

る。 ϕ が大になるにつれ、あるいはRe数が小になるにつれて ϵ は幾分低下する傾向がある。いまの場合 ϕ の値による影響はわづかであるが、⁽²⁾ Re数の影響については二次元流れの実験結果より類推して微雨以下の強さのものでは実際には ϵ の値は若干低下するものと考えられる。 50μ 以上の粒径の煤じんについても計算を行つてみたが、その値は 50μ の場合とほとんど変化

が見られなかつた。

- [註] (1) Perry: Chem. Eng. Handbook, 3rd. ed. p. 1022(1951) Langmuir & Blodgett: G. E. Research Laboratory, Report No. RL-225
(2) J. B. Wong, W. E. Ranz, and H. F. Johnstone: Jr. Applied Phys., Vol. 26, No. 2, p244(1955)

大形インボリュート歯車の総形バイト

新井敏正

1. 緒言

普通のインボリュート歯車は標準歯車たと転位歯車たとを問わず、ホブまたはピニオンカッタ等の創生工具で切ることが望ましい。しかしモジュールの大きい歯形になるとその創生工具は非常に高価で、小個数の歯切は経済的に成立たない。

そこで止むを得ず総形バイトを用いることになるが、多くは古典的な円弧による近似画法で歯形曲線を描いている。しかし元来インボリュートを円弧で代用することは、歯先と歯本とに根本的な無理があり、干渉を起さないことだけを金科玉条としていたずらに歯先を細くし、正しいかみ合を期待しがたい。

筆者はまず総形バイト決定のもつとも簡便な一般的方法について述べ、つぎに与えられたギヤに正しくかみ合うピニオンを切る総形バイトの決定法におよび、これに某鉄工所の依頼により取扱つた実例をそえることにした。

2. 記号

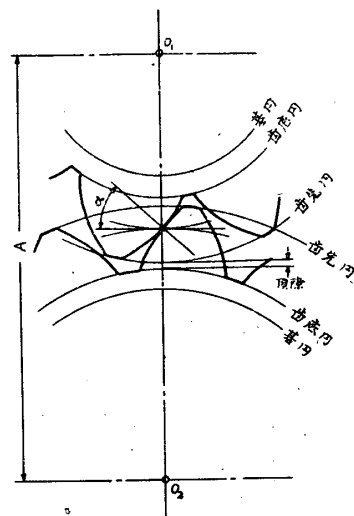
本文に使用する記号はつぎの通りである。

- M : モジュール
 α_H : 工具圧力角
 α : かみ合圧力角
 z_1, z_2 : 歯数
 R_1, R_2 : ピッチ円半径
 R_{g1}, R_{g2} : 基円半径
 R_{a1}, R_{a2} : 歯先円半径

- R_{d1}, R_{d2} : 歯底用半径
 P_g : 基円ピッチ
 A : 中心距離
 a : 頂隙
 S_n : 歯直角背隙
 B : 歯巾
 ΔR_{g1} : ピニオン基円半径の誤差
 ΔE : 歯形誤差

3. 一般の場合

総形バイトを使用する場合には、標準工具で創生する場合と異り、同じインボリュート歯形でも、歯形の寸法割合はまったく自由にえらび得る。すなわち両車の中心距離・歯数・背隙さえ与えらるれば他に拘束する条件はない。そこで第1図のごとき歯車を設計するには、つぎの



第1図

順序によるのがもつとも合理的である。

まず、適当なかみ合圧力角 α を定める。これは規格にこだわらなければ軸受荷重その他からきめてもよいし、標準工具のモジュール・圧力角と関係づけるならば

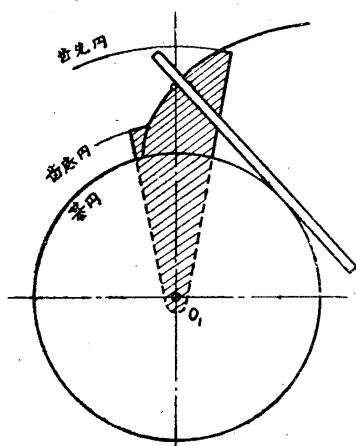
$$\cos\alpha = \frac{(z_1 + z_2) M \cos\alpha_H}{2 A} \quad (1)$$

