

ホイス用トロリ装置の車輪と軌条の摩耗

Abrasion of Wheels of Trolley Device and Rail for Hoisting Equipment

五味 重 則* 佐 藤 彰 男* 岡 山 義 光*
Shigenori Gomi Akio Satō Yoshimitsu Okayama

要 旨

最近ホイスによる荷役作業が自動化の方向に進むにつれて、その使用ひん度が急激に高まり、ホイス用トロリ装置の車輪と軌条の摩耗問題が取り上げられるようになってきた。今回基礎実験と実機試験とを行ない、従来のフランジ車輪のフランジによる滑動走行案内方式のトロリにかえて、ガイドローラによる転動走行案内方式のトロリ装置を新たに開発し、前者の10倍以上の寿命を得た。

1. 緒 言

トロリ装置の車輪と軌条の摩耗問題は、最近のように荷役作業が自動化の方向に進み使用ひん度が激しくなるにつれて、顕著になってきた。この摩耗問題に関しては、従来は単に車輪材質の向上あるいは硬度を変更する程度の改良がなされただけで、定性的、定量的な摩耗の検討が行なわれず、摩耗の諸因子と考えられる多数の問題を残していた。車輪と軌条の摩耗については鉄道技研⁽¹⁾⁽²⁾など多くの研究成果が発表されているが、装置(機構)や、車輪と軌条の形状、材質などの点からホイスのトロリ装置にそのまま適用できうとと考えられるものは少ない。そこで今回車輪および軌条の摩耗因子の究明と合理的なトロリ装置の開発を目標に、基礎試験、実機試験を行なった。以下その結果と、新形トロリの性能について述べる。

2. 車輪と軌条の摩耗に関する検討

2.1 車輪と軌条の摩耗現象

トロリ装置は駆動方式より大別すると手押トロリ、鎖動トロリ、電動トロリに分けられる。車輪と軌条の摩耗はこれらの機種のうち特に高ひん度に使用される電動トロリに起こる。図1は普通形電動トロリ付ホイスの外観図である。図2に普通形電動トロリの構造を示す。トロリモータの回転力を左右の減速歯車を経て車輪に伝える構造で4輪駆動である。ホイスはジスタントピースに設けたつりピンによってつるされる。図3にローヘッド形電動トロリの構造を示す。ローヘッド形電動トロリはトロリモータを有する駆動部と、まったく駆動力をもたない従動部の分離した二つの構造からなり、駆動部の構成は普通形電動トロリと同様で、2輪駆動である。ホイスは駆動部および従動部のスィーベルピン部につるされる。これらのトロリ装置は軌条にI形鋼を用いており、車輪は架設されたI形鋼の傾斜したフランジ面を走行する。正常走行状態では車輪のフランジ部と軌条側面はある間げきを有し、車輪の転動部のみが軌条と接する。車輪のフランジは直路走行時の蛇行を防止するとともに、曲路走行時の車輪の案内の働きをする。その際、車輪はフランジ部を軌条側面に大きな力で圧した状態ですべりながら転動する。したがって、車輪と軌条の摩耗に関しては車輪転動部の転動による摩耗と車輪フランジ部のすべりによる摩耗とに分けて考えられる。図4に車輪と軌条の摩耗状況を示す。軌条の転動面の摩耗は軌条全長にわたるが、車輪のフランジ部のすべりによる摩耗は曲路において特に著しい。

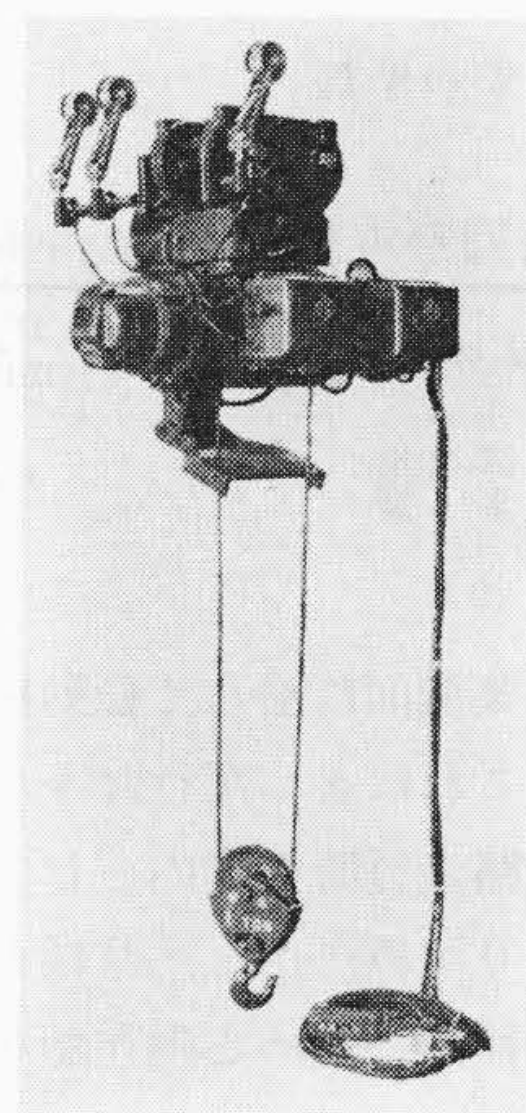


図1 普通形電動トロリ付ホイス
(容量1t)

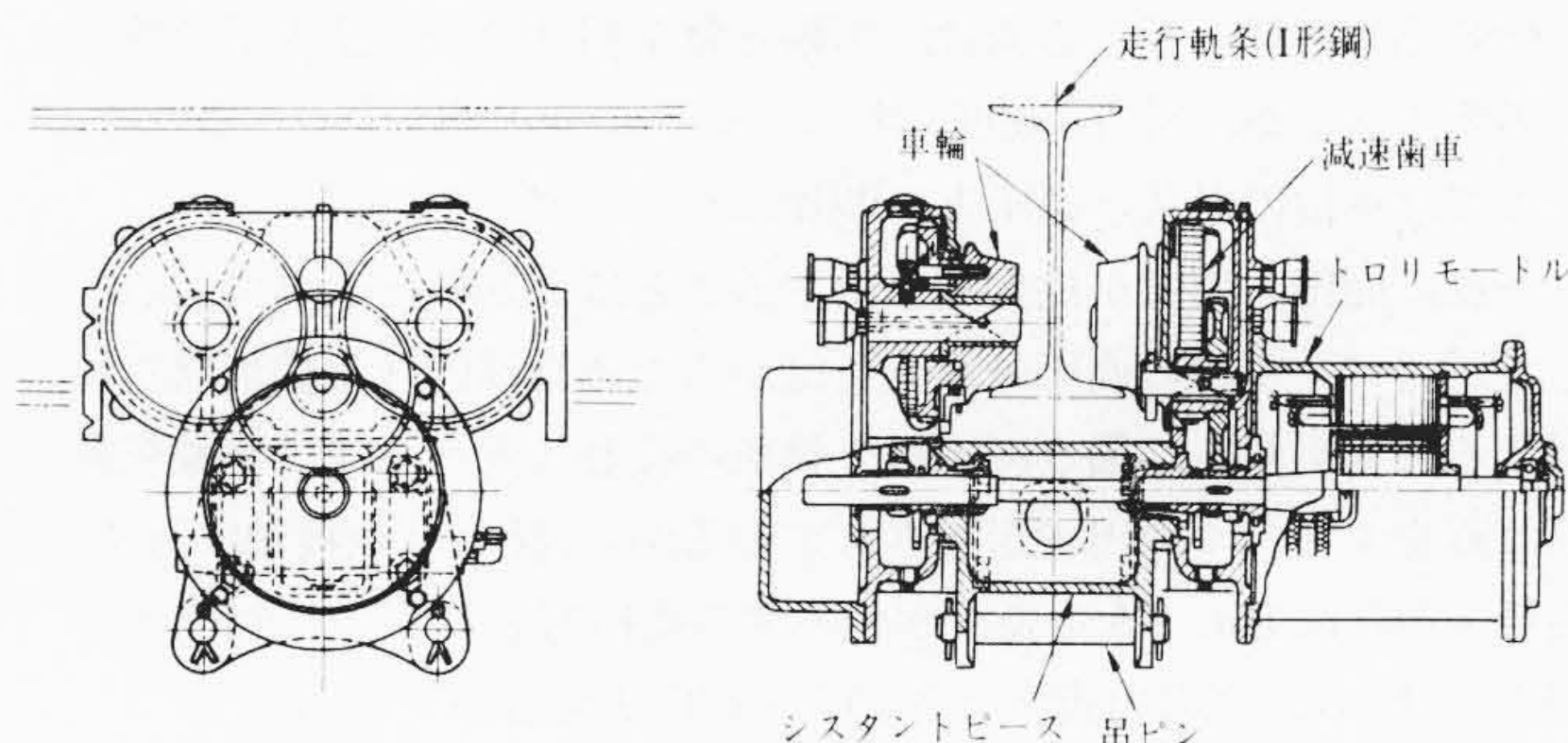


図2 普通形電動トロリ(MT)構造図

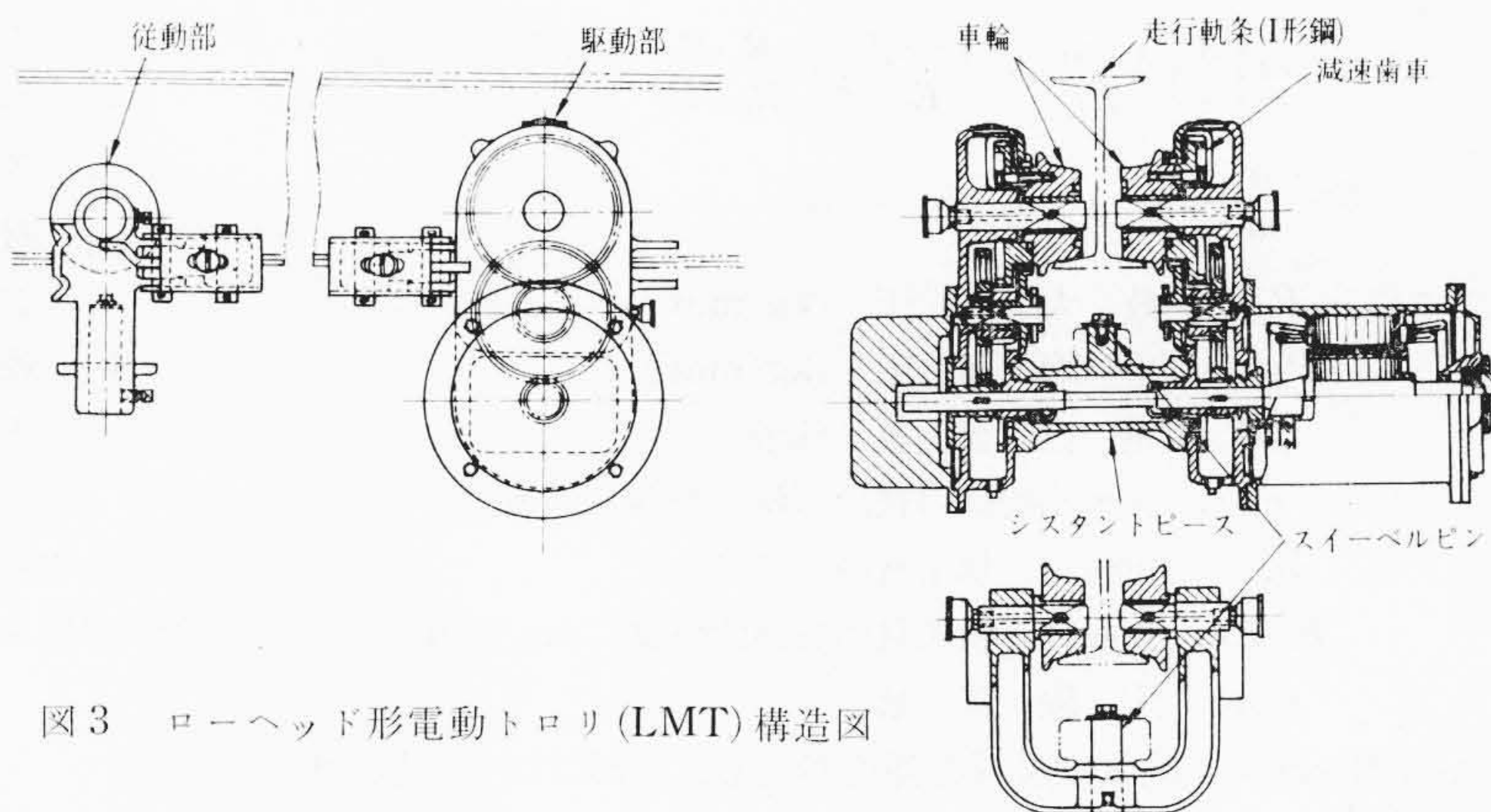


図3 ローヘッド形電動トロリ(LMT)構造図

2.2 走行案内方式の検討

車輪の摩耗として最も重要視しなくてはならない部分はフランジの摩耗で、フランジの摩耗はトロリの蛇行を激しくし、また曲路走行時の案内が不完全となり、やがては車輪が軌条に乗り上げ、走行不能となる。フランジの摩耗は軌条とのすべり摩擦に起因するため、摩耗を減少させる方法としてフランジを取り除くことが考えら

