

鋼板製 G 形ホイスの平歯車トルク分割

Torque Distribution Mechanism in the Spur Gear System for G Type Hoist

徳 永 赳* 磯 尾 修*
Takeshi Tokunaga Osamu Isoo

要 旨

G形ホイス開発にあたって、ホイス機能の重要な部分を占める減速部に着目し、生産性のすぐれた外かみあいの平歯車装置を採用した。外かみあいの平歯車装置は、遊星歯車装置と異なりトルク配分ができないため、特に最終段かみあいの負荷状態が過酷になる。そこで最終段ギヤを2枚のピニオンにかみ合わせ、トルク配分させる方式を考え実用化させた。トルク配分率は悪くても3.5および6.5で遊星歯車と比較しても遜色(そんしょく)はない。

この方式は軸固定方式であるから、製作誤差をピニオンのたわみで吸収する方法をとったが、たわみによる片当たりの影響はほとんどなかった。

1. 緒 言

労働力が不足している市場を背景に省力化機器ホイスは、ここ数年著しく伸長している。

ホイスが汎用的な運搬機器として市場のすみずみまで使用されるようになってくると、当然市場の状況を考慮した内容へ、機種種の展開が要望されるようになる。すなわち建屋の大小、強弱に関係なく取り付けできるもの、より早く入手できるものの要求である。これは従来のホイスを大幅に軽量、小形化し、しかも生産性をあげることに連なり、さらに今後のホイス稼働台数の増加、メンテナンス労働者の減少を考慮すれば、安全性が高くメンテナンスフリー化へ一歩前進したものでなければならない。

このような背景からG形ホイスを開発しシリーズ化した。特にG形ホイス開発にあたってホイス機能の重要な部分を占める減速機構部についても従来と異なった立場からこれを開発していく必要があったが、ここではG形ホイスに平歯車によるトルク分割方式を採用した経過について重点的に述べる。

2. G 形ホイスの構造と仕様

前節で述べた市場の要求に基づいて設計したG形ホイスの外観は図1に、仕様は表1に、本体構造断面図は図2に示すとおりで

ある。

G形ホイスの特長としては、

(1) 一部の部材(ドラム、ブラケット)を除き、鋼板化し、全体の軽量化を図ったこと、特にロープホイスとして初めてフレームの鋼板プレス化を実施した。

表 1 G 形 ホ イ ス ト の 仕 様				
形 式	1GS-GT	1.5GS-GT	2GS-GT	2.8GS-GT
仕 様				
容 量 (t)	1.0	1.5	2.0	2.8
揚 程 (m)	7.2	5.0	7.2	5.0
巻上速度 (m/min) 50/60 Hz	6.9/8.3	4.6/5.5	6.9/8.3	4.6/5.5
巻上電動機 (kW) 50/60 Hz	1.4/1.7	1.4/1.7	2.9/3.3	2.4/2.9
走行速度 (m/min) 50/60 Hz	21/25	21/25	21/25	21/25
走行モートル (kW) 50/60 Hz	0.18/0.22	0.30/0.36	0.30/0.36	0.50/0.60
電 源	三相 200 V 50, 60 Hz			
定 格 (min)	30			
操 作 方 式	間接制御, 床上押しボタン操作			
概 略 重 量 (kg)	145	200	225	275
ワイヤロープ (掛数-径)	2-8φ	2-6.3φ	2-11.2φ	2-9φ
最 小 屈 曲 半 径 (m)	1.5	1.8	1.8	2.0