からきめてもよい。

しかるときは

$$\left. \begin{aligned} R_{g1} &= \frac{z_1}{z_1 + z_2} A \cos\alpha (= z_1 M \cos\alpha_H / 2) \\ R_{g2} &= \frac{z_2}{z_1 + z_2} A \cos\alpha (= z_2 M \cos\alpha_H / 2) \end{aligned} \right\} (2)$$

から両車の基円半径が与えられるので、この両基円を薄板に切抜く。筆者は工作の容易と適当な摩擦力をもつ点から厚手のボール紙を使つて良好な結果を得た。これをトタン板の上にのせ、厚さ 5 mm 巾 10 ~ 15 mm 位の角棒の一端に針または鉛筆をつけたもの (円周に切する面を荒目サンドペーパーですこつておく) を円周におしつけて滑らないように転がせば、第 2 図のごとくインポリユートが画ける。

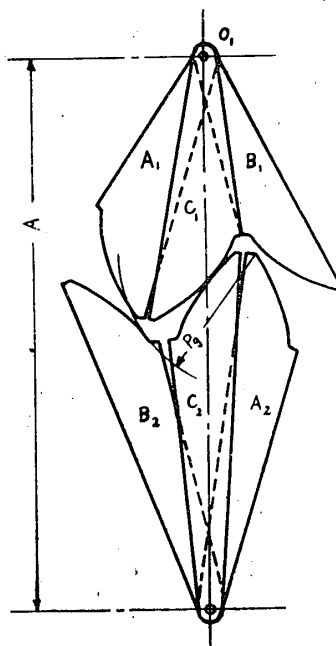


第 2 図

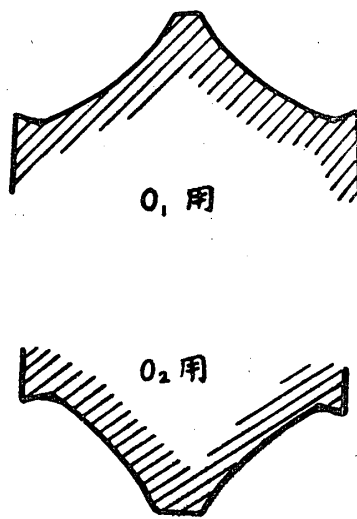
つぎに、アンダカットその他の条件を考慮して両車の歯先円・歯底円の半径をきめる。これは一方がきまれば他方は

$$\left. \begin{aligned} R_{a1} + R_{a2} + a &= A \\ R_{d2} + R_{d1} + a &= A \end{aligned} \right\} (3)$$

からただちに求められる。この歯先円・歯底円でインポリユートを切つて図のハツチングを施した形を切抜き、これをモデルにして同形のもを 3 枚作る。同様にして相手歯形も 3 枚作る。



第 3 図



第 4 図

この 3 枚づつをそれぞれ組合せて第 3 図のごとき可動歯形を組立てる。A₂ の歯先を中心として半径 $P_g = 2\pi R_{g1}/z_1 = 2\pi R_{g2}/z_2$ の円を画き、この円に B₂ の歯形曲線が切する位置で A₂, B₂ 両板をねじまたは半田で固定する。もしこの円が B₂ の歯形と切する位置がないとき (歯底円より下で切するとき) または有効作用歯丈より下で切するときは、この歯車の同時かみ合歯数が 1 以下なることを示すから、歯丈をもつと高くとらねばならぬ。同じ要領で A₁, B₁ 両板も固定する。

可動板 C₁, C₂ を動かして背隙および両歯先厚さの適当な位置を求め、それぞれ A₁, A₂ に固定する。

しかるときは第 4 図のごとく B₁C₁ および B₂C₂ のはさむ歯溝の形が、それぞれ求むる総形バイトのゲージとなる。この総形バイトを一体に作るか分割して作るかは歯切機械の種類・能力および手持工具の大きさによつて決定すべきであり、またインポリユートの歯先修正 (トツピングおよびラウンディング) は工作の不精密をお