* 日立製作所多賀工場

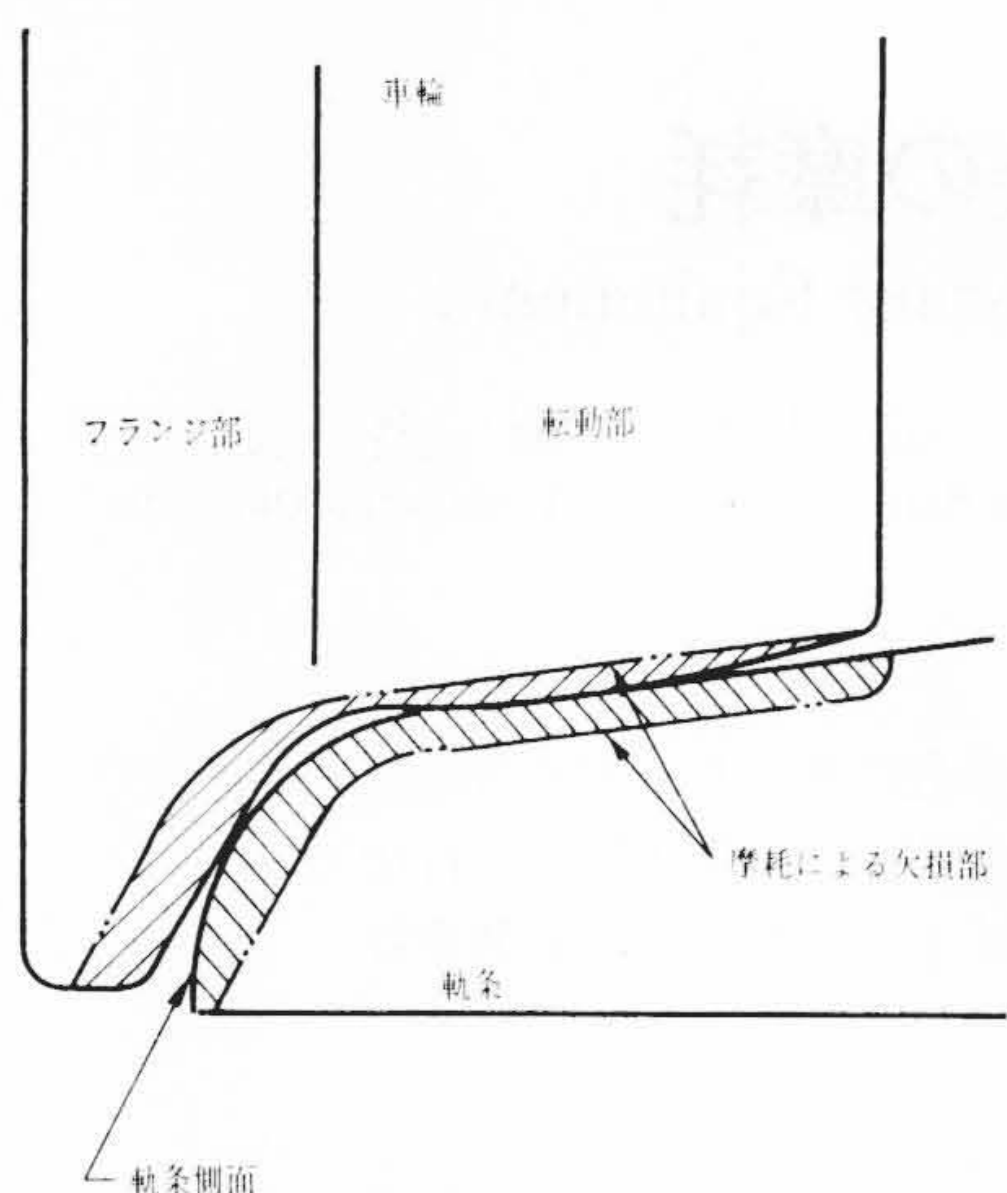


図4 車輪と軌条の摩擦

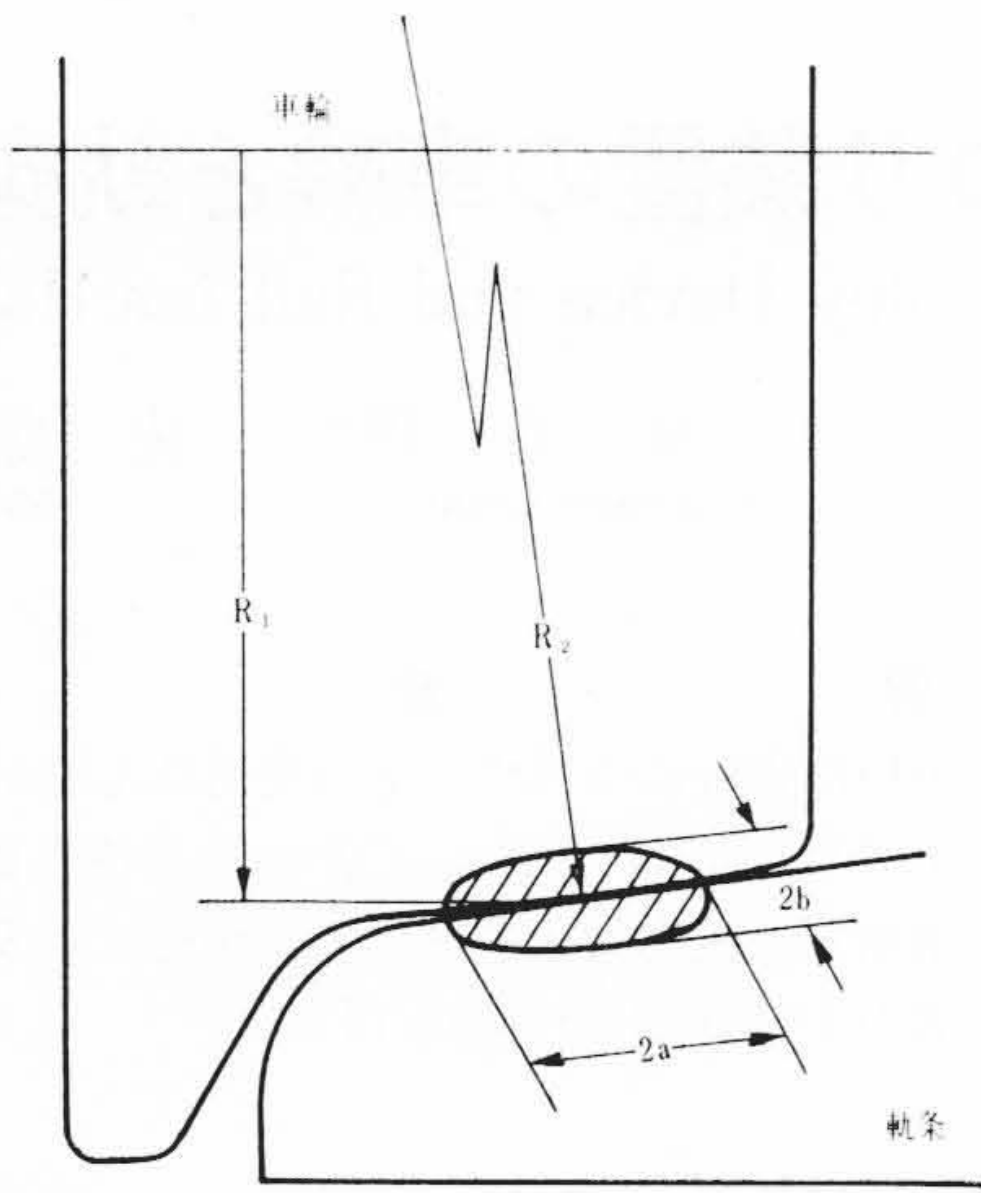


図5 車輪と軌条の接触状況

形式	トロリ 容量 (t)	自重 (kg)	車輪材質	2R ₁ (mm)	R ₂ (mm)	P _{mean} (kg/mm ²)	P _{max} (kg/mm ²)
1MT	1	385	機械構造用炭素鋼	110	80	87	130

れる。走行案内は別に軌条側面に沿って転動接触しながら案内するガイドローラを取り付けこれによって行なう。ガイドローラは直路走行時の蛇行の防止、曲路走行時の案内として作用しフランジに生じたすべり摩擦をころがり摩擦にかえ、摩擦を緩和させると同時に走行抵抗を減少させ走行性能を高める働きをする。

2.3 車輪転動部の検討

転動部の摩擦を考える場合、車輪と軌条相互の摩擦諸因子の検討が必要であるが、材質、硬度、すべりなどについては後述するので、ここでは車輪の形状と面圧との関係について述べる。

一般に面圧と摩擦が比例関係にあることは周知のとおりである。したがって、車輪の面圧の減少をはかるため合理的な車輪形状を検討する必要がある。図5に車輪と軌条の接触状況を示す。車輪転動面は直交する二つの円で形成されているから、接触は点接触に近く、接触面形状は2*a*, 2*b*を長、短軸とする楕円形となる。このときの面圧は Hertz の応力式⁽³⁾より(1)～(3)式で計算できる。

$$P_{\max} = \frac{3W}{2\pi ab} = 1.5 P_{\text{mean}} \dots\dots\dots (1)$$

$$a = m \left\{ \frac{3}{4} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \cdot \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2} \cdot W \right\}^{1/3} \dots\dots (2)$$

$$b = \frac{n}{m} \cdot a \dots\dots\dots (3)$$

- ここに、 $P_{\max}$ ：最大面圧 (kg/mm²)
- P_{mean} ：平均面圧 (kg/mm²)
- W ：垂直荷重 (kg)
- a, b ：接触楕円面の長、短軸の長さ (mm)
- ν_1, ν_2 ：車輪材、軌条材のポアソン比
- E_1, E_2 ：車輪材、軌条材の縦弾性係数 (kg/mm²)
- m, n ：実験係数

この Hertz の応力式は材料を弾性体とし、変形はいずれも弾性域内であるとしたものである。表1に1t普通形電動トロリの車輪の面圧を示す。接触転動による面圧と摩擦については、接触面はその材料の圧縮降伏点を σ_s とする場合、 $P_{\text{mean}}=1.1\sigma_s$ においてせん断応力が最大となる部分に降伏が始まり、 $P_{\text{mean}}=2.8\sigma_s$ に達すれば降伏域は圧縮面付近を囲むほどに広がり、転動面の面圧はこの辺の値以下にすることが望ましいといわれている⁽⁴⁾。いま1t普通形電動トロリの車輪仕様における面圧を検討すると、平均面圧87

kg/mm²は車輪材（機械構造用炭素鋼）の $\sigma_s=50$ kg/mm²、軌条材（I形鋼で一般にSS41相当）の $\sigma_s=30$ kg/mm²から塑性域にあるものと推測される。特に軌条材の許容面圧は $P_{\text{mean}}=2.8\times30=84$ kg/mm²となり塑性域はかなり大きくなっており、摩擦に及ぼす影響が大きいと考えられる。このような影響を緩和するためには面圧の低下をはかる必要がある。面圧は R_1 または R_2 を大きくすることにより低下できるが R_1 を大きくすれば機構的、機能的に問題があるため R_2 を大きくするほうがよい。ただし車輪はI形鋼の傾斜面を転動するから、 R_2 を大きくすればするほど車輪は円すい形に近くなり、接触面の回転半径の差によりすべりが生ずるようになる。

3. 基礎試験

車輪と軌条の摩擦に関する一般的挙動をは握するため、材質、硬度の面から実験的に検討した。

3.1 試験方法と試験条件

試験は西原式摩擦試験機を使用し、転動径30φ、接触幅4mmの円板状の試験片の一对を、互いに圧縮しながら転動させ、摩擦減量を測定する方法とした。軌条材には一般に軌条として使用されているI形鋼素材SS41相当と、特に製作した耐摩耗性のある低マンガン鋼を、車輪材にはねずみ鋳鉄(表面チルド)、ダクタイル鋳鉄、機械構造用炭素鋼を使用した。特に機械構造用炭素鋼は熱処理条件をかえ、硬度を4ランクに分けた。

試験は室内外気中で行ない、潤滑は乾式とした。また試験時の面圧は最大100 kg/mm²、すべりは0%とした。

3.2 試験結果とその考察

図6,7に車輪材と軌条材の摩擦状況を示す。これから次のことがいえる。

- (1) 摩擦はある繰返し数をもって急激に立上る。これは試験片表面の疲労き裂の発生時点と一致した。したがって、材料の各耐久限度はこのような部材の疲労き裂の発生に基づき判断することができる。
- (2) ねずみ鋳鉄、ダクタイル鋳鉄とも機械構造用炭素鋼より早い時期に疲労き裂が発生し、相手材SS41、低マンガン鋼も同様で、また両者はねずみ鋳鉄、ダクタイル鋳鉄に関してはあまり差がない。
- (3) 車輪材としては機械構造用炭素鋼が最もすぐれており、耐久限度は10⁶～10⁷回である。また硬度を上げると相手軌条材は早く摩擦するようになる。相手軌条材との摩擦関係において最も有利な硬度は硬度指数100のものである。
- (4) 軌条材としての低マンガン鋼の耐摩耗性はSS41に比べると優秀で、特に使用ひん度の激しい場所に実用化することによりその成果が十分期待できるものと考えられる。

以上の基礎試験結果より車輪材としては機械構造用炭素鋼に適切な熱処理を施したものとした。

4. 実機試験

前述の検討および試験結果を適用し実状に沿った条件の下に、摩擦の挙動をは握し合理的なトロリ装置の開発を行なうため、実機による走行試験を行なった。

4.1 試験装置と試験条件

軌条は一般に使用されているSS41材のI形鋼(250×125×7.5)と走行面が平らなH形鋼(250×125×9.9)の2種類とし、直路部と半径2mの曲路部を有するループとし、両端のリミットスイッチ間を

