

論 文

UDC 621.771.25.074

形鋼圧延における孔型形状係数について*

平 松 洋 之**

Shape Factor of Calibers in Rolling of Structural Sections

Hiroyuki HIRAMATSU

Synopsis:

A new equivalent rectangle method has been developed and the factor depending on shape of sections has been determined in caliber rolling of structural sections. To confirm the correctness of this method, the calculated results of ratio of torque/force in various calibers have been compared with those obtained from measurements of roll force and power. It may be applied with sufficient accuracy for calculation of roll force and power. For a condition of the practical hot rolling, the following values appear to give the best results: average coefficient of friction $\mu=0.15$, average angle of friction $\cos\phi=0.65$, efficiency of deformation $\eta=0.35$, average lever arm ratio $\lambda_0=0.37$.

(Received Feb. 9, 1971)

1. ま え が き

近年、線材や形材の圧延に関する研究は、数多く行なわれているが¹⁾、その多くは簡単化したモデルによつて行なわれているにすぎない。また、数多くの複雑な影響因子のある実際作業の圧延においては、圧延荷重や動力を精度良くあらわすことはむずかしく、古くから多くの研究が行なわれ、今日では一応完成された感のある板圧延と比較する意味で、三次元圧延である形鋼圧延において、孔型の形状因子を加味した孔型形状係数を導入することは、もつとも効果的な方法である。

現状のプレート、ホットストリップなどの熱間圧延では、より精度をあげるための問題点は圧延温度の把握が困難であるということであり、圧延荷重から逆算する方法がしばしば用いられる。形鋼圧延でも、事情はさらに厳しく、形状が複雑であるため断面内で温度分布があることなど容易ではない²⁾。さらに三次元圧延であるための材料の変形特性の把握が現状では困難である。形鋼圧延では、以上のごとく、2つの問題があり、形鋼圧延の解析が困難をきわめている理由である。そこで孔型形状係数を導入することによつて、不確かなもう1つの要因の温度を逆算することができるものと考えられる。

このように孔型形状係数は重要であり、精度のよいものであることが必要である。従来、孔型を Siebel 法により、板圧延に換算することにより、形状補正係数を導入した例もあるが³⁾、形状補正係数の持つ意味について

は検討がほとんど行なわれていない。

ここでは、孔型形状から形状係数を導き、実際作業の圧延荷重および動力によつてそれを検討した。

2. 孔型形状係数

板圧延荷重計算式については多くの研究があり、一般に次式であらわされる。

$$P_0 = 1.15 K_{fm} F_{c_0} Q_p \\ = 1.15 K_{fm} b_0 l_{c_0} Q_p \dots\dots\dots (1)$$

ここで P_0 : 圧延荷重, F_{c_0} : 接触投影面積, l_{c_0} : 接触投影長さ, b_0 : 材料幅, Q_p : 圧下力関数, K_{fm} : 平均変形抵抗である。孔型圧延の場合には、幅方向にロール径が異なるので Siebel 法により平均化することがよく行なわれる。Siebel 法では圧延前後の断面積を、孔型の幅で除したものを、おのおの H_1, H_2 とし以下板圧延と同様にして、接触投影長さを求め、ロール半径については $(R_p - H_2/2)$ を用いる。ここで R_p はロールのピッチ半径をあらわす。しかし、このままで (1) 式によつて荷重を計算することは危険で、上下ロール径差、圧下率の分布、間接的な圧下、幅広がりに対する束縛、複雑な温度分布等を持つ孔型圧延の変形特性を加味するために、なんらかの係数が必要であり、中島らは孔型補正係数を導入した³⁾。しかし Siebel 法で求めた孔型のロール径お

* 昭和45年10月本会講演大会にて発表
昭和46年2月9日受付

** 新日本製鉄(株)八幡製鉄所

よび材料厚さによると、山形や溝形の孔型から容易にわかることであるが、実際の上下ロール間の板厚よりは厚く見積ることになる。したがって変形抵抗や圧下力関数の値は、実際のものとは、かなりかけはなれたものになるはずである。さらに、平均変形抵抗算出のための孔型断面の平均温度の推定が困難であり、そのために孔型補正係数の値を精度よく得るのは困難である。

中島らは、山形鋼で幅方向の拘束を考慮した束縛係数 ($\sqrt{l_c/b}$: 断面中心線の長さ/最大幅の平方根) を導入した。また、豊島らは孔型の形状による束縛率 (L/\sqrt{A} : 孔型の断面周長の半分/断面積の平方根) を提案した⁵⁾。しかしすべての品種について適用できるというわけではないようである。

実用的な孔型形状係数は、孔型の形状によつて決定されるものでなくてはならない。また、すべての品種について適用できるものであることが必要である。これらの観点から、新しい孔型形状係数を導入する。

前述の平均変形抵抗 K_{fm} や圧下力関数 Q_p の誤差を少しでも小さくするために、圧延前後の断面積を孔型の中心線長 l_c で除して平均厚さをそれぞれ H_1 , H_2 とし、ロール半径は $(R_p - H_2/2)$ とする。孔型がロール軸に対して勾配を持つ場合には、材料の表面層は表面の摩擦力の影響により、幅方向にせん断変形を受ける。しかし上下ロールそれぞれについては、その摩擦力の方向は反対方向であり、平均的には打ち消されるものと考えられる。そこで、上下ロール間の材料は、板圧延においてよく適用されるように、平面ひずみ状態と考える (Fig. 1)。

