ねじ歯車の負荷容量の向上に関する研究* (歯形, 歯面処理および潤滑油の影響)

山中 悌二郎^{*1}, 灰 塚 正 次^{*2}, 成瀬 長太郎^{*3}

Study on Improvement of Load Carrying Capacity of Crossed Helical Gears (Influence of Tooth Profile, Tooth Surface Treatment and Lubricating Oil)

Teijiro YAMANAKA, Shoji HAIZUKA and Chotaro NARUSE

The contacting situation between tooth surface of crossed helical gears in engagement is geometrically a point contact. Due to high contact pressure on the tooth contacting surfaces caused by point contact and further high sliding velocity of crossed helical gears, the load carrying capacity of crossed helical gears is very low. On the other hand, crossed helical gears have many important advantages, i. e., they are easy to produce and their engagement is not influenced by mounting errors, e. g., center distance error and shaft angle error. We carried out studies on the influence of tooth profile and tooth surface treatment as well as of lubricating oil on load carrying characteristics of crossed helical gears. In this study we found some ways to improve the load carrying capacity of crossed helical gears.

Key Words: Gear, Machine Element, Crossed Helical Gear, Tribology, Tooth Profile, Lubrication, Surface Treatment, Scuffing, Wear, Friction

1. 緒 言

一般に立体交差軸歯車の製作と組立は複雑である。しかし立体交差軸歯車であるねじ歯車はこれに反してその製作と組立は容易で、その上組立誤差があっても正しくかみあう特徴をもつ便利な立体交差軸歯車である。しかしねじ歯車は滑り速度が高く、幾何学的に点接触のため、損傷が発生しやすい。

従来のねじ歯車の研究は主に理論的研究^{(1)~(4)}で負荷特性の研究は少なかった。著者らはすでにねじ歯車の負荷特性に関する研究結果を発表した⁽⁵⁾⁽⁶⁾。本研究では歯形の影響を入れて研究したところ、ねじ歯車の負荷容量を上げる手法を見出したのでここに報告する。

2. ねじ歯車のかみあいの基本

図1(a)(b)と図2はねじ歯車のかみあいを示す。この図で直線AA, BBはこれらの歯面と共通ラックとの接触線で、その交角φはβ_{B1}, β_{B2}(図2)を用い

$$\varphi = \beta_{B1} + \beta_{B2} \cdots \cdots (1)$$

作用線HQは、歯車1と2の中心軸の共通垂線MN

と交差する場合を扱う。この交差点がピッチ点Pである。接触点Cの位置を示すのにピッチ点からの距離e_nで示す。図3にe_nの正と負の領域を示す。

3. ねじ歯車の歯面間の接触圧力

ねじ歯車の1組の歯のかみあいを半径ρ_{B1}及びρ_{B2}をもつ2円筒が図4に示されているように点Cで接触している状態に置きかえる。ここに法線荷重P_Nが加わったときのヘルツ圧力p_HはNiemann⁽³⁾によれば

$$p_H = 0.388 P_N^{1/3} E^{2/3} / \{ \rho_B^{2/3} (\xi \eta) \} \cdots \cdots (2)$$

ここにEは歯の材料の縦弾性係数(N/mm²)、そしてρ_B = 2ρ_{B1}ρ_{B2} / (ρ_{B1} + ρ_{B2}) (mm)を点接触曲率半径パラメータ(以降簡単のため曲率半径パラメータ)、ξηを点接触におけるヘルツの補助変数⁽⁷⁾(以降簡単のため点接触補助パラメータ)とよぶ。

接触楕円(図5(a)(b))の長径及び短径の半分をそれぞれa, bで示す。楕円の長径の方向は一般には歯すじ線(tooth trace)の方向とは一致しない。この楕円の傾斜角度φ'(図5(b))はヘルツの理論⁽⁷⁾により直線AAよりの角度で示して

$$\varphi' = \frac{1}{2} \tan^{-1} \{ \sin 2\varphi / (\cos 2\varphi + \rho_{B2} / \rho_{B1}) \} \cdots (3)$$

本研究では、駆動歯車と従動歯車は同じ諸元をもつので、ピッチ点での曲率半径ρ_{B1}とρ_{B2}は互いに等しく、更にφ' = φ/2となり接触楕円の長軸の方向は歯すじ線の方向と一致することになる。

