

## 新しい歯車“コニカルギヤ”の研究と開発 (開発から実用化,そして明日への可能性)

三 留 謙 一

工学部機械システム工学科

### CONICAL INVOLUTE GEAR (DEVELOPMENT, APPLICATIONS, AND VIEW FOR TOMORROW)

Ken-ichi MITOME

<sup>1</sup> Department of Mechanical System Engineering, Faculty of Mechanical Engineering

(平成16年9月30日受理)

#### Abstract

The design and production system of the conical involute gear has been developed. This system is composed of gear cutting method, gear grinding method, over-ball measurement for control of finishing dimensions, tooth surface measurement, tooth surface analysis, tooth action and normal allowable load between two mating gears, and the design of a pair of gears. As a result, conical involute gears came to be used in a wide range of applications. This paper presents the research and development for more than 25 years, many applications, and a new possibility for tomorrow.

#### 1. 緒 言

コニカルギヤは、インボリュート歯車の一般形である。これは、イギリスのMerrittによって、Conical involute gearとして提案された<sup>(1)</sup>。その後、Beamらの研究があったが、実用には至らなかった<sup>(2)</sup>。最大の理由は、歯切り法が開発されなかったためである。

著者もこれまで25年以上にわたってこの歯車の開発に取り組んできた。そして、歯切り法、研削法、仕上げ寸法管理法、歯面測定法および歯面解析法を開発した。またかみ合い理論を明らかにし、歯面許容法線荷重を求め、および一對の歯車の設計法を開発してきた。こうして、コニカルギヤの設計製作システムを確立するに至った。それにとともに、コニカルギヤはいろんな用途に実用化されるようになってきた。

以下コニカルギヤの設計・製作システムの概要

と実用化事例、および明日への可能性について報告する。

#### 2. コニカルギヤ

図1にコニカルギヤを示す。その歯先面および歯底面は円すい面上にあるため、その外見はベベルギヤに似ている。

図2に平歯車、はすば歯車およびコニカルギヤを創成するラックを比較して示す。また、表1にはこれらの歯車の基本諸元を示す。はじめインボリュート平歯車あるいは、はすば歯車を創成するラックを考える。つぎにこのラックの中心面を歯車軸に対して角だけ傾ける。コニカルギヤは、この傾けられたラックによって創成された歯車である。コニカルギヤの基本諸元は、ラック歯直角モジュール $m$ 、ラック歯直角圧力角 $\alpha_0$ 、ラック中



(a) Straight conical gear



(b) Helical conical gear

Fig.1 Conical gear

心面ねじれ角  $\psi$  , ラック創成円すい角  $\delta$  , および歯数  $z$  である . 特例として ,  $\delta = 0$  であればすば歯車 ,  $\delta = 0$  ,  $\psi = 0$  であれば , 平歯車となる .

図3には , コニカルギヤの歯面を拡大して示す . 左右の歯面ともインボリュートヘリコイドである . しかし一般には , 右歯面は左歯面とは異なる曲面になっている .

### 3. コニカルギヤの基本諸元と歯車諸元の関係

3.1 始めにコニカルギヤの基本諸元を与えて , 歯車諸元を求める方法 コニカルギヤを創成するラックの詳細図を図4に示す . なお , 本章においてだけ , 右および左歯面を創成するラック歯面の歯直角圧力角を , それぞれ  $\alpha_{0r}$  ,  $\alpha_{0l}$  として表すことにする .

基本諸元 ;  $m$  ,  $\alpha_{0r}$  ,  $\alpha_{0l}$  ,  $\psi$  ,  $\delta$  および歯数  $z$  を与えると , 歯車諸元は式(1)~(11)によって求められる . なお右および左歯面は , 図3に示すように定め , 添え字  $r$  ,  $l$  をつける . 角  $\psi$  ,  $\beta_r$  および  $\beta_l$  の正の値は右ねじれを意味するものとする .

右および左歯面正面圧力角  $\alpha_{sr}$  および  $\alpha_{sl}$  は , 図4のラック正面歯形の圧力角である .

$$\tan \alpha_{sr} = \tan \alpha_{0r} \cos \delta \sec \psi + \sin \delta \tan \psi \quad (1)$$

$$\tan \alpha_{sl} = \tan \alpha_{0l} \cos \delta \sec \psi - \sin \delta \tan \psi \quad (2)$$

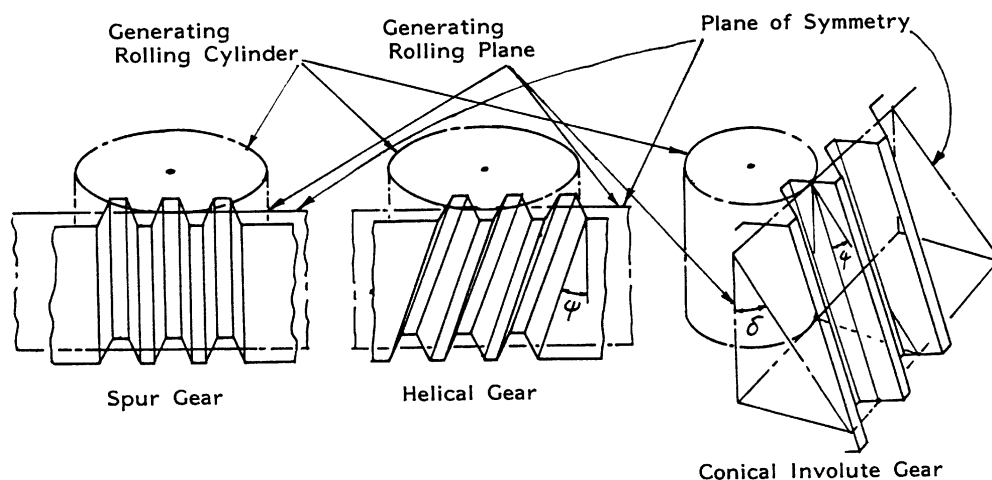


Fig.2 Rack to generate spur gear, helical gear and conical gear

Table 1 Basic dimensions of spur gear, helical gear and conical gear

Basic Dimensions	Spur Gear	Helical Gear	Conical Gear
$m$ : Normal module of rack	$m$	$m$	$m$
$\alpha_0$ : Normal pressure angle of rack	$\alpha_0$	$\alpha_0$	$\alpha_0$
$\psi$ : Helix angle of tooth on rack	$\psi = 0$	$\psi$	$\psi$
$\delta$ : Generating cone angle of rack	$\delta = 0$	$\delta = 0$	$\delta$
$z$ : Number of teeth	$z$	$z$	$z$

