

コ ー ル カ ッ タ チ ェ ン の 改 良

Improvement of Coal Cutter Chain

盛 武 賢*

内 容 梗 概

カッタ採炭を採用する場合は、切羽内天井支持およびこれと併用される切羽運搬機の著しい進歩により、一方一進行の計画採炭および長切羽の維持も可能である。この目的のために我々は強力高速度80 HP コールカッタを製作した。

このコールカッタの製作にあたって、高速度コールカッタの性能を十分発揮するよう、旧来のコールカッタチェーンに基礎的考察を加えると共に、カッタチェーンとジブとの相互関連強度の点も考慮して研究を行つた。そのチェーンを 80 HP コールカッタに採用し現地透截試験を行つた結果は優秀な成績を示した⁽¹⁾。またその実際生産に当つては種々製作上の検討が加えられた。本報ではその基礎的考察について述べる。

〔I〕 緒 言

コールカッタチェーンは、直接炭層を切截する個所であり、コールカッタの一連の動力伝達機構の中で最も苛酷な使用条件下で駆動される。

したがってコールカッタチェーンは

- (1) 強度が十分なこと。
- (2) 坑内切羽作業に適した構造、すなわち分解組立の簡単なこと。
- (3) 潤滑給油が適確に行われなくても安全に作動すること。
- (4) 切削条件と切粉処理にたいして適当な形状を具備していること。

などの条件に対して適切なる構造と機能を具備せねばならない。さらに高速度透截を行うためにはコールカッタチェーン速度の高速化をも実施する必要がある。

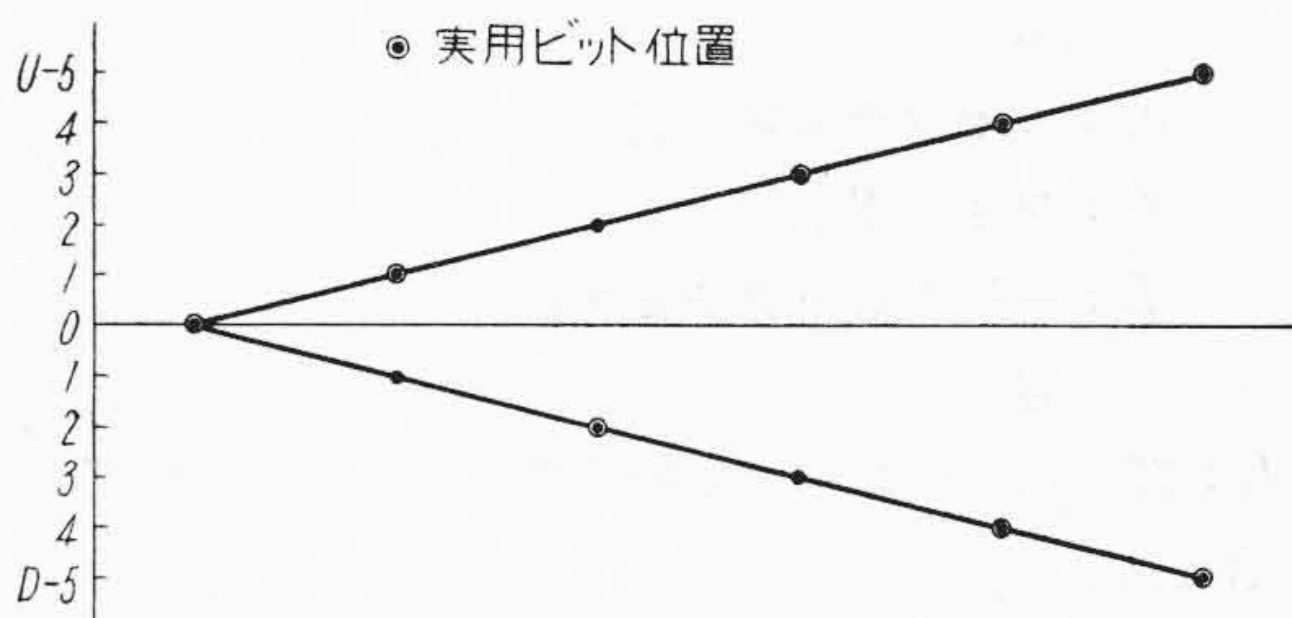
これらを考慮して製作したサドル型コールカッタチェーンは、上述の所要条件をみたすと共に従来のコールカッタチェーンよりも一段と高速度性能を向上し、かつジブとの相関強度を向上せしめ、併せて工作上的誤差の影響をも除去したものである。

