ガラス繊維充てんポリアセタール歯車の研究*

塚本 尚久^{*1}, 三村 博^{*2}

A Study on Polyacetal Gears Filled with Glass Fibers

Naohisa TSUKAMOTO and Hiroshi MIMURA

When glass fiber filled plastic is injection molded into gears through a conventional metal mold, there is a possibility that the end of the filled fiber will face and damage the tooth surface of the mating gear. In order to prevent the above damage and to increase the bending strength of teeth by arranging filled fibers uniformly in the direction of tooth form, we devised a metal mold in which as many fibers as possible can be arranged uniformly in the direction of tooth form at the time of injection molding. In this research, both kinds of composite plastic gears, containing 25% or 40% glass fibers respectively in polyacetal, were injection molded through this metal mold. Together with examining the bending fatigue strength and running characteristics of the teeth of the above gears by experiments, we performed the same experiments for composite plastic gears which were injection molded through a conventional metal mold. Comparing these results, we studied the profitability of the devised metal mold.

Key Words: Machine Element, Tribology, Gear, Wear, Plastic Gear, Injection Molding Gear, Polyacetal Gear, Polyacetal Gears Filled with Glass Fibers

1. 緒 言

プラスチック歯車は軽量である, 無潤滑運転ができる, 低騒音であるなどの利点を有しているため, 今日種々の産業分野で広く使用されているが, 随所でさらにその負荷能力の向上が望まれている。

このこともあって, 周知のようにプラスチック材料メーカーでは高強度, 高剛性のプラスチックの開発を精力的に行っている。しかしながら現在のところ低価格にして, その目的のプラスチックの開発をいまだなし得ておらず, それを補う意味でプラスチックに繊維などを充てんした複合プラスチックを開発している。例えば, その一つにガラス繊維を充てんしたプラスチックがある。このプラスチックは安価で, しかも高強度, 高剛性であるが, これで成形した歯車を使用すると, 相手歯車の歯面を損傷させてしまうことが多々ある。

これは歯車の射出成形時に充てんしたガラス繊維の端面が歯面に向い, その端面で相手歯車の歯面をしゅう動するために生じる現象であるので, 射出成形時に

ガラス繊維の方向を歯形方向にそろえ, その端面を歯面の方向に現れないように制御すれば解決することであるが, これを簡単な方法で行うことができずに今日に至っている。

そこで著者らは普通の金型に若干の工夫を加えた新しい金型を考案して射出成形時に充てんしたガラス繊維の方向を歯形方向にそろえることを試みた。その結果ガラス繊維の方向が歯形方向に多くそろった歯車を製作することができたのでこの歯車の曲げ疲労試験および運転試験を行った。ここでは歯車の寿命, 歯の摩耗, 歯形の変化などの諸特性を調べるとともに, これを従来の普通の金型で製作したガラス繊維充てん複合プラスチック歯車の諸特性と比較し, 考案した金型を用いることの有益性を検討した。

2. 歯元の曲げ疲労強さ

プラスチック歯車の歯の損傷は多くの場合, 歯元における折損であることから本研究は最初に, 著者らが考案した金型で射出成形したガラス繊維充てん複合プラスチック歯車の歯の曲げ疲労強さを実験によって調べた。

2・1 試験機 図1に実験に使用した試験機の略図を示す。この試験機は市販されている電気油圧サー

* 原稿受付 1996年12月18日。

^{*1} 正員, 千葉工業大学(〒275 習志野市津田沼2-17-1)。^{*2} 三菱エンジニアリングプラスチックス(株)(〒254 平塚市東八幡5-6-2)。

ボ式材料強度試験機である。ここでは①試験歯車とその対の②鋼歯車を④上部および⑤底部のフランジに取付けられた治具に固定し、荷重(力)を試験歯車の歯先に作用させている。

