ギヤシェーパによるコンケーブコニカルギヤの歯切り法*

(第2報, 歯面の主曲率半径, 許容法線荷重, および一對の歯車の設計)

菊池 寿真^{*1}, 三留 謙一^{*2}, 大町 竜哉^{*2}

Designing Method of Concave Conical Gear by Gear Shaper (2nd Report, Principal Normal Radii, Allowable Normal load, and Design of a Pair of Gears)

Toshimasa KIKUCHI^{*3}, Ken-ichi MITOME and Tatsuya OHMACHI^{*3} Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., 130 Roku-jizo, Ritto-shi, Shiga, 520-3080 Japan

Theoretically, the contact between tooth surfaces of a pair of conical involute gears is the point contact. Hence the tooth surface durability is generally small. "Concave conical gear" was invented in order to overcome this weak point. The 1st report proves that this gear can be cut by tilt-type gear shaper. In this paper, first the principal normal radii at the pitch point are obtained. Secondly, an allowable normal load of a pair of concave conical gears that cut by this method is obtained, which could be larger than that of a pair of conical involute gears. Finally, the designing method of a pair of concave conical gears cut by this method is presented.

Key Words: Machine Element, Gear, Cutting, Design, Conical Involute Gear, Concave Conical Gear, Gear Shaper, Principal Normal Radii, Allowable Normal Load

1. 緒 言

コニカルギヤの歯切り法として, チルトタイプギヤシェーパによる歯切り法が試みられている。これはギヤシェーパのピニオンカッタ軸を, 歯車軸に対してコニカルギヤの創成円すい角 δ だけ傾けて歯切りを行う方法である。しかし, 本歯切り法で歯切りした歯車は, 正規のコニカルギヤとは異なり, コンケーブコニカルギヤとなる。

本論文ではまず, コンケーブ歯面のピッチ点における主曲率半径の一般式を求める。次に, 歯切りされる一對のコンケーブコニカルギヤの許容法線荷重を, ヘルツの接触理論に基づき求める。さらに, 求めた許容法線荷重の値を, 正規のコニカルギヤのそれと比較する。最後に, 本歯切り法における一對のコンケーブコニカルギヤの設計システムを提示する。

2. チルトタイプギヤシェーパによる歯切り法

本歯切り法を以下に示す。図1は, 傾斜したピニオンカッタによって創成されるコンケーブコニカルギヤの様子を示している。図2にチルトタイプギヤシェー

Fig. 1 Pinion-type cutter to generate concave conical gear

Fig. 2 Cutting of gear by tilt-type gear shaper

* 原稿受付 2003年3月19日。

^{*1} 正員, 三菱重工業(株) (〒520-3080 栗東市六地藏130)。

^{*2} 正員, 山形大学工学部 (〒992-8510 米沢市城南4-3-16)。

E-mail: toshimasa_kikuchi@mhi.co.jp

パによってコンケーブコニカルギヤを歯切りしている様子を示す。左側がピニオンカッタで、このピニオンカッタ軸は、歯車軸に対して角度 δ だけ傾いている。

3. チルトタイプギヤシェーパによるコンケーブコニカルギヤの歯面創成

本歯切り法による歯面創成機構は、第1報において詳しく述べているが、本研究の基礎であるので、以下これを要約して示す。

3.1 本歯切り法における歯車基本諸元および記号
本歯切り法における歯車基本諸元を以下に示す。なお本論文は、すぐばコンケーブコニカルギヤについて論じるので以下、歯切りねじれ角 $\psi = 0$ とする。

歯直角モジュール (mm)	: m
歯直角圧力角 (deg)	: α_0
歯切りねじれ角	: $\psi (= 0)$
歯切り円すい角 (deg)	: δ
コンケーブコニカルギヤ 1 の歯数	: z_w
ピニオンカッタ工具圧力角 (deg)	: $\alpha_c (= \alpha_0)$
ピニオンカッタ (= 仮想平歯車 2) の歯数: z_c	

また、本論文で使用する記号を以下のように定める。

r_w : コンケーブコニカルギヤ 1 のピッチ円半径
r_{gw} : コンケーブコニカルギヤ 1 の基礎円半径
r_c : 仮想平歯車 2 のピッチ円半径
r_{gc} : 仮想平歯車 2 の基礎円半径
ϕ : コンケーブコニカルギヤ 1 の回転角
ϕ_c : ピニオンカッタの回転角 (= 仮想平歯車 2 の回転角)

