

ACP 歯車の耐負荷能力

Load Carrying Capacity of ACP Gears

保 延 誠*
Makoto Honobe

能 上 允 男*
Masao Nogami

川 口 泰 治**
Yasuharu Kawaguchi

要 旨

著者らの開発した ACP 歯車 (Arc tooth with Center at Pitch point の略称) の発展経緯とその性能の特質を述べ、適当に設計された調質炭素鋼の ACP 歯車は、ピッチ円上周速 20 m/s, 最適軸間距離において、ロイドの K 値で、 80 kg/cm^2 の負荷に耐え、なおこの軸間距離が、モジュールの 2.5% 正負に変動しても、 K 値で 70 kg/cm^2 の負荷に耐えることを実験において明らかにした。

1. 緒 言

ACP 歯車とは、著者らが 1956 年以来開発してきた、耐負荷能力の高い特殊な対称歯形歯車に対し、慣用してきた名前である。“ACP” は、Arc tooth with Center at Pitch point の略称である。

この種の歯車は、古くアメリカの E. Wildhaber 氏が提案し、ソ連の故 M. L. Novikov 氏が実用化への道を開いたという意味で、西欧側ではこのころ、Wildhaber-Novikov (略称 WN) 歯車と呼ばれている。

著者らは、ノビコフ氏とほぼ同時期に、まったく違った動機——歯面のかたあたりを少なくするため、歯車軸が歯面で案内される歯車に適当な歯形の開発——から、この種の対称歯形歯車の解析を始め、ACP 歯車 (以下、著者らの開発した歯車に限定する) と名づけて実用に供してきた。以下にその特質と発展の歴史について概要を述べよう。

2. ACP 歯車の特質とその発展

WN 歯車の代表的な二形式 (非対称歯車と対称歯形) とインボリュート歯車、はすば歯車を比較して、図 1 に示す。

基準ラック歯形において、インボリュート歯車の主要部は直線であり、WN 歯車のそれは、基準ピッチ線上またはそれに近い所に中心を置く円弧である。

はすば歯車の場合、同時接触線の形と移動方向に関し、インボリュート歯車は直線で、歯タケに近い方向に動き、WN 歯車では、主要部が円弧で、歯スジに近い方向に動く。

外接かみあいの場合の軸直角断面内の接触状態において、インボリュート歯車は凸面と凸面との接触であり、WN 歯車では凸面と凹面とがほとんど密着したようなしっくりした接触である。

同じモジュールで歯数が変わる場合、インボリュート歯車では歯の形が変わる。すなわち、歯数が増すにつれて曲率半径も増す。しかし WN 歯車では、歯数が変わっても円弧部分の歯形が変わらず、同じ半径の円弧である。すなわち、成形歯切しやすい。

この WN 歯車の長所としてあげられるのは、歯面の摩耗に対する耐負荷能力の高いことであって、インボリュート歯車の 2~3 倍に達する。またしっくり接触している同時接触線が、かみあいの進むにつれて歯面上を高速で移動するため、潤滑油膜を形成しやすく、歯面における動力損失が少ない。

その反面、WN 歯車の性能は軸間距離の変動に対して敏感であり、またそのかみあいの特質から、ある程度以上の歯幅を持つはすばで

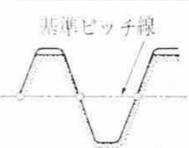
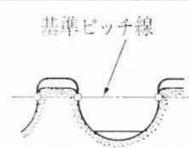
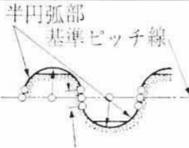
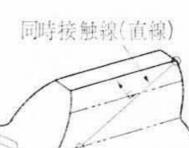
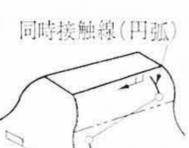
	インボリュート歯車 圧力角 20° 歯の高さ: 並歯	WN 歯車 非対称歯形 ノビコフ第 1 種 (ソ連) サーカーク (イギリス)	対称歯形 (ACP)
基準ラック歯形			
ハスバ歯車の場合の同時接触線の形と移動方向			