2・2 試験歯車の材料 試験(実験)プラスチック歯車の材料はポリアセタール(以下これを POM と呼ぶ)を母材とし、それに長さ 300 μm のガラス繊維(射出成形時にガラス繊維は折損するので、実際の長さは 300 μm より短いものが多い)を充てんした複合 POM である。ここではガラス繊維の充てん量を 25%(重量比)のもの(以下これを GF 25-POM と呼ぶ)と 40%のもの(以下これを GF 40-POM と呼ぶ)の 2 種類を用いた。表 1 は POM, GF 25-POM, GF 40-POM のおもな特性を示したものである(充てん繊維方向の値)⁽¹⁾。GF 25-POM および GF 40-POM とともに POM よりも強度および剛性が増しており、例えば曲げ強さは GF 25-POM および GF 40-POM は POM のそれぞれ約 2.3 倍と約 3 倍で、ヤング率は POM のそれぞれ約 3.5 倍と約 5 倍である。

2・3 試験歯車 表 2 に試験歯車(表 2 中の駆動歯車)と相手歯車のおもな仕様を示す。試験歯車には複合 POM 歯車のほかに参考のために POM 歯車を加えた。これらはいずれも射出成形加工であるが、複合 POM 歯車には普通の金型を用いて射出成形した GF 25-POM 歯車と GF 40-POM 歯車(成形後の密度はそれぞれ 1.59 と 1.67 g/cm^3)および考案した金型(以下この金型を TM 金型と呼ぶ)を用いて射出成形

した GF 25-POMTM 歯車と GF 40-POMTM 歯車(成形後の密度はそれぞれ 1.52 と 1.62 g/cm^3)がある。

図 2 は TM 金型の主要部の寸法を示したものである。この金型は普通の金型にダミーキャビティを付けただけのものであるが、これは射出時に充てんした繊維の長手方向がプラスチックの流れに沿って流れることから考案している。この金型の価格は普通の金型とはほとんどかわらない。図 3 は GF 40-POM 歯車と GF 40-POMTM 歯車の歯を切断し、その内部を撮影した写真である。TM 金型によって成形した図 3(b)の GF 40-POMTM 歯車は図 3(a)の GF 40-POM 歯車よりも充てんしたガラス繊維(写真の白い線)の方向

Table 1 Main characteristics of plastics used in experiments

Items	Units	POM (Polyacetal)	GF25-POM	GF40-POM
Melting point	$^{\circ}\text{C}$	165	165	165
Specific gravity		1.41	1.59	1.67
Rokwell hardness	H _{RM}	80	95	101
Coefficient of linear expansion	1/K	13×10^{-5}	$(2 \sim 3) \times 10^{-5}$	$(2 \sim 2.5) \times 10^{-5}$
Tensile strength	MPa	61.3	137	176
Bending strength	MPa	89.7	206	265
Elongation	%	60	3	3
Young's modulus	GPa	2.60	9.12	12.85

Table 2 Main specifications of gears used in experiments

	Driving gear	Driven gear
Module	2	
Standard pressure angle	20°	
Number of teeth	25	45
Addendum modification coefficient	0	0
Diameter of standard pitch circle	50	90
Clearance coefficient	0.25	
Face width	5	6
Center distance	70	
Teeth finishing	Injection molding	Hobbing

N.B) A unit of length is mm.

Fig. 1 Electric-oil-pressure-servo-type strength tester used in experiments

Fig. 2 Shapes and main dimensions of TM-metal mold

が歯形方向にそろっているものが多いのがわかる。しかし TM 金型で射出成形した歯車は、成形後にダミーキャビティによってできた歯先の余分な部分を切削し、所定の歯先円に仕上げなければならない作業があるので、量産に不向きであると評価されることもある。

図 4 は試験プラスチック歯車(駆動歯車)および相手歯車(被動歯車)の主要部の形状と寸法を示したものである。被動歯車(試験歯車の相手)は鋼(S 45 C)でホブ切り加工である。プラスチック歯車および鋼歯車とも JIS 規格の精度の 4 級である。ここでは後に示す運転試験を考慮してバックラッシをつけるためにプラスチック歯車では 0.075 モジュール、鋼歯車では 0.04 モジュールそれぞれマタギ歯厚を理論値より減少させている。歯面粗さは JIS 規格の十点平均粗さ(Rz)でプラスチック歯車が 1.8~2.2 μm 、鋼歯車が 5~6 μm である。

