

電動パワーステアリング用樹脂製ウォームホイール歯面における トライボロジー挙動の解明

Clarification of Tribological Behavior on Tooth Surface of Resin Worm Gear for Electric Power Steering

国島武史 T. KUNISHIMA 三宅一徳 K. MIYAKE 黒川貴則 T. KUROKAWA 新井大和 H. ARAI

We have clarified the tribological behavior on tooth surface by devising a simplified sliding test which simulates a resin worm gear. It was confirmed that the main factor of tooth surface deformation was creep deformation, and increase of molecular mass of the polyamide contributed to long-term durability. In addition, surface roughness and temperature dependence of the friction coefficient were gathered through variation of film thickness ratio using EHL theories and applied to rotating torque reduction by controlling tooth surface roughness.

Key Words: polyamide, worm gear, simplified test, abrasion, creep deformation, EHL, torque reduction

1. はじめに

地球温暖化などのエネルギー問題を受け、自動車部品に対する軽量化ニーズ(省エネルギー、CO₂排出量削減)が高まっている^{1) 2)}。また自動車の電動化、ハイブリッド化に伴う高度な静粛性の要求から、しゅう動機構をもつ自動車部品の樹脂化比率が増加している。このうち、樹脂製歯車は高い静音性・自己潤滑性・質量低減などで効果を有し³⁾、近年自動車部品用途に多く適用されている⁴⁾。特に電動パワーステアリング(Electric Power Steering: EPS)の減速機には、図1に示すように樹脂製ウォームホイール(ウォームホイール)が使用されている。本部品は、自動車の前軸荷重を支え操舵力をアシストする重要保安部品であり、高い信頼性が求められるトライボロジー要素である。さらに、近年自動車部品の小型化や、燃費向上効果の高いEPSの大型車への搭載の要求が高く、本ウォームホイールの高出力化対応が必要である。

ウォームホイールに求められる必要特性としては、バックラッシュと呼ばれる歯厚減少によるガタの抑制、耐久寿命の確保、および操舵トルクの低減が挙げられる。図2にウォームホイールの接触形態を示すが、使用時に転がりに加えてすべりの影響を受けやすく、さらにしゅう動の過程で発熱と冷却が繰り返されるため、歯面におけるトライボロジー挙動のメカニズムは複雑である。また歯厚減少への影響因子として、摩耗とクリープ変形が



図1 当社製 EPS 基本構造ならびに減速機内部構造
Basic structure of JTEKT EPS and internal structure of reduction gear

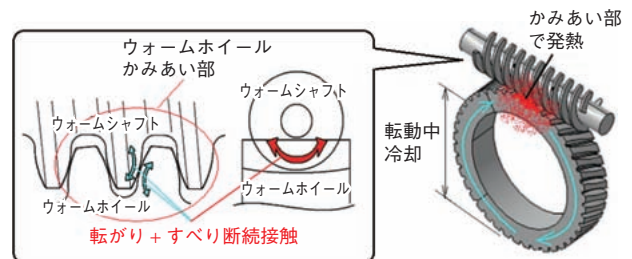


図2 樹脂製ウォームホイールの接触形態
Contact form of resin worm gear

挙げられるが、稼働後の歯面から摩耗とクリープ変形を分離して評価することは困難である。また高出力化により、歯面における負荷が増大することで歯厚減少量が増大し、耐久寿命の低下をもたらす原因となる。したがって、材料開発およびウォームホイールの設計においては、歯厚減少に影響を及ぼす耐摩耗性・耐クリープ性の確保が必要である。また、ステアリングの操舵感向上には、ウォームホイールの回転トルク低減が必要である。しかしながら、回転トルクに影響を及ぼす歯面のしゅう動抵抗の作用因子は多数あり、単純な予測が不可能である。そのため、歯面のしゅう動抵抗に影響する因子を統合的に解析し、設計・歯加工条件に反映させることが重要である。

そこで本報では上記課題に対応するため、ウォームホイールを模擬した基礎試験方法を開発し、本試験にて歯面のトライボロジー挙動を解明することにより、長寿命・低トルクウォームホイールの開発に適用したのでその事例について述べる。