ぎなつて円滑なかみ合を行わせるためにぜひ必要である。

この組立歯形は歯切の際総形バイトの取付を検するためにも利用される。

4. 一方の歯車が與えられた場合

ギヤとかみ合うピニオンが磨耗したときギヤはそのままにしておいてピニオンだけを交換するような場合、またはギヤをそのままにしておいてピニオンの設計を変更するような場合である。

まず、ピニオンの基円半径 R_{g1} を求める。これはギヤのモジュールと工具圧力角とが分つていれば

$$R_{g1} = z_1 M \cos \alpha_H / 2 \quad (4)$$

からただちに求められるが、そうでないときはギヤの基円ピッチ P_g を「またぎ歯厚法」によつて測り

$$R_{g1} = z_1 P_g / 2\pi \quad (4')$$

から求める。

基円をボール紙に切抜く。この切抜いた基円半径に ΔR_{g1} の誤差をもつとき歯形誤差 ΔE は第5図より

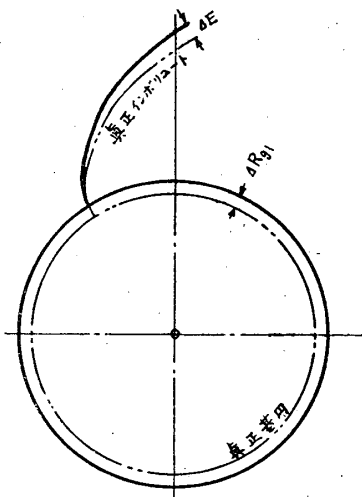
$$\Delta E < 2\pi \Delta R_{g1} \frac{\cos^{-1} R_{g1} / R_{a1}}{360^\circ}$$

となり、予想最大歯先圧力角 30° 以下では

$$\Delta E < \Delta R_{g1} / 2 \quad (5)$$

となる。したがつて減速歯車の場合基円を切抜くときの不可避免的誤差は正より負の方が好ましい。

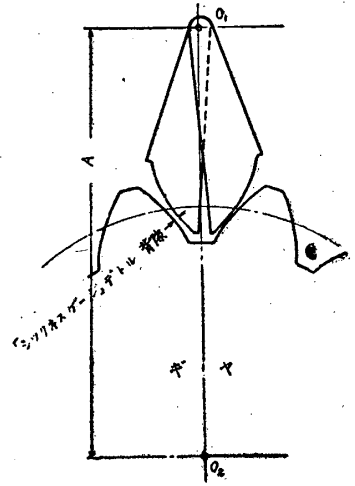
ピニオンの歯先円・歯底円の半径を(3)式より求め、前節と同様にしてピニオン歯形をトタン板で切り同形



第5図

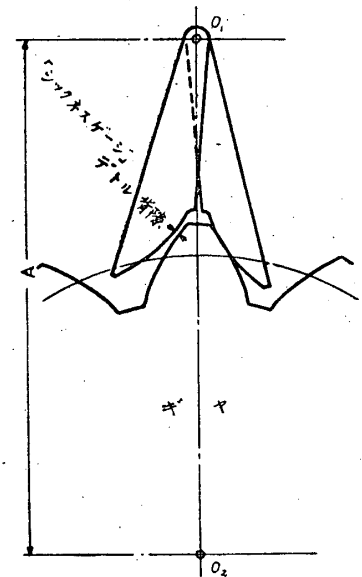
のものを2枚作る。(ギヤが与えられているから基円ピッチが出ているのでピニオンの歯形は2枚で間に合う)総形バイトの場合には転位歯形であつても、歯形曲線の転位は基円半径の変化または中心距離の増減によつて行われ、歯厚の転位は2枚の

歯形の開度の変化によつて行われ、歯先円・歯底円の転位は前記歯形曲線・歯厚の転位とはまったく無関係に相手歯形の歯底円・歯先円と頂隙を保つだけでよいから、歯先円を縮小する必要はない。



第6図

これを第6図のように組合せ、ギヤと正規中心距離でかみ合せて歯先厚さをしらべ、さらに第7図の形に組直しシツクネスゲージを用いて適当な背隙を与えた位置に固定すれば、その歯溝の形が求むる総形バイトのゲージとなる。これが歯切の際工具の取付に利用されることも前節の通りである。



