

# 壓入及び焼嵌めの研究

—電気機関車の動輪について—

足立輝吉\* 河村政男\*\* 丑田賢治\*\*\*

## The Press and Shrink Fit

—On the Driving Wheels of Electric Locomotive—

By Terukichi Adachi, Masao Kawamura and Kenji Ushida

Hitachi Works Mito Branch, Hitachi, Ltd.

### Abstract

The press fit between the railway driving wheel and its axle is specified only by maximum and minimum tonnage, the usual figures being from 30 tons to 50 tons per 100 mm axle diameter for cast-steel wheel centers, and on the shrinkage-fit of tyers on the wheel, the 1.0~1.1 in 1,000 shrink is fixed, considering little of the pressing-in allowance, surface finish, mounting operation and other factors.

From the fact that the tyers sometimes become loose on wheels by braking while running, especially on a long and downward grade, the fit might be considered not suitable for keeping a torsional grip.

To find the best mounting conditions, such as fit allowance, surface finish and operation, we held a series of press-fit and shrink-fit tests on the model parts and on the drivers for the Type EF-15 and EF-58 Electric Locomotives of J. N. R. and measured the resulting strain and deformation.

We also tried theoretical calculation, applying the press-fit and shrink-fit efficiency with measured data.

Considering the coincidence of the theoretical and experimental results, and the numerous results which we obtained during manufacturing, we have concluded as follows:

- (1) The formulas we adopted are adequate for practical uses.
- (2) The pressing operation should be specified by the press-fit allowance rather than by the tonnage from a better production point of view.
- (3) The greater amount of shrinkage would be preferable, as it would avoid the usual trouble of loose tyer.

Thereupon we settled the practical conditions for machining and mounting.

So it is possible to apply the above conditions for other railway whe

### [I] 緒言

一般に電気機関車の動輪は、ギヤー及びスポーク輪心

\* \*\* \*\*\* 日立製作所日立工場水戸分工場

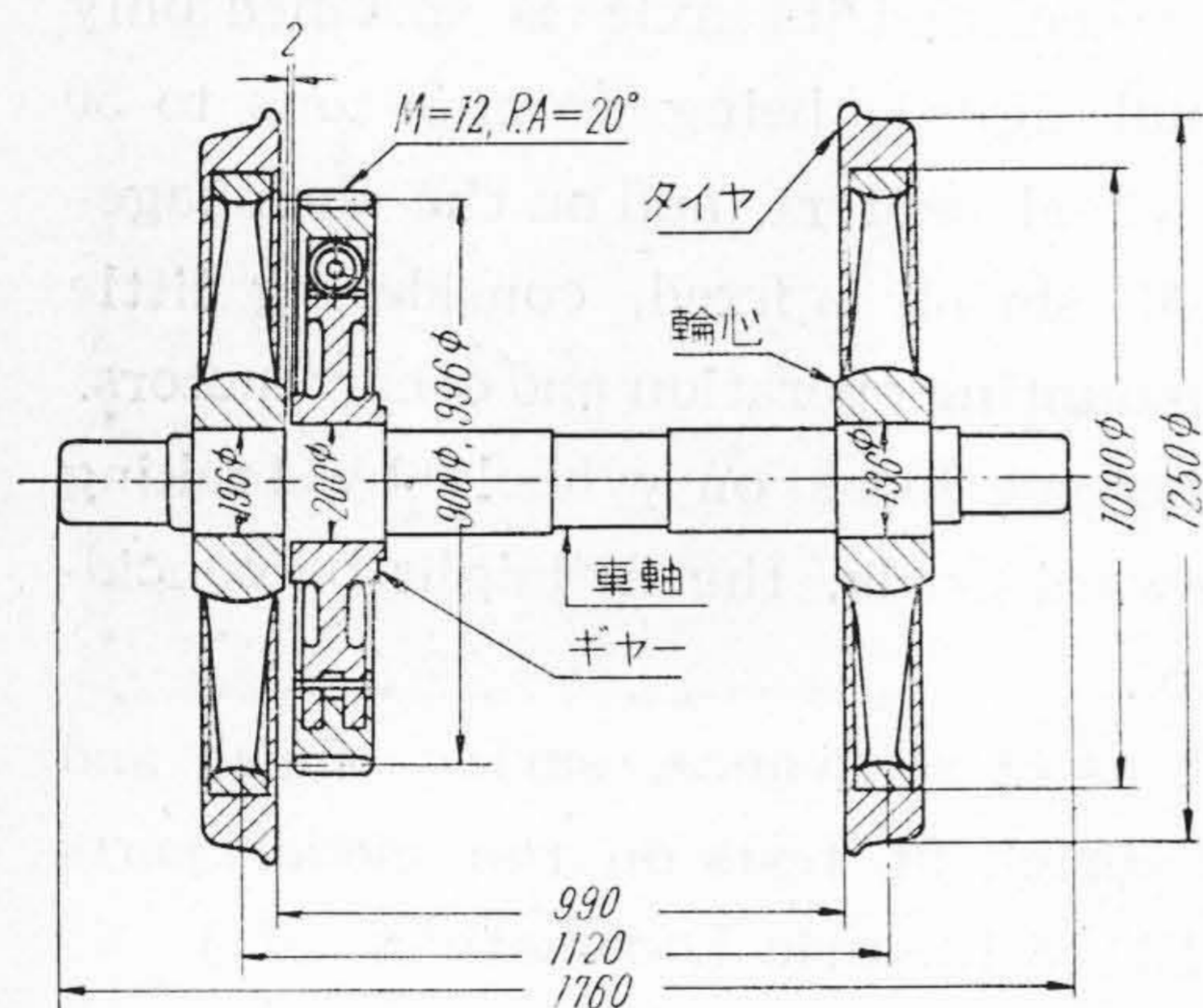
に車軸を壓入し、更に輪心のリムにタイヤを焼嵌めする。従来これらの作業には、壓入は鑄鋼製輪心の場合でボスの孔径 100 mm につき壓入力 30~50 t、タイヤの焼嵌代は直径の 1.0~1.1% (千分比) とする標準が一

般に行われている。(米國の AAR 規格では壓入代を 1.5% としている<sup>(1)</sup>)。然るに運轉状態に於て、タイヤの弛緩及び脱出、或は車軸の弛緩等の事故を發生することがある。

これら事故の主原因を求めるため、壓入に於て壓入屯數のみに重點をおくことの可否<sup>(2)</sup>、タイヤ焼嵌代の多少及び壓入と焼嵌めの相互關係等の究明が必要なことを痛感し、國有鐵道の EF 15 及び EF 58 形電氣機關車用の動輪について、實物及び模型實驗により各種の測定を行つて實用計算式を決定し、又實際作業の改善と調査をへて、その安定をはかつた。

[II] 動 輪 の 仕 様

第 1 圖に動輪を、又各部品を材料を第 1 表に示す。但しギヤは、齒輪部を除外した板輪心部をいう。



第 1 圖 動 輪  
Fig. 1. Driving Wheel

第 1 表 動 輪 の 材 料  
Table 1. Materials of Driving Wheel

部品名	材 質	引張強さ kg/mm <sup>2</sup>	伸 び %	降伏點 kg/mm <sup>2</sup>	硬 度 Hs
ギヤ	SC-41	41~55	30~40	26~28	24~26
輪 心	SC-47R	47~61	28~32	30~32	26~30
車 軸	SF-60	60~70	27~30	36~39	28~32
タイヤ	STY-80	80以上	14~16	55~60	35~40

ギヤ及び輪心の嵌合部は堅旋盤、車軸は研削盤で仕上げ、等量の白ペイントとボイル油を混和した滑劑を塗り、車輪プレスで壓入する。タイヤは堅旋盤で焼嵌部を仕上げ、最後に車輪旋盤でタイヤの踏面と内側端面を仕上げる。

[III] 實 驗

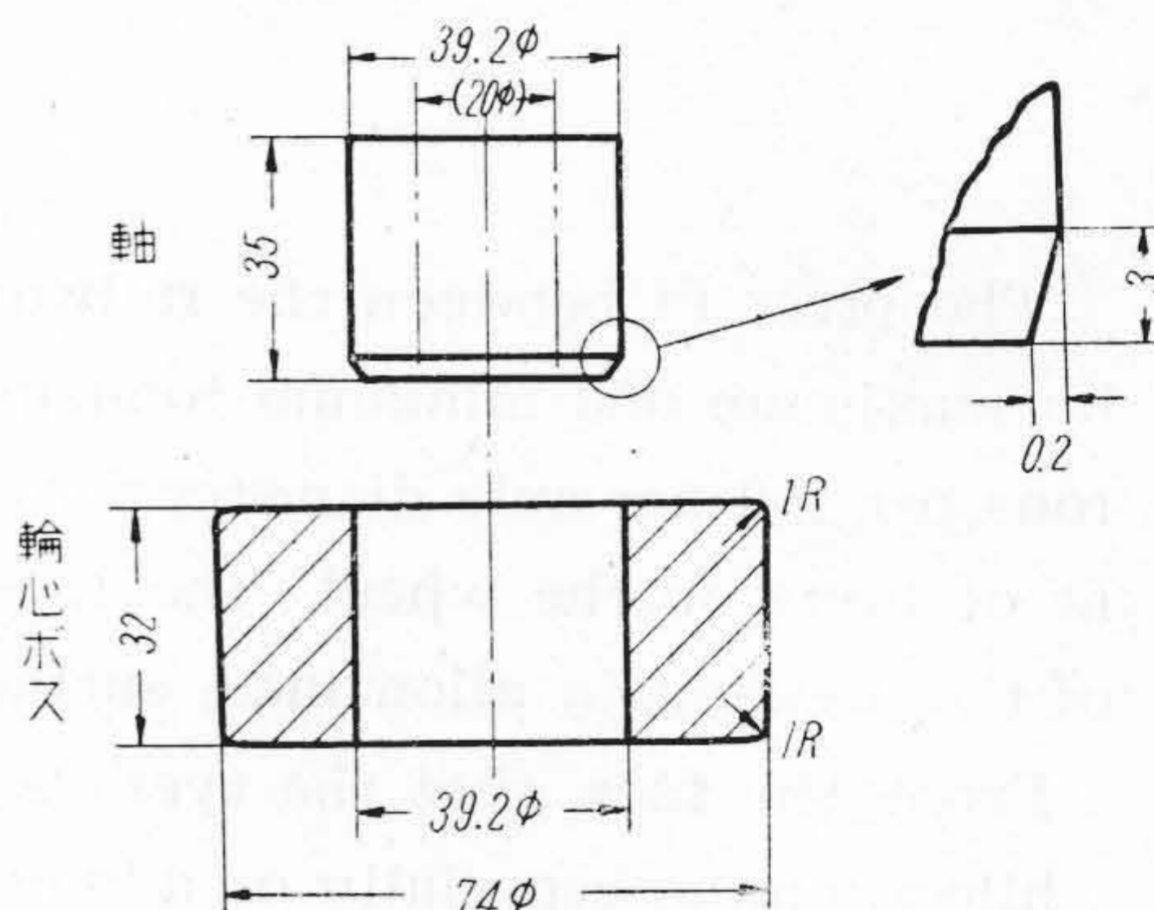
實驗用の模型の形状はすべて實物に相似で寸法は 1/5

である。又實物と同じ引張強さ及び降伏點の材料は得られぬため、吟味して實物の 88~92% のものを用いた。締代が等しい時、降伏を別にすれば、模型と實物の應力或は歪みは同じ値となる。