2・4 実験条件 実験は室温 $23 \pm 0.5^\circ\text{C}$ において表 3 のように 5 種類の歯車に歯面力を 98.0~196.0 N の範囲で変化させて行った。全実験とも負荷サイクルを 20 Hz(試験プラスチック歯車の 1 200 rpm の運転に相当)にし、無潤滑で行っている。また実験の手法

上全実験の運転中の最小負荷力は 1.17 N になっている。

2・5 実験結果および考察 本実験では積算負荷サイクル数(積算繰返数) $N_T = 10^7$ で実験を打ち切りとしているが、 $N_T = 10^7$ まで無損傷であったものは、POM 歯車および GF 25-POM 歯車では各 1 個、GF 25-POMTM 歯車では 4 個、GF 40-POM 歯車および GF 40-POMTM 歯車では各 2 個であった。各歯車の損傷状態は図 5 のように歯元における折損で、き裂の発生位置は既報の POM 歯車を含む多くのプラスチック歯車の場合と同じく⁽²⁾、最大曲げ応力が作用していると予測される歯元すみ肉部近傍であった。

ここで実験におけるプラスチック歯車の寿命を図 5(a)のように歯に目視で確認できるき裂が生じた時点として本実験の結果を整理すると図 6 のようになった。この図の横軸は寿命までの積算負荷サイクル数

Table 3 Experimental conditions of bending fatigue strength

Gear Normal force N (σ_s MPa)	POM gear	GF25-POMgear	GF25-POMTMgear	GF40-POMgear	GF40-POMTMgear
98.0 (24.3)	□	—	—	—	—
117.6 (29.1)	□	○	—	—	—
127.4 (31.5)	—	○	—	—	—
137.2 (34.0)	□	○	△	—	—
142.1 (35.2)	—	○	△	—	—
147.0 (36.4)	—	○	△	●	▲
156.8 (38.8)	□	○	△	—	—
166.6 (41.2)	—	—	—	●	▲
176.4 (43.7)	—	○	△	●	▲
186.2 (46.1)	—	—	—	●	▲
196.0 (48.5)	—	○	△	●	▲

(a) GF40-POM gear (b) GF40-POMTM gear
Fig. 3 Tooth filled with glass fibers

(a) Driving gear (plastic gear) (b) Driven gear (steel gear)
Fig. 4 Shapes and main dimensions of gears used in experiments

(a) $N_T = 3.71 \times 10^6$, crack in dedendum
(GF 25-POM gear, 147 N force)

(b) Breakage in dedendum, gear shown in (a) was operated till $N_T = 8.49 \times 10^6$

Fig. 5 Crack of tooth and breakage state of polyacetal gear filled with glass fibers

Fig. 6 Life (bending fatigue strength) of plastic gears

で、縦軸は歯元曲げ応力⁽³⁾ σ_b である。

図6では打点数が十分とはいえないが、各プラスチック歯車の疲労強さの傾向が推測できる。例えば図6より各プラスチック歯車の $N_T=10^7$ を超える運転の使用限界応力 σ_m はPOM歯車では約24 MPa、GF25-POM歯車では約29 MPa、GF25-POMTM歯車では約38 MPa、GF40-POM歯車およびGF40-POMTM歯車では約41 MPaであることがわかる。

図6のようにPOM歯車よりもガラス繊維を充てんした複合POM歯車のほうが、またガラス繊維40%充てんの場合を別にして、普通の金型で射出成形した複合POM歯車よりもTM金型で射出成形した複合POM歯車のほうが、疲労強さが大きく、例えばGF25-POM歯車とGF25-POMTM歯車の σ_m を比較してみると、後者は前者の約1.3倍になっている。前者と後者とでは歯形方向にそろって充てんしたガラス繊維の量が違うだけであると考えられるので、繊維充てん複合POM歯車の疲労強さには歯形方向にそろって繊維の量が影響するものと推察した。