3.2 歯面創成機構 本論文では、ピニオンカッタの往復運動によって実現される仮想の平歯車を「仮想平歯車 2」とする。この仮想平歯車 2 によって創成される歯車を「コンケーブコニカルギヤ 1」としている。

Fig. 3 Rotating coordinate systems

図3に示すように、コンケーブコニカルギヤ 1 に固定された回転座標系 $O-XYZ$ および仮想平歯車 2 に

固定された回転座標系 $o_4-x_4y_4z_4$ を定め、両座標間の関係を表す座標変換式を求める。

次に、仮想平歯車 2 の歯面を、先の回転座標系 $o_4-x_4y_4z_4$ において、曲面を表す二つのパラメータ u, v によって表示する。これを先の座標変換式に代入して、この仮想平歯車 2 の歯面を回転座標系 $O-XYZ$ において表示する。ここでのパラメータは u, v およびコンケーブコニカルギヤ 1 の回転角 ϕ である。

さらに包絡面の条件より得られるこれらのパラメータの関係式 $\phi = \phi(u, v)$ をこの表示式へ代入する。こうして仮想平歯車 2 によって創成されたコンケーブコニカルギヤ 1 の歯面が得られる。

以上のことから、最終的に次式 (1) を得る。この式からわかるように、コンケーブコニカルギヤ 1 の歯面上の点の座標 (X, Y, Z) は、二つのパラメータ u および v によって表される。

$$\left. \begin{aligned} X &= X(u, v, \phi(u, v)) \\ Y &= Y(u, v, \phi(u, v)) \\ Z &= Z(u, v, \phi(u, v)) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

$$\phi = \phi(u, v)$$

$$= \frac{r_c}{r_w}(u - \theta) - \frac{r_c}{r_w} \cos^{-1} \left\{ \frac{r_{gc} \left(\cos \delta + \frac{r_w}{r_c} \right)}{r_c \left(\cos \delta + \frac{r_w}{r_c} \right) - v \sin \delta} \right\} \dots\dots\dots (2)$$

次式 (1) の詳細は以下の通りである。

$$\left. \begin{aligned} X &= x_{04} + A_{11}x_4 + A_{12}y_4 + A_{13}z_4 \\ Y &= y_{04} + A_{21}x_4 + A_{22}y_4 + A_{23}z_4 \\ Z &= z_{04} + A_{31}x_4 + A_{32}y_4 + A_{33}z_4 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3)$$

$$\left. \begin{aligned} x_{04} &= (r_w + r_c \cos \delta) \cos \phi \\ y_{04} &= (r_w + r_c \cos \delta) \sin \phi \\ z_{04} &= r_c \sin \delta \\ A_{11} &= \cos \delta \cos \phi \cos \{(r_w/r_c)\phi\} - \sin \phi \sin \{(r_w/r_c)\phi\} \\ A_{12} &= -\cos \delta \cos \phi \sin \{(r_w/r_c)\phi\} - \sin \phi \cos \{(r_w/r_c)\phi\} \\ A_{13} &= -\sin \delta \cos \phi \\ A_{21} &= \cos \delta \sin \phi \cos \{(r_w/r_c)\phi\} + \cos \phi \sin \{(r_w/r_c)\phi\} \\ A_{22} &= -\cos \delta \sin \phi \sin \{(r_w/r_c)\phi\} + \cos \phi \cos \{(r_w/r_c)\phi\} \\ A_{23} &= -\sin \delta \sin \phi \\ A_{31} &= \sin \delta \cos \{(r_w/r_c)\phi\} \\ A_{32} &= -\sin \delta \sin \{(r_w/r_c)\phi\} \\ A_{33} &= \cos \delta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4)$$

4. コンケーブコニカルギヤ

本歯切り法ではコンケーブコニカルギヤ ⁽¹⁾⁽²⁾ が創成される。この歯車は、歯面にいわゆる逆クラウン

グを与え、中凹状に歯型修正を施したものである。図4にコンケーブ歯面と正規のコニカルギヤの歯面を比較して示す。この図4においてコンケーブ歯面は実線で、コニカルギヤの歯面は破線で示してある。この二つの歯面は、歯面上の接触点の軌跡 v_0 の近傍で一致している。