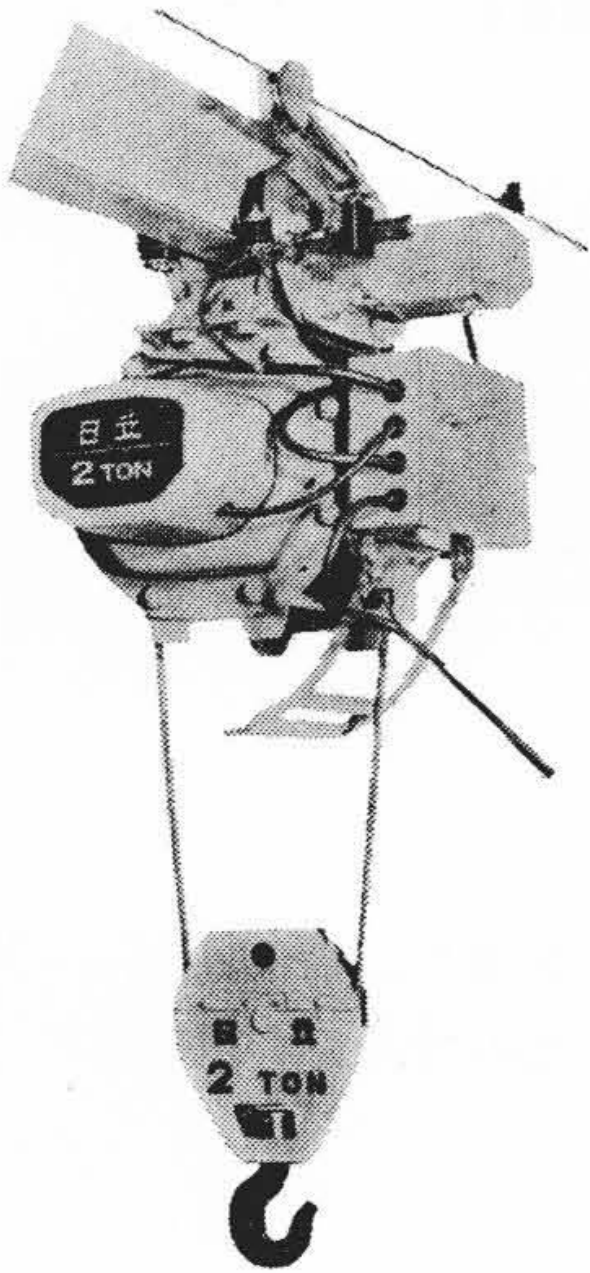


図1 2t G形電動トロリ付ホイス

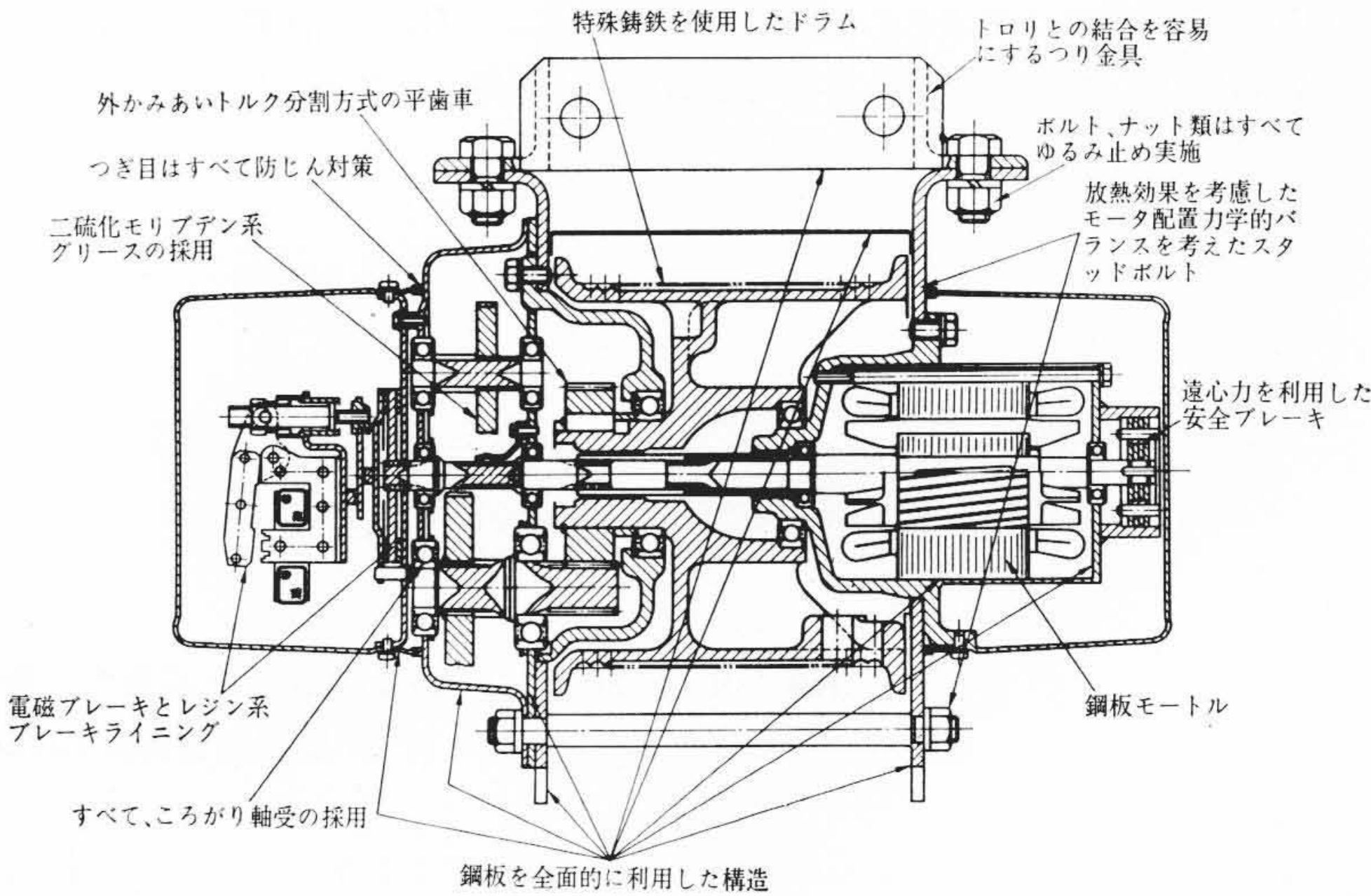


図2 G形ホイス本体構造断面図

* 日立製作所多賀工場

(2) 1, 1.5, 2, 2.8 t の4機種シリーズであるが1および1.5 t, 2および2.8 t の本体を共用とし, ロープつり本数を2本つり, 4本つりにすることによって機種の展開を図っている。

(3) 本体は機能別にユニット化し, これを順次積み上げて組み立てる方式とした。さらにホイスにあって交換, 点検ひん度の高いブレーキおよびモートルを左右に配し, 外部から組物で差し替えが簡単にできるようにした。

