U. D. C. 621.879.34 : 621-592.16

# 0.6 m³ パワーショベル用ブレーキドラムの改良

## Improvement of the Brake Drum for the 0.6 m³ Power Shovel

永野周一* Shûichi Nagano　大沢姫美和* Kimikazu Ôsawa
小池敬一* Keiichi Koike　泉山泰三** Taizô Izumiyama

要　旨

題記ブレーキの性能向上をはかるために，まず20種類のドラム材試験片について定速摩擦試験を行ない，これらの耐熱性（主として高温時の耐摩耗性）を検討した。次に現用ドラムの連続制動試験によって，その温度特性を検討した。

以上の結果と理論計算による温度分布の推定をもとにして，6種類のブレーキドラムを試作した。制動試験の結果，試作ドラムの一つでは最高温度上昇が現用ドラムの50%にも低下した。このドラムは現用ドラムに比べ，（1） 寿命の延長(約4倍)，（2） 制動力の増大，（3） 製造価格の低減などの利点を有している。実機にはこのドラムの形状を若干変更して昭和40年春から採用している。

## 1. 緒　　言

0.6 m³ パワーショベル (U 106)はフロント（ブーム，ジッパなど）の様式によって数種の機種に分けられる。この中で0.6 m³ ドラグショベルは需要のきわめて多い機種である。このドラグショベルは先端のバケットを手前に引きながら掘削するものであるが，このため掘削—ダンプの繰返し作業時には，ほかの機種に比べてブームの俯仰範囲が大きくなる。とくに深掘りの場合には，この範囲がきわめて大きくなり，使用条件の過酷になることが多い。したがって，作業中ブーム俯仰用のブレーキドラム（以下単にブレーキドラムと呼ぶ）の温度が一般に高くなりがちであり，作業能率の落ちることもある。

強力なブレーキを開発することができれば，ドラグショベルの性能向上に貢献するところは大きい。このため筆者らはブレーキドラムの温度特性を根本的に調べ，良好なブレーキドラムを求めることができたのでここに紹介する。

## 2. 現用ドラムの詳細と研究の方針

**図7**に現用ドラムの構造を示す。**図7**に見るように，ドラムはロープ巻取り部分，ブレーキ部分，クラッチ部分およびこれらを連結するリブ，スポークなどから構成されている。ロープ巻取り部分はブーム俯仰用のロープを巻取るためのものである。ブレーキ部分の外表面にはバンド形ブレーキライニングを巻付け，ブーム下降時に制動を行なう。フィンおよびリブ窓はこのときの摩擦熱を放散させるためのものである。クラッチ部分の内表面にはバンド形クラッチライニングが取り付けられる。ブーム引上時にはこのクラッチを介して動力をロープ巻取り部分に伝え，ブーム下降時にはこのクラッチがはずされる。

次に，研究すべき問題を，

（1） 安価でしかも耐熱性(耐摩耗性)のよい材料の調査

（2） 放熱効果のよいドラム形状の開発

の二つに分けて考え，それぞれについて検討した。以下この順に従って述べる。

## 3. ドラム材料の耐熱性(耐摩耗性)に関する検討

### 3.1 実　験　方　法

ドラム材として鋳鉄18種類，鋳鋼2種類を選び，これらのおのおのから試験片として，外径約150 mm，内径約110 mm，厚さ約6 mmの円輪を製作した。これらの試験片の端面をブレーキライニング材（レジンモールド系）に接触させて，摩耗試験を行なった。試験には定速式摩擦試験機(JIS. D4411)を用いた。すべり速度および面圧はそれぞれ1.98 m/s および 5.65 kg/cm² である。試験中は摩擦面の温度を100, 200, 300℃あるいは400℃に保持したが，この温度調節には自身の摩擦熱と水冷を利用した。

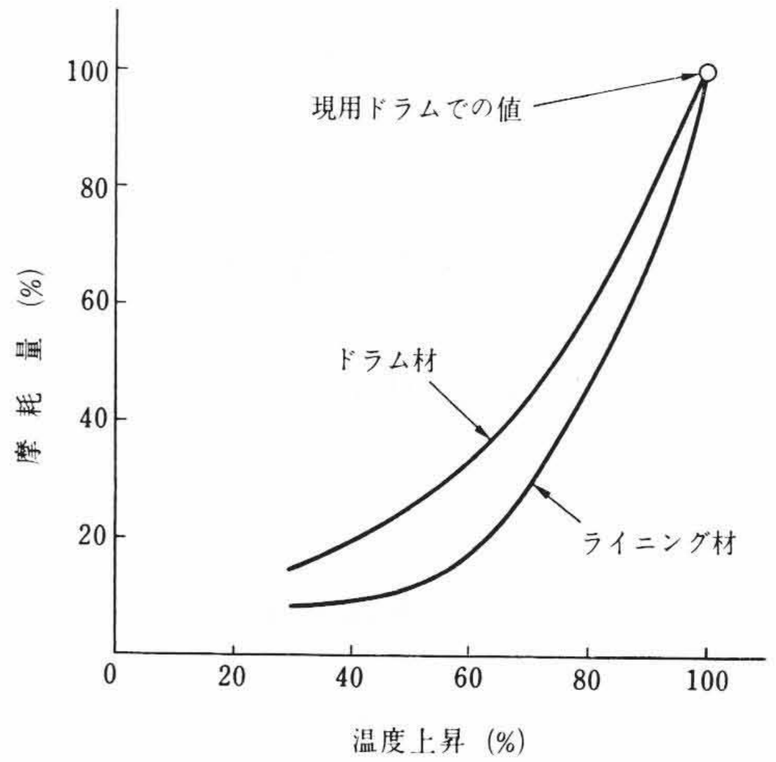



図1　周囲気温からの温度上昇と摩耗量との関係

### 3.2 実験結果と検討

摩擦面の温度が高くなると，ドラム材の摩耗量もライニング材の摩耗量も急激に増大する傾向のあることがわかった。現用ドラムの周囲気温からの温度上昇を100%とし，そのときの摩耗量を100%として，実験結果から温度上昇と摩耗量との関係を推定してみると，**図1**のようになる。この図から，もし温度上昇を50%に下げることができれば，ドラム材およびライニング材の摩耗量は現用ドラムのそれぞれ25%および12%程度と大幅に減少することになる。

