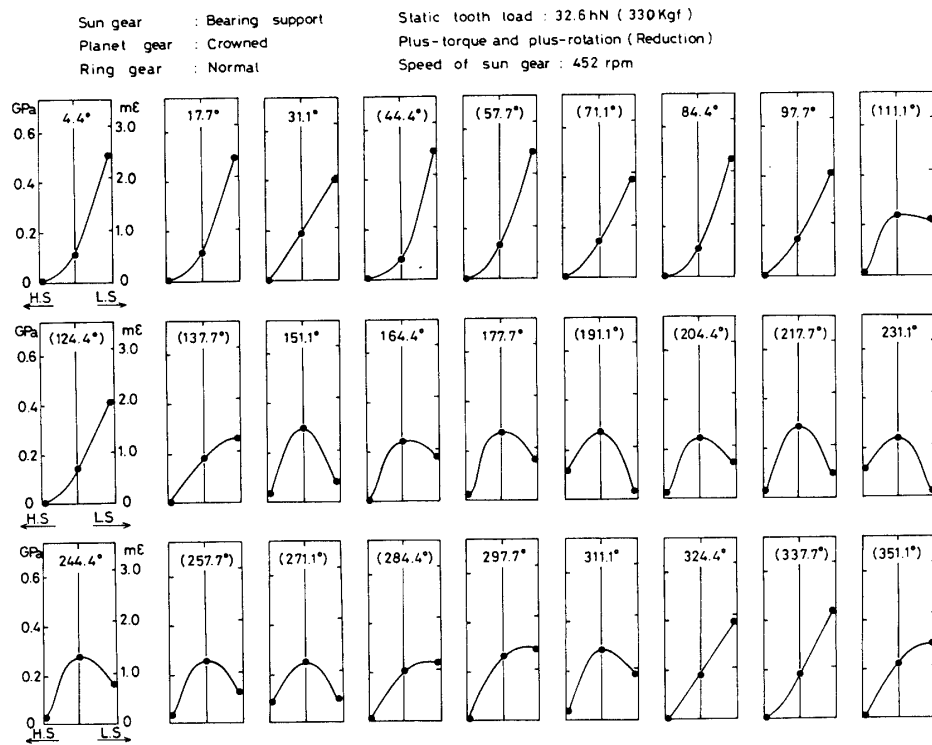


Fig. 5 (b)

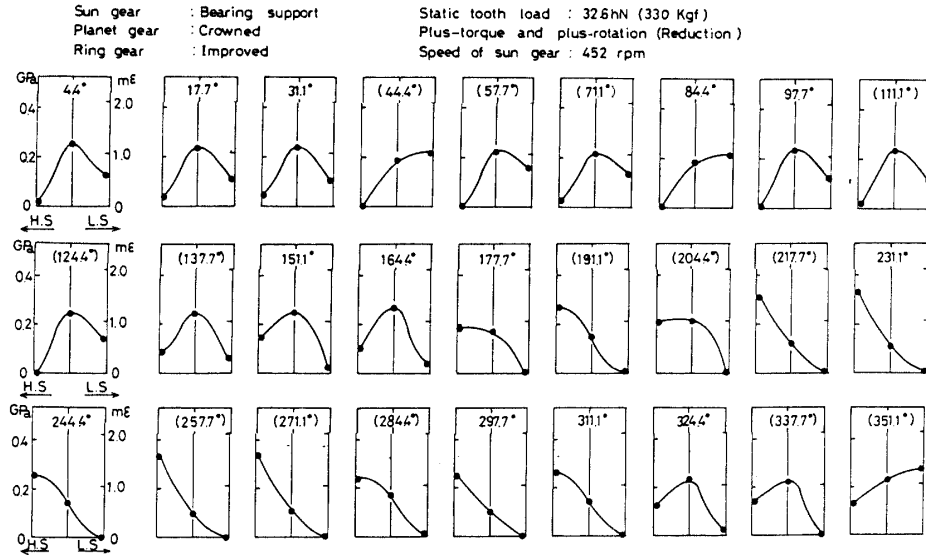


Fig. 5 (c)