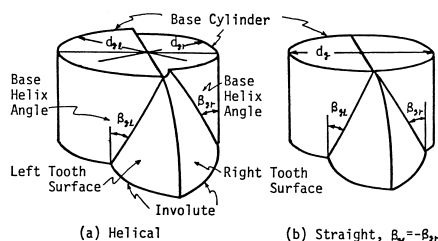


Fig.3 Tooth surface of conical gear

ピッチ円筒ねじれ角  $\beta_x$  および  $\beta_y$

$$\tan \beta_r = \tan \phi \cos \delta - \tan \alpha_{gr} \sin \delta \sec \phi \cdots (3)$$

$$\tan \beta_l = \tan \psi \cos \delta + \tan \alpha_{ol} \sin \delta \sec \psi \cdots (4)$$

基礎円筒ねじれ角  $\beta_{gr}$  および  $\beta_{gl}$  は図 3 に示す角である。

$$\tan \beta_{gr} = \tan \beta_r \cos \alpha_{sr} \dots\dots\dots (5)$$

$$\tan \beta_{gl} = \tan \beta_l \cos \alpha_{sl} \dots\dots\dots (6)$$

正面ピッチ  $t_s$  は  $t_s = t_n \sec \psi$  として求められる.

$$t_s = \pi \text{ m sec } \psi \dots\dots\dots(7)$$

正面モジュール  $m_s$  は  $t_s = \pi \cdot m_s$  とおくことによって求められる。

$$m_s = m \sec \psi \dots\dots\dots(8)$$

正面法線ピッチ  $t_{esr}$  ,  $t_{esl}$ 

$$\left. \begin{aligned} t_{esr} &= t_s \cos \alpha_{sr} \\ t_{esl} &= t_s \cos \alpha_{sl} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (9)$$

ピッチ円筒直径  $d_b$ 

$$d_b = z m_s \dots\dots\dots (10)$$

基礎円筒直径  $d_{gr}$  ,  $d_{gl}$

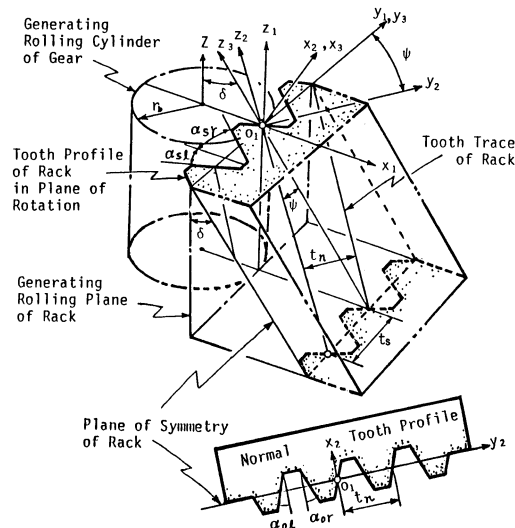


Fig.4 Generating rack of conical gear

$$\left. \begin{aligned} d_{gr} &= z m_s \cos \alpha_{sr} \\ d_{gl} &= z m_s \cos \alpha_{sl} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (11)$$

これらは図 3 に示されている。

### 3. 2 歯車諸元を与えて創成ラックの諸元を求

める方法　つぎに、歯車諸元； $m_s, \alpha_{sr}, \alpha_{sl}, \beta_r, \beta_l$ を与えて、逆にこの歯車を創成するラックの諸元を求める．このとき式(1)～(4)および式(8)は $\alpha_{sr}, \alpha_{sl}, \beta_r, \beta_l$ および $m_s$ を既知数とし、 $\alpha_{0r}, \alpha_{0l}, \psi, \delta$ および $m$ を未知数とする5元の連立方程式となる．ここでは $\tan \alpha_{0r}, \tan \alpha_{0l}, \tan \psi, \tan \delta$ および $m$ を未知数としてこれらを解き、次式を得る．

$$\tan \phi = \frac{\tan \alpha_{sr} \tan \beta_l + \tan \alpha_{sl} \tan \beta_r}{\sqrt{(\tan \alpha_{sr} + \tan \alpha_{sl})^2 (\tan \beta_r + \tan \beta_l)^2}} \dots\dots\dots (12)$$

$$\tan \delta = (\tan \beta_l - \tan \beta_r) / (\tan \alpha_{sr} + \tan \alpha_{sl}) \quad (13)$$

$$\tan \alpha_{0r} = \tan \alpha_{gr} \sec \delta \cos \psi - \sin \psi \tan \delta \quad (14)$$

$$\tan \alpha_{0l} = \tan \alpha_{sl} \sec \delta \cos \psi + \sin \psi \tan \delta \quad (15)$$

$$m = m_s \cos \psi \dots\dots\dots (16)$$

#### 4. コニカルギヤの形状設計

4. 1 歯車単体の設計      コニカルギヤの基本諸元  $m, \alpha, \psi, \delta, z$  が与えられると、他の歯車諸元はすべて決まる。図 5 に歯車軸断面にお