図 1 WN 歯車とインボリュート歯車との比較

なければならぬという、使用上の制限をまぬがれることができない。

これらの点は、このような制限が少なく、創成歯切法とともに発展してきたインボリュート歯車に対して、著しい対照をなしている。WN 歯車の代表的な二形式のうち、非対称歯形は、小歯車が歯末^{*}だけ、大歯車が歯元^{*}だけで接触するような歯形である。対称歯形は、小歯車、大歯車とも対称^{**}な歯末と歯元で接触する。

両形式の性能を比較すると、対称歯形の方が、歯の耐折損強度を高めやすく、また上述したかみあい原理上から必要な最小歯幅を狭く採れ、設計の自由度が大きく、また小歯車、大歯車とも同じカタで歯切できるためカタの種類が少なくてすむ。しかし同じ歯面の中に凹部と凸部の双方をもつため、歯切カタそのものはやや製作しにくい。

現在、実用されている歯車の主流は、ほぼ 200 年の歴史に耐え、ほとんど完成の域まで進歩したインボリュート系の歯車である。このインボリュート歯車の性能の壁を、ある部分で破ったのが、WN 歯車であって、これが実用に供されたのは、ほんの最近 10 年ほどの間である。

はじめに非対称歯形が、開発者の名を記念したノビコフ歯車の名のもとに、ソ連で使われ始め、続いてイギリスの AEI 社^{***}から、

* ピッチ円より歯先側の接触歯面を歯末、歯底側の接触歯面を歯元という。

** 基準ラックとしてかみ合う一對の歯形曲線が、基準ピッチ線上の一点について対称であることを意味する。その対称関係は、一對の歯形曲線のそれぞれ歯末同志、および歯元同志の間にあるが、片方の歯形曲線の歯末と歯元の間は、必ずしも対称である必要がない。すなわち、軸間距離の変動に対する性能変化を鈍感にするため、歯末の凸円弧が、歯元の凹円弧より小さくなっている歯形も、対称歯形の中に含めている。

*** Associated Electrical Industries 社

* 日立製作所機械研究所

** 京浜日立エンジニアリング亀有事業所

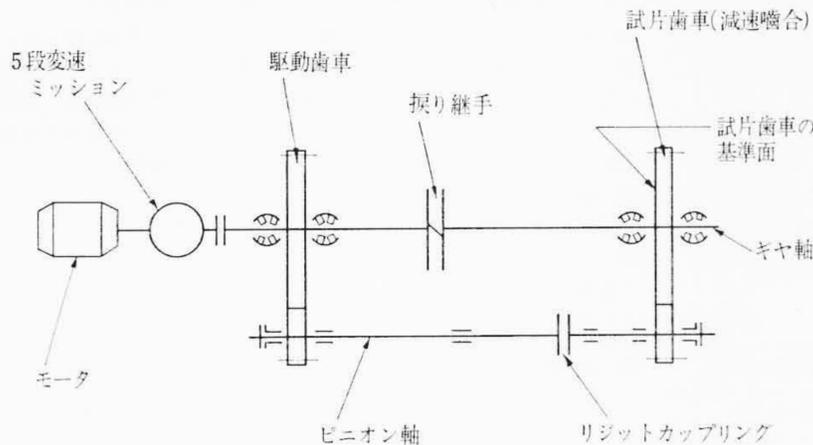
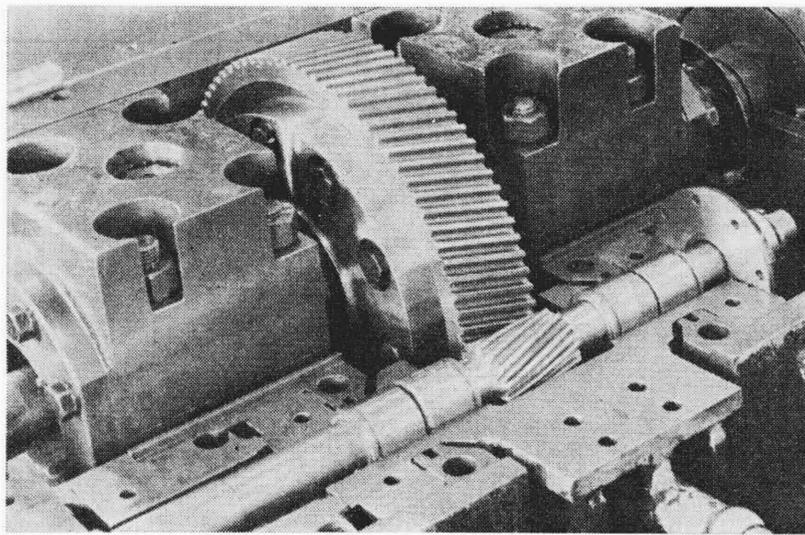


