結果, 油膜厚さおよび摩擦の変動は少くなり負荷容量は増加する。

(4) 荷重変動が正弦波に類似したものであれば, その摩擦変動の平均値は変動荷重の平均が一定に負荷された場合の摩擦値に等しい。すなわち, 運転中不可避免的に発生する微小振動は一種の変動荷重として働くわけであるが, 摩擦の平均値にはほとんど影響がないものと考えてよい。ことに軸受の場合の摩擦変動は非

常に小さく, 一般に荷重の変動による影響はないものとみてさしつかえない。

文 献

- (1) W. Büche, *VDI-Forschung*, **5**, 5(1934), 237.
- (2) 佐々木, 森, 小林, 豊島, 機械学会論文集, **22**, 122(昭 31), 744.
- (3) E.K. Gatcombe, *ASME, Trans.*, **73**(1951), 1 065.
- (4) 佐々木, 森, 沖野, 潤滑, **3**, 4(昭 33-8), 180.
- (5) 朝倉, 小野, 奥田, 第 646 回講演会前刷(昭 33-3), 13.

539.388.22:621.771.312

伸 管 ダ イ ス 入 口 に お け る 管 の 変 形*

矢 沢 重 彦**

On the Plastic Deformation of Tubes at the Entry of Sinking Dies

by Shigehiko YAZAWA

It is known that a plastic deformation of a tube to be sunk begins at the portion which does not come to contact with the die wall. This deformation of tubes is analysed under certain hypotheses. As a result, the deformation and the ratio of the stress to be added to cause the deformation to the yield stress of tube materials can be expressed in dimensionless terms determined by the sinking conditions and the properties of the materials.

Experiments were made and confirm that the obtained equations are available for sinking dies designing.

1. ま え が き

管の引抜きを行うとき, ダイスと接するに至っていない管の部分にも塑性変形が生じていることが知られている。第 1 図は, 記入してある条件で途中止め引抜きを行った管の外表面の形状を示している。ダイスと接するまえに管の外径の減少が生じ, 減少率は約 3% に達している。このときの引抜き条件は実際の伸管作業における条件と同程度であるから, 実際の作業においてこの程度のダイス入口の管の変形は常に生じているとみてよい。

使用した伸管ダイスの内面を調べると⁽¹⁾, 管との接触が始まる部分および終る部分に著しい環状の摩耗こんがみられ, その摩耗の程度は, 他の条件が一定の場合ダイスの形状によって大きく変化する。減面率が 10% 程度以下の引抜きにおいて, ダイスの形状によって管とダイスとの接触面積が減少し, ついに線接触す

るに至る。このときの摩耗の程度は特に著しく, また引抜き条件のわずかな変動によって接触位置が変化し, 定常状態の引抜きは行われないと考えられる。

管が上述したようにダイス入口で塑性変形するため力はダイスの圧力として作用するが, この圧力は管とダイスとが接触し始める部分に集中的に作用し, この部分に環状摩耗こんをつくると思われる。環状摩耗こんが生ずると引抜かれた管に傷がつき, ダイスの命数が短縮するので, なるべく摩耗が小さくなるようなダイス形状が望ましい。このためには, 円すいダイスにあってはその開角を小さくし, また円弧断面ダイスにあっては円弧半径を大きくとればよいが, このような形状にすると一方でダイスの軸方向の長さが増して高価になるばかりでなく, 摩擦面積の増加のため引抜き力も増すおそれがある。ダイスの形状を定めるには, これら要素の相反する影響を考えねばならないが, そのためには, 特にダイス入口の形状と管の変形および変形に必要なダイスからの集中力との関係を明らかにせねばならない。

ダイス入口の管の変形については, 岡本氏⁽²⁾が円す

* 昭和 28 年 9 月 10 日 第 3 回応用力学連合講演会において講演, 原稿受付 昭和 33 年 7 月 9 日。

** 正員, 機械試験所(東京都杉並区住吉町 132)。

いダイスによる引抜きの実験を行っており、また引抜き力の入口の補正項も実験式あるいは簡単な仮定による計算式によって与えられているが、両者を関連させて求めた研究あるいは円弧断面ダイスをも含めた入口の変形の研究はほとんどないようなので、この報告において、いくつかの仮定により入口の変形量とこれに必要な力とを計算し、ダイスと管の形状の影響を求め、伸管ダイスの形状の選定の資料としようとした。