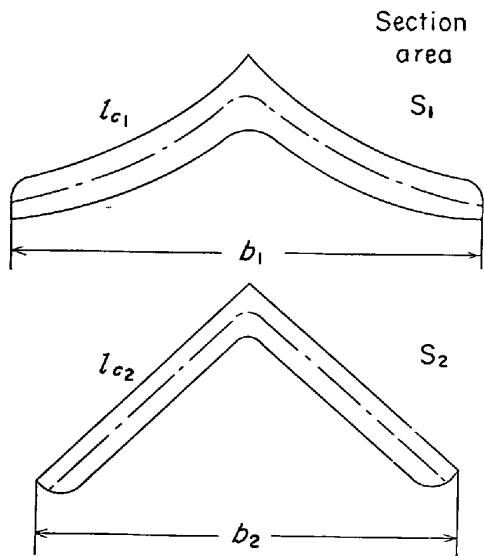


Fig. 1. Determination of mean height by new equivalent rectangle method.
($H_1 = S_1/l_{c2}$, $H_2 = S_2/l_{c2}$)

$$H_1 = S_1/l_{c2} \dots\dots\dots (2)$$

$$H_2 = S_2/l_{c2} \dots\dots\dots (3)$$

(2) 式で中心線長を l_{c2} にとつたのは、孔型で圧下が行なわれる前に材料が変形して l_{c1} が l_{c2} になると考えたからである。したがって、接触投影面積は次式であらわされる。

$$F_d = l_{c2} \sqrt{R(H_1 - H_2)} \dots\dots\dots (4)$$

この式で示される接触投影面積は、孔型の種類によつては、その孔型の真の接触投影面積とは、必ずしも一致しないであろう。孔型形状係数は上のような板換算により、求められた接触投影面積の真の接触投影面積に換算するための係数でもある。

これら (2), (3), (4) 式を使つて (1) 式から圧延荷重を計算するわけであるが、このように、板に換算して計算した平均変形抵抗 K_{fm} ⁶⁾, 圧下力関数 Q_p ⁷⁾ は実際にかなり近い値であると考えられるので、これらの換算誤差は無視できるものとする。

したがって (2), (3), (4) 式を (1) 式に代入して圧延荷重を求める場合は、一般に孔型の中心線がロール軸に平行でないために、これらの形状を考慮した孔型形状係数 F を導入する必要がある。すなわち、

$$P = 1.15 K_{fm} F_d Q_p F \dots\dots\dots (5)$$

Fig. 2 で A 部のような孔型の dead 部では普通入口側の材料は孔型に対して長さが長く、しかも幅は狭い。このような部分では直接圧下が行なわれ、孔型の中心線長で平均板厚を算出する (2), (3) 式では誤差を生じ、特別の考慮が必要である。すなわち dead 部の中心線長を逆に材料厚と考えたほうが実際に近いものと考えられる。また B 部のような孔型の live 部では、上下ロール

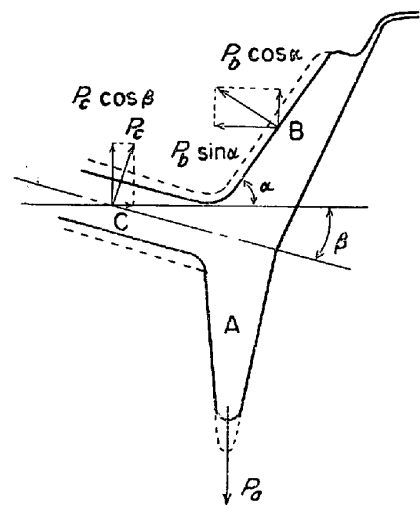


Fig. 2. Components of roll force in parts of section by splitting the section area into elements A, B and C.

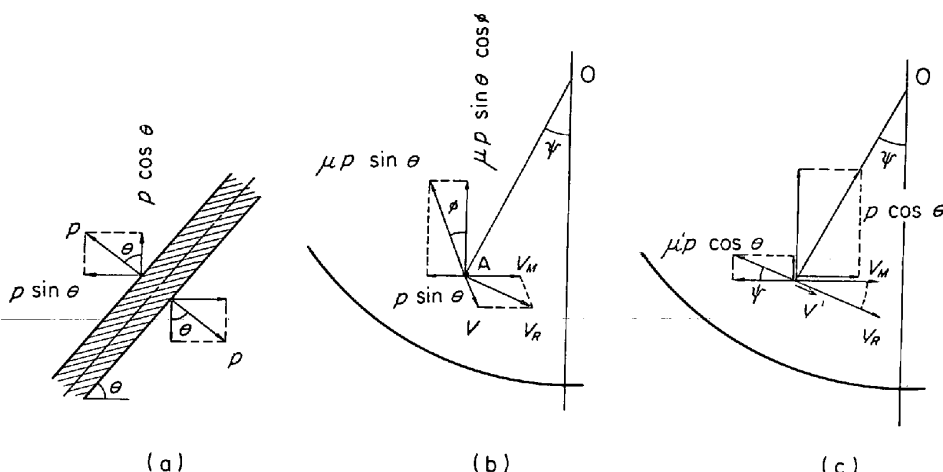


Fig. 3. Roll force and surface frictional force in arc of contact. (entry side of neutral point)