(1) 豫備實驗

壓入及び焼嵌めの計算式は、その嵌合面が完全圓筒面であると前提しているが、實際は面の粗さその他を免れぬから補正のため豫備實驗を行つた。

輪心のボスのみとこれに嵌合する軸を第 2 圖の如く實物の 1/5 の寸法に作つた。中空軸はその内徑の變位を實測するため、粗さは JES 規定による觸針法で測つたこれらの模型の仕様を第 2 表に示す。實際作業ではボス



第 2 圖 豫 備 實 驗 用 模 型  
Fig. 2. Models for Preliminary Investigation

第 2 表 豫 備 實 驗 用 模 型 の 仕 様  
Table 2. Specification of Models for Preliminary Investigation

品 名	ボ ス		軸				
	種 別	—	—	中空	中實	中空	中實
壓入面	仕上法	研削	バイト	研削	研削	バイト	バイト
	粗さ μ	4~10	8~16	4~10	4~10	8~16	8~16
員 數		3	6	4	2	2	1

の内徑はヘール仕上で粗さは 10~20 μ、車軸は研削仕上で粗さは 4~12 μ であり、焼嵌面は何れもヘール仕上で粗さは 10~20 μ である。

滑劑を塗り、アムスラー型 20 t 試驗機で壓入した。但し、嵌合面がバイト仕上同志のものは 250°C で焼嵌めした。

ボスの外徑及び中空軸の内徑を、それぞれ 3 方向につき 4mm 毎にマイクロメータで測つた嵌込前後の値から、壓入或は焼嵌めによる變位を求め、完全圓筒面としての變位の計算値に對する比 η を算出した。變位は實際に作用している締代に比例して現われるから、η を壓入効率

第3表 豫備實驗結果

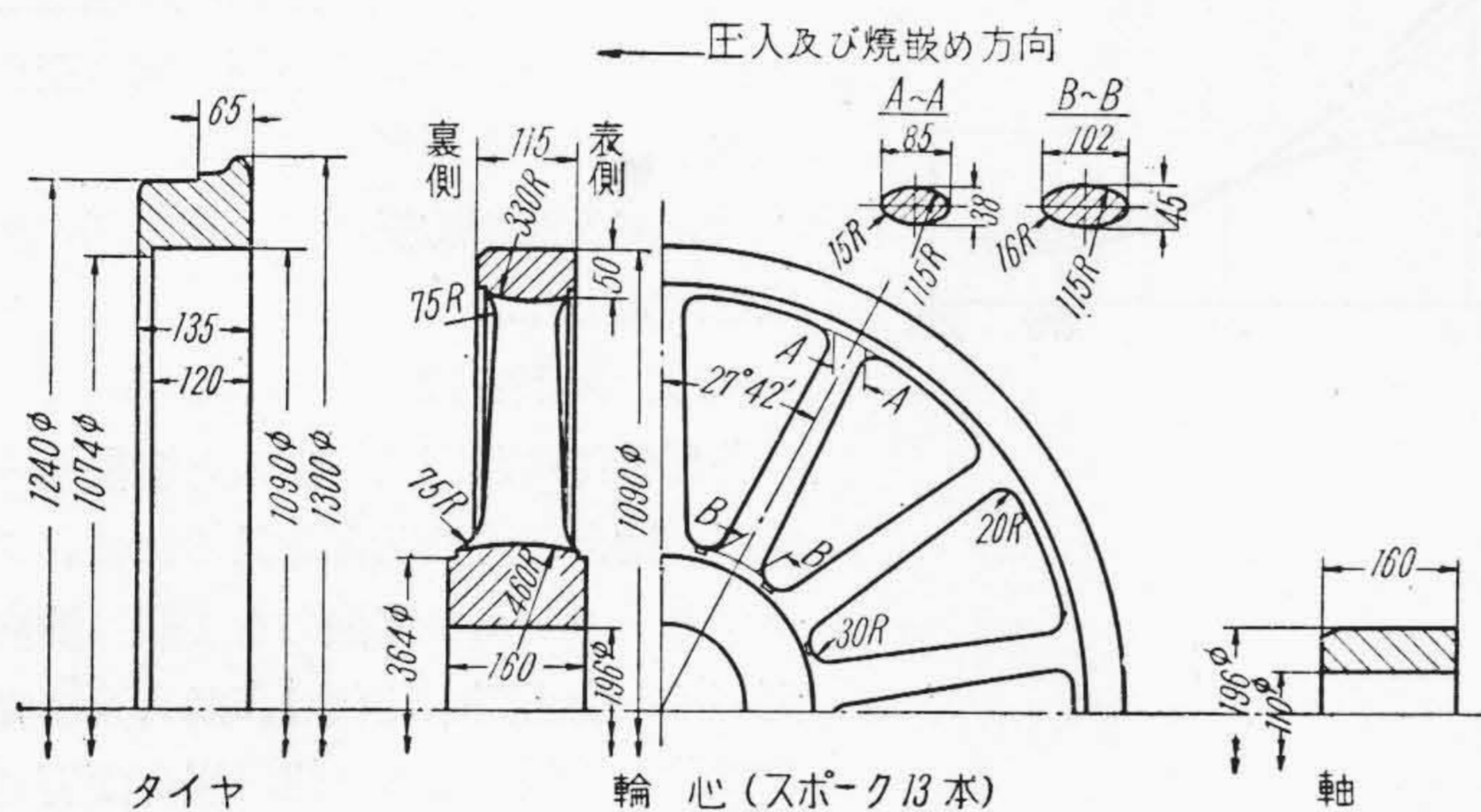
Table 3 Results of Preliminary Investigation.

壓入面 仕上法	ボス：研削、軸：研削				ボス：バイト、軸：研削				ボス：バイト、軸：バイト			
	1	2	3	平均	4	5	6	平均	7	8	9	平均
軸の種別	中空	中空	中實		中空	中空	中實		中空	中空	中實	
締代%	1.36	1.46	1.36		1.41	1.48	1.10		1.40	1.38	1.42	
効率 $\eta$	0.959	0.958	0.963	0.960	0.928	0.926	0.929	0.928	0.895	0.902	0.906	0.901

備考：1~6 は壓入、7~9 は焼嵌めによる。

或は焼嵌効率と呼ぶこととした。これらの實驗結果を第3表に示す。即ち  $\eta$  の値は研削面同志の壓入で 0.96 ボス内径がバイト仕上の壓入で 0.93. 又バイト仕上同志の焼嵌めでは 0.90 である。但し焼嵌部については又別に實驗したが後に記す。これらの効率は以下の計算にすべて適用した。元來効率は 1.0 が望ましいが、實際には部品加工精度並びにその經濟的な限度があるから 1.0 にはならない。

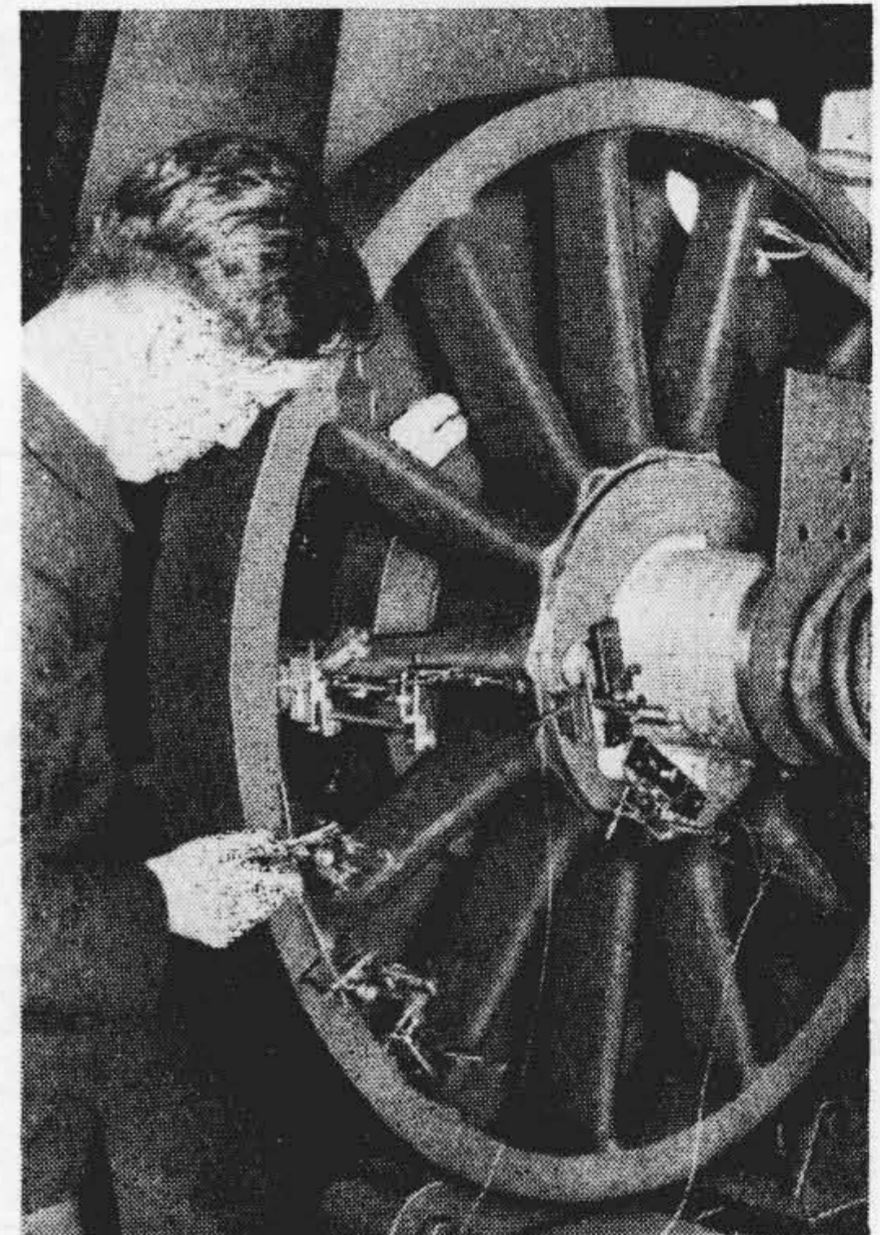
(2) 實物實驗



第3圖 實驗用部品  
Fig. 3 Parts for Investigation.