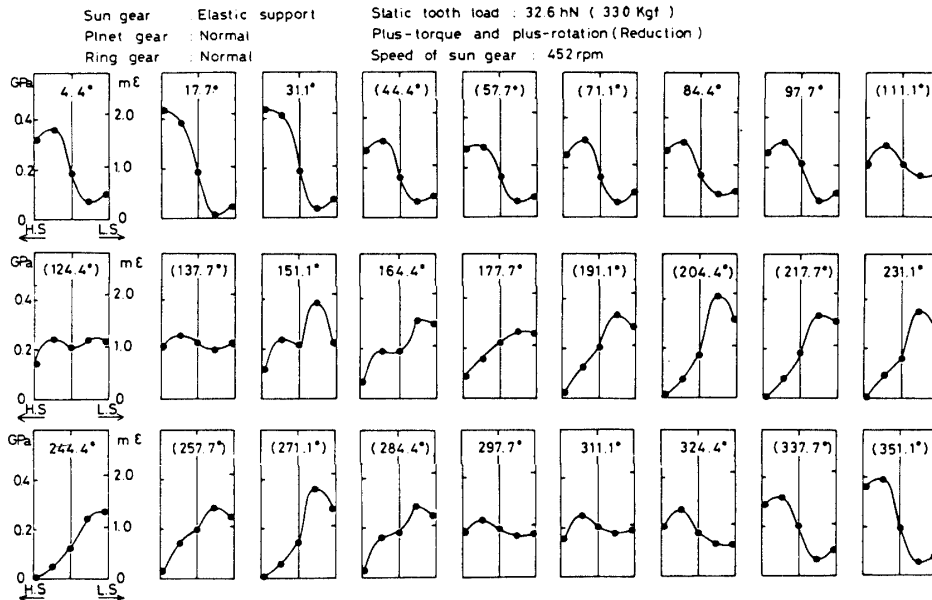


Fig. 5 (d)

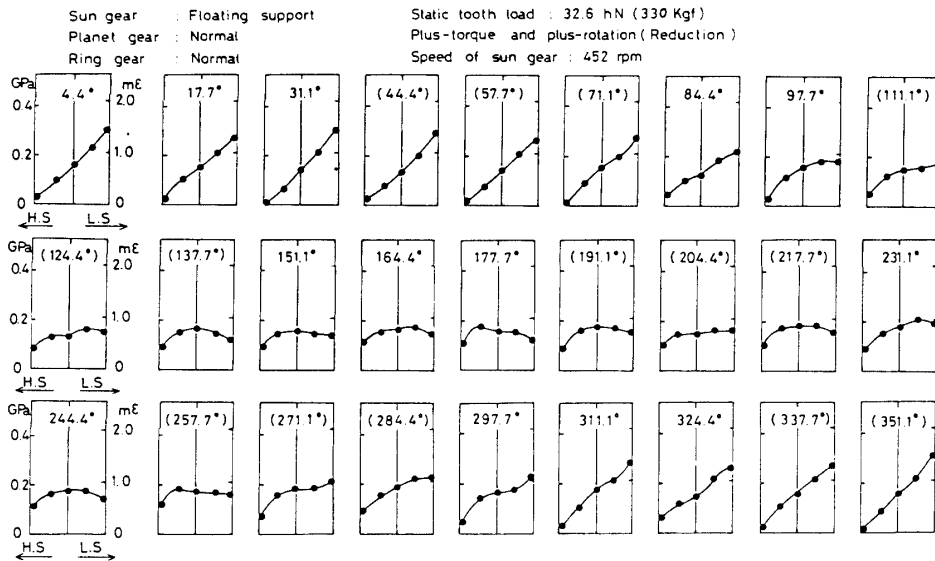


Fig. 5 (e)

Fig. 5 Fillet stress distributions at revolution position of planet carrier ($i_s=18$)

点に作用する場合について、歯元応力を会田らの式⁽²⁾によって算出すると170MPa {17.1kgf/mm²}となるので、遊星枠を浮動支持し、太陽歯車を軸受で支持している図5 (a) の場合は、一様な歯当たりの場合の約3.5倍の大きさの歯元応力が生じていることになる。このことより、歯だけに比べて歯幅の広い歯車を使用するときは、工作誤差や組立誤差に特に注意する必要があることがわかる。