本コールカッタチェーンは試作後若干の改造を行い、実用試験の結果切截性能に著しい好結果を収めたので、高馬力コールカッタ用としての標準チェーンとした。

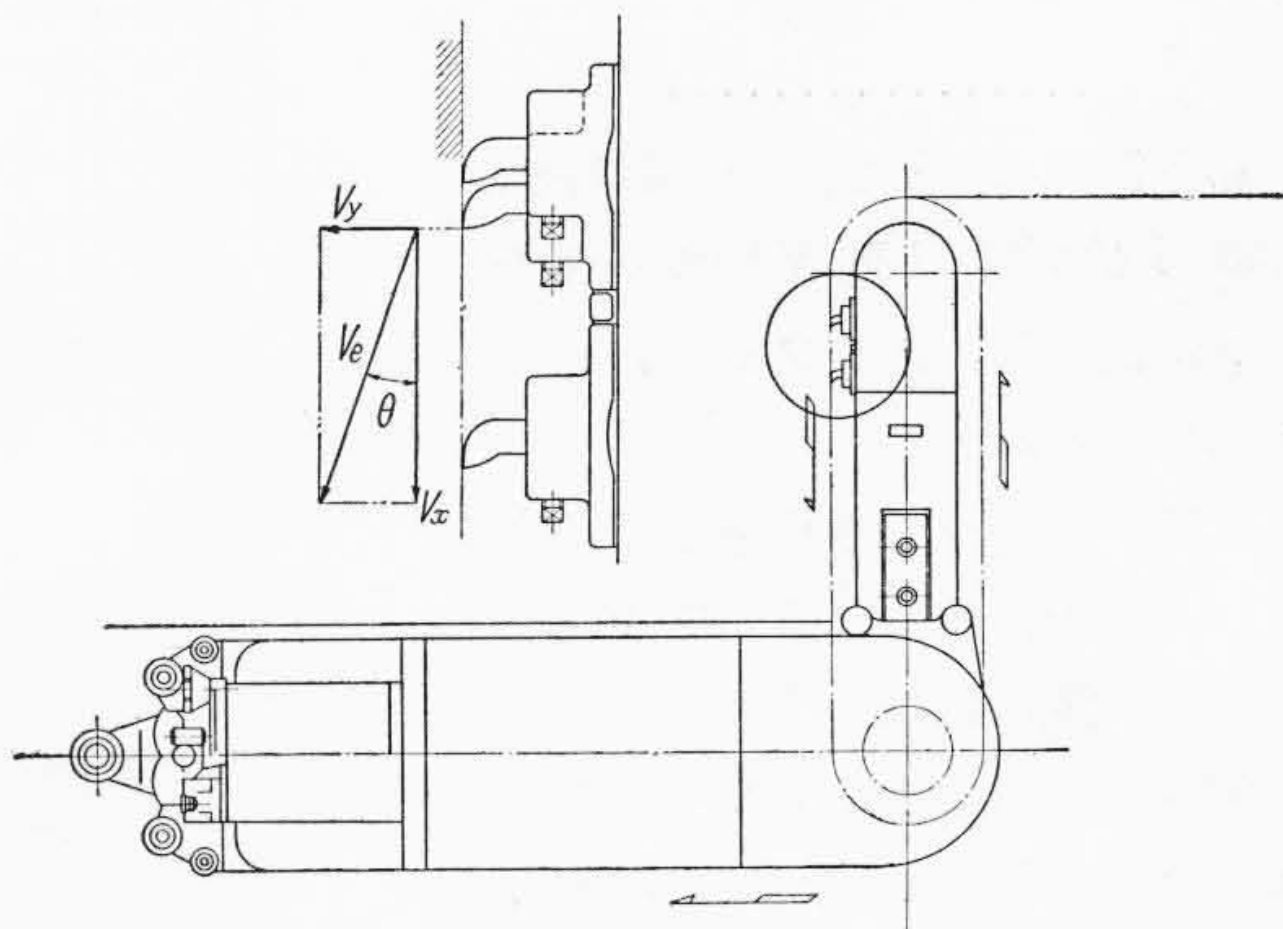
〔II〕 カッタチェーンの解析

カッタチェーンはm列のピック配列からなり、各列はn本のピックからなっている。すなわち一連のカッタチェーンは各列毎に1本のピック、すなわちm本のピックが1ブロックを形成し、これらが連結されたnブロックからなるのが原則である。

第1図にV型配列の1ブロックの展開を示す。今カッタチェーン速度を V_x 、フィード速度を V_y とするとピック



第1図 V 型 配 列 ブ ロ ッ ク
Fig. 1. Block of the Type V Arrangement



第2図 切截時のカッタ平面図およびピック方向
Fig. 2. A Plane Figure of Cutting and Directions of Pick Bits

の切削速度 V_e および方向 θ は第2図に示すごとく

$$V_e = V_x + V_y$$

$$\theta = \tan^{-1} \frac{v_y}{v_x}$$

(1) ピックの喰込量

喰込量 t は同一列間のピック間隔を l とすれば、

$$t = \frac{v_y}{v_x} \cdot l$$

したがって、任意の列のピック取付角を α とすれば喰

* 日立製作所亀有工場

込量 t_α は $t_\alpha = \sec \alpha \frac{v_y}{v_x} \cdot l$

$$l = \frac{L}{n} \quad (L: \text{カッタチェーンの長さ}) \dots\dots (1)$$

すなわち喰込量は取付角, 各列のピック間隔とこれを駆動するチェーン速度およびフィード速度に関する。

したがって, ピックに等負荷をあたえるためのピック本数は

$$n = \sec \alpha \cdot \frac{v_y}{v_x} \cdot L \cdot \frac{1}{t_\alpha} \dots\dots (2)$$

n : 同一列上にあるピック数

v_x : カッタチェーン速度

v_y : フィード速度

L : 一連のカッタチェーン長さ

t_α : 取付角 α のピックの喰込量で示される。

第 1 表は $\frac{L}{t_\alpha} = 1$ するときの n を n_0 として表わしたものである。

$$n = n_0 \times 10^{-3} \times \frac{L}{t_\alpha} \dots\dots (3)$$

第 3 図は (2) 式を標準呼称 1,400 l ジブ用 11 列 V 型カッタチェーンに適用し, グラフに表わしたものである。

(2) ピックの喰込量とピック配列およびカーフの縮少量の関係

第 4 図に示すようにピック双先幅 (通常円弧双先) を B とすると, 喰込量 t_0 (取付角 0° のもの) の場合, カーフの縮少量 s は,

(i) $0 < t_0 < B \sin \alpha$ のとき

$$s = B \left\{ 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{t_0}{B} \right)^2} \right\} \dots\dots (4)$$

(ii) $B \sin \alpha < t_0 < B \operatorname{cosec} \alpha + \Delta$ の時

ただし Δ は石炭の強度による定数

$$s = B \left\{ \frac{t_0}{B} \tan \alpha - (\sec \alpha - 1) \right\} \dots\dots (5)$$