2. 基礎試験方法^{5)~7)}

2.1 ウォームホイールのしゅう動形態を再現可能な基礎試験方法の確立

ウォームホイールの開発におけるこれまでの課題は、複雑なウォームホイールのしゅう動形態を基礎試験で再現することである。ウォームホイールは一般的な樹脂材料の限界PV値を超えた高面圧・高速しゅう動条件下で使用され、しゅう動面温度が低いことが知られている。これはしゅう動面がグリースによる潤滑状態であり、発熱が抑制された断続的な接触となることによって、しゅう動面の発熱が散逸し温度上昇が抑制されるためである。このような、特殊なしゅう動形態を従来の鈴木式摩擦摩耗試験のような基礎試験で再現することは難しく、実際の開発ではウォームホイール実機を用いた耐久試験を実施する必要があった。しかしながら、耐久試験は試験時間が長く、開発期間が長期化するとともに、トライボロジー挙動のメカニズム解明が困難であった。

この問題を解決すべく、実機のしゅう動形態を模擬した基礎試験方法を開発した。その概要を図3に示す。通常のディスク・オン・リング式試験のディスクを金属製のところに変更することで、ウォームホイール歯面における高面圧の接触形態を再現可能とした。また金属ころ径を変更することにより、図4に示すような材料の弾性率

や強化繊維有無に起因する異なった接触形態の再現が可能となった。また接触部のくさび形状および治具にグリース溜まりを設ける工夫により、安定した摩擦面へのグリース流入と断続接触を再現し、さらに間欠工程を導入し間欠時間を調整することで、昇温が抑制され実機の歯面温度との整合性を向上させた。本手法では、試験前後の樹脂リングの重量変化および高さ変化量から、精度良く摩耗およびクリープ変形量の割合を明確にすることも可能である。

以上より、本手法は実機歯面の接触形態を模擬することを可能とし、図5に示すように、基礎試験の高さ変化量から、ウォームホイールの歯厚減少量を予測することが可能となった^{5)~7)}。

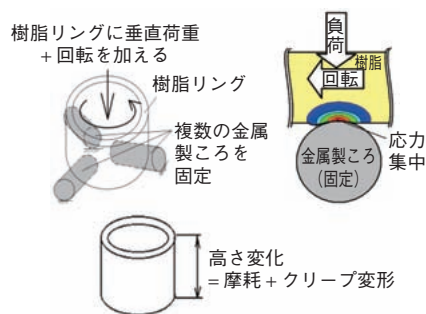


図3 基礎試験の概要
Outline of basic test

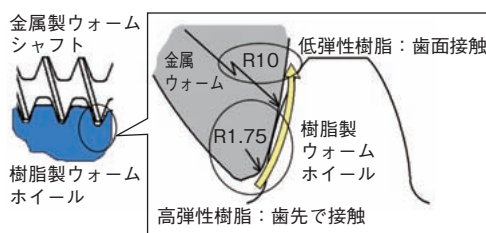


図4 ウォームホイールの接触形態
Contact form of worm gear

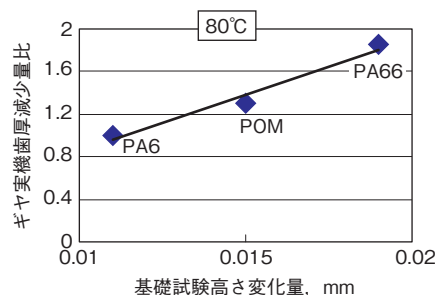


図5 基礎試験の高さ変化量と実機での歯厚減少量の比
Change in height during basic test and comparison of decrease in tooth thickness on actual gear

2.2 試験条件

供試材料は自己潤滑性に優れるポリアミド66 (Polyamide66 : PA66) を用いた。表1に試験条件を示す。基礎試験は2.1で述べた手法を用い、かつ耐久試験との比較によって歯厚減少量との相関を検証した上で、歯面変形と耐久寿命に影響する耐摩耗性と耐クリープ性および、操舵トルクに影響する摩擦係数を評価した。