(4) ホイスは天井空間にあり, 重量物を運搬する機器だけに, 安全に対してじゅうぶんな配慮を行なった。以下, これを項目別に列記する。

(a) 感電に対する処置

感電の心配がないプラスチック押しボタンを採用, 間接制御方式(電磁スイッチを介して主電流を制御する)とし, 押しボタンに流れる電流を微少とした。

(b) 玉掛に対する処置

フックブロックのシーブに指をはさまれないよう, 上部に安全カバーを付けた玉綱のはずれを防ぐフックはずれ止め装置を採用した。

(c) 衝突に対する処置

ホイスは衝突の危険があることから左右に複元性の良いプラスチックカバーを設けた。

(d) 誤結線に対する処置

逆相結線の場合や, 逆巻きの場合でも確実に電源をしゃ断する二重リミットスイッチを採用した。

(e) 配線断線のトラブルに対する処置

断線チャンスの多い押しボタンケーブルに電話線と同じ編み線ケーブルを使用し, 断線の発生を防ぐとともに, 被覆ワイヤロープを介在させてケーブルに引張力がかからぬようにした。電気品をすべて1個所にまとめ, 点検交換を外から簡単にできるようにした。

(f) 落下事故に対する処置

主ブレーキのほかに補助ブレーキを採用し, 万一にも加速落下のないようにした。さらに各ユニットを結合しているボルト類には特殊ボルトを使用, 全数にゆるみ止めを実施した。

(g) 荷振れに対する処置

走行にブレーキを付け随走と荷振れを防いだ。

(h) ブレーキのすべりに対する処置

交流電磁ブレーキの残留磁気によるブレーキのすべりに対しては残留磁気防止のコンデンサ付きとした。

3. G形ホイスの減速機構

電気ホイスの場合, ドラム径が巻上用ワイヤロープの20倍以上と規定されていること⁽¹⁾, ホイスモートルが2極もしくは4極を標準としていること, 巻上速度が8~12 m/min⁽²⁾とほぼ一定していることから減速比は100前後(4極)となる。このように大きな減速比を得るため, 減速機構としてほとんど遊星歯車機構が用いられる(図3参照)。

遊星歯車装置は減速比が大きくとれる, 重荷重に向いている, 入力軸と出力軸の軸心が一致しているなど有利な点が多いが, 歯車数が多いこと, 内歯車があること, 遊星腕があることなどから, 組立性に難があり, しかも鋼板ギヤケースにこれを収納することは精度上に問題がある。

G形ホイスはフレーム, ギヤケースに鋼板を使っている関係上, 歯車数を減らし, 軸受支持構造の簡略化を図ることを重点とし, 平歯車減速機構を採用することにした。しかし通常の平歯車装置では最終段歯車が寸法的に制約を受け強度的に設計しにくくなる。そこ