第7図

5. 應用例

某工場の125HPセメントキルン用減速歯車の諸元はつぎの通りである。

$$A = 2460.00 \text{ mm}$$

$$M = 40.00 \text{ mm}$$

$$\alpha_H = 14.5^\circ$$

ピニオン

$$z_1 = 21 \text{ 枚}$$

$$R_1 = 420.00 \text{ mm}$$

$$R_{g1} = 406.623 \text{ mm}$$

$$R_{a1} = 460.00 \text{ mm}$$

$$R_{d1} = 373.72 \text{ mm}$$

$$B = 450.00 \text{ mm}$$

ギヤ

$$z_2 = 102 \text{ 枚}$$

$$R_2 = 2040.00 \text{ mm}$$

$$R_{g2} = 1974.92 \text{ mm}$$

$$R_{a2} = 2080.00 \text{ mm}$$

$$R_{d2} = 1993.00 \text{ mm}$$

ギヤはそのままにしてピニオンだけ設計を変更し性能を改善したい。

一見して分るとく、これは 14.5° インボリュート標準歯車である。対策としては

- 1) アンダカット防止のため、ピニオンの歯数を1~2枚減じて転位歯形とすべきである。
- 2) ハンチング・コグの意味からはむしろ2枚減の方がよい。
- 3) 重荷重歯車であるからトツピングおよびラウンディングを施すべきである。

そこで前節にしたがって吟味することにする。

A) $z_1=20$ 枚 (1枚減) の場合

$$R_{g1} = z_1 M \cos \alpha_H / 2 = 387.24 \text{ mm}$$

なる半径の基円を作る。加工の際の誤差を

$$\Delta R_{g1} < -0.5 \text{ mm}$$

とすれば

$$\Delta E < -0.25 \text{ mm}$$

$$\Delta E/M < -0.6\%$$

で絶対値も比率もこの程度の歯車としては結構である。

歯先円・歯底円の半径は前と変わらないから

$$R_{a1} = 460.00 \text{ mm}$$

$$R_{d1} = 373.72 \text{ mm}$$

この新しい歯形をトタン板で2枚作り、歯直角背隙を普通の2倍にとつて

$$S_n = 2\{0.03(M+2)\} \doteq 2.5 \text{ mm}$$

とし、第6図のように組んで歯形・歯厚を検し、つぎに第7図のように組直して工具のゲージを作る。この歯形は歯先厚さは十二分であるが歯本の滑り率がやや大きい。

B) $z_1=19$ 枚 (2枚減) の場合

$$R_{g1} = z_1 M \cos \alpha_H / 2 = 367.88 \text{ mm}$$

$$\Delta R_{g1} < -0.5 \text{ mm}$$

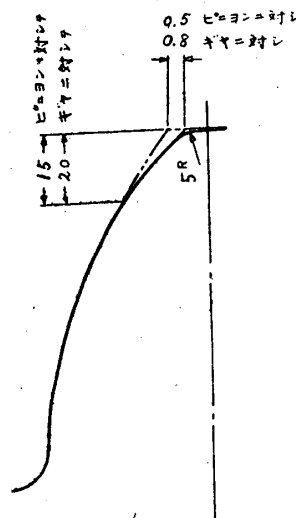
$$R_{a1} = 460.00 \text{ mm}$$

$$R_{d1} = 373.72 \text{ mm}$$

$$S_n \doteq 2.5 \text{ mm}$$

この歯形は歯先厚さがやや細く見えるが強さには差支えなく、歯本の滑り率は適当である。

C) トツピングおよびラウンディング



第 8 図

重荷重のため生ずる歯のたわみとピッチ誤差とによる干渉をさけ、あわせて油膜を保護するために第8図のようなトツピングとラウンディングとを施すことにする。ただしピニオンのトツピングはギヤに比して効果がうすいので、すくなめに行うことにした。