表1 基礎試験条件
Basic test conditions

評価項目		耐摩耗・耐クリープ特性評価	摩擦係数評価
ころ試験片	ころR	1.75mm	10mm
	ころ材質	S45C 高周波熱処理	S45C
樹脂リング JIS K7218 A法に準拠	形状寸法	外径：25.6mm 内径：20mm 高さ：12mm	
試験条件	しゅう動速度	1.016m/s	0.166m/s
	負荷面圧	90～160MPa	23MPa
	試験時間	240min. (間欠有り)	3min.
	雰囲気温度	25℃～120℃	
	潤滑条件	グリース潤滑 (Baコンプレックス系)	

3. ウォームホイールの長寿命化技術

図6に非強化PA66製および、ガラス繊維(GF)強化PA66製ウォームホイール実機耐久試験後の、SEM反射電子像による歯面観察図を示す。非強化PA66の場合、顕著な摩耗は認められず、ウォームシャフトとの接触に起因するわずかなしゅう動痕を確認した。一方GF強化PA66では、樹脂の摩耗剥離および脱落したGFの凝集が多く認められた。しかし、これら耐久試験後の歯面観察では、摩耗・クリープ変形の寄与度が不明であり、材料開発のための方策を絞り込むことが不可能であった。

一方、開発した基礎試験の結果を図7に示す。本試験では、試験前後における重量および高さ変化量の測定から、摩耗とクリープ変形量の分離が可能である。この結果より、全体的な歯厚減少量は非強化材のほうが小さいことが確認された。また、非強化材はクリープ変形が歯厚減少の主要因であるのに対し、GF強化材は摩耗が歯

厚減少の主要因であることを見出した。これに対し、図8に実機ウォームホイール破損品の歯面断面を示す。クリープ変形が進行し、歯底付近にき裂が発生し破損に至ったことが分かる。樹脂材料のクリープ変形はしゅう動による分子鎖の塑性流動が要因と考え、分子量が高いと絡み合いの強さからクリープ破断伸びを増大させ、き裂進展を抑制できるものと推測した。そこでPA66について、破損寿命に及ぼす樹脂粘度(分子量)の影響を評価した結果を図9に示す。ウォームホイールの耐久寿命と分子量に高い相関があり、PA66の高分子量化が長寿命化に寄与することが判明した⁹⁾。

さらに図10に示すように、基礎試験後のしゅう動面の経時変化の追跡により、GF強化材の摩耗メカニズムを推定することが可能となった⁶⁾。歯面表面に存在するGFが金属ウォームと高面圧接触することにより、GFが脱落・付着し研磨剤として作用する。本GFは樹脂を摩耗剥離させ、GFの脱落した穴間で応力集中し穴間でき裂が発生し、最終的に大規模な剥離に至ることが明らかとなった。

上記をふまえ、歯厚減少が少なく長寿命の非強化高分子量PA66材を開発し、樹脂製ウォームホイールの材料として適用し、現在量産中である。

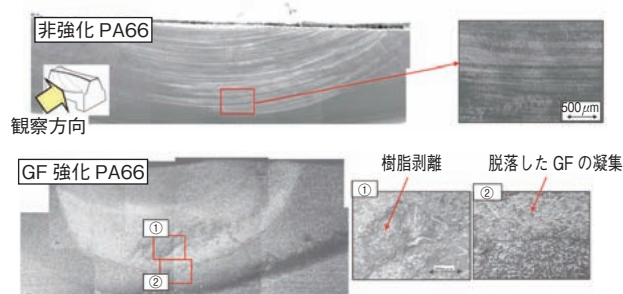


図6 ウォームホイール実機耐久試験後歯面観察結果
Observed results of tooth surface after durability test of actual worm gear