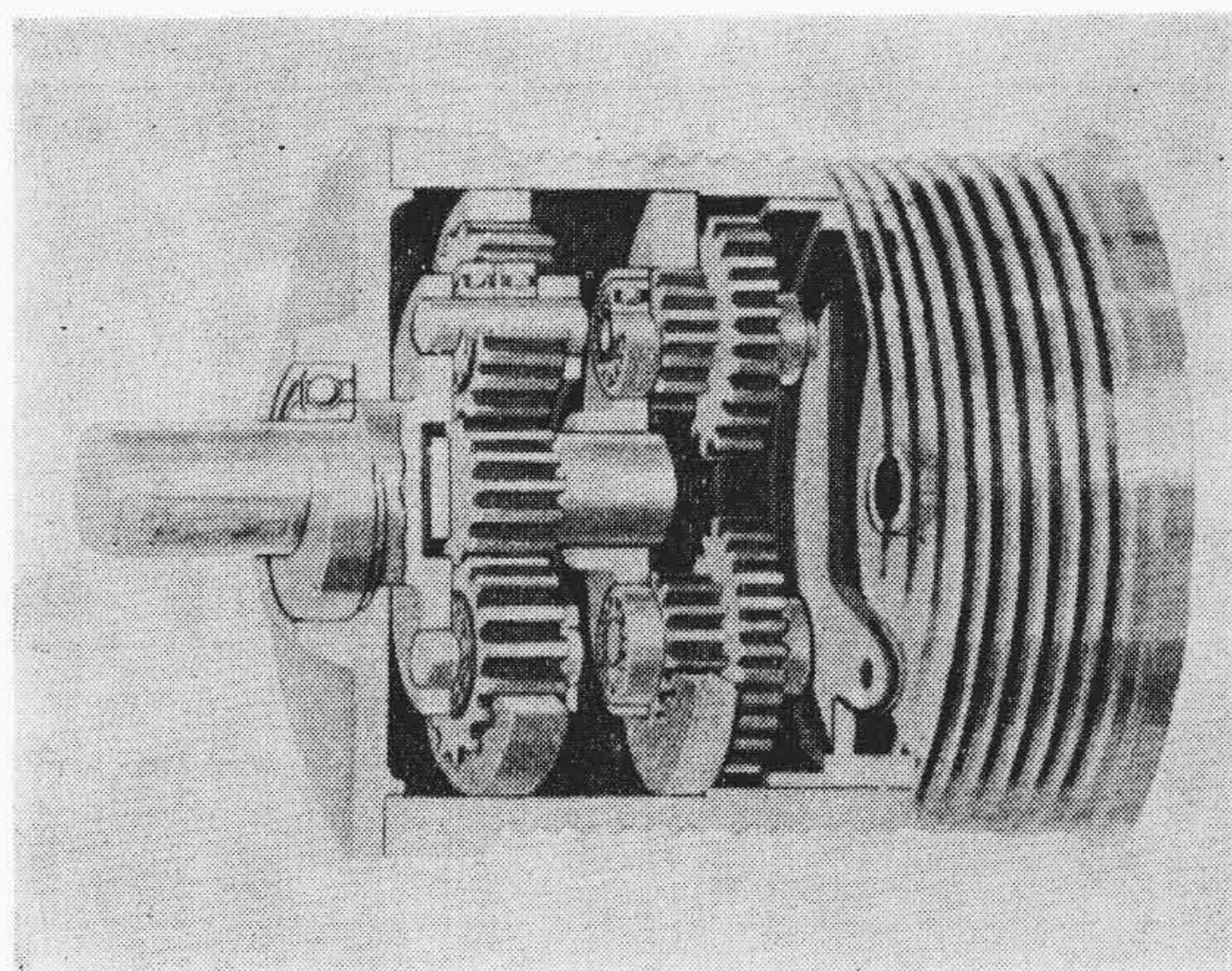


図3 ホイスの遊星歯車機構

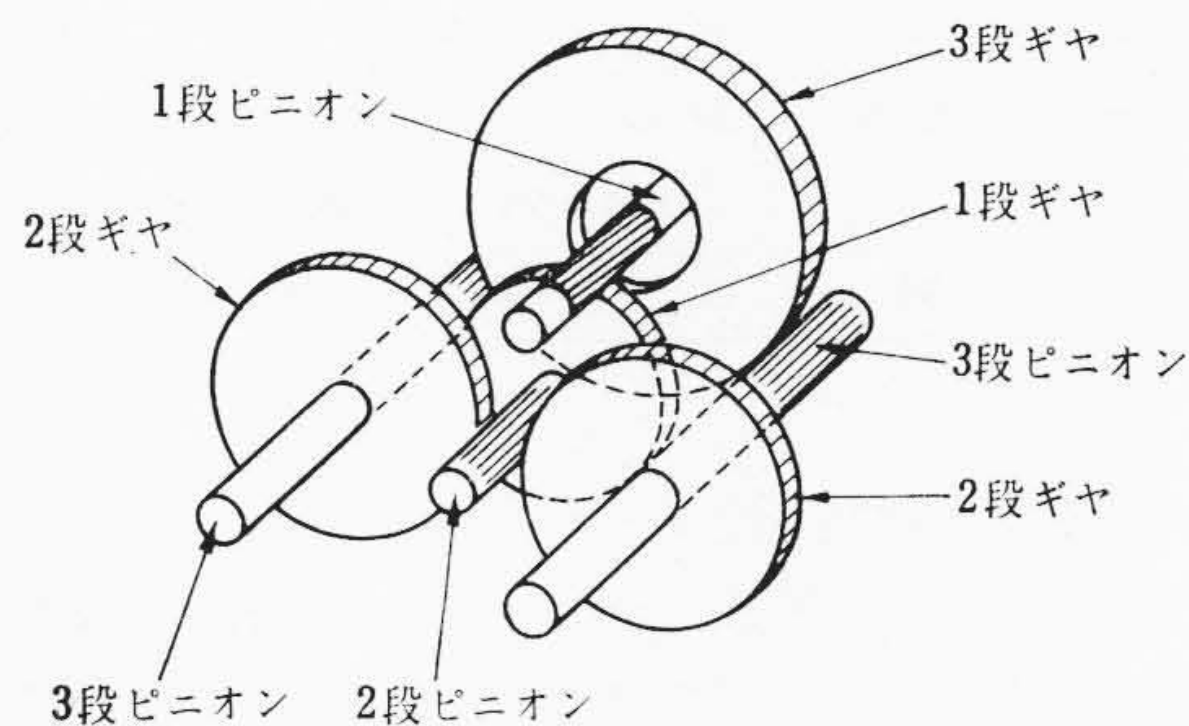


図4 トルク分割方式斜視図

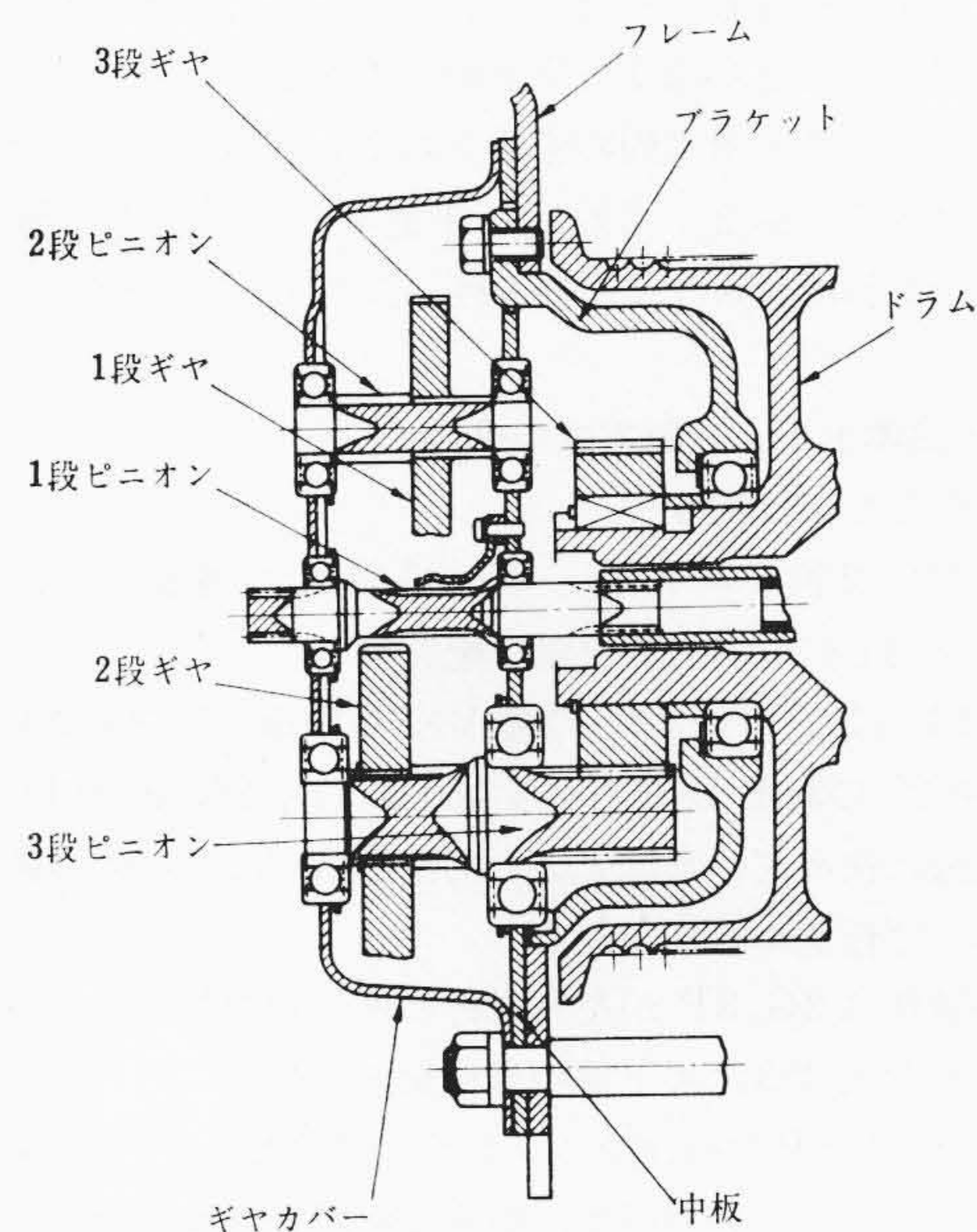


図5 トルク分割方式断面図

で, この条件の悪い負荷状態を緩和するため最終段のトルク伝達経路を二手に分けた平歯車トルク分割方式を採用することにした。

4. 平歯車トルク分割方式の条件

4.1 平歯車トルク分割方式の構造

図4, 5はトルク分割方式の構造図を示したものである。トルクはモートル軸と連結された1段ピニオンより1段ギヤ, 2段ピニオンと伝わり, 2段ピニオンには2個の2段ギヤがかみ合い2個の3段ピニオンより最終の3段ギヤに伝達される。3段ギヤはドラムに固定され, これを駆動して巻上, 巻下を行なう。

表2 最終段歯車列の安全率

トルク配分率	8 : 2		7 : 3		5 : 5	
安全率						
歯車の曲げ疲労強度に対する安全率	ピニオン	1.10	ピニオン	1.27	ピニオン	1.76
	ギヤ	1.25	ギヤ	1.43	ギヤ	2.0
目標寿命時間に対する軸受の安全率	0.98		1.20		3.9	

表3 2GS歯車仕様 (60 Hz)

ギヤ	1P	1G	2P	2G	3P	3G
仕様						
モジュール	1.5	1.5	2.0	2.0	3.0	3.0
歯数	13	84	12	77	11	51
ピッチ円径 (mm)	19.5	126	24	154	33	153