なお**図1**は普通鋳鉄についての一例であるが，ほかの材料についてもほぼ同じような結果を得た。

次に各材料の中では，安価な普通鋳鉄や現用ドラムの材料などの摩耗量が全体として少なかった。特殊元素の量を多くした鋳鉄や鋳鋼の摩耗量はかえって多かった。

## 4. 現用ドラムの温度特性に関する検討

### 4.1 実　験　方　法

供試ドラムとしては，現用ドラムのほかに，現用ドラムのリブや

* 日立製作所亀有工場
** 日立製作所足立工場

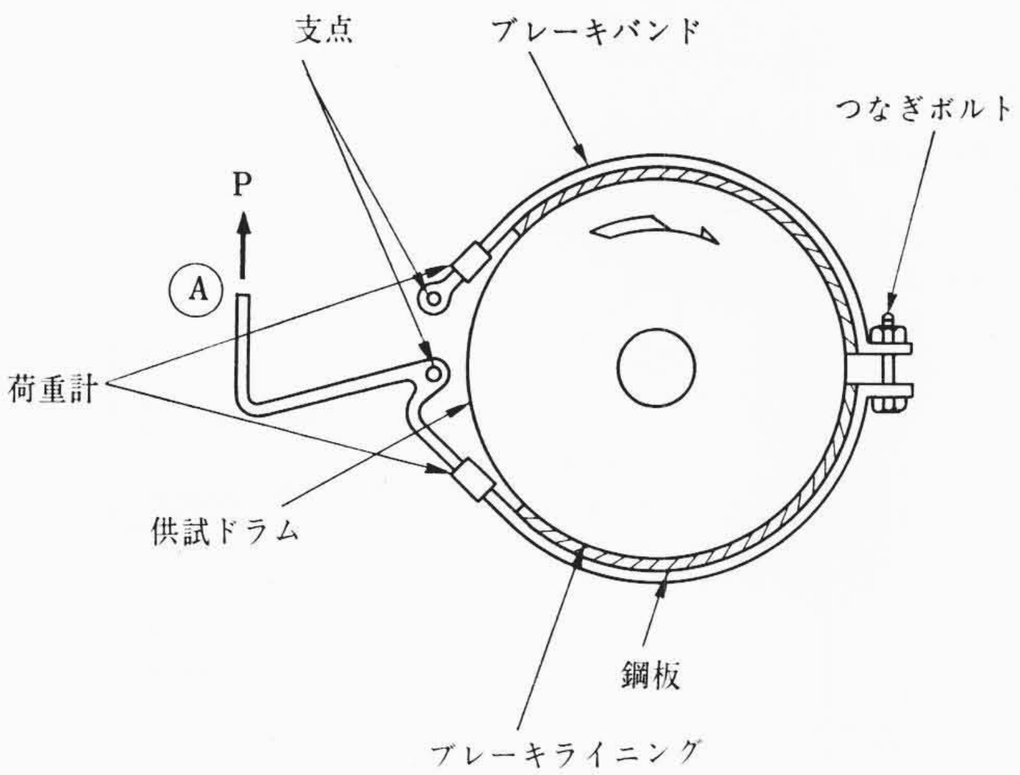



図2　制　動　装　置

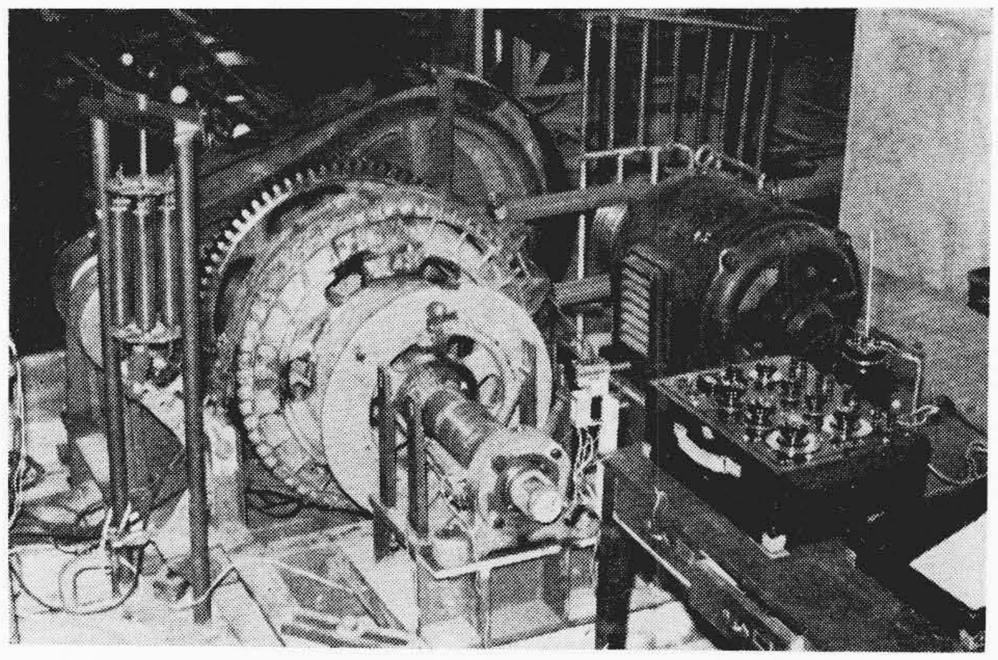


図3　実　験　装　置

フィンを断熱材で被覆したものあるいはリブやフィンの形状を少し変えたもの計6個を使用した。材質はすべて現用ドラムのものと同じにした。

減速装置（チェーン，Vベルト，歯車）を介して，供試ドラムを40 HP三相誘導電動機で駆動した。供試ドラムのブレーキ部分表面には，**図2**のようにブレーキバンドを巻付け，力$P$を加えることにより制動を行なった。制動トルクは図の荷重計により検出した。各実験の間は，この制動トルクが一定になるように，Ⓐの部分に取付けたつる巻バネを調整した。供試ドラムのクラッチ部分内表面（**図7**参照）には，クラッチライニングを全周に密着させた状態で実験を行なった。

一定の回転数（20, 40, 60および80 rpm付近の4段階）と一定の制動トルク（数段階）のもとに，長時間の連続制動を行ない，その間に供試ドラム内各部（計24点）およびブレーキライニング内部（計20点）の温度を測定した。温度の測定には熱電対とスリップリングを使用した。

**図3**に実験装置の外観を示す。

### 4.2　実験結果と検討

おもな結果を列記すれば次のとおりである。

（1）　飽和温度150～400℃（摩擦面），回転数21～82 rpmの範囲では，現用ドラムの90%時間（飽和温度の90%に達する時間）は30～60分となった。回転数が一定であれば，飽和温度が変わっても90%時間はあまり変わらなかった。

（2）　ドラムの最高温度（飽和時）と気温との差を最高温度上昇と呼ぶことにすれば，現用ドラムの最高温度上昇と放熱量（ブレーキドラムへの熱入力に等しい）とはほぼ比例した。