によつて grinding 作用が加わる。このような部分では (2), (3) 式の適用が可能である。Fig. 2 で孔型を A, B, C の 3 部分に分割しているが, (2), (3) 式を使つて平均板厚 H_1, H_2 および平均ロール径 R を算出すれば, おのおのの荷重を求めることができる。これらの部分は, ロール軸に対して傾斜しており。 P_b, P_c の垂直成分および水平成分を考慮する必要がある。簡単のために B および C 部を分割せずに, 全体の平均勾配を求めれば孔型全体をまとめて示す方が実用的である。ただし, A 部は dead 部のため, 前述のように別に考慮する必要がある。

簡単のために, Fig. 3 に示すようにロール軸に対して傾斜した板 (勾配 θ) を圧延する場合を考える。Fig. 3 (a) で板に垂直な接触弧上の任意の点 (中心角 ψ) における単位面積あたりの応力を p とすると, その垂直成分および水平成分はそれぞれ $p \cos \theta, p \sin \theta$ であらわされる。このように傾斜した部分では $p \sin \theta$ は Grinding 作用により摩擦応力を生じる。 $p \sin \theta$ は Fig. 3 (b) の A 点において紙面に垂直に作用する。中立角よりも大きな中心角 ψ における点 (入口側) の材料の速度を V_M , ロール周速度を V_R とすれば, 摩擦応力は相対速度 V の反対方向に生じ, そのときの摩擦係数を μ とおけば $\mu p \sin \theta$ であらわされる。この摩擦応力の垂直方向からの角度を ϕ とすれば, その垂直方向成分は $\mu p \sin \theta \cos \phi$ となる。ここで μ および ϕ は V_M, V_R などにより接触弧上で変化し, 中立点の前後で正負の符号が変わる。同様に, Fig. 3 (c) では p の垂直成分 $p \cos \theta$ による摩擦応力は上述のように相対速度の反対方向に生じ, その垂直成分は $\mu' p \cos \theta \sin \psi$ で示され, また水平成分は $\mu' p \cos \theta \cos \psi$ で, したがつて水平成分は $(\mu' p \cos \theta \cos \psi - p \cos \theta \sin \psi)$ で示される。しかし一般に ψ は小さな値であり, $\sin \psi \approx 0$ と近似すれば

$p \cos \theta$ の摩擦応力の垂直成分は無視しても, 全体としては, 大きな誤りはないように考えられる。同様に水平成分は $\mu' p \cos \theta \cos \psi$ のみを考えておけばよいものと思われる。ロール出口側についても同様にあらわすことができるが, 摩擦応力の水平成分は中立点前後で方向が逆転する。これらをまとめて Table 1 に示す。ここで μ と μ' を区別したが, 同じ条件のもとで, 単純なモデル計算を行なつた結果はほぼひとしいことがわかつた。あとで述べるように, 簡単のために μ および ϕ を一定の平均値を使用し, 接触弧上の p の圧力分布 $p(\psi)$ を入口から出口にかけて積分すれば P_0 であらわされるものとする。Fig. 4 (a), (b) の孔型の底ではロール軸に対して勾配をもたないから ($\theta=0$), 垂直方向の摩擦応力 $\mu p \sin \theta \cos \phi$ は生じない。摩擦応力はロール軸に対して傾斜した部分にのみ生じることはあきらかである。

Fig. 4 に孔型のロール軸に対する平均勾配算出法を示す。同一高さで, 傾斜した勾配のことなる板圧延においては, Fig. 3 (a) の単位高さの $p \sin \theta$ は勾配に無関係にひとしい。すなわち, 摩擦応力は孔型の高さ (Fig. 4 の a に相当する) のみによつて決定され勾配に無関係となる。まったく同様に, Fig. 3 (a) の垂直成分の応

Table 1. Vertical and horizontal components of roll force and frictional force.

(μ, μ' and ϕ are positive for entry side and negative for exit side.)

Fig. 3	Vertical Component	Horizontal Component
(b)	$ \mu p \sin \theta \cos \phi$	$\mu p \sin \theta \sin \phi$
(c)	$p \cos \theta \cos \psi,$ $ \mu' p \cos \theta \sin \psi$	$p \cos \theta \sin \psi,$ $\mu' p \cos \theta \cos \psi$

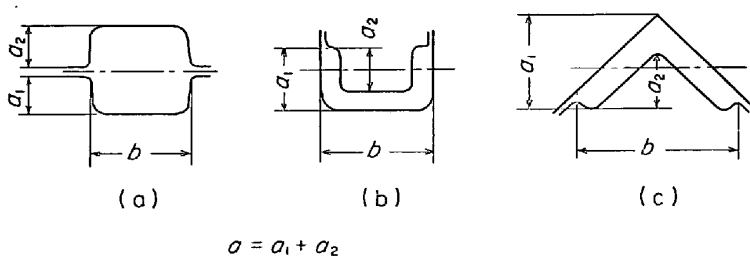


Fig. 4. Determination of average slope from horizontal in various calibers.