* 原稿受付 1998年6月11日。

^{*1} 准員, 関東学院大学大学院(☎236-8501 横浜市金沢区六浦町4834)。

^{*2} 正員, 電気通信大学電気通信学部(☎182-8585 調布市調布ヶ丘1-5-1)。

^{*3} 正員, 関東学院大学工学部。

Fig.1 Engagement of crossed helical gears
(a) Engagement of driver gear and follower gear
(b) Line of action

Fig.3 Line of action of crossed helical gears

Fig.5 Contact ellipse
(a) Hertzian pressure
(b) Contact ellipse

4. 試験歯車とのかみあい

4.1 基本的考察 歯のかみあいの主要因子である法線荷重、ヘルツ圧力、曲率半径及び滑り速度はかみあい区間での平均値を用いる^{*}。この平均値を用い

^{*} 以降平均値を示すのに()_mで表示し、ピッチ点における値を()_pで表示する

Fig.2 Engagement of crossed helical gears and imaginary rack

Fig.4 Contact of two cylinders

る手法は、歯面間の摩擦係数を求める際その平均値が取り入れられていること⁽⁸⁾や、ISOのスcaffing損傷発生荷重の計算式で歯面の最高瞬間温度をとらず、平均温度（インテグラル温度）をとること⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾や、Ohlendorf & Richterの平均滑り速度の採用⁽¹¹⁾などにみられる。本研究もこれらの前例に準じた。

4.2 試験歯車の諸元 表1は試験歯車(歯形 A, B, C, D)の諸元を示す。駆動、従動の両歯車の諸元は同じで、歯丈Hを変えてかみあい率を変えた。図6に歯形(歯直角断面)の例を示す。

4.3 試験歯車に加わる法線荷重 図7は二つの例として歯形 A 及びDの場合の歯面法線荷重 P_N (駆動歯車のモーメント $M=100 \text{ N}\cdot\text{m}$ の歯面法線荷重) の荷重分布を示す。ここで平均法線荷重(P_N)_mとして

Table 1 Dimensions of test crossed helical gears

Tooth profile		A	B	C	D
Normal module	m_n mm	3	→	→	→
Number of teeth	z	19	→	→	→
Addendum modification coefficient in normal section	x_n	0	→	→	→
Helix angle on base cylinder	β_g deg	41.63	→	→	→
Helix angle on generating pitch cylinder	β_o deg	45.00	→	→	→
Helix angle on operating pitch cylinder	β_p deg	45.00	→	→	→
Direction of helix		Right	→	→	→
Transverse generating pressure angle	α_{gc} deg	27.24	→	→	→
Transverse operating pressure angle	α_{gc} deg	27.23	→	→	→
Normal generating pressure angle	α_{nc} deg	20.00	→	→	→
Normal operating pressure angle	α_{nc} deg	20.00	→	→	→
Diameter of generating pitch circle	d_o mm	80.61	→	→	→
Diameter of operating pitch cylinder	d_b mm	80.61	→	→	→
Diameter of base cylinder	d_g mm	71.67	→	→	→
Diameter of tip cylinder	d_k mm	86.61	→	→	→
Contact ratio	ε	1.11	1.77	2.09	2.40
Backlash in normal section	s_n mm	0.2	→	→	→
Face width	b mm	60	→	→	→
Radius of curvature	$(\rho_B)_p$ mm	24.68	→	→	→
Hertzian parameter for point contact	$(\xi\eta)_p$	1.236	→	→	→

Fig.6 Normal section of tooth profile A and D

Table 2 Ratios of radius of curvature, Hertzian parameter, Hertzian pressure and sliding velocity

Profile	$(\rho_B)_p / (\rho_B)_m$	$(\xi\eta)_p / (\xi\eta)_m$	$(K_D)_p / (K_D)_m$	$(V_g)_p / (V_g)_m$
A	1.0144	0.9962	0.9829	0.9972
B	1.0349	0.9924	0.9553	0.9944
C	1.0492	0.9885	0.9406	0.9918
D	1.0659	0.9851	0.9208	0.9895

$$(P_N)_m = \frac{1}{E_1 E_2} \int_{E_2}^{E_1} P_N(e_n) de_n = (P_N)_1 / \varepsilon \dots (4)$$