(iii) $t_0 > (ii)$

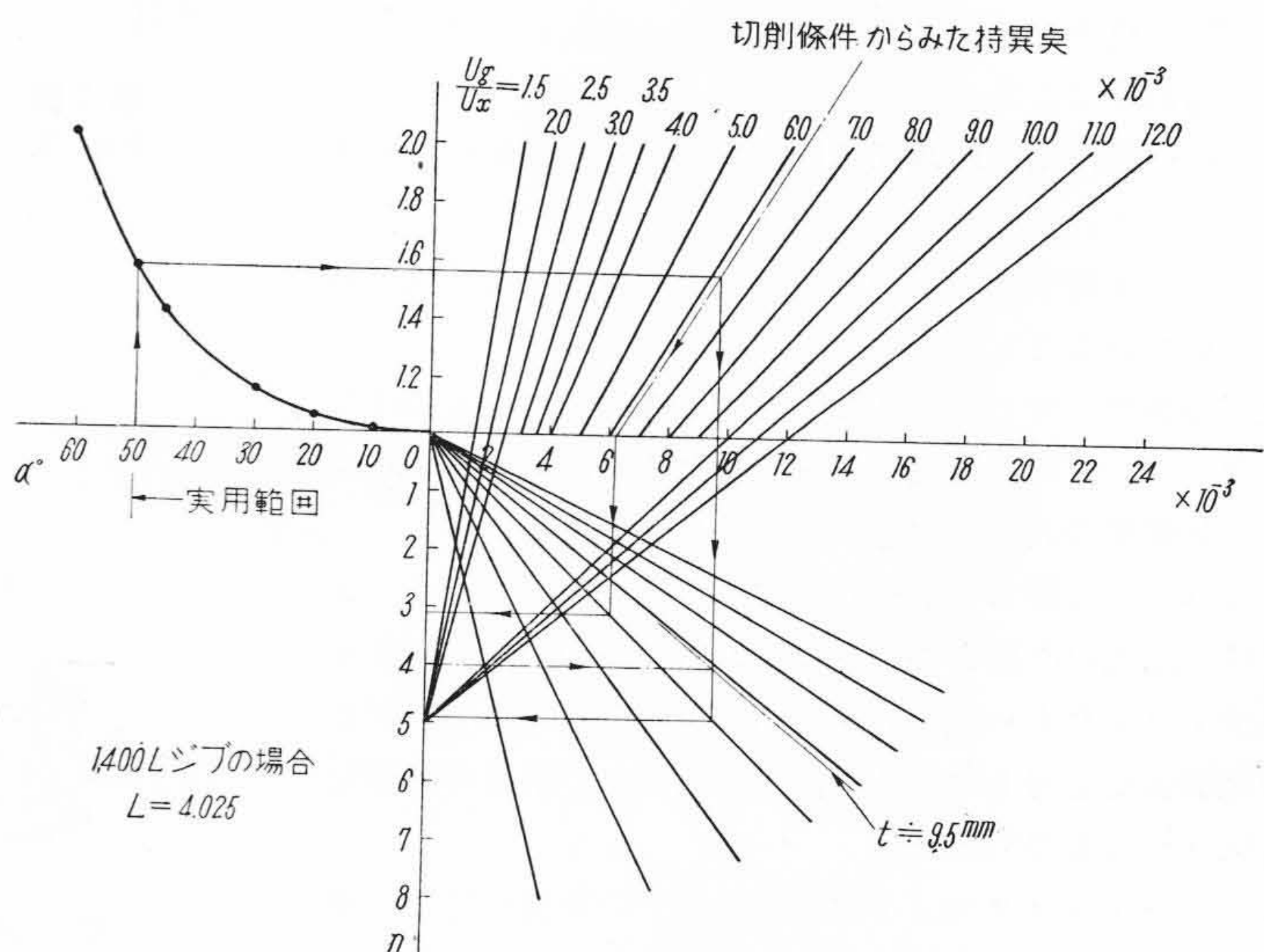
$$s = \frac{K}{m-1} \dots\dots (6)$$

で表わされる。

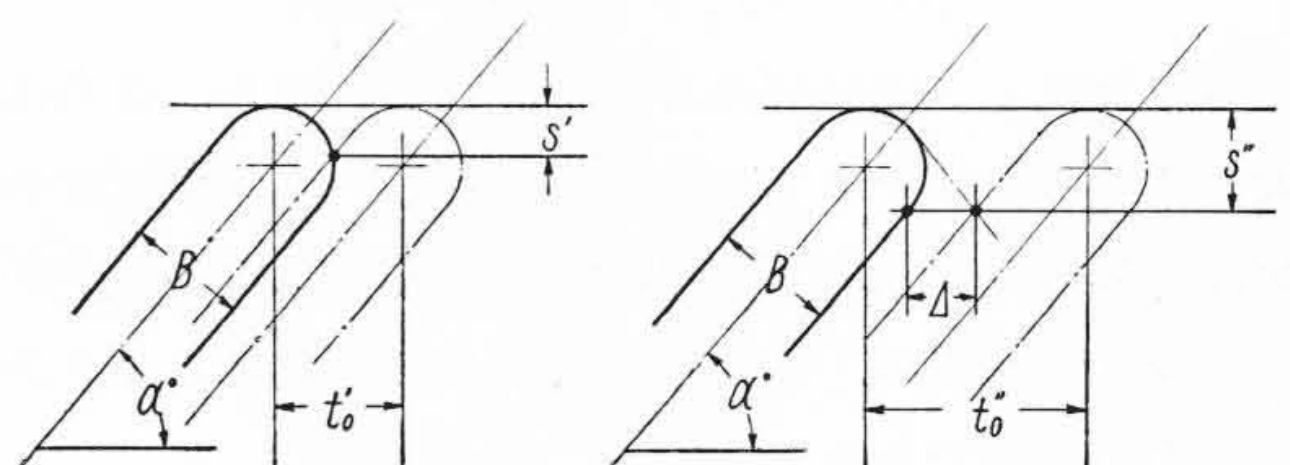
ただし K はカーフの基準巾

第 1 表 n_0 表
Table 1. Table for n_0

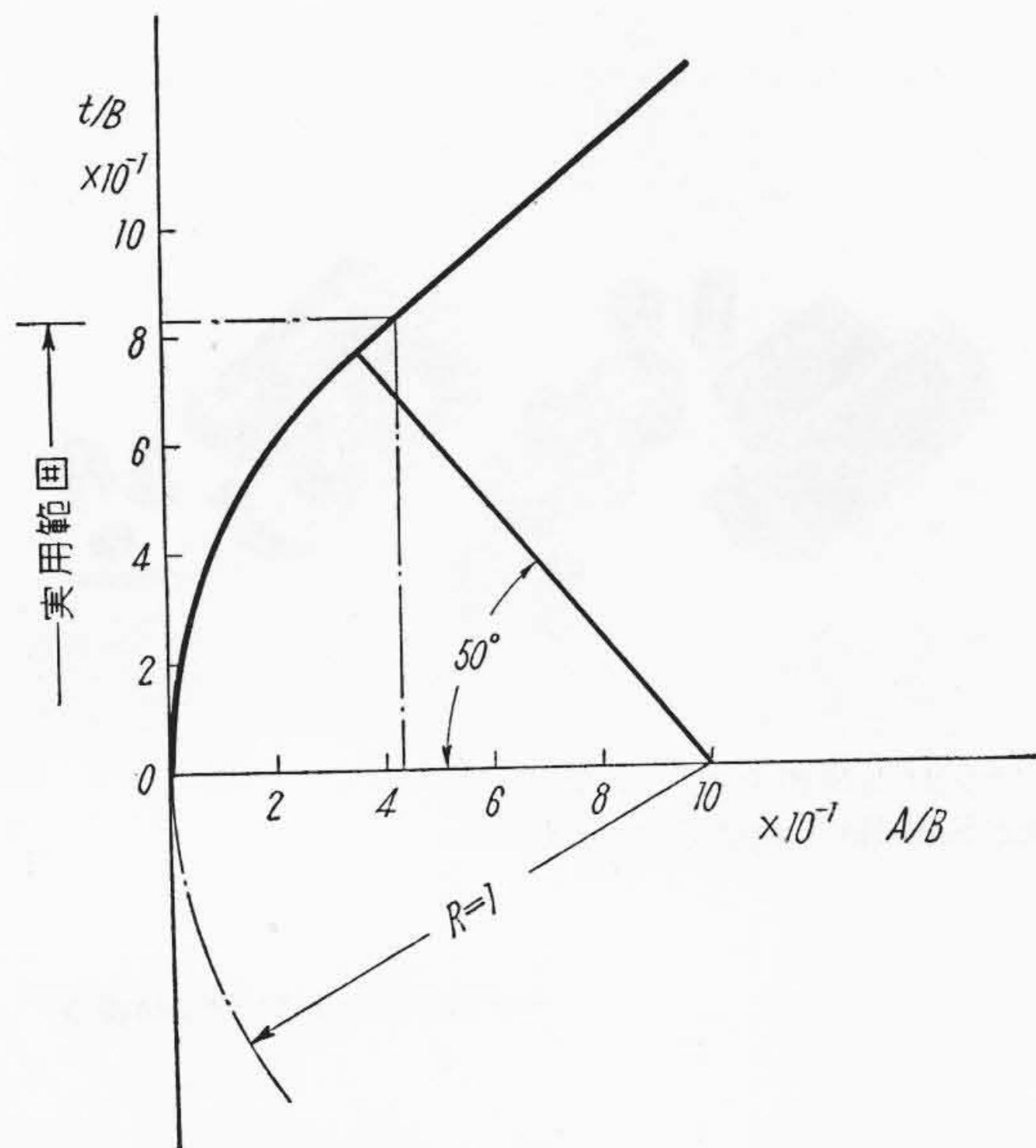
$\frac{v_y}{v_x}$ $\frac{a}{v_y}$	a	0°	10°	20°	30°	45°	60°
$\times 10^{-3}$	1.0	1.00	1.02	1.06	1.16	1.41	2.00
	1.5	1.50	1.53	1.60	1.73	2.12	3.00
	2.0	2.00	2.03	2.13	2.31	2.83	4.00
	2.5	2.50	2.54	2.66	2.89	3.54	5.00
	3.0	3.00	3.05	3.19	3.47	4.24	6.00
	3.5	3.50	3.56	3.73	4.05	4.95	7.00
	4.0	4.00	4.06	4.26	4.62	5.66	8.00
	5.0	5.00	5.08	5.32	5.78	7.07	10.00
	6.0	6.00	6.10	6.38	6.93	8.48	12.00
	7.0	7.00	7.11	7.45	8.09	9.90	14.00
	8.0	8.00	8.13	8.51	9.24	11.31	16.00
	9.0	9.00	9.14	9.58	10.40	12.73	18.00
	10.0	10.00	10.16	10.64	11.55	14.14	20.00
	11.0	11.00	11.18	11.70	12.71	15.55	22.00
	12.0	12.00	12.19	12.77	13.86	16.97	24.00