力の和についても勾配には無関係に幅 (Fig. 4 の b に相当する) のみによつて決定される. Fig. 4 (c) での平均勾配は容易にわかるように, (6), (7) 式で示すことができる.

$$\cos \theta = \frac{b}{\sqrt{a^2 + b^2}} \dots\dots\dots (6)$$

$$\sin \theta = \frac{a}{\sqrt{a^2 + b^2}} \dots\dots\dots (7)$$

ここで, θ は孔型全体のロール軸に対する平均勾配である. これらの式は前述のように, 垂直成分, 水平成分の応力はそれぞれ b, a のみによつて決定されるために, Fig. 4 の (a) や (b) の孔型においても有効で, θ を孔型全体の平均勾配とすることができる. たとえば, 板圧延においては, $a=0$ であるために, (6), (7) 式より $\theta=0$ となる. ここで, (6), (7) 式による平均勾配はロールと材料のすべての接触面における単位面積あたりの応力がひとしいと仮定することによつて得られたもので, Fig. 4 の (a) で示されるような孔型の側壁の束縛の程度によつては, (6), (7) 式は誤差をともなう. もつとも, 出口点における孔型の勾配でもつて, 接触弧上の全体の孔型の勾配をあらわすのは根拠があるわけではないが, 孔型の形状をあらわす簡単な目安になると思われる.

また, 孔型全体の平均板厚, H_1, H_2 を (2), (3) 式を使つて計算すれば, 全荷重は, 次式のごとくあらわすことができる.

$$P = P_0 \frac{b}{\sqrt{a^2 + b^2}} + \mu P_0 \cos \phi \frac{a}{\sqrt{a^2 + b^2}} \dots\dots (8)$$

ここで, ϕ は摩擦力の垂直方向からの角度, P_0 は上述の手続きで (1) 式より求めた板に垂直な圧延圧力である. (8) 式の第 1 項は P_0 の垂直成分, ($\cos \psi$ がかかるが, 後述のように 1 とおける), また第 2 項は P_0 の摩擦力の垂直成分を示す. これは Fig. 3 (b) で示される. したがつて (8) 式からわかるように孔型形状係数 F は次式であらわされる.

$$F = \frac{b}{\sqrt{a^2 + b^2}} + \mu \cos \phi \frac{a}{\sqrt{a^2 + b^2}} \dots\dots\dots (9)$$

つぎに, 実験的に孔型形状係数を算出する方法を示す. 孔型圧延においては, 材料の断面でかなりの温度分布があり, 平均変形抵抗を求めるための圧延温度の推定が困難であり, 誤差を伴いやすい. したがつて孔型形状係数は圧延温度の影響をあまり受けない方法で求める必要がある.

板の圧延に要するトルク G_0 は, 接触面上の点に作用する応力の垂直成分の和を P_0 , 水平成分の和を Q_0 とすれば次式であらわされる.

$$\frac{G_0}{2} = P_0 x_0 + Q_0 y_0 \dots\dots\dots (10)$$

ここで, x_0 および y_0 は Fig. 5 で示すような, 接触面上の代表点に対する長さである. 孔型圧延においても, 同様に次式であらわされるものとする.

$$\frac{G}{2} = P_x + Q_y \dots\dots\dots (11)$$

(10) 式の x_0 は接触投影長さ l_{d0} に比例するものであり, 比例定数 (トルクアーム係数) を λ_0 とすると, (10) 式はつぎのように書き換えることができる.

$$\frac{G_0}{2 P_0} = \lambda_0 l_{d0} + \frac{Q_0}{P_0} R_0 \dots\dots\dots (12)$$

ここで y_0 はロール半径 R_0 とほぼ等しいものとして, そのまま代入している. また孔型圧延における (11) 式の x は, (4) 式で示される接触投影面積 F_d を孔型全幅 b で除した接触投影長さ l_d に比例定数 λ をかけたものであらわされ, (11) 式は次式で示される.

$$\frac{G}{2 P} = \lambda l_d + \frac{Q}{P} R \dots\dots\dots (13)$$

$$l_d = \frac{F_d}{b_2} \dots\dots\dots (14)$$

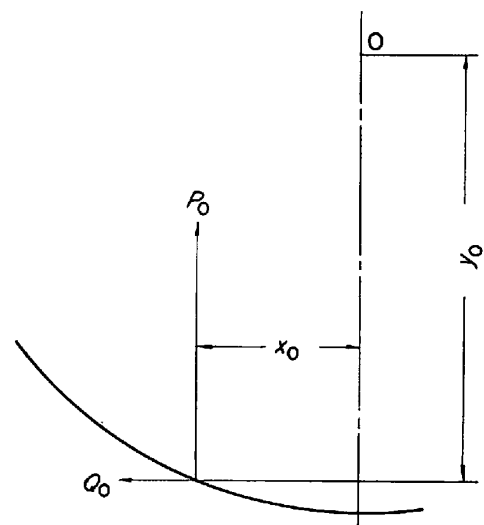


Fig. 5. Illustration of roll torque.