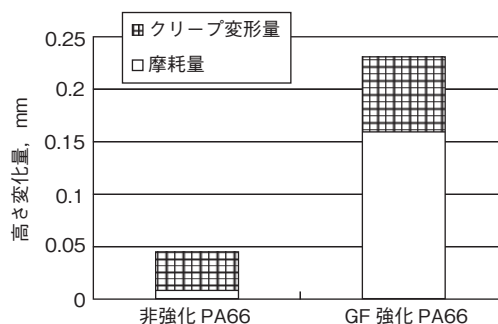


図7 基礎試験による高さ変化量測定結果
Results of measurement of change in height due to basic test



図8 非強化 PA66 を用いたウォームホイールの耐久試験後歯面観察結果

Observed results of tooth surface after durability test of high molecular mass polyamide

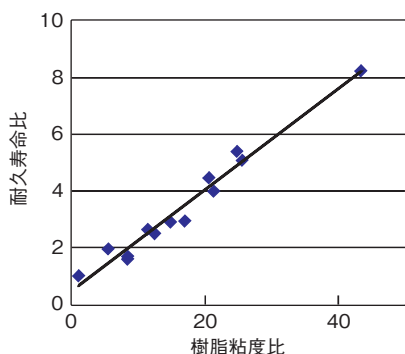


図9 非強化 PA66 樹脂粘度（分子量）と耐久寿命の関係

Relationship between viscosity (molecular mass) of non-reinforced polyamide and durability life

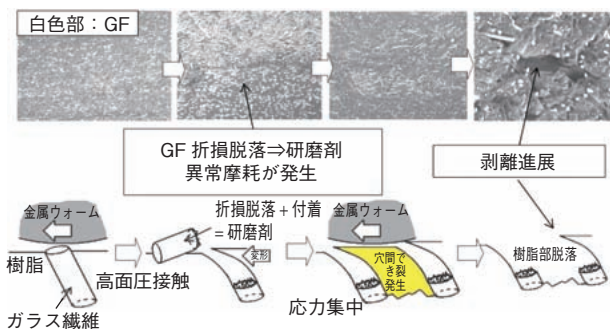


図10 GF 充填材の摩耗メカニズム
Wear mechanism of GF filler

4. ウォームホイールの低トルク化技術^{8), 9)}

4.1 摩擦係数

ステアリングの操舵トルクには多くの作用因子（雰囲気温度・歯面面粗さ・樹脂弾性率・グリース基油粘度・油膜厚さなど）がある。これらを整理し、操舵トルク(=摩擦係数)の予測を行い、加工条件に反映させることが

できれば、材料の観点から操舵トルクの低減が可能となる。本研究では、開発した基礎試験方法により作用メカニズムを解明し、操舵トルクの予測手法を確立した。

図11 および図12に、開発した非強化高分子量 PA66 材および、上記で提案した GF 強化 PA66 材の、しゅう動面温度・しゅう動面粗さと摩擦係数の関係について示す。両材ともしゅう動面温度が高くなるにつれ、また面粗さが大きくなるにつれ、摩擦係数が大きくなる事が認められた^{8), 9)}。本要因を、グリース潤滑状態の指標である、膜厚比（しゅう動面合成表面粗さに対するグリース最小油膜厚さの比）を用いて検証した。

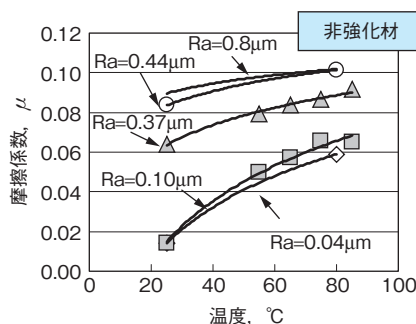


図11 非強化高分子量 PA66 材の温度・面粗さと摩擦係数の関係

Relationship of temperature and surface roughness of non-reinforced high molecular mass polyamide material to friction coefficient

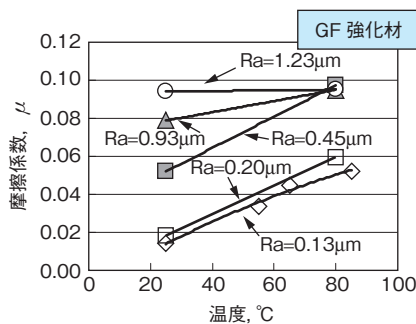


図12 GF 強化 PA66 材の温度・面粗さと摩擦係数の関係

Relationship of temperature and surface roughness of GF-reinforced polyamide material to friction coefficient