で表示する。ここに ε はかみあい率, e_n は作用線上のピッチ点からの距離である。簡単のため、歯のたわみによる荷重の変化は考慮しなかった。ここで $(P_N)_1$ を 1 組かみあい範囲の法線荷重, $(P_N)_2$ 及び $(P_N)_3$ を 2 組かみあい範囲と 3 組かみあい範囲の法線荷重とする。かみあい率を考慮しない場合の法線荷重を P_N で示す。 $(P_N)_1$ の表示は 1 組かみあいを特に考慮した場合の表示で, P_N は実質的には $(P_N)_1$ に等しい。

4.4 試験歯車の曲率半径パラメータ 歯のかみ

Fig.7 Load distribution on tooth surface

Fig.8(a)(b)(c) Radius of curvature, Hertzian parameter for point contact, and sliding velocity as a function of position of contact point

Table 3 Lubricating oils

Oil	Composition of oil
1	Base oil A
2	Base oil B + ZDTP 0.2%
3	Base oil B + EP additive 2.0%
4	Base oil B + EP additive 3.0%
5	Base oil B + EP additive 6.0%

Table 4 Base oils

Base oil	Kinematic viscosity m ² /s($\times 10^{-6}$)		Specific gravity (15/4°C)	Viscosity index
	40°C	100°C		
A	8.98	2.47	0.870	85
B	198	18.1	0.890	101

Table 5 EP additive

Sulphur content %	27.5
Phosphorus content %	1.8
Kinematic viscosity $\times 10^{-6}$ m ² /s	40 °C 83.0 100 °C 11.0
Viscosity index	120
Flash point °C	121
Pour point °C	-18
Specific gravity kg/m ³ (15 / 4 °C)	1.038

あい位置Cでの曲率半径パラメータ ρ_B は、かみあい位置(e_n)の関数であるのでこれを $\rho_B(e_n)$ で示す。この $\rho_B(e_n)$ は作用線HQ (図3参照) の中点で最大値となる。図8(a)は歯形B (標準歯形) の場合の曲率半径パラメータを示す。本研究では、かみあう両歯車の諸元が等しいので、この中点はピッチ点と一致する。

ねじ歯車の歯のかみあい範囲 E_1E_2 における曲率半径パラメータ ρ_B の平均値 $(\rho_B)_m$ は

$$(\rho_B)_m = \frac{1}{E_1E_2} \int_{E_2}^{E_1} \rho_B(e_n) de_n \quad \dots\dots\dots (5)$$

図8(a)には $(\rho_B)_m$ の値も示されている。表2に本研究で用いた4種類の歯形の $(\rho_B)_p/(\rho_B)_m$ の値が示されている。これによればここで用いたすべての試験歯車において $(\rho_B)_m$ は $(\rho_B)_p$ にほぼ等しく

$$(\rho_B)_m \doteq (\rho_B)_p \quad \dots\dots\dots (6)$$

4.5 点接触補助パラメータ $\xi\eta$ 点接触補助パラメータ $\xi\eta$ の値は、歯のかみあい位置(e_n)により極めてわずかであるが変化する。これを図8(b)に示す。この図には、かみあい範囲の平均値 $(\xi\eta)_m$ の値も示されている。この図が示すように $\xi\eta$ の値はかみあい範囲ではほぼ一定の値をもつものとみてよい。本研究における4種類の歯車の $(\xi\eta)_p/(\xi\eta)_m$ の値は表2に示されている。これによれば $(\xi\eta)_p/(\xi\eta)_m$ は、ここで用いたすべての試験歯車においてこの値はほぼ1に等しいので