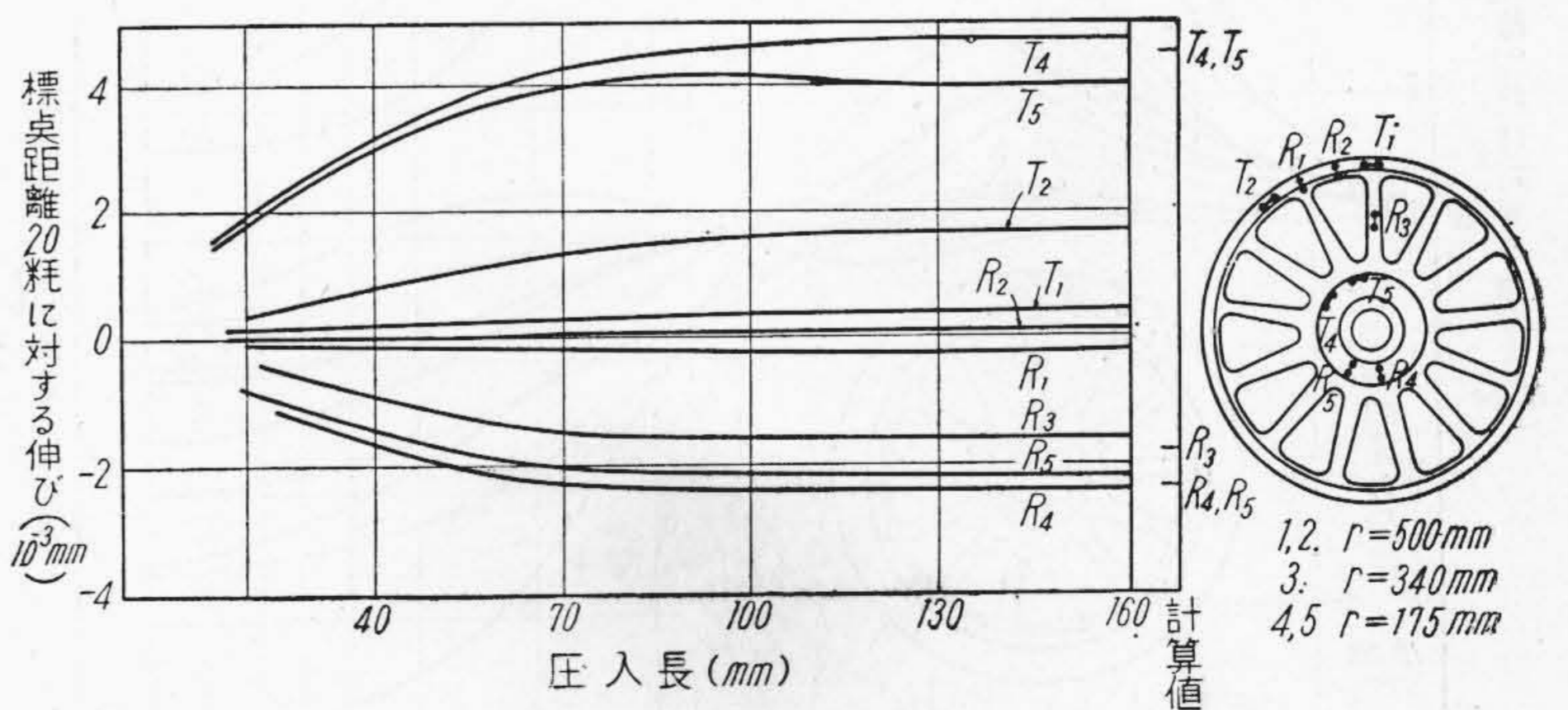
第3圖の如く實物材料の1組を用い、軸は中空とした。測定のため、タイヤの踏面及びフランジの先端に平坦部を設けた外、輪心のボスの外径並びにリムの内径の両端面附近及びスポーク間のボスの外面とリムの内面の中央に仕上面を設けた。寸法測定は、普通型、弓型、及び特殊型の外径並びに内径マイクロメータを用い原器で十分に精度を保證しつつ測定した。壓入代は 1.42%, 焼嵌代は 1.60%, である。

輪心の表側 (第3圖参照) の各部

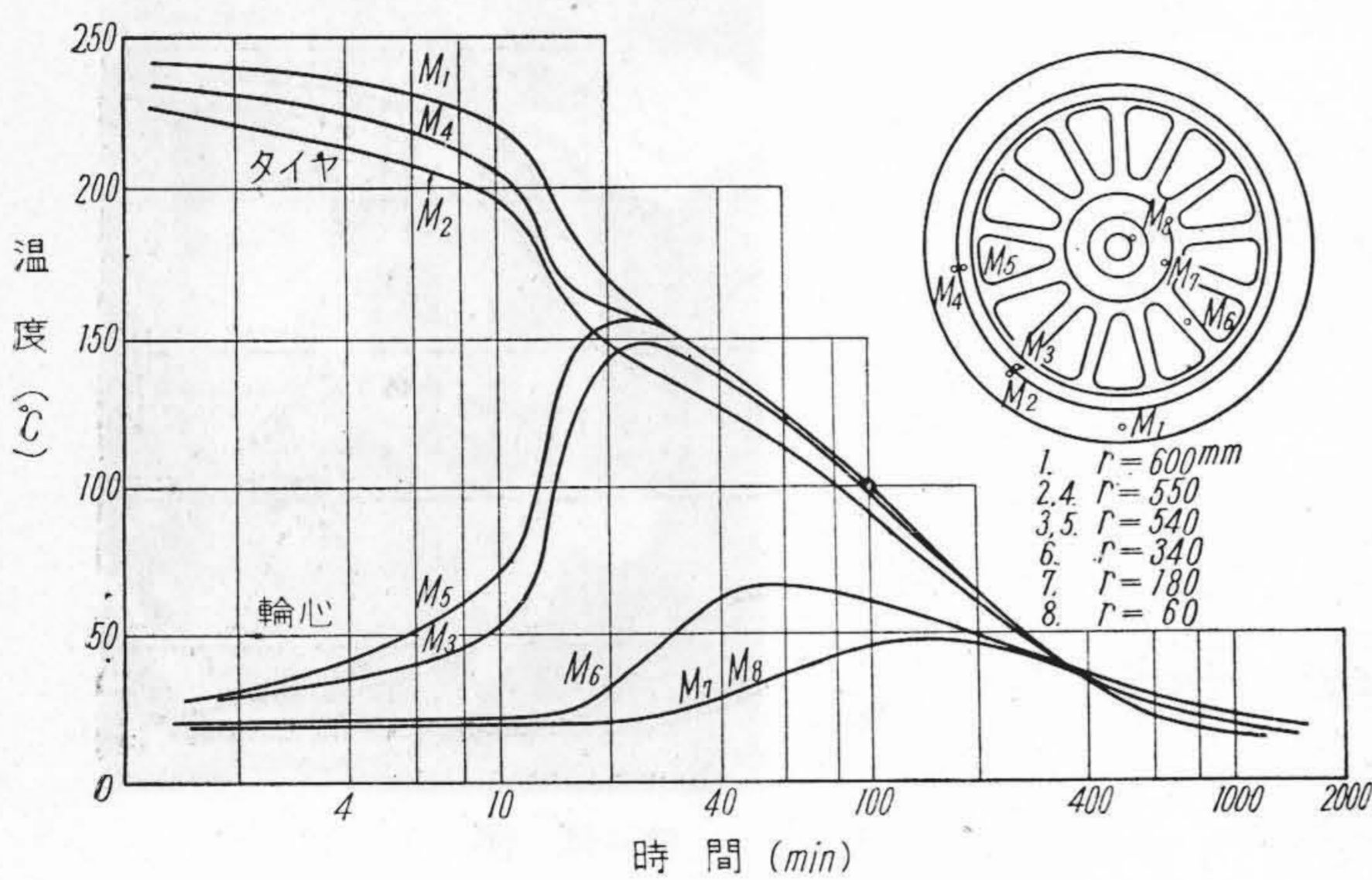
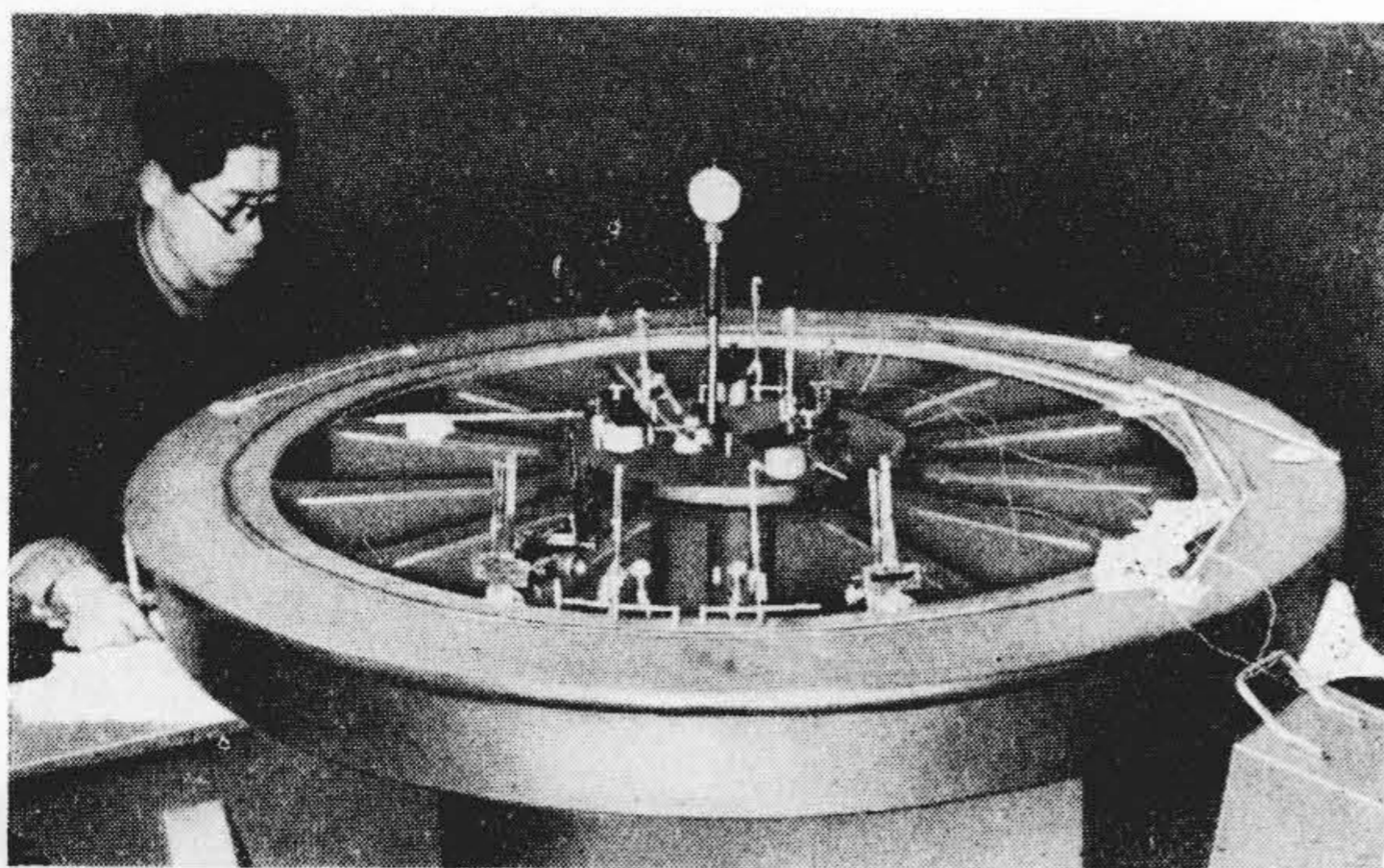