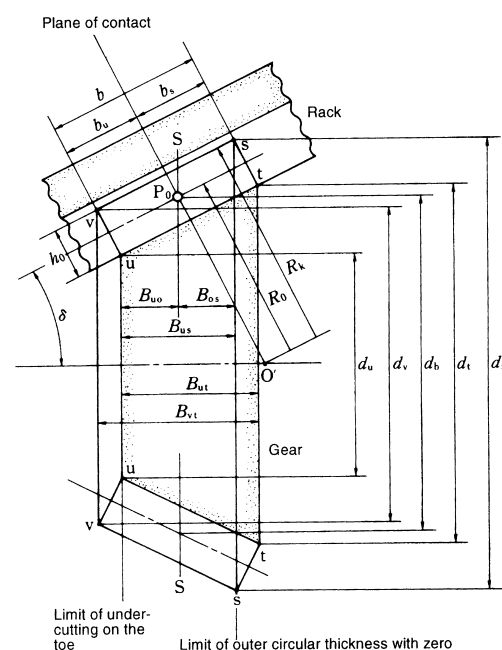


Fig.5 Basic form of conical gear and its generating rack

ける歯車の基本形と創成ラックを示す．点 $P_0$ はピッチ点であり，設計の基準点である．この歯車の転位係数は軸方向に直線的に変化している．このため，歯車の小端部では転位係数が負となり，切下げが起きやすく，大端部では転位係数が正となり，歯先が尖りやすい．そこで切下げ限界および尖り限界の2つの軸直角平面間の距離を，軸方向基本歯幅 $B_{US}$ としている．またこの基本形の寸法は，基本諸元が与えられれば直ちに決定される．

4. 2 一对の平行軸歯車 これは，図6に示されるもので，バックラッシュ調整用歯車である．歯車1および2をそれぞれ歯車1( $m, \alpha, \psi_1, \delta_1, z_1$ )，歯車2( $m, \alpha, \psi_2, \delta_2, z_2$ )として表現する．この場合， $\psi_2 = -\psi_1, \delta_2 = \delta_1$ である．

4. 3 一对の交差軸歯車 コニカルギヤはベベルギヤの替わりになるだけでなく，ベベルギヤが対応できない小軸角の二軸間に回転を伝える場合には，特に有効である．図7に交差軸上でかみあっている一对のコニカルギヤを示す．図5に示したインポリュート部分の歯丈を $h_0 = 2ym$ とし， $y$ を歯丈係数と呼び，これを新たに基本諸元に追加する．この歯車では，通常は $\psi_1 = 0, \psi_2 = 0$ としている．

いま設計にあたって，軸角 $\Sigma$ ，歯数 $z_1, z_2$ は通常与えられている．モジュール $m$ は歯の強さから決定される．歯面上の接触点の軌跡はピッチ

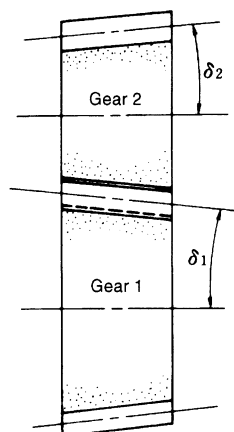


Fig.6 A pair of conical gears meshing on parallel shafts

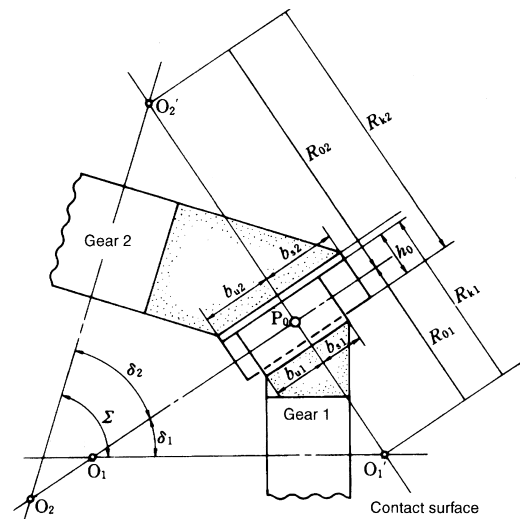


Fig.7 A pair of conical gears meshing on intersecting shafts

点 $P_0$ を通る．この軌跡を基準円すい母線方向の歯幅の中央におきたいため，次の条件をおく．

$$b_{s1} = b_{u1} \dots\dots\dots (17)$$

$$b_{s2} = b_{u2} \dots\dots\dots (18)$$

また組み立てを容易にするために，背円すいの接平面を一致させる．このために次の条件をおく．

$$b_{s1} = b_{s2} \dots\dots\dots (19)$$

また角 $\delta_1$ と $\delta_2$ は，次式を満足しなければならない．

$$\delta_1 + \delta_2 = \Sigma \dots\dots\dots (20)$$

本設計では，条件(1)～(5)を満足し，かつかみ合い率が1.25以上になるように，角 $\delta_1, \delta_2, \alpha$ および $y$ を決定する．

4. 4 一对の食い違い軸歯車 図8に，食い違い軸においてかみあっている一对のコニカルギヤの組立位置を示す．組み立て諸元は，軸角 $\Sigma$ ，オフセット $E$ ，基準軸直角平面の組み立て距離 $J_1$ および $J_2$ である．軸角 $\Sigma$ ，オフセット $E$ および組み立て距離 $J_1, J_2$ は，基本諸元( $m, \alpha, \psi_1, \psi_2, \delta_1, \delta_2, z_1, z_2$ )の関数として以下のように求められる．

$$\cos \Sigma = f_1(\psi_1, \psi_2, \delta_1, \delta_2) \dots\dots\dots (21)$$

$$E = f_2(m, \psi_1, \psi_2, \delta_1, \delta_2, z_1, z_2) \dots\dots\dots (22)$$

$$J_1 = f_3(m, \psi_1, \psi_2, \delta_1, \delta_2, z_1, z_2) \dots\dots\dots (23)$$

$$J_2 = f_4(m, \psi_1, \psi_2, \delta_1, \delta_2, z_1, z_2) \dots\dots\dots (24)$$