図2 歯車試験機の略図

Cir Car C (サーカーク, Circular arc の略) 歯車の名で市販され始めた。

次に対称歯形のほうは、日立製作所で実用しているほか、最近、ソ連でも実用結果に基づいて、非対称歯形から対称歯形への移行が始まっている。

WN歯車のうち、非対称歯形に関しては、既に相当数の研究論文が公表されているが、対称歯形の性能については、まだどこからも発表されていないようである。

WN歯車の将来に関しては、いろいろの見解があり、肯定的な見方も、また批判的な見方もある。しかしこの批判的な見解は、WN歯車の性能に対する行き届いた研究と実用結果による結論というよりも、むしろ概念的な推論、比較的狭い範囲の実験、この歯車の特質を十分に考慮しない実用結果などに基づくもののように考えられる。

著者らは、ACP歯車の諸性能を解析および実験し、良好な実用結果を得ている。その理由は、ACP歯車が、今まで提案されたWN歯車に比べて、歯車に必要な諸性能をよく調和して備えているからである。

以下に述べるのは、そのうちの一実験であって、軸間距離を変動させて長時間の耐久運転を行ない、ACP歯車のすぐれた耐負荷能力を確認したものである。

3. 実験装置と実験方法

歯車の耐負荷能力は、歯または歯車軸の折れ、歯面の焼付、歯面の表面圧縮などによる損傷から制限される。これらの損傷要因は、それぞれ別個に検討される場合もあるが、実用的な見地からすれば、実機歯車と形が相似の試片歯車に、実機と相似な運転状態で負荷耐久運転実験を試みることによって、これらの諸強度を総合した耐負荷能力を確認することができる。実験装置と実験方法の概要は、次のとおりである。

表1 試験歯車の主要仕様

(寸法単位: mm)

項目	試験歯車 (ACP)		駆動歯車(インポリュート)	
	大歯車	小歯車	大歯車	小歯車
歯形	ACP-S1550		並歯転位	並歯BS転位
精度等級	2級(歯形誤差を除く)		2	級
歯面仕上	マージプレナ歯切		研	削
歯直角モジュール	3.4641		3.5	
圧力角	20°			
歯数	88	12	88	12
ねじれ角および方向	15° 右	15° 左	15° 右	15° 左
基準刻み円径	315.591	43.036	—	—
歯先径	320.444	47.886	319.731	52.900
歯幅	60 (50)		75	
重なりかみあい率	1.43 (1.19)		—	

表2 実験条件

要目	大歯車	小歯車
回転速度比	88/12≒7.33	
定格回転速度 rpm	1,200	8,800
定格ピッチ円周速度 m/s	20	
潤滑油	油の種類	タービン油 #180
	油温 °C	ほ ぼ 50
潤滑方法	全量浴器(0.04 mm 目)を経て歯面噴射 15 l/min	
軸間距離	正規距離, or 正規 ±2.5% モジュール	
荷重 (ロイドのK値 kg/cm ²)	30→80	

3.1 概要

動力循環式歯車試験機に、試片としてACP歯車を、駆動用にインポリュート歯車を組み込み、ねじり継手をねじることによって歯車に負荷を与える。一定負荷、一定速度で試験機を耐久運転して、一定負荷繰返し数(1×10⁸回程度)後の歯面の痛み、摩耗率などを見て、試片歯車の許容伝達荷重すなわち耐負荷能力を判定する。