孔型の平均接触投影長さ l_d は Fig. 1 のように孔型を板に換算することによつて求めたものであるから、

$$\frac{G}{2P} = \lambda_0 \left(\frac{\lambda}{\lambda_0} \right) l_d + \frac{Q}{P} R \dots\dots\dots (15)$$

見方を変えれば、孔型形状係数は板換算により、求められた F_d の真の接触投影面積に換算するための係数でもあるので、孔型の板換算によつて求めた接触投影長さの補正係数 $F (= \lambda/\lambda_0)$ が求まる。

そこで (1) 式に補正した接触投影長さを代入すると、

$$\begin{aligned} P &= 1.15 K_{fm} b_2 F l_d Q_p \\ &= P_0 F \dots\dots\dots (16) \end{aligned}$$

この F は (8) 式から明らかなように (9) 式で示した、 F と一致するものである。

孔型形状係数のうち、 $a/\sqrt{a^2+b^2}$ および $b/\sqrt{a^2+b^2}$ は孔型の形状により容易に決定できるものであるが、外部摩擦係数 μ および摩擦応力の垂直からの方向 ϕ は正確にはつかみ難いものである。しかし、外部摩擦係数は圧延温度、ロールと材料の相対速度などによつて入口側から出口側へかけて変化するもので、また摩擦応力の方向も同様に変化し、厳密な値を得るのは困難であるから平均値を使用することにする。

3. 孔型形状係数の実験的検討

3.1 実験方法

実際作用の圧延において、孔型の中心線長を基準にとり、板圧延に換算して求めた接触投影長さとトルクアームとの関係から孔型形状係数を検討した。Fig. 6 に等辺等厚山形鋼の各孔型について圧延動力と圧延荷重の関係を示す。圧延動力と圧延荷重は、実測範囲内ではほぼ比例すると考えてよい。この様相は、他の品種についても同様である。したがつて (13) 式の $G/2P$ は各品種、各孔型でそれぞれほぼ一定値となる。このトルクアーム $G/2P$ は圧延温度の影響をあまり受けない特徴がある。トルクは実測電動機動力から次式により求めることができる。

$$G_{\text{meas.}} = 0.975 \frac{KW}{N} \dots\dots\dots (17)$$

ここで KW は電動機動力、 N は回転数をあらわす。 N は各孔型でそれぞれ一定で、孔型 3 では 89.6 rpm、孔型 1, 2 では 101.1 rpm である。

圧延に要するトルク G_r は次式で示される。

$$G_r = G_{\text{roll}} + G_{fr} \dots\dots\dots (18)$$

ここで G_{roll} 、 G_{fr} はそれぞれ圧延トルクとベアリングの摩擦力によるトルクである。また、上下 2 本のロールの 4 つのベアリングに働く摩擦力は、おのおの $\mu_B (P/2) \cdot (d/2)$ であるから、摩擦力によるトルクは次式で示され

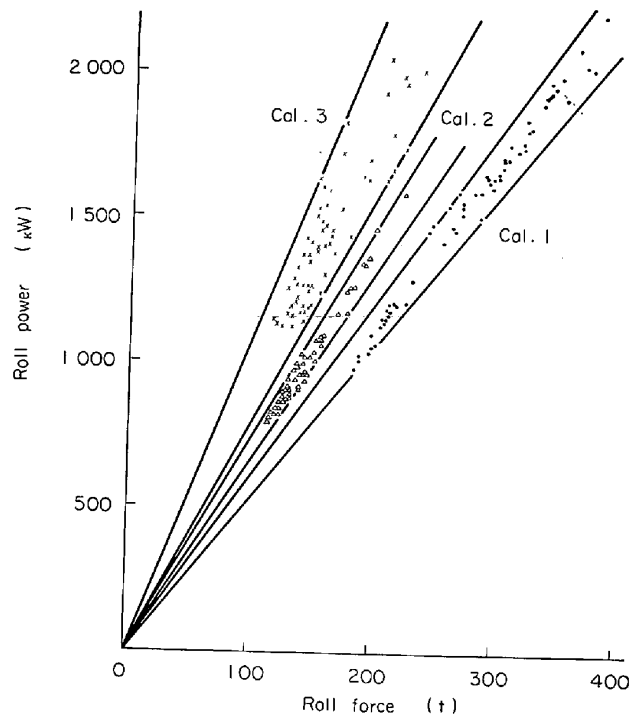


Fig. 6. Relation between roll power force in different calibers of equal angle 150 x 150 x 10.

る。

$$G_{fr} = P \mu_B d \dots\dots\dots (19)$$

ここで μ_B はロールベアリングの摩擦係数で樹脂メタルでは 0.004~0.008 といわれている⁸⁾。また d はジャーナルの直径である。

圧延動力から (17) 式を用いて換算したトルク $G_{\text{meas.}}$ はベアリングの摩擦力も含むものであるが、それは荷重 P に比例するものであるから、 G_{roll} も圧延荷重に比例することがわかる。 G_{roll} は (11) 式の G であらわされ、さらに、(11) 式の P および Q は Table 1 であらわされる。したがつて、水平方向成分の応力の和 Q は、垂直方向成分の応力の和 P に一応比例すると考えられる。そこで、実測の圧延動力と圧延荷重はほぼ比例するが、圧延動力の内訳のうち、孔型圧延においては、水平方向成分の応力の和 Q は、かなりの寄与を占めるものと思われる。(17) 式により求めたトルク $G_{\text{meas.}}$ は G_r と比較すれば効率 η だけ異なる。

$$G_r = G_{\text{meas.}} \cdot \eta \dots\dots\dots (20)$$

したがつて

$$G_{\text{meas.}} \cdot \eta = 2 P l_d \lambda_0 F + P \mu_B d \dots\dots\dots (21)$$

