

# 船用タービン減速用遊星齒車装置の 開発について\*

原 三郎\*\*, 植田 靖夫\*\*\*, 井上 宗一\*\*\*\*  
武田 康生\*\*\*\*\*, 高橋 崇\*\*\*\*\*

## 1. ま え が き

最近の船舶の巨大化と超高速化は、主機関に際限ない高出力化を要求するようになってきたが、これに対して、現在の技術的背景のもとでいろいろの高出力機関方式が検討されている。蒸気タービン機関は逐次熱効率が改善されてきたこともあり、また、比較的容易に大出力化の見通しが得られるので、船用大容量機関として最近ますます重視される傾向にある。タービン主機には当然減速機構が付属するが、現用の減速機構はプラント全体からみても、重量的、容積的に大きな比重を占めている。プロペラ回転数を 80~90rpm に維持して現用の減速歯車方式を踏襲するならば、5万、7万馬力と高出力化することはいたずらに減速歯車の重量容積を増すに止どまらず、5mまたはそれを超える大径が予想される最終段親歯車の歯切の困難性が重要な問題となってくるであろう。

そこで、タービン減速装置の小形高性能化が今後の重要な課題となるが、これを達成する一手法として遊星歯車機構の導入が考えられ、現に欧米においては相当の実績をあげつつある<sup>(1)(2)</sup>。遊星歯車装置は具体的問題として複数個の遊星歯車の荷重を均等化することが重要であるので、主としてこの機構に関連している遊星歯車装置が考案されている。このうち、高速大容量遊星歯車装置として Stoeckicht 方式が有名であり、現在船用タービンの第一段減速用として一基 15,000PS 程度までのものが開発されている。なお、この方式は産業機械用も含めて技術提携のもとに各国で生産されている。そのほかそれぞれ独自の方式による遊星歯車装置が考案または生産されているが、米海軍では第二次大戦後に意欲的な限界設計を採用した駆逐艦の 50,000 PS タービン主機減速機用として最終段に遊星歯車装置をとう載した報告<sup>(3)</sup>もある。

このような背景のもとで船用蒸気タービン主機の高

出力、高性能化に対処するため、また、わが国独自の技術水準を高めるために政府の大形プロジェクトとして昭和42年度より3年間にわたって、大容量遊星歯車減速装置の開発研究が推進された<sup>(4)</sup>。具体的には運輸省が実務運営のための委員会を組織するとともに、日本船用機器開発協会を通じて、各メーカーに委託して遊星歯車装置およびその運転試験機構の設計製作を行ない、これを船舶技術研究所が主務者となって運転試験を実施した。以下遊星歯車装置の簡単な解説とともに本開発研究の概要について述べる。

## 2. 遊星歯車装置とは

遊星歯車装置の構成は中央の太陽歯車 (Sun Gear) と最外周の内歯車 (Internal Gear, Ring Gear) およびその両者にかみ合いながら遊転する複数個の遊星歯車 (Planetary Gear) とその軸をささえる遊星わく (Planet Carrier) からなる。入出力軸の組み合わせ方で図1のようにプラネタリ形およびスター形が多く使用される。また、太陽歯車、遊星わく、内歯車のいずれかを入力回転体として、ほかの二つにトルクを配分して同時に回転させることもできる。いずれの場合も入出力軸は同心になる。大容量の遊星歯車装置では同時にかみ合う遊星歯車間の荷重が互いに等分配されることが必ずの要件になる。このためには工作精度を極力あげることがもちろんであるが、設計的には予想される変動荷重を適当に逃げるような自由度を積極的に機構内に与えることが必要になる。これまでの高速大

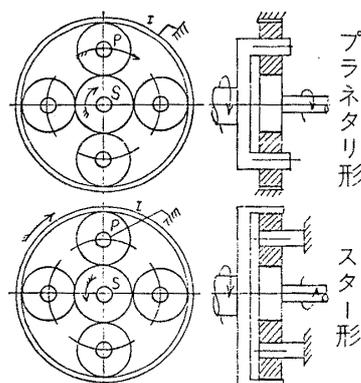


図1 遊星歯車装置の回転

\*原稿受付 昭和45年5月16日  
\*\*正会員 日本海事協会(東京都港区赤坂2-17-26)  
\*\*\* " 船舶技術研究所(三鷹市新川6-38-1)  
\*\*\*\* " 石川島播磨重工業(株)(東京都江東区豊洲3-2-16)  
\*\*\*\*\* " 川崎重工業(株)(神戸市生田区東川崎町2-14)  
\*\*\*\*\* " 東洋精密造機(株)(東京都千代田区麹町3-7 山ロビル)



つの装置で運転条件を変えて第一段用 (30,000PS) と第二段用 (10,000PS) の両試験を行なうもので、このため基本設計段階で若干の矛盾はあったが、試作機としての目的は十分に満足した。

1 段方式は両機種を相互に、また、1・2 段方式は同形状歯車装置 2 台を結合して図 3、図 4 に示すような動力循環方式の負荷運転試験装置に組みあげた。各機種の要目は表 1、表 2 に示すとおりである。また、それぞれの設計の特徴を以下に示す。

### 3.1 1 段方式遊星歯車装置

試作された 2 機種はまったく異なった設計形状をもっており、一方は平歯車、他方はハスパ歯車を使用した。いずれも太陽歯車と遊星歯車は浸炭焼入れ研摩を行ない、定格負荷の K 値は  $21 \sim 23 \text{ kg/cm}^2$  である。両機は相互の低速軸、高速軸をそれぞれ結合して、高速軸の一部に設けたトルク負荷用ねじり装置で循環トルクを与え、この状態で外部より低速軸を駆動して動力循環式負荷運転試験を行なう。