Table 6 Heat treatment and surface treatment of test crossed helical gears

No.	Symbol	Details of tooth surface finishing and treatment
1	Case h(G)	Gears case-hardened and ground, effective case depth : $d_{\text{case}} 0.75$ mm, surface roughness : $R_{\text{max}} 1.5 \mu\text{m}$, material : SCM415 acc. to JIS, accuracy : JIS 0 ~ 1 grade.
2	Norm(H)	Gears normalized and hobbed, surface roughness : $R_{\text{max}} 4 \sim 6 \mu\text{m}$, surface hardness HV 185, material : S45C acc. to JIS, accuracy : JIS 5 grade.
3	Norm(H)+Nit	Gears nitride treated (tufftride treatment : NS2, 570°C, 2 hrs) after normalizing of No.2.
4	Case h(G)+Nit	Gears nitride treated (tufftride treatment : NS2, 570°C, 2hrs) after case-hardening of No.1.
5	Case h(G)+Phos	Gears phosphate-coated after case-hardening of No.1. Then phosphate-coated in solution at 95 ~ 99°C for 6 min.
6	Case h(G)+Cu	Gears copper-plated after case-hardening of No.1. Treatment consists of two steps : 1st step at room temperature for 60 sec with 2 ~ 3 volt : 2nd step at 35 ~ 40°C for 5 min with 3 ~ 4 volt. Total depth of copper plating about $5 \mu\text{m}$.
7	Nit-NH ₃ (G)	Gears nitrided with ammonium gas (520°C, 60 hrs) surface hardness HV 950, material : SACM (AlCrMo-steel) acc. to JIS. Depth of nitriding zone 0.6 ~ 0.8 mm.

Explanation of symbol :

One example is shown here.

Case h (G)+Cu
└─ Grinding (tooth surface finishing)
└─ Case-hardening
└─ Additional treatment of copper plating

Table 7 Load stages

Load stage	Torque M (N·m)	Load stage	Torque M (N·m)	Load stage	Torque M (N·m)
1	2.36	7	31.4	13	98.1
2	7.36	8	41.2	14	113
3	9.81	9	54.9	15	130
4	13.0	10	63.7	16	151
5	17.7	11	73.6	17	175
6	23.5	12	85.3	18	191

$$(\xi\eta)_m \doteq (\xi\eta)_p \quad \dots\dots\dots (7)$$

4.6 歯面間の滑り速度 著者の一人はねじ歯車の歯面間の滑り速度の実用的近似式を発表した⁽⁶⁾。これによれば、ねじ歯車の滑り速度 V_g はそのかみあい位置によりわずかであるが変化する。この滑り速度 V_g とそのピッチ点における滑り速度 $(V_g)_p$ との比 $V_g/(V_g)_p$ を用い、これとかみあい位置(e_n)との関数の形で表示したのが図8(c)である。この図が示しているように、ねじ歯車の歯面間の滑り速度はほぼ一定である。

本研究での4種類の試験歯車の $(V_g)_p/(V_g)_m$ を表2に示す。 $(V_g)_p/(V_g)_m$ の値はほぼ1に等しいので

$$(V_g)_p \doteq (V_g)_m = 5.97 \times 10^{-3} \times n \quad \dots\dots\dots (8)$$

ここに n は試験歯車の回転数 rpm である。

5. ねじ歯車のかみあいの基本式

まず歯面間の法線荷重及びヘルツ圧力を扱う。式(2)において P_N , ρ_B , $\xi\eta$ の代りにそれぞれの平均値

Fig.9 Experimental equipment

$(P_N)_m$, $(\rho_B)_m$, $(\xi \eta)_m$ を導入し, 更に式(2)のヘルツ圧力 p_H の代りにその平均値 $(p_H)_m$ を導入し, これを

$$(p_H)_m \doteq 0.388 (P_N)_m^{1/3} E^{2/3} / \{ (\rho_B)_m^{2/3} (\xi \eta)_m \}^{1/3} \quad (9)$$

で定義する. 式(4)(6)(7)を考慮して式(9)を次のように書きかえる.

$$(p_H)_m \doteq 0.388 (P_N / \varepsilon)^{1/3} E^{2/3} / \{ (\rho_B)_p^2 / f_H \}^{1/3} \quad (10)$$

ここに f_H は $f_H = 1/(\xi \eta)_p^3$ で, これを Niemann⁽⁹⁾ は ϕ と $F (= \rho_{B1} / \rho_{B2})$ の関数の形として計算図にまとめた. 式(10)を書きかえて, $(P_N)_1$ すなわち P_N は

$$P_N \doteq 17.12 \{ (p_H)_m^3 / E^2 \} \varepsilon (\rho_B)_p^2 / f_H \cdots (11)$$

そして $K_C = p_H^3 / E^2$ とおいて

$$P_N \doteq 17.12 (K_C)_p \varepsilon (\rho_B)_p^2 / f_H \cdots (12)$$

ここで $K_C = p_H^3 / E^2$ のピッチ点における値 $(K_C)_p$ と平均値 $(K_C)_m$ との比は表2に示されていることから $(K_C)_m \doteq (K_C)_p$ となる.