つぎに、 η と μ_B を作図より求めるために (21) 式を変形する。

$$\frac{G_{\text{meas.}}}{2P} = \frac{l_d \lambda_0 F}{\eta} + \frac{\mu_B d}{2\eta} \dots\dots\dots (22)$$

そこで (22) 式を応用するために、接触投影長さ l_d を次のようにして求めた。仕上げ孔型通過後の製品は、ほぼ孔型 1 の設計隙できまり、製品の厚みあるいは断面積は設計値と等しくとつた。実際その誤差は数%もない。次に各孔型での圧延前後の長さの測定値から断面積を求め、(2)、(3) 式を使つて圧延前後の材料厚を計算した。

3.2 結果および考察

Fig. 7 に (22) 式にしたがつて $G_{meas.}/2P$ と l_d の関係を示した。各品種の各孔型の $G_{meas.}/2P$ は l_d に対して一直線上に並ぶ。ただ、YSP U5 と YSP No 1 の孔型 1 において他のものと偏りがあるのは、この孔型では曲げ作用があり、それによる誤差であると思われる。すなわち嵌合部分の曲げ作用は、評価が困難であり無視していたが、トルク、荷重への寄与はかなり大きいものと考えられる。

この結果より (22) 式でわかるごとく孔型形状係数が各品種、各孔型で、おおよそ同値になることが予想される。ただ $G_{meas.}/2P$ は垂直成分だけでなく、水平成分も必ずしも無視できないものであり、また弾性復元、ロールフラットニングも生ずると思われるので、多少のばらつきは仕方がない。したがつて Fig. 7 より全孔型について次式が成立する。

$$\frac{\mu_B d}{2\eta} = 1.92 \dots \dots \dots (23)$$

$$\frac{\lambda_0 F}{\eta} = 1.025 \dots \dots \dots (24)$$

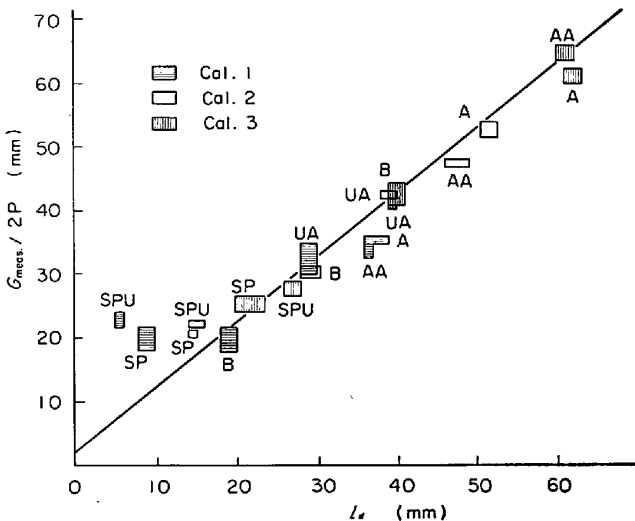


Fig. 7. Relation between measured lever arm $G_{meas.}/2P$ and projected arc of contact l_d : A-equal angle $150 \times 150 \times 10$, AA-equal angle $150 \times 150 \times 12$, B-bulb plate 250, UA-angle with unequal legs and thickness 200×90 , SP-sheet pile YSP No 1, SPU-sheet pile YSP U 5.

トルクアーム係数 λ_0 は NIKITIN らによつて発表されている¹⁰⁾。NIKITIN らの式を用いて、今回調査した全品種、全孔型について計算すると、 $0.35 \sim 0.44$ で平均値は 0.377 が得られた。プラスティシンの板圧延の結果は、 0.39 ⁹⁾ であつたので非常によい一致である。ここでは 0.37 を使用することにする。プラスティシン圧延においては孔型形状係数 F は、おおよそ $0.9 \sim 1.0$ の大きさであつた⁹⁾。そこで (24) 式において $\lambda_0 = 0.37$ とおき、 $F = 0.9$ および 1.0 の場合について効率 η を計算するとそれぞれ 32.5% 、 36.1% であつた。この値はかなり小さい。しかし、この値は垂直成分 P のみの全圧延所要動力に対する割合であるので、逆に水平成分 Q の寄与もかなり大きいことがわかる。A. GELEJI¹⁰⁾ は孔型圧延における所要動力として、変形に要する動力、孔型表面での摩擦損失およびジャーナルでの摩擦損失を考慮している。ここで述べている垂直成分 P および水平成分 Q に起因する動力は、それぞれ変形に要する動力、孔型表面での摩擦損失に相当するものと思われる。A. GELEJI によれば、孔型形状によつても変わると思われるが、孔型表面での摩擦損失は変形に要する動力の $35 \sim 40\%$ にも達する例を述べている。また、ここで得られた効率はボックス、ダイヤモンド、スクウェア孔型における圧延効率がトルクアーム係数を 0.5 としたとき、 $44 \sim 55\%$ となつた報告とくらべると低すぎる値ではないと思われる⁹⁾。