耐久運転に際しては、運転期間を適当な負荷繰返し数(たとえば、1×10⁷回)に区分して、その区分ごとに歯面の痛み、摩耗量を測り、さらに運転を続けてよいかどうか判断する。摩耗率が許容値以下に下がらなければ、その負荷に耐えないものとし、また下がればその負荷に耐えるものとして、耐久運転を終える。

3.2 試験機と試片歯車

実験に使った試験機は、自製の220 kWの動力循環式歯車試験機で、図2はその略図である。ギヤ軸は、スフェリカル・ローラ・ベヤリングでささえられ、ピニオン軸は高速となるためすべり軸受でささえられている。ピニオン軸受台をしゅう動することによって、軸間距離は、連続的に変えることができる。

試片歯車の仕様を表1に示す。試片歯車は、炭素鋼の調質ACP歯車で、マージの、ギヤ・プレーナで歯切のままである。試片歯車の組合せは4組であるが、各ピニオン群とギヤ群は、それぞれ同じ素材から、同時に熱処理されるように注意されている。

駆動歯車は、炭素鋼の高周波焼入インポリュート歯車で、歯面は高周波焼入して後、マージ研削されている。

3.3 実験条件と測定

おもな実験条件を、表2に示す。

軸間距離は、正規の場合と、正規±2.5%モジュールの場合を実験した。また歯面には、タービン油#180を、油温50°C程度、15 l/minの割合で噴射し潤滑した。

循環トルクは、ギヤ軸にはりつけられた抵抗線ひずみ計によって、

耐久運転の1区分ごとに測定された。

この実験に選んだ試片歯車の仕様では、耐負荷能力は結果として、歯面の痛みから押えられた。それで耐負荷能力の判定には次の二つの方法を併用された。

- (1) スンプ写真で見て、歯面の痛みが破壊的にならない限度の負荷
- (2) 歯面の摩耗率が、破壊的に進まない限度の負荷

この摩耗率の限界としては、基準回転速度(ピニオン 1,000 rpm)で、基準寿命(26,000 hr, すなわち、基準ピニオン速度 1,000 rpm におけるピニオンの負荷繰返し数 1.56×10^9 回)後の摩耗量が、ピッチ円上円弧歯厚の10%相当の摩耗の速さとした。本実験では、この限界摩耗率の値は、負荷繰返し数 10^7 回につき、3~4 ミクロン程度である。

この歯面の摩耗量は、オーバ・ピン法によって測定された。

4. 実験結果とその考察

この実験の目的は、軸間距離が最適の場合の耐負荷能力と、軸間距離が変動した場合に耐負荷能力が低下する程度を確認することにあった。そのため4組の試片歯車を使った。実験順序にしたがって、上記の試片の組合せを、#1~4とする。各組合せによる実験の概要を、表3に示す。

表3から見られるように、実験した軸間距離の種類は3種類(最適距離と、それからモジュールの2.5%大きい場合と、小さい場合)である。各試片については、それぞれ本来の実験を行なったほか、#1は#2の、また#2は#3の予備実験試片としても使っている。

本実験における耐久運転時間の合計は、1,200時間に及び、測定期間も含めて、実験期間は1年を越えた。その間、非常な過負荷運転をしたにもかかわらず、歯と軸の折損も、軸受の故障もなく、また耳で聞いた範囲では、歯車騒音が特に高くなったこともなかった。

図3に、実験経過に伴う各歯片歯面の摩耗経過を示す。

図4は、実験経過に伴う歯面の痛みの経過を示すスンプ写真で、一例として試片#2を掲げた。

歯面の摩耗率から許容できる限界負荷状態における、スンプ写真を通観して、軟かいACP歯面の痛みの特徴を、次のようにまとめることができよう。

- (1) 表面圧縮疲労によるピットは、かなりあらわれるが、それが破壊的には進みがたい。
- (2) ピットは小さく浅い。その形は不規則で、ピットが大きく成長することはまれである。