2. 入口の変形の計算

入口の変形は第 1 図に示したように、軸断面内の曲げと円周方向の圧縮とを組合わせた複雑な変形であるから、厳密な解を求めることが困難なので、以下に述べるようにして計算した。

計算に用いた記号を以下に示す(第 2 および 3 図参照)。なお添字 N , X および 0 は、それぞれ中立面、弾塑性境界($x=X$)およびダイスと管との接触の始まる点の値を示すものである。

σ_B : 曲げ応力, σ_T : 円周応力

c : 管材の降伏応力, c_0 : 原管の降伏応力

K : 加工硬化係数

ϵ_L : 軸方向のひずみ, ϵ_T : 円周ひずみ

ρ : 中立面の曲率半径

t : 中立面からの距離, T : 管の肉厚

y : 中立面から t の面の軸に垂直な変位

r : 同上の面の半径

ψ : 中立面の法線と軸となす角

V : せん断力の垂直成分

H : せん断力の水平成分

M_1 : せん断力等によるモーメント

M_2 : 曲げ応力のモーメント

α : ダイスの接触開始点の傾き角

α_D : 円すいダイス半角

ρ_D : 円弧断面ダイスの円弧半径

R_E : 原管半径, R_A : ダイス出口半径

θ : 円弧断面ダイスの各点の傾き角

δ : 管とダイスの摩擦角, z_E : 入口の補正応力

入口に生じた円周ひずみを考えると、管肉全厚にわたって塑性変形が生じていると考えられる。この状態に対して、肉厚方向の応力およびせん断応力を無視して、円周応力 σ_T と曲げ応力 σ_B との差が降伏応力 c に等しくなっているとすると

$$\sigma_B - \sigma_T = c \quad \cdots \cdots (1)$$

軸断面内の曲げにおいて、曲げられるまえに軸に垂直な横断面は曲げられたのちも平面を保持して縦繊維

引抜きダイス: 出口径 25.4 mm, 円すい形, 半角 14°
管: 軟鋼管, 外径 30.0 mm, 肉厚 2.0 mm

第 1 図 引抜きにおける管外径の変化

(a)

(b)

(c)

第 2 図 座標および応力のつりあい

に直交し、管の肉厚は一定でかつその中央面が常に中立面になっているとする。軸方向のひずみ ϵ_L は

$$\epsilon_L = \epsilon_{LN} + t/\rho$$

また円周ひずみ ϵ_T は

$$\epsilon_T = -y/r_X$$

中立面には円周応力のみ作用しているとする、体積不変として

$$\epsilon_{LN} = -\epsilon_T/2 = y_N/2r_{NX}$$

加工硬化が $(\varepsilon_L - \varepsilon_T)$ に直線比例して生ずるとすると、

$$\sigma_B - \sigma_T = c = c_0 + K(\varepsilon_L - \varepsilon_T) \\ = c_0 + K(y/r_X + y_N/2r_{NX} + t/\rho) \dots\dots(2)$$

$\sigma_{BN} = 0$ としたから

$$-\sigma_{TN} = c_0 + K \cdot 3y_N/2r_{NX}$$

$3K/2 = k$ とおくと

$$-\sigma_{TN} = c_0 + k \cdot y_N/r_{NX}$$

以下薄肉管について考えることにし、 σ_T および y/r_X の肉厚方向の変化を無視できるとすると、一般に

$$-\sigma_T = c_0 + k y_N/r_{NX} \dots\dots\dots(3)$$

(2) および (3) 式より

$$\sigma_B = 2kt/3\rho \dots\dots\dots(4)$$

前述したように、使用後のダイス内面の状態から、管と最初に接する部分に集中的な圧力が作用していると考えられる。この圧力が環状のせん断力として管に作用すると考え、その軸に垂直な成分を環の単位長さ当たり V_0 とする。