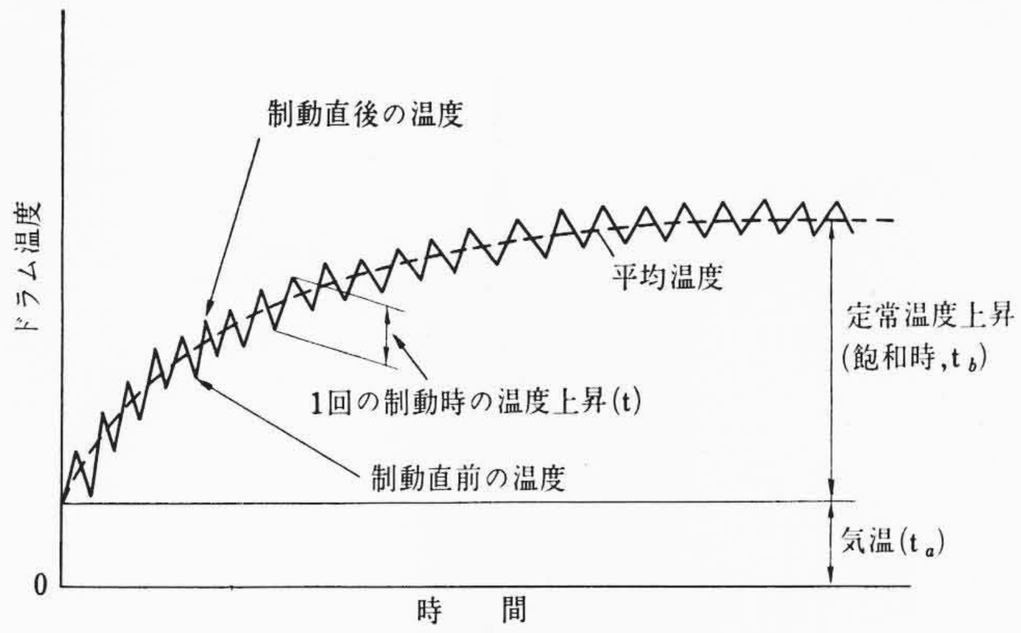



図4　ショベルの作業時のドラム温度

（3）　現用ドラム各部から大気中への放熱割合は次のように推定される。

| | |
|---|---|
| フィンから： | 17～20% |
| リブ窓から： | 30～40% |
| ロープ巻取り部分から： | 10% |
| ブレーキバンドを通して： | 3% |
| その他： | 27～40% |
| 計 | 100% |

フィンとリブ窓からのものが全体の約半分を占めており，これらの部分の形を良くするのが，温度を下げるために効果的と思われる。

### 4.3　作業時の温度上昇に関する理論的検討

以上の結果は一定の回転数と制動トルクのもとに（すなわち一定の制動動力のもとに）連続制動を行なった場合のものである。すなわち制動は定常状態である。しかしショベルの実際の作業では，制動は間欠的に行なわれるので，定常状態ではない。いま実際の作業時のドラム温度を定性的に考えてみると，**図4**のようになる。すなわち制動を1回行なうごとに発熱のため温度が上昇するが，その熱が全部放散されないうちに，次の制動が行なわれる。したがってドラムの平均温度はしだいに高くなってゆくと考えられる。そして長時間後に平均温度自身は飽和するものと考えられる。

このような制動の場合の温度は実験では調べにくいので，理論計算を行なった。ここでは計算方法の詳細を省略するが，一種の差分法による数値解法（電子計算機IBM 7090を使用）を採用した。

計算結果の一例は**図5**に示すとおりである。この図は，現用ドラムに図中の（a）のような制動動力を1回加えた場合の摩擦面付近の温度上昇の時間的変化を示したものである。最高温度上昇は$\tau \fallingdotseq T/2=0.5$ sで生ずることがわかる。

また計算から，1回の制動時の温度上昇（$t$）は定常温度上昇（$t_b$）に比べるとかなり小さく，$t/t_b=1/3$程度と推定された。このことから摩擦面の温度を下げるためには，$t$よりも$t_b$を下げるほうが効果的である。したがって，以下の実験もこの$t_b$に注目する意味で，定常状態で行なった。

