プラスチックはすば歯車の運転特性*

塚本 尚久^{*1}, 小林 公一^{*2}, 近藤 隆夫^{*3}

Operating Characteristics of Plastic Helical Gears

Naohisa TSUKAMOTO, Koichi KOBAYASHI^{*4} and Takao KONDO^{*4} Chiba Institute of Technology, Dept. Mechanical Engineering,
Tsudanuma 2-17-1, Narashino, Chiba, 275-0016 Japan

Plastic helical gears are commonly expected to operate with low noise emission. However effects of gear specifications and material properties on their noise characteristics have been still unclear. This study examined change in sound pressure level with helix angle of plastic helical gears. In addition, material dependency in noise characteristics was revealed by comparing sound pressure level of helical gears made of normal polyacetal and two types of compound-polyacetal with reduced coefficient of friction or with greater shock absorption. The results of this pilot study would show us the direction for developing low noise plastic helical gears.

Key Words: Machine Element, Tribology, Wear, Sound, Gear, Plastic Gear, Plastic Helical Gear, Polyacetal Gear, Compound-Polyacetal Gear

1. 緒 言

鋼歯車において低振動, 低騒音歯車として, はすば歯車が使用されているように, 元来が低振動, 低騒音歯車であるプラスチック歯車においても, よりその効果を大きくするために, はすば歯車を用いることが通念的に知られている。しかし一方, プラスチック歯車は粘弾性体なので, 変動荷重および加工誤差や組立誤差による振動を吸収し, これらに起因する騒音が低減することは知られているものの, プラスチック歯車として, より低騒音歯車を設計する場合に, 摺動音をも低下させなければならないことはあまり認識されていない。

上記のことを鑑み, 本研究においては, 一つは, 無潤滑運転におけるプラスチックはすば歯車のねじれ角の増大に伴う騒音の変化を確認し, 通念的な認識を検証することと, もう一つは充てん剤の種類によって, かみ合い時の衝撃音の低下に, また, 摺動音の低下に

それぞれ効果があると思われる, 2 種類の複合ポリアセタール歯車の運転特性を調べ, これらによって機械的強度等において比較的バランスがとれていて, プラスチック歯車の中では最も多用されている, ポリアセタール歯車の設計データを補完し, かつ新たに低騒音を目的として複合ポリアセタールを開発する際の一つの方向性を提唱するものである。

2. 実験装置および実験方法

2.1 歯車試験機 実験(運転試験)には既報⁽¹⁾と同じ中心距離 50 mm の動力循環式歯車試験機を用いた。

2.2 使用プラスチック 表 1⁽²⁾に示す 3 種類のプラスチックを歯車材として使用した。

一つは, 既に使用した⁽³⁾ポリアセタール(コポリマ)に低分子量ポリオレフィンおよび固体に近い高分子の微粒子を含む合成油をそれぞれ数%(重量比)充てんしたもの(これを FX と呼んできた)で, これはポリアセタールとしては極めて摩擦係数が小さく, 摺動音を低下させるのに効果があると思うプラスチックである。他の一つは, ポリアセタールにポリウレタンを 25%(重量比)充てんしたプラスチック(以下これを FU と呼ぶ)で, これはポリアセタールよりも摩擦係数が大

* 原稿受付 1999 年 12 月 10 日。

^{*1} 正員, フジマイクロ(株) (☎ 290-0057 市原市五井金杉 2-13)。^{*2} 正員, 千葉工業大学 (☎ 275-0016 習志野市津田沼 2-17-1)。^{*3} 三菱エンジニアリングプラスチックス (☎ 254-0016 平塚市東八幡 5-6-2)。

E-mail: p01kobay@pf.it-chiba.ac.jp

きいが、極めて粘性も大きく(表1の伸びから推測できる)、また軟質で衝撃を吸収すると思われる材料である。この他に実験では無充てんで母材単体のポリアセタール(以下これを単にPOMと呼ぶ)も歯車材として参考に使用した。

表1で注目されるのは、FXはPOMよりも多少強度と剛性の面で劣るが、摩擦係数が小さいこと、FUはPOMに対して曲げ強さが50%、引張り強さが約57%、ヤング率が約54%と劣るが、伸びがPOMの5倍であることである。