第 3 図 計 算 図
Fig. 3. Diagram for the Pick Arrangement



算 4 図 ピックの喰込量とカーフの縮少
Fig. 4. Relations between Cutting Depth and Kerf



第5図 喰込量とカーフの縮少量
Fig. 5. Diagram of Cutting Depth and Reduction of Kerf

たゞし、カーフの縮少量は外側ピックについてののみ考えればよく、今ピック双先幅 $B=12\text{ mm}$

ピック取付角 $\alpha=50^\circ$

カーフ基準幅 $K=145\text{ mm}$

配列数 $m=11$ 列

とすれば (i), (ii) および (iii) は円および直線として第5図のように表わすことが出来る。

よつて $V_x=180\text{ m/min}$ $V_y=1.8\text{ m/min}$ の時は外側同一列間に4本のピックがある場合、第3図により t_0 は 10 mm であり $t_0/B=8.34 \times 10^{-1}$ 、したがつて、カーフの縮少量は $s/B=4.4 \times 10^{-1}$ すなわち 5.3 mm ということを示している。

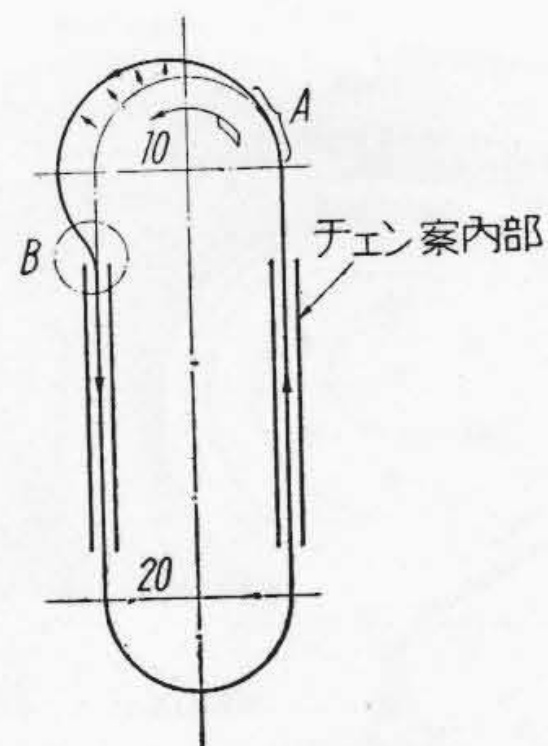
すなわち高速切截を行うためにフィード速度を増加する場合、カッタチェーンカーフの上からもチェーン速度を増加する必要があることを示している。

(3) ピックボックスの大きさおよび形状について

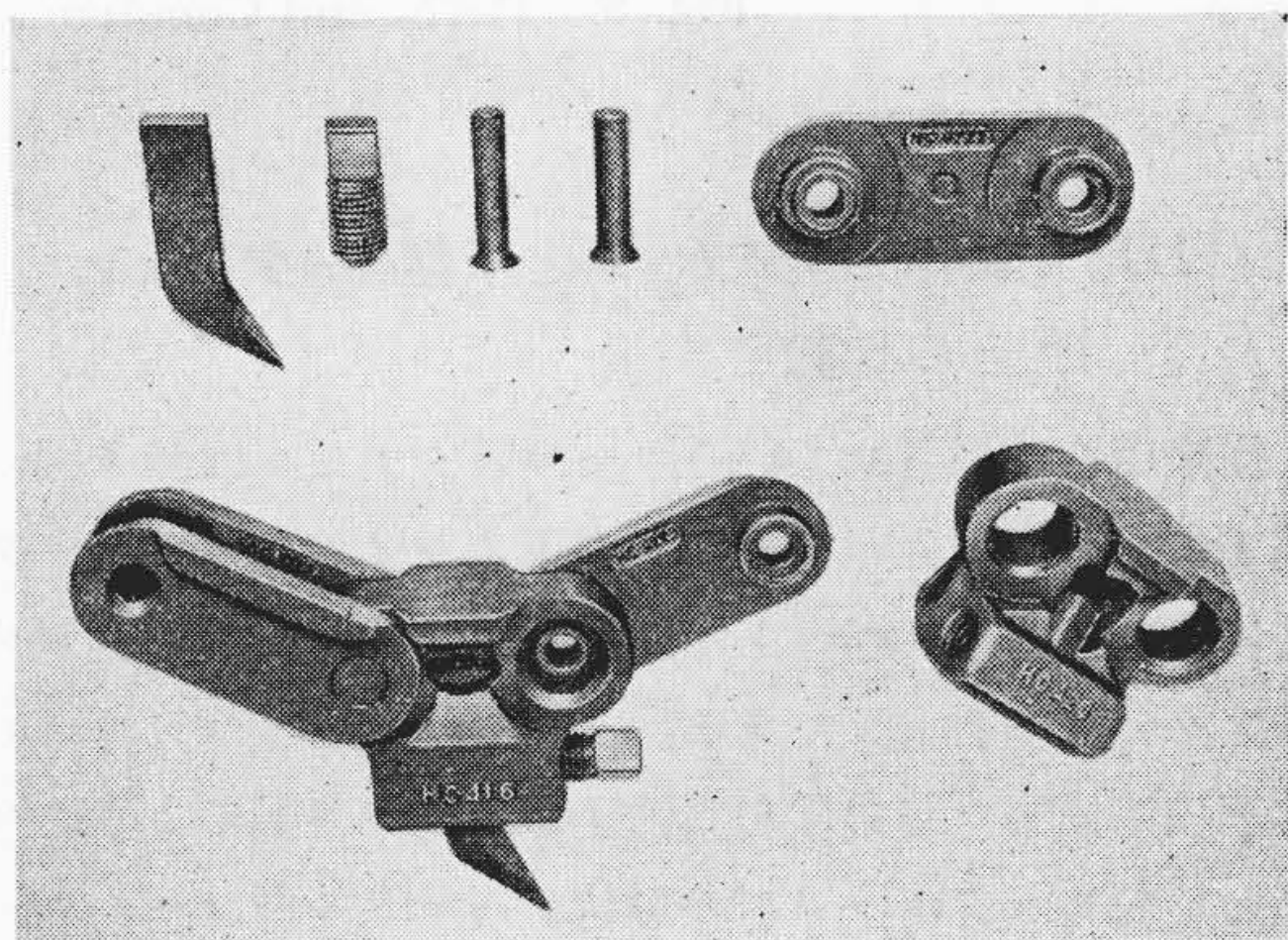
ピックボックスの大きさはカーフ内の走行抵抗およびスプロケット部で回転しジブレース内に引込まれる時の相互運動の点からも可及的に小型に製作すべきである。実験結果によると見掛の喰込量が $6 \sim 7\text{ mm}$ となると、切截抵抗が急に大きくなる傾向がある。したがつて高速度透截を行うには見掛の喰込量を一定以下に保つため、カッタチェーン速度を増加すると共に切粉の搬出抵抗を減少するためにピックボックスの形状をカーフに対して極力小型にする。