なお本研究ではガラス繊維を40%まで充てんしているが、ガラス繊維の充てん量が多いと繊維と母材の結合(接着)度が低下すること、金型が損傷することなどがあって、一般にはガラス繊維の充てん量は30%程度である。

3. 運 転 試 験

2章でTM金型を用いて射出成形したガラス繊維充てん複合POM歯車の疲労強さ(寿命)を調べた結果、普通の金型で射出成形したガラス繊維充てん複合POM歯車よりもその強さが増す期待が持たれたので、

Table 4 Experimental conditions and symbols on operation test

Torque N·m	Number of rotations rpm		
	500	1000	1400
POMgear			
0.32	P-A-1	P-A-2	P-A-3
0.65	P-B-1	P-B-2	P-B-3
GF25-POMgear			
0.32	P25-A-1	P25-A-2	P25-A-3
0.65	P25-B-1	P25-B-2	P25-B-3
GF25-POMTMgear			
0.32	P25T-A-1	P25T-A-2	P25T-A-3
0.65	P25T-B-1	P25T-B-2	P25T-B-3
GF40-POMgear			
0.32	P40-A-1	P40-A-2	P40-A-3
0.65	P40-B-1	P40-B-2	P40-B-3
GF40-POMTMgear			
0.32	P40T-A-1	P40T-A-2	P40T-A-3
0.65	P40T-B-1	P40T-B-2	P40T-B-3

Fig. 7 Position for measuring tooth surface temperature

次にこの歯車の運転試験を行い、歯の摩耗、歯形の変化、歯面温度などプラスチック歯車として重要なしゅう動特性を明らかにする。

3.1 歯車試験機 実験(運転試験)には中心距離70 mmの既報⁽⁴⁾と同じ動力循環式歯車試験機を用いた。

3.2 試験歯車および相手歯車 表2および図4に示す寸法と形状の歯車を実験に用い、駆動側をプラスチック歯車、相手歯車を鋼歯車とした。

3.3 測定項目および測定方法 実験では歯の摩耗、歯形の変化、歯面粗さを既報と同じ方法で測定し⁽⁵⁾⁽⁶⁾、歯面温度を図7に示すピッチ点より距離1 mmだけ歯先側に寄った歯幅中央の位置に表面温度計を接触させて測定した。この温度の測定時には運転を数秒間停止させている。

3.4 実験条件 表4に実験の条件とその記号を示す。表中のトルク0.32, 0.65 N·mが作用した場合の σ_b はそれぞれ3.37, 6.85 MPaとなる。また回転数500, 1000, 1400 rpmにおける歯形上の平均滑り速度はそれぞれ0.20, 0.40, 0.56 m/sである。なお表中の各実験はすべて無潤滑運転である。

3.5 実験結果および考察

① 歯の摩耗 本実験では GF 40-POM 歯車および GF 40-POMTM 歯車の場合は総回転数(積算回転数) $N_T=3 \times 10^6$ をもって、また POM 歯車, GF 25-POM 歯車, GF 25-POMTM 歯車の場合は $N_T=10^7$ をもって実験を打ち切りと定めたが、ここではすべての実験が打ち切りまで歯が折損(き裂)せずに運転できた。なお GF 40-POM 歯車および GF 40-POMTM 歯車の場合に $N_T=10^7$ まで運転しなかったのは、この二つの歯車では歯の摩耗が著しく、歯厚が減少し、そのために歯が折損することも起こり得ると思われたからである。

ここで各プラスチック歯車の歯の摩耗を比摩耗量の意味をもたせて [(摩耗重量/密度)/歯数 $\times$ 2 モジュール

ル $\times$ 歯幅 $\times$ 総回転数] と表し、 PV [P : 鋼歯車相当ヘルツ応力(各プラスチック歯車と鋼歯車とのかみあいを鋼歯車同士のかみあいにみなして算出したヘルツの接触応力)⁽⁷⁾, V : 各プラスチック歯車の歯形上の平均滑り速度] 値との関係で整理したものを図 8 に示す。図 8(a)~(e) はそれぞれ POM 歯車, GF 25-POM 歯車, GF 25-POMTM 歯車, GF 40-POM 歯車, GF 40-POMTM 歯車の摩耗である。