6. 実験条件

6.1 実験装置 図9は本研究で用いた動力循環式ねじ歯車実験装置である. この装置では4対のねじ歯車が使われているが, このうち1対のねじ歯車を試験歯車として用いた. 摩擦損失率の測定には試験歯車対の入力側と出力側に取付けたトルク計を用いた.

6.2 潤滑油と潤滑方法 工業潤滑油は化学的添加剤が不明なため, それを分類することは困難である. よって本研究では Law⁽¹²⁾, 桜井⁽¹³⁾⁽¹⁴⁾ 及び渡辺⁽¹⁵⁾ を参考にして本研究のための GL3, 4, 5 等級 (MIL-L-2105C 規格) に相当する極圧潤滑油を調合した. 表3の油 No.1 は, 添加剤なしのスピンドル油, No.2 は ZnP 系のギヤ油, No.3 は GL3 等級のギヤ油, No.4 及び No.5 は GL4 等級及び GL5 等級のギヤ油に相当するものとして扱う. 潤滑油 No.2 に添加した ZDTP (チ

Fig.10 Wear curve of test gears

Fig.11 Friction loss as a function of load

オリン酸亜鉛) は2次型のものである. 使用した潤滑油の基油及び極圧添加剤の性状はそれぞれ表4及び表5参照. 潤滑油は試験歯車のかみこみ側に吹付ける強制潤滑の方法をとった. 油温を 90 ± 3 °C に保ち, 供給油量を 2.4 l/min に制御した.

6.3 試験歯車の熱処理及び表面処理 表6は本研究に用いられた6種類の歯面処理を示す. このうち, No.1~No.4の4種類のものを中心に進めた.

一般に塩浴室処理(タフトライド処理)はホブ切りした歯車に施すか, 又はシェーピングを行った歯車に施すことが多い. 本研究の試験歯車もこれに準じた.

7. 実験方法と測定手順

7.1 スカフティング発生荷重及び比摩耗量 実験は荷重漸増方式によった. この荷重段階は表7参照. 回転数は $n = 643, 1500, 3500, 4950$ rpm の4種類とした. 各回転数における運転時間は回転数により異なる. 試験歯車の総回転数を 22500 回転になるように設定し, 回転数により各荷重段階の運転時間を変えた. 例えば試験歯車の回転数が $n = 1500$ rpm の場合は15分の運転になる. 各荷重段階での摩耗量(一対の歯車の摩耗量の和)を ± 0.5 mg の精度で測定した. 図10に摩耗曲線の一例を示す. 縦軸はこの場合の摩耗量の積算値, 横軸は試験歯車を通じて伝わった仕事.

Fig. 12 Limiting load for scuffing as a function of contact ratio and rotational speed in the case of Case h(G) + Nit

量の積算値である。この摩耗曲線において傾斜が比較的急になっているなじみ領域をすぎ、正常摩耗の領域での平均の傾斜を比摩耗量 V_s (mg/kW·h) とする。

この正常摩耗領域を越えると、荷重の上昇により油膜が切断され、摩耗が急上昇するためスカuffing 損傷が発生する。本研究では、正常摩耗領域での直線から 10 mg 以上高い摩耗量を示した荷重段階を、スカuffing 発生荷重段階とした。この値を示すのに $(\zeta_g)_{lim}$ 又は添字 lim を用いた。

7.2 摩擦損失率 摩擦損失率は試験用歯車箱の入力軸と出力軸に取り付けられたトルク計によって求めた (図 9 参照)。摩擦損失率 ζ_g を次式で定義する。

$$\zeta_g = (M_{inp} - M_{outp}) / M_{inp} \dots\dots\dots (13)$$

ここに M_{inp} と M_{outp} はそれぞれ入力トルクと出力トルクである。ここで無負荷状態における入力トルクと出力トルクの値はこれらの値から差し引いてある。この

摩擦損失率は、軸受の損失を含んでいるが、歯車自身の摩擦損失に比べ微小なため無視した。

図 11 はこの摩擦損失率の測定結果の一例で、摩擦損失率は荷重の増大と共に一定値に近づく。ここではこの一定値をスカuffing 発生荷重 M_{lim} の 0.75 倍の荷重段階での摩擦損失率の値 $(\zeta_g)_{0.75}$ で表示する。