(4) カッタチェーンの運動とジブとの相互関係について

チェーン速度を増大した場合第6図に示すように、カッ



第6図 運転中のカッタチェーン中心線
Fig. 6. A Plane of Cutter Chain Centre on the Full Speed Driving



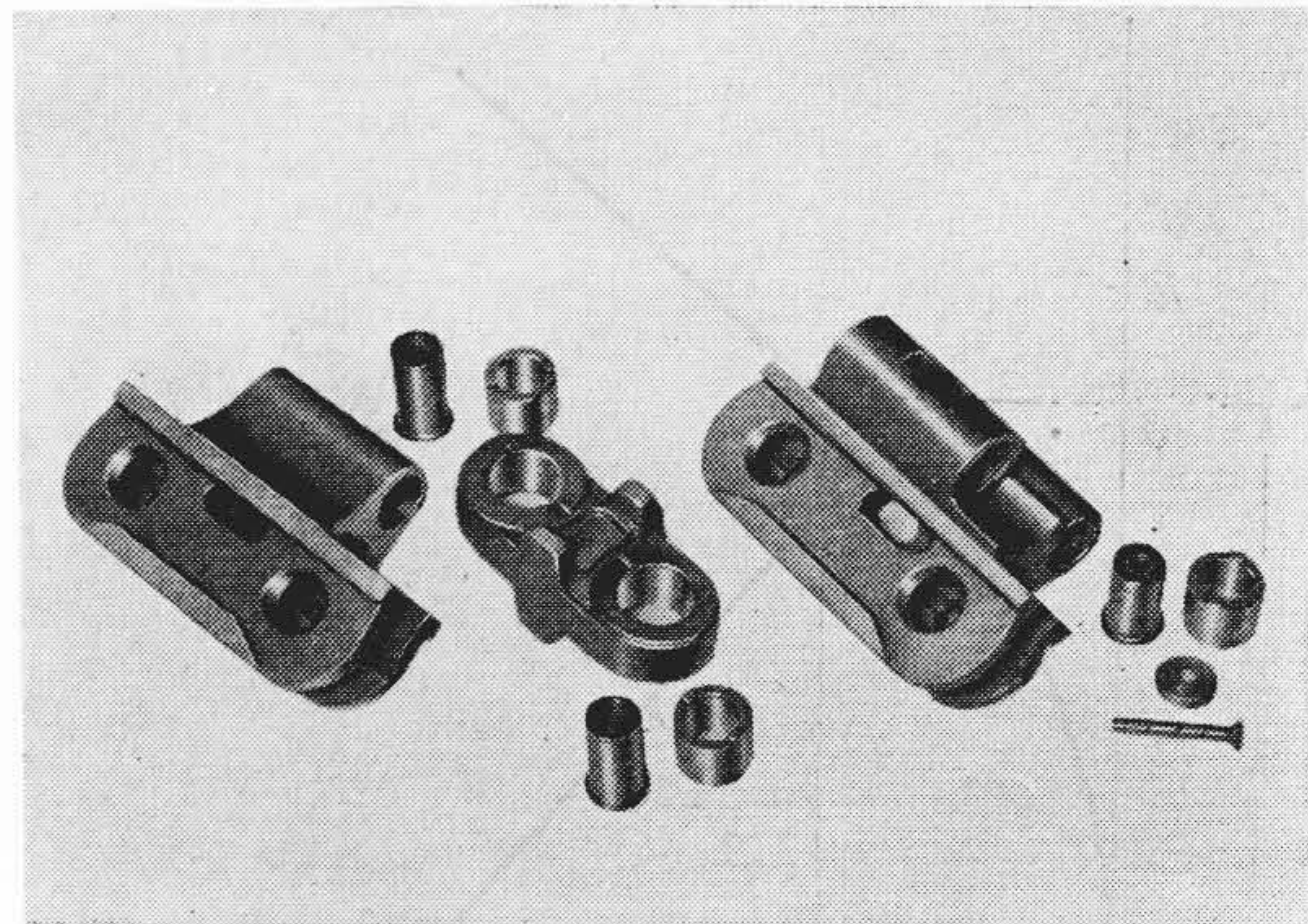
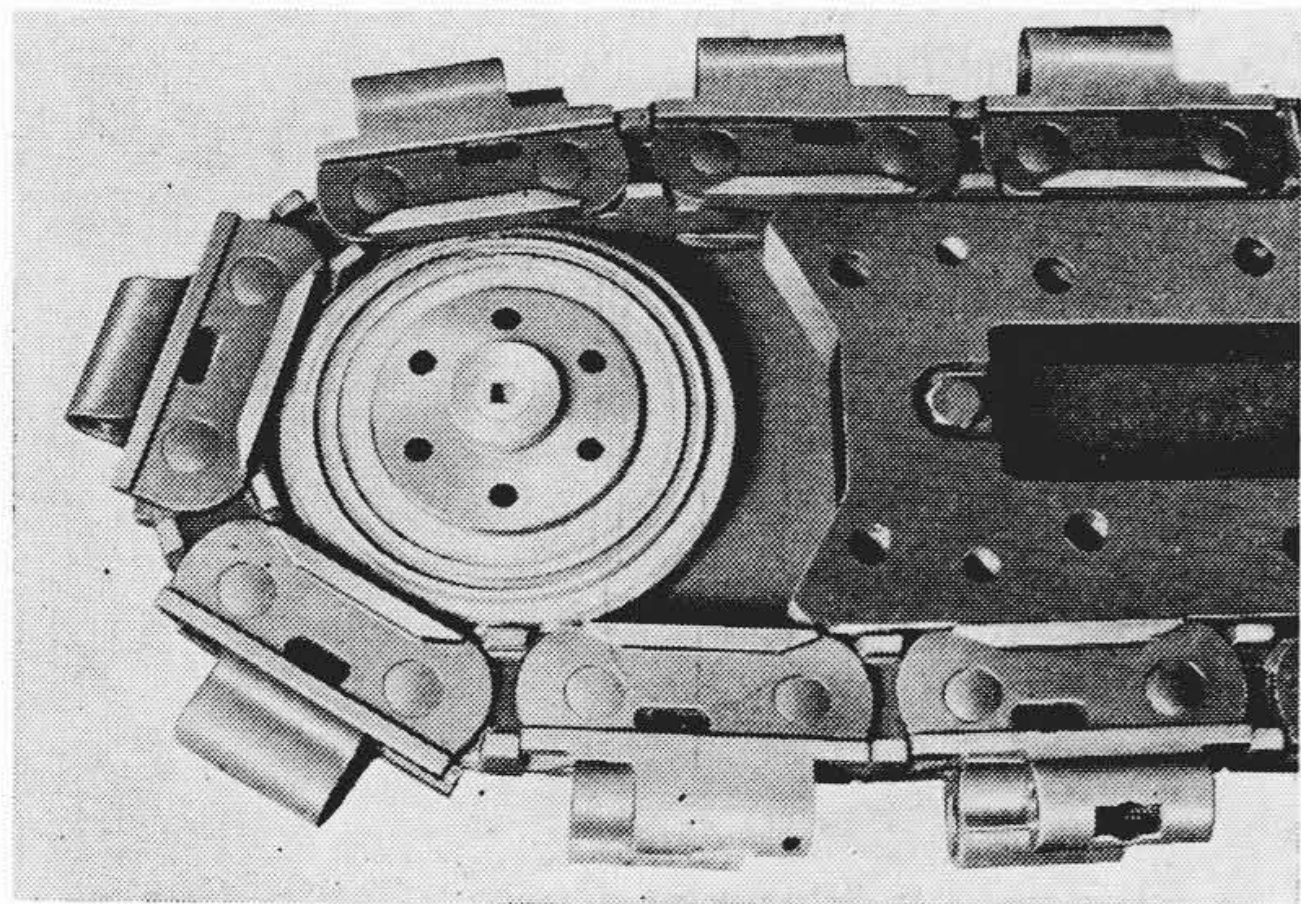
第7図 ストラップリンク2枚合せ型カッタチェーン
Fig. 7. Cutter Chain Connected by 2 Strap Links