図 8 では各図ともばらつきがあるが、比摩耗量の傾きは他の多くのプラスチック歯車と同じく⁽⁸⁾ PV 値に相関し、 PV 値が大きくなると比摩耗量が増大することがまずわかる。次に、図 8 の各図において極めて運転初期の $N_T=10^5$ を除き各 N_T ごとの比摩耗量に実線を記入し、これによって各プラスチック歯車の摩耗を見比べてみると、ここでは一見で判別できるように POM 歯車の摩耗が少ないことがわかる。簡単にいえば POM 歯車はガラス繊維を充てんした複合 POM 歯車よりも 1 けたの摩耗が少ないとみなすことができる。このことは通説として認識されていることと一致している。これはガラス繊維を充てんした複合 POM 歯車の場合には母材の POM が摩耗すると充てんしたガラス繊維が歯面から欠落することが大きく影響しているものと思われる。

POM 歯車の次に摩耗が少ない順位は GF 25-POMTM 歯車, GF 25-POM 歯車, GF 40-POMTM 歯車, GF 40-POM 歯車である。つまり、ガラス繊維の充てん量が多い方が摩耗が多く、またガラス繊維の充てん量が同量の場合には、普通の金型を用いて射出

(a) POM gear

(b) GF25-POM gear

(d) GF40-POM gear

(c) GF25-POMTM gear

(e) GF40-POMTM gear

Fig. 8 Amount of specific wear of plastic gears

成形した歯車よりも TM 金型を用いて射出成形した歯車の方が摩耗が少ない。これは再三述べているように普通の金型で歯車を射出成形すると充てんガラス繊維の端面が歯面に向き、これによって相手鋼歯車の歯面が荒らされ、その荒れた鋼歯車の歯面によってプラスチック歯車が摩耗し、そのため前述のように充てんガラス繊維が歯面から欠落して摩耗が多くなるということであるが、これを検証するものは本実験では乏しく、ただ摩耗粉の中に混入しているガラス繊維を顕微鏡で見たにすぎない。なおガラス繊維を充てんした複合 POM 歯車を $N_T=10^7$ を超えてさらに長時間運転する場合にはこの摩耗寿命をも考えなければならなくなる。

上記では極めて大雑把にみてプラスチック歯車の摩耗の少ない順位を調べたが、次に各プラスチック歯車の比摩耗量の値を比較すると、例えば $N_T=3 \times 10^6$ 時の POM 歯車, GF 25-POM 歯車, GF 25-POMTM 歯車, GF 40-POM 歯車, GF 40-POMTM 歯車の PV40 MPa・m/s 近傍 (38.38 MPa・m/s) の比摩耗量はそれぞれ 0.6, 5.8, 5.1, 9.9, 8.3×10^{-8} mm, また PV110 MPa・m/s 近傍 (107.47 MPa・m/s) の比摩耗量はそれぞれ 2.1, 10.2, 9.1, 19.1, 14.8×10^{-8} mm となる。PV 値によって若干の違いがあるが、ガラス繊維 25% 充てんの POM 歯車では $N_T=3 \times 10^6$ 時で普通の金型を用いて射出成形した歯車よりも TM 金型を用いて射出成形した歯車のほうが約 12% 摩耗が減少する。

② 相手鋼歯車の歯の摩耗 一般に無充てんのプラスチック歯車との対で鋼歯車を使用する場合は鋼歯車の摩耗は極めて微量であるので、その量を問題にする必要がないが、ガラス繊維を充てんしたプラスチック歯車との対では鋼歯車も多く摩耗するのでその量を