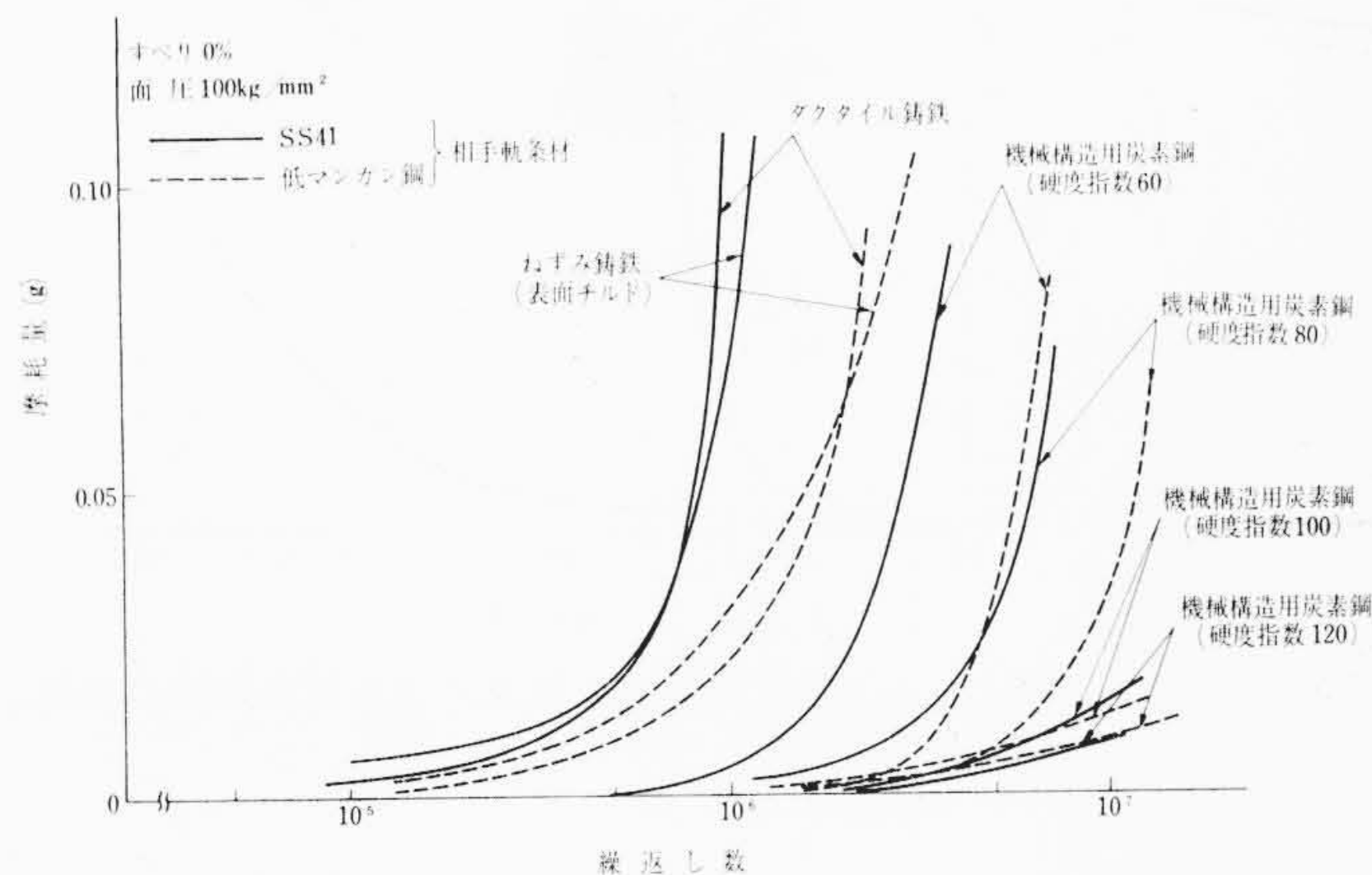


図6 車輪試験片の摩耗

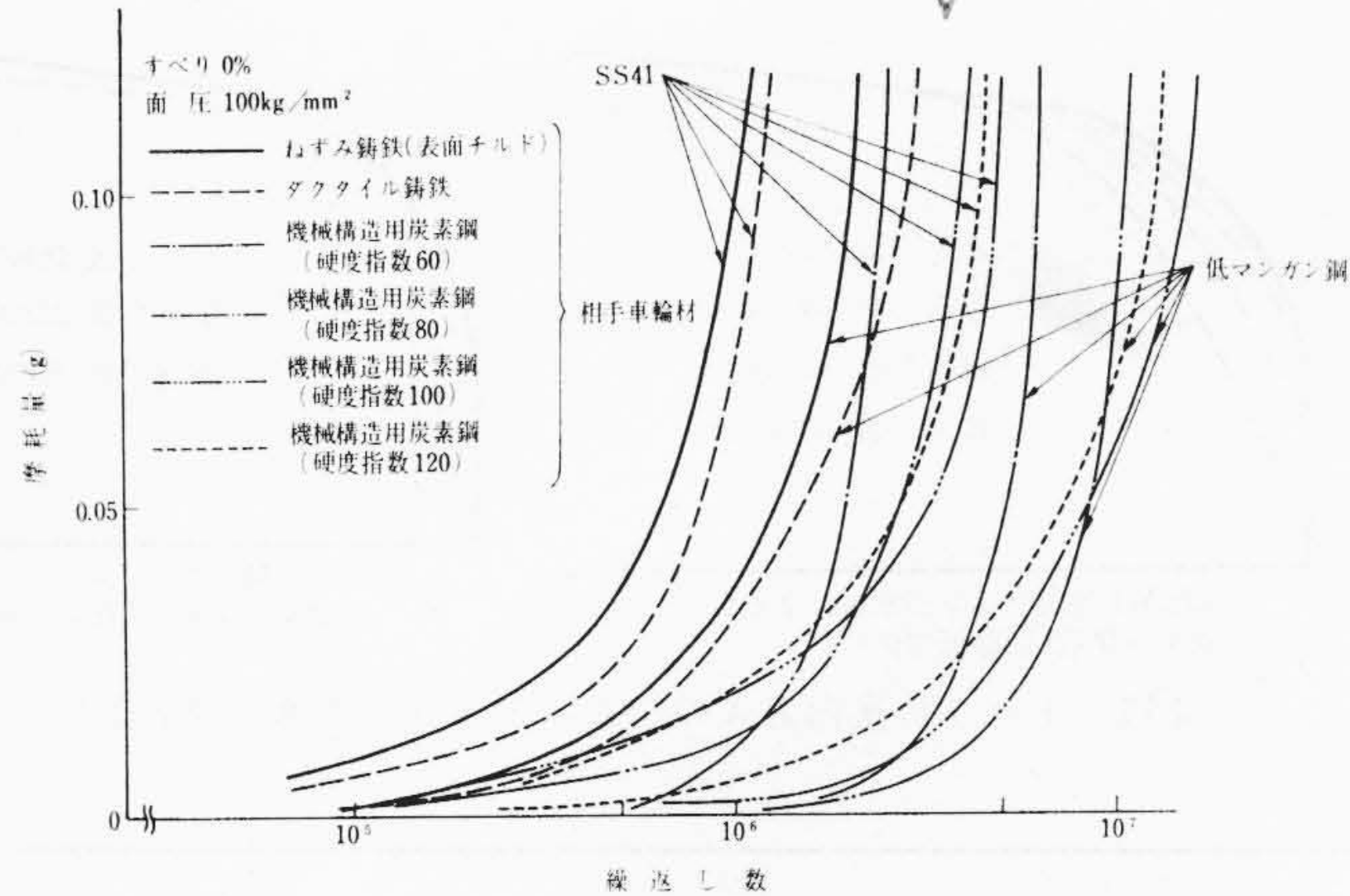


図7 軌条試験片の摩耗

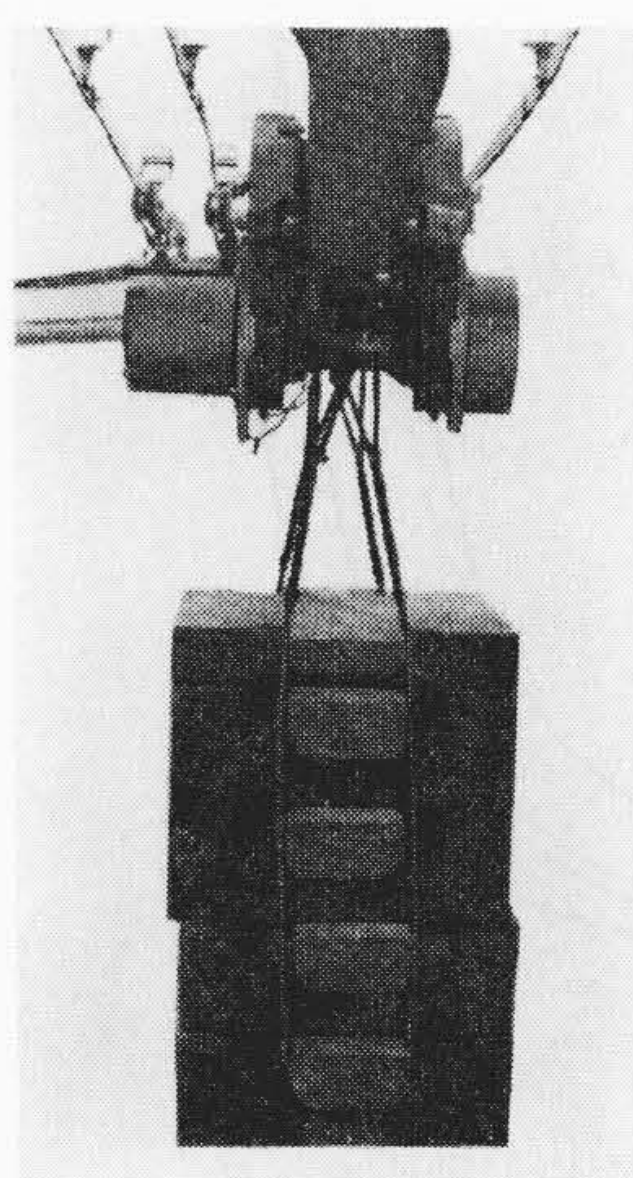


図8 試験軌条とトロリ装置

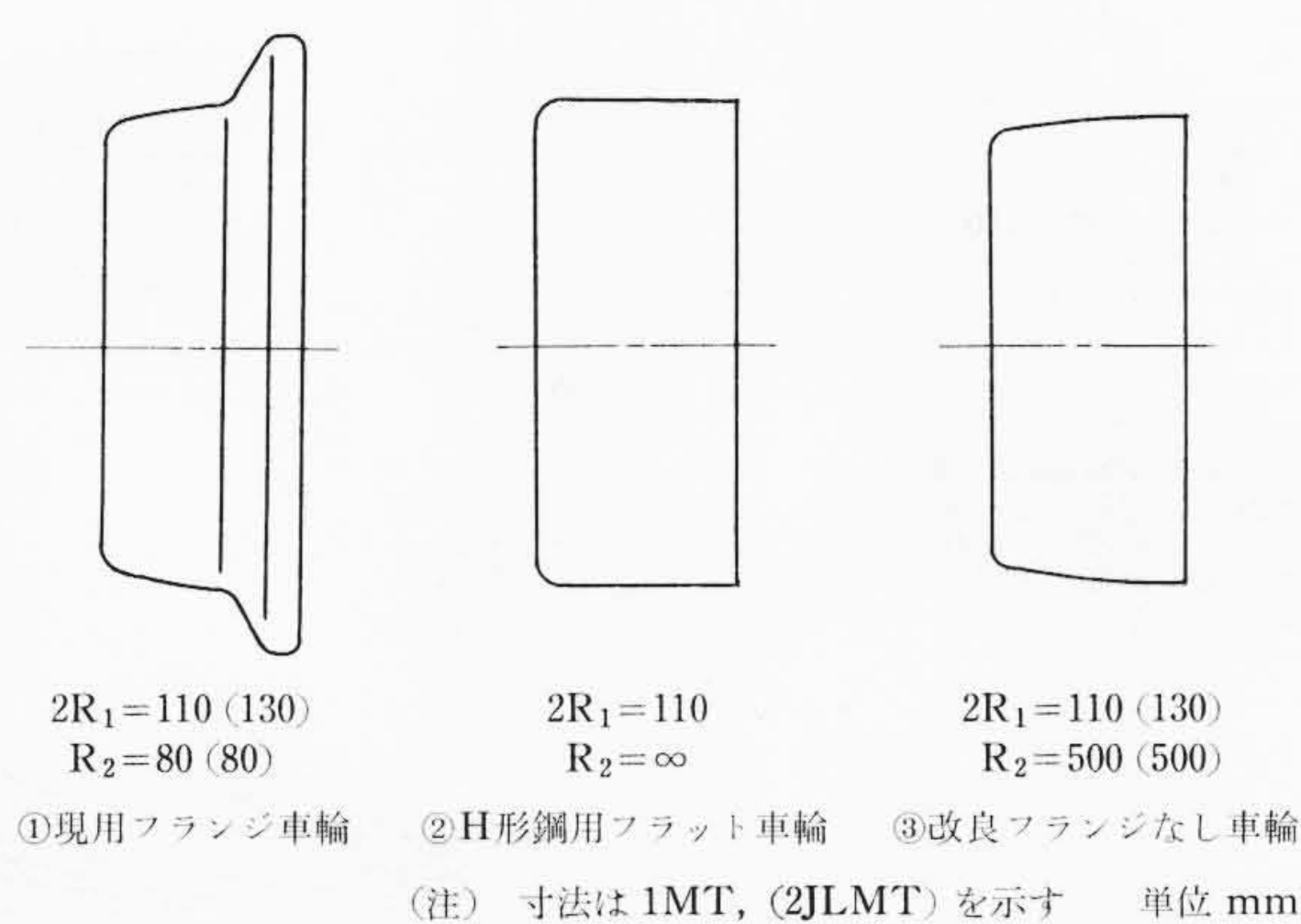


図9 車輪形状とその主要寸法

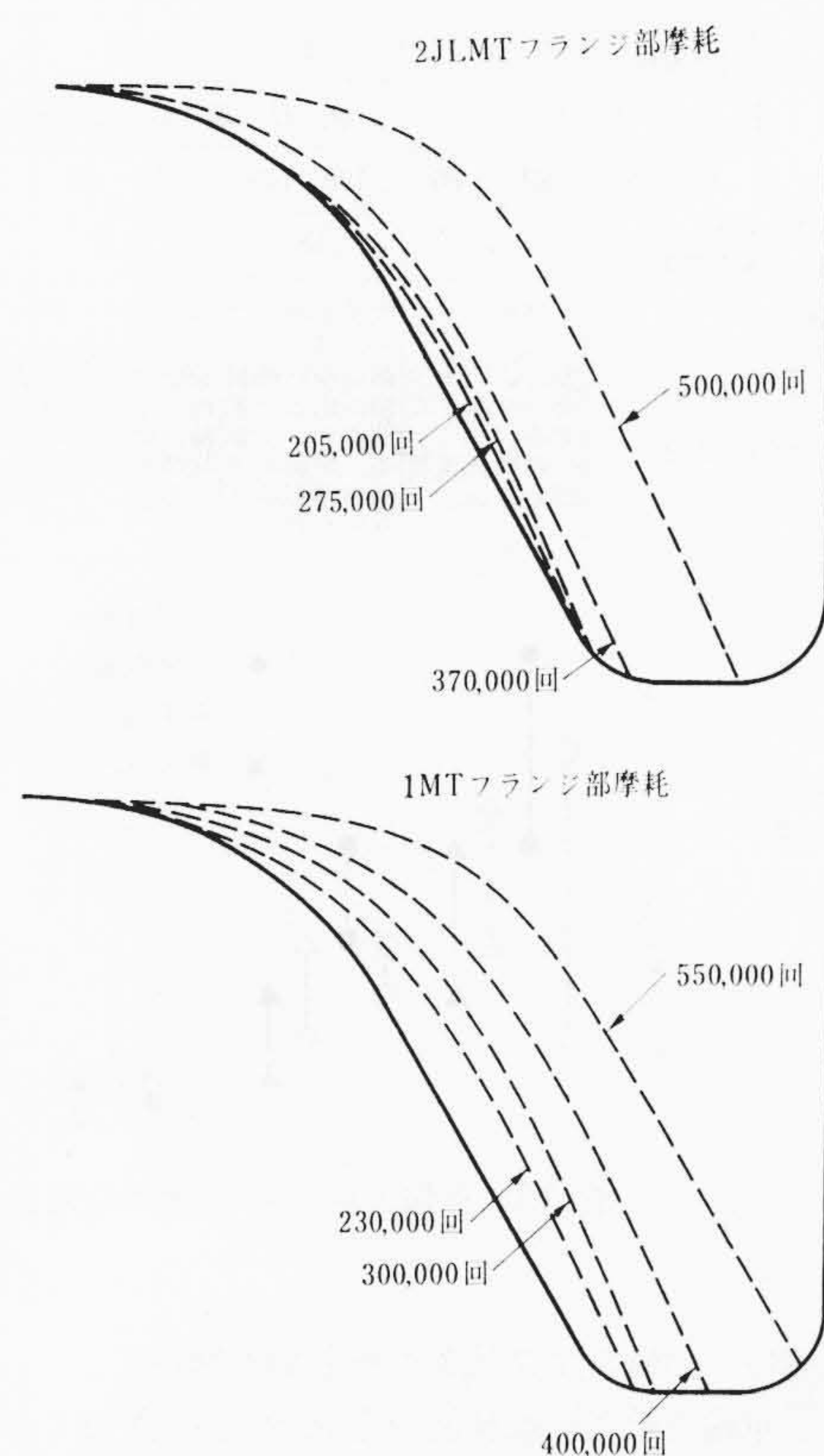


図10 車輪フランジ部の摩耗形状と接触繰返し数との関係

自動往復走行させた。曲路と直路の比は7:3と非常に過酷な走行条件である。試験に供したトロリ装置は1t普通形電動トロリ(形式1MT)と2tローヘッド形電動トロリ(形式2JLMT)の2機種である。試験は定格荷重をつり、いずれも電源は200V、50c/s、走行速度は21m/minで行なった。図8は試験軌条の一部とトロリ装置の外観を示したものである。