なお，ブレーキ部分内には温度差にもとづく熱応力が発生する。この熱応力も計算で求めることができたが，ここでは省略する。

## 5.　良好なドラム形状の開発

### 5.1　開発の方針

次の二つの方針を立てた。

（1）　ブレーキドラム内の温度をできるだけ均一にするため，内部の熱伝導をよくする。

（2）　フィンを増して，ブレーキドラムから大気中への放熱をよくする。

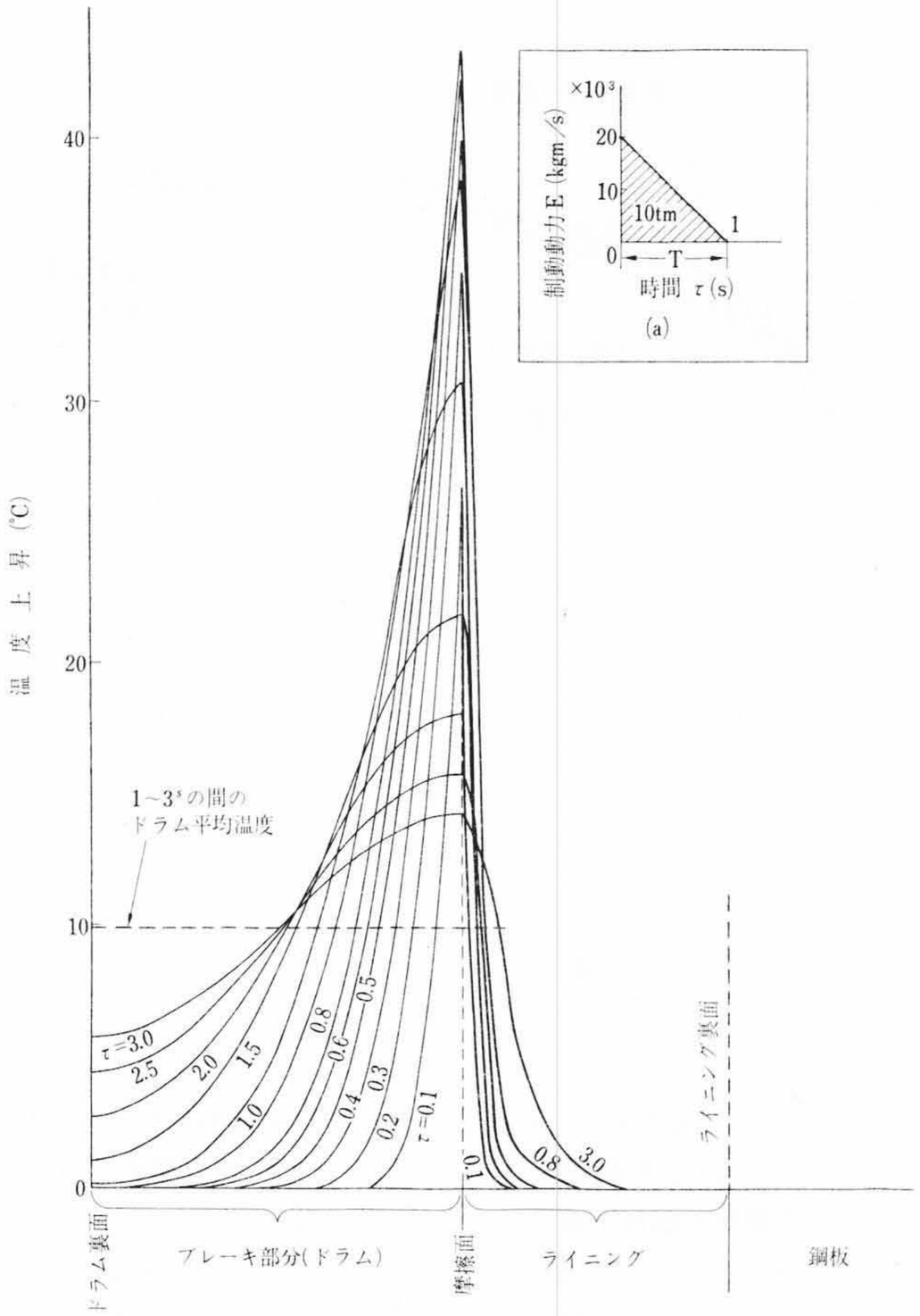



図5　温　度　上　昇　の　分　布

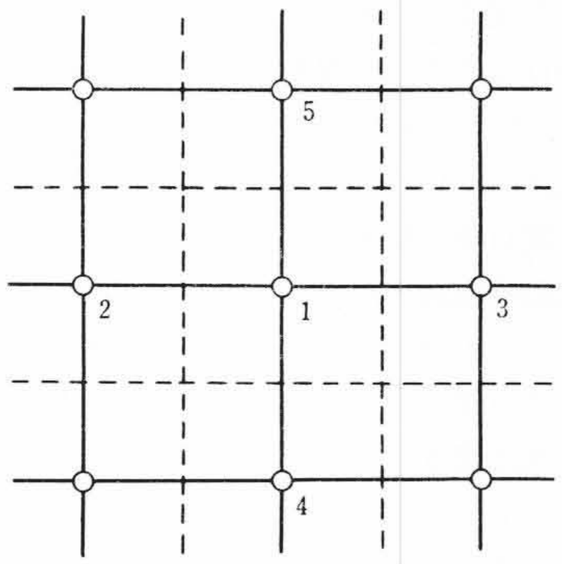



図6　二次元伝熱問題の格子点

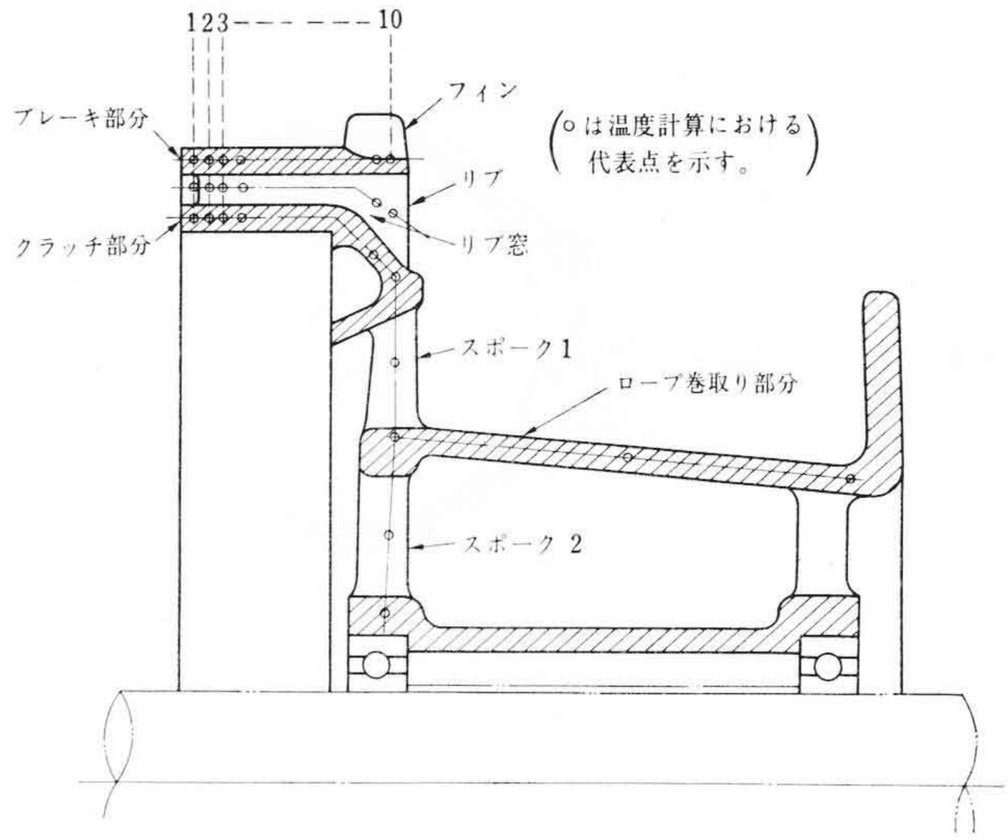
ドラム形状はかなり複雑なので，温度特性を理論計算だけから正確に求めることはむずかしく，実験に頼らざるをえない。一方ブレーキドラムの試作にはかなりの時間を要するので，試作実験だけで，その結果を新しいブレーキドラムの試作設計にフィードバックすることは迅速には行ないがたい。したがって本研究では，実験と並行して理論計算を行ない，極力見通しのよい試作を行なうことにした。

### 5.2　理論計算による良好な形状の推定

#### 5.2.1　計　算　方　法

連続的に一定の発熱量があり，かつブレーキドラム内の温度が飽和して定常状態にある場合を考える。この場合の温度分布を，差分法による数値解法（電子計算機 IBM 7090 を使用）で求めた。次にその概略を説明する。