第4圖 壓入實驗  
Fig. 4 Investigation of Press-Fit.

に、理研精密歪計 (標點距離 20 mm, 倍率 1,000 倍) を取付け、滑劑を塗り、300 t 車輪プレスで壓入した。その状況を第4圖に示す。途中で數回停止して歪みを觀測した結果を第5圖に示す。壓入の進行に伴い、各部の歪みは増すが、壓入長約 100



第5圖 壓入の歪み曲線  
Fig. 5 Strain Curves During Press-Fit.



mm で飽和する。

焼嵌めには、55 kW 誘導型タイヤ加熱器でタイヤを約 250°C に加熱し、豫めその表側の各部に水銀寒暖計、歪計及び先に壓入した中空軸の内徑にシリンドーゲージを装着した輪心を嵌込み、常温に復する迄観測した<sup>(3)</sup>。その状況を第 6 圖に、又實驗結果を第 7 圖及び第 8 圖に示す。嵌込後約 10 分でタイヤとリムが接觸しはじめ、輪心の各部特にリムの温度は急上昇し、約 25 分でリムは最高温に達した後タイヤと共に冷却する。スポーク及びボスの各部は、リムよりおくれで最高温に達して逐次冷却する。温度の變化に伴つて歪みは大きく變化し、初期の加熱膨脹のため 10~25 分の間で最大の伸びを示した後縮みつゞける。然しこれらは圓周並びに半径方向の歪みが合成されて現われるため、その最高値は温度と一致はしない。リムの半径方向の歪みは大きな伸びを経過している。

又、壓入及び焼嵌めによる各部の變位を測定した。

(3) 模型實驗

各部分毎の状況及び壓入と焼嵌めの順序を變えた時の状況を見るため、タイヤとリムのみの焼嵌めを 1 組 (燒嵌面バイト仕上同志締代 1.5%)、及び實物實驗と相似のもの 2 組 (嵌合面研削仕上同志) を用いた。後者のうち 1 組は壓入 (締代 1.4%) の後燒嵌め (締代 1.56%)、他の 1 組は燒嵌め (締代 1.64%) の後壓入 (1.38%) した。

(上圖)

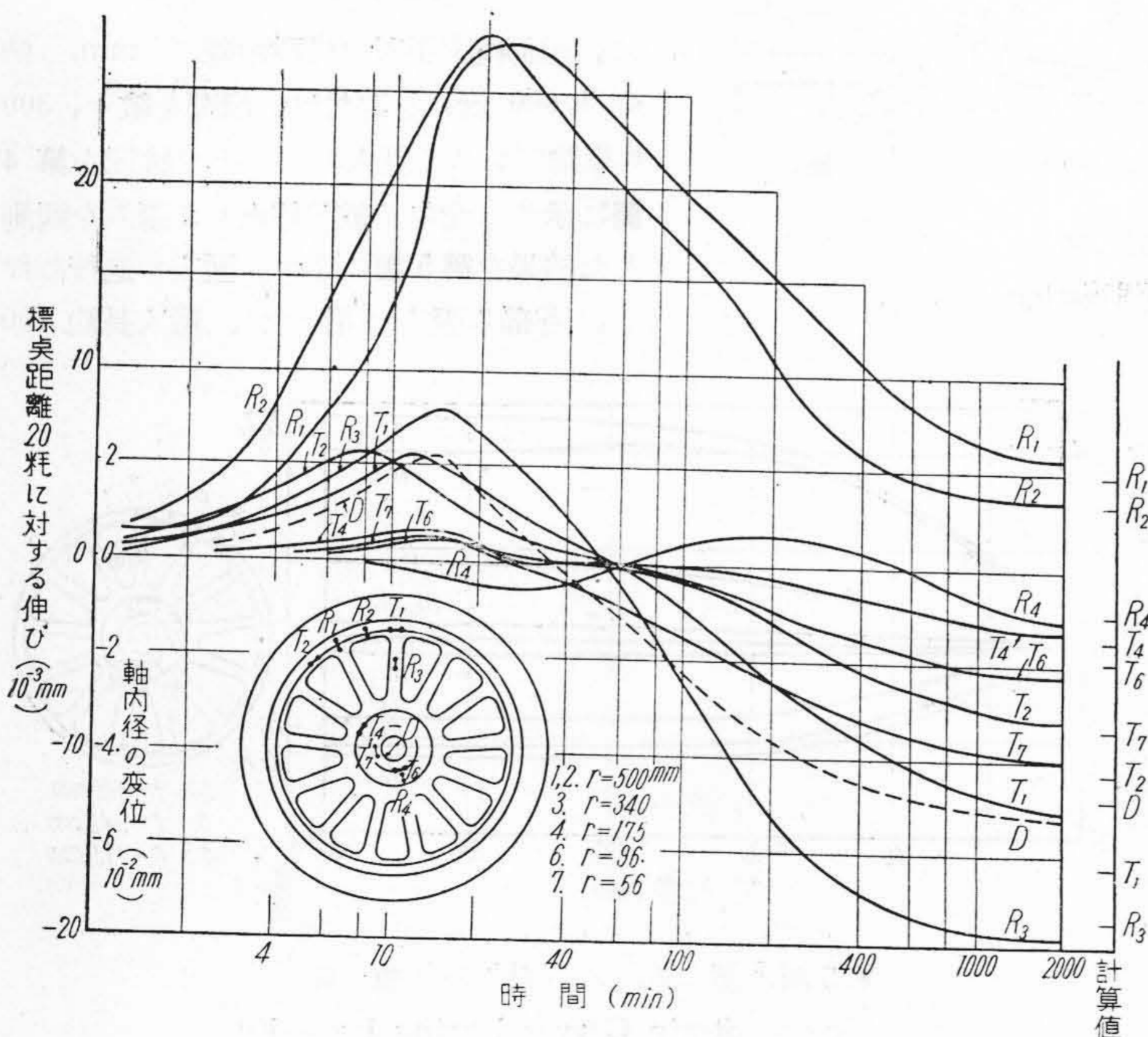
第 6 圖 燒 嵌 め 實 驗  
Fig. 6 Investigation of Shrink-Fit.

(中圖)

第 7 圖 燒 嵌 め の 温 度 曲 線  
Fig. 7 Temperature Curve During Shrink-Fit.

(下圖)

第 8 圖 燒 嵌 め の 歪 み 曲 線  
Fig. 8 Strain Curve During Shrink-Fit.



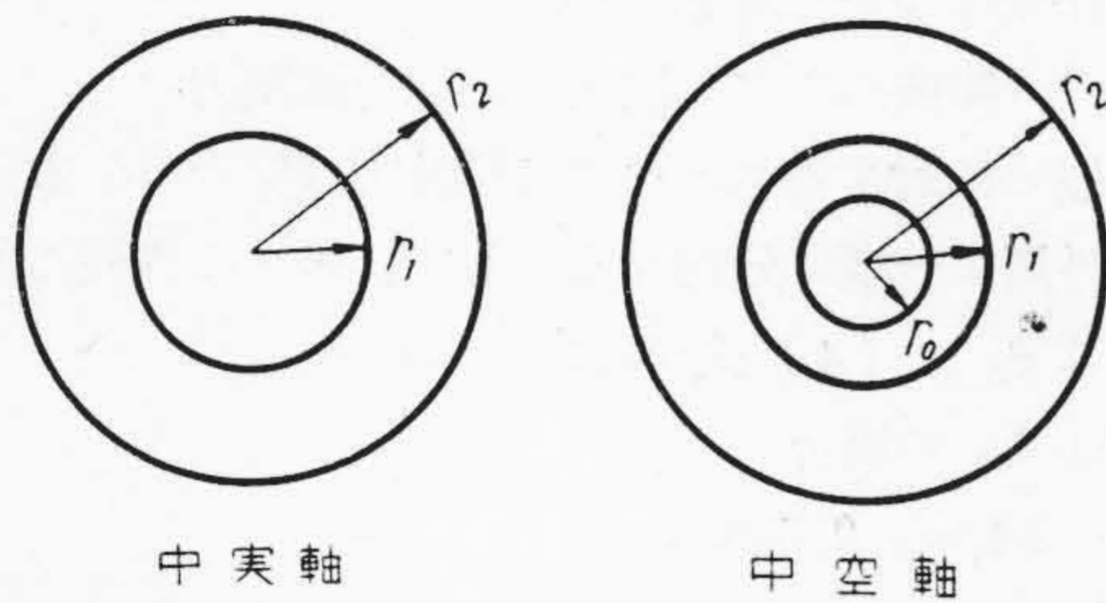
實物實驗と同じく、溫度、歪み及び變位を測定した。實物に比して熱容量が小さいため、溫度の變化は早く、又歪み量及び變位は實物に對して比例的に小さいが、これらの経過の曲線は實物に殆ど相似で、壓入と焼嵌めの順序を逆にしても最後の結果は變らない。