タチェーンはA部でスプロケットと噛合い、B点ではA部分の噛合を通過したチェーン部分が遠心力でスプロケットのピッチ円を外方に離脱し、ジブ本体内部に引込まれる。この緩み側B点における衝突損失を防止する必要がある。

従来のジブはチェーン速度 100 m/min においてもB部の変形および折損等の事故がしばしばあり、高速とする場合は一段とこれらの事故を増加する傾向がある。これを防止するためにはチェーンがジブに流入する時チェーンの屈折方向が反対となるのを制限する。すなわちバックベンド防止構造とすれば可能である。なおこれらの現象はジブの調整が適切でなく、チェーンの緩んだ場合に著しく増大するのでチェーンの張りを適切にする必要もある。

さらにバックベンド防止構造は切截時、ピックを正規の形に保つと共にピックにかかる負荷の反力を減じ、カッタチェーンおよびジブの摺動面の磨耗を減じ、ジブプレートの変形を防止する。

以上のように、コールカッタによる透截を高速化するためには駆動力を高馬力化すると共に、さらに高能率化するために上述の諸点を具備するコールカッタチェーンが必要である。



第 8 図 サドル型コールカッタチェン部分品および組立品 (ジブ先端)
Fig. 8. Parts and Constructions of the Saddle Type Cutter Chain

〔III〕 試作カッタチェンと旧型カッタチェンとの比較

従来広く使用されているコールカッタチェンは第 7 図に示すようにピックボックスを上下より 2 枚のストラップリンクを合せてリベットで連結したいわゆるストラップリンク合せ型チェンである。これに対して試作したものは前項に述べた諸条件を具備するため第 8 図のような構造としてピックボックスの形状からサドル型コールカッタチェンと称した。

本サドル型カッタチェンは下記の点を考慮した構造である。

(1) 〔II〕で述べた切截上の諸点を十分満足せしめている。

(2) 連結部の磨耗は避けられないので、ピックボックス内にブッシュを設けて磨耗した時はブッシュのみを取替える構造とした。このブッシュはリンクと同様高硬度 (ショアに 72~78) に熱処理してある。

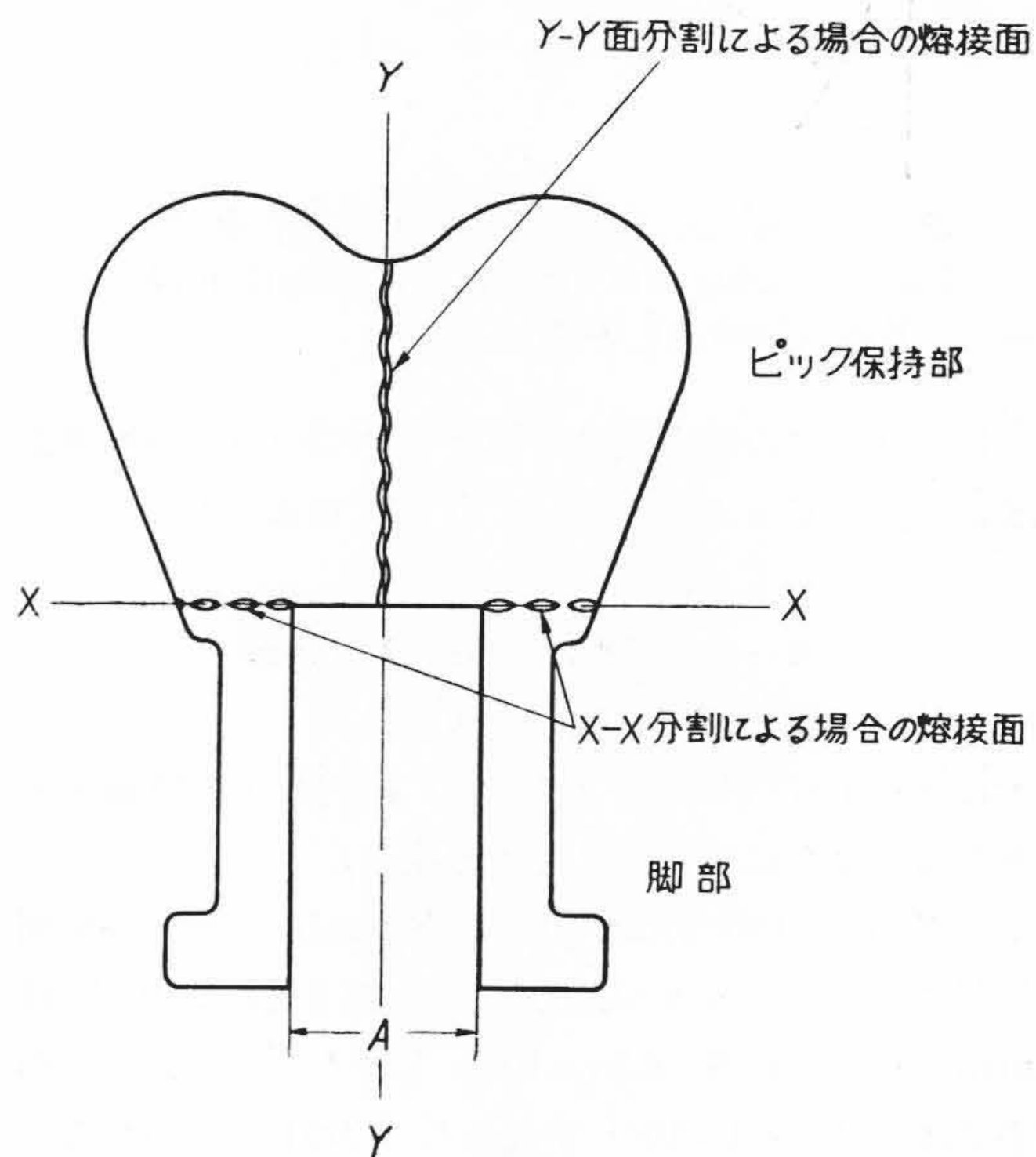
したがって連結ピンは十分な剪断強度のみを有する組立作業の容易な構造としたが、最終連結は坑内で行われるのでその作業を一層やさしくするため組立用連結ピンをも設けた。