負荷の接線力 (kg)	80	80	423	423	1,960	1,960
回転数 (rpm)	3,380	523	523	81.5	81.5	17.6
かみあい歯幅 (mm)	15	15	23.6	23.6	40	40
歯先円径 (mm)	23.02	128.56	29.32	156.60	39.95	157.12
材質, 熱処理	特殊合金鋼, ガス浸炭焼入れ					
硬度指数	30	30	30	26	30	26

3段ギヤをドラムの空所内にそう入することは、ホイストの全長を小さくするとともに、鋼板のギヤカバーと中板に開かれたギヤケース内に3段ギヤを除くすべてのギヤ、ピニオンを一体に組み込めるところに特長がある。反面、3段ギヤ径をドラム径より小さくしなければならないため、歯面トルクが荷重トルクより増大すること、3段ピニオンが片持形状をなしているために大きな反力を一つの軸受で受け持つ形となり軸受負荷が増大することになる。

表2は最終の3段歯車列の強度上の安全率をトルク配分率との関係で示したものである。これから平歯車トルク分割で動力配分が3:7以内であればじゅうぶん安全性のあるギヤ列を得られることがわかった。

4.2 平歯車トルク分割方式の条件

設計条件としては図6で

- (1) 2P (2段ピニオン), 3G (3段ギヤ) を歯車の歯の山あるいは谷を中心に左右対称位置に配置する。
- (2) 3P (3段ピニオン) の歯Aと3Gの歯A', 2Pの歯Bと2G (2段ギヤ) の歯B' が噛み合うように3P, 2G 歯の切出し間角度 α を正確に決めてやればよい。ただし A-A', B-B' の歯は左右対称であれば任意に選択できる。