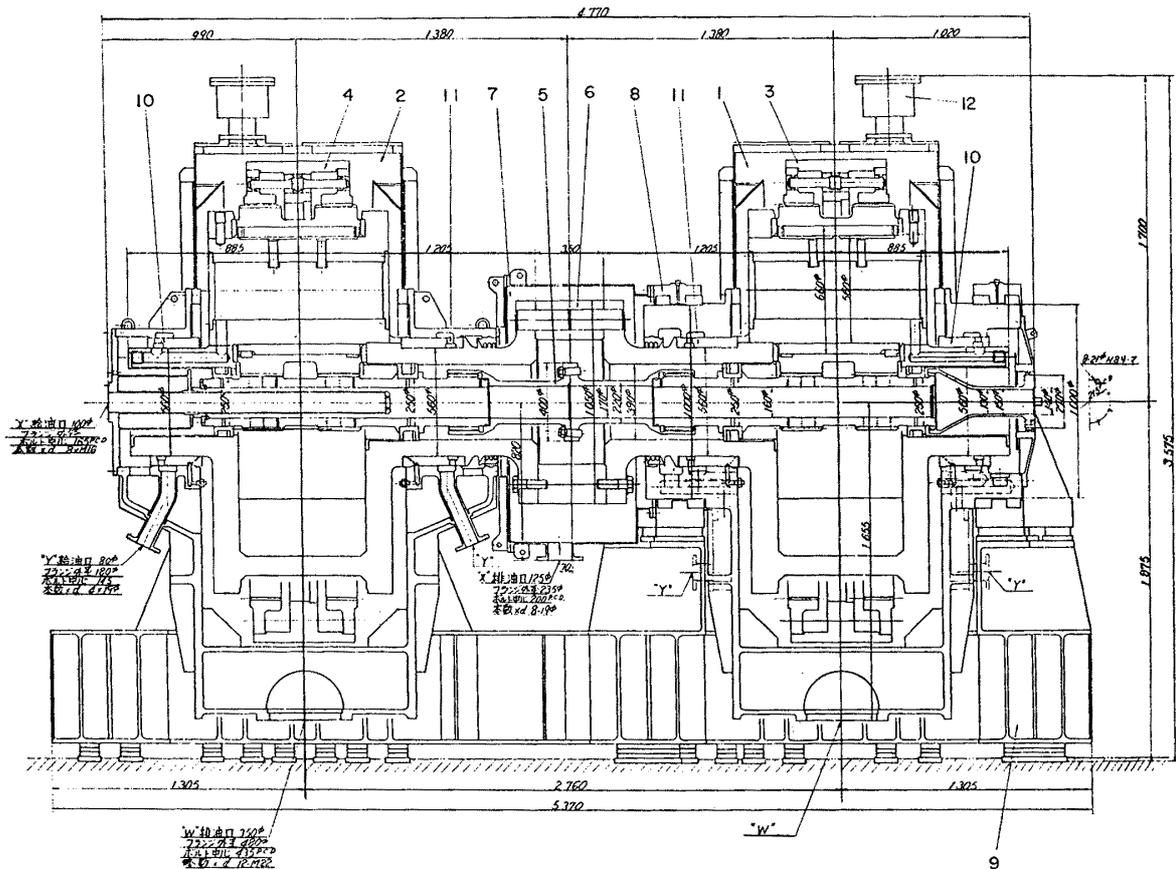


図 4 1・2 段方式遊星歯車装置の組立断面 (10,000/30,000 PS)

表 1 1 段方式の歯車および運転諸元

	ハスパ歯車方式	平歯車方式			ハスパ/平歯車
P.C.D. mm	$\frac{S}{224} / \frac{P}{297} / \frac{I}{818}$	$\frac{S}{222} / \frac{P}{294} / \frac{I}{810}$	伝達馬力	PS	12,500
歯車数	1 / 4 / 1	1×2 / 4×2 / 1×2	高速軸回転	rpm	3,486
減速比	4.65		低速軸回転	rpm	750
モジュール	6	圧力角 20°	低速軸トルク	m-kg	11,940
歯幅 mm	190	110×2	PCD 周速	m/s	32.2 / 31.9
材 料	SNC 22 / SCM 5	SNC 22 / SCM 5	K 値	kg/cm <sup>2</sup>	23 / 21
加 工	焼入研磨 / タフトライド	焼入研磨 / 切放	遊星軸受圧力	kg/cm <sup>2</sup>	28.6 / 36
遊星軸受	200φ×280	180φ×145×2	遊星軸受周速	m/s	21.6 / 19.5

表2 1・2段方式の歯車および運転諸元

	太陽歯車	遊星歯車	内歯車		一段用運転	二段用運転
P.C.D. mm	272	880	2,032	伝達馬力 PS	30,000	10,000
歯車数	1×2	3×2	1×2	高速軸回転 rpm	3,600	763
減速比	8.47			低速軸回転 rpm	425	90
モジュール	8 圧力角20°			低速軸トルク m-kg	51,000	80,000
歯幅 mm	220×2		160×2	P.C.D. 周速 m/s	45.1	9.6
材料	クロムモリブデン鋼		炭素鋼	K 値 kg/cm <sup>2</sup>	16/2.9	25/5.1
加工	しん炭焼入研磨		調質 シェービング	遊星軸受圧力 kg/cm <sup>2</sup>	55	15
遊星軸受	500φ×550			遊星軸受周速 m/s	29	6.1

平歯車形の特徴：

- (1) 複列の平歯車を採用し、複列間相互の歯を半ピッチずらしてハスパ的效果をねらう。
- (2) 内歯車の複列相互をスプリング棒で結合し、車室に弾性支持することにより内歯車に自由度を与え、かつ、複列間の荷重等配分をはかる。
- (3) 遊星歯車と同軸受の間にそれぞれに対して適当な間隙をもつ（軸受側 0.4mm, 歯車側 0.7mm）遊動輪をそう入する。この間隙内の油膜のパネ効果により遊星歯車に半径、接線方向の自由度を与える。
- (4) 太陽歯車軸は両側で遊星わくに軸受支持する。