Fig. 4 Concave tooth surface compare with tooth surface of conical involute gear

また、コンケーブ歯面のピッチ点 P_0 近傍の歯面は、図5の回転双曲面に近似される。ここで R, R' はそれぞれ最小および最大の主曲率半径である。以下これらを求める。

Fig. 5 Hyperboloid

5. ピッチ点における主曲率半径の一般式

5.1 主曲率半径 ギヤシェーパによって創成されたコンケーブコニカルギヤの歯面は式(1)に示したように、二つのパラメータ u, v を用いて、 $u-v$ 曲面として表すことができる。

歯面上の任意点での位置ベクトルを $\mathbf{r}$ としたとき、 $\mathbf{r}$ は式(5)で表される。ここで、 $\mathbf{I}, \mathbf{J}, \mathbf{K}$ はそれぞれ X, Y, Z 軸方向の単位ベクトルである。

$$\mathbf{r} = \mathbf{r}(u, v) = X\mathbf{I} + Y\mathbf{J} + Z\mathbf{K} \quad \dots\dots\dots (5)$$

はじめに以下を求めておく。

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial u} &= \mathbf{r}_u \\ \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial v} &= \mathbf{r}_v \\ \frac{\partial^2 \mathbf{r}}{\partial u^2} &= \mathbf{r}_{uu} \\ \frac{\partial^2 \mathbf{r}}{\partial v^2} &= \mathbf{r}_{vv} \\ \frac{\partial^2 \mathbf{r}}{\partial u \partial v} &= \mathbf{r}_{uv} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (6)$$

本論文では以下、歯面のピッチ点において論じる。ここで、この歯面のピッチ点 P_0 における単位法線ベクトル $\mathbf{n}$ は以下の式で表される。

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{n} &= \mathbf{r}_u \times \mathbf{r}_v / |\mathbf{r}_u \times \mathbf{r}_v| \\ &= n_x \mathbf{I} + n_y \mathbf{J} + n_z \mathbf{K} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$\left. \begin{aligned} n_x &= \sin \alpha_0 \cos \delta \\ n_y &= \cos \alpha_0 \\ n_z &= \sin \alpha_0 \sin \delta \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (8)$$

この曲面の第1規格量 E, F, G および第2規格量 L, M, N は、以下の式で表される。

$$E = \mathbf{r}_u \cdot \mathbf{r}_u = r_c^2 \sin^2 \alpha_0 \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$F = \mathbf{r}_u \cdot \mathbf{r}_v = 0 \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$G = \mathbf{r}_v \cdot \mathbf{r}_v = 1 \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$L = \mathbf{n} \cdot \mathbf{r}_{uu} = -(r_c^2 / r_w) \sin \alpha_0 \cos \delta \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$M = \mathbf{n} \cdot \mathbf{r}_{uv} = -(r_c / r_w) \cos \alpha_0 \sin \delta \quad \dots\dots\dots (13)$$

$$N = \mathbf{n} \cdot \mathbf{r}_{vv} = -\frac{\cot \alpha_0 \cos \alpha_0 \sin^2 \delta}{r_w \{ \cos \delta + (r_w / r_c) \}} \quad \dots\dots\dots (14)$$

いま曲面の任意点において曲面に立てた法線を考える。この法線を含む平面と曲面の交線を包せつ口と呼ぶ。この包せつ口の曲率は次式で表される⁽³⁾。

$$\frac{1}{R} = \frac{L(du)^2 + 2Mdudv + N(dv)^2}{E(du)^2 + 2Fdudv + G(dv)^2} \quad \dots\dots\dots (15)$$

ここで変数変換により $du/dv = \xi$ とし、これを代入すると式(15)は、

$$\frac{1}{R} = f(\xi) = \frac{L\xi^2 + 2M\xi + N}{E\xi^2 + 2F\xi + G} \quad \dots\dots\dots (16)$$