2・3 試験歯車および相手歯車 表2のように実験は、はすば歯車のねじれ角 β (ピッチ円筒上の)を4種類変えて行った。歯車の製作を射出成形で行っているため、成形上から直径寸法が等しいほうが好ましいので、ねじれ角が増大するに伴って歯車が減少している。実験の駆動と被動の歯車は同歯数(速比1:1)、同材質である。図1は実験に用いた歯車の形状と主要寸

Table 1 Main characteristics of plastics used in experiments

Items	Unit	POM	FX	FU
Melting point	°C	165	165	165
Specific gravity		1.41	1.41	1.33
Rockwell hardness	H _{RM}	78	76	62
Coefficient of friction		0.31	0.13	0.34
Coefficient of linear expansion	1/K	13×10^{-5}	13×10^{-5}	13×10^{-5}
Tensile strength	MPa	61.3	53.9	34.3
Bending strength	MPa	89.7	80.4	44.1
Elongation	%	65	70	>300
Young's modulus	GPa	2.60	2.45	1.38

Table 2 Main specifications of gears used in experiments

	No.1	No.2	No.3	No.4
Normal module	1.0			
Normal pressure angle	20°			
Helix angle (in pitch cylinder)	10°	21.5°	25°	30°
Tooth profile	Standard gears			
Number of teeth	49	46	45	43
Diameter of pitch circle	49.756	49.440	49.652	49.652
Effective face width	5			
Center distance	49.756	49.440	49.652	49.652

N.B.) A unit of length is mm

法を示したものである。

射出成形歯車の歯面粗さはJIS B 0601の十点平均粗さ(R_z)の0.6~0.8 μ m、歯車精度はJIS B 1702(1976年版)の4級である。歯車試験機の中心距離は可変なので、バックラッシュは歯車取付時に、中心距離を調整し、背面干渉を起こさない最小値にした。

2・4 測定項目および測定方法 歯車の騒音は自由音場⁽⁴⁾において、運転している歯のかみあい部より軸線方向に5 cm離してマイクロホンを設置し、精密騒音計、1/3オクターブ分析器ならびに自動分析駆動装置によって周波数特性を調べるとともに、全音圧(All pass)を測定した。プラスチック平歯車においては、既報⁽¹⁾⁽³⁾のようにマイクロホンを歯のかみあい部より軸線方向に15 cm離して騒音を測定していたが、プラスチックはすば歯車では発生音が小さく、15 cm離れたのでは各プラスチック歯車の音圧レベルの差異が顕著に現れにくかったので、上記のように5 cmにした。

また実験では、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た⁽⁵⁾⁽⁶⁾。歯面温度は表面温度計を歯面の中央部に接触させて測定したが、小モジュールであるので歯面の正確な測定位置は特定できていない。

2・5 実験条件 各実験は回転数1 000 rpm、トルクを0.65 N・mとし、無潤滑で行った。

No.1からNo.4の各歯車の全かみあい率はそれぞれ、1.97, 2.11, 2.13, 2.14で、歯すじ方向の滑り速度は0.084, 0.088, 0.091, 0.094 m/sである。歯数が β によって若干異なり、それによって歯元の曲げ応力もわずかながら異なってくるが、本トルクにおけるはすば歯車の歯元曲げ応力⁽⁷⁾を、簡便な相当平歯車で計算すると12.10~12.14 MPaの範囲にある。

	No.1	No.2	No.3	No.4
dk	51.756	51.440	51.652	51.652

Fig.1 Shapes and main dimensions of gears used in experiments

3. 実験結果および考察

3・1 歯車騒音 最初に各総回転数(積算繰返数) N_T における3種類のプラスチックはすば歯車の騒音の周波数特性を図2に示す。これは一例として、 $\beta=21.5^\circ$ の場合を示したものである。0.1 kHzより低周波数域の音圧レベルは各歯車とも25 dB以下だったのでここでは割愛している。図2中の $N_T=0$ とは、歯車を取付けて運転を開始した直後に測定した騒音で、また、 $N_T=10^5, 6 \times 10^5, 1.5 \times 10^6, 3 \times 10^6$ とは、その N_T 時の歯の摩耗、温度、歯形等を測定するために運転を停止するが、この停止直前に測定した騒音である。各図には歯車のかみあい周波数 f_z とその倍音を示すとともに、全音圧レベルをも示している。