ダイスにはっていない管の部分は、塑性変形している部分と弾性変形している部分に分けられる。両者の境界は単純な形をとらないが、簡単のため第2図に

において $x > X$ の部分が弾性変形しているとする、この部分には他に外力が作用しないから、弾性変形は塑性変形部分を通してダイス壁から与えられる力によって生じ、弾性変形によって生ずる管肉の軸に対する傾きおよび塑性変形部の $x = X$ における曲げモーメントを無視すれば、この力は軸に垂直な環状せん断力となる。このせん断力は塑性変形部分が弾性変形部分から受ける力とつりあっている。この大きさを、 $x = X$ における管肉の中央面の円周の単位長さ当たり V_X とする。

第2図に示すように中立面において単位長さの幅を有する帯について考える。帯の両側面が管軸においてはさむ角度は、特に小径の管の場合を除けば、高々 5° 程度以下であり、また中立面の半径 r_N の変化によるこの角度の変化は通常の引抜条件においては3%程度であるから、この変化を無視して σ_T は帯の側面に垂直に作用するとする。帯の一部について[第2図(b)] σ_T によってその法線方向に作用する力を考えると、これは $\sigma_T \cdot T \cdot dx/r_N$ になる。この力の垂直方向の分力は、 $\sigma_T \cdot T \cdot dx \cdot \cos \psi / r_N$ であるから、帯全体の垂直方向のつりあいを考えると[第2図(c)]

$$V_0(1 + T/2r_{N0}) = - \int_0^X \sigma_T \cdot T \cdot \cos \psi \cdot dx/r_N + V_X \dots\dots\dots(5)$$

帯に作用するモーメント M_1 は、水平分力および y_N が小さいのでこれらの積によるモーメントを無視すると、管軸側にたわませるモーメントを正として

$$M_1 = V_0(1 + T/2r_{N0})x + \int_0^x \int_0^x \sigma_T \cdot T \cdot \cos \psi \, dx dx / r_N$$

(3) 式を代入すると

$$M_1 = V_0(1 + T/2r_{N0})x - \int_0^x \int_0^x (c_0 + k y_N/r_{NX}) T \cos \psi \, dx dx / r_N$$

曲げ応力によるモーメント M_2 は

$$M_2 = \int_{-T/2}^{T/2} \sigma_B t \, dt = kT^3/18\rho$$

$M_1 = M_2$, $1/\rho = d^2 y_N / dx^2$ とおき、両辺を x で2度微分すると、入口の変形の基礎となる次式が求められる。

$$\frac{kT^2}{18} \frac{d^4 y_N}{dx^4} = -(c_0 + k y_N/r_{NX})/r_N \cos \psi$$

r_N および $1/\cos \psi$ は x の関数であるから、上式はこのままではとくことが困難である。通常の引抜条件においては、 r_N/r_{NX} は $1 \sim 0.97$, $1/\cos \psi = 1 \sim 1.05$ 程度であり、 r_N/r_{NX} の減少とともに $1/\cos \psi$ は増加するので、 $r_N/\cos \psi = r_{NX}$ とおけるとすると

$$\frac{kT^2}{18} \frac{d^4 y_N}{dx^4} = -(c_0 + k y_N/r_{NX})/r_{NX} \dots\dots\dots(6)$$

(6) 式をとくと

$$y_N = e^{\beta x} (A \cos \beta x + B \sin \beta x) + e^{-\beta x} (D \cos \beta x + E \sin \beta x) - c_0 r_{NX} / K \dots\dots\dots(7)$$

$$\text{ただし } \beta = \sqrt[4]{9/2 r_{NX}^2 T^2}$$

定数 A , B , D および E を定めるために、 $x=0$ および $x=X$ におけるつぎの条件を用いる。

$x=X$ において弾性変形を無視して

$$y_N = dy_N/dx = d^2 y_N/dx^2 = 0 \quad \dots\dots\dots(8)$$

$x=0$ において管とダイスの曲率が等しいことから

$$d^2 y_N/dx^2 = -1/(\rho_D + T/2) \quad \dots\dots\dots(9)$$

(8) および (9) 式より定数を定め, (7) 式に代入し, $x=0$ とおくと y_{N0} が (10) 式のごとく, また一度微分して $x=0$ とおくと $\tan \alpha$ が (11) 式のごとく求められる。