主曲率半径は $f(\xi)$ が極値を持つときの R である。

式(16)は一つの R に対して、二つの ξ が求められる。もし R が極値であるならば、 ξ は等根となり、式(16)より得られる判別式は零となる。判別式 $= 0$ より、

$$(M^2 - LN)R^2 + (EN + GL - 2MF)R + F^2 - EG = 0 \quad \dots\dots\dots (17)$$

式(17)を解くことで得られる二つの解が、最小主曲率半径 R および最大主曲率半径 R' となる。

歯面のピッチ点 P_0 における主曲率半径の一般式 R および R' は、歯車基本諸元の間数として式 (18) 式 (19) で求められる。

$$\left. \begin{aligned} R &= f_1(m, \alpha_0, \delta, z_w, z_c) \\ R' &= f_2(m, \alpha_0, \delta, z_w, z_c) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (18)$$

$$\left. \begin{aligned} k_b &= \frac{z_c}{z_w} (1 - \sin^2 \alpha_0 \sin^2 \delta) + \cos \delta \\ B_1 &= \frac{z_c}{z_w} \cos^2 \alpha_0 \sin^2 \delta \left(\cos \delta + \frac{z_w}{z_c} \right) \\ R &= \frac{z_w m \tan \alpha_0}{4 \cos \alpha_0 \sin^2 \delta} \left\{ k_b - \sqrt{k_b^2 + 4 B_1} \right\} \\ R' &= \frac{z_w m \tan \alpha_0}{4 \cos \alpha_0 \sin^2 \delta} \left\{ k_b + \sqrt{k_b^2 + 4 B_1} \right\} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (19)$$

5.2 主曲率平面の方向 歯面のピッチ点 P_0 において、主曲率半径 R および R' を含む主曲率平面方向の単位ベクトル e および e' は、それぞれ式 (20) および式 (21) として求められる。

$$\left. \begin{aligned} e &= U / \sqrt{1 + \zeta_1^2} \\ U &= -(\zeta_1 \cos \alpha_0 \cos \delta + \sin \delta) \mathbf{I} \\ &\quad + \zeta_1 \sin \alpha_0 \mathbf{J} - (\zeta_1 \cos \alpha_0 \sin \delta - \cos \delta) \mathbf{K} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (20)$$

$$\left. \begin{aligned} e' &= U' / \sqrt{1 + \zeta_2^2} \\ U' &= -(\zeta_2 \cos \alpha_0 \cos \delta + \sin \delta) \mathbf{I} \\ &\quad + \zeta_2 \sin \alpha_0 \mathbf{J} - (\zeta_2 \cos \alpha_0 \sin \delta - \cos \delta) \mathbf{K} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (21)$$

ここで ζ_1 および ζ_2 は次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} \zeta_1 &= (k_1 - \sqrt{k_1^2 + k_2^2}) / k_2 \\ \zeta_2 &= (k_1 + \sqrt{k_1^2 - k_2^2}) / k_2 \\ k_1 &= -\frac{z_c}{z_w} \left\{ \cos \delta - \frac{\cos^2 \alpha_0 \sin^2 \delta}{\cos \delta + (z_w/z_c)} \right\} \\ k_2 &= -2(z_c/z_w) \cos \alpha_0 \sin \delta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (22)$$

正規のコニカルギヤの主曲率平面方向単位ベクトル e_∞ および e'_∞ は、ピニオンカットの歯数 z_c を無限大にすることによって得られる。

$$\left. \begin{aligned} e_\infty &= \frac{U_\infty}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha_0 \sin^2 \delta}} \\ U_\infty &= -\cos \alpha_0 \mathbf{I} + \sin \alpha_0 \cos \delta \mathbf{J} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (23)$$

$$\left. \begin{aligned} e'_\infty &= \frac{U'_\infty}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha_0 \sin^2 \delta}} \\ U'_\infty &= -\sin^2 \alpha_0 \sin \delta \cos \delta \mathbf{I} - \sin \alpha_0 \cos \alpha_0 \sin \delta \mathbf{J} \\ &\quad + (1 - \sin^2 \alpha_0 \sin^2 \delta) \mathbf{K} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (24)$$

