621.833.3.01

はすば歯車の歯形修整に関する実験*

(第1報, クラウニングを与えた場合)

釘 宮 肇**

Experiments on a Profile Modification of Helical Gears

(1st Report, The Dynamic Properties of Crowned Helical Gears)

by Hajime KUGIMIYA

Few investigations have been made on the dynamic properties of helical gears with profile modification and there are many important problems which should be clarified.

The object of this paper is to find out the effect of the profile modification on the dynamic stresses in the teeth and the gear noise of crowned helical gears.

In the profile modification, four kinds of corrections are given successively to one crowned helical gear.

The experiments are conducted by employing a gear testing machine of power circulating type.

As a result of these tests, it may be concluded that further improvement in the dynamic properties of crowned helical gears are obtained, if a suitable profile modification is given.

1. 緒 言

すぐば円筒歯車の歯形修整は、接触線の長さの急激な変化による角速度の変化を避けるために必要であり、Walker⁽¹⁾をはじめ多くの研究者⁽²⁾によって適切な修整量を与える計算式が、理論的あるいは実験的に求められている。

これにたいしはすば歯車の歯形修整は同時接触線の端部における荷重の増加を避けるために必要といわれているが、その研究⁽³⁾⁽⁴⁾はきわめて少なく不明な点が多いようである。特にすば歯車にクラウニングを与えた場合には、これが接触の端部における荷重を減少すると考えられるから、クラウニングしたはすば歯車についても、さらに歯形修整を与えることが必要か否かは明らかでない。

そこで動力循環式歯車試験機を用い、まずクラウニングしたはすば歯車で歯形修整量を4段階に変えた場合の一連の実験を行ない、動的歯元応力および騒音の測定によりはすば歯車の歯形修整について考察した。

2. 実験の方法

一連の実験において試験小歯車、試験大歯車とも同

一の歯車を用い、試験小歯車の歯形修整量のみを4段階に変えて実験した。そしておのこの段階の実験で動的歯元応力および騒音の測定を行ない、これらの測定結果の比較検討によりはすば歯車の歯形修整について考察した。

試験小歯車に与えた4段階の目標歯形修整量は、歯先歯元とも 0μ 、歯先のみ 15μ 、歯先歯元とも 15μ および歯先歯元とも 30μ であり、おのこの段階の実験完了後にマージ研削盤によって修整した。なお試験小歯車の歯先および歯元の修整は、それぞれ歯先から $m/2$ (m : モジュール) および大歯車の歯先がかみあう歯元の位置より $m/2$ の範囲で行なっている。

次に実験に用いた試験機および試験歯車、実験条件ならびに動的歯元応力および騒音の測定方法について述べる。

2・1 試験機および試験歯車 実験に用いた試験機は最高 900HP までの負荷試験が可能な動力循環式歯車試験機⁽⁵⁾である。試験歯車は歯直角モジュール 8、小歯車歯数 29、大歯車歯数 63、歯直角圧力角 20° およびねじれ角 20° のはすば歯車で、小歯車にクラウニングを与えている。試験歯車のおもな諸元を第1表に示した。

第1図および第2図はそれぞれマージ社製 PH60 形歯形測定器によって測定した試験小歯車の歯形および

* 昭和 39 年 4 月 2 日 第 41 期通常総会講演会において講演、原稿受付 昭和 39 年 4 月 13 日。

** 正員、住友金属工業会社製鋼所(大阪市此花区島屋町 249)。

歯すじ方向誤差曲線で、小歯車の円周上 4 箇所の歯についておのおの実験段階の修整研削後に測定した誤差曲線を比較して示したものである。

第 1 図によると試験小歯車の歯形誤差は、第 1 段階の歯形に歯元修整が施されていると考えればすべて 8μ 以内である。試験大歯車の歯形誤差は 12μ であった。図から実際に与えた歯形修整量を求め第 2 表に示す。第 1 段階の歯形については目標修整量が歯先歯

e_k : 歯末のかみあい長さ
 e_f : 歯元のかみあい長さ
 e_1 : 歯先修整された部分に対する仮想のかみあい長さ
 e_2 : 歯元修整された部分に対する仮想のかみあい長さ