[IV] 計算式

輪心はボスに壓入、リムに焼嵌めされ、これらを 13 本のスポークが連結している。壓入部及び焼嵌部に先づ組合せ圓筒の式を用い、次にスポーク或はリムの効果を加算した。焼嵌めに對するスポークの抵抗の計算は種々の方法が發表され、かなり複雑な精密計算もあるが、筆者等は、別に本動輪について行つた光弾性實驗により、實用的精度の十分なことを認めたもの<sup>(4)</sup>を用いた。又、豫備實驗で求めた効率をそれぞれ適用した。

(1) 壓入面壓力

第 9 圖の如く各半徑をきめ、締代を  $\psi_1 \%$ 、ヤング率を  $E(2.16 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2)$  及び壓入効率を  $\eta_1$  とすると面壓力  $p_1'$  (中實軸) 及び  $p_1''$  (中空軸) はそれぞれ



第 9 圖 壓入部の半徑  
Fig. 9 Radius of Press-Fit Parts.

$$p_1' = \frac{E}{2,000} \cdot \frac{r_2^2 - r_1^2}{r_2^2} \psi_1 \eta_1 \dots (1)$$

$$p_1'' = \frac{E}{2,000} \cdot \frac{(r_1^2 - r_0^2)(r_2^2 - r_1^2)}{r_1^2(r_2^2 - r_0^2)} \psi_1 \eta_1 \dots (2)$$

又、内半徑  $r_1$ 、外半徑  $r_2$  の圓筒が、内壓  $p$  をうける時の外徑の變位  $2\xi_1$  及び外壓  $p$  をうける時の内徑の變位  $2\xi_2$  は、

$$2\xi_1 = \frac{4p}{E} \cdot \frac{r_1^2 r_2}{r_2^2 - r_1^2} \dots (3)$$

$$2\xi_2 = -\frac{4p}{E} \cdot \frac{r_1 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \dots (4)$$

即ち(1)或は(2)式で  $\eta_1 = 1.0$  とし締代の實測値から求めた面壓力を、(3)或は(4)式に入れて求めた變位の計算値に對する變位の實測値の比が効率である。

(2) ボスの等價外半徑

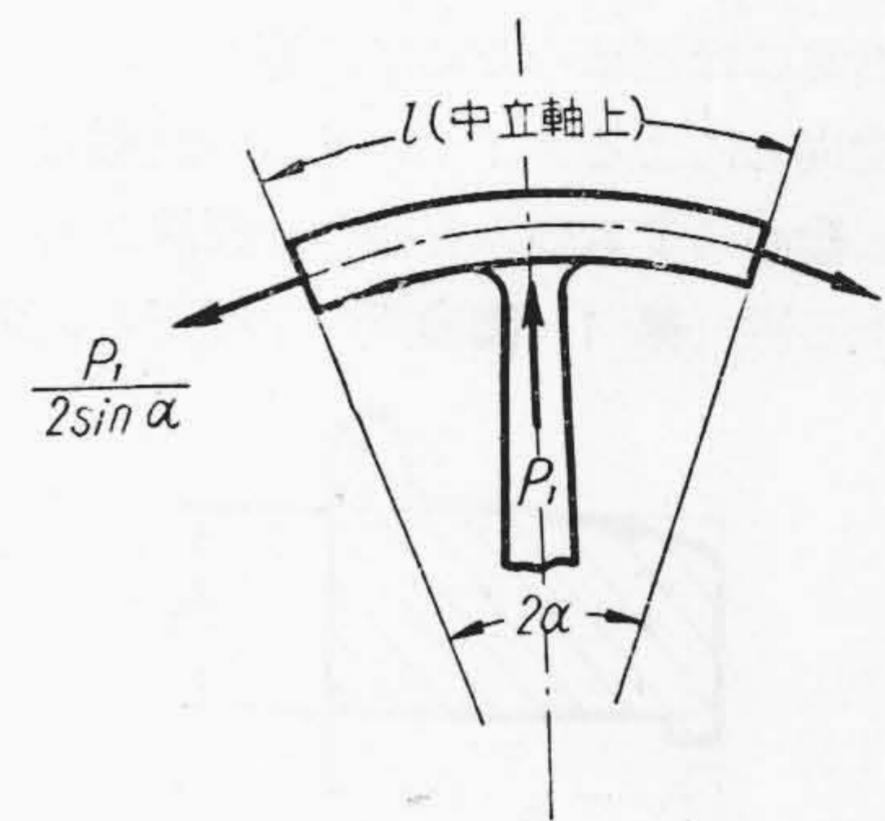
輪心に軸を壓入する時、スポーク及びリムの効果をボスの等價外半徑として求める。ボスのみを考えると、壓入により(1)或は(2)式の内壓をうけてその外徑は

擴がり、スポークを壓縮するためスポークに縮み  $\Delta L$  とリムのスポーク中心上に撓み  $\delta_1$  を生ずる。一方ボスは内壓の外にスポークの反力を外徑に一様に分布するとした外壓をうけ、兩者によつて外半徑に變位  $\xi_1$  を生じ、その値は  $\Delta L$  と  $\delta_1$  の和に等しいとおく。

1 本のスポークに加わる壓縮力を  $P_1$ 、スポークの長さを  $L_s$  及びスポークの平均斷面積を  $A_s$  とすると、

$$\Delta L = \frac{P_1 L_s}{EA_s} \dots (a)$$

第 10 圖の如く、1 本のスポークを中心に、その兩隣のスポークとの中間でリムを區切つて、リムの中立軸の



第 10 圖 リムとスポーク  
Fig. 10 Rim and Spoke.

長さを  $l$ 、リム斷面の圖心の半徑を  $r_R$  及び相隣るスポークの中心のなす角を  $2\alpha$  (rad) とすると、

$$\delta_1 = \frac{P_1 r_R^3}{2EI} \cdot \left( \frac{\alpha}{2} - \frac{1 - \cos \alpha}{\alpha} \right) \dots (b)$$

又、ボスに於て壓入による面壓力を  $p_1'$  スポークの反力による外壓を  $p_2$  及びポアソン數を  $m$  とすると

$$\xi_1 = \frac{2p_1'}{E} \cdot \frac{r_1^2 r_2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{p_2}{E} \cdot \frac{r_2 \{ m(r_1^2 + r_2^2) + r_1^2 - r_2^2 \}}{m(r_2^2 - r_1^2)} \dots (c)$$

但し、ボスの長さを  $b$  とすると  $p_2 = \frac{13P_1}{2\pi r_2 b}$  である

然るに、 $\xi_1 = \Delta L + \delta_1$  であるから、(a)、(b) 及び (c) 式から

$$P_1 = 5,660 \psi_1 \dots (5)$$

ボスが内壓  $p_1'$  をうけて半徑  $r_2$  の部分に  $p_2$  に等しい半徑應力を生ずべきボスの外半徑が等價外半徑  $r_e$  である。即ち、(1) 式の  $p_1'$  を次式に入れて

$$p_2 = p_1' \frac{r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left( \frac{r_e^2}{r_2^2} - 1 \right)$$

$r_e = 200 \text{ mm}$  をうる。依てボスの等價外半徑は實際の外半徑に比して 6.7% 大きい。又面壓力  $p_1$  は(1)式の  $r_2$  に  $r_e$  を入れて

$$p_1 = 7.64 \psi_1 \dots (6)$$

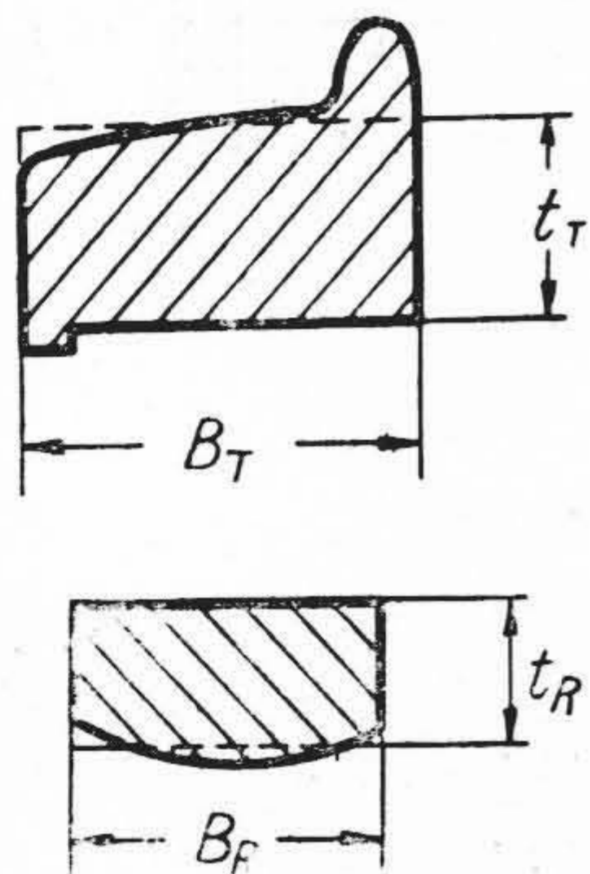
(6) 式は効率を含み、輪心に車軸を壓入する場合の面圧力をあたえる。

(3) 壓入による輪心リムの外径の變位

リムの外半径は、スポーク中心上では前節 (b) 式の  $\delta_1$  だけ擴がり、第 10 圖の一區切りのリム外周に於けるスポークに平行な方向の擴がりの平均値  $1/2 \delta_1$  は、リム外周に沿つての半径方向の擴がりの平均に略々等しいとしてよく、直径當りでは  $\delta_1$  となる。而して (b) 及び (5) 式から、 $\delta_1 = 0.0178 \phi_1$  となるから、タイヤの燒嵌代は  $(0.016 \phi_1)\%$  だけ増すが、燒嵌代自體の 2% 程度で、燒嵌めに對する壓入の影響は殆どないと考えてよく、燒嵌めの計算には簡單のために加算しない。

(4) 燒嵌めによるタイヤとリムの面圧力

タイヤと輪心のリムのみを組合せ圓筒と考え、それぞれの幅が異なる點 (第 11 圖参照) を補正し、又燒嵌効率



第 11 圖 タイヤ及びリム  
Fig. 11 Tyer and Rim.