これらの単位ベクトル e , e' および e_∞ , e'_∞ は図 6 に示した位置関係にある。図 6 において、単位ベクトル e' と e'_∞ のなす角 μ は次式によって表される。

$$\left. \begin{aligned} \cos \mu &= e' \cdot e'_\infty \\ &= \frac{-\zeta_2 \cos \alpha_0 \sin \delta + \cos \delta}{\sqrt{1 + \zeta_2^2} \sqrt{1 - \sin^2 \alpha_0 \sin^2 \delta}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (25)$$

Fig. 6 Unit vectors e , e' and e_∞ , e'_∞

6. ヘルツ接触理論に基づくコンケーブコニカルギヤの許容法線荷重

6.1 基礎理論 (2) 一對のコニカルギヤの歯面間接触は、二円筒どうしの点接触として近似される (Fig.7(a)). 一方、コンケーブコニカルギヤの歯面間接触は、回転双曲面どうしの接触として近似される (Fig.7(b)).

(a) Conical involute gear (b) Concave conical gear

Fig. 7 Approximate view of tooth surface contact

ここで用いる記号は以下のとおりである。添え字 1 および 2 はそれぞれ曲面 1 と曲面 2 を示している。

E_1, E_2 : ヤング率
 ν_1, ν_2 : ポアソン比
 σ_a : 曲面 1 および 2 の許容圧力の低い方の値

弾性体である二つの曲面が接触している場合の許容法線荷重 P_a は次式で表わされる.

$$P_a = \frac{\pi^3 \sigma_a^3}{6} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)^2 \frac{(MN)^3}{H^2} \quad (26)$$

ここで新しいパラメータ κ を次式によって定義する.

$$(MN)^3/H^2 = \kappa \quad \dots\dots\dots (27)$$

すると式 (26) は次式となる.

$$P_a = \frac{\pi^3 \sigma_a^3}{6} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)^2 \kappa \quad (28)$$

すなわち許容法線荷重 P_a は, 材質のパラメータ $E_1, E_2, \nu_1, \nu_2, \sigma_a$ および, 歯面 1, 2 の幾何学的パラメータ κ によって決定される. 以下 κ を求める.

ここで曲面 1 の最小・最大主曲率半径をそれぞれ R_1, R'_1 とし, 曲面 2 の最小・最大主曲率半径をそれぞれ R_2, R'_2 とする. また, 曲面 1 および 2 の最大主曲率平面間のなす角を θ とすると, 以下の式を得る.

相対平均曲率 H :

$$H = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R'_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R'_2} \right) \quad \dots\dots\dots (29)$$

相対主ねじれ率 T :

$$T = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1} \right)^2 + \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2} \right)^2 + 2 \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1} \right) \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2} \right) \cos 2\theta \right]^{\frac{1}{2}} \quad (30)$$

相対全曲率 K :

$$K = H^2 - T^2 \quad \dots\dots\dots (31)$$

なお式 (29) における係数 MN は, T/H の値が与えられれば決定する. これを図 8 に示す. すなわち, 幾何学的パラメータ κ は, R_1, R_2, R'_1, R'_2 および θ によって決定される.

6.2 一对のかみ合いにおける最大主曲率平面どうしのなす角 ここでは κ を求めるために, 一对のかみ合いにおける最大主曲率平面どうしのなす角 θ を求める. なお, 以下において添え字 1 および 2 は歯車 1 および 2 を表す.

まず, コニカルギヤの主曲率平面間のなす角 θ_0 は次式で求められる⁽⁴⁾.

$$\begin{aligned} \cos \theta_0 (\sin \gamma_{g1} \sin \gamma_{g2}) = \\ -\cos^2 \alpha_0 \sin \delta_1 \sin \delta_2 + \cos \delta_1 \cos \delta_2 \quad \dots\dots\dots (32) \end{aligned}$$

Fig. 8 M, N, MN versus T/H

ここで角度 γ_{g1}, γ_{g2} は次式から求められる⁽⁴⁾.

$$\cos \gamma_{gi} = \sin \alpha_0 \sin \delta_i \quad (i=1,2) \quad \dots\dots\dots (33)$$

次に, コンケープコニカルギヤの主曲率平面間のなす角を図 9 より次式で求める. ここで角 μ_1 および μ_2 は式 (25) より求められている.

$$\theta = \theta_0 + \mu_1 + \mu_2 \quad \dots\dots\dots (34)$$

Fig. 9 Angle θ and θ_0

7. 設計実例

7.1 設計基本諸元 本論文の実験では, 歯車諸元の値を一定にし, ピニオンカット歯数のみが異なる四種類のコニカルギヤを設計・試作した.