8. 実験結果と考察

本研究で 4 種類の歯面処理を取り上げて、歯丈を高くして、かみあい率を上昇させて実験を行った結果

- (a) スカuffing 発生荷重が上昇すること
- (b) 比摩耗量が減少もしくは変化しないこと
- (c) 摩擦損失率は変化しないこと

が分った。すなわち、歯丈を高くすることによりねじ歯車の負荷容量が上昇することが分った。

その他標準歯形 (歯形 B) の試験歯車を用い、歯面処理と潤滑油の種類を増やして実験結果をまとめた。

これらの結果により負荷容量向上の方法として

- (1) 歯丈を高くする方法
 - (2) 歯面処理として高い負荷容量のものを選ぶ方法
 - (3) 潤滑油として高い耐荷重能力のものを選ぶ方法
- があげられる。この場合歯丈を高くしても、比摩耗量や摩擦損失率には悪い影響を及ぼさないことが分った。運転時の騒音も低くなり運転性能の向上が認められた。なおこの騒音については今後の課題とする。

8.1 スカuffing 発生荷重 スカuffing 発生荷重を求める実験結果では、潤滑油 No.3 を用いた結果を中心にまとめた。その理由は動力伝達用歯車において、多く用いられている潤滑油がこの種類のものであるからである。図 12 は Case h(G)+Nit の場合において、歯丈を高くするとかみあい率が増加して、

Fig. 13 Limiting load for scuffing M_{lim} in the case of various surface treatments

Fig.14 Limiting load for scuffing $(p_H)_{lim}$ in the case of various surface treatments

スカuffing発生荷重 M_{lim} が上昇する様子を示す。スカuffing発生荷重 M_{lim} (縦軸) の値は、ほぼかみあい率 $\varepsilon = 0$ (原点) を通る直線で示される。

図13は Case h(G), Norm(H), Norm(H)+Nit, Case h(G)+Nit の4種類の歯面処理を施した歯車のスカuffing発生荷重 M_{lim} をまとめたものである。これにより歯面処理と歯形は、ねじ歯車においてスカuffing発生荷重に大きな影響をもたらすことが分る。

図14は、スカuffing発生荷重として図13の結果を用いて平均ヘルツ圧力(式(10))を計算して求めたものである。これによるとスカuffing発生荷重 $(p_H)_{lim}$ の値は歯丈の高さとは無関係に一定値を示すことが分る。スカuffing発生荷重 $(p_H)_{lim}$ の値は歯形に無関係にほぼ一定値を示すので、式(11)と(12)によりスカuffing発生荷重 $(P_N)_{lim}$ はかみあい率 ε にほぼ比例することが分る。

図14に示してあるようにスカuffing発生荷重 $(p_H)_{lim}$ はかみあい率 ε に無関係に一定であるので、この一定値を表示する方法として標準歯形 B の歯車 ($\varepsilon = 1.77$) の値をこの場合の代表値とする。これを $(p_H)_{limB}$ で表示する。この $(p_H)_{limB}$ と回転数 n との関係を図15(a)に示す。これによれば $(p_H)_{limB}$ の値は歯面処理の種類により変化する。一例として回転数 $n = 1500 \text{ rpm}$ (滑り速度 $V_g = 8.95 \text{ m/s}$) の場合をとり、歯面処理がねじ歯車のスカuffing発生荷重に及ぼす影響について述べる。Case h(G)の場合のスカuffing発生荷重段階は表7の2段階であり、Case h(G)+Nitの場合は15段階である。これは $(p_H)_{limB}$ の値で表示すると2.61倍の上昇で、 M_{limB} で表示すると17.7倍の上昇となり、かなりの高い上昇量となる。

潤滑油の種類がねじ歯車のスカuffing発生荷重に及ぼす影響を図15(b)に示す。本研究では最も負荷

容量の高い表面処理の Case h(G)+Nit をとり、潤滑油を種々変えた場合につき検討を加えた。一例として回転数 $n = 1500 \text{ rpm}$ の場合をとり、潤滑油を No.1 から No.5 へと変化させると油 No.1 の場合のスカuffing発生荷重段階は7段階であるが、油 No.5 の場合は18段階以上である。これを $(p_H)_{limB}$ の値で表示すると1.83倍以上の上昇となり、 M_{limB} で表示すると6.09倍以上の上昇となりかなり高い上昇量である。