$$y_{N0} = \frac{\left[2R[e^{\beta X}(\sin \beta X - \cos \beta X) + e^{-\beta X}(\cos \beta X + \sin \beta X)] + r_{NX} c_0/k[(\sin \beta X) + \cos \beta X - e^{-\beta X}]^2 - (\sin \beta X - \cos \beta X + e^{-\beta X})^2 \right]}{2[e^{\beta X}(\cos \beta X + \sin \beta X) + e^{-\beta X}(\sin \beta X - \cos \beta X)]} \quad \dots\dots\dots(10)$$

$$\tan \alpha = \frac{\beta [4R \sin \beta X (e^{-\beta X} - e^{\beta X}) + r_{NX} c_0/k [2 + 4 \sin^2 \beta X - (e^{2\beta X} + e^{-2\beta X})]]}{2[e^{\beta X}(\cos \beta X + \sin \beta X) + e^{-\beta X}(\sin \beta X - \cos \beta X)]} \quad \dots\dots\dots(11)$$

ただし $R = -1/2\beta^2(\rho_D + T/2)$

円すいダイスにおいては, $R = -1/2\beta^2(\rho_D + T/2) = 0$ となり, 引抜条件および材料の性質が与えられれば, c_0/k および β が定まり, ダイス半角を (11) 式に入れて X が求められ, これと (10) 式とから y_{N0} が定められる。

円弧断面ダイスにおいてはやや複雑になる。すなわち, (10) および (11) 式より X をパラメータとして y_{N0} と α との関係を求める。一方ダイス壁面に接触している管肉の中央面の垂直変位とダイスの傾き角 θ との関係は第 3 図を参照して

$$y_N = (R_E - R_A) - (\rho_D + T/2)(1 - \cos \theta) \quad \dots\dots(12)$$

y_{N0} と α との関係は数式では簡単にあらわし得ないので, これを図に描き, 同じ図上に (12) 式の y_N と θ との関係曲線を描き, 両曲線の交点を求める。交点の y_{N0} および α が求める値であり, これらの値と (10) あるいは (11) 式とから X の値を定められる。

3. 入口の変形に要する力

(5) 式によって, V_0 を計算することができるが, 同式右辺の第 1 項の積分は, x の関数である r_N および $1/\cos \psi$ を含むので簡単に求めることはできない。

(6) 式を求めるときの仮定 $r_N/\cos \psi = r_{NX}$ を再度用いて積分の項をかき直すと, $-\int_0^X \sigma_T \cdot T dx/r_{NX}$ となるが, これは (6) 式を用いて

第 3 図 ダイスと管の断面

$$-\int_0^X \sigma_T \cdot T dx/r_{NX} = kT^3[d^3 y_N/dx^3]_0^X/18 \quad \dots\dots\dots(13)$$

$d^3 y_N/dx^3$ は (7) 式等から求められ, また X は前節に述べたようにして求められる。

$x=X$ における管の弾性変形による半径の減少量 y_{NX} は次式により与えられる⁽³⁾。

$$y_{NX} = 6V_X/E(\beta' T)^3 \quad \dots\dots\dots(14)$$

$$\text{ただし } \beta' = \sqrt[4]{\frac{3}{r_{NX}^2 T^2}} \sqrt{\frac{1}{(1-\mu^2)}}$$

$x=X$ における円周応力 σ_{TX} は

$$\sigma_{TX} = E y_{NX}/r_{NX} = 6V_X/r_{NX}(\beta' T)^3 \quad \dots\dots\dots(15)$$

$x=X$ において $\sigma_{TX} = c_0$ とすれば, (15) 式より V_X は

$$V_X = c_0 r_{NX}(\beta' T)^3/6 \quad \dots\dots\dots(16)$$

したがって

$$V_0 = kT^3[d^3 y/dx^3]_0^X/18 + c_0 r_{NX}(\beta' T)^3/6 \quad \dots\dots(17)$$