(3) 屈折を一方向に限定しピック支持を正しくし、かつジブの損傷を減じた。

(4) カーブ内におけるカッタチェンの走行抵抗を小さくするため、ピックボックスのピック保持部を小型にした。このため、ダブルピックボックスではピック差込穴を喰違い型とした。

(5) チェン構成部品相互間寸法公差を小として、一連のカッタチェンの振り強度を増した。このためピック列の保持は正確となり、異状負荷に対しても、ジブ走行部の損傷が減少した。

他面サドル型コールカッタチェンの短所はストラップ

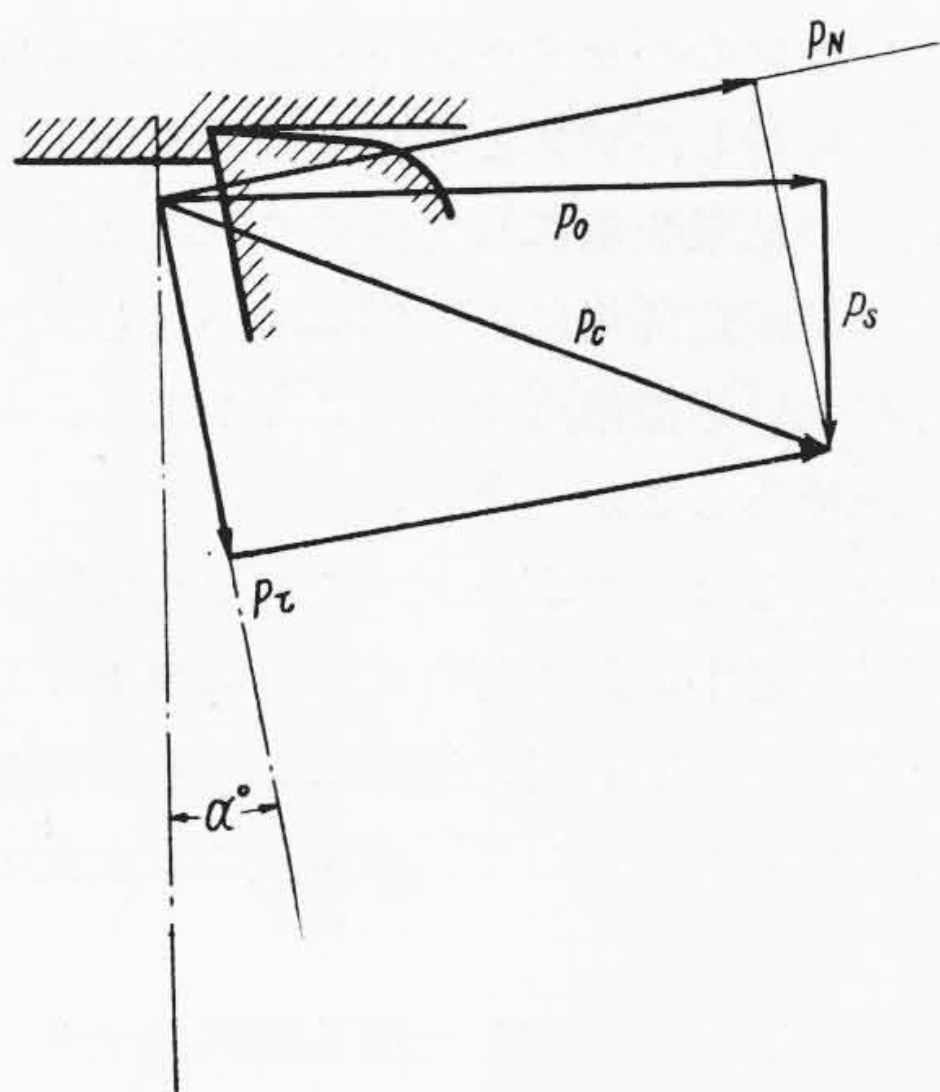


第 9 図 熔 接 面 の 位 置
Fig. 9. How to take a Welding Line

リンク 2 枚合せ型に比較して、ピックボックスの直接型鍛造が困難で、その機械加工費が著しく増加することである。

当初の試作において、自由鍛造後全仕上げを行つたため、加工費はストラップリンク 2 枚合せ型に比較して、著しく大であつたが、これを分割型とし熔接加工を併用して、実用的とならしめることが可能となつた。

ピックボックスを分割型構造とする場合には第 9 図に示す X-X 面又は Y-Y 面で熔接する 2 方法が考えられる。これらについて種々研究の結果では X-X 面で分割する方法が有利であることがわかつた。すなわちリンクと連結する部分 (脚部という) とピック保持部 (頭部という) とに分割し、ピック保持角度の相違によつて異つ



第10図 ピックにかゝる力
Fig. 10. Cutting Load on the Pick

た頭部と共通な脚部2枚とを熔接組立てる。この場合、頭部と脚部は必要強度と寿命の両者を考慮して適材を適所に使用した。

なおこの方法による熔接時の歪は信頼度 99% において、脚の抜き歪限界 $\pm 0.245\text{mm}$ および脚の平行度限界 $\pm 0.09\text{mm}$ であり、総合して $\pm 0.34\text{mm}$ にとどめることができた。

この歪量はジブ案内面との遊隙 2mm に対しカッタチェンの走行に支障のない実用寸法と考えられる。

したがって、脚部はこれを考慮した型鍛造により機械加工を著しく軽減することができた。

〔IV〕 現地使用とその考察

現地使用において、カッタチェン自体の強度は引張、振りおよび磨耗において著しく良好な成績を収めたが、次に述べる2点について改造を行つた。

(1) ピックのピックボックス脚内脱落

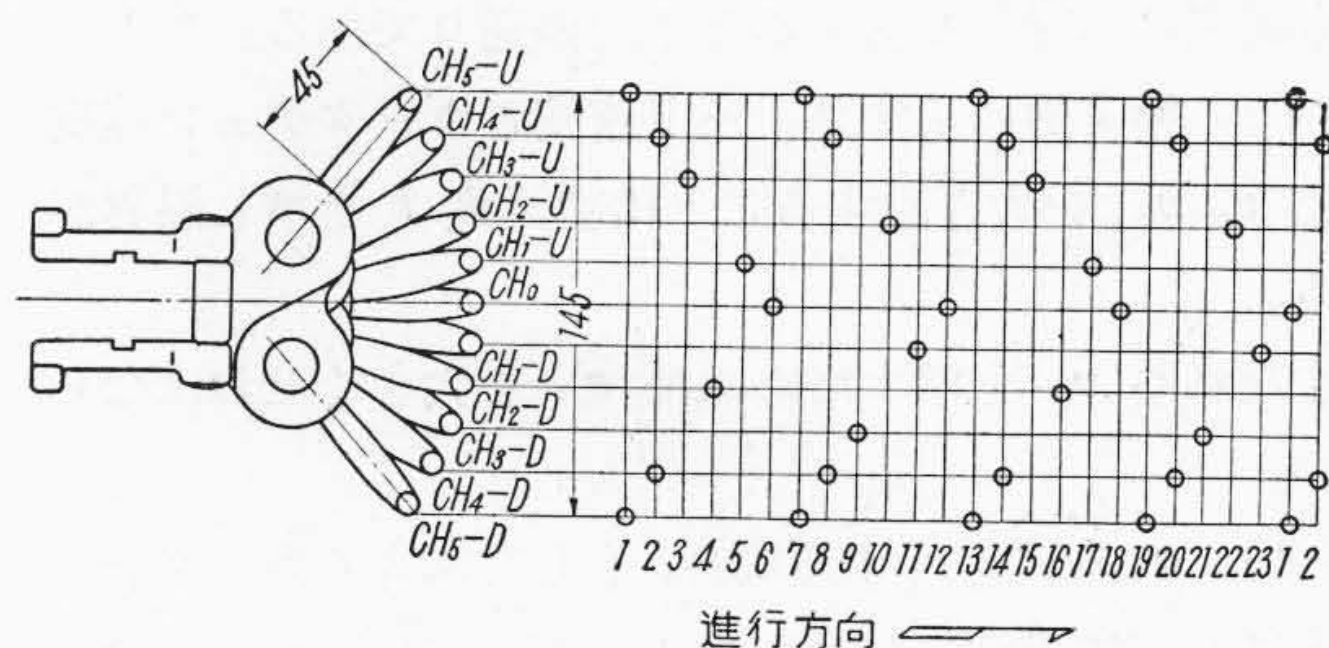
使用開始当初、ピックが脚内へ脱落して駆動スプロケットにより喰込まれ、これに起因してピックボックス脚中央より折損する事故を発生した。