図5 (b) は15 μ mのクラウニングを施した遊星歯車P2を用いた場合の歯当たりの変化状態を示している。図5 (b) より、遊星歯車にクラウニングを施すと、歯当たりがやや改善され、最大歯元応力も490MPa {50kgf/mm²}に低下しているが、一様な歯当たりの場合の約3倍の値である。しかし、さらにクラウニング量を大きくすれば、歯当たりが改善され、さらに最大歯元応力も低下するものと考えられるが、各遊星歯車の歯を全てクラウニングするのは加工経費の面から最良の方法とは思われない。図5 (c) は遊星歯車P2を用い、さらに内歯車R2を用いて内歯車を動きやすくした場合で、歯当たりはかなり良好になり、最大歯元応力も340MPa {35kgf/mm²}に低下している。また、図5 (d) は太陽歯車を弾性支持にし、ある程度動きやすくした場合であり、これより、片当たりが緩和され、最大歯元応力が420MPa {43kgf/mm²}に低下しているのがわかる。さらに図5 (e) は太陽歯車を浮動支持にした場合で、

最大歯元応力は295MPa {30kgf/mm²}になっており、太陽歯車の支持部のばねこわさを小さくし、太陽歯車を動きやすくするほど、片当たりが緩和されることがわかる。以上のことより、内歯車や太陽歯車を動きやすくすることによって、後述の荷重配分のみでなく、内歯車軸あるいは太陽歯車軸と遊星歯車軸の軸平行度の補正も行われていることがわかり、内歯車や太陽歯車を動きやすくすることはこの点においても有効な手法といえる。

4.2 各遊星歯車の荷重配分

図6に、図3 (b) の方法によって測定した太陽歯車の歯元ひずみの測定例を示す。図6のような歯元ひずみから歯面荷重を求めて、各遊星歯車の平均荷重配分率とその変動係数 (荷重配分率の標準偏差 / 平均荷重配分率) を算出し、各実験条件ごとに、高速軸回転数に対して図7に示す。ここで、各遊星歯車の運転中の荷重配分の変動域は、ほぼ { 平均荷重配分率 - 2 (荷重配分の変動係数) } から { 平均荷重配分率 + 2 (荷重配分の変動係数) } の範囲に入ると考えられる。⁽³⁾ 図7 (a) より、太陽歯車を軸受支持とした場合、各遊星歯車の平均荷重配分率は96%~105%程度であり、3個の遊星歯車に対する平均荷重配分率の不均一は小さいが、荷重配分率の変動係数は約20%程度でかなり大きい。これより、運転中の各遊星歯車の荷重

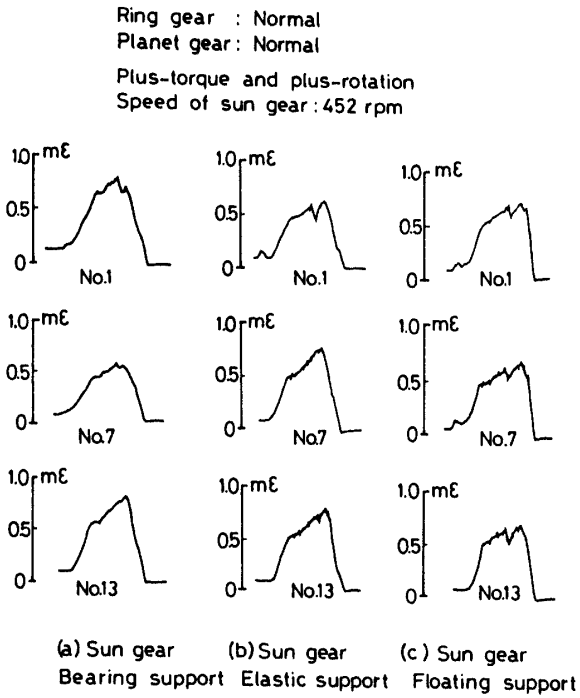


Fig. 6 Example of fillet strains at 452 rpm
($i_s = \text{No.1, 7, 13}$)