つぎに、(23) 式よりベアリングの摩擦係数 μ_B を計算すると、 $d = 400$ mm、 $\eta = 0.325 \sim 0.361$ において $\mu_B = 0.0031 \sim 0.0035$ が得られる。水を潤滑剤として使用した樹脂メタルの摩擦係数は $0.004 \sim 0.008$ といわれており、計算値とほぼ一致する。したがつて今回の計算では効率を 35% とする。いずれにしても Fig. 7 より計算して求めた効率、ベアリングの摩擦係数は予想を大きくはずれることはない。

つぎに全品種、全孔型について、ロールと材料の間の平均摩擦係数 μ を知るために、(22) 式から逆算によつて (9) 式の μ を求めたところ、全体として $0.15 \sim 0.2$ の値が得られた。 μ は各孔型において簡単のため同一の値をつかう。そこで $\mu = 0.15$ として (9) 式より孔型形状係数を各孔型について計算した。ここで $\cos f$ は簡単なモデルを用いて計算すると調査した範囲では、平均値として、ほぼ 0.65 をとるようである。計算結果は Table 2 に示す。孔型形状係数は玉板 250 では、その断面形状からわかるように、ほぼ板圧延に近く、 $F = 1.00$ となるが、等辺等厚山形鋼 150×150 および不等辺不等厚山形鋼 200×90 では、仕上げ孔型を除けば $F = 0.94$ 、

Table 2. Description of cross-sectional dimensions of calibers used in this experiment and results of calculated and measured lever arms.

Type of caliber	N O	Length of center line l_c (mm)	Mean Height H_m (mm)			Projected arc of contact l_d (mm)	$\frac{G_{meas.}}{2P}$ (mm)	Shape factor of caliber F	Calculated lever arm $\lambda F l_d$ (mm)	Measured lever arm $G_{meas} \eta / 2P - \mu_B d / 2$ (mm)
				b $\sqrt{a^2 + b^2}$	a $\sqrt{a^2 + b^2}$					
Unequal Angle 200×90	3	267.8	18.3	0.90	0.46	40	41	0.944	14.0	13.8
	2	276.0	13.4	0.86	0.51	39	42	0.910	13.1	14.1
	1	276.2	11.4	0.83	0.56	29	32	0.885	9.5	10.6
Equal Angle 150×150×10	2	280.0	23.8	0.90	0.44	62	61	0.943	21.6	20.8
	3	283.0	15.7	0.90	0.43	52	53	0.942	18.1	18.0
	1	286.0	11.7	0.73	0.69	37	36	0.797	10.9	12.0
Equal Angle 150×150×12	3	280.0	25.4	0.90	0.44	61	65	0.943	21.3	22.2
	2	283.0	17.6	0.90	0.43	48	47	0.942	16.7	15.9
	1	286.0	13.6	0.73	0.68	36	34	0.796	10.6	11.3
Bulb plate 250	3	271.0	19.2	0.98	0.22	40	42	1.001	14.8	14.1
	2	269.0	16.4	0.98	0.21	29	30	1.000	10.7	9.9
	1	271.0	14.5	0.98	0.18	19	20	0.998	7.0	6.4
Sheet Pile YSP No. 1	3	538.0	10.0	0.84	0.55	22	25	0.894	7.3	8.2
	2	400.0	8.8	0.93	0.37	15	20	0.966	5.4	6.4
	1	400.0	7.8	0.98	0.17	9	20	0.997	3.3	6.4
Sheet Pile YSP U 5	3	556.0	9.4	0.82	0.58	27	28	0.877	8.9	9.2
	2	409.0	8.3	0.93	0.37	15	22	0.966	5.4	7.1
	1	408.0	7.7	0.98	0.20	6	23	1.000	2.2	7.5

* $\eta=0.35, \mu=0.15, \cos\phi=0.65$

** Grip parts of sheet pile section have been neglected in caliber no. 1 and 2.

仕上げ孔型では前者で $F=0.80$, 後方で 0.89 となつた。また YSP の孔型 1 での孔型形状係数は、比較的大きな値となつたが、嵌合部分を除外して考えたため、やはり圧下の行なわれない嵌合部分の曲げ作用も無視できないものと思われる。

$\mu=0.15$ として、トルクアームの実測値 ($G_{meas.} \eta / 2P - \mu_B d / 2$) と計算値 $\lambda_0 F l_d$ を比較し、Fig. 8 に示す。また Table 2 に計算結果を示す。これによると両者はほぼ一致するが、YSP No 1, U 5 の孔型 1 では、よい結果は得られなかつた。この理由は、前述の通りである。

ロール、材料間の摩擦係数は熱間圧延では $0.3 \sim 0.5$ といわれており、ここで得られた $0.15 \sim 0.2$ は小さい。しかし、実際の圧延ではスケールの影響やロール冷却水、カリバーオイルの影響により、摩擦係数は大幅に低下するのではないと思われる。先進率から板の熱間圧延における摩擦係数 μ を逆算した結果によると、 μ は $0.05 \sim 0.2$ となり、ここで得られた $0.15 \sim 0.2$ に近い値である¹²⁾。