8.2 比摩耗量と摩擦損失率 図16(a)は Case h(G)と Case h(G)+Nit の場合の比摩耗量を示し、かみあい率の増大につれ比摩耗量は減少していくことが分る。図16(b)は Norm(H)と Norm(H)+Nit の場合の比摩耗量を示している。この場合の比摩耗量はかみあい率に無関係である。よって歯丈を変化させても比摩耗量は変化しないことが分る。なお回転数の増大と共にこの比摩耗量は上昇していく。

図17は表6に示されている6種類の処理を施した歯形 B の試験歯車の場合の比摩耗量 $(V_g)_B$ を示す。比摩耗量の値はよって歯面処理の種類により大きく変化する。回転数 $n = 1500 \text{ rpm}$ では Case h(G)+Phos の場合の値は、Case h(G)+Nit の場合の値に比して約28倍も上昇している。よって Case h(G)+Nit の比摩耗量がかなり低いので、この表面処理を施したねじ歯車は比摩耗量の観点からも高い負荷容量をもつことが分る。

図18(a)は Case h(G)のねじ歯車の歯丈を変化させた場合の摩擦損失の変化の様子を示す。図18(b)は Case h(G)+Nit のねじ歯車の場合の損失率を示している。これらの図が示しているように、ねじ歯車の歯丈を高くしても、摩擦損失は変化しないことが分った。

9. 結 論

4種類のねじ歯車(浸炭焼入れ(研), 焼準(ホブ),

Fig. 15 Limiting load for scuffing (P_H)_{limB} as a function of rotational speed
(a) In the case of various tooth surface treatments
(b) In the case of Case h(G) + Nit using various kinds of lubricating oil

Fig. 17 Specific wear as a function of rotational speed in the case of various tooth surface treatments

Fig. 16 Specific wear as a function of rotational speed
(a) In the case of Case h(G) & Case h(G) + Nit
(b) In the case of Norm(H) & Norm(H) + Nit

Fig. 18 Friction loss as a function of rotational speed using various tooth profiles
(a) In the case of Case h(G)
(b) In the case of Case h(G) + Nit

準 (ホブ), 焼準 (ホブ) 後窒化, 及び浸炭焼入れ (研後窒化の歯面処理を施した歯車) において歯丈を高くしてかみあい率を高くしたところ, 次の結果をえた。

- (1) スカフティング発生荷重は上昇していく。
- (2) 比摩擦耗量は減少するか, ほとんど変化しない。
- (3) 摩擦損失率は変化しない。

その他, 歯面処理として浸炭焼入れ (研) 後リユースブライト処理や銅メッキ処理を行った歯車においてスカフティング発生荷重と比摩擦耗量についての傾向をまとめた。ここでは窒化処理を施した場合において特によい負荷特性が示された。

終わりに本研究を進めるにあたり, 種々ご援助いただいたパーカー熱処理工業 (株) の社長及び関係の方々に厚くお礼申し上げます。本研究に使用した試験片の熱処理はすべて同社のご好意によりなされた。

文 献

- (1) Schiebel, A., Zahnräder, Zweiter Teil, (1923), Verlag Springer, Berlin.
- (2) Buckingham, E., Analytical mechanics of gears, (1949), McGraw Hill, New York & London.
- (3) Niemann, G., Maschinenelemente Bd. II, (1965), Verlag Springer, Berlin, Heidelberg & New York.
- (4) 両角, 歯車の基礎と測定, 誠文堂新光社 (1962).
- (5) 成瀬, 機論 32-239 (1966), 1136.
- (6) 成瀬, 機論 32-239 (1966), 1142.
- (7) Hertz, H., Journal f. die reine u. angewandte mathematik Bd. 92 (1882), 156.
- (8) 成瀬, 歯車の基礎と設計, 養賢堂 (1997).
- (9) ISO/TC60, No.6336-2, "Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears" (1996).
- (10) 技術資料, 歯車の強さ設計資料, 日本機械学会 (1979)
- (11) Ohlendorf, H. & Richter, W., Stirnradgetriebe, Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig (1964).
- (12) Law, D.A., 潤滑 26-10 (1981), 696.
- (13) 桜井ほか3名, 潤滑油の実用性能, 幸書房 (1975).
- (14) 桜井, 石油製品添加剤, 幸書房 (1974).
- (15) 渡辺, 潤滑, 20-4 (1975), 310.