(a) Pair with GF25-POM gears

(b) Pair with GF25-POMTM gears

Fig. 9 Wear of steel gears

知っておくのがよい。

図 9 はトルク B 群の GF 25-POM 歯車および GF 25-POMTM 歯車と対の鋼歯車の運転経時に伴う摩耗を示したものである。図 9 にみるように鋼歯車もかなり摩耗することがわかる。ただし図 9(b) の GF 25-POMTM 歯車と対の場合は図 9(a) の GF 25-POM 歯車と対の場合より摩耗が少ないことに注目してよい。例えば両者の最も摩耗の多い実験 P 25 T-B-3 と P 25-B-3 の $N_T=10^7$ 時の摩耗を比較すると前者は後者より約 30% 少なくなっている。ここで鋼の密度を 7.8 g/cm^3 とし、また 45 枚の鋼歯車の歯が均等に摩耗し、しかも各歯の歯形上の摩耗が均一であると仮定して実験 P 25 T-B-3 と P 25-B-3 の $N_T=10^7$ 時の鋼歯車の 1 枚の歯の摩耗厚さ(深さ)を計算してみるとそれぞれ約 $13 \mu\text{m}$ と約 $18 \mu\text{m}$ になる。

③ 歯形変化の特徴 摩耗が著しかったガラス繊維を充てんした複合 POM 歯車の歯形変化をみる。図 10 は GF 25-POM 歯車と GF 25-POMTM 歯車の運転経時に伴う歯形の変化例を示したものである。これは基礎円板方式歯形測定機で測定した歯形の記録線図で、各線図間が運転経時に伴う摩耗厚さ(深さ)を表している。

図 10(b) の下方には歯形上の滑り速度の分布形態

Fig. 10 Tooth profile change of plastic gears

を示しているが、使用金型の違いにかかわらず、基本的には GF 25-POM 歯車と GF 25-POMTM 歯車の歯形変化の形態は同じく、既報の POM 歯車のように歯形上の滑り速度の分布形態と類似した V 字形である⁽⁹⁾。すなわち、ピッチ点を境に滑り速度が大きくなる歯先側と歯元側に寄るほど歯形の変化は大きくなる。これは両歯車の摩耗が歯の滑り速度に依存し、摩耗傾向が歯形の変化形態を決定づけているためと考えられる。

ただし上記のように GF 25-POM 歯車と GF 25-POMTM 歯車は歯形の変化形態が同じであるものの、歯厚の減少量(図 10 の T_n の部分)に違いがみられる。例えば $N_T=10^7$ における GF 25-POM 歯車と GF 25-POMTM 歯車の T_n 部分を比較すると、後者は前者の約 80% である。また歯元の異常摩耗⁽¹⁰⁾ 量分を含む歯元側のえぐり取られ量(図 10 の T_s 部分)を比較しても後者は前者の 78% である。このように GF 25-POMTM 歯車の歯形の変化量が少ないのは充てんガラス繊維の方向が歯形方向にそろうことにより

しゅう動特性が上がったものと思われる。なお図 10 に示す P 25-A-2 および P 25 T-A-2 以外の実験においても GF 25-POM 歯車よりも GF 25-POMTM 歯車のほうが歯形の変化量が少なかった。

④ 歯面温度 プラスチック歯車および鋼歯車の歯面温度を図 11(a), (b) に示す。図 11 の横軸は PV 値(図 8 に同じ)、縦軸は歯面の平衡温度から実験中の室温(22~24°C)を引いた値を歯面の上昇温度として表している。

図 11 では若干のばらつきが見られるが、プラスチック歯車および鋼歯車とも歯面の上昇温度は PV 値に相関し、PV 値が大きくなるほど歯面の上昇温度は高くなっている。またプラスチック歯車と鋼歯車との対では発生熱は熱伝導性の高い鋼歯車側に伝わりやすいことから、プラスチック歯車が稼働率の高い駆動歯車であっても鋼歯車よりも歯面の上昇温度は低くなっている。