歯番号	目標修整量		記号	歯形誤差 μ			歯形修整量 μ	
	歯先	歯元		正側誤差	負側誤差	歯形誤差	歯先	歯元
1	0	0	—	0	(10)	(10)	0	(10)
	15	0	--	0	3	3	24	0
	15	15	---	×	×	6	17	14
	30	30	---	×	×	4	28	24
8	0	0	—	4	(10)	(14)	0	(10)
	15	0	--	0	5	5	24	0
	15	15	---	×	×	4	16	15
	30	30	---	×	×	2	30	24
15	0	0	—	6	(14)	(20)	0	(14)
	15	0	--	2	6	8	24	0
	15	15	---	×	×	6	13	15
	30	30	---	×	×	4	31	24
23	0	0	—	4	(12)	(16)	0	(12)
	15	0	--	2	2	4	20	0
	15	15	---	×	×	4	16	16
	30	30	---	×	×	4	28	27

( ) 内数字は歯元修整とみなしうる歯形誤差。

× 印は歯元の修整範囲がピッチ点の内側まで及んでいるため正側誤差および負側誤差の測定が不可能なことを示す。

第 1 図 歯形修整量を 4 段階に変えたときの歯形誤差曲線の比較 (試験小歯車の円周上 4 箇所の歯につきマージ PH 60 形歯形測定器で測定)

第 1 表 試験歯車の諸元

	小 歯 車	大 歯 車
歯直角モジュール	8	
正面モジュール	8.513 42	
歯直角圧力角	20°	
ねじれ角	20°	
歯 数	29	63
基準ピッチ円直径	246.889 mm	536.346 mm
転 位 係 数	0.600 0	-0.165 3
中 心 距 離	395 mm	
歯 幅	80 mm	

クラウニングは歯幅中央に対称に与えてある。なお歯幅の両端から 15 mm の間にはレリービングを施している。

歯番号	目標修整量		記号	クラウニング量 μ		
	歯先	歯元		レリービング前	レリービング後	合 計
1	0	0	—	20	37	57
	15	0	--	25	47	72
	15	15	---	12	49	61
	30	30	---	17	45	62
8	0	0	—	16	39	55
	15	0	--	28	45	73
	15	15	---	8	49	57
	30	30	---	17	44	61
15	0	0	—	14	35	49
	15	0	--	29	47	76
	15	15	---	14	49	63
	30	30	---	19	42	61
23	0	0	—	18	40	58
	15	0	--	25	51	76
	15	15	---	12	56	68
	30	30	---	19	42	61

第 2 図 歯形修整量を 4 段階に変えたときの歯すじ方向誤差曲線の比較 (試験小歯車の円周上 4 箇所の歯につきマージ PH 60 形歯形測定器で測定)

元とも 0μ にたいし、歯形誤差により歯元が約 10μ 修整されたのと同様の形状になっており、目標修整量が歯先のみ 15μ の第2段階の歯形については、歯先修整量が $20\sim 24\mu$ で若干大きく修整されている。第3段階および第4段階の歯形修整量はほぼ目標値どおりで、歯先歯元ともそれぞれ $13\sim 17\mu$ および $24\sim 31\mu$ である。

次に第2図よりおのおの実験段階で与えたクラウニング量を比較すると、第2段階のものが他のものに比較して約 10μ 大きいのがほぼ同様の値に研削されている。

なお試験歯車の法線ピッチ誤差の最大値は、小歯車の場合すべての実験段階のものを含めて 15μ 、大歯車の場合 14μ であった。

2.2 実験条件 実験は試験歯車の実際の使用条件を満たすことを目標として、試験歯車のピッチ円周速度 $5.7\sim 45.3\text{ m/s}$ および円周力 $400\sim 4\,000\text{ kg}$ で行なった。動的歯元応力測定の際の実験の範囲を第3表に、騒音測定の際の実験の範囲を第4表に示す。

さて試験小歯車の精度および取付けは、4段階の実験において、できるだけ同一の状態となるようにしなければならない。このため試験小歯車の精度については第1図および第2図に示したように、すべての実験段階ではほぼ同様に仕上げている。一方試験小歯車の取

付けは最終的には歯当りによって調整し、歯当りが常に歯幅の中央に位置するように取付けた。

2.3 測定方法 2.3.1 動的歯元応力の測定方法

動的歯元応力の測定は、大小両歯車の歯元背面の一部を深さ約 1 mm 削り、この部に新興通信製 B603 形ベークライトゲージをはって行なった⁽⁵⁾。動的歯元応力の測定位置は歯すじの中央である。