ハスパ歯車形の特徴：

- (1) シングルヘリカル歯車を採用し、高速軸側にラスト軸受を設ける。
- (2) 太陽歯車を軸受で拘束せずフロート支持として自由度を与える。
- (3) 遊星歯車は内外の噛合力により軸心を傾ける向の偶力を生ずるので軸受の L/D を大きくし、かつ、遠心力を軽減するため薄肉とする。
- (4) 内歯車に適当な変形を許すよう薄肉にしてタフトライド処理を施す。
- (5) 内歯車はその外側をハスパギヤカップリング方式で自由度を与えて車室に取付ける。

### 3.2 1・2段方式遊星歯車装置

本機は前述の1段方式のうちの平歯車形とその基本構成はまったく同様である。ただし内歯車を弾性支持するスプリング棒は環状のバランスリングに保持され、バランスリングは水平左右位置で車室に固定する。また、負荷運転のための循環トルクは、トラニオン軸受で支持された一方の車室全体を油圧ジャッキにより傾けることにより与える。しかし、本機はわが国ではこの種の歯車としてまったく未経験の大容量機であ

り、さらに世界にその例を見ないほどの作動条件をもっていることが特記されるべきである。すなわち、2mを超える大径の内歯車および880mm径の焼入れ研磨歯車の工作、55kg/cm<sup>2</sup>を超える軸受荷重をもつ遊星歯車軸受の性能、K値30kg/cm<sup>2</sup>以上の高速高荷重条件下での平歯車の使用、高速大容量遊星歯車装置の遊星間または複列間荷重等配分の機能、などいずれも在来の技術に立脚しているとはいえ、実際問題としては運転試験結果によってのみ評価することのできる未知の分野から成り立っているといつて過言ではない。

## 4. 試作機の運転試験

試作された各遊星歯車はそれぞれ動力循環式の試験装置として、実際にトルクを与えて負荷運転試験を行ない、作動中の諸状態を調査するとともに、分解検査により各部機能の確認を行なった。以下両方式歯車装置の運転試験の概要を述べる。

### 4.1 1段方式装置の運転試験

本機は所定の負荷状態(12,500PS)で連続耐久試験を行なうことを主眼として、通常計装計器による運転状態の監視と分解検査を実施した。なお、運転中に内歯車の歯元または同背面の応力状態、騒音の計測も行なった。運転試験経過は表3のとおりである。表中の偏心運転とは、実船において第2段小歯車が駆動力によって軸受クリアランス内で偏心することを想定して、特に内歯車をほかの回転体に対して0.15mmずらして取付けた状態での運転である。また、動力循環運転では回転方向により両歯車は互いに増速かみ合いと減速かみ合いになるので、正逆交互の運転を行なっている。

- (1) 各部温度、圧力

表4に運転中の温度、圧力、入力動力などの一例を

表3 1段方式遊星歯車装置(12,500 PS)の運転経過

運 転 項 目		回 転 方 向	回 転 数 (出 力 軸)	年 月 日	累 積 回 転 数 (出 力 軸)
な ら し 運 転		正 逆	350 700 rpm	43. 4. 4~10. 7	28.0×10 <sup>4</sup>
第一回同心定格運転	30 Hr	正	750 rpm	43.10.14~16	136.9×10 <sup>4</sup>
平歯車側故障補修一部改造					
な ら し 運 転		正 逆	350 700 rpm	44. 3. 3~ 5	9.6×10 <sup>4</sup>
第二回同心定格運転	30 Hr	逆	750 rpm	44. 3. 6~ 7	144.5×10 <sup>4</sup>
	30 Hr	正	〃	44. 3.10~11	138.3×10 <sup>4</sup>
	30 Hr	逆	〃	44. 3.13~14	138.3×10 <sup>4</sup>
	30 Hr	正	〃	44. 3.17~18	138.6×10 <sup>4</sup>
平歯車側故障補修一部改造					
な ら し 運 転		正 逆	350 700 rpm	44. 9. 1	11.7×10 <sup>4</sup>
偏 心 定 格 運 転	30 Hr	逆	750 rpm	44. 9. 3~ 8	134.9×10 <sup>4</sup>
	30 Hr	正	〃	44. 9. 9~10	135.1×10 <sup>4</sup>
	5 Hr	逆	〃	44. 9.12	23.0×10 <sup>4</sup>
				総 計	1,038.9×10 <sup>4</sup>

\* 正転方向とはハスバ歯車方式が減速かみ合, 平歯車方式が増速かみ合の回転方向で, 逆転方向とはそれぞれ逆のかみ合になる。

表4 1段方式装置の運転計測例(第二回同心定格逆転)

日 付	時 間	低速軸 回転数 rpm	入力 動力 PS	軸 受 温 度 °C				ケーシング 温 度 °C		LO 温度 °C		LO 圧力 kg/cm <sup>2</sup>	室 温 °C	
				推 力 軸 受	高速軸 1	高速軸 2	低速軸 1	低速軸 2	ハスバ 歯車側	平歯 車側	入 口			出 口
44.3.17	9:39	起 動												
	10:00	750	440	50	45	49	35	31	47.4	29	26	36	2.0	10.7
	12:00	〃	419	53	50	53	42	38	52	38	33	42	2.0	15.5
	14:00	〃	415	54	51	54	43	40	52.2	39	34	43	1.9	15.5
	16:00	〃	412	54	51	54	43	40	52.5	40	34.5	43.5	1.9	15.0
	18:00	〃	408	54.5	52	55.5	44	40.5	53	40	35	43.5	1.85	12.4
	20:00	〃	405	54.5	52	55.5	44	41	53	40	35	43.5	1.9	10.5
	22:00	〃	403	55	52.5	55.5	44	41	53	40	35.4	43.5	1.9	9.1
24:00	〃	401	55	53	56	44	41	53	39.5	35.7	43.5	1.9	8.8	
44.3.18	2:00	〃	401	55	53	56	45	41	54	40	36	44	1.9	8.1
	4:00	〃	398	56	53	56	45	41.5	54	40.3	36.5	44	1.9	8.0
	6:00	〃	396	56	54	57	46	42	54.8	40.5	36.9	44	1.9	7.9
	8:00	〃	395	56	54	57	46	42	54.7	41.2	37.5	44.5	1.9	9.3
	10:00	〃	393	57	55	58	46	43	55.5	42	38.7	45.5	1.9	12.5
	12:00	〃	390	58	56	58.5	48	44	56.7	43.6	39.7	46.5	1.8	15.7
	14:00	〃	390	58	56	59.5	48	45	58	45	40.6	46.6	1.8	18.8
16:00	停 止													