を適用して、タイヤの幅  $B_T$  にかゝる面圧力  $p_2$  及びリムの幅  $B_R$  にかゝる面圧力  $p_2'$  を求める<sup>(4)</sup>。但し燒嵌代を  $\phi_2\%$  とする。

(A) タイヤ新製の場合 (以下  $t_{80}$  の場合とする)

$t_T = 84.5 \text{ mm}$  で

$$p_2 = \phi_2 \quad p_2' = 1.17 \phi_2 \dots\dots\dots (7)$$

(B) タイヤ磨耗限度の場合 (以下  $t_{40}$  の場合とする)

$t_T = 44.4 \text{ mm}$  で、

$$p_2 = 0.77 \phi_2, \quad p_2' = 0.94 \phi_2 \dots\dots\dots (8)$$

(5) 燒嵌め面圧力によるタイヤ及びリムの應力その他

タイヤ及びリムをそれぞれ内壓或は外壓をうける圓筒として、ラーメの式により各部の圓周及び半径應力を求め、又變位は (3) 或は (4) 式等から求める。

(6) 燒嵌めに對するスポークの抵抗力

(2) 節と同じく、1 本のスポークを中心として、相隣るスポークとの中間でリムを區切り、燒嵌めに對するスポーク 1 本の抵抗力  $P_2$  を求める<sup>(4)</sup>。

(A)  $t_{80}$  の場合

$$P_2 = 40,000 \phi_2 \dots\dots\dots (9)$$

(B)  $t_{40}$  の場合

$$P_2 = 25,900 \phi_2 \dots\dots\dots (10)$$

(7) 燒嵌部の綜合應力

燒嵌めしたタイヤとリムには、圓周方向に一様に作用する直接引張應力  $\sigma_D = \frac{P_2}{2 A \sin \alpha}$  (但し A はタイヤとリムを一體と考えた斷面積) と、曲げ應力が加わる。

但し、タイヤとリムを一體と考えた斷面の圖心の半径を R, 相隣るスポークの中心から測つた任意の角を  $\theta$  とすると、スポークの抵抗  $P_2$  による曲げモーメント M は

$$M = \frac{P_2 R}{2} \left( \frac{1}{\alpha} - \sin \theta - \frac{\cos \theta}{\tan \alpha} \right)$$

である。タイヤとリムにはそれぞれの斷面の慣性モーメントに比例して M が分割作用するから、曲げ應力が求められる。

依て、燒嵌によるタイヤ及びリムの應力は、(5) 節の面圧力による應力と、上記の直接引張應力及び曲げ應力を、各點について加算すればよい。

(8) 燒嵌めによる壓入部の綜合面圧力

燒嵌めに對するスポークの抵抗力  $P_2$  の 13 本分がボスの外周に一様に分布するとして、ボスの内徑に生ずる縮み  $2 \xi_2$  は (4) 式から求められる。

(A)  $t_{80}$  の場合

$$2 \xi_2 = -0.0683 \phi_2$$

即ち壓入締代に換算して  $(0.35 \phi_2)\%$  の増大で、このための壓入面圧力の増加  $p'$  は、(6) 式から壓入効率を適用して

$$p' = 2.47 \phi_2$$

依て、燒嵌めによる壓入部の綜合壓力  $p_{1s}$  は、

$$p_{1s} = 7.64 \phi_1 + 2.47 \phi_2 \dots\dots\dots (11)$$

(B)  $t_{40}$  の場合

同様にして

$$p_{1s} = 7.64 \phi_1 + 1.61 \phi_2 \dots\dots\dots (12)$$

(11) 及び (12) 式から、壓入及び燒嵌めされた輪心と車軸の壓入面圧力が求められる。

(9) スポークの應力

スポークは、壓入、燒嵌め及び軸重による直接應力と運轉時のトルクによる曲げ應力をうける。軸重を W 下方に垂直な位置にあるスポークの荷重を  $w_0$ 。及び水平な直径から測つた各スポークの中心の角を  $\gamma$  とすると

$$\frac{W}{2} = w_0 (1 + 2 \sum \sin^2 \gamma)$$

各スポークの分擔する荷重  $w$  は、 $w = w_0 \sin \gamma$  で、最大値は  $w_0 = 0.077 W$  である。

トルクについては、運轉時の最大粘着力と最大制動摩擦力のうち大きい方を  $F$ 、リムの付根から測つたスポーク上の距離を  $L$  及び断面係数を  $Z_S$  とすると、最大曲應げ力  $\sigma_{BS}$  は

$$\sigma_{BS} = \frac{FL}{13 Z_S}$$

依て、スポークの應力  $\sigma_S$  は、断面積を  $A$  とすると

$$\sigma_S = \frac{1}{A} (P_1 + P_2 + w) + \frac{FL}{13 Z_S} \dots\dots\dots (13)$$

[V] 実験結果と計算結果の比較

歪計から求めた歪みは、同一應力状態にある點の圓周及び半徑方向の値から、その點の應力に換算するのが普通であるが、模型實驗に於て寸法の都合から、半徑方向に歪計を装着出来ぬ所があるので、普通とは逆に應力の計算値から、理論的に歪計に現われるべき數値を求めて實測値と比較した。従つて模型實驗に於て歪計のつけられぬ所は計算値のみを示した。

圓周及び半徑方向の歪みを  $\epsilon_t$  及び  $\epsilon_r$ 、同じく應力を  $\sigma_t$  及び  $\sigma_r$ 、同じく標點距離 20 mm、倍率 1,000 倍の歪計に現われるべき讀みを  $\lambda_t$  及び  $\lambda_r$  とし、それぞれの符號は引張り及び伸びを正とすると

$$\epsilon_t = \frac{1}{E} \left( \sigma_t - \frac{\sigma_r}{m} \right) = \frac{\lambda_t}{20 \times 1,000}$$

$$\epsilon_r = \frac{1}{E} \left( \sigma_r - \frac{\sigma_t}{m} \right) = \frac{\lambda_r}{20 \times 1,000}$$

$$\therefore \left. \begin{aligned} \lambda_t &= 0.926(\sigma_t - 0.3\sigma_r) \\ \lambda_r &= 0.926(\sigma_r - 0.3\sigma_t) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (15)$$

(15) 式から求めた讀みの計算値と實測値を比較した。

(1) 實物實驗の場合

(A) 壓入

歪計の讀みの比較を第4表に示す。

スポークの抵抗力がボスの外周に一様に分布するとした近似の下で、両者は全體的に一致している。

變位その他の比較を第5表に示す。

輪心の形狀の三次元的影響を考慮すると、両者は殆ど一致しているといえる。

第5表 壓入による變位

Table 5 Deformation due to Press-Fit.

區分	面壓力 kg/mm <sup>2</sup>	壓入力 t	變位 mm							
			リム外 徑の平 均値	リムとボスの距離		ボスの外徑			中空軸 の内徑 r=55	
				スポーク部 表側	スポーク 裏側	中間部	表側 r=185	裏側 r=182		平均
實測	—	41.5	0.032	-0.042	-0.019	-0.059	0.076	0.154	0.115	-0.130
計算	8.0	40~50	0.031	-0.038	-0.038	-0.049	0.106	0.109	0.108	-0.120

第4表 壓入による歪計の讀み (10<sup>-3</sup> mm)

Table 4 Strain due to Press-Fit (10<sup>-3</sup> mm).

區分		リム		スポーク	ボス	
		スポーク部 r=500	スポーク 中間部 r=500	中央 r=340	スポーク部 r=175	スポーク 中間部 r=175
實測	$\lambda_t$	0.4	1.6	—	4.7	4.0
	$\lambda_r$	-0.2	0.1	-1.5	-2.5	-2.2
計算	$\lambda_t$	—	—	—	5.25	5.25
	$\lambda_r$	—	—	-1.71	-2.33	-2.33

(B) 焼嵌め

歪計の讀みの比較を第6表(次頁)に示す。

計算ではスポークの付根部に於てリムが圓周方向に有する剛さを省略したので、スポーク部では曲げ壓縮應力が小さく、スポーク中間部では曲げ引張應力が大きくなつたため、リムの圓周方向の値は實測値が小さいが、その他はよく一致している。

變位その他の比較を第7表(次頁)に示す。

全體的によく一致している。

(2) 模型實驗の場合

數値の比較は省略するが、それぞれ計算と實測とはよく一致した。即ち、タイヤとリムのみの部分的比較、及び壓入と焼嵌めの順序を逆にした時の段階毎の比較並びに最後の綜合状態での比較は何れもよく一致し、壓入及び焼嵌めの順序は、最後の結果に對して關係しないことが判つた。尚、豫備實驗で求めた焼嵌效率の値の妥當なことをたしかめた。

(3) 以上により、壓入或は焼嵌效率を適用した各計算式は、實用式としては十分な精度をもつといえる。即ち、スポーク及びリムの効果を含めた壓入面壓力、焼嵌面壓力、焼嵌めによる壓入部の綜合面壓力及びこれらに伴う各部の應力或は變位を、前章の各式から求めてよい。

[VI] 結果の検討

(1) タイヤの弛緩及び脱出

第 6 表 焼嵌めによる歪計の読み (10<sup>-3</sup> mm)

Table 6 Strain due to Shrink-Fit. (10<sup>-3</sup> mm)

區 分		リ ム		スポーク	ボ ス	中 空 軸	
		スポーク部 r=500	スポーク中間部 r=500	中 央 r=340	スポーク部 r=175	スポーク部 r=96	スポーク部 r=56
實 測	$\lambda_t$	-13.0	-8.0	—	-3.5	-5.5	-8.0
	$\lambda_r$	5.7	3.5	-19.5	-2.9	—	—
計 算	$\lambda_t$	-15.94	-11.0	—	-3.87	-4.97	-8.63
	$\lambda_r$	4.79	3.31	-18.8	-2.58	-1.22	-2.46

第 7 表 焼嵌めによる變位

Table 7 Deformation due to Shrink-Fit.