V_0 はダイス壁に垂直に作用する力とこの力による摩擦力との合力の垂直成分であるから, その軸に平行な成分を H_0 とすると

$$H_0 = V_0 \tan(\alpha + \delta) \quad \dots\dots\dots(18)$$

全水平力は (18) 式より $2\pi(r_{N0} + T/2)V_0 \tan(\alpha + \delta)$ となるが, これが $x=X$ における管の横断面に分布するとした時の値を入口の補正応力 z_E とすると

$$z_E = V_0 \tan(\alpha + \delta)(r_{N0} + T/2)/r_{NX} T$$

$r_{N0} = r_{NX} - y_{N0}$ であるが, $(-y_{N0} + T/2)$ を無視できるとすれば

$$z_E = V_0 \tan(\alpha + \delta)/T \quad \dots\dots\dots(19)$$

4. 数値計算の例

管の肉厚 T を単位として

$$r_{NX} = wT, \rho_D = aT, X = \xi T, y_{N0} = \eta_{N0} T$$

とおく。 β は $\sqrt[4]{9/2w^2/T}$ となるが, $b = \sqrt[4]{9/2w^2}$ とおけば $\beta = b/T$ となり, また $(1-\mu^2)^{1/12} = 1$ とおけば $\beta' = \sqrt[4]{2/3} \cdot b$ となる。これらの無次元数 w, a, ξ, η_{N0}

および b を用いて (10) および (11) 式と z_E の式とをかき直すと,

$$\eta_{N0} = \frac{\left[\frac{w/a}{\cos b\xi - e^{b\xi}} (\sin b\xi - \cos b\xi) + e^{-b\xi} (\cos b\xi + \sin b\xi) \right] + wc_0/k [(\sin b\xi + \cos b\xi - e^{b\xi})^2 - (\sin b\xi - \cos b\xi + e^{-b\xi})^2]}{2[e^{b\xi}(\cos b\xi + \sin b\xi) + e^{-b\xi}(\sin b\xi - \cos b\xi)]} \quad (20)$$

$$\tan \alpha = \frac{(2/ba) \sin b\xi (e^{-b\xi} - e^{b\xi}) + bwc_0/k [2 + 4 \sin^2 b\xi - (e^{2b\xi} + e^{-2b\xi})]}{2[e^{b\xi}(\cos b\xi + \sin b\xi) + e^{-b\xi}(\sin b\xi - \cos b\xi)]} \quad (21)$$

$$z_E = wc_0 \tan \alpha \left\{ \frac{b^3(e^{b\xi} - e^{-b\xi} + 2 \sin b\xi)^2 + [2\sqrt{2}k/(3ac_0)][2 - \cos b\xi(e^{b\xi} + e^{-b\xi})]}{18[e^{b\xi}(\cos b\xi + \sin b\xi) + e^{-b\xi}(\sin b\xi - \cos b\xi)]} + \left(\frac{2}{3}\right)^{3/4} \frac{b^3}{6} \right\} \quad (22)$$

外径減少率 $R_A/R_E = d$ とおくと (12) 式より

$$\eta_N = (w+1/2)(1-d) - (a+1/2)(1-\cos \theta) \quad (23)$$

入口の変形量および補正応力は, ダイスの形状, 管の寸法, 外径減少率等が定まれば, (20)~(23)式から求められる. 同じ材料の管について, 幾何学的に相似な引抜きを行えば, 入口の変形も相似になり, かつ補正応力は等しくなる.

(20)~(23) 式を用い, w, a, b および d 等を実用の範囲内で変化させ η_{N0} および α を計算し, また円すいダイスについて $z_E/c_0 \tan(\alpha_D + \delta)$ を計算し, その結果を第 4~6 図に示した.

第 4 図は円すいダイスにおける η_{N0} と α_D との関係を示し, $c_0/k = 1/5.5$ にとってある. この図からみると, 円すいダイスにおいては, ダイス半角 α_D の大きいほど, また薄肉の管におけるほど (w の大きいほど) 入口における変形は大きくなる.