示す。潤滑油入口温度を一定に保持することが困難であったので各部温度は潤滑油入口温度に比例して上昇しているが、特に異常は認められない。ケーシング温度は各遊星軸受の排油が飛散する個所に相当するので、遊星軸受温度の推定値となろう。これによると平歯車側の温度上昇は約 $6^{\circ}\text{C}$ に対してハスバ歯車側は約 $17^{\circ}\text{C}$ となるが、これは後者の遊星軸受周速が相対的に大であることも影響しているであろう。

### (2) 伝達効率

全試験についての入力動力（損失動力）および両機の平均値としての伝達効率を図5に示す。潤滑油入口温度が $30^{\circ}\text{C}$ ~ $40^{\circ}\text{C}$ と変化するため、これに応じて伝達効率に変化があるが、また正逆転においても若干の差がある。なお、偏心定格運転ではそれまでの #180 潤滑油を #200 に変更したため損失動力が若干増加した。両機の平均の伝達効率は、98.3%前後にあると判断される。

### (3) 騒音

本機の騒音は1m離れた場所で105~108dbであるが、平歯車とハスバ歯車の差は確認できなかった。ただし、増減速かみ合わせでは明らかな差があり、減速かみ合わせ時が若干高い。騒音のピーク周波数は歯の基本かみ合周期に一致する。

### (4) 内歯車の応力および荷重等配分

遊星歯車間の荷重配分率を実測解析するため、ストレンゲージにより内歯車に生ずる応力波形を測定した。定格負荷運転時の両機内歯車の背面の応力波形は図6のようになり、平歯車ではかみ合時に衝撃的ピークを生ずる。この各振幅が遊星歯車とのかみ合力に比例するものとして、各遊星歯車ごとの平均荷重分担比を求めるとつぎのようになる。

平 歯 車	{	a 遊星	0.998	{	a 遊星	0.985
		b "	0.943		b "	1.027
		c "	1.039		c "	1.017
		d "	1.019		d "	0.971

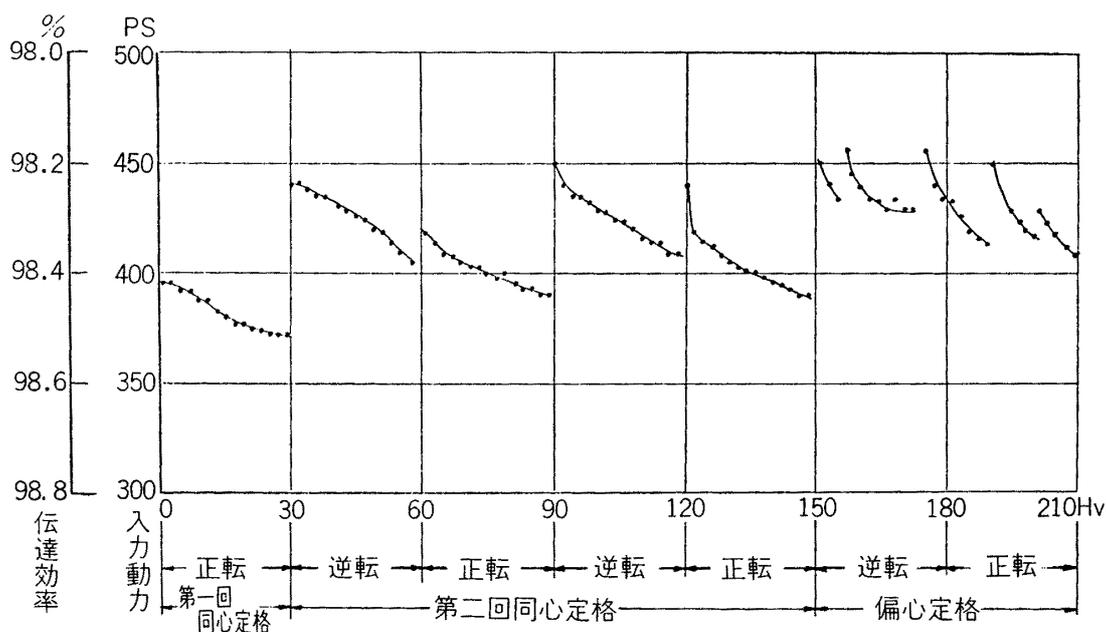


図5 1段方式の全試験における伝達効率の経過 (12,500PS, 両機の平均)

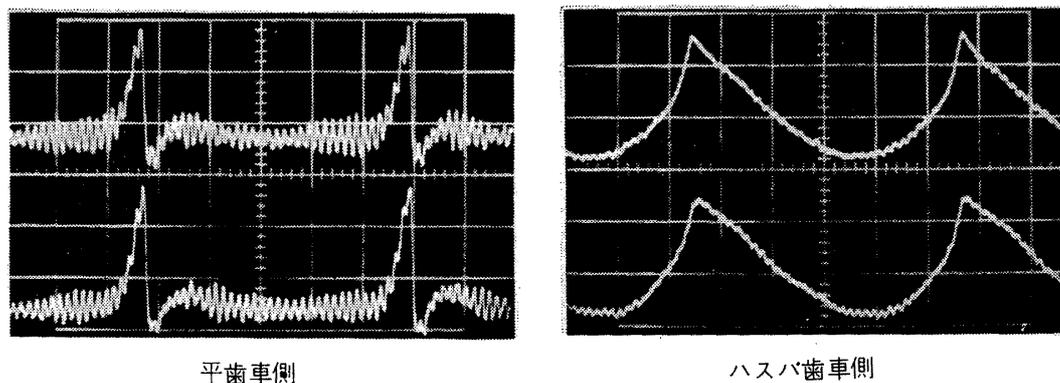


図6 内歯車背面に生ずる応力波形 (1段方式12,500PS)