この原因は、すべりところがりの方向がほぼ直交し、同時接触領

表3 実験の概要比較

試片歯車組合せ #	試片 No.1	試片 No.2	試片 No.3	試片 No.4	
主目的	(1) 正規軸間距離における耐負荷能力のは握。 (i) 予備的は握 (荷重を段階的に次第に高める耐久実験)	(ii) 確認 (一定の重荷重の耐久運転)	(2) 軸間距離を増した (モジュールの2.5%)時の耐負荷能力のは握。 (i) なじみ後の軸間距離増加	(3) 軸間距離を縮めた (モジュールの2.5%)ときの耐負荷能力のは握。 (ii) 軸間距離を最初から正規+2.5%モジュールにSetting	
実験結果・概要	(1) 正規軸間距離でロイドのK値80 kg/cm ² の負荷に耐える見通しを得た。	(1) 正規軸間距離でロイドのK値80 kg/cm ² の負荷に耐えることを確認した。 (2) 上記(1)の耐久運転によるなじみ後、軸間距離をモジュールの2.5%増しても(1)と同じ負荷に耐えることを確認した。	(1) 最初から軸間距離をモジュールの2.5%増した時、ロイドのK値の負荷に耐えることを確認。	(1) 最初から、軸間距離をモジュールの2.5%減したとき、ロイドのK値70 kg/cm ² の負荷に耐えることを確認。	
耐久実験前のピニオン/ギヤ ショア硬度	37~38/39~40	37~38/38~39	38~39/40	41/40	
負荷	重なりかみあい率	1.43(1.26~1.29)	1.19	1.19	
	歯幅 mm	60→(53~54)	50	50	
荷	ロイドのK値 kg/cm ²	30, 42, 54, 65, 75, 80	75, 80	80, 70	
	耐久運転時間 (h)	360	300	300	280
最終負荷繰返し数	ピニオン	18.33×10^7	15×10^7	15×10^7	14×10^7
	ギヤ	2.5×10^7	2.05×10^7	2.05×10^7	1.91×10^7

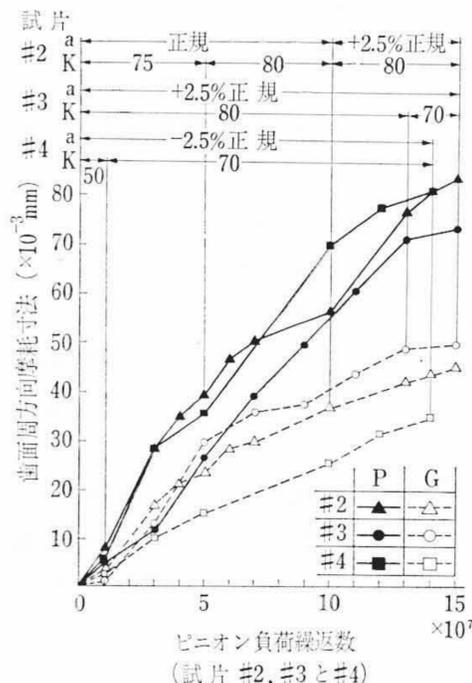
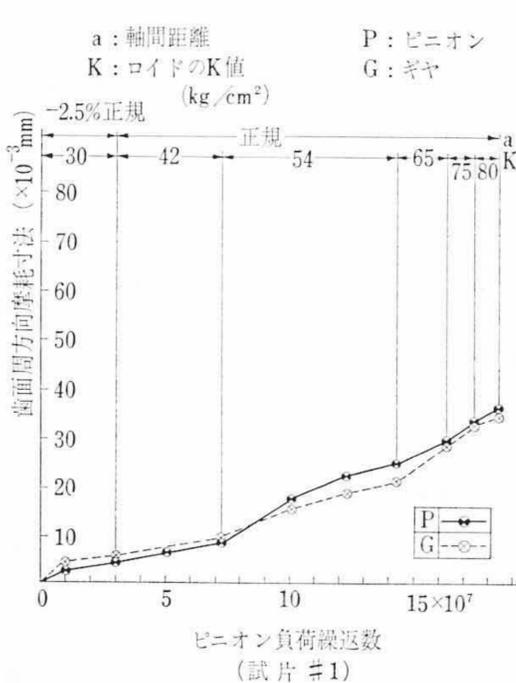