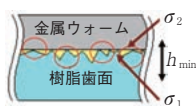
4.2 油膜厚さの算出¹⁰⁾

油膜厚さの算出のために、以下に示す潤滑理論を用いた。図13に線接触における潤滑領域図（Hooke チャート）を示す。開発した非強化高分子量 PA66 のしゅう動条件における、式(2)に示す Johnson の弾性パラメー

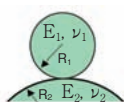
タ g_E および粘性パラメータ g_V の算出結果から、本検討の潤滑形態は IE 潤滑領域（等粘度－弾性体領域）に該当することが分かる。つまり低圧（20MPa 程度）領域であるため、ハード EHL（PE 領域）に見られるような圧力上昇は考慮する必要はないが、粘弾性の大きな樹脂材料を使用しているため、しゅう動時の弾性変形を考慮する必要がある。本領域における最小油膜厚さ h_{min} は、式(3)で示される Herrebrugh による Dowson-Higginson 表示にて算出される。各温度における樹脂材料の引張弾性率およびグリースの基油粘度から算出された最小油膜厚さの算出結果を図14に示す。温度上昇に伴う樹脂の弾性率低減効果と比較して、基油粘度低下の寄与度が高いため、最小油膜厚さは温度の上昇とともに低下することが分かった。

$$\Lambda = \frac{h_{min}}{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}} \quad (1)$$

Λ : 膜厚比
 h_{min} : 最小油膜厚さ⇒理論式より算出
 σ_1 : T/P 樹脂表面粗度 Ra
 σ_2 : 金属ころ表面粗度 Ra (=0.0945 μ m)



$$g_E = \left(\frac{w^2}{\eta_0 u E R} \right)^{1/2} \quad g_V = \left(\frac{\alpha^2 w^3}{\eta_0 u R^2} \right)^{1/2} \quad (2)$$



等価半径 R : $\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$ 等価弾性係数 E : $\frac{2}{E} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}$

$R_1 = \text{ころ半径}$
 $R_2 = \infty$ (平板接触)
 E : 弾性率 ν : ポアソン比

E : 等価弾性係数 R : 等価半径
 η_0 : 基油粘度 u : 摩擦速度
 w : 単位長さあたりの荷重
 α : 圧力粘度係数

$$h_{min} = 3.10 \left(\frac{\eta_0 u}{ER} \right)^{0.6} \left(\frac{w}{ER} \right)^{-0.2} R \quad (3)$$

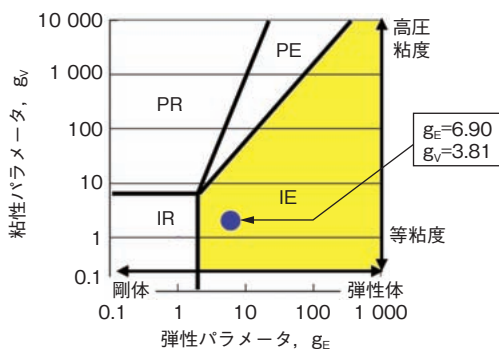


図13 潤滑領域図 (Hooke チャート)
 Map of lubrication region (Hooke's chart)