次に組み立て諸元を与えて逆に基本諸元を決定

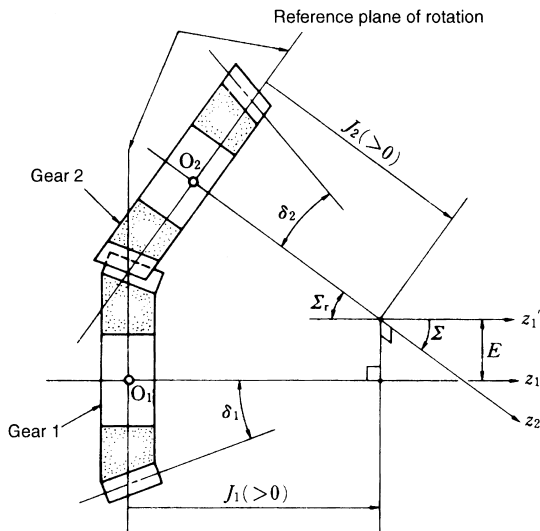


Fig.8 A pair of conical gears meshing on nonintersecting-nonparallel shafts

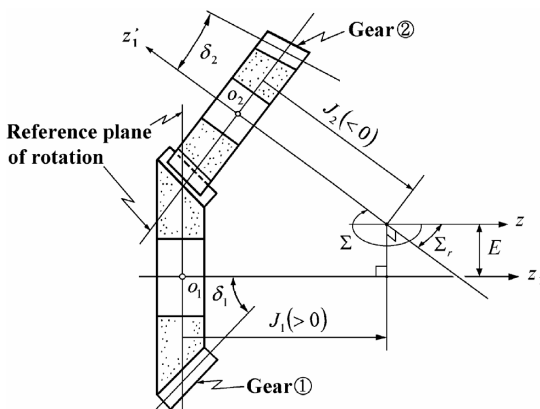


Fig.9 A pair of conical gears meshing on nonintersecting-nonparallel shafts

する場合，歯数  $z_1$  および  $z_2$  は通常始めに与えられている．いま  $m$  をある値に設定すると，式 (21) ~ (24) は， $\psi_1, \psi_2, \delta_1, \delta_2$  を未知数とする四元の連立方程式となる．これらを数値計算によって解く．この操作を繰り返し，最適の  $m, \psi_1, \psi_2, \delta_1, \delta_2$  を決定する．

図 9 には，歯車 2 の円すいの頂点が歯車 1 のそれとは反対方向にある場合の，コニカルギヤの組立位置を示す．この場合にも，組立諸元は，式 (21) ~ (24) の形で求められる．

## 5. コニカルギヤの製作法

コニカルギヤは，図 2 に示したラックによって創成される．このため，この創成ラックを，いか

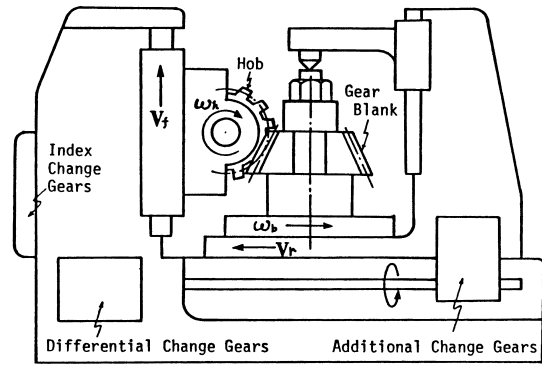


Fig.10 Schematic view of table sliding taper hobbing



Fig.11 Cutting conical gear used for marine transmissions by table sliding taper hobbing

に加工機械上に実現するかが，製作法の開発における最大の課題であった．

**5. 1 コニカルギヤの歯切り法** 歯切り法として最も広く実用化されているのは，テーブル移動ホブ切り法である．このためのホブ盤の概略図を図 10 に示す．このホブ盤では，ホブの垂直送りに連動してテーブルを水平に送ることによって，歯切り円すい角を設定し，図 2 の傾斜したラックを仮想的に実現している．現在では，このホブ盤によって任意のコニカルギヤを歯切りできる．図 11 に，船舶用トランスミッション用コニカルギヤのホブ切りを示す．

**5. 2 コニカルギヤの研削法** これまで実用化されているのは，ナイルスタイプテーパ研削法，傾斜素材軸テーパ研削法，テーブル移動テーパ研削法，およびインフィード研削法がある．図 12 に，テーブル移動テーパ研削法によるコニカルギヤの研削を示す．この方法は最も実用的な研削法であ