第 5 図は, 円すいダイスにおける $z_E/c_0 \tan(\alpha_D + \delta)$ と α_D との関係を示すもので, $c_0/k = 1/5.5$ にとってある. $z_E/c_0 \tan(\alpha_D + \delta)$ はダイス半角 α_D の小さいうちはやや急激に増加し, α_D がある値以上になるとほ

ぼ直線的にかつゆるやかに増加する. 補正応力はこの値 $[z_E/c_0 \tan(\alpha_D + \delta)]$ に $c_0 \tan(\alpha_D + \delta)$ をかけたものであるから, 後の第 8 図に示すように α_D とともにかなり急激に増加する.

第 6 図は円弧断面ダイスの円弧半径と接触の始まる

第 5 図 円すいダイスにおけるダイス半角 α_D と入口の圧力 $z_E/c_0 \tan(\alpha + \delta)$

第 4 図 円すいダイスにおけるダイス半角 α_D と変位 η_{N0}

第 6 図 円弧断面ダイスにおける曲率係数 $a = T/\rho_D$ と接触開始角 α

部分の傾き角との関係を示し、 $c_0/k=1/5.5$ にとってある。円弧半径が大きいほど(a が大きいほど)、厚肉の管におけるほど(w の小さいほど)、また減面率の小さいほど(d が大きいほど) α は小さい。 a が小さい範囲では、 a の変化に対して α は急な変化を示すが、 a が大きくなると α の変化は緩徐になり、一定値に近づくようにみえる。ただし $a=40$ 近辺ではごくゆるやかではあるが、 α は減少している。 w および d を変化させたときの α 対 a の曲線は互にほとんど平行しているので、肉厚および減面率は似た影響を与えると考えられる。

5. 実験および結果の考察

計算結果と比較するため軟鋼管を用いて実験した。直接測定できる量は η_{N0} だけであるが、円すいダイスにおいてはダイス入口の摩耗が比較的少く、ダイスと管との接触が始まる点を定めるのが難しい。また α_B は直接にも間接にも測定できない。また実用管材を用いたことによる試験片相互間および 1 個の試験片の各部の寸法の変動、多少の差はあっても必ず生ずる管軸とダイス軸との不一致など、この実験には種々の困難が伴っていたので、実験結果および計算結果の程度と傾向とが一致することで満足せざるを得なかった。

円すいダイスについて押込実験を、また円弧断面ダイスについて引抜実験を行った。

前述の計算においては、ダイスと接触している部分の管は入口の変形に対して接触の始まる点の曲率半径を定める以外の影響を与えないとし、また入口の変形はその各部分のひずみ径路により影響されないとしている。第 7 図 (a) に示す円すいダイスへの押込みについて考えると、軸方向の圧縮力を除けば前述の計算があてはまる。逆にこのようなものとして入口の変形を計算したのである。押込みの圧縮力が管内に一樣分布するとしたときの軸方向圧縮応力は、この実験においてはダイス半角 30° のとき約 8 kg/mm^2 になり、実用ダイスの半角 15° 近辺ではかなり低い値になっている。この圧縮応力により入口の変形がどのような影響を受けるかわからないが、実験結果についてみると前述した原因等による変動の方が大きいと思われる。押込実験において、さらに問題になることは、試験片の端部がダイス半角と等しい角度まで曲り、かつ軸断面の曲率が 0 になる段階、すなわち前述の計算に適應する段階を定めることである。押込荷重と押込変位量との関係を図示すると、第 7 図 (b) のように荷重-変位曲線は 3 部分に分けられ、最初の急傾斜をなす直線部分は弾性変形のみ生じている段階に、つぎの緩傾斜

(a) 押込実験要図

Δ : 押込荷重

α_D : ダイス半角

(b) 押込実験の荷重と変位曲線

(c) 押込試験片のプロフィルの例

ダイス半角 $\alpha_D=7^\circ$

第 7 図 押込実験

の直線部分は塑性曲げ変形が進行している段階に、また最後のやや急な傾斜を示す部分は曲げ変形を完了した試験片の部分が押込みの進行につれてダイス壁と接触しつつその径を減少して行く段階に相当していると思われる。したがって求める段階は、第 2 段から第 3 段にうつる点に相当することになり、第 7 図 (b) の B 点の荷重 Δ をとり、これを試験片の断面積で除したものを α_B と比較した。 η_{N0} は押込後の試験片の外表面の形状を求め[第 7 図 (c) 参照]、これから求めた。実験結果は第 1 表にまとめ、それぞれ第 4 図および第 8 図中に示した。なお第 4 図には岡本氏の実験結果⁽⁴⁾も示してある。