ブレーキドラムを軸対称とみなし，円周方向の温度分布は一様と考える。そして軸方向と半径方向の温度分布を二次元問題として考えることにする。



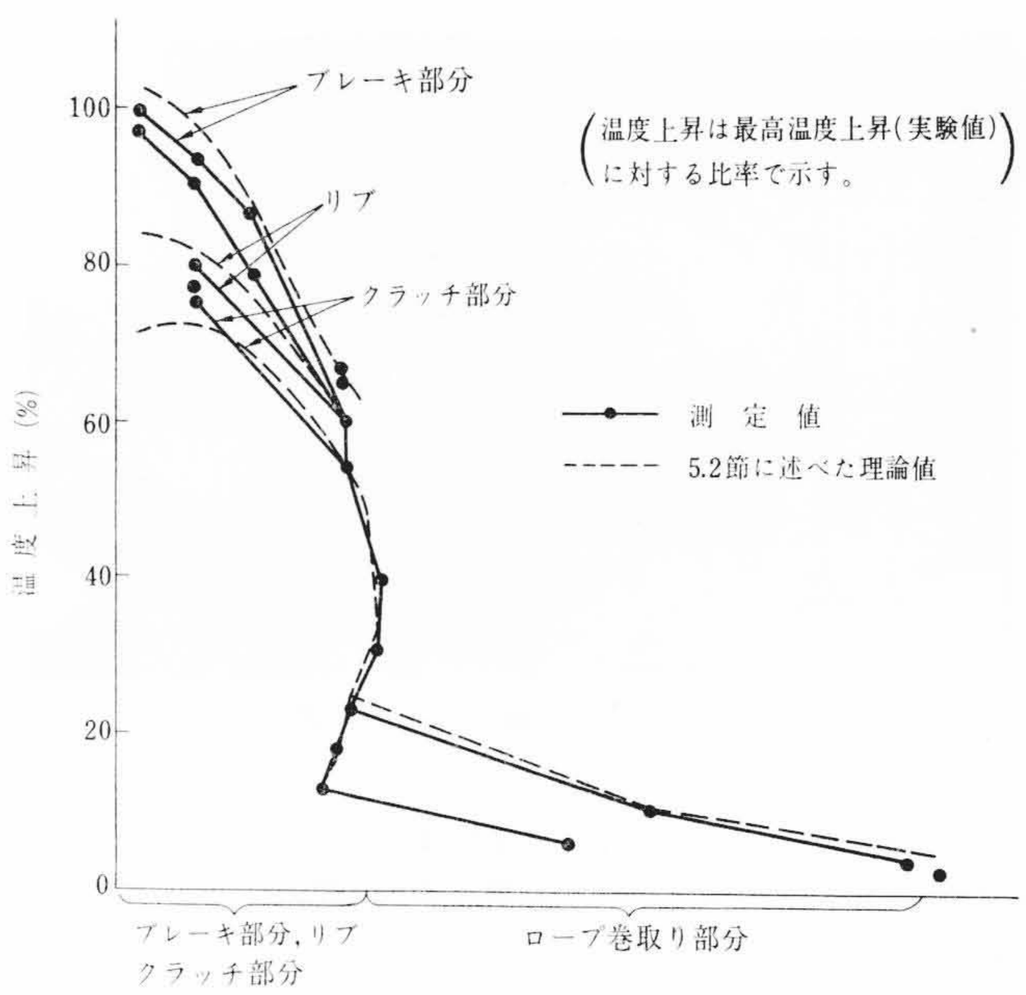




図7　現用ドラムの構造と温度分布（飽和後）

ブレーキドラム内に図6に示すような格子点を考え，ドラム内の各部はこれらの格子点で代表されるものとする。図において紙面に垂直な方向がドラム円周方向であり，この方向には熱の授受がない。

図示する点1とその隣接点2, 3, 4, 5に関する熱の釣合式を立てる。その際，点1から大気中への放熱があったり，点1で発熱があったりする場合には，これらの熱量も考慮しておく。この釣合式は一般に次のようになる（この式を点1の釣合式と呼ぶことにする）。

$$t_1=\frac{\sum_i a_{1i}\,t_i+Q_1}{\sum_i a_{1i}+a_{1a}} \qquad (i=2,3,4,5) \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (1)$$