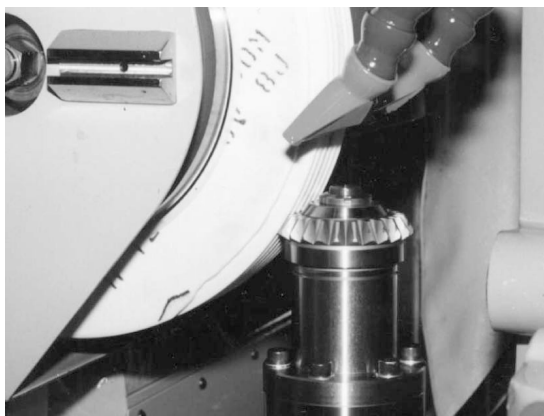


Fig.12 Grinding of conical gear with Reishauer-type gear grinding machine

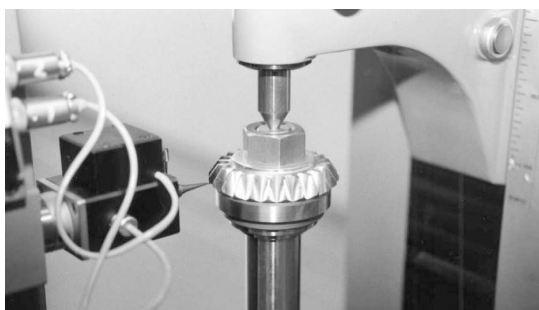


Fig.13 Measurement of conical gear by CNC gear measurement machine

り、この方法の開発がコニカルギヤの研削を事実上可能にした。

5. 3 コニカルギヤの歯面測定および歯面解析  
相当はすば歯車という考え方を新たに導入することにより、CNC歯車測定機によるコニカルギヤの歯面測定が可能になった（図13）。またこれにより歯面解析も可能になった。

5. 4 コニカルギヤの仕上げ寸法管理法  
コニカルギヤの仕上げ寸法管理法としては、またぎ歯厚法やオーバーピン法は、使用できず、オーバーボール法だけが有効である。それを図14に示す。いま、ボールの直径を $d_p$ 、測定正面 $S'S'$ の基準正面 $S_0S_0$ からの距離を $B$ とすると、オーバーボール径 $D_m$ は $d_p, B$ および歯車の基本諸元 $m, \alpha, \psi, \delta, z$ の関数

$$D_m = f(m, \alpha, \psi, \delta, z, d_p, B) \cdots \cdots (25)$$

として求められる。図11にはホブ切り中における

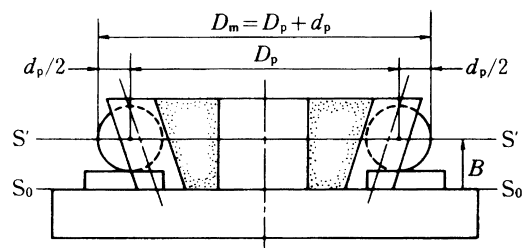


Fig.14 Over-ball measurement of conical gears

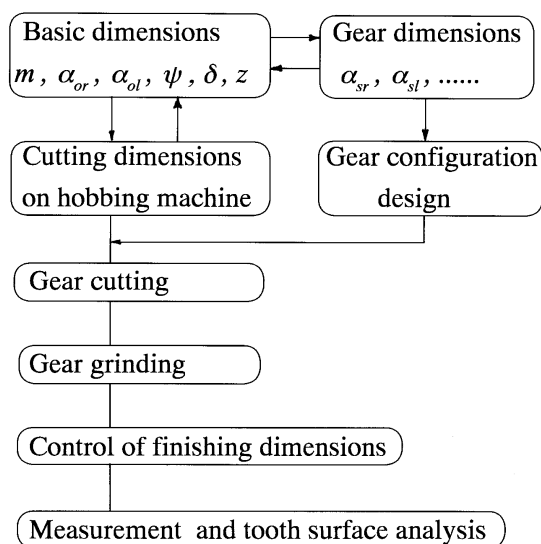


Fig.15 Design and production system of conical gear units

オーバーボール径の測定をも示している。

## 6. コニカルギヤの設計・製作システム

以上により、コニカルギヤ単体の設計・製作システムを確立した。これを図15に示す。

## 7. コニカルギヤの実用化例

### 7. 1 自動車パワーステアリングのセクターギ

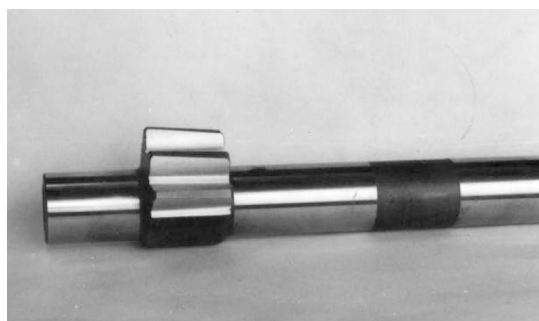


Fig.16 Sector gear of power steering system

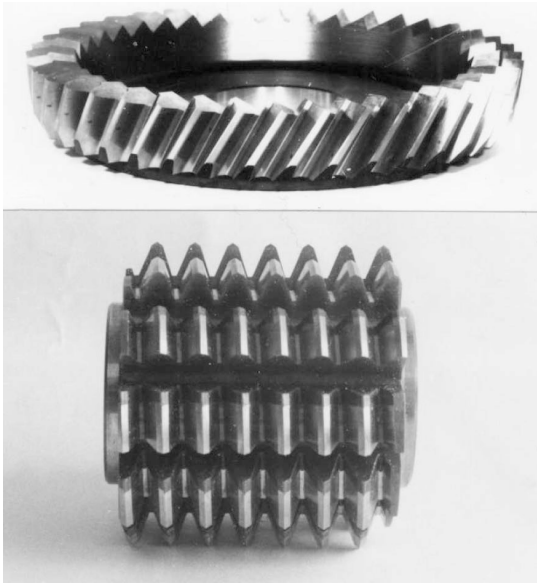


Fig.17 Pinion-type cutter and hob

ヤ これはすぐばコニカルギヤである．これを図16に示す．

7.2 インボリュートピニオンカッタ コニカルギヤの設計・製作システムに基づいて，このカッタの新しい設計・製作システムを開発した．図17に，カッタと粗切り用ホブを示す．