断面の円弧半径および出口径の異なる数個の円弧断面ダイスを用いて同一寸法の鋼管の引抜実験を行った。引抜き後のダイスの内面を調べると、前述したように環状摩耗こんが生じている。この環の半径をプロフィールメータにより求め、これと原管半径とから η_{N0} を求めた。ダイス断面形状の記録例を第9図に示す。測定結果は第2表にまとめ、また第6図中に示した。

第4図の考察 押込実験における w は約 13.5 になるので、実験点は $w=10$ および 15 の曲線の間にはいるべきであるが、前述した実験の難点と、さらに各試験片により異なる可能性の多い c_0 の値(計算には $c_0=26 \text{ kg/mm}^2$ を用いた)等を考えれば、計算値と実験結果とは傾向においても数値においてもある程度の一致は得られたとみられる。岡本氏の実験結果は押込実験の結果にくらべると、計算値とさらによい一致を示している。これは押込実験における軸方向圧縮力の影響によるものかも知れない。なお両実験結果とも α_D の小さい方で計算値からのずれが大きいことは η_{N0} の測定誤差が相対的に大きくなることによるものと思われる。

第6図の考察 実験結果と計算値とは傾向がよく一致しているが、数値的にみるとより薄肉の管を用いたか、減面率が図に記入したよりも小さな引抜きを行ったようにみえる。旧 JES 一般用鋼管の肉厚の許容

差は厚さ 3.5 mm 以下に対して $\pm 0.4 \text{ mm}$ と定められており、実用管材を用いたこの実験では w はかなり変動することもあり、おそらくこの理由により数値的な差が生じたものと思われる。

第8図の考察 α_D の小さい範囲でかなりのばらつきがあるが、実験値と計算値とは数値的にも傾向的にもある程度一致しているとみられる。ばらつきの大きいのは、試験片を焼なまし後うすいスケールのついたまま用いたため、摩擦状態がスケールのはく落およびそれらの摩擦面間への介在等によりかなり変動したことによると思われる。

以上実験結果と計算値とを比較したが、第4図および第6図から、両者は実験の精度を考えればかなりよく一致しているといえ、入口の変形を前述の計算式によって求めてもさしつかえないようにみられる。同様に第8図の比較から、入口の補正応力を容易に行い得る押込実験により定められるといえる。

第1表 押込実験結果

ダイス半角 α_D°	入口変位量 $\eta_{N0} \text{ mm}$	η_{N0}	押込荷重 $\Delta \text{ kg}$	(押込荷重/ 管断面積) 降伏応力
4.5	0.22	0.18	240	0.08
7	0.19	0.16	340	0.12
9	0.25	0.21	370	0.13
14.5	0.52	0.43	535	0.18
17	0.50	0.41	610	0.21
20	0.67	0.56	610	0.21
25	0.88	0.73	770	0.26
30	1.08	0.90	1060	0.35

試験片 { 外径 31.8 mm, 肉厚 1.2 mm, 長さ 約 60 mm
降伏応力 26 kg/mm^2

第2表 円弧ダイス引抜実験結果

外径減少率 $d = \text{ダイス出口半径 } R_A / \text{原管外径 } R_E$	ダイス曲率係数 $\alpha = \text{曲率半径 } \rho / \text{管肉厚}$	接触開始半径 $R_E' \text{ mm}$	接 触 角 α°
0.79	11.0	14.67	33°15'
	12.3	15.11	34°40'
	16.0	15.11	31°15'
	17.7	15.30	29°45'
	21.0	15.63	28°50'
	26.7	15.17	23°35'
0.85	8.3	14.95	31°15'
	12.2	15.21	28°00'
	17.8	15.90	27°25'
	18.9	15.90	26°35'
	24.5	15.90	23°20'
0.91	12.3	15.35	19°30'
	11.6	15.35	20°30'
	16.7	15.60	19°05'
	18.9	15.44	16°35'