2.3.2 騒音の測定方法

Brüel & Kjaer 社製コンデンサマイクロホン、可聴周波数分析器 211 形およびレベル記録器 2304 形を用い、1/3 オクターブフィルタを通して周波数分析を行なった騒音スペクトルと全騒音の大きさのレベルとを連続して自動的に記録した。そして4段階の実験で測定した騒音の比較は、試験歯車のかみあいによって生ずる周波数の騒音に注目して行なった。

この際マイクロホンは試験歯車のスリップリング側かみあい側面で歯車箱より 50 mm の位置に設定した。

3. 実験結果と考察

3.1 動的歯元応力の測定結果と考察

試験小歯車の歯形修整量を4段階に変えて測定した歯元応力の動的変動状態を比較して第3図に示す。第3図は実験条件内での最低速度、すなわちピッチ円周速度 5.7 m/s の場合のかみあいの間に生ずる最大歯元応力を100%とし、その他の回転速度で同一荷重のときに生じた最大歯元応力を百分率で表わしたものである。第3図の

第2表 目標の歯形修整量と実際に与えた歯形修整量

実験段階	目標の歯形修整量 μ		実際の歯形修整量 μ	
	歯先	歯元	歯先	歯元
1	0	0	0	$10\sim 14$
2	15	0	$20\sim 24$	0
3	15	15	$13\sim 17$	$14\sim 16$
4	30	30	$28\sim 31$	$24\sim 27$

第4表 騒音測定の際の実験の範囲

円周力 kg	ピッチ円周速度 (大歯車回転数) m/s (rpm)
400	$5.7\sim 45.3$, 1.4 m/s ごと
1200	($200\sim 1\,600$, 50 rpm ごと)
$400\sim 4\,000$, 400 kg ごと	17.0

第3表 動的歯元応力測定の際の実験の範囲

周速 m/s	円周力 kg										最大循環動力 HP
5.7											305
10.2	400	800	1200	1600	2000	2400	2800	3200	3600	4000	510
17.0											900
22.6	400	800	1200	1600	2000	2400	2800				850
28.3	400	800	1200	1600	2000	2400					910
31.1											835
34.0	400	800	1200	1600	2000						910
36.8											790
39.6	400	800	1200	1600							850
42.5											910
45.3	400	800	1200	1450							875

100% に相当する応力値は、かみあいの間に生じた最大歯元応力と円周力との関係をピッチ円周速度 5.7 m/s で求めた第 4 図によって与えられる。

第 3 図においてピッチ円周速度 40 m/s 付近に認め

られる歯元応力のピークあるいは歯元応力の急激な増加は、別に報告⁽⁵⁾したごとくかみあい周波数が本試験歯車の慣性質量と歯のばね剛性によって形成される振動系の固有振動数と一致して生ずる共振によるもので

第 3 図 歯形修整量を変えたときの歯すじ中央で測定した動的歯元応力の比較

第 4 図 4 段階の歯形修整量を与えたおのおの場合のピッチ円周速度 5.7 m/s で測定した歯元応力と円周力との関係

ある。また実験段階1および実験段階2の場合に認められる大小両歯車の歯元応力の動的変動状態の違いは、同じく別に報告⁽⁵⁾したごとくかみあい始めの衝撃によって小歯車と大歯車の歯面の接触応力が大きく変動し、大歯車の最大応力を生ずるかみあい位置が歯元の側へ移行することによるものである。

次に第5図および第6図は、それぞれ小歯車および大歯車の回転速度の増加にともなう歯元の応力波形の変化の状態を4段階の実験について比較して示したものである。

第3図および第5、6図から小歯車の歯元あるいは歯先のみを修整した実験段階1および実験段階2のものは、歯のかみあいによって生ずる振動が大きく、小歯車については高速度で歯元応力が著しく増加しており、大歯車ではかみあい始めの衝撃によって歯面の接触応力が大きく変動していることが明らかである。これにたいし小歯車の歯先および歯元を同時に修整した実験段階3および実験段階4の場合には、歯のかみあいによって生ずる振動が緩和され、高速度における歯元応力の増加はきわめて少なく、大歯車の応力波形の乱れもなくなっている。