図3 試片の歯面周方向摩耗量

域が広いという、ACP歯車のかみあいの特徴から生じ、表面圧縮応力は表面から深い所まで及ぶが、面の痛みは表面近くに止まる結果となっているように考えられる。

次に耐久運転時間の経過に伴う平均摩耗率の変化を観察すると、図3から見られるように、飽和に近づいているものが多い、いわゆる「なじみ」の過程にある。なじみの期間は相当に長く、ピニオンの負荷繰返し数で 10^8 回近くまで及び、その間の総摩耗寸法は、相当な大きさに達することが知られる。

上に述べたように、軟かいACP歯車には破壊的ピッチングが起こりがたく、歯面のスンプ写真だけで面圧強度を判断することはむ

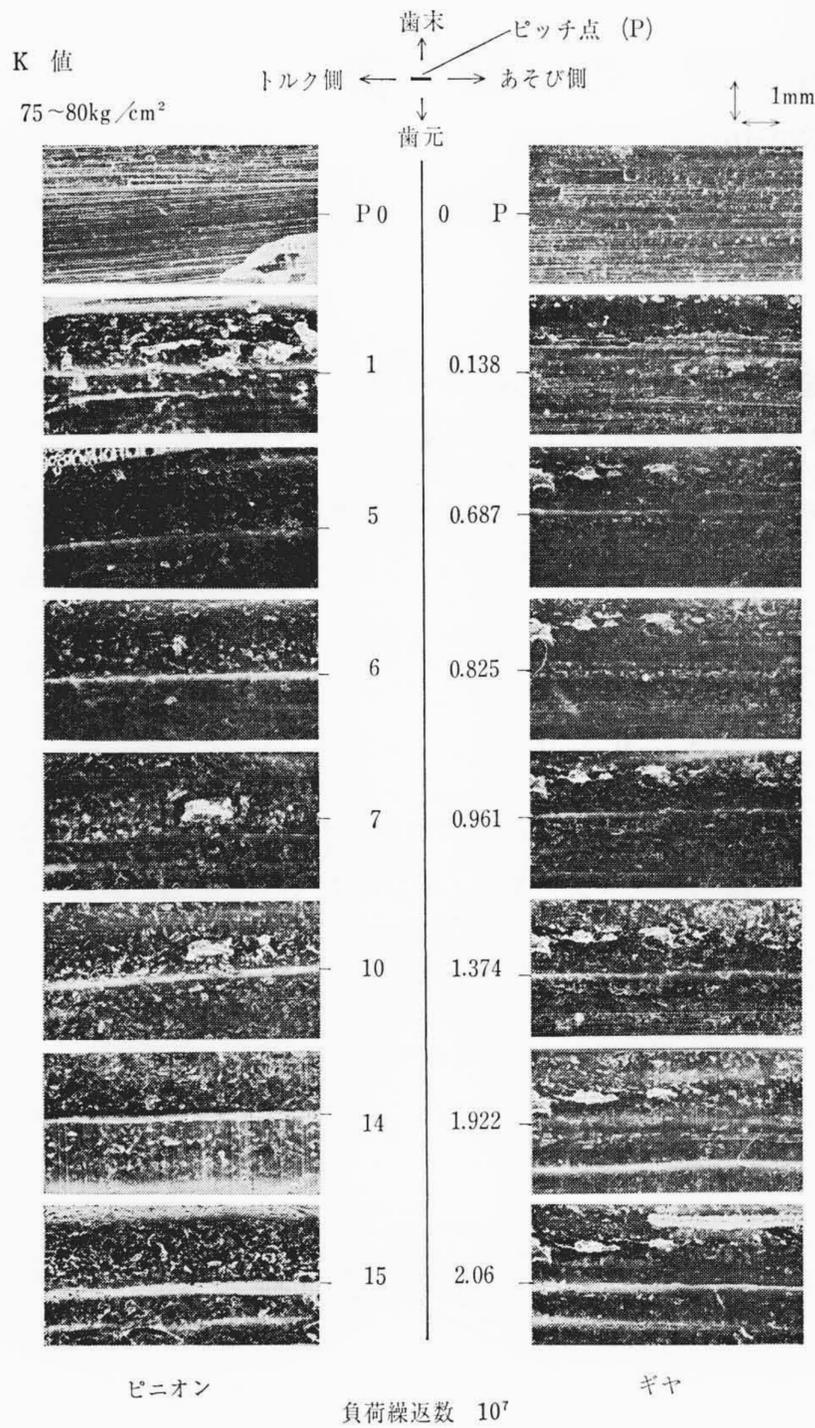


図4 試片#2 歯面のいたみの経過 (スンプ写真)

ずかしい。

面圧強度の実用的な判定方法としては、歯面の平均摩耗率に依らざるを得まいと考えられる。

本実験における「正規」の軸間距離とは、いわば、「この運転条件のもとで、結果として面圧強度が最高となるような、軸間距離のSetting」である。

図3から見られるように、正規の軸間距離において、上述のACP

歯車は、ロイドの K 値^{xxxx}で 80 kg/cm^2 の負荷に耐えることがわかる。

また軸間距離を管理できる誤差範囲として、モジュールの2.5%を選び、正規から片側にこれだけ正負の軸間距離において、上述のACP歯車は K 値で 80 kg/cm^2 の負荷には耐えないが、 70 kg/cm^2 の負荷には耐えることがわかる。

これらの耐久運転実験の過程においては、観察、測定そのほかの理由から、しばしば運転を中断し、起動停止を繰り返した。その過渡的な状態では、歯車軸を支持している部分と歯車本体との温度分布の変化のため、歯面のかみあい関係において、軸間距離が多少変動したような効果を含んでいるものと考えられる。