車輪形状および主要寸法を図9に示す。フランジのない車輪においては、フランジに代わるガイドローラを、1MTはフレームの両端に1対ずつ4個、2JLMTは同様に駆動部に4個、従動部に4個、計8個を取り付けた。車輪には機械構造用炭素鋼を用い熱処理を施した。試験は屋外で行ない、軌条およびトロリ装置とも風雨にさらされたままである。

4.2 車輪および軌条の摩耗の測定方法

車輪および軌条の摩耗は局部的に発生するので、器具による直接測定は困難であり、また精密さに欠けるため、石膏による型取りにより摩耗面の全体的な間接測定を行なった。石膏は膨張率2%のものを使用した。なお石膏の型取りによる変形はほとんど無視することができる。

4.3 試験結果とその考察

(1) フランジ車輪のフランジ部の摩耗

車輪の摩耗として最も重要視されているフランジの摩耗はいずれの機種においても曲路走行時の内側がガイドとして作用するため、外側に比較して非常に大きくなっている。これはフランジに生ずるすべり摩擦によるものであり、摩耗は始めきわめて緩慢に進行するが、摩耗が進むとともに接触面は大きくなり、すべり摩擦の影響を大きくうけ急激に摩耗が進行する。図10に車輪のフ

ランジ部の摩耗形状とその進行状態を示す。このフランジ部の摩耗がさらに進行するとやがてはガイド効果を失い、走行不能となる。

一方フランジに代わるガイドローラの摩耗は測定に値せず、光沢が出た程度であり、ガイドとして優位にあるといえる。なおガイドローラは機械構造用炭素鋼に適切な熱処理を施したものである。

(2) 軌条側面の摩耗

図11は摩耗量の最も大きい曲路内側の軌条側面の摩耗状態を示す。また図12はこれらの摩耗量を接触繰返し数との関係として図示したものである。摩耗域はフランジ車輪ではフランジの、ガイドローラではローラの接触面形状に沿って進行している。また、この場合もある繰返し数から摩耗の進行が急激となる。ガイドローラとフランジ車輪方式について、軌条側面が急激な摩耗を始める繰返し数(車輪通過回数)を比較するとガイドローラのほうが約10倍長寿命である。

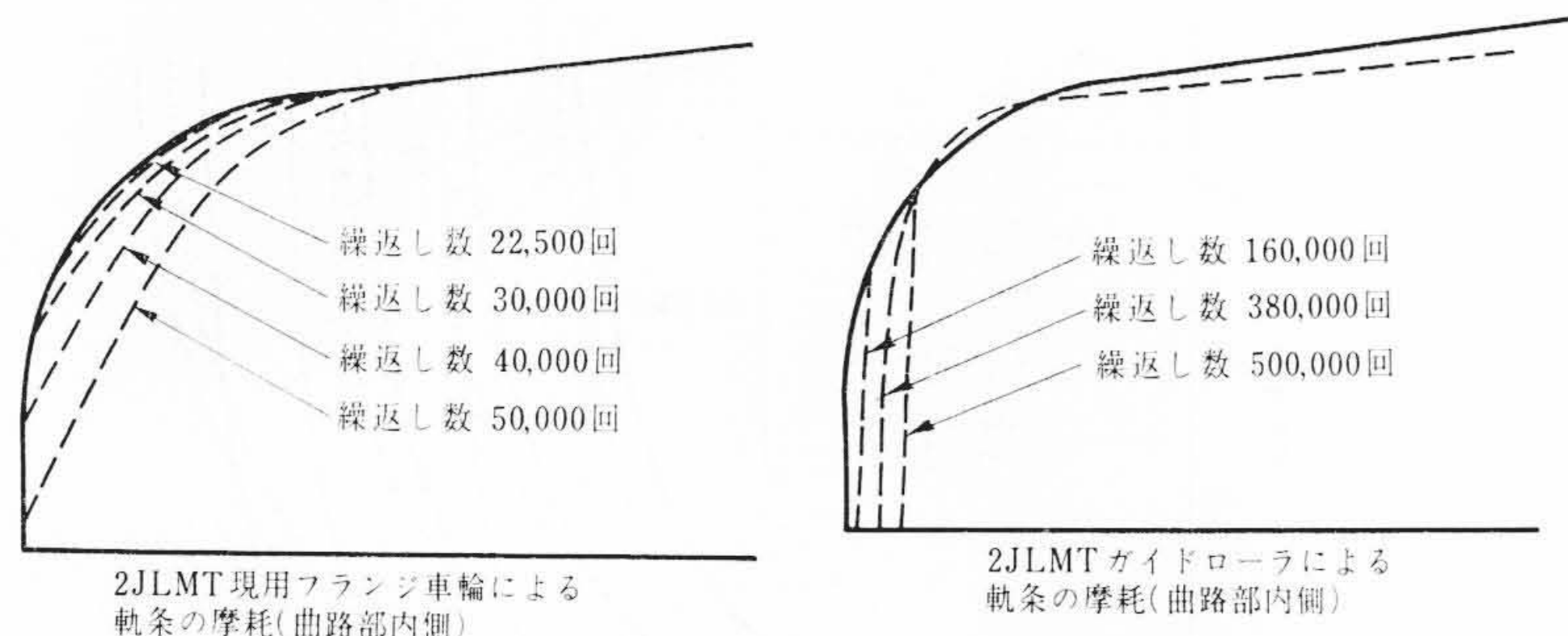


図 11 トロリの案内方式の相違による軌条側面の摩耗形状と進行状態

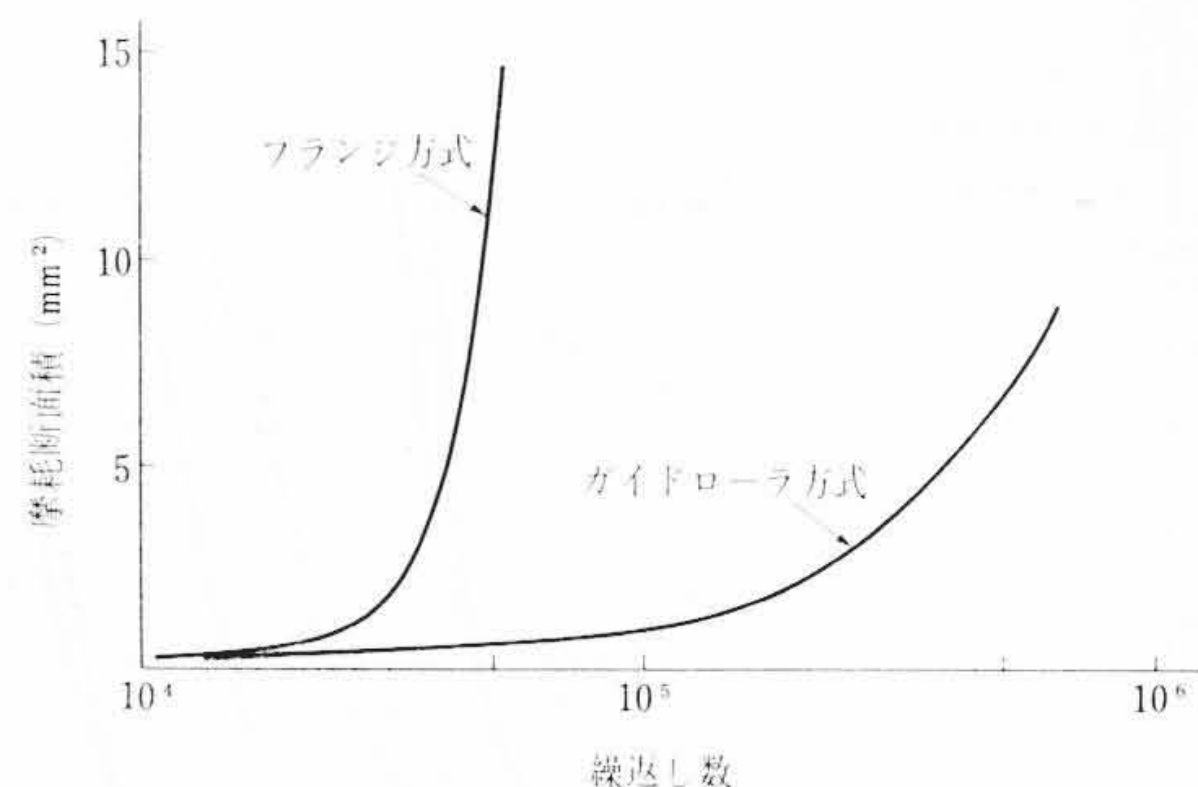


図 12 トロリの案内方式の相違による軌条側面の摩耗

試 験 機 種	1MT			2JLMT	
	I 形 鋼	H 形 鋼	I 形 鋼	I 形 鋼	I 形 鋼
軌 条 材 質	SS41 相 当				
車 輪 形 状 (図 9 参 照)	①	③	②	①	③
車 輪 材 質	機 械 構 造 用 炭 素 鋼				
車 輪 硬 度 (指 数)	82 ~ 86	100 ~ 110	82 ~ 86	82 ~ 86	100 ~ 110
平均面圧 (kg/mm ²)	87	58	30.4	100	76
案 内 方 式	フランジ	ガイドローラ	ガイドローラ	フランジ	ガイドローラ
摩 耗 状 況	雲母状の大きなハク離片がでる。フランジの摩耗進度が大きい。	細い薄い摩耗粉が出る。初期において軌条、車輪に凹状の摩耗面がみられた。	細い薄い摩耗粉が出る。車輪、軌条に段状の摩耗がみられる。	雲母状の大きなハク離片が出る。フランジの摩耗進度が大きい。	車輪端面に隆起状のまくれが出る。車輪軌条に凹凸がみられる。

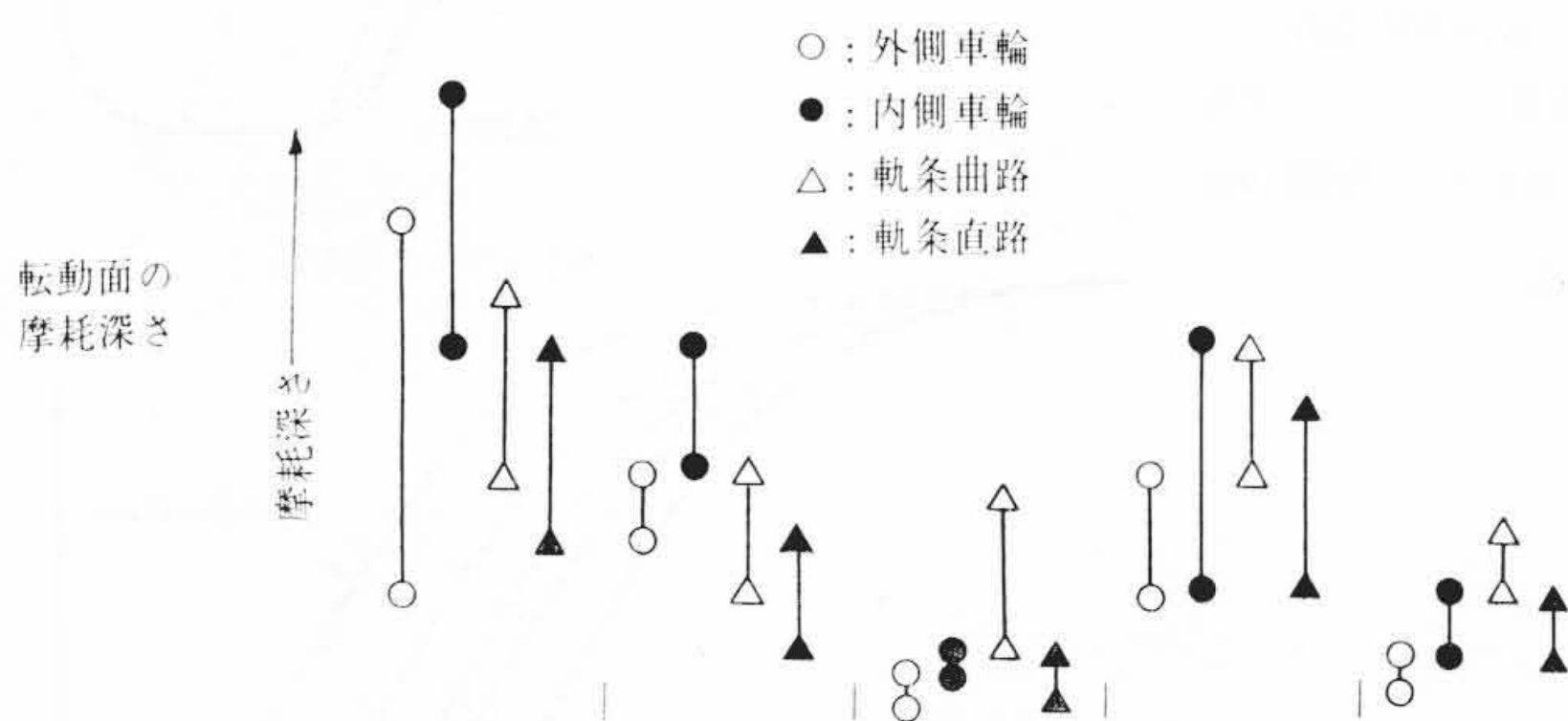


図 13 車輪と軌条の転動面の定常摩耗

(3) 車輪および軌条の転動面の摩耗

車輪と軌条の転動面の定常摩耗を図 13 に示す。改良を施した車輪（フランジをとり、曲率を大きくして面圧を低下させるとともに硬度指数を 100 とした車輪）の摩耗は現用車輪に比べていずれも約 1/2 に減少し、面圧が定常摩耗に影響していることがわかる。また、H 形鋼の使用により車輪の摩耗はきわめて小さくなり、この実用化は十分可能であり、好結果が得られるものと期待される。