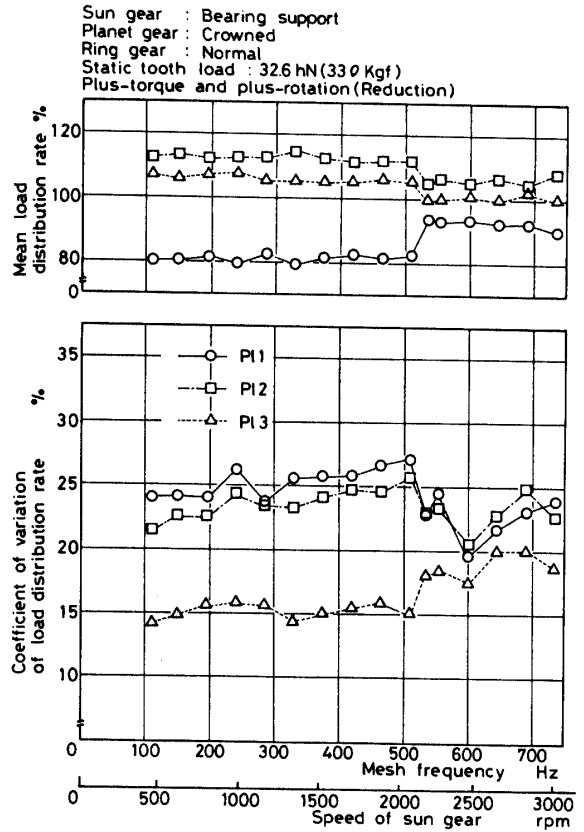


Fig. 7 (b)

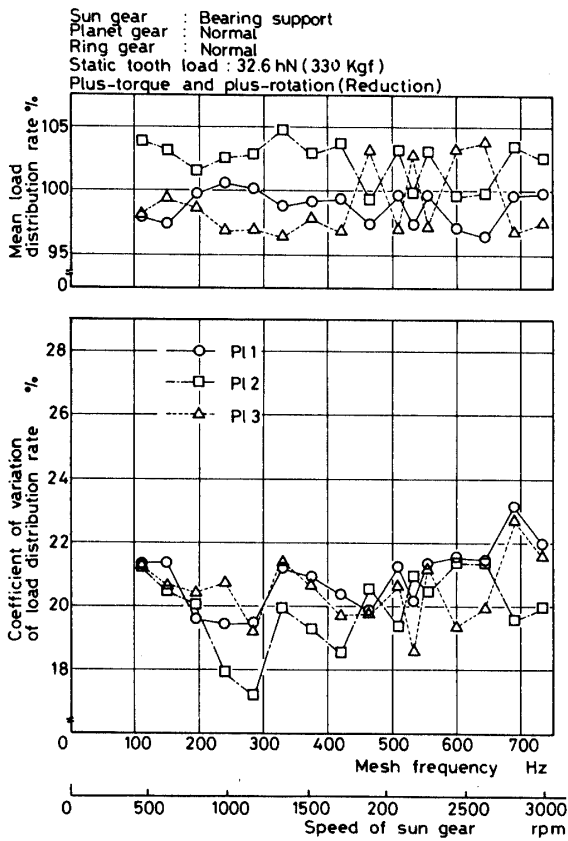


Fig. 7 (a)

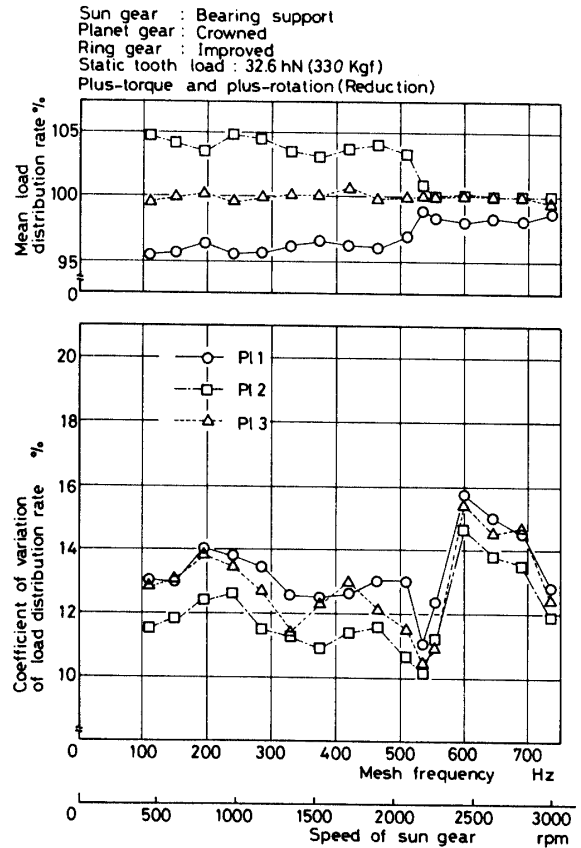


Fig. 7 (c)