第10図は切削角 α とするピックの切削分力を示したものである。 P_N (双面に垂直)、 P_T (双面に沿つて) は切削抵抗 P_0 と切削面に垂直な力 (ピックの押付力) P_S の分力として求められる。(この関係は常に成立し、 P_0 P_S および α から P_T を求めることもできる。)

なお、 P_T/P_N は一定であり、 μ で表わすと、 P_S は次の式で表わすことができる。

$$P_S = P_0 \frac{\mu - \tan \alpha}{1 + \mu \tan \alpha}$$

こゝで $\mu > \tan \alpha$ なる場合は常にピックは脚内の方向の推力を受ける。



第11図 1,400 l×11 列 V 型ピック配列図
Fig. 11. Arrangement Chart of the Type V and 11 Line Pick Bits for 1,400 l Jib

ピック双先の強度は α を大きくすれば低下し、ピックの構造上 α には限界がある。したがって理論的にもピックは脚内に脱落するのを防止する構造とせねばならない。

切削角はピック双先の強度 (超硬合金の脱落および切損) を保持しうる最大角にとり、しかもピックの切削角の確実な保持をカッタチェンの構造およびジブとの間において行う必要がある。

本事故に対してはピックシャンクの構造を変えると共にピックボックスのピック取付孔部にストッパを取付けてピックの脚内脱落を防止した。

(2) リンクとスプロケット歯の干渉

運転中にカッタチェンに緩みのある場合、〔II〕で述べたように、噛合点をはずれたピックボックスは遠心力で半径方向に離れこの作用が旧型カッタチェンではしばしばジブの破損を起した。

本カッタチェンではバックベンド防止構造としてジブにあたる障害を軽減することができたが、離脱したカッタチェンがジブ内のカッタチェン案内線上からジブ内に引込まれようとするためスプロケット歯先の干渉を生じた。

この干渉はスプロケット歯先の歯型を改良して完全に防止することができた。

以上の2点を改良して、サドル型カッタチェンは高馬力高速コールカッタの性能を十分に発揮させることができるようになった。

〔V〕 結 言

高速切截を行うために、コールカッタを高馬力化し、カッタチェン速度を増加して、喰込量を減ずると共にサドル型を採用して、切粉の排出を良くし、カッタチェン自体の強度性能およびジブ対強度を増し、カッタの性能を向上しえた。サドル型コールカッタチェンに使用するジブ本体は旧型カッタチェンに使用したジブ先ガイドローラを除き全く共通である。

本研究の内容を要約すると下記の通りである。

(1) 第2図に示すフィード速度とカタチェン速度の比 v_y/v_x を大きくすることは喰込量 t を増し限界がある。

すなわち v_y を増すためには v_x を大きくせねばならない。

(2) v_x を大きくする場合、遠心力によりカタチェン列はジブに干渉を起す。本カタチェンはカタチェン列にバックベンド防止構造を採用し、一連のカタチェンのジブ入口点における障害を少くした。

(3) 外側ピック取付角を大きくすることはカーフの縮少量の増加割合を大きくする。実用的にはピック取付角は 50° 以下として、上記(2)項およびカーフ内のピックボックスの走行抵抗を減ずるためにピックボックスの大きさ(進行方向に直角な断面)を最小にとどめた。

(4) 非対称型のピックボックスは偏心荷重を受けピック刃先の正確な保持が困難であり、特に広角(外側)のピックボックスは対称型とした。

(5) ピックの切削角を減少すればピックの押付力を増し、切削能力を減ずる。他方超硬ピックは切削角を十分に大きくすることができない。したがって従来のカタチェンではカタチェンの緩んだ場合にほとんど切削角が減少(場合によつては負角)し、切削能力の低下となり、その反力はジブプレートの破損の原因となる。

よつて、チェンのバックベンドを防止し、ピックの切削角を正確に保持し、ジブとの相互強度を向上した。

(6) 以上の結果を基にして構成されたピックボックスの製作には型鍛造併用による熔接構造とし、使用上の性能に支障のない熔接精度をうることができ、かつ加工費を最小に止めることができた。

(7) リンクとピックボックスの連結部は磨耗するので、その取替を最小部品で行うため、材質 SH 110 を使用したブッシュをかいして、連結ピンで連結を行う。連結ピンは現地作業を考慮して、鋳型式と組立式の二種類を設けた。

以上の点を考慮して製作した第8図に示すサドル型カタチェンの、1,400 l 11列V型のピック配列を第11図に示す。

本サドル型コールカタチェンは現地使用において、高馬力コールカタに使用し良好な切削性と寿命をうることができた。

終りにのぞみ、本サドル型カタチェン実用化に対して、種々御指導を賜った三菱美唄鉱業所々長をはじめ、滝之沢坑研究班各位に深甚の謝意を表する次第である。

参 考 文 献

- (1) 日立評論 36 1791



新 案 の 紹 介



実用新案 第 435225 号

小室 甲二郎・柿 沼 俊 男

フ ラ イ ホ イ ール マ グ ネ ト ー

一般に点灯用線輪7の電流容量の大きいマグネトーが要求される傾向にあるが、このため鋼体1に強力なものを使うとその目的は達するがこれにともなつて点火用線輪9の電流が増加して、断路器11の接点損耗がいちじるしくかつ点火栓電極を異常消耗させるなどの弊害がある。また点火用一次線輪の巻数を増加して二次点火用線輪の電流を抑制する手段も考えられるが、インダクタンスが増加し回転に対する電流遅れが大となりこれによつて進角調整範囲が狭くなるという欠点がある。

この新案は、鉄心5に鎖交すべき磁束の1部を分路用鉄片12をもつて分路せしめ、この分路した磁束は点火用線輪9とは鎖交しないようにしたものであるから、点灯用電流容量を増加させてもこれと独立に点火用線輪を適正に設計しうる実用効果のあるものである。(田中)