図2ではまず、いずれの歯車においても、 f_z とその倍音 $2f_z$ における音圧レベルが顕著に高く現れているのがわかる。このことはプラスチック平歯車と同じ⁽¹⁾⁽³⁾で、プラスチック歯車においても鋼歯車のよう

に、かみあい周波数の音圧レベルは他の周波数の音圧レベルと明確に判別できるほど高くなることが確認できる。なお、POM歯車では4 kHz近傍に、FX歯車では4 kHzと9.5 kHz近傍にそれぞれ共振音と見られる高い f_z における音圧レベルに対して高いが、この音圧レベルそのものは極めて高い値ではない音圧レベルのものがあるが、その実態は明らかにしていない。

次に、図2からわかることは、プラスチック歯車の材種の違いによって各周波数における運転経時に伴う音圧レベルの変化の差に違いがあることである。このことは、 f_z 近傍よりも高い周波数域で明確に見られる。

POM歯車では、一部の周波数のところを除くと、運転経時に伴い音圧レベルが高くなり、例えば、 $2f_z$ の周波数を見ると $N_T=0$ 時よりも $N_T=6 \times 10^5$ 時で約4 dB高く、 $N_T=3 \times 10^6$ 時で約12 dB高くなっている。

FX歯車は N_T が増しても、いずれの周波数でも音圧レベルはあまり変化していない。FX歯車は長時間運転しても摩耗が少なく(後の図5および6を参照)、そのため歯形もあまり変化せず(後の図7参照)に、このような結果になっていると思われる。

FU歯車は運転初期にはほとんどの周波数においてFX歯車と同程度の音圧レベルであるが、運転経時に伴って摩耗が著しく増加してくると音圧レベルが高くなる。

次に図3によって、各プラスチックはすば歯車における、ねじれ角の違いによる、騒音の運転経時に伴う変化を見る。図は横軸に N_T を、縦軸に全音圧レベルをとっている。

図3では、いずれの歯車においても各 N_T 時の全音圧レベルが最も高いのが、 $\beta=10^\circ$ で、 β が大きくなるにつれてそれが低下している。しかし、 $\beta=25^\circ$ と 30° とでは、その差は少ない。 $\beta=21.5^\circ$ は運転初期では $\beta=25^\circ$ および 30° のように全音圧レベルは低い、運転経時に伴う変化は $\beta=25^\circ$ および 30° よりも大きい。

上記のように $\beta=10^\circ$ で全音圧レベルが高いのは、 10° では全かみあい率が2に達していないことによると考えられるが、しかしすでに記しているように $\beta=21.5^\circ, 25^\circ, 30^\circ$ では全かみあい率が2を超えてほとんど等しいにもかかわらず、これらの中で全音圧レベルに差が生じている。よって、このことからプラスチックはすば歯車では正面かみあい率よりも重なりかみあい率が騒音に影響すると推測した。本実験の $\beta=10 \sim 30^\circ$ の重なりかみあい率はそれぞれ、0.259, 0.543,

Fig.2 Frequency characteristics in noise of plastic helical gears ($\beta=21.5^\circ$)

Fig. 3 Differences in gear noise with helix angle

Fig. 4 Differences in gear noise among three kinds of plastic materials

0.624, 0.733 で, $\beta = 10^\circ$ のその値は $\beta = 21.5^\circ$ の約 48% で, $\beta = 30^\circ$ の約 35% である. $\beta = 21.5^\circ$ を超えて全音圧レベルが低くなったことからすると, 本報のような材種のプラスチックはすば歯車では, 重なりかみあい率が 0.6 程度を超えてくると低騒音になり, はすば歯車の効果が現れてくるといえそうだ.