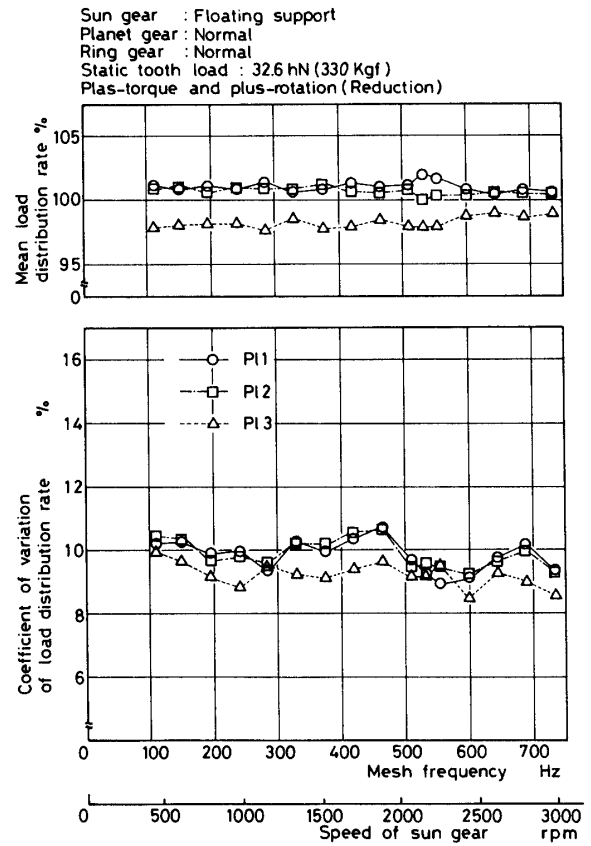
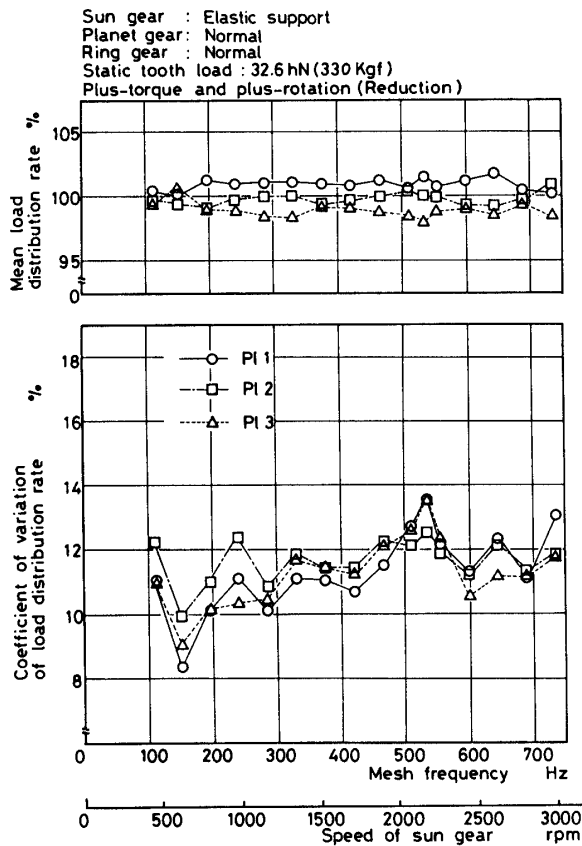


Fig. 7 (d)

Fig. 7 (e)

Fig. 7 Mean value and coefficient of variation of load distribution rate vs. mesh frequency (is=No. 1, 7, 13)

配分率の変動範囲を求めると約55%~145%になり、全体としての荷重配分はそれほど良好とはいえず、遊星枠を浮動支持しただけでは荷重等配が十分に図られないことを意味する。また図7(b), (c)より、遊星歯車にクラウニングを施しても荷重等配に対してあまり効果がないが、内歯車を動きやすくすると荷重等配に対して効果があることがわかる。さらに、図7(d), (e)より明らかなように、太陽歯車を弾性支持や浮動支持にし、太陽歯車の支持部のばねこわさを小さくすると、軸受支持の場合に比べて荷重配分が大幅に改善されているのがわかる。

図8には荷重配分の変動の様相の一例を遊星枠の回転角に対して示した。図8より変動の周期は2回転中11回の変動周期があることがわかる。これより高速軸の組立誤差が荷重配分の変動の主成分であることが伺える。したがって、この種の誤差をできるだけ小さくすることが望まれる。