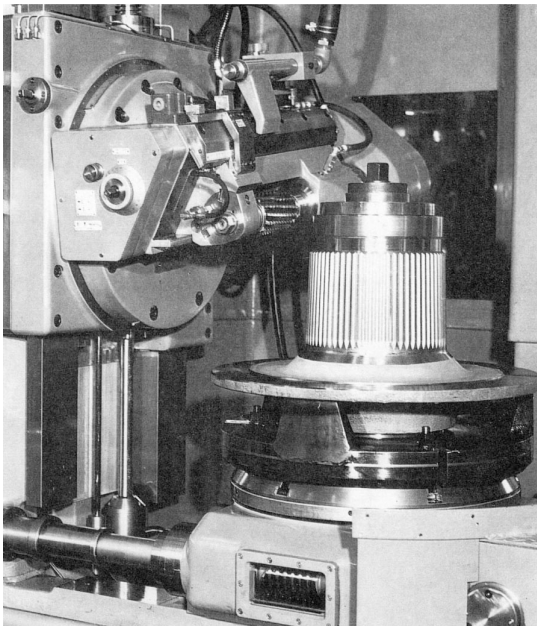


Fig.18 Taper hobbing of conical gear used in bulldozer

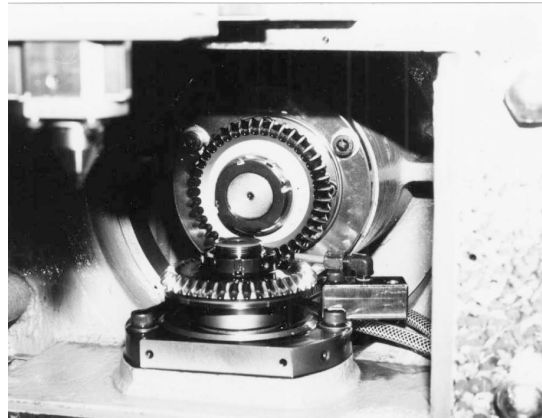


Fig.19 Conical miter gear used in gear grinding machine

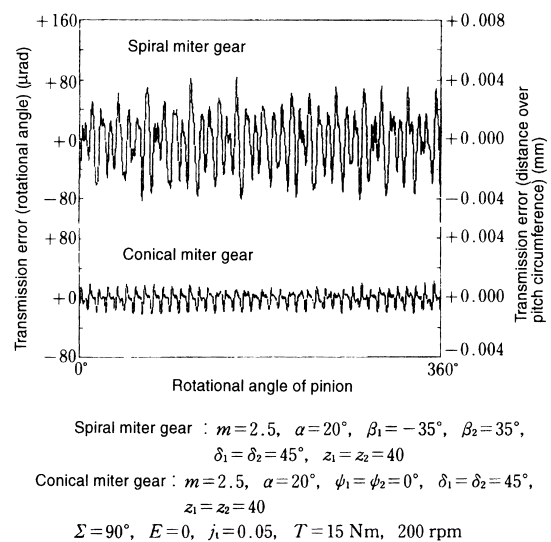


Fig.20 Comparison of transmission errors of spiral miter gears and conical miter gears

7.3 平行軸歯車として 図18に，ブルドーザ用コニカルギヤの歯切りを示す．この外にも，コニカルギヤは，工作機械，建設機械，ステッピングモータ，コンプレッサー，エスカレーター等に使われている．

7.4 交差軸歯車として コニカルギヤは，歯車研削盤，ハイポイドギヤ創成盤，低排形攪拌機等に使われた．図19に，歯車研削盤に組み込まれたコニカルミタギヤを示す．また図20には，コニカルミタギヤとスパイラルミタギヤの回転伝達誤差の比較を示す．

7.5 食い違い軸歯車として コニカルギヤは，“マリンギヤ”と呼ばれる船舶用トランスミッ

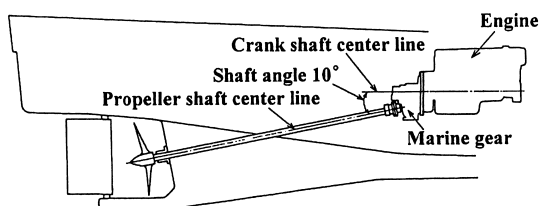


Fig.21 Installation arrangement of engine and marine transmissions called Marine gear in ship

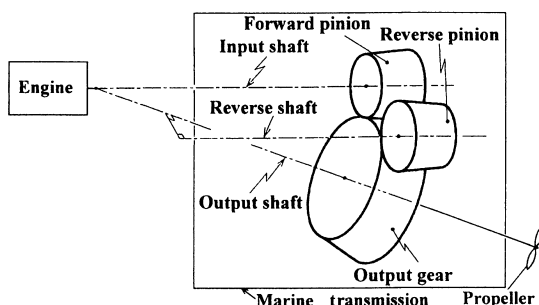


Fig.22 Gear train of angle-drive marine transmissions

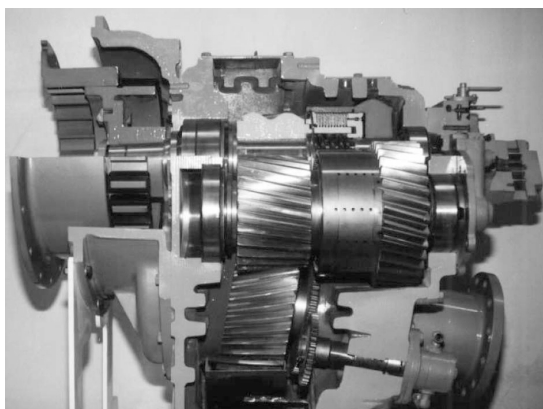


Fig.23 Conical gears used in marine transmissions  
(cut model)

ションに使用されている．図21にエンジンとマリンギアの構成，図22にはマリンギアの歯車機構，図23にはマリンギアのカットモデルを示す．現在，20シリーズで出力670－3800馬力のマリンギアが生産されており，累計では，7000台を超えた．また食違い軸用コニカルギヤは，ハードギヤフィニッシャーのマスターギヤとしても試用された．