次の図 4 で考察しているが, 3 種類のプラスチックはすば歯車では, いずれのねじれ角においても FX 歯車は最も全音圧レベルが低い. FU 歯車も運転初期で

Fig. 5 Amount of wear of plastic helical gears ($\beta = 21.5^\circ$)

は, FX 歯車と同程度に全音圧レベルが低いが, FX 歯車との違いは, 運転初期に全音圧レベルが低かった $\beta = 25^\circ$ および 30° が運転経時に伴ってその値は高くなってきていることである. これは, はすば歯車でも歯形が変化してしまうと, 騒音低減効果があまり期待できないことを意味するものである. 吸振性プラスチックの FU 歯車で, このような結果になるのであるから他のプラスチックはすば歯車では歯形が変化すれば一層騒音が大きく変化するものと思われる.

図 4 は 4 種類の β において全音圧レベルが最も高かった $\beta = 10^\circ$ と, 低かった $\beta = 30^\circ$ でプラスチックの材種の違いによるはすば歯車の騒音を見たものである. この図から $\beta = 10^\circ$ および $\beta = 30^\circ$ のいずれの N_T 時においても, 全音圧レベルが高いのは POM 歯車で, 低いのが FX 歯車であることは明らかにわかる. ただし, $\beta = 30^\circ$ のように大きな β の場合にはプラスチックの材種の違いによる音圧レベルの差が少なくなることに注目したい.

また, この図 4 からは FX 歯車は β の大小にかかわらず長時間運転してもほとんど全音圧レベルが変化しないこともわかる. 前述のように FU 歯車は運転初期においては, FX 歯車と同様に全音圧レベルが低いのであるが, 機械的強度等が低いこの材種の歯車にとっては, 本実験のトルクが過酷な運転条件であったためか, 運転経時に伴って摩耗が多くなってくると, 暫時 FX 歯車とその差が開き, $\beta = 30^\circ$ の $N_T = 3 \times 10^6$ 時ではその値は POM 歯車を越える. しかし, $\beta = 10^\circ$ と 21.5° [21.5° は図 3 の (a) と (c) の比較でわかる] ではまだ POM 歯車の全音圧レベルが高いため $N_T = 3 \times 10^6$ になっても POM 歯車を越える値にはなっていない.

3.2 歯の摩耗 多少なりとも動力を伝達する目的でプラスチック歯車を実用するならば, その設計では摩耗は大きな因子になるので, 設計データを補完する上で摩耗に関する多くの報告が必要である.

図 5 は一例として $\beta = 21.5^\circ$ の 3 種類のはすば歯車

の運転経時に伴う摩耗の進行状態を示したものである。図5の縦軸は積算摩耗量で、材種の異なる歯車の摩耗を比較するために、(摩耗重量/比重量)として体積表示している。なお、本実験では所定の N_T ごとに歯車を試験機から取外して摩耗などを測定しているが、これを次に組付ける際には、前回対であった歯同士のを対をさせている。

本実験においては駆動と被動の歯車が同仕様で、速比が1:1であるが、図5のように駆動歯車のほうがわずかに摩耗が多い。このことは、歯の滑りの向きの違いにもよるが、後に示している歯形の変化を見ると、駆動歯車のかみあい起点近傍で相手歯車の歯先稜(歯先の角)が強く当たり、歯元がえぐられているので、これが影響してきているように思われる。

騒音の説明のときにも若干ふれたように、3種類のプラスチックはすば歯車では、FU 歯車の摩耗が極端に多く、例えば、駆動歯車の摩耗は $N_T=1.5 \times 10^6$ 、および 3×10^6 時では POM 歯車の約 5.5 倍、FX 歯車の約 7.5 倍である。

次に図6のように摩耗を表して本実験のすべての結果を示す。ただし被動歯車の摩耗は図5を参考にして駆動歯車のそれからある程度推測できるのでここでは割愛している。

図6の横軸には PV 値をとっているが、はすば歯車ではこの P をどのように算出するかが問題である。はすば歯車の接触線は軸に対して傾斜しており、軸方向の位置によって歯面の応力は一様ではなく、また接触線の長さの総和はかみあいの位置によって変化するので計算は複雑になる。しかしながら、歯車の仕様と運転条件が異なった場合に、比較の次元が同一にならないので、ここでは荒っぽいながらも既報のプラスチック平歯車と同じく、歯直角断面のかみあいピッチに