図 14, 15 にガイドローラ方式による車輪と軌条の転動面の摩耗状況を示す。車輪は $2 \sim 3 \times 10^6$ の繰返し数において急激に摩耗が増加した。この現象は基礎試験に認められたのと同様の疲労き裂の発生に起因するものと考えられ、その発生が基礎試験に比較し早い時期に発生したことは走行時のすべり、風雨によるさび、ゴミなどの影響によるものと思われる。車輪および軌条の寿命はこの疲労き裂の発生点と考えることができるが、車輪の焼入層の深さ、軌条の強度上の許容厚さから決めるほうが妥当であろう。いま、車輪の焼入深さを 1.5 mm とすると、車輪の寿命はほぼ $4.5 \sim 5 \times 10^6$ 回となり、また軌条は強度上の許容摩耗量を 3 mm とすると $8 \sim 9 \times 10^5$ 回（摩耗が 3 mm に達していないため、摩耗の最も大きい個所より推定した）を一応の寿命と考えることができる。車輪と軌条の摩耗は測定個所によりかなりの相違があり、すべり

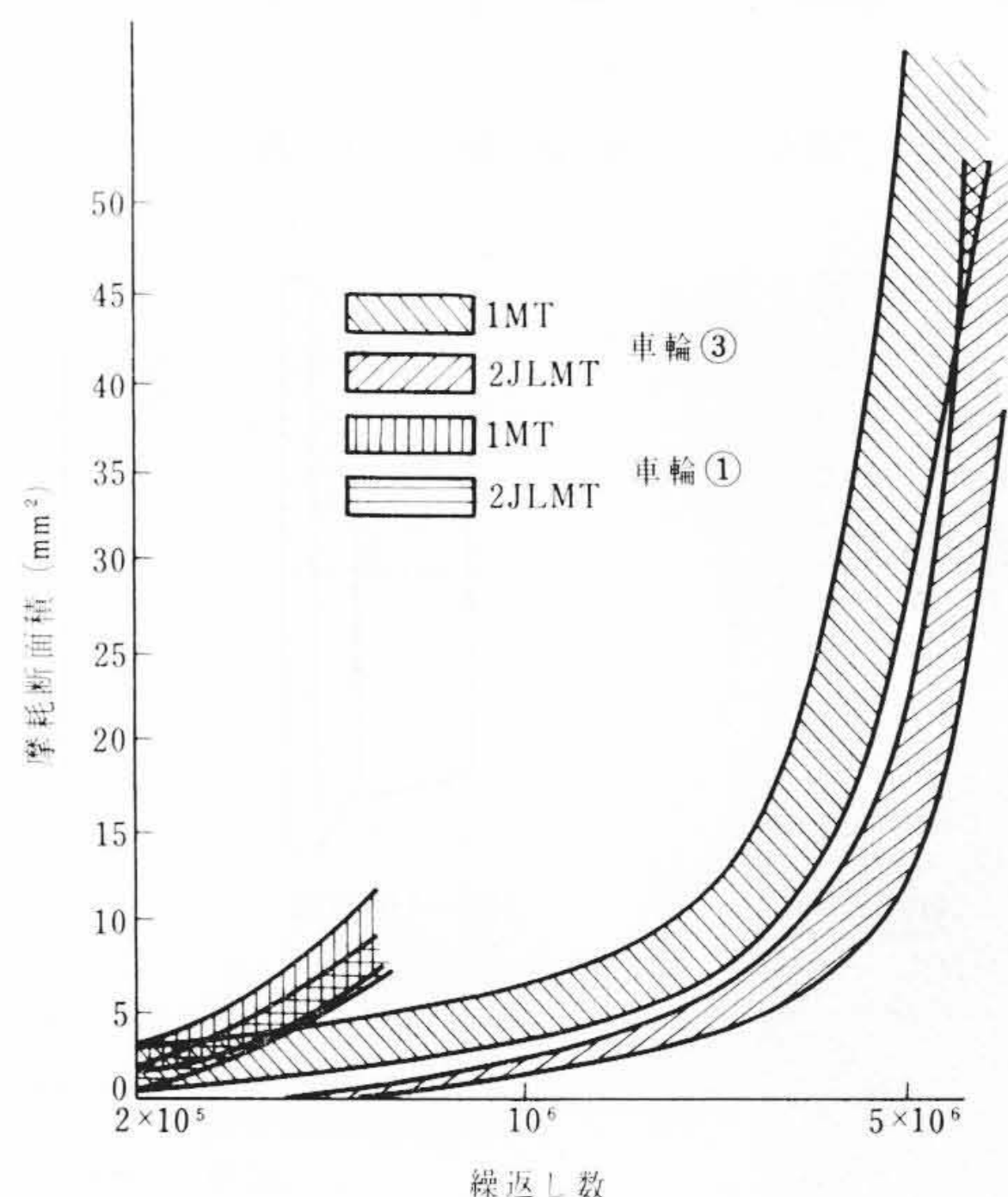


図 14 ガイドローラ方式による車輪転動面の摩耗

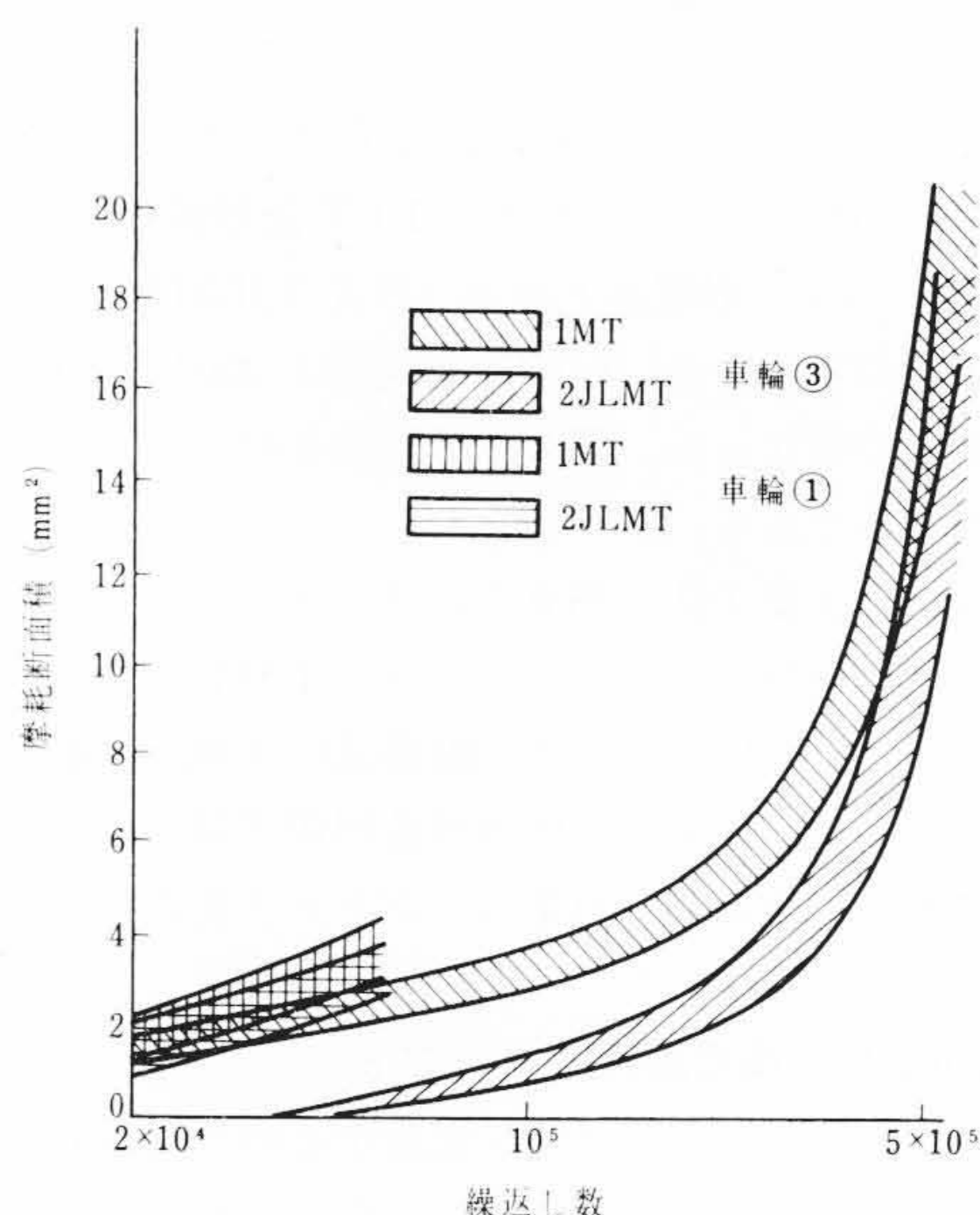


図 15 ガイドローラ方式による軌条転動面の摩耗

および面圧の影響を顕著にみることができる。すべりは曲路走行時の内側車輪に最も多く生ずる。また車輪の接触部が短くなり、面圧が高くなる。これらの悪条件が重なり、曲路部の内側車輪の摩耗が最も大きくなる。軌条も同様に曲路内側に大きな摩耗が現われる。

図 16 に試験後の車輪転動面の摩耗形状を二、三示す。転動面の端面に見られる隆起状のまくれは、初期の接触状態における車輪と軌条のなじみの過程において生じたもので、高い接触応力による局所的な塑性変形であると考えられる。なじみが進むにつれ

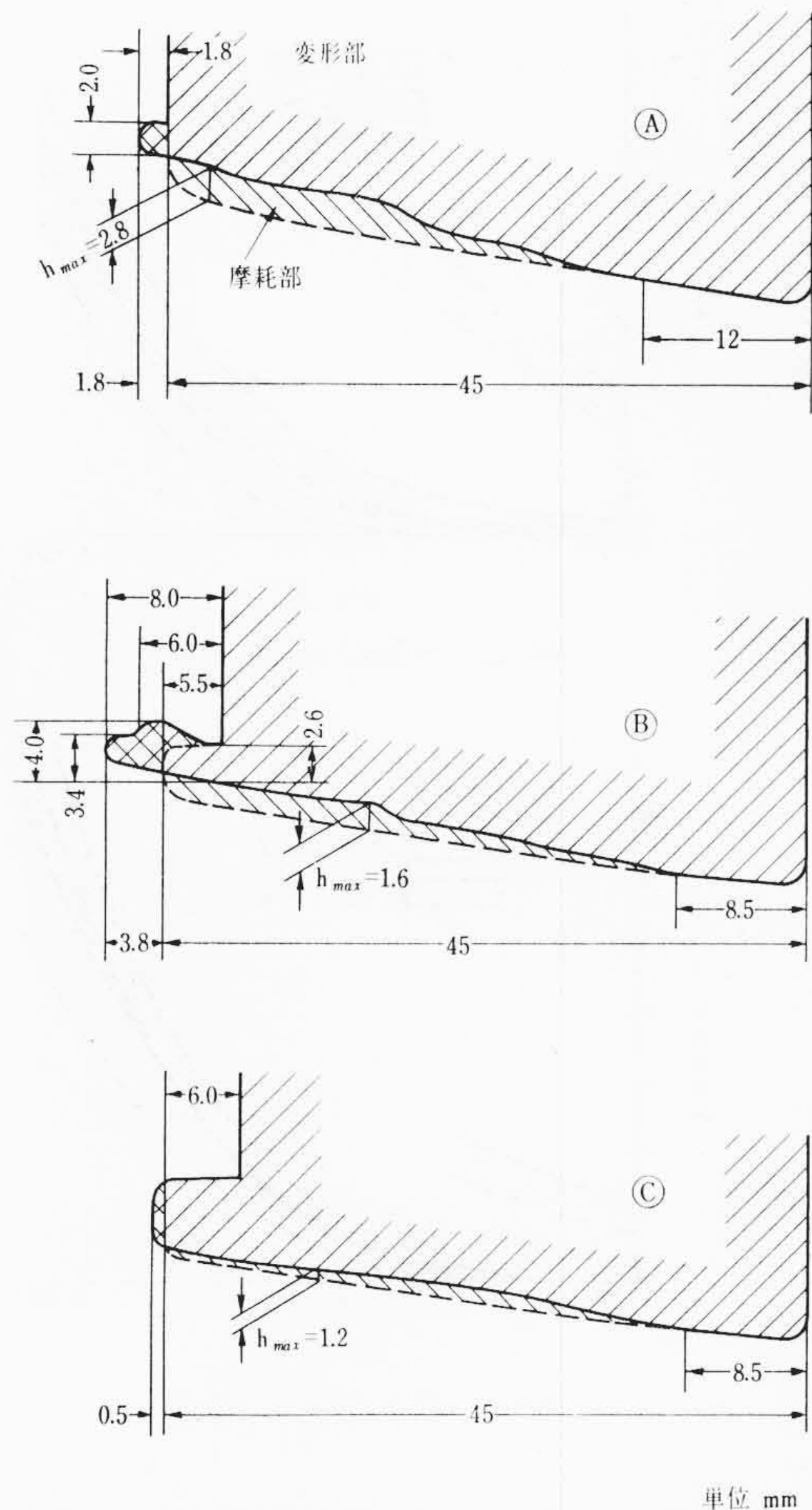


図 16 試験後の車輪転動面の形状 (車輪③)
 ①は 1MT, ②, ③は 2JLMT で, ①, ②は曲路で内側を③は曲路で外側を走行する

て、接触面の面圧が減少し、また表面硬化などの影響を受け、変形は弾性限内に止まるようになる。したがって初期において生じた変形層はある程度以上は進行せず、そのまま転動面の一部としてしだいに摩耗していくことになる。図 17 は試験後の車輪の外観写真で端面のまくれによる離脱がわかる。