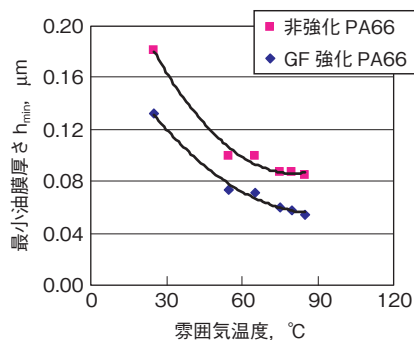


図14 算出された最小油膜厚さ
 Calculated minimum film thickness

4.3 膜厚比による摩擦制御の検討

4.2 で算出された最小油膜厚さを式(1)に代入し得られた膜厚比と、摩擦係数の関係を調査した。図15に開発した非強化高分子量 PA66 における関係を、また図16に比較材として用いた GF 強化 PA66 における関係をそれぞれ示す。いずれの場合も、摩擦係数はしゅう動面温度および面粗さによらず膜厚比に依存し、膜厚比が増大するとともに摩擦係数は低減することを見出した。図17に示すように、両材とも膜厚比が小さい領域では無潤滑時の摩擦係数と同等であり、2 物体の直接固体接触割合が大きい境界潤滑状態であると考えられる。一方、膜厚比の増大とともに直接的固体接触の割合が減少し混合潤滑状態となるため、摩擦係数が低減するものと推定される。このことより、摩擦係数の面粗さおよび温度に対する依存性は、膜厚比の変化によることが明らかになった。

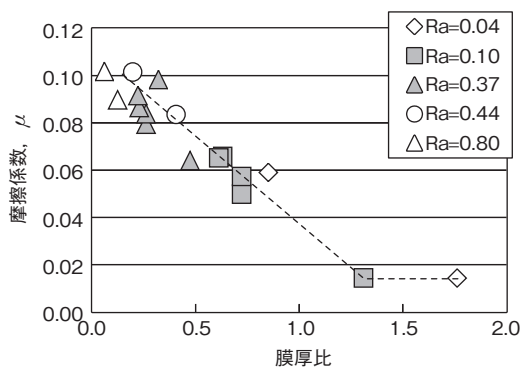


図15 膜厚比と摩擦係数の関係
 (非強化高分子量 PA66 材)

Relationship between film thickness ratio and friction coefficient (Non-reinforced high molecular mass polyamide material)

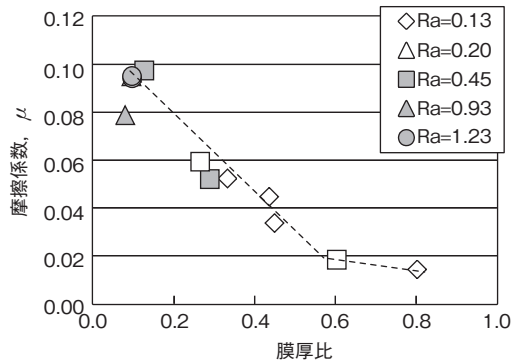


図16 膜厚比と摩擦係数の関係 (GF 強化 PA66 材)
Relationship between film thickness ratio and friction coefficient (GF-reinforced polyamide material)

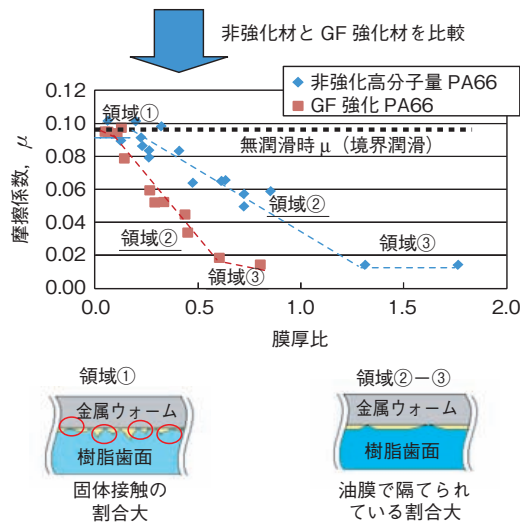


図17 膜厚比と摩擦係数の関係

Relationship between film thickness ratio and friction coefficient

4.4 EPS 実機ウォームホイールへの適用と低トルク化

4.3 で得られた知見を、実機ウォームホイールの低トルク化に適用した事例を以下に述べる。図18に摩擦係数の異なる4材料の基礎試験で得られた摩擦係数と、実機ウォームホイールの回転トルク比の関係を示す。樹脂材料の摩擦係数と回転トルクには良好な相関があることが分かる。本関係より、所定の温度条件下で狙いの回転トルクを得るための歯面面粗さを推定できる。高面粗度の場合、高温(80℃:車室内温度)で回転トルク増大の可能性があるが、膜厚比の確保によりトルク抑制が可能である。図18より、狙いのトルク値を得るためには、0.07以下の摩擦係数および約0.6以上の膜厚比(図17