4.3 動荷重比

太陽歯車の3枚の歯に作用する歯面荷重から、各歯

ごとに平均動荷重比とその変動係数(動荷重比の標準偏差/平均動荷重比)を算出して、各測定条件ごとに図9に示す。図9(a)より、太陽歯車を軸受支持した場合、No.1の太陽歯車の歯面荷重の変動が特に大きいことがわかる。また図9(b), (c)より、遊星歯車にクラウニングを施しても動荷重の低減はあまり望めないが、内歯車を動きやすくすると動荷重の低減に効果があることがわかる。さらに図9(d), (e)より、太陽歯車を弾性支持、浮動支持と支部部のばねこわさを小さくするにつれ、太陽歯車の各歯面荷重が平均化され、かつその変動係数が小さくなっていくことがわかる。

なお、太陽歯車を浮動支持した場合、太陽歯車軸回転数3000rpmの場合の歯元ひずみの計測には、わずかに逆歯面の歯当たりが認められる場合があった。この現象は浮動支持のように太陽歯車を動かすと起こりやすい。したがって、遊星歯車装置の場合は平行軸の歯車装置の場合より歯車のバックラッシュを大きく取ることが望まれる。

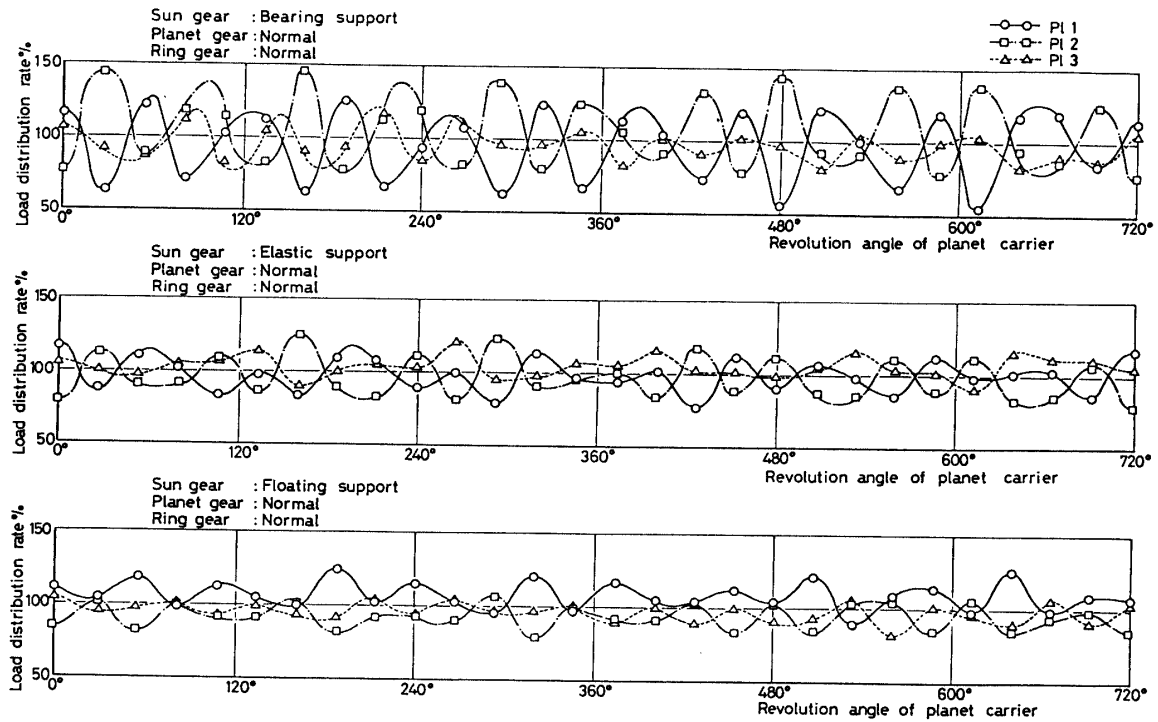


Fig. 8 Load distribution rates of planet gears at 452 rpm

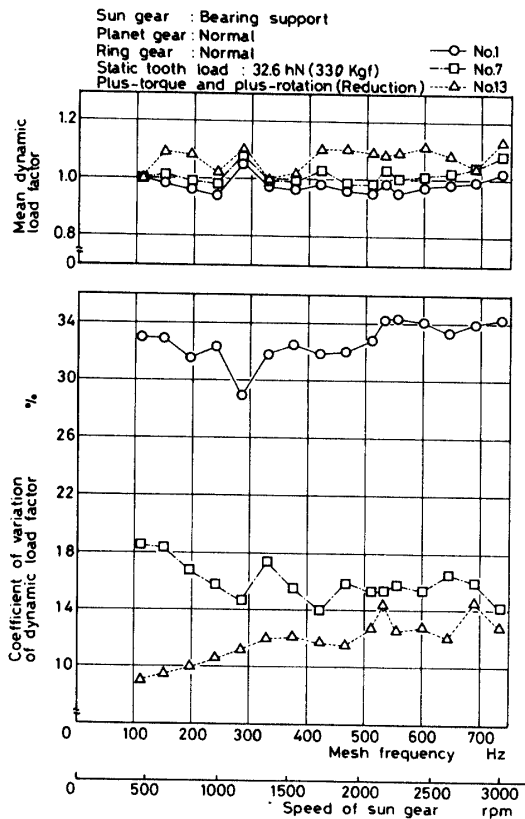


Fig. 9 (a)

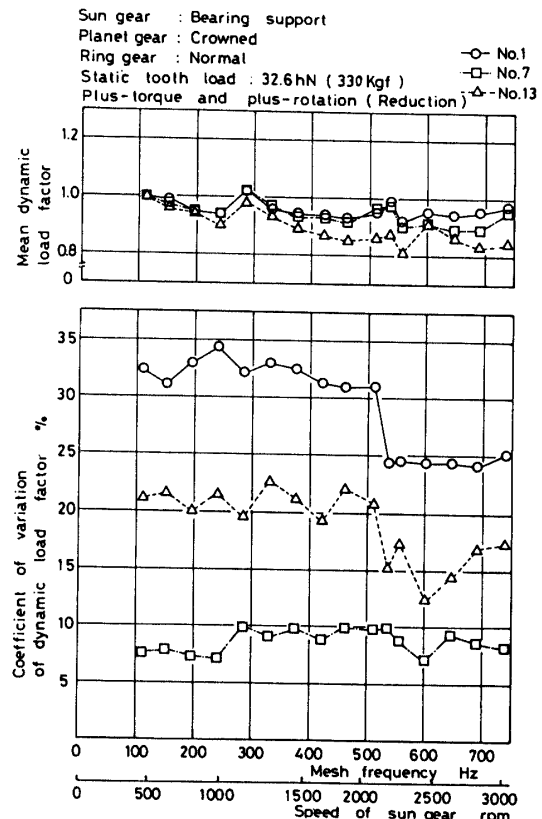


Fig. 9 (b)

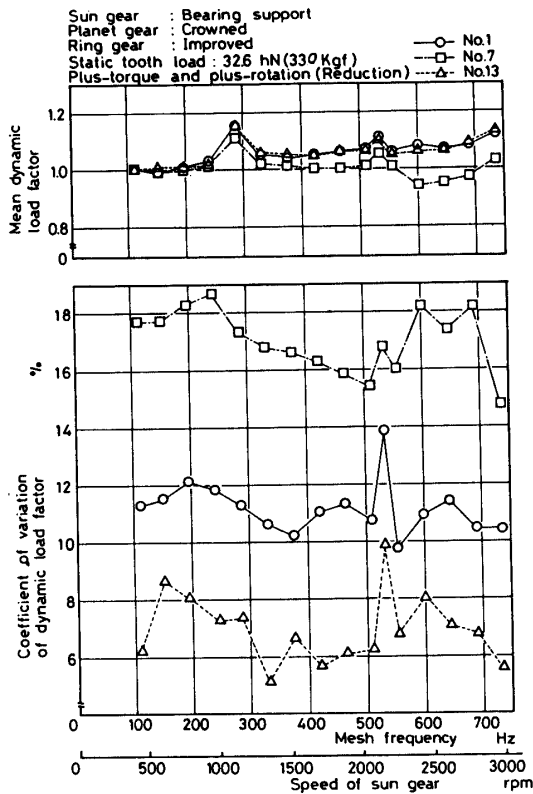


Fig. 9 (c)