図 18 は 200 km 走行時点の車輪と軌条の硬度分布を示したものである。また図 19 は軌条の硬度の変化と接触繰返し数との関係である。軌条の表面硬化は初期において急激に進み 3×10^4 回程度より、ほぼ一定となる。そのときの硬化層は 1 mm まで達している。なお 2,000 km 走行時点で硬度は車輪および軌条とも 74~80 (指数) と両者が同等の値となった。

次に摩耗の挙動として顕著に現われた摩耗耐久限度について顕微鏡組織より検討する。一般に、このような耐久限度は疲労き裂に起因する斑摩耗現象といわれている⁽²⁾⁽⁵⁾。斑摩耗は転動時の繰返し圧縮応力により発生する微細な疲労き裂がすべり摩擦など接



図 17 試験後の 2 JLMT 駆動部
 内側車輪

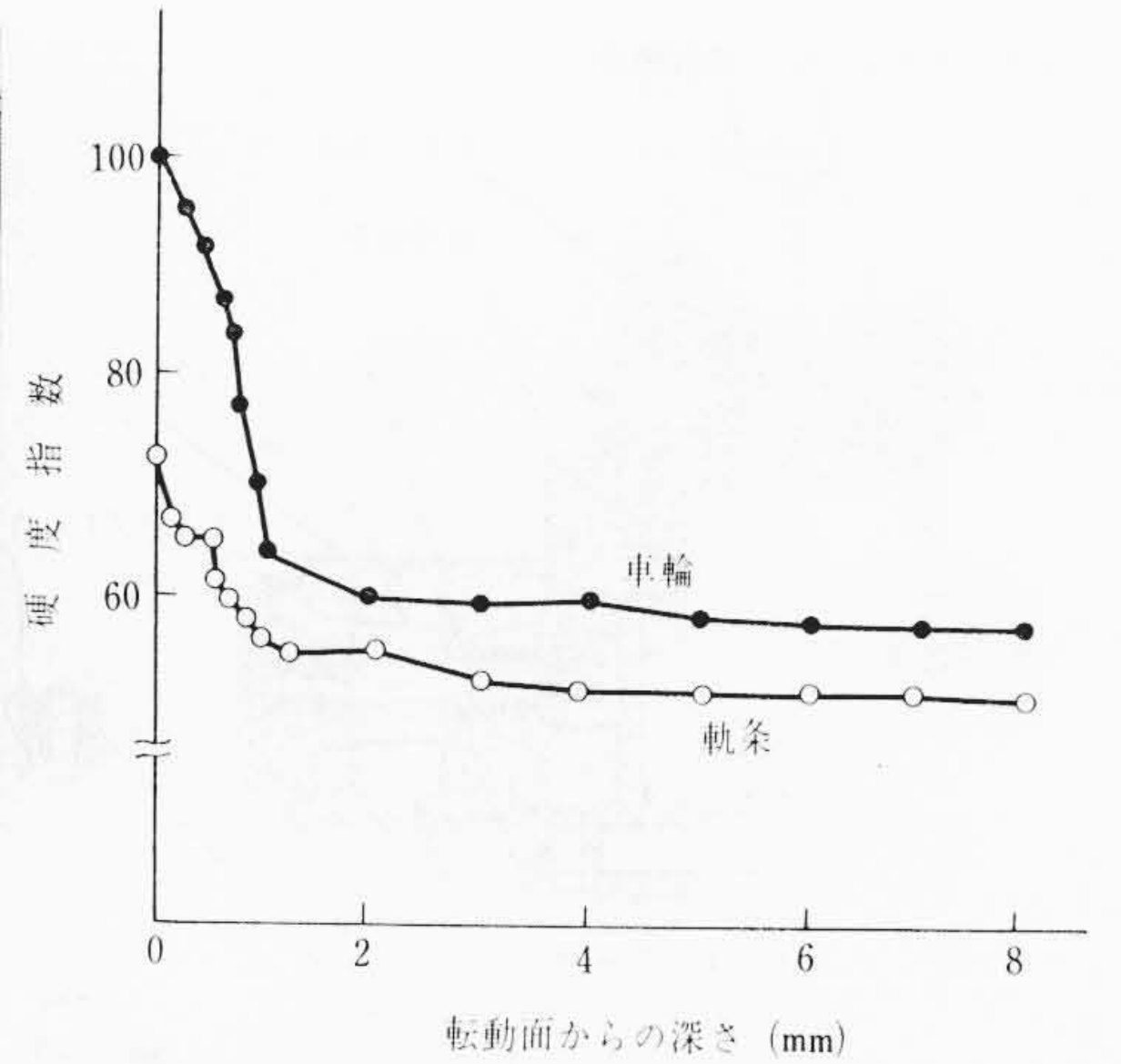


図 18 車輪と軌条の硬度分布 (200 km 走行時点)

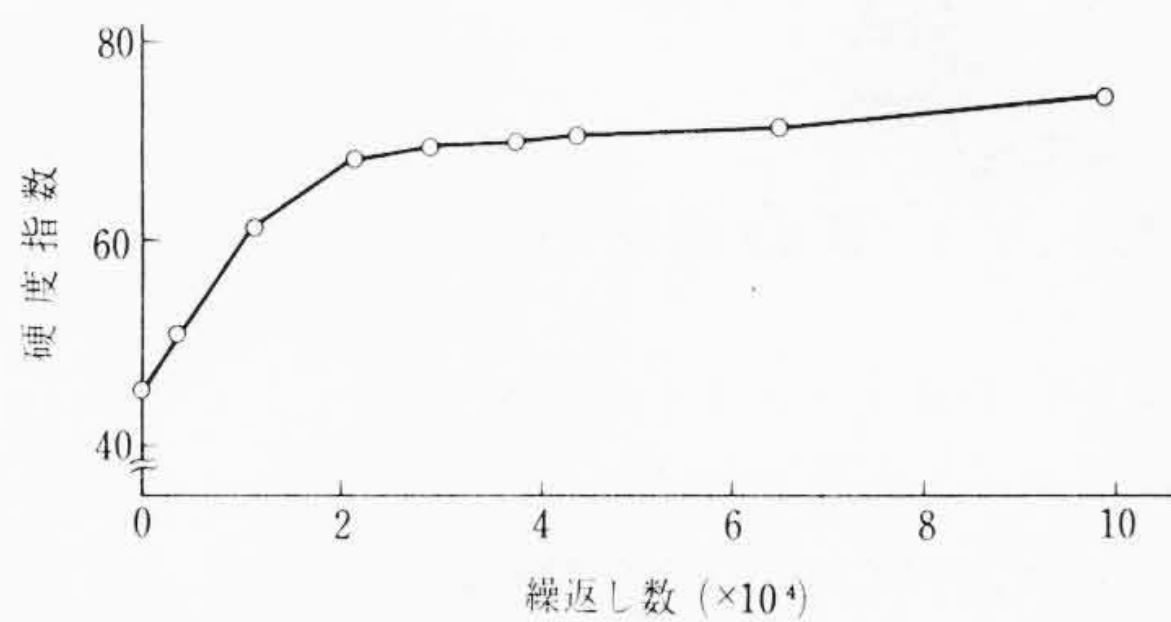


図 19 軌条転動面の硬度変化

触面に作用するせん断力により広げられ、斑状の大きなはく離片の脱落がみられる現象である。疲労き裂の発生は接触下のせん断応力が最大となる点にみられ⁽⁶⁾、またすべり

など接触面に作用するせん断力の割合によって、疲労き裂は接触表面に近づくことが知られている。Smith 氏⁽⁷⁾は実験的にこれら接触面に作用するせん断力の影響を求め、摩擦係数が 1/3 以上の場合、疲労き裂は表面から発生するといっている。このような研究成果より当然車輪と軌条のき裂は表面から発生することがわかる。図 20 は試験後の車輪と軌条の転動面の顕微鏡写真で、いずれも表面からき裂が発生しており、またき裂の方向はせん断の方向と一致していることがわかる。急激な摩耗はこのようなき裂の連続的な発生に起因するものであると考えられる。

5. 新形電動トロリの開発と寿命試験結果

基礎試験および実機試験の成果を採り入れ、小形軽量で高性能を目標に新形電動トロリを開発した。

5.1 新形電動トロリの構造

図 21 に新形電動トロリ付ホイストの外観図、図 22 にその電動ト

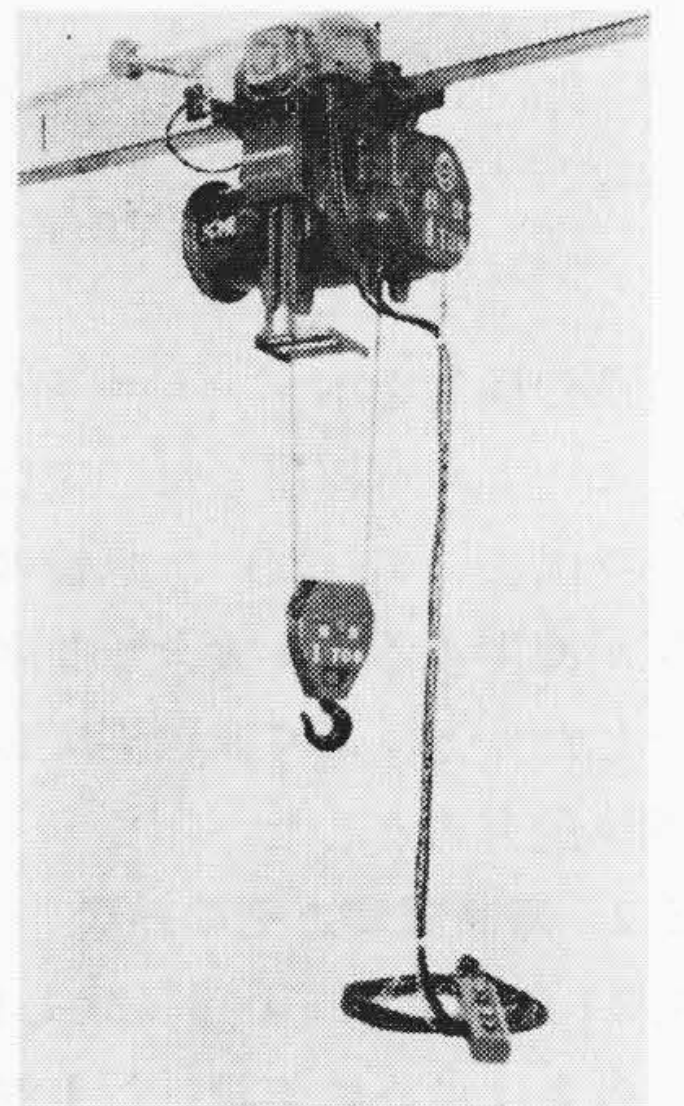
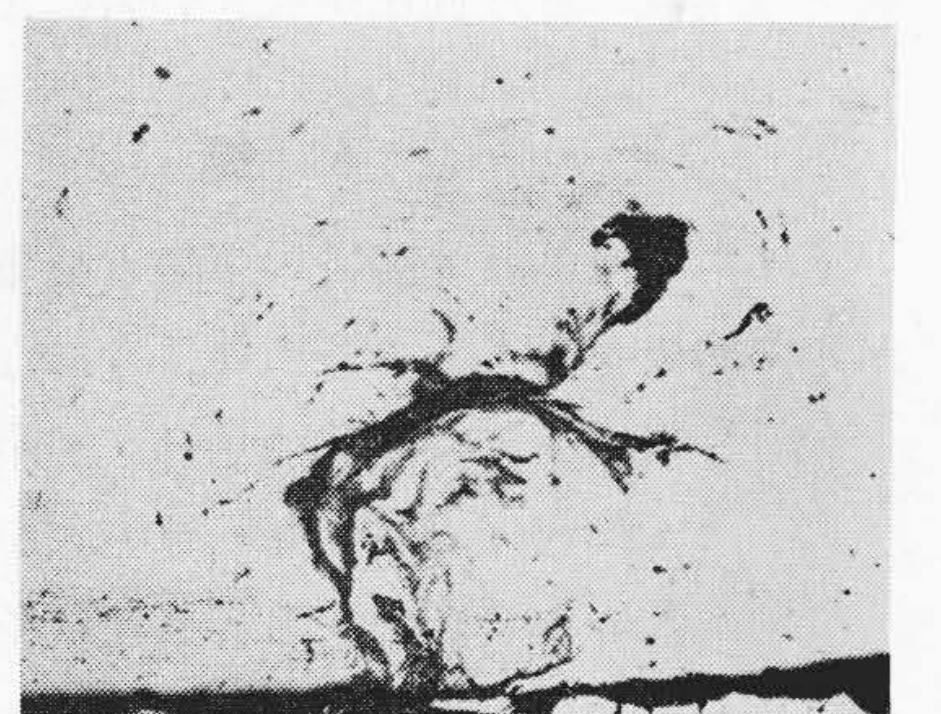
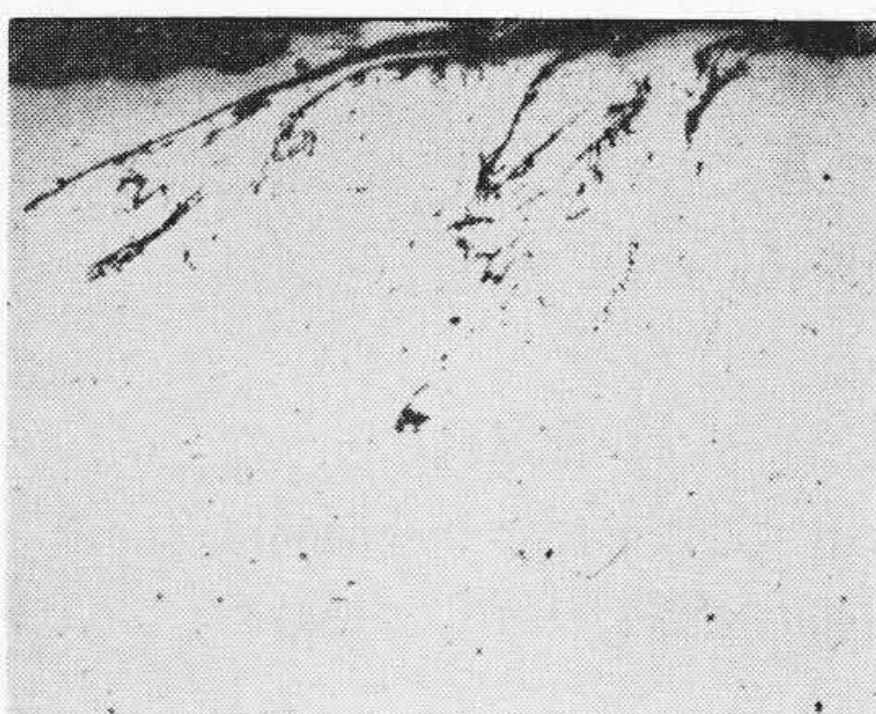
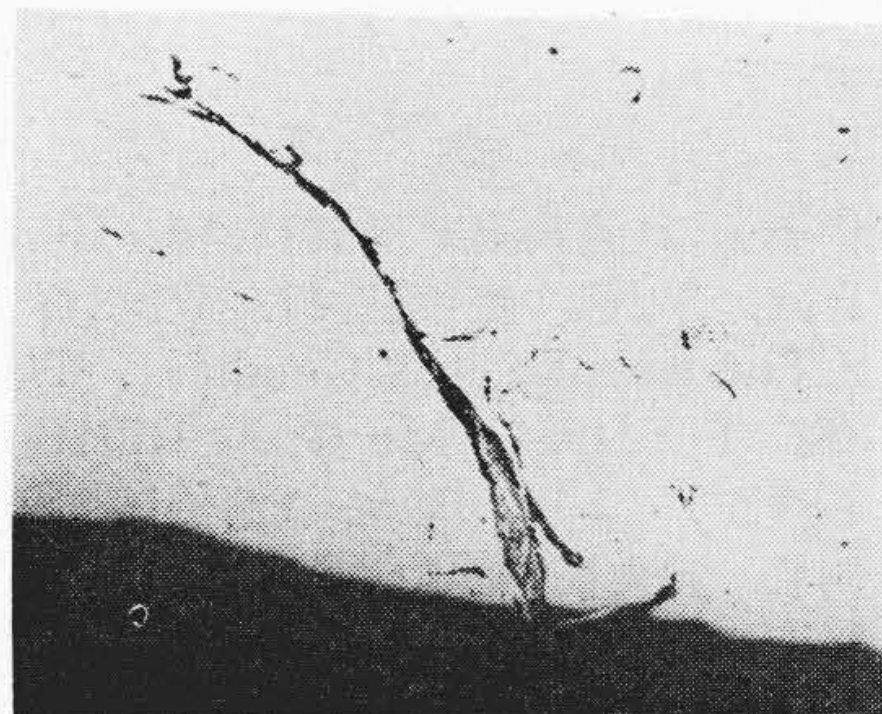
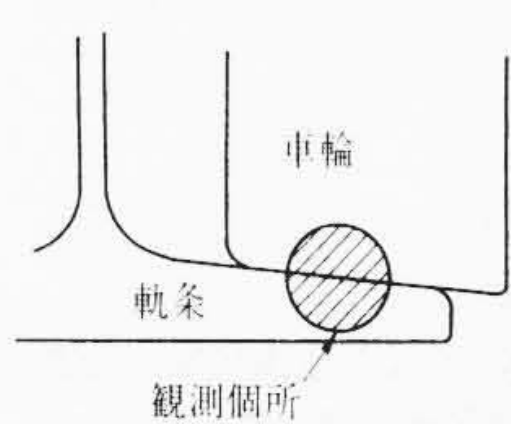