おける接触円筒の半径を曲率半径として鋼歯車相当ヘルツ応力(プラスチック歯車同士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)⁽⁸⁾を算出し、これを PV 値の P にした。ただし、その計算式の歯幅 b には $(b/\cos \beta g)$ (βg : 基礎円筒上のねじれ角)を代入している。また歯の滑り速度には歯形方向と歯すじ方向があるが、本実験では、はすば歯車の歯幅が狭かったため歯幅方向の滑り速度よりも歯形方向の滑り速度が大きかったので(この V のほうが各歯車の PV 値に若干差が現れるので)、各歯車の歯形方向の平均滑り速度(本実験のこの値は 0.25~0.27 m/s の範囲にある)を PV 値の V とした。適否を論じられようがこのような簡便な計算法をとった。

図6の縦軸はプラスチック平歯車の場合と同じく摩耗を比摩耗量の意味を持たせて [(摩耗重量/比重量)/(歯数 $\times$ 2 モジュール $\times$ 歯幅 $\times$ 総回転数)] と表したものである。

図6では狭い範囲での PV 値であるが、各プラスチックはすば歯車の比摩耗量は PV 値に相関している。この図からもわかるように、いずれの β においても最も比摩耗量が多いのが FU 歯車で、少ないのが FX 歯車である。

3.3 歯形の変化 プラスチック歯車は歯が摩耗することによって歯形が変化するので、ここでは3種類のはすば歯車の運転経時に伴う歯形の変化形態を調べておく。

図7は一例として、 $\beta=21.5^\circ$ における歯形の変化を示したものである。これら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7からわかるように、摩耗の少ない POM 歯車および FX 歯車の歯形

Fig. 6 Amount of specific wear of plastic helical gears. In Fig.(c), the range of vertical axis is enlarged

Fig. 7 Tooth profile changes in plastic helical gears ($\beta=21.5^\circ$)

は、滑りの大きな歯先側と歯元側で多少変化しているものの、他の位置ではあまり変化していない、一方、FU 歯車は $N_T=6 \times 10^5$ 時でその変化はすでに著しく、 3×10^6 の時点では相手歯車の歯先稜によってえぐりとられる、かみあい起点 k からピッチ点 P 近傍にかけての変化量は、新品の時点 ($N_T=0$) から最も深い所だと $85 \mu\text{m}$ 程度にもなっている。

図 8 は同じ歯形測定機で運転経時に伴うはすば歯車の歯すじの変化を調べたものである。この図の各線図間は摩耗厚さ(深さ)を正確に表していないので、ここでは、歯すじの変化のみに注目されたい。

ここに例示したものは $\beta=21.5^\circ$ のものであるが、本実験では他の β の場合もこの変化形態に類似しており、いずれのはすば歯車も歯幅中央部よりも両側で多く変化している。

3.4 歯面温度 図 9 は縦軸に歯面上昇温度 [歯面の平衡温度から室温 ($22 \sim 24^\circ\text{C}$) を引いたもの] をとり、PV 値 (図 6 に同じ) で 3 種類のはすば歯車の歯面温度を見たものである。

図 9 より、いずれの歯車も歯面上昇温度は PV 値に相関し、そして被動歯車より駆動歯車のほうがわずかながら上昇温度が高いことがわかる。

Fig. 8 Tooth trace changes in plastic helical gears ($\beta=21.5^\circ$)

Fig. 9 Temperature rise on tooth surface of plastic helical gears

3 種類のはすば歯車で歯面上昇温度が最も高いのは、FU 歯車で、低いのが FX 歯車である。この順位は歯の摩耗の場合と同じである。駆動歯車の $PV=55$ および $60 \text{ MPa}\cdot\text{m/s}$ 近傍で FU 歯車と FX 歯車の温度差は 2°C 程度である。多量に歯が摩耗した FU 歯車の歯面上昇温度は、他の 2 種類の歯車と、もっと差があるものと経験的に予測していたが、比較的少ない。これは小 PV 値のため発生温度そのものが低かったことと、摩耗が多量な場合、摩擦損失エネルギーが摩耗に費やされて歯面温度があまり上昇しなかったことによるものであるようである。