すなわちはずば歯車にクラウニングを与えた場合でも、適切な歯形修整を行なうほうが望ましく、本試験歯車では小歯車の歯先および歯元を同時に約 15μ または約 30μ 修整した場合に、動的歯元応力の増加はきわめて少ない。なお第3図によると小歯車の歯先および歯元の修整量が約 15μ の場合のほうが、約 30μ の場合よりも若干良好な結果が得られている。

また小歯車の歯元のみを修整した実験段階1の場合と歯先のみを修整した実験段階2の場合とを比較すると、歯元応力の動的変動状態および応力波形ともに全く等しい傾向で得られている。すなわち小歯車の歯元のみを修整してもかみあい始めの衝撃を緩和する効果は少なく、大歯車の応力波形は乱されており、また小歯車の歯先のみを修整しても同様にかみあい終りの衝

第5図 歯形修整量を変えたときの小歯車の応力波形の比較 (円周力: 1200 kg の場合)

第6図 歯形修整量を変えたときの大歯車の応力波形の比較 (円周力: 1200 kg の場合)

撃*は小さくならず、小歯車の歯元応力は高速度において著しく増加している。これははすば歯車ではかみあいの同時接触線が歯面上を斜めに横たわるためであり、はすば歯車の場合にははすば円筒歯車の場合と異なり、かりにかみあい始めあるいはかみあい終りの衝撃のみを緩和したいときでも、一般に小歯車の歯先および歯元（または大小両歯車の歯先）を同時に修整しなければならないことを示すものである。

3・2 騒音の測定結果と考察

3・2・1 試験歯車の騒音特性 試験小歯車の歯形修整量を 4 段階に変えたおのおの場合の騒音を比較するため、まず試験歯車のかみあいによって生ずる騒音を周波数分析を行なうことによって求めた。第 7 図は試験小歯車を取りはずした状態で試験機を運転した場合、すなわち無負荷

のときの試験機の騒音スペクトルを解析した結果で、試験歯車の騒音の検討を容易にするために測定したものである。図中に記入した円は騒音の強さを表わすものであり、そのレベルが 90 dB に相当する音圧を直径 10 mm とし、その他の騒音レベルはそれぞれの音圧に比例する直径の円で表わしている。円内の数字は騒音の強さのレベルを示し単位は dB である。図には 80 dB 以上の強さの騒音のみを記入した。また試験歯車のかみあい周波数を実線、これを中心周波数としたときの 1/3 オクターブ帯域を点線で記入しており、この点線の範囲に含まれる騒音をかみあい周波数に一致した騒音とみなすことができる。以下の図においても同様の表示方法を用いている。

第 7 図から試験機の騒音には試験歯車のかみあい周

波数に相当する周波数の騒音は存在しないことが明らかである。なお図において大歯車の回転数が 360 rpm, 800 rpm および 1 600 rpm のときに認められる周波数 125~160 c/s, 約 100 dB の騒音は電動機の回転によって生ずるものである。このことは電動機のみ騒音を測定した予備実験により確認した。

次に第 8 図および第 9 図は試験歯車をかみあわせて測定した騒音スペクトルの解析結果の一例を示すもので、いずれも実験段階 2 のときの測定結果である。第 8 図は円周力を 1 200 kg で一定とし回転速度を変えたときの騒音スペクトルの解析結果で、試験歯車のかみあい周波数の騒音があらたに生じていることがわかる。第 9 図はピッチ円周速度を 17.0 m/s で一定とし円周力を変えたときの騒音スペクトルの解析結果で、この図においても試験歯車のかみあい周波数の騒音が顕著に現われている。すなわち本試験歯車の騒音はかみあい周波数の騒音が顕著である。

3・2・2 かみあい騒音の測定結果と考察 前項で試験歯車の騒音特性を検討し、本試験歯車の騒音はか

みあい周波数の騒音が顕著であることを明らかにした。したがって以下の比較検討はこの周波数の騒音に注目して行なう。

第10図はおのおの実験段階で測定した試験歯車のかみあい周波数の騒音を比較して示したもので、円周力が400 kg および1200 kg のときの騒音レベルを回転速度との関係で示してある。図によると円周力が400 kg で小さいときには、小歯車の歯元あるいは歯先のみを修整した実験段階1あるいは実験段階2の騒音のほうが小歯車の歯先および歯元を同時に修整した実験段階3ならびに実験段階4のものより良好な結果を示しており、歯先および歯元に最も大きな修整量を与えた実験段階4の場合にかみあい騒音は最も大きい。しかし円周力が増して1200 kg になると歯先歯元とも約 15μ 修整した実験段階3の騒音が最も小さく、続いて歯先歯元とも約 30μ 修整した実験段階4、歯先のみ $20\sim 24\mu$ 修整した実験段階2および歯元のみ $10\sim 14\mu$ 修整した実験段階1の順に大きくなっている。