の関係より算出)が必要となる。本膜厚比を得るためには、式(1)および式(2)に80℃における各物性値を代入し逆算することで、歯面面粗さをRa=0.2以下とする必要があることが分かる。得られた面粗さを、ホブ切りやなじみといった歯形成条件に反映させ、EPS減速機ウォームホイールの低トルク化を図ることができた。

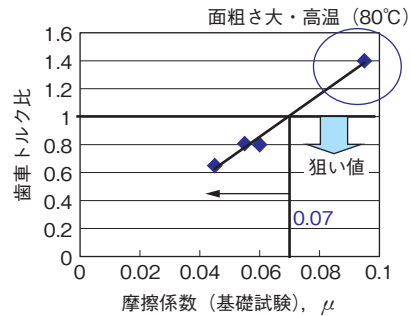


図18 摩擦係数と歯車トルク比の関係

Relationship between friction coefficient and gear torque ratio

5. おわりに

樹脂製ウォームホイールを模擬した基礎試験方法を確立して歯面のしゅう動形態を解明し、結果を電動パワーステアリング用長寿命・低トルク樹脂製ウォームホイールの開発に適用した。

- 1) 歯面変形の原因となる摩耗とクリープ変形を分離できる基礎試験方法を開発し、樹脂材料開発に適用した。さらにPA66歯面変形の主要因はクリープ変形であることを明らかにし、高分子量PA66を用いることで耐久寿命を向上させた。
- 2) 基礎試験にて、樹脂製ウォームホイールの潤滑状態がIE潤滑領域に該当することを明らかにした。また本潤滑領域において、摩擦係数の面粗さおよび温度依存性が膜厚比の変化に依存することを確認し、狙いの回転トルクを得るための面粗さの予測が可能となった。本技術を樹脂歯面の粗さ制御による回転トルク低減技術として、電動パワーステアリング用樹脂製ウォームホイールに適用した。

参考文献

- 1) 田中 栄：未来予測レポート 2013-2025(自動車編)，日経 BP コンサルティング(2012)
- 2) 安田武夫：日本自動車技術会 JAMAGAGINE(2010)
- 3) 武士侯貞助：グリース潤滑下におけるプラスチックウォームギヤの摩擦摩耗，トライボロジスト第 46 巻 第 11 号(2001)881-888
- 4) 橋本康行：高強度樹脂ギヤ材料の開発，新神戸テクニカルレポート No. 16(2006-2)
- 5) 黒川貴則：高面圧下で使用する樹脂製歯車のクリーブ変形と摩耗，トライボロジー会議予稿集，仙台(2002 - 秋) 33
- 6) 黒川貴則・三宅一徳：繊維強化樹脂を使用したギヤ歯面の摩耗挙動，トライボロジー会議予稿集，東京(2010 - 春)161
- 7) 三宅一徳・国島武史：ガラス繊維強化樹脂を使用したギヤ歯面の摩耗挙動の解明と評価手法の確立，トライボロジー会議予稿集，東京(2012 - 春)181
- 8) 国島武史・三宅一徳：グリース潤滑下における樹脂-金属間摺動抵抗の低減に関する研究，トライボロジー会議予稿集，室蘭(2012 - 秋)189
- 9) 国島武史・三宅一徳・黒川貴則・新井大和：樹脂製ウォームホイールの歯面におけるトライボロジー挙動の解明，トライボロジー会議予稿集，東京(2014 - 春)337
- 10) 村木正芳：トライボロジー 摩擦の科学と潤滑技術，日刊工業新聞社，(2007)， 217

筆者



国島武史*
T. KUNISHIMA



三宅一徳*
K. MIYAKE



黒川貴則*
T. KUROKAWA



新井大和*
H. ARAI

* 研究開発本部 材料技術研究部