これでピニオンの

みの設計変更による性能の改善としては最大の効果をあげ得ることになるが、できればこのトツピングおよびラウンディングをギヤの方にも施したい。

6. 結 語

1. 総形バイトの設計は、いかに厳密な計算を行つても、最後はケガキにまたねばならぬから、最初から図式解法による方がはるかに賢明であり合理的である。

2. とくに転位歯形の場合、歯先厚さの吟味は絶対必要であるが、計算が面倒な上に、通常歯先を落してない値を出す式が示してあるので、この場合の実際作図と異なる。本法によれば計算

の繁雑をさけて、しかも歯形の実態を確実につかむことができる。

3. 総形バイトによる歯形といえども古典的な近似画法はやめて正しいインポリユートとすべきである。これは簡単な器具で容易に実施する

ことができ、しかも工具取付の点検にまで利用することができる。

文 献

山本 倍夫：歯切仕事

小間隙を有する回轉二重管内の流れについて (1)

山 根 信 太 郎

1. 緒 言

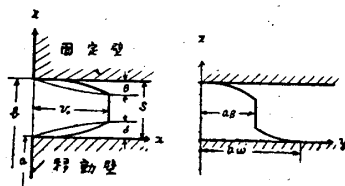
回轉二重管内をとおす流れについては、隙間の小さいばあいは浅沼氏⁽²⁾によつて一応解かれている。

これらの解は隙間内の流れを完全乱流と考え、乱流速度分布を仮定し、カルマンの乱流公式に代入して回轉二重管内の流体摩擦抵抗を層流及び乱流について求めたものであるが、本論文は境界層理論によりカルマンの運動量方程式を用いて流体摩擦抵抗を求めた。この理論を用いば層流から乱流にせんいすると思われる附近の実験結果に対してよい一致を与える。しかし境界層内の流れが完全に乱れて来ると、そのままでは運動量方程式が複雑となり容易に解を求めることができなくなるので適当な仮定を用いて流体摩擦抵抗を求めた。そして結果をコルニツシユの実験結果と比較してみた。

2. 層流境界層の場合

回轉数が小さく、この隙間をとおす流れの圧力差が小さい間は境界層内は層流をなしているものと考えられる。

そこでこの層内の速度分布を二次式であらわしカルマン運動量方程式を用いて解を求める。



第 1 図

回轉軸に沿うて発生する境界層の速度分布を次のようにおく。

$$\left. \begin{aligned} v &= v_0(2 - z/\delta)z/\delta \\ u &= a\omega - a(\omega - \beta)(2 - z/\delta)z/\delta \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

ただし δ ; 境界層の厚さ

β ; 層外の回轉角速度

v_0 ; 層外ポテンシャル流れ速度

z は回轉軸から測るものとする。

運動量方程式は

$$\frac{\partial}{\partial x} \int_0^\delta (a+z)v^2 dz - v_0 \frac{\partial}{\partial x} \int_0^\delta (a+z)v dz = -a \frac{\tau_x}{\rho} - \frac{1}{\rho} \int_0^\delta (a+z) \frac{\partial p}{\partial x} dz \quad (2.2)$$

運動量モーメント方程式は

$$\frac{\partial}{\partial x} \int_0^\delta (a+z)^2 uv dz - \beta (a+z)^2 \frac{\partial}{\partial x} \int_0^\delta (a+z)v dz = -\frac{a^2}{\rho} \tau_y \quad (2.3)$$

これに

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = av_0 \delta \frac{\partial v_0}{\partial x} - a\beta^2 \frac{\partial \delta}{\partial x} \quad (2.4)$$

$$\tau_x = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right)_{z=0} = \mu \frac{2v_0}{\delta} \quad (2.4)$$

$$\tau_y = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} - \frac{u}{r} \right)_{z=0} = -\mu \frac{2a(\omega - \beta)}{\delta} \quad (2.5)$$

$$\left. \begin{aligned} \int_0^\delta (a+z)v^2 dz &= 8/15 \cdot a\delta v_0^2 + \dots \\ \int_0^\delta (a+z)v dz &= 2/3 \cdot av_0 \delta + \dots \\ \int_0^\delta (a+z)^2 uv dz &= a^3 [2\omega/15 + 8\beta/15] v_0 \delta + \dots \end{aligned} \right\} \quad (2.6)$$

を代入し同時に