これは周知のごとく歯車の負荷条件を考慮して、歯形修整量を決定しなければならないことを示すものである。

第8図 円周力 1200 kg で測定した騒音スペクトルの解析結果

第9図 ピッチ円周速度 17.0 m/s で測定した騒音スペクトルの解析結果

なお図において大歯車回転数が 1400 rpm (ピッチ円周速度 40 m/s) 付近および 700 rpm (ピッチ円周速度 20 m/s) 付近のときに騒音が大きくなっているが、前者は動的歯元応力の場合と同じくかみあい周波数が、本試験歯車の慣性質量と歯のばね剛性によって形成される振動系の固有振動数と一致して生ずる共振によるものであり、後者はかみあい周波数と試験機軸系のねじりの固有振動数*との共振によるものである。

次に第 11 図はピッチ円周速度を 17.0 m/s で一定とし、円周力を変えたときの試験歯車のかみあい周波数の騒音を比較して示したものである。図から円周力が 600~2000 kg の範囲で、小歯車の歯先歯元とも約 15 μ 修整した場合の騒音が最も小さいことがわかる。

すなわちクラウニングしたはずば歯車についても、その負荷条件に応じて適切な歯形修整を与えるほうが望ましく、本試験歯車の場合、歯先および歯元を同時に約 15 μ 修整したときに最良の結果が得られている。

4. 結 言

クラウニングしたはずば歯車につき、歯形修整量を 4 段階に変えた一連の実験を行ない次の結論を得た。

(1) クラウニングしたはずば歯車の場合でも歯のかみあいによって生ずる振動を緩和するため、適切な歯形修整を与えるほうがより良好である。

(2) はすば歯車の場合にはすぐば円筒歯車の場合と異なり、かりにかみあい始めあるいはかみあい終りの衝撃のみを緩和したいときでも、一般に小歯車の歯先および歯元(または大小両歯車の歯先)を同時に修整することが必要である。

(3) 歯直角モジュール 8, 小歯車歯数 29, 大歯車歯数 63, 歯直角圧力角 20°, ねじれ角 20° および歯幅 80 mm で第 2 図に示すようなクラウニングを与えた本試験はずば歯車の場合、円周力が 600~2000 kg の範囲で、歯先および歯元に与える最良の歯形修整量は約 15 μ であった。

次報ではクラウニングを与えない場合のはすば歯車の歯形修整について考察する。

終りに本実験にたいし種々ご指導をいただいた東京工業大学教授 中田 孝博士ならびに石川二郎博士に厚く謝意を表する。

文 献

- (1) H. Walker, *Engineer*, **166** (1938-10), 409; **170** (1940-8), 102.
- (2) たとえば G. Niemann u. H. Rettig, *VDI-Z*, **99-3** (1957-1), 89.
- (3) C. Weber u. K. Banaschek, *Schriftenreihe Antriebstechnik*, **11** (1955), VDMA.
- (4) 林・佐山, 機械学会論文集, **28-193** (昭 37-9), 1102.
- (5) 釘宮, 機械学会論文集, **30-214** (昭 39-6), 661.

第 10 図 歯形修整量を変えたときのかみあい騒音の比較 (回転速度との関係)

第 11 図 歯形修整量を変えたときのかみあい騒音の比較(負荷との関係)

* 別報⁽⁵⁾において運転中の小歯車軸のねじり振動を測定した結果、大歯車の回転数が 360 rpm (かみあい周波数 380 c/s) および 750 rpm (かみあい周波数 790 c/s) のときにも共振現象が認められた。この原因についてはそのとき明らかでなかったが、その後の実験により試験機の軸系に 140 c/s, 380 c/s および 770 c/s の振動数のねじりの固有振動があることがわかった。