実際の製作は2G, 3P が左右対称のギヤ列であることから、互換性と加工性を上げるため下記の方法をとった。

- (1) 2G と3Pの結合はスプライン継手とし、3Pの歯車部分とスプライン係合部分の歯数、歯すじ位置を一致させる。
- (2) 2G と3Pの歯の切出し間の角度 α は2Gのスプライン部と外歯の歯の切出し間の角度として規制できることになり、2Gのスプライン部の任意の歯より角度 α を正確に決めて外歯の歯切りを行なう。

2Gの加工を規制するだけで前記の条件を満足し、しかも左右の2Gは片方を裏返して使えばよく、精度上・組立上の利点を生ずる。

5. 平歯車トルク分割方式の検討

遊星歯車装置のトルク配分は歯車軸に遊隙(ゆうげき)があり、遊星歯車が荷重にある程度追従できるので、かなりの好結果を得ている。G形ホイストで採用した方式は各軸が完全に固定であるため、トルク配分はもっぱら歯切精度および軸間距離精度のよしあしにかかっている。

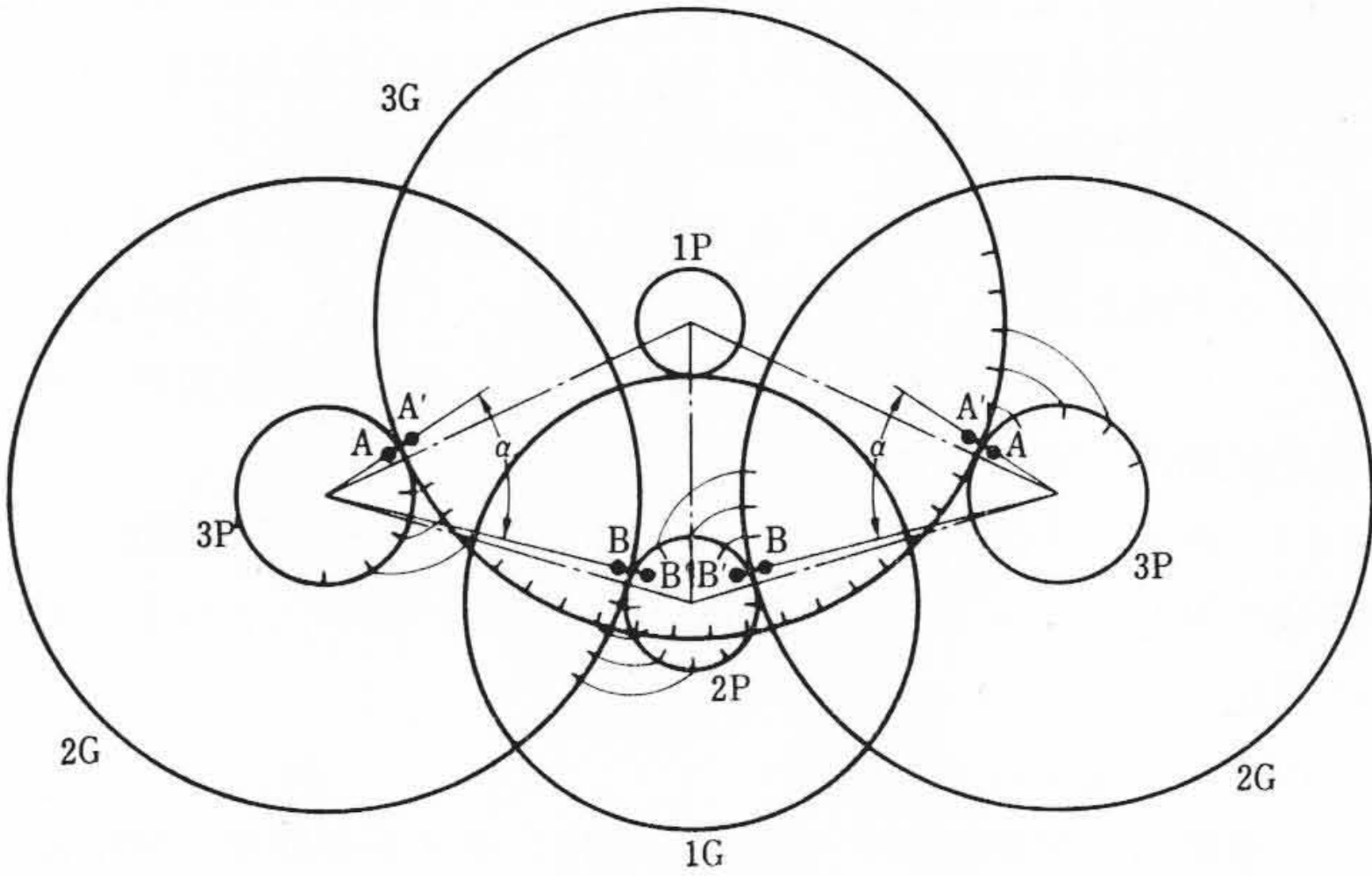


図6 トルク分割の機構図

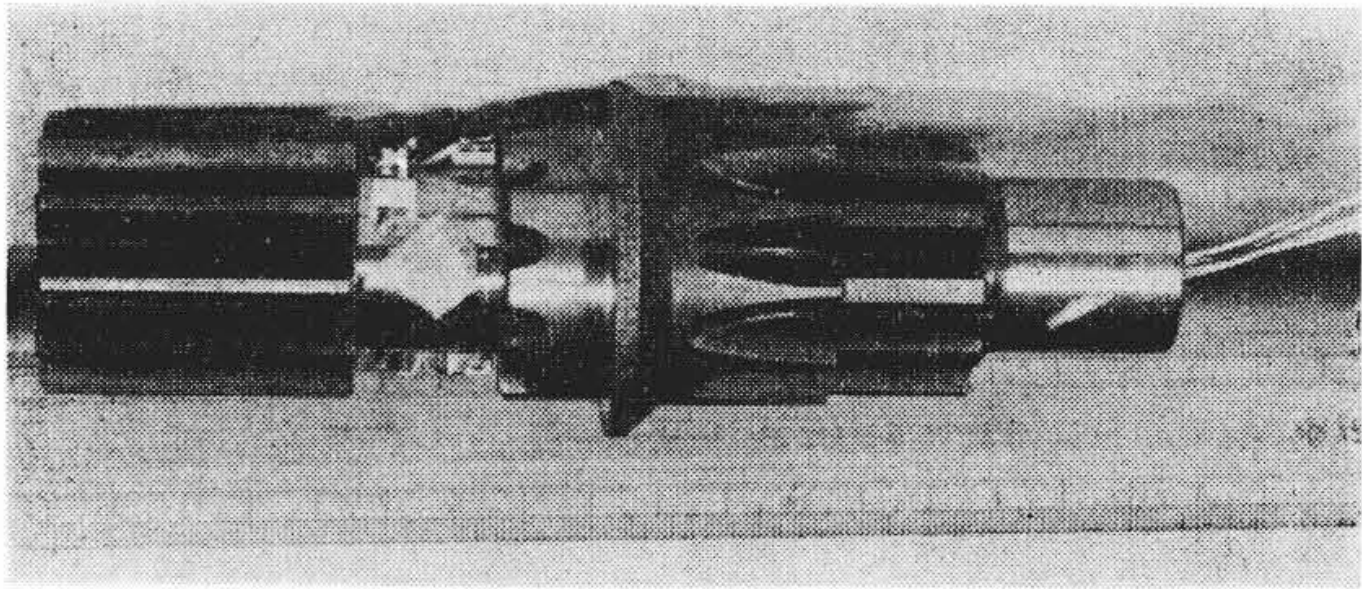


図7 実験用3段ピニオン

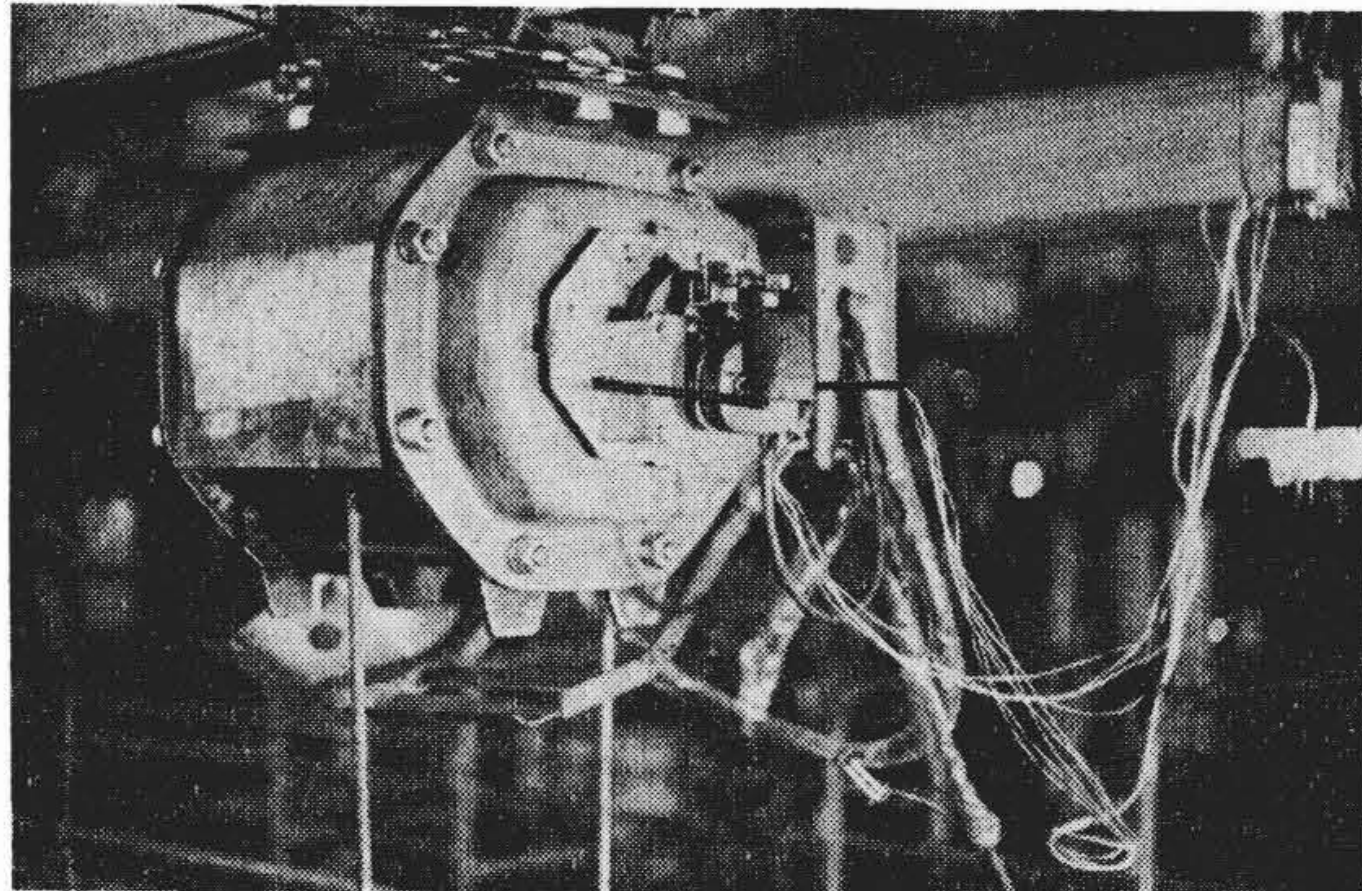


図8 実験装置

トルク配分を阻害する誤差要因としては、

- (1) 2Gの歯切角度(α)の誤差
- (2) 各軸間距離誤差
- (3) 2P, 3Gの累積ピッチ誤差

が考えられる。2対の歯車列が同時にかみ合う条件として3P, 3Gのかみあいピッチ上における、上記誤差の集積を吸収できる構造でなければならない。