しかし、回転中の各瞬時の荷重分担率は図7のように分散しており、平歯車側で±12%、ハスバ歯車側で±6%の範囲にバラツキがある。

#### (5) 分解検査

表3の運転経過に示すように、運転途中において平歯車側の遊星歯車軸受のメタル損傷が再度経験された。しかし、これは本歯車装置の機構の本質によるものではなく、高速高荷重軸受に対する給油の不具合によるものと考えられ、若干の設計変更を行なうことにより、最終的には解決された。したがって、最終分解検査の結果、本質的な損傷はまったく認められず、各部分が良好に作動したことが確認された。

#### 4.2 1・2段方式装置の運転試験

所定の負荷で連続運転を実施することは1段方式の場合と同様であるが、本機ははなはだ新しい規模をもつ歯車装置のために、在来技術との段差を埋める意味からも必要と思われる十分な計測と、振動特性、過負荷試験など各種条件での運転試験を実施した。試験は大別して第一段用高速中トルク運転と第二段用低速高トルク運転にわかれ、計画に従った順調な運転試験が行なわれた。

#### (1) 分力性能

各分力性能を表5に示す。損失馬力は装置の入力トルクから求めた値と、給油の熱計算から求めた値では若干の食い違いはあるがほぼ一致する。1号機と2号機の平均損失率を求めると第二段用低速回転の1万馬

力で0.7%、1.2万馬力で0.6%である。一方第一段用高速回転3万馬力で約2.5%、3.5万馬力で約2.3%になる。高速回転時の損失率はこの種減速歯車の伝達効率から考えて若干高い値であるが、これは本装置の真の設計定格点がさらに高い所にあるためである。

#### (2) 振動特性

船用特性およびその前後における巨転、トルクの条件で段階試験を行なったが、内歯車の歯元応力、内歯車変位の傾向から判定して、動力循環系内には問題視されるような共振振動は認められなかった。

#### (3) 騒音

無負荷運転時はきわめて静粛であるが、騒音はほぼトルクに比例して大となる。各定格運転時の音圧は表6のようになり、増減速かみ合による差は特に明りようではない。また、ピーク音圧の周波数はそれぞれの基本かみ合周期、すなわち第一段用運転時が1,795%、第二段用が381%と一致しており、それぞれの倍音が高次ピークとして現われる。

#### (4) 内歯車の応力、変位および荷重等配分

内歯車の歯元または背面応力波形は図8のようになり、1段方式平歯車の場合と同様な傾向を示す。歯元応力の絶対値はゲージ貼付位置のわずかな差によっても若干異ってくるが、ほぼトルクに比例する。第二段用運転の定格10,000PSにおける歯元ひずみの全振幅は $1,000 \sim 1,200 \times 10^{-6}$ 程度が記録された。各内歯車の接線方向と半径方向の振動変位を実測することによ

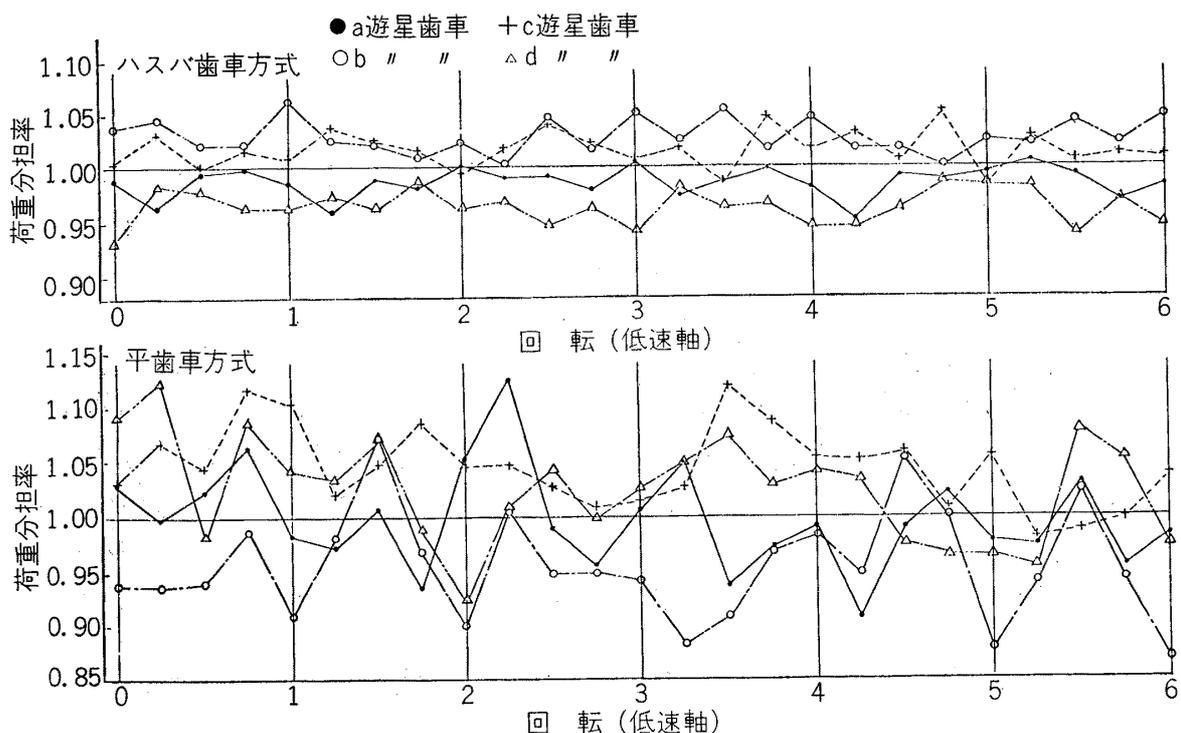


図7 各遊星歯車の荷重分担率の分布 (12,500 PS 減速かみ合)