図 21 新形電動トロリ付ホイスト (容量 1 t)



① 車輪転動面

② 軌条転動面の断面に生じたき裂の断面

③ 車輪転動面の斑摩耗の状態

図 20 試験後の転動面顕微鏡組織写真 (×25)

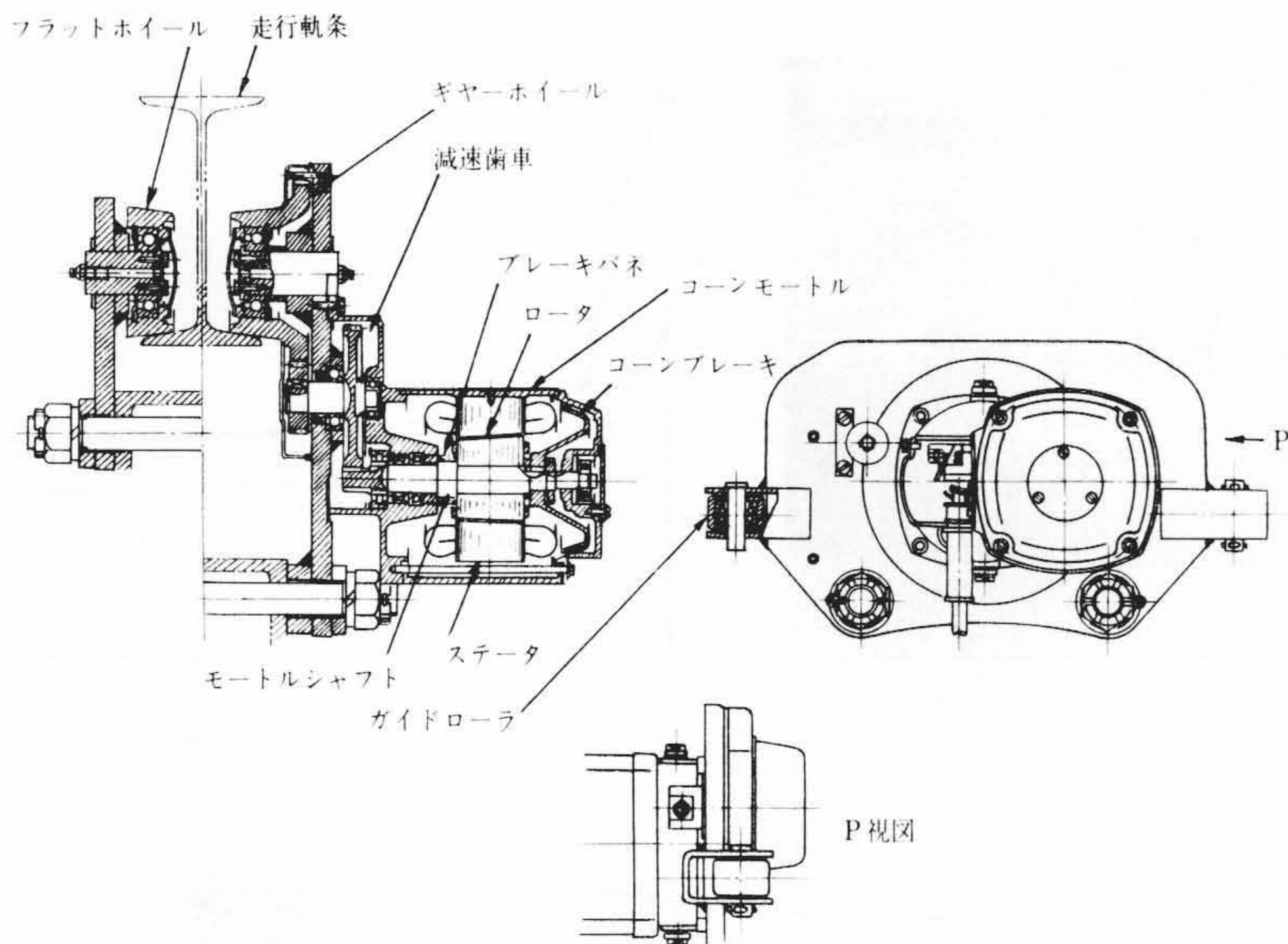


図22 新形電動トロリ (NT) 構造図

ロリ部の構造を示す。トロリモートルとしてはコーンタイプのブレーキモートルを採用した。走行案内はフレームに取り付けたガイドローラによって行ない、車輪のフランジを取り除き転動面の形状は面圧が減少するよう大きな曲率をもたせた。ガイドローラによる案内としたことにより曲線部における抵抗が減少したので駆動方式を片側駆動方式とした。

5.2 寿命試験とその結果

1, 2t 新形電動トロリ (形式 1, 2 NT) について寿命試験を行なった。軌条は屋外に架設した I 形鋼 (250×125×7.5) で直路部と曲路部を有し、曲路は 1 NT は半径 1.3 m, 2 NT は半径 1.8 m である。この軌条上を自動往復走行させた。曲路と直路の比は 1, 2 NT とともに 7:3 である。トロリの曲路における屈曲半径を上記のように極力小さくしたことは、車輪と軌条に対しては、過酷な使用をしいることになるが、新形電動トロリは、ガイドローラの採用により、機構的により小さな屈曲半径の走行が可能となり小屈曲にしたために生ずる摩耗への障害も取り除かれており、走行性能の向上とともに車輪の寿命が延長されている。試験は定格荷重をつり、200V, 50 c/s で、走行速度 21 m/min で行なった。

図 23 に車輪転動面の摩耗を、図 24 に軌条の摩耗を示す。普通形の結果図 14, 15 と比較すると片側駆動にしたことによる障害はまったく見られず、曲路走行時の追従性も良好で、定常摩耗は車輪、軌条いずれもきわめて小さい。この実状より新形電動トロリの車輪の優秀性が裏付けされる。また車輪は屈曲半径を小さくしたにもかかわらず摩耗の進行がおそかった。車輪の配置による相違も緩和され 4 輪とも摩耗断面積からはあまり差がない。軌条には曲路内側に大きな摩耗が生じた。この摩耗は屈曲半径を小さくしたため、曲路部で内側車輪がガイドローラにより引き降ろされ、車輪との接触点が軌条の端縁に移り面圧が大きい値になったためと考えられる。

6. 結 言

ホイスト用トロリ装置の車輪と軌条の摩耗について検討してきたがその結果をまとめると次のようになる。

- (1) 現用トロリ装置のフランジ車輪のフランジ部摩耗にともなう障害はガイドローラ方式を採用することにより全面的に除くことができる。また軌条側面の摩耗もフランジ車輪の場合の 1/10 以下とすることができる。