## 8. 一對のコニカルギヤのかみ合いと歯面許容法線荷重

図24は，交差軸あるいは食い違い軸上でかみ合う一對のコニカルギヤの歯面間の接触を示してい

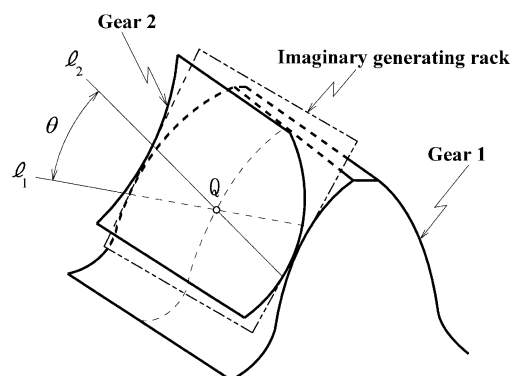
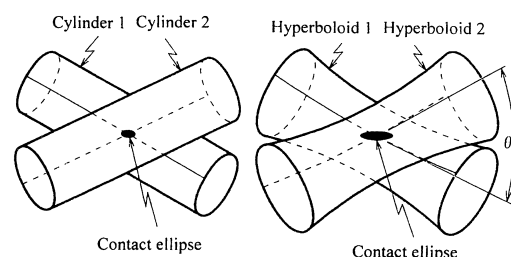


Fig.24 Tooth surface contact of conical gears



(a) In the case of conical involute gear (b) In the case of concave conical gear

Fig.25 Model of tooth surface contact

る．図25は，そのかみ合いにおける歯面間の接触モデルである．そしてこのモデルに基づき，歯面間の許容法線荷重は式(26)によって求められる．許容法線荷重

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

ここで

$$K = f(m, \alpha, \phi_1, \phi_2, \delta_1, \delta_2, z_1, z_2)$$

$\sigma_a$  = 歯車1および2の材料の許容圧力の小さい値

$\nu_1, \nu_2$  = 歯車1および2のポアソン比

$E_1, E_2$  = 歯車1および2のヤング率

## 9. コンケーブコニカルギヤ

一對のコニカルギヤが，平行軸間にかみ合う場合，歯面間の接触は線接触になる．他方，交差軸や食い違い軸間にかみ合う場合，歯面間の接触は点接触になる．このため歯面強度もペベルギヤに比較して低い．この弱点を克服するため発明したのが，コンケーブコニカルギヤである．

図26に，コニカルギヤの歯面とコンケーブコニカルギヤの歯面を比較して示す．図27に，船舶

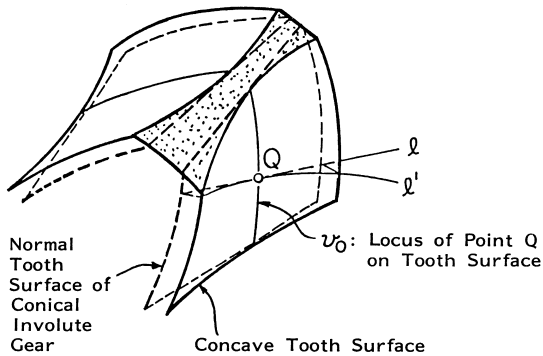


Fig. 26 Tooth surface of Concave conical gear compared with tooth surface of conical gear

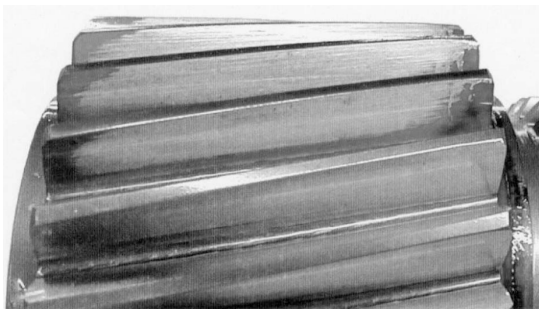


Fig. 27 Tooth bearing of Concave conical gear used in practical marine transmission

用トランスミッションに用いたコンケーブコニカルギヤの歯当たりを示す。

## 10. 明日への可能性

コニカルギヤは、バックラッシュを調整でき、組み立て誤差を吸収でき、回転伝達誤差を小さくできる。さらに小さい軸角を持つ2軸間および食い違い軸間にも回転を伝えることができる。これらの能力のために、ベベルギヤに替わるだけでなく、ベベルギヤや従来のギヤが対応できなかった高精度の運動伝達分野で使用される可能性をもっている。しかしなお克服すべき、つぎの課題がある。

### (1) 歯車強度設計式の確立

歯面強度、曲げ強度、スコ어링、ピッチング、振動、騒音などを含めた研究が必要である。特に歯面間の接触が点接触であるため、歯面強度設計式の確立が急務であり、現在意欲的にすすめている。

### (2) コンケーブコニカルギヤ

このギヤのための歯切り機械や歯車研削盤はまだ開発されていない。しかし可能性はある。チル

トタイプのギヤシェーパ、ホブ盤、歯車研削盤が開発されれば、このギヤの可能性は大きく広がる。リーディングカンパニーの奮起を期待したい。

### (3) 自動車トランスミッションへの搭載

今後のコニカルギヤの展開において、最も魅力的な分野は、自動車のトランスミッションへの搭載である。この分野では、ヨーロッパ最強のトランスミッションメーカーであるZFが、すでにアウディ車に搭載しており、一歩先行している。日本でも、本学と自動車メーカーとの共同基礎研究が1年前からスタートして、数年後の実用化を目指している。

おわりに、これまでの一連の研究・開発には、山形大学の多くの大学院生や卒業研究生が参加してきた。またこの研究開発に参加した企業は10社を超える。共に開発に取り組んだ各位に対し、心から感謝をささげる。