引抜試験片寸法 $31.8\phi \times 1.2$
全引抜長さ(3本) 1.20 mm
使用ダイス: 工具鋼製
引 抜 速 度: 9 m/mn
減 摩 剤: 市販伸管油水溶液

第8図 円すいダイスにおけるダイス半角 α_D と入口の補正項 Z_E/c_0

R_E : 原管半径
 R_E' : 摩耗部半径
 R_A : ダイス出口半径

第9図 引抜き後の円弧断面ダイスのプロフィール

6. ま と め

伸管ダイスの入口における管の塑性変形をいくつかの仮定を用いて計算し、実験結果と比較した。計算値と実験結果とは実験に伴う困難さを考えるとかなりよく一致した。

引抜条件等のダイス入口の管の変形に与える影響は第4図および第6図からわかる。条件によっては、全減面のかかなりのパーセントが管とダイスとが接触しないまえに行われ、このためダイス入口部が著しく摩耗する。伸管ダイスの形状の選定においては特にこの点

に留意し、ダイス入口部に過大な負担がかからぬようにせねばならぬ。

最後に、種々御指導をいただいた東京大学菊池教授、実験結果の引用を許された住友金属岡本氏に厚く御礼申し上げます。なお、この研究の費用の一部は、文部省科学試験研究費によりまかなわれたことを附記する。

文 献

- (1) 矢沢, 佐藤, 機械試験所報, 9, 4(昭 30), 141.
- (2) 岡本, 住友金属, 6, 2(昭 29), 85 および 8, 1(昭 31), 1.
- (3) ティモシエンコ(片山, 北畠訳), 材料力学(コロナ社), 336.
- (4) 岡本, 住友金属, 6, 2(昭 29), 92.

621.992.7:621.771.198

平形ダイス式ねじ転造盤における転造圧力について*

吉 本 勇**

On the Force Acting Normal to the Die Surface in Rolling a Thread by the Flat Die Type Machine

by Isamu YOSHIMOTO

In this report the force acting normal to the die surface in rolling a thread by the flat die type machine was calculated according to YAMAMOTO's theory on the thread rolling force, and the results of calculation were compared with REICHEL's experiment.

YAMAMOTO derived the general equation on the thread rolling force according to his own theory. The solutions of this equation for the case of the oil pressure type machine, in which the screw stock is revolved over 10 times until the thread is formed completely, coincide to his experimental results. But his equation must be modified somewhat in the case of the flat die type machine, in which the screw stock is revolved 5 to 6 times at most. After this modification, the equation was solved for the same example as REICHEL's experiment.

This solution was found out to be a good approximation to REICHEL's experimental results.

1. 緒 言

ねじ転造盤のうちで平形ダイス式のものは最も古くから使用され、現在でも最も広く使用されている。生産速度もプラネタリー式のようなごく特殊のものを除いては最も高く、転造されたねじの精度も従来は丸形ダイス式のものに劣るといわれていたが、平形ダイス研削の技術が進歩して研削された平形ダイスを使えば規格最高級のねじを生産することもさほど困難でないようになってきた。第1図に平形ダイス式ねじ転造盤の作動原理を示す。一對の長方形の転造ダイスを用い、

ねじ条をもった面を向き合わせとし、一方が機体に固定され、他方がそれに対して往復運動している。(1)運動側ダイスがストロークの一端に達したときにねじ素材がそう入され、(2)進行行程中素材が両ダイス間にはさまれて転造作用をうけ、(3)ストロークの他端近くに達したとき製品として放出される。

ねじ転造はダイスを素材におしつけこれをころがしてねじ山を塑性変形により作り出す加工法である。このダイスを素材におしつける力を転造圧力とよぶ。転造圧力は転造盤の設計というような実用的な面からだけでなく転造の過程などを知る上に大切な手がかりとなるものである。平形ダイス式ねじ転造盤における転造圧力に関しては Reichel⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾, Selmann⁽⁴⁾ の研究がある。Reichel は $1\frac{1}{4}$ in のウィットねじを各種の

* 昭和 33 年 10 月 28 日 東京秋期講演大会において講演、原稿受付 昭和 33 年 11 月 12 日。

** 正員、東京工業大学精密工学研究所(東京都目黒区大岡山 1)。