上の実験結果から見られるように、ACP歯車の面圧強度は、インボリュート歯車 (K 値で最大 20 kg/cm^2 程度) に比べて十分に大きく、上記の程度の軸間距離変動は、面圧強度に大きい影響を及ぼさない。しかしなじむまでは歯面がかなり摩耗し、軸間距離変動の繰り返しは、あまり許容できないことがわかる。

5. 結 言

以上、ACP歯車のすぐれた特質とその発展の経緯を記し、その耐負荷能力についての耐久運転実験結果を述べた。

適当に設計された調質炭素鋼のACP歯車は、ピッチ円上周速 20 m/s 、最適軸間距離において、ロイドの K 値で 80 kg/cm^2 の負荷に耐える。なおこの軸間距離が、モジュールの2.5%正負に変動しても、 K 値で 70 kg/cm^2 の負荷に耐える。またこのような限界負荷状態において、歯面のなじみ現象は、ピニオンの負荷繰返し数で 10^8 回程度まで続く。したがって、負荷繰返し数がこれより少ないうちに、耐負荷能力を判定するのは、やや不確実と言えよう。

ACP歯車は、減速機または増速機として既に相当数が好調に稼動しており、著者らはその育成によって日本の歯車工業の発展に寄与したいと願っている。

特に歯車製品の使用各位のお力添えを、切にお願いする次第である。

終わりに、ACP歯車の研究の端緒を与えてくださった馬場桑夫博士、そのほかこの歯車の開発を御援助くださった多数の関係各位に厚く御礼申し上げます。

参 考 文 献

- (1) 保証：機械学会第192回講習会教材 (1963-5-17, 18, 東京)

$$K = \frac{W_t}{b_e d_p} \left(\frac{i+1}{i} \right) \text{ kg/cm}^2$$

- ここに、 W_t : 全接線荷重 (kg)
- d_p : ピニオンのピッチ円直径 (cm)
- b_e : 有効歯幅 (cm)
- i : 歯数比 = Z_G/Z_P
- Z_G, Z_P : それぞれギヤ, ピニオン歯数