表5 1・2段方式遊星歯車装置の各分力性能

	回転数 rpm		循環トルク m·kg (高速軸)	循環動力 PS	給油 (1)		排油温度 (2) °C	全油量 m <sup>3</sup> /H	損失馬力 PS		伝達効率 (5) %
	高速軸	低速軸			温度 °C	圧力 kg/cm <sup>2</sup>			油温算定 (3)	入力トルク 算定 (4)	
第二段用 低速運転	600	71	5,950	4,970	41	1.19	*42.8	51	56.5	92.5	99.1
	680	80	7,750	7,370	44.7	1.12	*47	53	76.6	121	99.2
	763	90	9,400	10,000	46.4	1.09	*49.8	55	118	140	99.3
	780	92	"	10,250	46	1.12	*49.9	60	147	"	99.3
	763	90	"	10,000	45.3	"	*50.5	59.5	150	149	99.3
	"	"	"	"	45.9	1.14	*50.8	61	188	144	99.3
	"	"	11,200	12,000	45	1.12	*49.3	60.5	163	154	99.4
第一段用 高速運転	2,230	263	2,400	7,500	42.7	1.08	*52.3	121	730	646	95.7
	2,280	268	"	7,700	46	1.06	52	152	573	671	95.6
	2,360	338	3,850	15,300	"	1.10	*57.5	154	1,110	996	96.7
	"	"	"	15,300	44	1.14	51.5	146	688	917	97.0
	3,230	381	4,900	22,100	45	1.08	*59	160	1,410	1,310	"
	3,270	386	"	22,500	47	1.15	58	164	1,130	1,280	97.1
	3,530	416	6,000	29,500	46	1.05	*62.5	155	1,610	1,500	97.4
	3,600	425	"	30,000	49.5	1.12	63	163	1,380	1,510	97.5
	3,560	420	"	29,700	46.2	1.20	62	165	1,640	1,515	97.4
	3,490	412	"	29,100	46	1.19	64	162.5	1,840	1,410	97.6
3,600	425	6,950	35,000	46.5	1.25	62	165	1,610	1,610	97.7	

(1) JIS 添加タービン油 4号 (出光ダブニー60).

(2) \* 印はケーシング内温度平均値をしめす.

(3) 油温上昇から求めた値.

(4) 装置の駆動トルクより求めた値.

(5) (4)を使用した効率をしめす.

表6 定格運転時の騒音 (Cスケール音圧 db)

		第二段用 10,000 PS 運転		第一段用 30,000 PS 運転	
		増速 かみ合	減速 かみ合	増速 かみ合	減速 かみ合
1号機	A側	102	102	100	99
	B側	104	102	102	100
2号機	A側	104	105	99	100
	B側	101	104	99	100

測定位置一車室横水平継手面付近 距離約1m

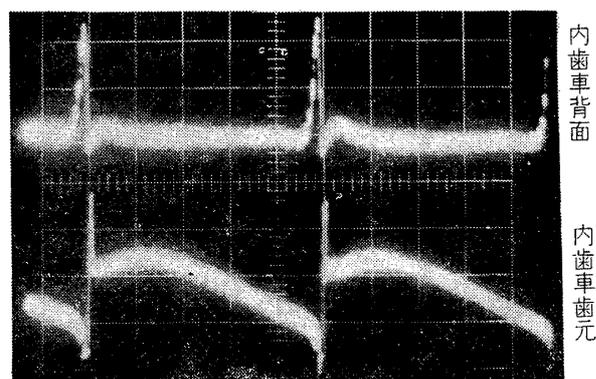


図8 内歯車に生ずる応力波形7.2段方式 (30,000PS)

り、内歯車は完全な剛体としてではなく、各遊星歯車の通過により周期的な局部変形を伴って変位することがわかった。これは内歯車保持リングの支持条件にも当然関連しているであろう。

遊星間の荷重等配分に関しては1段方式で取扱ったのとまったく同様な手法で、歯車背面の相互の実測応力波形から各遊星歯車に注目した荷重分担を求めた。第一段用運転および第二段用運転時の荷重分担の分散状態を図9および図10に示す。また、各遊星歯車の平均荷重配分率と、各瞬時ごとの変動値の分散の幅を求めると表7のようになる。この結果、本遊星歯車機構の本質として歯面荷重が増すほどその等配が良好になるが、高速回転になると遊動輪などの油膜のダンピング効果の減少から、その等配分効果が低下してくることの実証となった。1号機Ⅱ列および2号機Ⅳ列の等配の分散が相対的に大きい、これの内歯車各ゲージの示す応力波形によると、その振幅は明らかに低速軸一回転ごとの周期性をもっている。したがって、Ⅱ列、Ⅳ列は各遊星腕割出し誤差が等配に影響しているものと思われる。ともあれ本運転試験では予想されたものよりも良好な等配が得られた。