3.5 歯面粗さ 図 10 に $\beta=21.5^\circ$ の 3 種類のはすば歯車の運転経時に伴う歯面粗さの変化を示す。当初の歯面粗さが $0.6 \sim 0.8 \mu\text{m}$ であったものが、この図のように POM 歯車と FX 歯車は $N_T=6 \times 10^5$ 時まで大きく変化する。しかしながらその後の運転では $N_T=1.5 \times 10^6$ 時まで若干変化するものの、ほとんど一定の粗さになり、終了時の $N_T=3 \times 10^6$ 時ではその歯面粗さは、POM 歯車が $3.2 \mu\text{m}$ で、FX 歯車が $2.5 \mu\text{m}$ であった。FU 歯車は運転開始から荒れ、 $N_T=3 \times 10^6$ 時で $7.8 \mu\text{m}$ となり、しかもまだ定量値になる兆候が見られない。

3 種類のはすば歯車の運転経時に伴う歯面粗さの変化傾向は他の β においても図 10 と同じであった。

4. 結 言

通念的に低騒音と認識されているプラスチックはすば歯車の騒音低減効果の検証と、騒音の低減を目的に新たに複合ポリアセタールを開発する際の方向性を探るため調べたプラスチックはすば歯車の運転特性をまとめると次のようになる。

(1) 全音圧レベルはプラスチック平歯車と同じく、かみあい周波数 f_z および $2f_z$ において高くなった。また、全音圧レベルをプラスチックの材種で比較

Fig. 10 Tooth surface roughness of plastic helical gears ($\beta=21.5^\circ$)

すると、無充てんの POM 歯車が最も高く、低摩擦係数の FX 歯車が最も低かった。FU 歯車の全音圧レベルは、運動初期では FX 歯車と同程度であったが、長時間運転では高くなり、POM 歯車を超える場合もあった。

(2) いずれの材種のプラスチックはすば歯車とも、ねじれ角 β が 10° のとき、騒音の低減効果は認められなかったが、重なりかみあい率が 0.6 以上の場合 ($\beta=25^\circ$ および 30° のとき) では全音圧レベルが低下した。また、 β が 30° のように大きな場合には、材種の違いによる全音圧レベルの差が少なくなった。

(3) 小範囲の PV 値であったが、プラスチックはすば歯車の比摩耗量と歯面上昇温度はプラスチック平歯車と同じように算出した PV 値に相関し、PV 値が大きくなると比摩耗量および歯面上昇温度も大きくなった。材種で比較すると FU 歯車が比摩耗量、歯形変化量および歯面上昇温度とも最大であった。なお、本実験では歯すじの変化は、歯幅中央部よりも両側のほうが多かった。

(4) 歯面粗さは運転当初いずれの歯車も $Rz=0.6 \sim 0.8 \mu\text{m}$ であったものが、運転終了時では POM 歯車

が $3.2 \mu\text{m}$ 、FX 歯車が $2.5 \mu\text{m}$ 、FU 歯車が $7.8 \mu\text{m}$ になった。POM 歯車と FX 歯車では $N_T=1.5 \times 10^6$ 以降歯面粗さはほとんど変化しなかったが、FU 歯車では $N_T=3 \times 10^6$ 時でも定量値になる兆候が見られなかった。

プラスチック歯車の騒音低減を図る上で、本実験で用いた FX のようなプラスチックは多面にわたってバランスがとれており、利用しやすい。今後これを改質するとすれば、さらに低摩擦材にするのが好ましい。

プラスチック歯車を用いる場合には、同種のプラスチック同士ではなく、相手を異種プラスチックにすることも多々あるが、この組合せにおける運転特性については後に報告する。

文 献

- (1) 塚本尚久・ほか 2 名, 機論, **61**-582, C (1995), 441-448.
- (2) 三菱ガス化学(株), ユピタル技術資料(1996), 8.
- (3) 塚本尚久・ほか 2 名, 機論, **59**-568, C (1993), 3874-3879.
- (4) 日本工業規格協会編, 騒音レベル測定法解説, (1996), 5.
- (5) 塚本尚久, 機論, **49**-447, C (1983), 2048-2056.
- (6) 塚本尚久, 機講論, No. 800-15 (1980-8), 55-59.
- (7) 中田孝・石川二郎, 歯車伝動 (1966), 47, 誠文堂新光社.
- (8) 塚本尚久, 機論, **46**-409, C (1980), 1116-1126.