ここに，$t_1, t_i$：　点1および点 $i$ の温度上昇（大気温度との差）

$Q_1$：　点1における単位時間あたりの発熱量

$a_{1i}=\lambda S_{1i}/l_{1i}$：　点1と $i$ との間の熱コンダクタンス

$a_{1a}=\alpha A_1$：　点1から大気中への放熱係数

$\lambda$：　ドラム材の熱伝導率

$\alpha$：　大気中への熱伝達率

$S_{1i}$：　点 $i$ から点1への熱流路の断面積

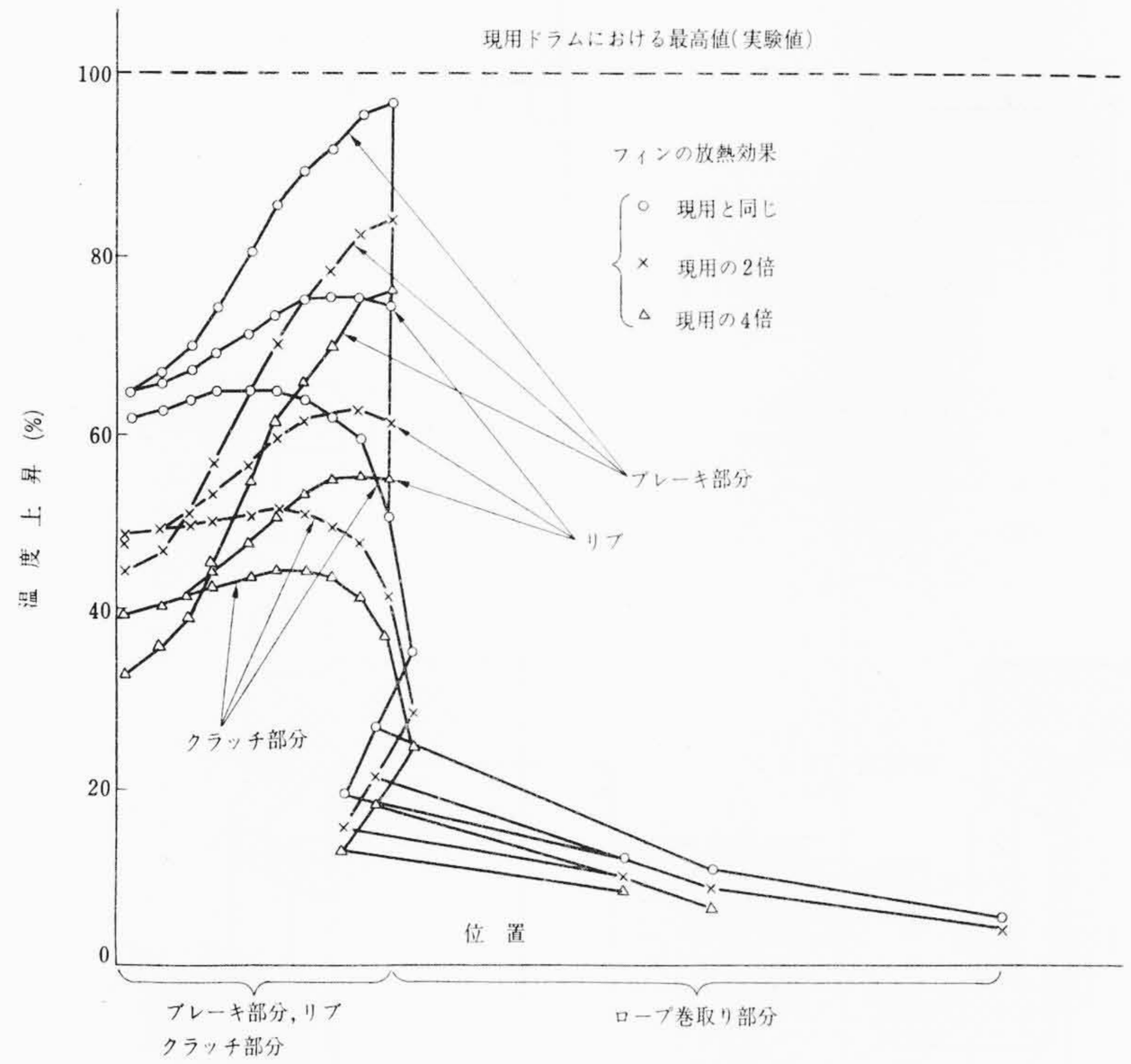



図8　フィンを逆側のブレーキ部分端に移動させたドラムの計算例

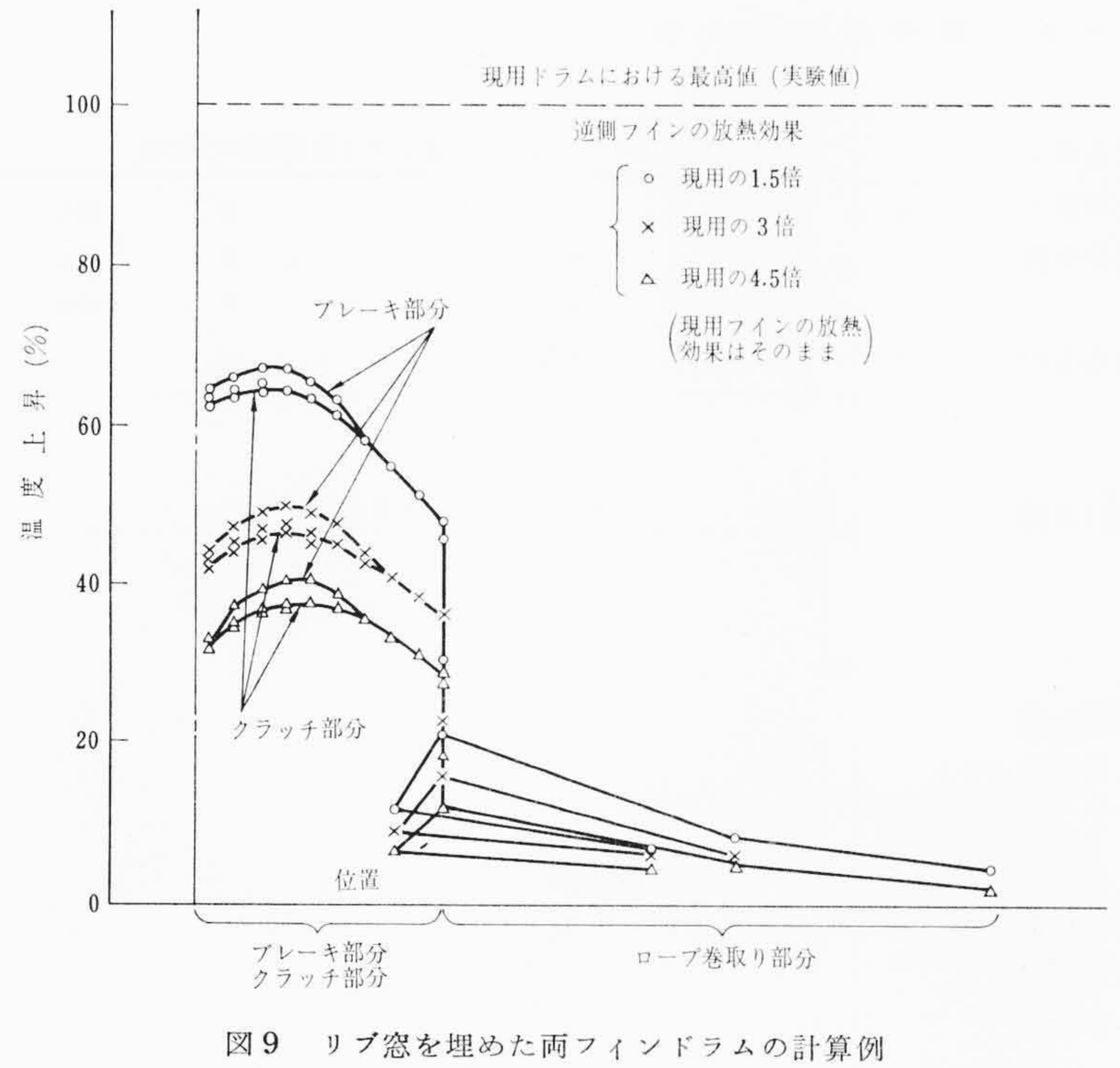



図9　リブ窓を埋めた両フィンドラムの計算例

$l_{1i}$:　点 $i$ から点1への熱流路の長さ

$A_1$:　点1から大気中への放熱面積

まず(1)式の右辺の $t_i$ を適当に仮定して，$t_1$ (第1近似) を求める。次にその $t_1$ をほかの式 (たとえば点2, 3などの釣合式) の右辺に代入して，$t_i$ (たとえば $t_2, t_3$ など) を求める。この $t_i$ をさらに(1)式に代入して，$t_1$ (第2近似) を求める。このような操作を繰返してゆけば，$t_1$ はしだいに一定値に収束する。このようにして得られた $t_1$ が求める温度上昇の値である。各点について同様な操作を行なえば，ブレーキドラム内の温度分布を求めることができる。

現用ドラムについて，実際の格子点を図7の○印のように定めた。

さて数値計算にあたって，あらかじめ熱流路の断面積 $S$，熱流路の長さ $l$ および放熱面積 $A$ の値は，ブレーキドラムの形状，寸法から定めておくことができる。また熱伝導率 $\lambda$ の値も文献から定めておくことができる。しかしドラム各部の熱伝達率 $\alpha$ の値は一般に求めることがなかなかむずかしく，文献にも信頼しうる値は見当らない。

そこで今回は，現用ドラム温度分布の測定値(図7の●印*) に計算値がほぼ合致するような熱伝達率 $\alpha$ の値をあらかじめ選定し，次にこの $\alpha$ の値を用いて，フィン，リブなどの形状，寸法を種々変えた場合の計算を行なった。

選定した $\alpha$ の値は次のとおりである。

$$\left.\begin{aligned}\alpha &= 21.2\ \mathrm{kcal/m^2\,h\,℃}\ (\text{リブ窓})\\ \alpha &= 43.6\ \mathrm{kcal/m^2\,h\,℃}\ (\text{フィン})\end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots (2)$$

計算に使用したそのほかの数値は次のとおりである。

$$\left.\begin{aligned}&\lambda = 40\ \mathrm{kcal/m\,h\,℃}\\ &\text{全発熱量(単位時間あたり)}\\ &= 1\ \mathrm{kW}\ (860\ \mathrm{kcal/h})\end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots (3)$$

### 5.2.2　計算結果と考察

(1)　現用ドラムの計算値と測定値の比較

前記の諸数値(2), (3)を用いて計算した温度分布を，図7の点線で示す。測定値と完全には一致していないが，以後の計算もこの程度の精度で十分であろうと考え，(2)式に示す $\alpha$ の値を採用した。