(5) 分解検査

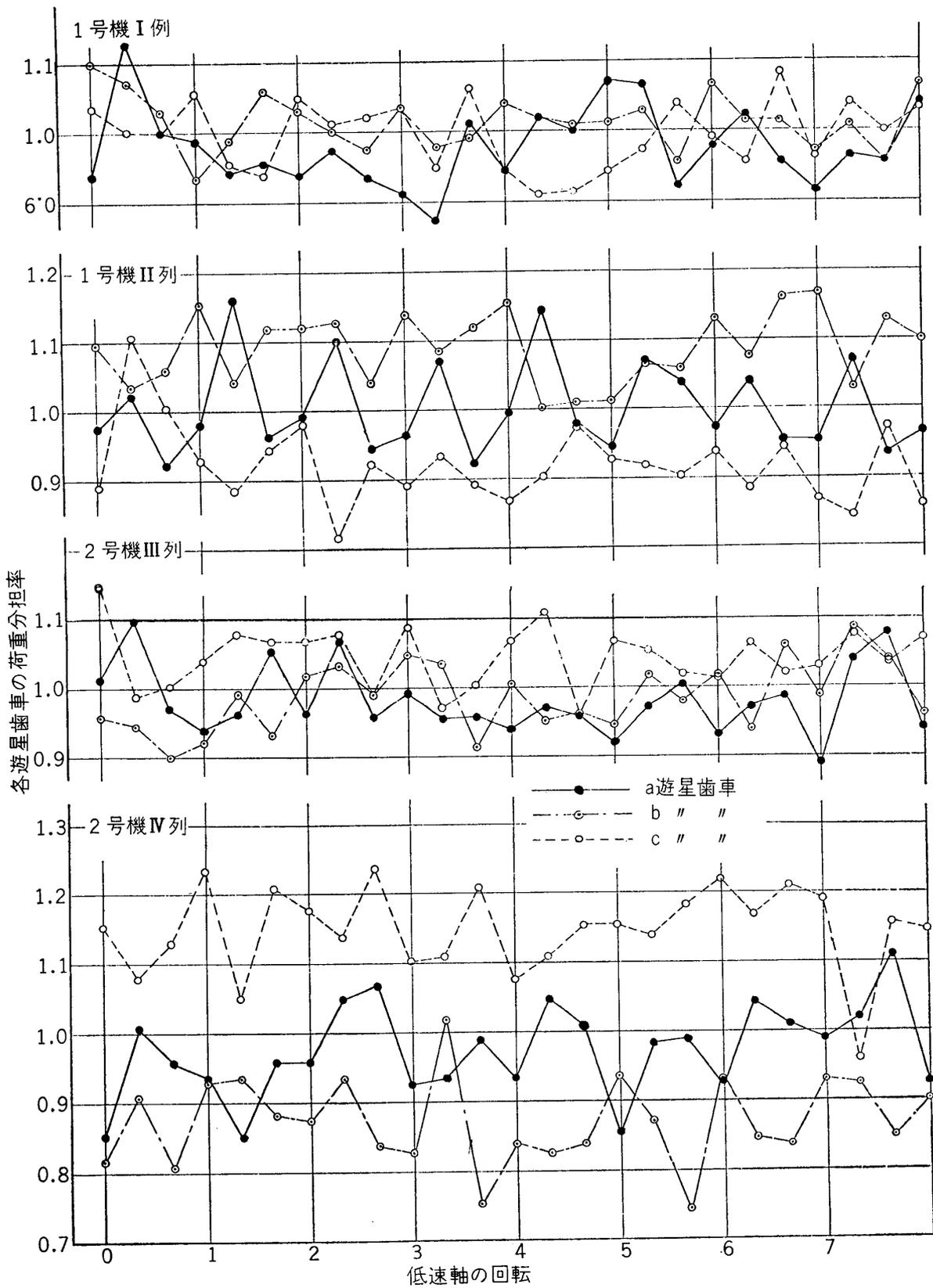


図9 各遊星歯車の荷重分担率の分布 (第一段用高速 30,000 PS)