図 11 のように歯面の上昇温度が最も高いのは GF 40-POM 歯車で、次に GF 40-POMTM 歯車、GF 25-POM 歯車、GF 25-POMTM 歯車、POM 歯車の順になっている。この温度の高い順位はプラスチック歯車の摩耗の多い順位と同じであるが、ガラス繊維を充てんした複合プラスチック歯車は摩耗が多い割には歯面の上昇温度が低く、例えば本実験の最大 PV 値の 110 MPa・m/s 近傍で GF 40-POM 歯車と POM 歯車の歯面の上昇温度を比べてみると、前者は 10°C 弱、後者は 6°C 強でその差は 3°C 強である。このように摩耗が多い歯車では摩耗によって消費される摩擦エネルギーが多くなるためか、歯の温度があまり高くないことを実験によって経験することがあるが、この歯面温度に関して詳しい解析を行っていない。

⑤ 歯面粗さ 図 12 はガラス繊維充てん複合 POM 歯車の運転経時に伴う歯面粗さの変化例として実験 P 25-A-2 および P 25 T-A-2 の GF 25-POM 歯

(a) Driving gear (plastic gears)

(b) Driven gear (steel gears)

Fig. 11 Rising temperature of tooth surface

Fig. 12 Tooth surface roughness of plastic gears

Fig. 13 Frequency characteristics in noise of gears

車および GF 25-POMTM 歯車の場合を示したものである。両歯車とも運転前の歯面粗さが $R_z=1.8$ 程度であったものが $N_T=1.5 \times 10^6$ 時まで大きく荒れ、前者は約 $13.5 \mu\text{m}$ 、後者は約 $10.5 \mu\text{m}$ になる。しかしその後は両歯車の歯面はあまり変化せず、 $N_T=10^7$ 時の歯面粗さは前者は $14 \mu\text{m}$ 強、後者は $11 \mu\text{m}$ 弱程度に落ち着いている。POM 歯車の $N_T=10^7$ 時の歯面粗さは $4 \mu\text{m}$ 程度であるので、これと比較するとガラス繊維を充てんした複合 POM 歯車の歯面粗さは大きい。ただし TM 金型を用いて射出成形した歯車のほうが普通の金型で射出成形した歯車よりも歯面粗さが小さくなっている。なお $N_T=10^7$ 時の鋼歯車の歯面粗さは GF 25-POM 歯車との対では約 $11 \mu\text{m}$ で、GF 25-POMTM 歯車との対では約 $8 \mu\text{m}$ であった。

⑥ 歯車騒音 TM 金型を用いて射出成形した複合 POM 歯車はしゅう動特性が向上し、歯車騒音が低下すると期待できたので、普通の金型で射出成形した複合 POM 歯車の騒音と比較してみた。図 13 はその一例を示したものである。図 13 中にはかみあい周波数 f_z およびその倍音 $2f_z$ の位置も記入している。これは GF 25-POM 歯車と GF 25-POMTM 歯車の実験 P 25-B-2 および P 25 T-B-2 の $N_T=6 \times 10^5$ 近傍で測定したものである。ここでは既報のように自由音場⁽¹¹⁾において運転している歯車の歯のかみあい部より軸方向に 0.15 m 離してマイクロホンを設置し、精密騒音計、1/3 オクターブ分析器および自動分析駆動装置によって全音圧 (All pass) を調べるとともに、周波数分析も行っている。

図 13 では 100 Hz 近傍以下の低周波数域では音圧レベルの差ははっきりしないが、高周波数域では GF 25-POM 歯車よりも GF 25-POMTM 歯車のほうが音圧レベルが低い。ここで全音圧で両歯車の騒音を比べてみると前者よりも後者のほうが 5 dB 弱ほど音圧レベルが低くなっている。なお他の実験においても

GF 25-POM 歯車よりも GF 25-POMTM 歯車のほうが低騒音であった。

4. 結 言

POM にガラス繊維を 25% と 40% 充てんし、従来の金型および考案した TM 金型で歯車を射出成形して、それぞれの歯車(それぞれの歯車を A 歯車および B 歯車とする)の歯の曲げ疲労強さ並びに運転特性を調べるとともに、それらを比較した結果をまとめると次のようになる。