區 分	面 壓 力		變 位 mm										
	kg/mm <sup>2</sup>		タイヤの外徑		リムの内徑 r=500			スポークの縮み L <sub>s</sub> =315			ボスの外徑		軸の内徑
	タイヤ	リム	フランジ先端 r=650	踏面 r=624	表 側	裏 側	平 均	表 側	裏 側	平 均	表 側 r=182	裏 側 r=182	r=55
實測	—	—	1.1	1.0	-0.7	-0.7	-0.7	-0.4	-0.4	-0.4	0	0	-0.07
計算	1.63	1.91	0.998	0.990	-0.643	-0.643	-0.643	-0.370	-0.405	-0.383	-0.013	-0.014	-0.049

タイヤの弛緩及び脱出の直接原因は、長距離下り勾配路線での制動運轉による發熱のため、タイヤとリムの平均温度差が、焼嵌代の實効値を減殺することで、客貨車用輪軸では、最悪の場合に平均温度差は約 80°C であるといわれ、これは焼嵌代にして約 1.0% に當る。一方、運轉中の各種の力を考えると、この温度差に達する以前に、弛緩、脱出を起すおそれがあつて、1.0% という焼嵌代では不十分となる。

電気機關車の動輪に於ては、平均温度差についての具體的な數値が判然としないが、客貨車用輪軸に比して一層悪条件の場合が多い。

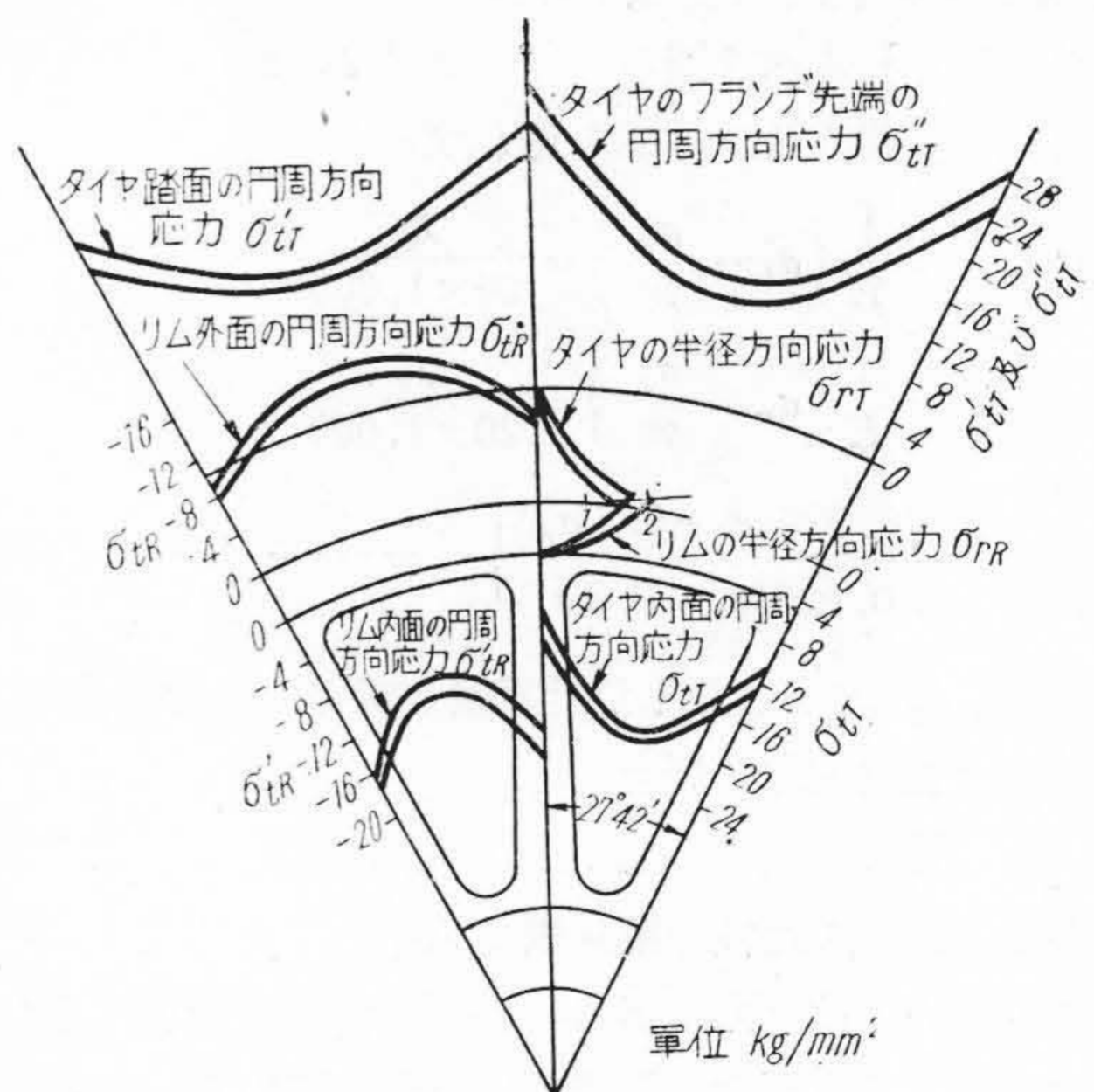
又、焼嵌代の實効値は、見かけの測定値よりも小さくその比率が焼嵌効率である。

これらの點から、焼嵌代が 1.0~1.1% という一般の標準は増加する必要があるが、他面、焼嵌めによる應力の状況を考慮して決定すべきであり、強度上から焼嵌代は一定の數値以上に大きくすることは出来ない。

(2) 焼嵌めによる應力

焼嵌代を一般の標準の約 40% 増し、即ち 1.4~1.6% とした場合、前記の實用計算式を用いて、焼嵌部の應力を求め、第 12 圖 (タイヤ新製の場合) 及び第 13 圖 (タイヤ磨耗限度の場合) に示す。應力分布の各曲線は、それぞれ焼嵌代の 1.4% 及び 1.6% に對するものである。

各部の應力について主應力差を求めると、タイヤに於ける最大値は、磨耗限度の場合のスポーク中心上のフランジの先端に生じ、その値は衝撃に對して 26% を加算して 47.0 kg/mm<sup>2</sup> で、降伏點の 85.5% である。又輪

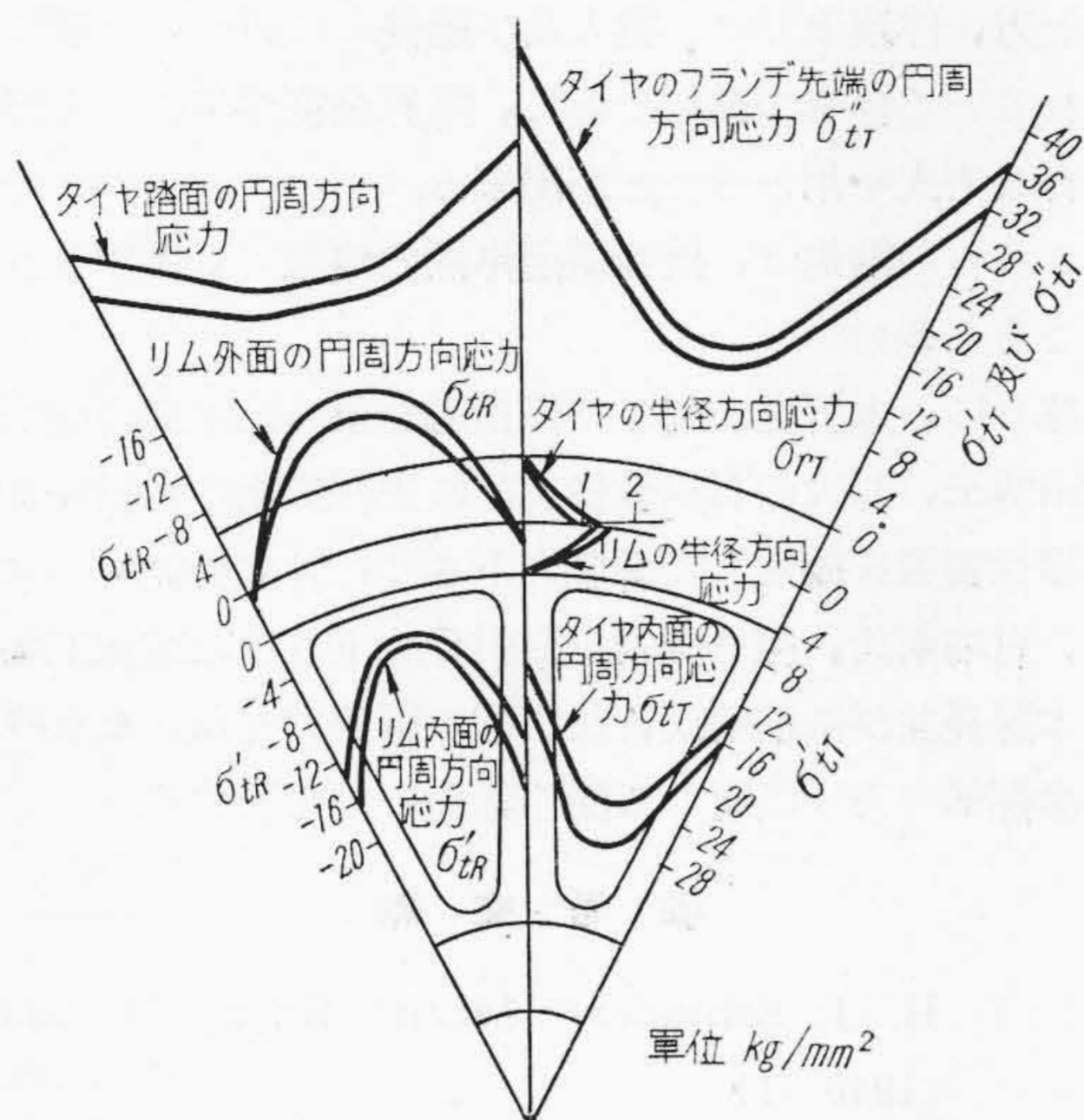


第 12 圖 焼嵌めによる應力分布 (タイヤ新製の場合)  
Fig. 12 Stress Distribution due to Shrink-Fit.  
(for New Tyer.)