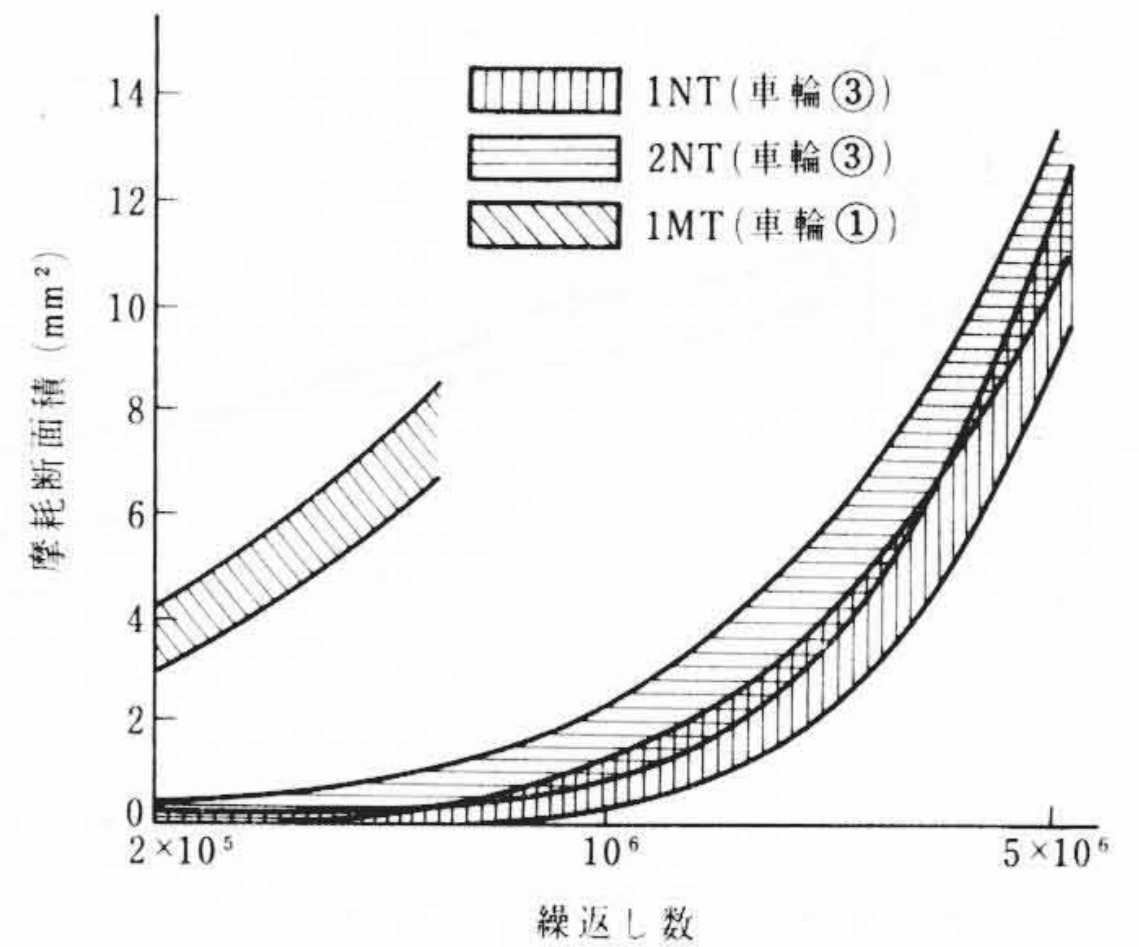


図23 車輪転動面の摩耗

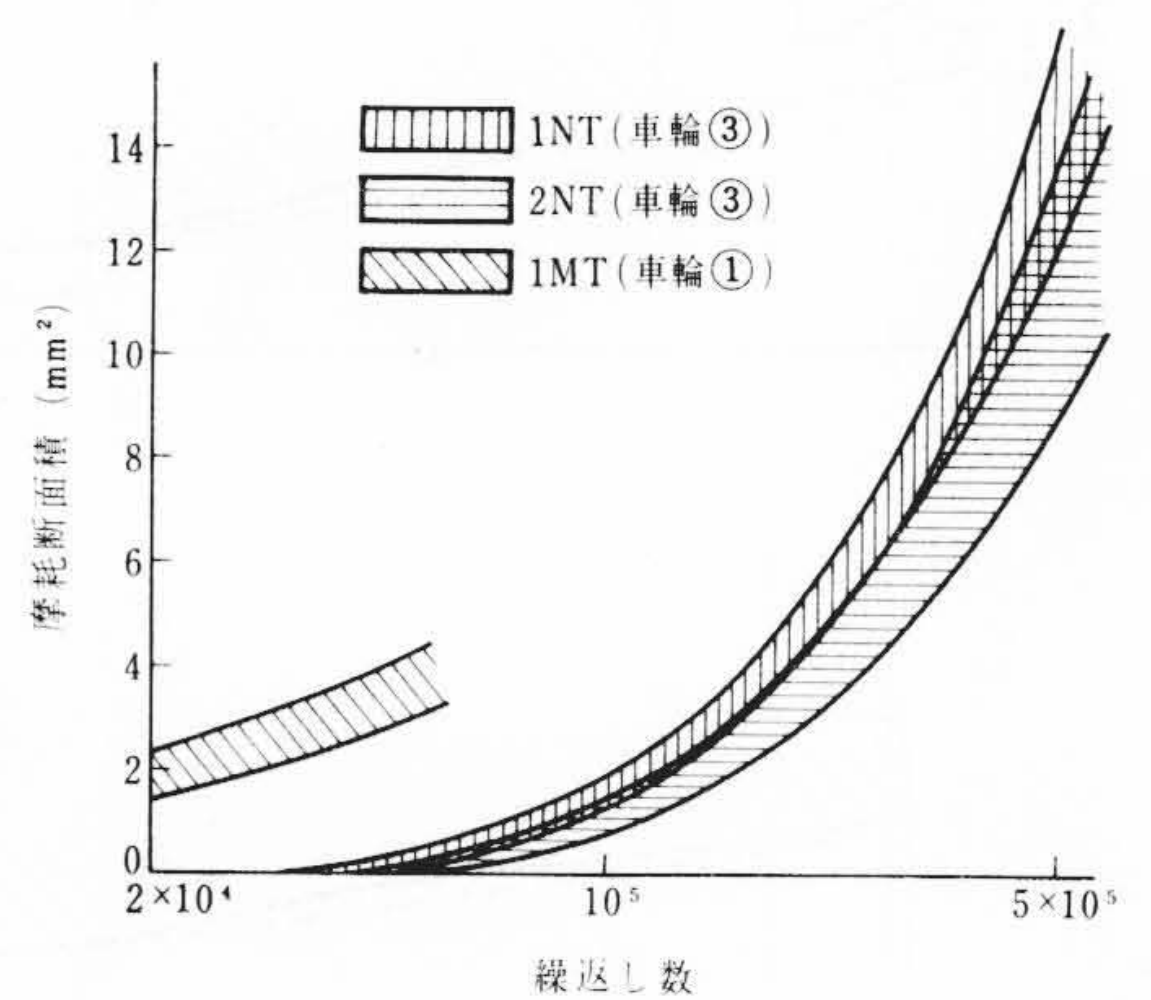


図24 軌条転動面の摩耗

- (2) SS 41 の軌条の場合、車輪材としては現在使用している中で機械構造用炭素鋼が最も適しており、また適切な熱処理を施すことにより、両者の寿命は向上する。なお、基礎試験により低マンガン鋼の優秀性が明白となり、今後高ひん度使用の条件下において実用化が期待される。
- (3) 車輪の曲率を大きく取り、面圧を減少させることにより摩耗を小さくすることができる。また H 形鋼の使用は面圧低下の面ですぐれている。
- (4) 以上の検討結果を実用化することにより、従来の 10 倍以上の寿命が得られた。
- (5) 摩耗の急激な増加は転動面に生ずる繰返し圧縮応力およびすべりによる疲労き裂の発生に起因する。

従来、車輪および軌条の摩耗についての定性的、定量的な掌握はなされていなかったが、今回その一面を解明することができ、この結果をとり入れて、全体的に小形軽量化した新形電動トロリを開発した。性能は一応所期の目標を満足したが、今後さらに残された問題について引き続き検討する予定である。なお本トロリ装置については数件の特許を申請中である。

最後に本稿作成に対しご指導、ご協力いただいた日立製作所日立研究所のかたがた、ならびに関係各位に謝意を表する次第である。

参 考 文 献

- (1) 伊藤：鉄道技術研究資料 18, 10 (昭 36)
- (2) 赤岡, 平沢：機学誌 61, 472 (昭 33-5)
- (3) S. Timoshenko, J. N. Goodier: Theory of Elasticity, 362~382 (Feb. 1951, Mc Grow-Hill Book Company)
- (4) 石橋正：金属の強さ, 127~150 (昭 33 養賢堂)
- (5) 西原, 遠藤：機学論集 18, 75 (昭 27)
- (6) J. E. Merwin: Instn. Mech. Engrs, 177, 25 (1963)
- (7) J. O. Smith: Journ. App. Mech, 20, 157 (1953)



新 案 の 紹 介



登録新案 第588004号

明 山 正 元・松 本 源 次 郎
石 岡 昇 三

傘 歯 車 研 削 装 置 に お け る 歯 当 たり 試 験 装 置

従来傘歯車の歯当たりを試験する場合には、傘歯車を研削装置より取りはずし、別に設けた試験装置に取付けて行なっているため、試験の結果再加工する場合、心出、および調整などに多大の努力と、段取時間が必要であった。本考案は上記の欠点を除去するため考案したもので、図示のように、研削後歯当たり検査を行なう場合には、まず一方の被研削傘歯車1の歯面に光明丹を塗布したのち、軸受3側のナット4をゆるめ、被研削傘歯車1をT溝5にそって移動して両被研削傘歯車1,2をかみ合わせ、位置が決定したならば、ナット4を締めて被研削傘歯車1をT溝5にそって移動しないよう固着する。この場合、他方の被研削傘歯車2は研削したときの状態にしておく。またボルト6をゆるめ、ウォームホイール軸7と、中空軸8との連結を遮断する。この状態で駆動軸9を駆動すると、他方の被研削傘歯車2は一方の被研削傘歯車1とともに回転する。しかるのち、駆動軸9の駆動を停止して両被研削傘歯車1,2の回転を停止させ、ナット4をゆるめて被研削傘歯車1をT溝5にそって元の位置まで回転させれば、両被研削傘歯車1,2のかみ合状態を知ることができる。このときもし再加工を必要とする場合には、再びナット4を締め、切換歯車10を研削する側の歯車11,12にかみ合わせて、駆動軸9を駆動すれば、砥石13によりただちに研削することができる。したがって、この考案によれば簡単な操作にて正確な歯当たり試験を行なうことができる効果を有する。(木口)

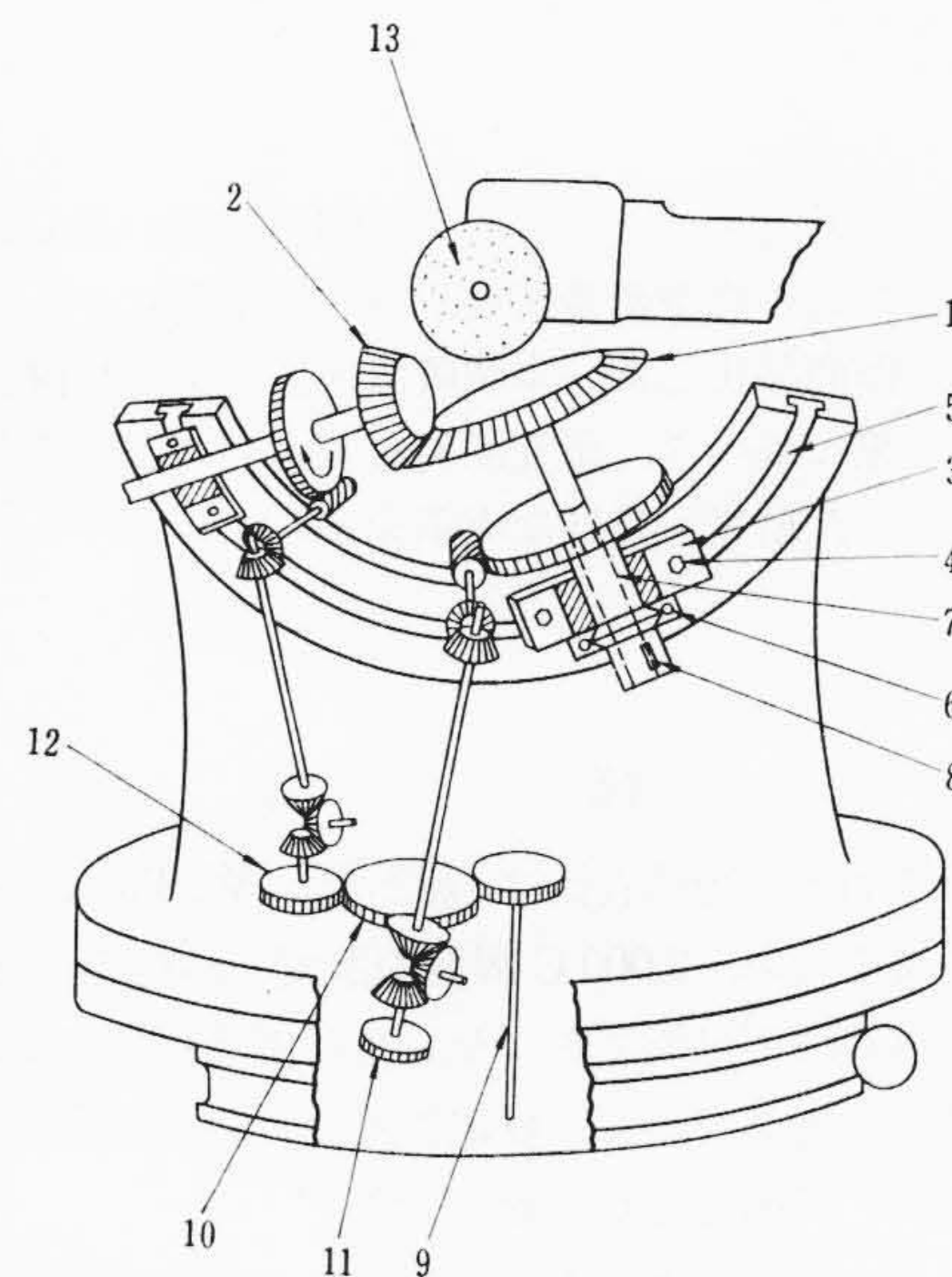


図 1

登録新案 第745672号

伊 地 知 幸 文・坂 本 明

軸 流 送 風 機 に お け る 動 翼 お よ び 静 翼 回 動 装 置

この考案は、1個の軸流送風機にて隘道内の換気、および排気を行なう場合、軸流送風機の動翼、および静翼を換気用、および排気用に応じて回転させる装置に係るもので、とくに相隣れる2個の動翼、および静翼を衝突しないよう、互いに反対方向に回転させるようにしたものである。図はこの考案を静翼5・5に実施した場合を示すもので、可逆電動機1が起動し、減速機2を介して交互に刻み方向を異にする数個のウォーム軸3・3が同時に、同一方向に回転すると、これらのウォーム軸3・3とかみ合うウォームホイール4を介して数個の静翼5・5が同時に、かつ相隣れる2個の静翼5・5が互いに反対方向に回転する。しかるのち、数個の静翼5・5がそれぞれ所定の角度回転すると、リミットスイッチ6が作動して可逆電動機1の起動が停止し、数個の静翼5・5の回転を同時に停止させる。つぎにこの考案を動翼に実施する場合には、上記ウォームホイール4をそれぞれ動翼の軸端部に取り付けることによって、上記と同一要領にて動翼を回転させることができる。したがって、この考案は、軸流送風機の外筒もしくは内筒にそって僅少な場所に設けることによって、動翼、および静翼を回転させることができる効果を有する。(木口)

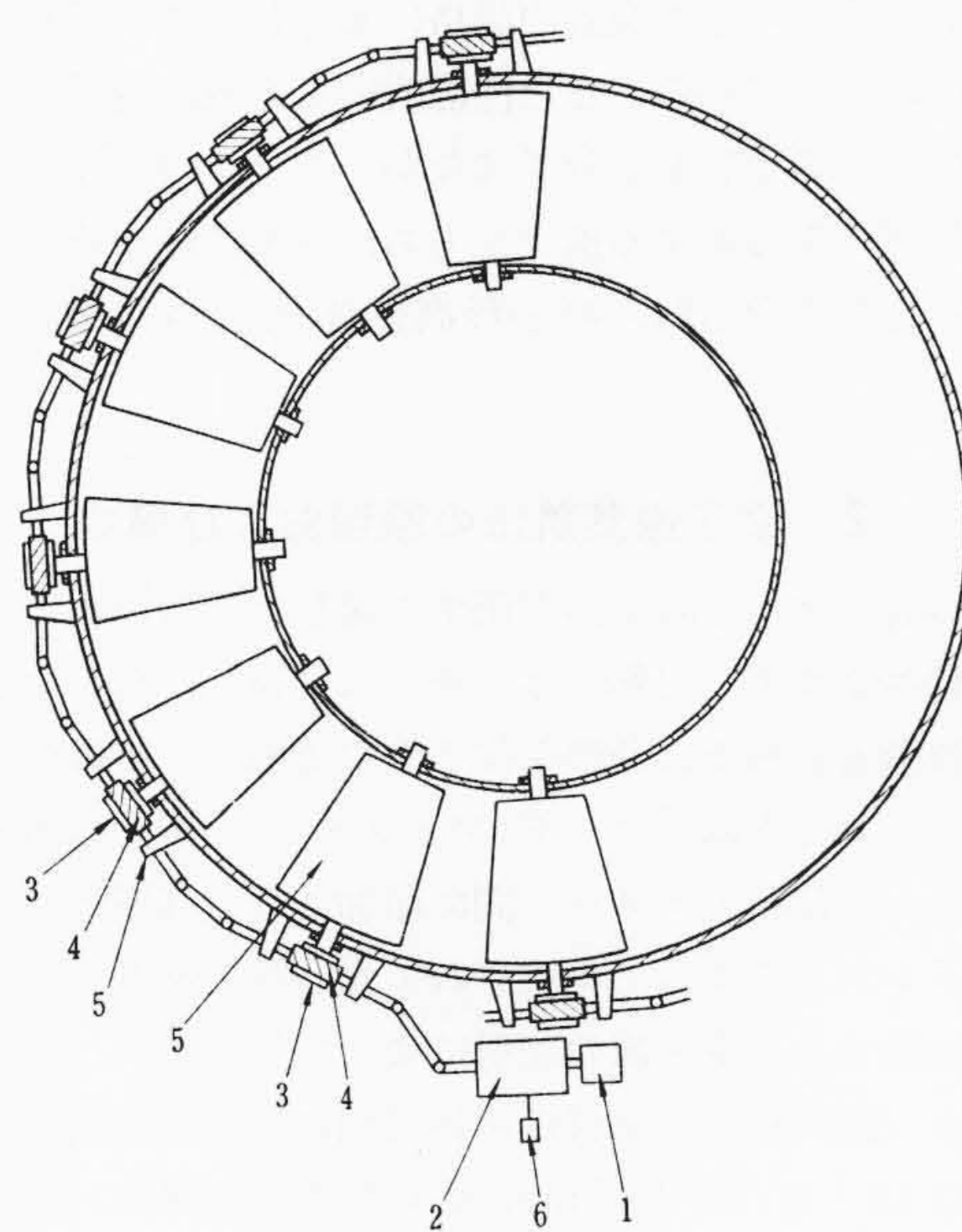


図 1