ここでは全孔型について μ を一定値とおいたが、一般に摩擦係数の評価は困難であり、とくに孔型圧延のように上、下ロール径の異なる場合の摩擦係数については、

従来ほとんど議論がない。NADAI は接触弧上の摩擦係数は、ロールと材料の間の相対すべり速度に比例することを想定している¹³⁾。曾田は圧延現象をもつともよく説

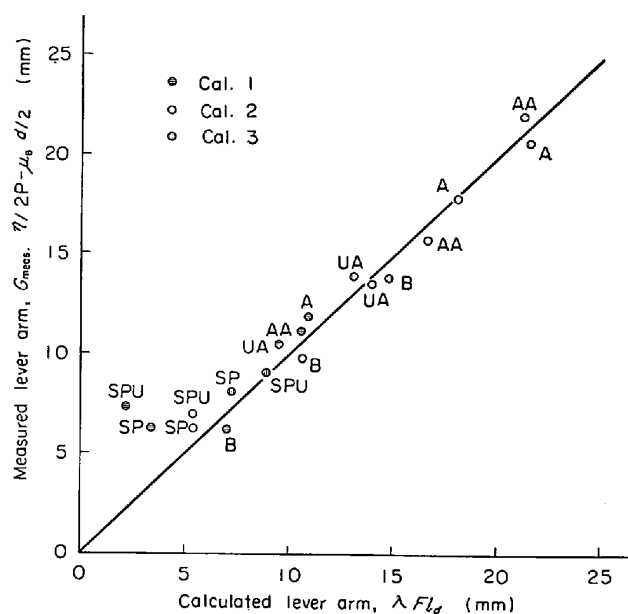


Fig. 8. Comparison between measured and calculated lever arms. Symbols same as Fig. 7.

明できるとして、ころがりと共存するすべり摩擦を提案し、相対速度ところがりの比をすべり率と定義し、摩擦係数を論じた¹⁴⁾。実際作業のロールではピッチ径に対して、孔型における幅方向のロール径の相違はせいぜい15%であるので、接触弧上のすべり率はほとんど変化しない。このことから、実際作業の圧延ではロール径の変化による孔型の幅方向の摩擦係数の変化はほとんど無視できるものと思われる。したがって摩擦係数は0.15とし、各孔型において一定値をとつても、大きな誤差はないように思われる。以上の解析結果として、圧延荷重および動力計算式は次の通りとなる。圧延荷重計算式は、孔型の中心線長を基準にして板換算することにより(1)、(6)、(7)、(8)、(9)式であらわされる。また圧延動力計算式は圧延荷重計算式のほか、(17)、(21)式であらわされる。ここで調査した圧延条件では、 $\mu=0.15$ 、 $\cos \phi = 0.65$ 、 $\eta=0.35$ 、 $\lambda_0=0.37$ 、 $\mu_B=0.0035$ とおけば実際をもつともよく表現できる。

ここで提案した孔型圧延荷重計算式は、板厚方向に均一圧縮を仮定した初等理論によつて得られた板圧延荷重式から出発したもので、比較的均一な変化が行なわれると思われる山形鋼、シートパイルなどの圧延においては十分適用できるものである。しかし、不均一変形のはなはだしいと思われる線材などの圧延においては、厳密な理論的根拠はないが、この計算式でも適合性が得られるようである。

4. 結 論

ここでは新しい孔型の板換算方法および孔型形状係数を提案した。実際作業の圧延現象を解析し、孔型圧延における圧延荷重および圧延動力計算式を開発した。

- 1) Fig. 1 で示すように孔型の中心線長を基準にして板圧延に換算した。そのとき、孔型の形状をあらわ

す換算係数として、孔型形状係数(9)式を提案した。圧延荷重は以上の方法によつて計算可能である。

((16)式)

- 2) 実際作業の圧延条件では、平均摩擦係数は全孔型に対して0.15~0.2の大きさであると思われる。
- 3) 圧延荷重計算式と同様の板換算方法で(17)、(21)式より、圧延動力の推定ができる。
- 4) 応力の垂直成分の和に起因する圧延動力あるいはトルクは全圧延動力あるいはトルクに対して約35%であると思われ、応力の水平方向の成分に起因する動力あるいはトルクもかなり大きいと思われる。

終わりに、本論文の取りまとめに際し、新日鉄八幡製鉄所岸川官一、紅露良次両氏から親切なご助言とご鞭撻をいただいた。さらに技術研究所の中島浩衛、渡辺和夫両氏から参考データの提案を受けた。これらの方々に対しここに厚くお礼申し上げます。

文 献

- 1) 柳本ほか：鉄と鋼，56 (1970) 8, p. 1118
- 2) 平松ほか：鉄と鋼，56 (1970) 14, p. 1391
- 3) 八幡製鉄：第36回圧延理論分科会資料，(1968)
- 4) 中島ほか：日立評論，47 (1965)，p. 1582
- 5) 豊島ほか：塑性と加工，2 (1961) 9, p. 347
- 6) 美坂ほか：塑性と加工，8 (1967) 79, p. 414
- 7) 八幡製鉄：第35回圧延理論分科会資料，(1968)
- 8) 横手：鉄鋼便覧 (鉄鋼協会編)，(1962) p. 778 [丸善]
- 9) 平松：未発表
- 10) G.S. NIKITIN, et al: Stal', (1969) 5, p. 298
- 11) A. GELEJI: 金属塑性加工の計算 (上) 五弓訳，(1964)，p. 182 [コロナ社]
- 12) 富士製鉄：第34回圧延理論分科会資料，(1967)
- 13) L.R. UNDERWOOD: The Rolling of Metals, 1 (1952)，p. 163
- 14) 曾田：塑性と加工，7 (1966) 64, p. 249