心リムに於ける主應力差の最大値は、タイヤの磨耗限度の場合のスポーク中心上のリム内徑に生じ、衝撃を含めて 23.2 kg/mm<sup>2</sup> で、降伏點の 67.2% である。但し、何れの場合も衝撃以外の力、例えば軸重による影響等は省略出来る程度の値である。

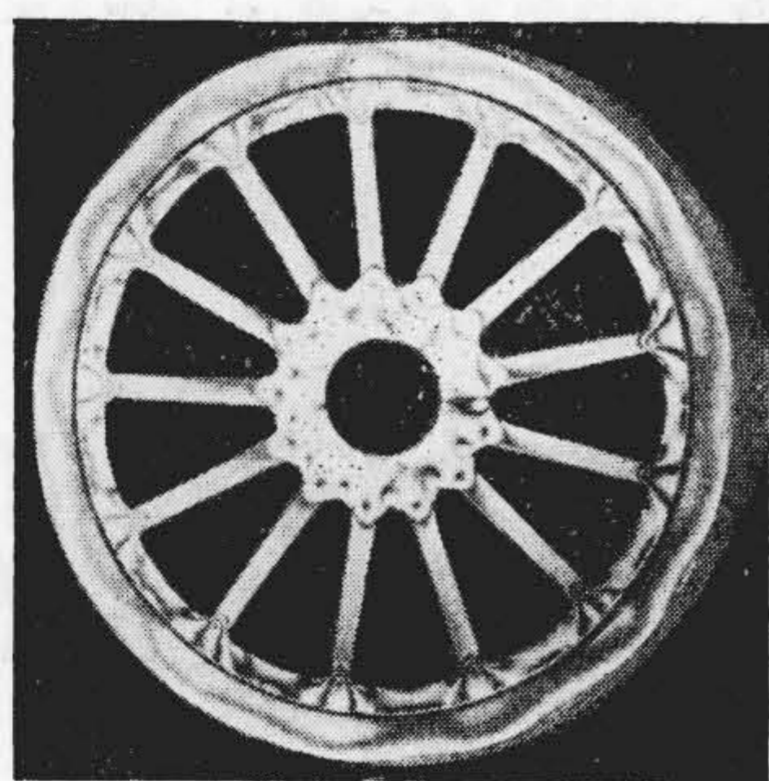
本動輪について行つた光弾性實驗結果の一例を第 14 圖に示す。但し、タイヤの締代は 4.2%、軸 (眞鍮) の締代は 1.0% である。光弾性實驗の結論から、輪心のスポークと、リム及びボスとの付根に於ける集中應力は、





第13圖 焼嵌めによる應力分布 (タイヤ磨耗限度の場合)

Fig. 13 Stress Distribution due to Shrink-Fit. (for Worned Tyer.)



第14圖 光弾性實驗結果 (1/3)

Fig. 14 One of the Photoelastic Tests. (1/3) (Metal Shaft Pressed in.)

大きな値ではないことが判つた。

(3) 壓入部について

壓入締代の測定値が一定であつても、壓入力は變化する。壓入力を左右する原因は複雑であつて、壓入部の機械加工精度や滑劑の狀況等は、壓入力に大きな影響がある。

運轉状態で壓入部が十分な把握力をもつためには、壓入してからの實效締代こそ重要であり、機械加工精度等を規定せず、壓入力のみで判定するのは妥當でない。

(4) 實際作業について

實用式を用いて、壓入部及び焼嵌部の狀況を求められるが、實際の製品が、計算と同じく、嵌合面に均等に締代がはたらくためには、作業精度の向上と安定が先決問題である。依て、合計168軸分の各部品について検討した結果、重要な事項として次のものが挙げられる。

(A) 機械加工

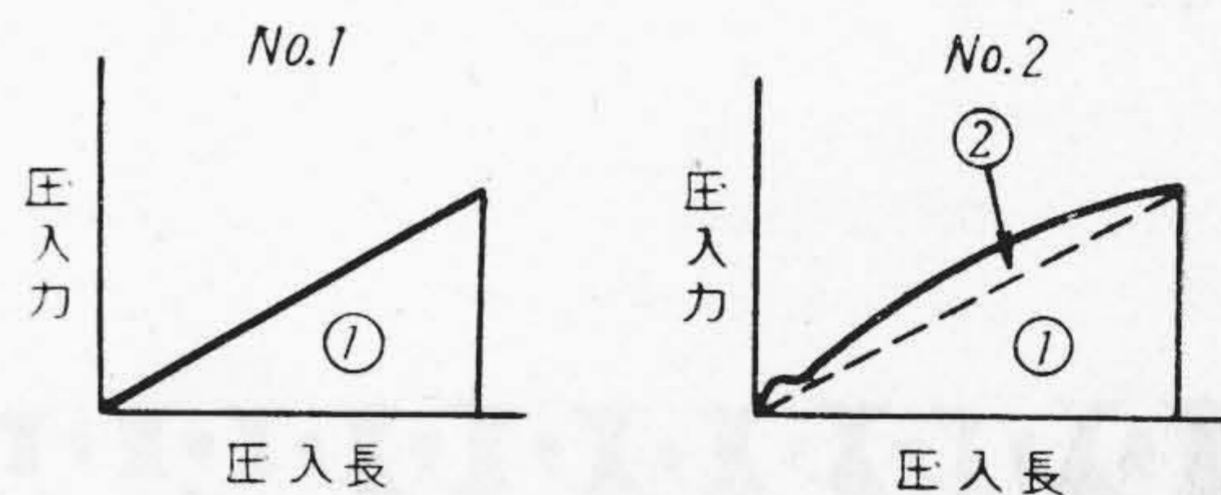
仕上寸法、測定締代、眞圓度誤差、テーパー誤差及び面の粗さ等で、テーパー誤差については、壓入の進む程締代が少くなるような、所謂「逆テーパー」はよくない又、スンプ法によつて仕上面をセルロイド板に轉寫しJES 規定の觸針法により、粗さ及び凹凸の山に基線をとつた平均粗さを求めたが、平均粗さと粗さとの比は、凹凸の充實度を表わすものである。粗さが同一でも、充實度が異なれば、壓入或は焼嵌效率が異なり、殊に壓入力には影響が大きい。依て、粗さ並びに平均粗さを求めるべきである。

(B) 組立作業

a. 壓入

鑢、紙鑢、スクレップ等で壓入面を加工したり、打疵その他で損傷することは禁物で、又壓入に際しては芯出しを丁寧に行い、滑劑の組成を一定に保つことも重要である。

壓入力線圖は、面壓力による摩擦力のみを考えると、第15圖—1の如くなる筈だが、實際には第15圖—2



第15圖 壓入力線圖

Fig. 15 Press-Fit Force Diagram.

の如く、ふくらみ部②を生ずる。この②の面積は、ボスの厚さ並びに壓入方向のボスの長さによる仕事を含めた弾性變形仕事量と、壓入面の粗さを平滑にする仕事量の和で⑤、その變動の原因は、平滑化仕事量の變動が大部分である。依つて、第15圖—2に示す如く、②/①の面積比を求めて、壓入の仕事量比率と呼ぶこととしたが、これによつて壓入面の仕上程度を間接的に判定することが出来る。

b. 焼嵌め

制動運轉によるタイヤの弛緩に影響が大きいから、焼嵌面を損傷せぬことは勿論、微細な切屑、酸化物或は油脂等が附着していないように、十分に清掃する。

(5) 以上の諸點について、十分な精度を得られること及びこれに伴つて、壓入及び焼嵌めに於て一般に行われている合せ作業をやめ、各部品の限界公差作業による自由組合せ方式を用いられることが判つた。

即ち、作業の精度を裏付けとして、所要の把握力を有

するための締代を、實用式から決定しうる。特に、壓入部については、徒らに壓入力のみで拘束すると、壓入面を鑿その他で荒らし、或は滑劑の効果を薄めたりして、見かけの壓入力を満足させ、運轉性能上は却つて有害となり、或は車軸を抜取る必要を生じた場合に、事故を起すおそれがある。

[VII] 結 言

動輪の壓入及び焼嵌めに對する作業の標準を求めため、模型及び實物實驗を行つて、各種の實用計算式を決定し、又、實際作業を検討した結果、機械加工並びに組立作業の精度を確保して動輪が運轉状態にて弛緩、脱出を起さず、十分な性能をもつための締代の標準を定めることが判つた。

即ち、ボスの孔径 100 mm につき、壓入力が 30~50 t という一般の標準をあらため、締代を以つて壓入部を規定すべきこと、又、焼嵌めについては、タイヤが弛緩脱出を起さぬためには、締代を一般の標準よりも増すべきであり、40% 増しとしても、應力は許容限度内にあることが判つた。

一方、作業上では、壓入及び焼嵌めに對して一般に行われている合せ作業をやめて、限界公差作業による自由組合せ方式を用いることが出来る。

これらの結論は、他の鐵道車輛の輪軸にも適用されるところが多い。

終りに、本研究に對して御指導を頂いた中央研究所の西田博士、九大の石橋教授並びに笠戸工場の元田課長、光彈性實驗を擔當して御協力下さつた日立研究所の大内田、岩崎兩氏、粗さ測定を御引受け下さつた電線工場の久本課長並びに柿崎氏、及び種々御協力を頂いた水戸工場車輛部の方々に對して深く感謝の意を表する。

參 考 文 獻

- (1) H. J. Schrader : Mech. Engg. 71, 933 (1949-11)
- (2) J. F. Alcock : Engg. 168, 591 & 601 (1949-12)
- (3) 元田・安田 : 日評 31, 170 (昭 24-9)
- (4) 小坂狷二 : 客貨車工學上, 222~227 (昭 23)
- (5) 永島 : 機械學會論文集 1, 200 (昭 10-8)



最近登録された日立製作所の特許及び實用新案 (4)

區 分	登録番号	名 稱	工場名	發 明 考 案 者	登録年月日
特 許	190790	卷 上 機	龜 有	氏 原 良 男	26~11~25
〃	190791	豎軸型水車分解裝置	日 立	{ 深 栖 俊 一 高 橋 春 夫	〃
〃	190792	豎坑卷上機のケージ又はスキップの墜落防止裝置	龜 有	氏 原 良 男	〃
〃	190793	自動秤量裝置	〃	澁 谷 英 寅	〃
〃	190794	絶縁紙處理方法	戸 塚	山 邊 知 定	〃
〃	190795	送電線の故障點指示裝置	日 立	中 野 義 映	〃
〃	190796	衝擊電壓による回轉電機故障檢出方法	〃	{ 中 野 義 映 井 上 利 夫	〃
〃	190797	計器の指示裝置	〃	辻 田 正 一	〃
〃	190798	磁束移行式高速度引外裝置	多 賀	桑 山 正 俊	〃
〃	190799	載荷車輛の通過數計算裝置	龜 有	{ 澁 谷 英 寅 氏 原 良 男	〃
〃	190800	計器可動部	多 賀	辻 田 正 一	〃