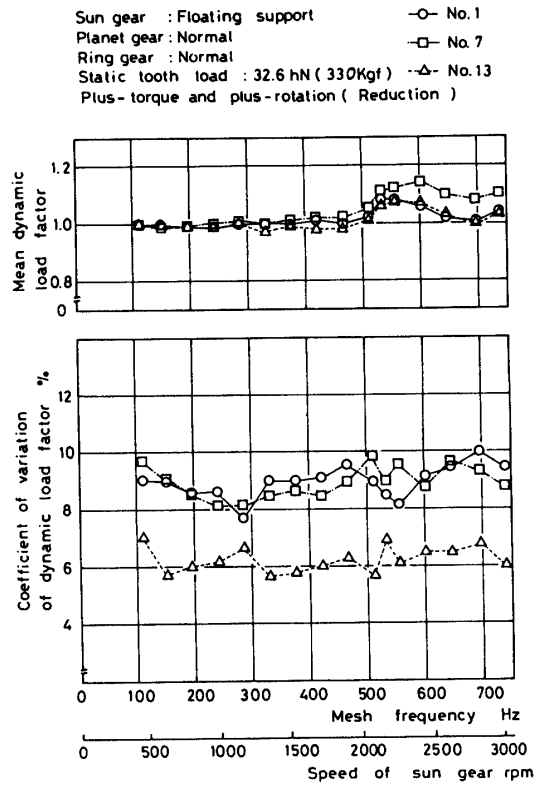


Fig. 9 (e)

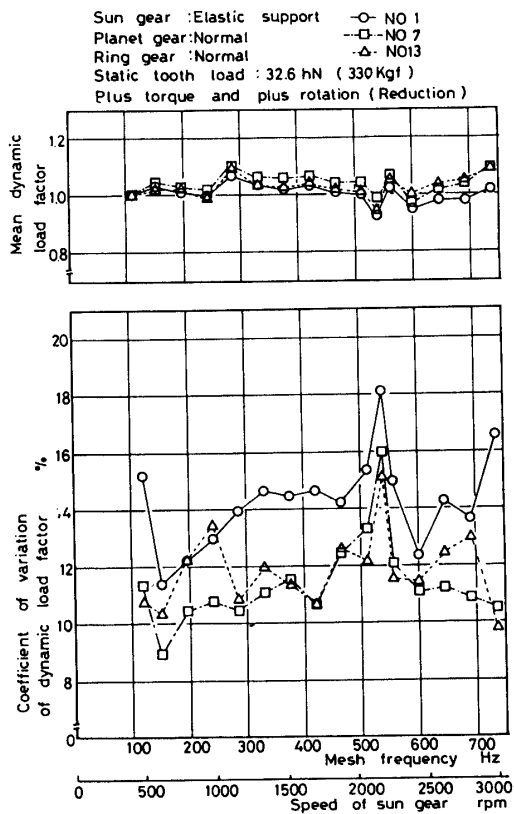


Fig. 9 (d)

Fig. 9 Mean value and coefficient of variation of dynamic load factor vs. mesh frequency (is = No. 1, 7, 13)

5. 結 言

歯だけに比べて歯幅の広い歯車を有し、遊星枠をギヤカップリングにより浮動支持した遊星歯車装置について、遊星歯車のクラウニングの有無、内歯車や太陽歯車の支持方法を変えて、歯当たりや各遊星歯車の荷重配分、歯面動荷重の測定を行い、遊星歯車装置の特性改善について考察を行った。得られた結果を要約して次に示す。

- (1) 遊星歯車をクラウニングすると、歯当たりの改善は認められるが、荷重配分の均一化や歯面動荷重の低減についての効果はあまり認められない。しかし、内歯車や太陽歯車を弾性支持や浮動支持などにより動きやすくすると、歯当たりの改善とともに、荷重配分の均一化や動荷重低減についての効果が認められ、これらの方法は比較的簡単な方法であるので遊星歯車装置の特性改善のため適していることがわかった。
- (2) 歯車の片当たりや荷重配分の変動は各種の誤差

- による高速軸, 低速軸の偏心と軸平行度の誤差による。したがって, 歯だけに比べて歯幅をかなり広く取る場合には特に工作上十分注意を要する。
- (3) 遊星歯車装置では歯車のバックラッシを通常より大き目にとることが望ましいが, 太陽歯車を弾性支持や浮動支持する場合には特に必要である。

文 献

- (1) 日高照晃・ほか2名：機論, 52—480 C, 2200 (1986)
- (2) 会田俊夫・ほか2名：機論, 33—252, 1321 (1967)
- (3) 日高照晃・寺内喜男：機論, 41—350, 3003 (1975)

(昭和61年4月15日受理)