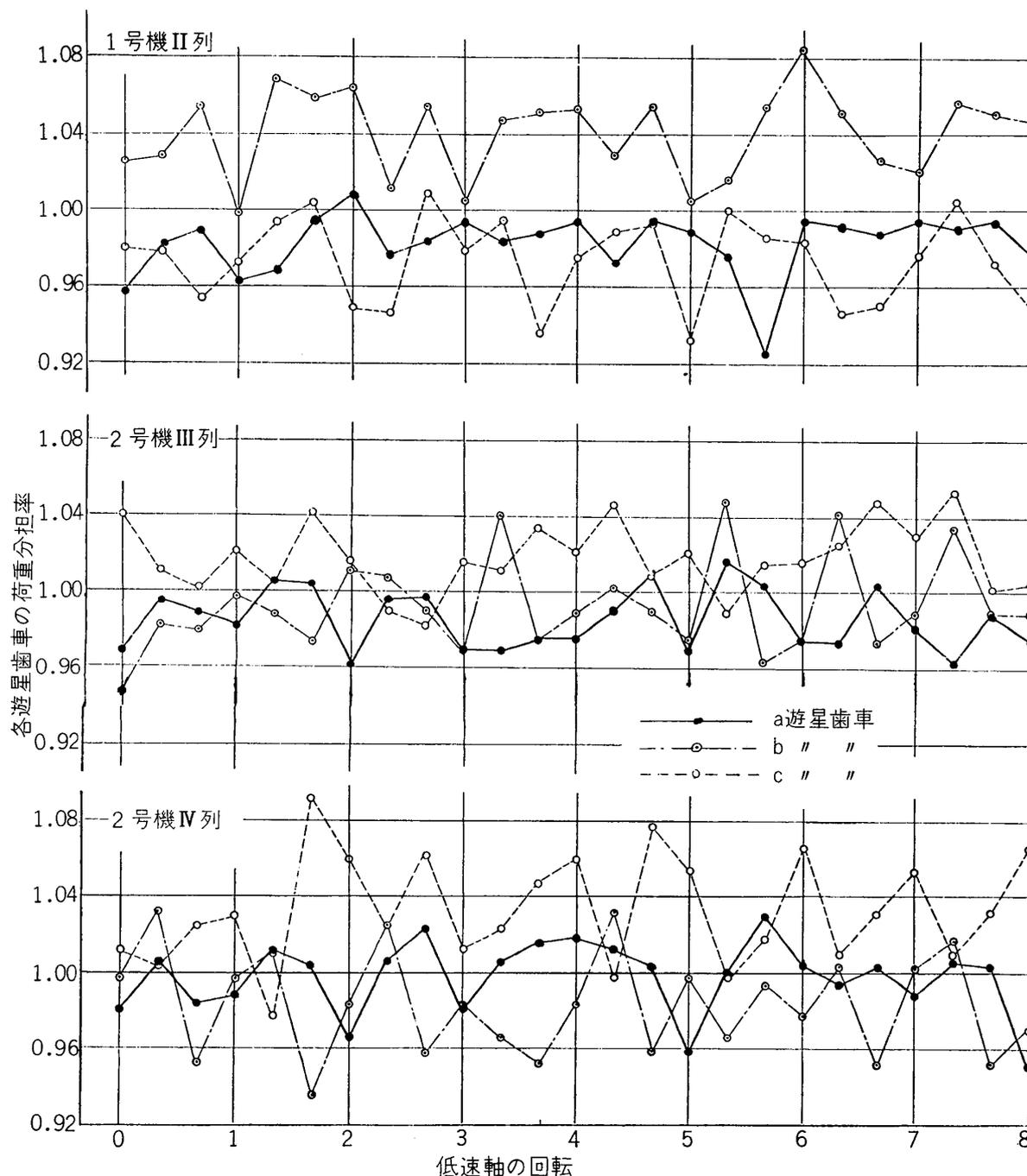


図10 各遊星歯車の荷重分担率の分布 (第二段用低速 10,000 PS)

第二段用低速および第一段用高速負荷運転の後にそれぞれ分解検査を行なった。両分解を通じて内歯車歯面に潤滑油内異物のかみ込による若干のきずが認められたほかは、歯面当たり、各軸受当たりともきわめて良好な状態であり、特に問題視されるものはない。したがって、本装置は当初の設計の配慮が十分生かされて良好な作動状態にあったことが裏付けされた。

## 5. 結 論

わが国初の試みとして国産技術による高速大容量遊星歯車機構を船用蒸気タービン減速装置に適用する意

図のもとに、1段方式用および1・2段方式用試験歯車装置を試作してこれの運転試験を実施したが、これを要約すると以下ようになる。

(1) 高速大容量減速機に新規設計の遊星歯車を使用すること、加えて平歯車を使用することはこれまでまったく未経験の分野であったが運転試験の結果各歯車装置とも計画の出力、回転数の範囲で特に支障なく順調に作動することがわかった。

(2) 十分に精度をもつ平歯車が高速大容量歯車に実用される見通しが得られた。騒音に関してハスバ歯車と直接比載することは困難であったが、平歯車なるが故

表7 第1・2段方式遊星歯車装置の定格運転時の等配率

機	列	遊星	第一段用 30,000 PS		第二段用 10,000 PS	
			各遊星 平均等配	*分散	各遊星 平均等配	*分散
一 号 機	I	a	0.991		—	
		b	1.014	± 5%	—	—
		c	0.995		—	
	II	a	1.002		0.983	
		b	1.082	±12φ	1.037	± 6%
		c	0.916		0.980	
二 号 機	III	a	0.976		0.996	
		b	0.981	± 8%	0.995	± 4φ
		c	1.043		1.008	
	IV	a	0.988		0.994	+ 8%
		b	0.868	±20φ	0.977	
		c	1.144	/	1.029	- 5φ

\* 各瞬時の変動値の幅の概略数

に特に高音を示したとは思われない。しかし、実測によると平歯車の歯元には衝撃的な応力を生じ、かつ、伝達トルクが大になるとかなり高い応力振幅を生ずるので、実用の限界などについては慎重な配慮が必要であろう。

(3) 高速大容量のプラネタリ形遊星歯車機構で問題視される遊星歯車軸受に関して、1段方式の平歯車形で若干の故障を経験したが、万全な設計と慎重な保守管理のもとでは十分安定して作動することがわかった。

(4) 遊星歯車間の荷重等配率は工作精度に大きく支配されるとともに、歯面荷重が増すほど良好になることが確認された。今回の試作歯車はいずれもその等配機構が生かされて、実用上満足される良好な等配率にあった。

(5) 動力伝達効率は1段方式 12,500PS で両機の平均値として 98.3% が、また、1・2段方式の第二段用運転 10,000PS では、99.3% が得られた。ただ、後者の第一段用 30,000PS 運転では 97.5% となり、この種減速機としては若干効率が悪い。しかし、本機の強度上設計定格点は第一段用運転に関する限り 48,000 PS 付近にあり、この近辺では十分満足できる効率を示す。

以上2組の動力循環式試験機により、3種類の遊星歯車装置の運転試験をすることにより、遊星歯車を船用タービン減速装置に適用するに必要な多くの経験と貴重な資料が得られた。なお、今後の問題として最適設計の確立、機構の簡略化、長期耐久性の確認などなお検討の余地は残されるが、本開発研究により今後の実用化に対して明るい見通しが得られた。

本開発研究で試作した遊星歯車装置のうち、1段方式の平歯車側および1・2段方式にはわが国で開発された IMT 方式(東洋精密造機 K. K. 特許)の機構をその基本設計に採用した。各試作機の製作は1段方式の平歯車側を東洋精密造機 K. K. が、また、ハスバ歯車側および試験機構を石川島播磨重工業 K. K. が分担した。さらに、1・2段方式は川崎重工業 K. K. と東洋精密造機 K. K. の共同開発として川崎重工業 K. K. が製作した。

## 参 考 文 献

- (1) Fifteen years Development of High-Power Epicyclic Gear T. P. Jones T.I.M.E. vol 79, No. 8, P 273, 1967
- (2) Marine Engineer and Naval Architect, 1968, No. 4 P.133
- (3) U. S. S. Timmerman-An Advanced Design Destroyer D. G. Phillips T. I. M. E. vol. 68, No. 6 P.187, 1955
- (4) 蒸気タービン減速装置の開発事業報告, 運輸省船舶局, 昭和45年3月