(2)　現用ドラムのフィンを逆側のブレーキ部分端(図7の代表点1の側)に移動させ，かつフィンの放熱効果を種々に変えた場合の計算例

温度分布を図8に示す。フィンの放熱効果を増せば，最高温度はある程度低くなるが，ブレーキ部分内の軸方向の温度差は現用ドラムと同様に大きい。

(3)　現用ドラムのフィンはそのまま残して，さらに逆側にもフィンをつけ，リブ窓を埋めた場合の計算例

現用フィンの放熱効果はそのままにしておき，逆側フィンの放熱効果だけを種々に変えた場合の結果を，図9に示す。

逆側フィンの放熱効果を増すと，ブレーキ部分内の軸方向温度差は非常に小さくなり，また最高温度もかなり低くなって，好結果が得られる。逆側フィンの放熱効果を現用の4倍にすれば，最高温度上昇は現在値の 50% 以下に減少できるものと期待される。

なお，上記(2)のドラムでさらにリブ窓を埋めた場合についても計算したが，説明を省略する。

### 5.3　試作ドラムの形状

以上の結果をもとにして，6個のブレーキドラムを試作した。

その構造を図10に示す。まずドラムAは，フィンを現在位置の逆側に移動させ，フィンとリブの数を現用ドラムのそれぞれ1.7倍と2倍に増したものである。そのほかの部分の構造は現用ドラムとほぼ同じにした。ドラムBは，ドラムAのリブ窓を埋めて，ブレーキ部分とクラッチ部分とを一体にしたものである。ドラムCは，ド

* 4章の実験により得たもの。

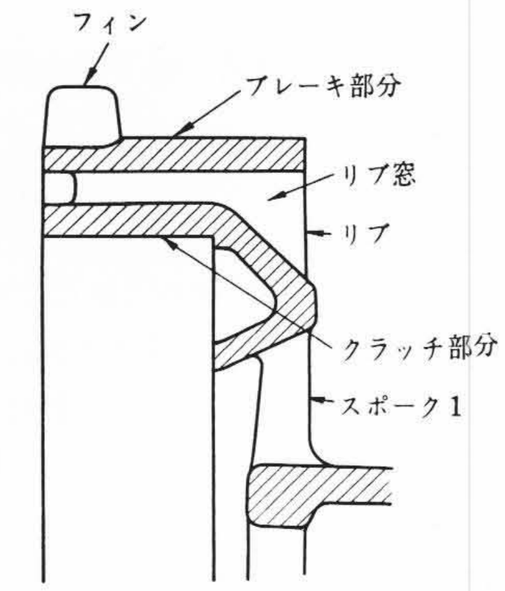



図10　試作ドラムの摩擦面付近の構造

ラムAのリブ窓の中央部に肉を入れて，窓の一部をふさいだものである。ドラムDはドラムBのスポーク1の部分をソリッドな円板で置き換えたものである。ドラムEは，ドラムDの円板の左部分を放射状のフィンで置き換えたものである。

ドラムFは，**図9**の場合に似たもので，もっとも期待されるものである。現用ドラムとの相違点は次のとおりである。

（1）　リブ窓を埋めた。

（2）　現在位置のフィンの数を約1.7倍とし，その高さも約1.5倍とした。

（3）　さらに逆側にも大きいフィンを設けた。

### 5.4　試作ドラムの実験方法

一定の回転数と一定の制動トルク(数段階)のもとに連続制動を行ない，ドラム温度が飽和した状態での温度分布を測定した。そのほかは**4.1**に記述した方法と同様である。

### 5.5　実験結果および検討

**表1**は各試作ドラムについて単位熱入力あたりの温度上昇の最高値を比較したものである。この表をみると，ドラムFの温度上昇は期待どおり現在値の50%にも低下しており，ほかのドラムに比べてひときわすぐれていることがわかる。

**図11**にドラムFの温度分布を示す。各部の温度差は現用ドラム(**図7**)に比べてきわめて小さくなっている。

**図9**に示された計算結果は，現在位置のフィン(**図10(F)**でいえば右側のフィン)が現用のものに同じとして得られたものなので，この計算結果とドラムFの測定値とを比較することはできない。しかし**図9**から推定して，ドラムFに相当する計算値はその測定値よりもやや低くなるように思われる。前述のように，計算値と測定値にある程度の差がでてくるのはやむをえない。

さてこのドラムFを現用ドラムと比較すると，次のような利点が考えられる。

表1　各試作ドラムの温度上昇(最高値)の比較

| | | | |
|---|---|---|---|
| 現用ドラム | 100% | ドラム D | 80% |
| ドラム A | 83% | ドラム E | 87% |
| ドラム B | 80% | ドラム F | 50% |
| ドラム C | 82% | | |