設計歯車基本諸元を表 1 に, ピニオンカット歯数および歯切り法について表 2 に示す. 今回使用した試験歯車の材質, 材質パラメータを表 3 に示す.

Table 1 Basic dimensions

m (mm)	2.5
α_0 (deg)	20
δ (deg)	7.0
z_w	40

7.2 許容法線荷重 まず, 正規のコニカルギヤどうしの接触 (Gear A $\times$ A) における許容法線荷重の値を表 4 に示し, これを P_{a0} とする.

Table 2 Number of teeth of pinion-type cutter and cutting method

	Gear A	Gear B	Gear C	Gear D
z_c	∞	80	40	24
Cutting method	Hobbing	Gear shaping		

Table 3 Constants of gear material

Material	S45C
Allowable stress : σ_a (MPa)	540
Modulus of elasticity : E (MPa)	2.05×10^5
Poisson's ratio : ν	0.3

Table 4 Allowable normal load of conical gear

	Gear A $\times$ A
P_{a0} (N)	114.52

次に、本歯切り法によって創成されるコンケーブコニカルギヤどうしの接触 (Gear B $\times$ B, C $\times$ C, D $\times$ D) における許容法線荷重の値を表 5 に示し、これらを P_a とする。さらに P_a と P_{a0} の比 ($= P_a/P_{a0}$) も示す。

Table 5 Allowable normal load of concave conical gear

	Gear B $\times$ B	Gear C $\times$ C	Gear D $\times$ D
P_a (N)	139.45	165.40	197.02
P_a/P_{a0}	1.22	1.44	1.72

本歯切り法における許容法線荷重の値は、正規のコニカルギヤのそれよりも増加している。さらにピニオンカッタの歯数が小さいほど、この値は大きくなる。

よって、チルトタイプギヤシェーパにおいてコンケーブコニカルギヤを歯切りする場合、ピニオンカッタの歯数を小さくするという手法は、許容法線荷重の値を増加させる上で有効な手段である。

8. 許容法線荷重を求めるための設計システム

本歯切り法において、歯車基本諸元および材質パラメータから、許容法線荷重を求める設計システムを図 10 に示す。

ここで図 7 (b) で示す回転双曲面どうしの接触において、それぞれののど部以外での干渉を避ける必要がある。このためには相対全曲率 K が、

$$K \geq 0 \quad \dots\dots\dots (35)$$

でなければならない。図 10 はこれを考慮した設計システムである。

Fig. 10 Flowchart

9. 結 言

1. 創成される歯面のピッチ点における主曲率半径の一般式を、歯車基本諸元の関数として表した。
2. 設計したコンケーブコニカルギヤの許容法線荷重の値を、正規のコニカルギヤのそれと比較した。
3. 本歯切り法によれば、許容法線荷重の大きいコンケーブコニカルギヤを製作することが可能である。
4. また、ピニオンカッタの歯数 z_c を小さくすれば、歯切りされるコンケーブコニカルギヤの許容法線荷重をより大きくできる。
5. 本歯切り法における、一對のコンケーブコニカルギヤの設計・製作システムを提示した。

以上、ギヤシェーパによるコンケーブコニカルギヤの歯切り法を開発した。本研究は、コンケーブコニカルギヤの実用化への道を拓くものである。

文 献

- (1) 三留謙一、コンケーブ円すい形歯車、日本特許第 2003073 号、特許公報 7-33863、日本国特許庁。
- (2) 三留謙一、コンケーブコニカルギヤ、日本機械学会論文集 (C 編)、65 巻、632 号、(1999)、1629。
- (3) 歯車便覧編集委員会、歯車便覧、日刊工業新聞社、(1962)、84。
- (4) 三留謙一、円すい形インポリュート歯車の研究 (第 3 報、一對の歯車のかみあいについて)、日本機械学会論文集 (C 編)、52 巻、463 号、(1985)、624。