(1) ガラス繊維を充てんした複合 POM 歯車では繊維の充てん量が異なっても歯の折損位置は他の多くのプラスチック歯車と同じく最大曲げ応力が作用していると予想される歯元すみ肉近傍であった。よって疲労強さ(歯車の寿命)は歯元曲げ応力で整理できた。

(2) ガラス繊維を充てんした複合 POM 歯車では繊維の充てん量が多いほうが疲労強さが増し(寿命が延びる)、また繊維の充てん量が同じものでは、B 歯車のほうが A 歯車よりも疲労強さが大きくなった。例えば GF 25-POMTM 歯車の $N_T=10^7$ を超える運転の使用限界応力は約 38 MPa で、これは GF 25-POM 歯車のその 1.3 倍であった。

(3) ガラス繊維を充てんした複合 POM 歯車では繊維の充てん量が多いほど摩耗が多くなった。ただし繊維の充てん量が同じ場合には B 歯車のほうが A 歯車よりも摩耗は少なくなった。例えば $N_T=3 \times 10^6$ 時の PV 値が $110 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$ 近傍の比摩耗量は GF 25-POM 歯車では $10.2 \times 10^{-8} \text{ mm}$ で、GF 25-POMTM 歯車では $9.1 \times 10^{-8} \text{ mm}$ であった。また A 歯車との対よりも B 歯車との対のほうが相手鋼歯車の摩耗が少なかった。

(4) ガラス繊維を充てんした複合 POM 歯車の摩耗が多いことから歯形変化も大きかったが、その変化形態は他の多くのプラスチック歯車と同じく歯形上の

滑り速度の分布形態に類似した V 字形であった。なおガラス繊維の充てん量が多いほど歯形変化は大きくなったが、その充てん量が同じ場合には B 歯車のほうが A 歯車よりも歯形変化が小さかった。

(5) ガラス繊維を充てんした複合 POM 歯車では繊維の充てん量が多いほど歯面の上昇温度は高くなったが、その充てん量が同じ場合には B 歯車のほうが A 歯車よりも歯面の上昇温度が若干低くなった。

(6) ガラス繊維を充てんした複合 POM 歯車では A 歯車よりも B 歯車のほうが歯面粗さが小さくなった。例えば $N_f=10^7$ 時の歯面粗さは GF 25-POM 歯車では $14\text{ }\mu\text{m}$ 強で、GF 25-POMTM 歯車では $11\text{ }\mu\text{m}$ 弱であった。

(7) ガラス繊維を充てんした複合 POM 歯車では A 歯車よりも B 歯車のほうが低騒音であった。例えば GF 25-POM 歯車よりも GF 25-POMTM 歯車のほうが全音圧で 5 dB 弱ほど音圧レベルが低かった。

以上のようにガラス繊維を充てんした複合 POM 歯

車を疲労強さ並びにしゅう動特性から検討した結果、TM 金型で射出成形することが有益であることがわかった。

文 献

- (1) 三菱エンジニアリングプラスチックス(株), ユピタル技術資料, (1996), 4.
- (2) 例えば, 塚本尚久・ほか 3 名, 機論, 58-545, C (1992), 231-237.
- (3) 中田 孝・石川二郎, 歯車伝動, (1966), 47, 誠文堂新光社.
- (4) 塚本尚久・ほか 2 名, 機論, 56-527, C (1990), 262-269.
- (5) 塚本尚久, 機論, 49-447, C (1983), 2048-2056.
- (6) 塚本尚久, 機請論, No. 800-15 (1980-8), 55-61.
- (7) 塚本尚久, 機論, 46-409, C (1980), 1116-1125.
- (8) 例えば, 塚本尚久・ほか 2 名, 機論, 61-581, C (1995), 245-252.
- (9) 例えば, 塚本尚久・ほか 2 名, 機論, 59-568, C (1993), 3874-3879.
- (10) 寺島健一・ほか 3 名, 機論, 51-469, C (1985), 2309-2315.
- (11) 日本工業規格協会編, 騒音レベル測定法解説, (1996), 5.