## 文 献

- (1) Merritt, H. E., Conical Involute Gears, Gears (3rd ed.) (1954) 165, Isaac Pitman and Sons.
- (2) Beam, A. S., Beveloid Gearing, Machine Design, 26-12 (1954) 220.
- (3) Mitome, K., Table Sliding Taper Hobbing of Conical Gear Using Cylindrical Hob, Part 1, Trans. ASME, J. Eng. Ind., 103-4 (1981) 446.
- (4) Mitome, K., Table Sliding Taper Hobbing of Conical Gear Using Cylindrical Hob, Part 2, Trans. ASME, J. Eng. Ind., 103-4 (1981) 452.
- (5) 三留謙一, 円すい形インボリュート歯車の研究(第1報, 設計および製法), 機論, 48-430, C (1982), 852.
- (6) 三留謙一, 円すい形インボリュート歯車の研究(第2報, インボリュートピニオンカットの設計製作システム), 機論, 48-430, C (1982), 860.
- (7) 三留謙一, 円すい形インボリュート歯車の研究(第3報, 一对の歯車のかみあいについて), 機論, 51-463, C (1985), 624.
- (8) Mitome, K., Inclining Work-arbor Taper Hobbing of Conical Gear Using Cylindrical Hob, Trans. ASME, J. Mech. Des., 108-1 (1986) 135.
- (9) 三留謙一, 円すい形インボリュート歯車の研

- 究(第4報, 歯車の研削法), 機論, 53-468, C (1987), 451.
- (10) 三留謙一, 円すい形インボリュート歯車の研究(第5報, 食い違い軸用円すい形インボリュート歯車の設計法), 機論, 56-528, C (1990), 2219.
- (11) 三留謙一, 円すい形インボリュート歯車の研究(第6報, ハードギヤフィニッシャー用のマスターギヤの開発), 機論, 56-531, C (1990), 189.
- (12) 三留謙一, 建部研, はすば円すい形インボリュート歯車のオーバボール法の開発, 機論, 57-538, C (1991), 2138.
- (13) 三留謙一, すぐば円すい形インボリュート歯車のインフィード研削法, 機論, 57-543, C (1991), 3656.
- (14) Mitome, K., Gotou, T., Ueda, T., Tooth Surface Measurement of Conical Involute Gears by CNC Gear Measuring Machine, Trans. ASME, J. Mech. Des., 120-2 (1998), 358.
- (15) 三留謙一, コンケーブコニカルギヤ, 機論, 65-652, C (1999), 1692.
- (16) 小松原英範, 三留謙一, 大町竜哉, 船用トランスミッション用コンケーブコニカルギヤの開発(第1報, ヘリカルコンケーブコニカルギヤの創成法), 機論, 65-638, C (1999), 4179.
- (17) 大町竜哉, 三留謙一, 田村健, 小松原英範, コンケーブコニカルギヤ用歯車研削盤の試作研究, 機論, 65-639, C (1999), 4464.
- (18) 張健輝, 三留謙一, 大町竜哉, すぐばコンケーブコニカルギヤの仕上げ寸法管理法, 機論, 65-640, C (1999), 4807.
- (19) Ohmachi, T., Komatsubara, H., Watanabe, H., and Mitome, K., "Tooth Surface Strength of Intersecting-Axis Conical Gears," 4th World Congress on Gearing and Power Transmissions, Vol. 1, Paris, (1999), 851.
- (20) Mitome, K., Tamura, K., Ohmachi, T., T., "Generating of Straight Concave Conical Gear," Ibid., 609.
- (21) Komatsubara, H., Mitome, K., Ohmachi, T., "Development of Concave Conical Gear Used for Marine Transmissions," Ibid., 683.
- (22) 小松原英範, 三留謙一, 大町竜哉, 船用トランスミッション用コンケーブコニカルギヤの開発(第2報, ヘリカルコンケーブコニカルギヤの主曲率半径および一對の歯車の設計), 機論, 66-645, C (2000), 1652.
- (23) 三留謙一, 奥田敏人, 大町竜哉, 山崎隆, 球形歯車の新しいホブ切り法の開発, 機論, 66-646, C (2000), 1795.
- (24) 張健輝, 三留謙一, 大町竜哉, はすばコンケーブコニカルギヤのセンタボール法の開発, 機論, 66-651, C (2000), 3705.
- (25) 大町竜哉, 小松原英範, 渡辺春明, コニカルギヤの歯面疲労強度試験機の設計, 設計工学, 5-35 (2000), 167.
- (26) Mitome, K., Ohmachi, T., Komatsubara, H., Development and Applications of Conical Involute Gear, JSME International Conference on Motion and Transmissions, Vol. I, Fukuoka, (2001), 679.
- (27) 三留謙一, 新しい回転伝達要素 "コニカルギヤ", 第3回基礎潤滑設計部門講演会, 東京, (2003), 1.
- (28) Mitome, K., Ohmachi, T., Komatsubara, H., CONICAL INVOLUTE GEAR, - Development, Applications, and View for Tomorrow -, ASME Power Transmission and Gearing Conference, Chicago, (2003), PTG2003-067 (CD-ROM).
- (29) 浅川達彦, 大町竜哉, 三留謙一, コンケーブコニカルギヤのホブ切り法, 機論, 7-689, C (2004), 315.
- (30) 菊池寿真, 大町竜哉, 三留謙一, 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1報, 歯面創成理論), 機論, 70-693, C (2004), 1470.
- (31) 菊池寿真, 大町竜哉, 三留謙一, 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), 機論, 70-693, C (2004), 1476.
- (32) Borner J., Humm K., Joachim F., Development of Conical Involute Gears (Beveloids) for Vehicle Transmissions, CD-Proceedings of ASME 2003 Design.