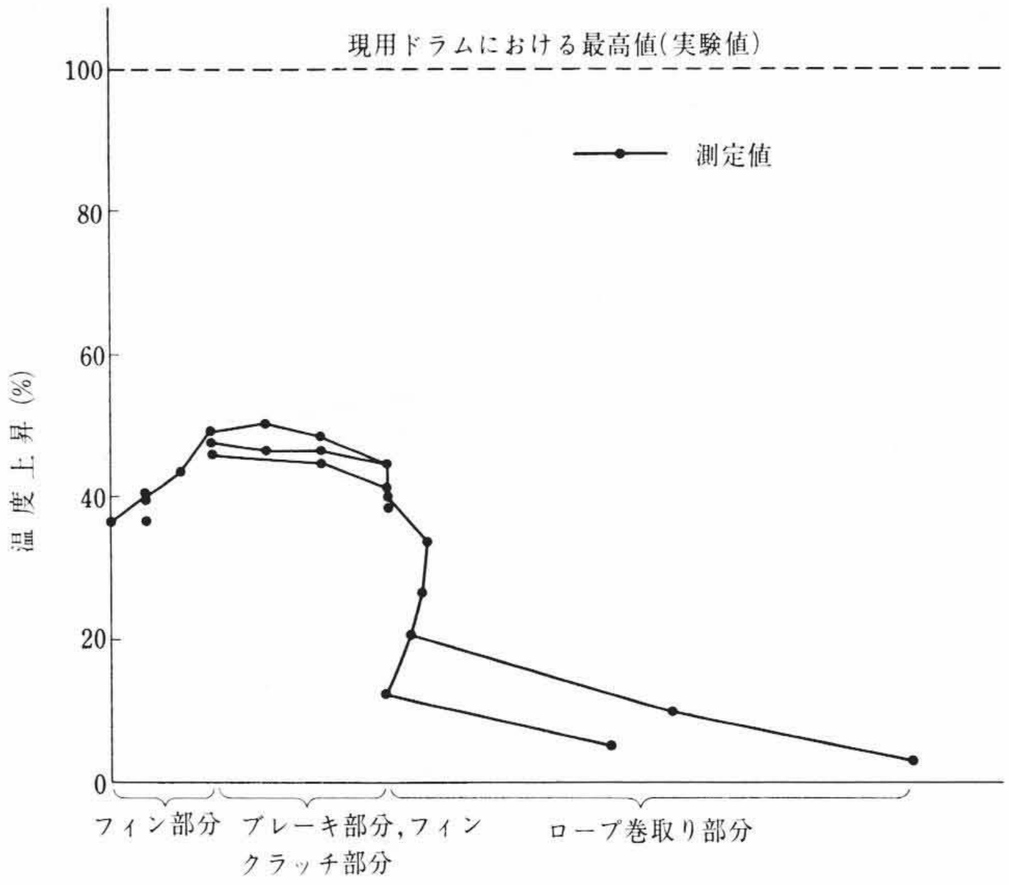



図11　試作ドラムFの温度分布（飽和後）

（1）　ブレーキドラムおよびライニングの寿命の延長

**図1**に示したように，摩擦面の温度を下げれば，ブレーキドラムとライニングの摩耗量は急激に減ってくる。ドラムFの最高温度上昇が50%に低下するので，**図1**からブレーキドラムとライニ

ングの摩耗量は現在のそれぞれ25%と12%程度に減るものと推定される。すなわち，寿命は現在のそれぞれ4倍と8倍程度になるものと期待される。

（2） 制動力の増大

一般に摩擦面の温度が下がれば，摩擦係数が大きくなるので，制動力も増す。

また，作業中にブレーキドラムの温度が極度に高くなれば，ブレーキバンドが膨張するので，ブレーキレバーを最初に設定したストロークで操作すると，ブレーキのきかなくなることもあろう。このような場合は，作業中にバンド長さを短く調整する必要がある。ドラムFでは，バンドの膨張が小さく，このような調整は不必要と思われる。

（3） 製造価格の低減

ドラムFでは，現用ドラムのリブ窓を埋めたかわりに両側にフィンを取り付けたので，鋳造と摩擦面の機械加工がややめんどうとなる。しかし3.2節に述べたように，安価な普通鋳鉄のほうがほかの高級材料よりもむしろ摩耗しにくいということが判明したので，ドラムFを普通鋳鉄で製造することにすれば，ドラムFの製造価格は全体として現用ドラムよりもかなり低減するものと考えられる。

## 6. 結　　言

0.6 m³ パワーショベルのブレーキの性能向上をはかるために，まずドラム材料の耐摩耗性を検討し，次に放熱効果のよいブレーキドラムを開発した結果について述べた。

新しく開発したドラムの形状は図10の(F)に示すとおりであり，材質は普通鋳鉄である。このドラムの作業時の温度上昇は現用ドラム(図7)の約50%に低下するものと期待される。このドラムには，現用ドラムと比べ次の利点があると推定される。

（i） ドラムとライニングの寿命が現在のそれぞれ4倍と8倍程度に延びる。

（ii） 作業中に，制動力の減ることはない。

(iii) 製造価格が低減する。

実機には，上記の開発ドラムの形状を若干変更して昭和40年春から採用している。また実機に採用したドラムは現用ドラムとの互換性をほとんど失っていない。

なお，実機に採用したドラムの寿命を確認するために，現在慣性式試験機を用いて実機と同じ duty cycle のもとに，寿命試験を行ないつつある。

理論計算にあたっては，東京大学工学部甲藤好郎教授，棚沢一郎助教授，秋山守講師ならびに原子力研究所岡本芳三氏から，懇切なご教示とご示唆をいただいた。また研究の遂行にあたっては，東京大学工学部宮本博教授(元日立製作所亀有工場研究部長)ならびに日立製作所足立工場と亀有工場の多くのかたがたから，数々のご指導，ご協力をいただいた。以上のかたがたに対しここに深く感謝の意を表する。

# 新案の紹介

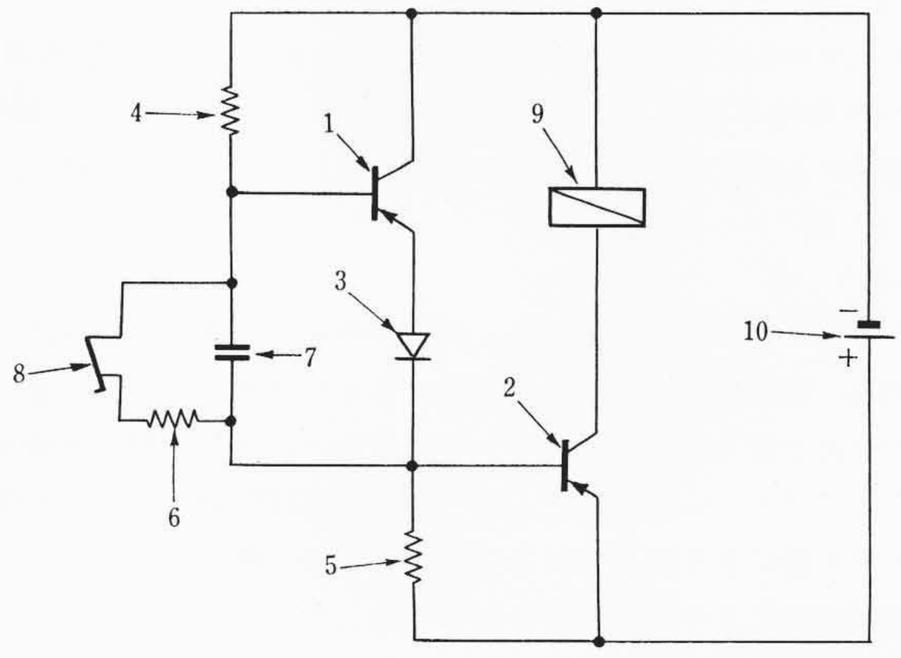
登録新案 第747844号 (実公昭39-10477)

佐々木一彦・山本真吾

## トランジスタ遅延時間発生装置

従来各種電子機器あるいは通信機器において数分の一秒ないし数十分の一秒の範囲の遅延時間を得るためには，熱継電器，油圧式継電器あるいは時計式タイマなどが用いられていた。これらは機械的可動部分を含むため，大形で遅延時間の精度が不十分であった。

この考案はこのような欠点を除いたもので，図に示すように始動スイッチ8は常時閉じている。この場合トランジスタ1のエミッタベース間にはツエナー電圧に達しない定電圧ダイオード3が直流的に高い抵抗値となって挿入されているから，トランジスタ1はしゃ断状態にある。また抵抗5にもトランジスタ2を導通させるほど大きい電圧は現われないので，トランジスタ2も非導通でリレー9は動作しない。

いま始動スイッチ8を開いて起動する。コンデンサ7は抵抗4, 5を経て一定の時定数で充電される。コンデンサ7の端子電圧が定電圧ダイオード3のツエナー電圧に達すると，定電圧ダイオード3は導通するので，トランジスタ1は導通し，そのエミッタ電流により抵抗5に電圧降下を生じ，この電圧によってトランジスタ2も導通してリレー9は動作する。

この際得られる遅延時間は，コンデンサ7の容量と抵抗4の値を変えることによって任意に設定でき，いかなる遅延時間でも誤動作せずかつ正確な遅延時間を得られる効果がある。　　(後藤)