その方策として3Pを片持はり形状とし、これのたわみで誤差を吸収させる構造とした。しかし3Pにたわみを生じさせるということは、歯車の片当たりを起こさせるということにはほかならない。

ここではトルク分割方式によるトルク配分率が荷重、角度誤差によってどう変わるかの検討とともに、派生的に生ずる片当たりの影響、特にスコーリング強度について検討する。

5.1 供試機と実験装置

供試機としては、G形シリーズで最も荷重条件の過酷な2GS (定格荷重2t) を用いた。表3は2GS歯車の仕様を示したものである。

図7は実験用3Pである。2個の3Pにトルク用ひずみゲージを張り付け図8のようにホイスト外部に取り出し、電磁オシログラムで記録する。

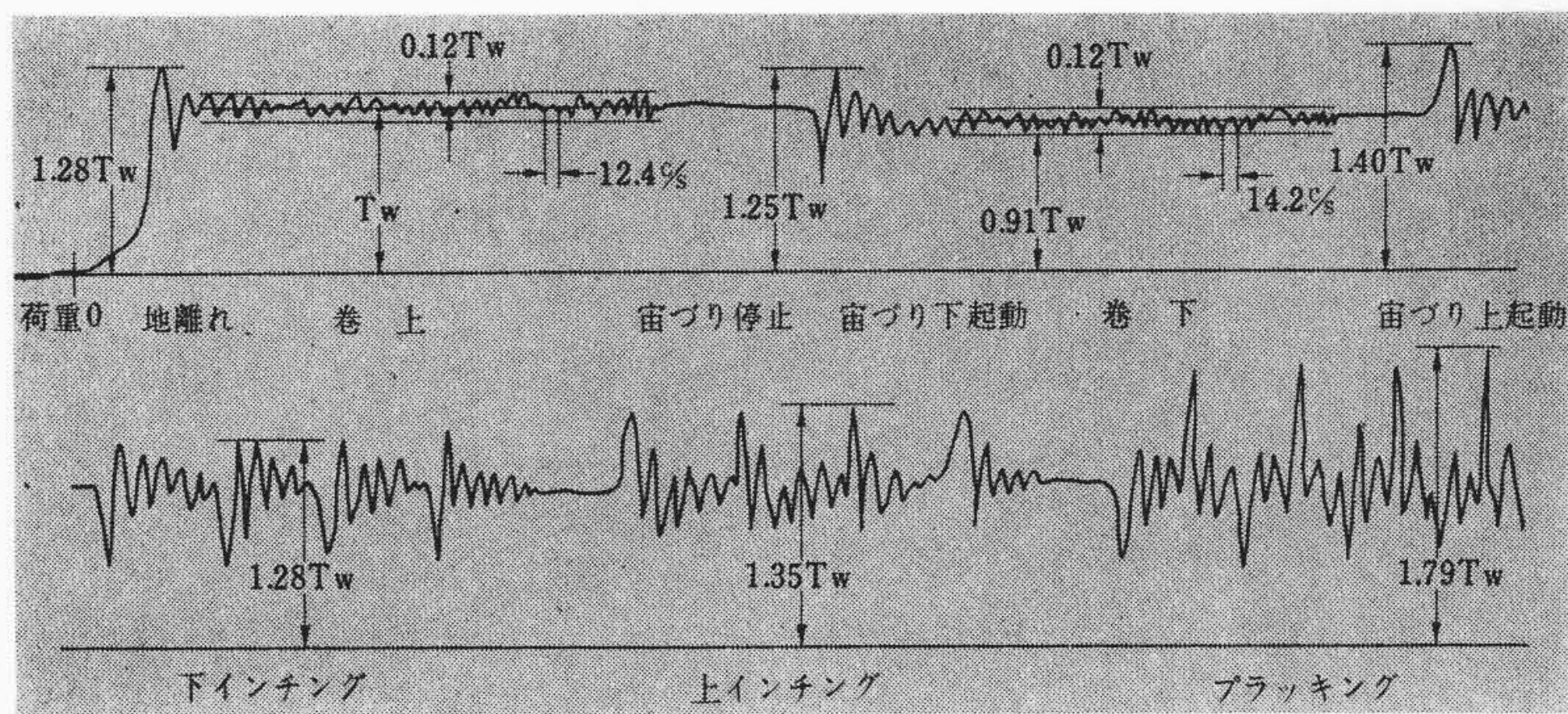


図9 片側駆動方式のトルク変動状態

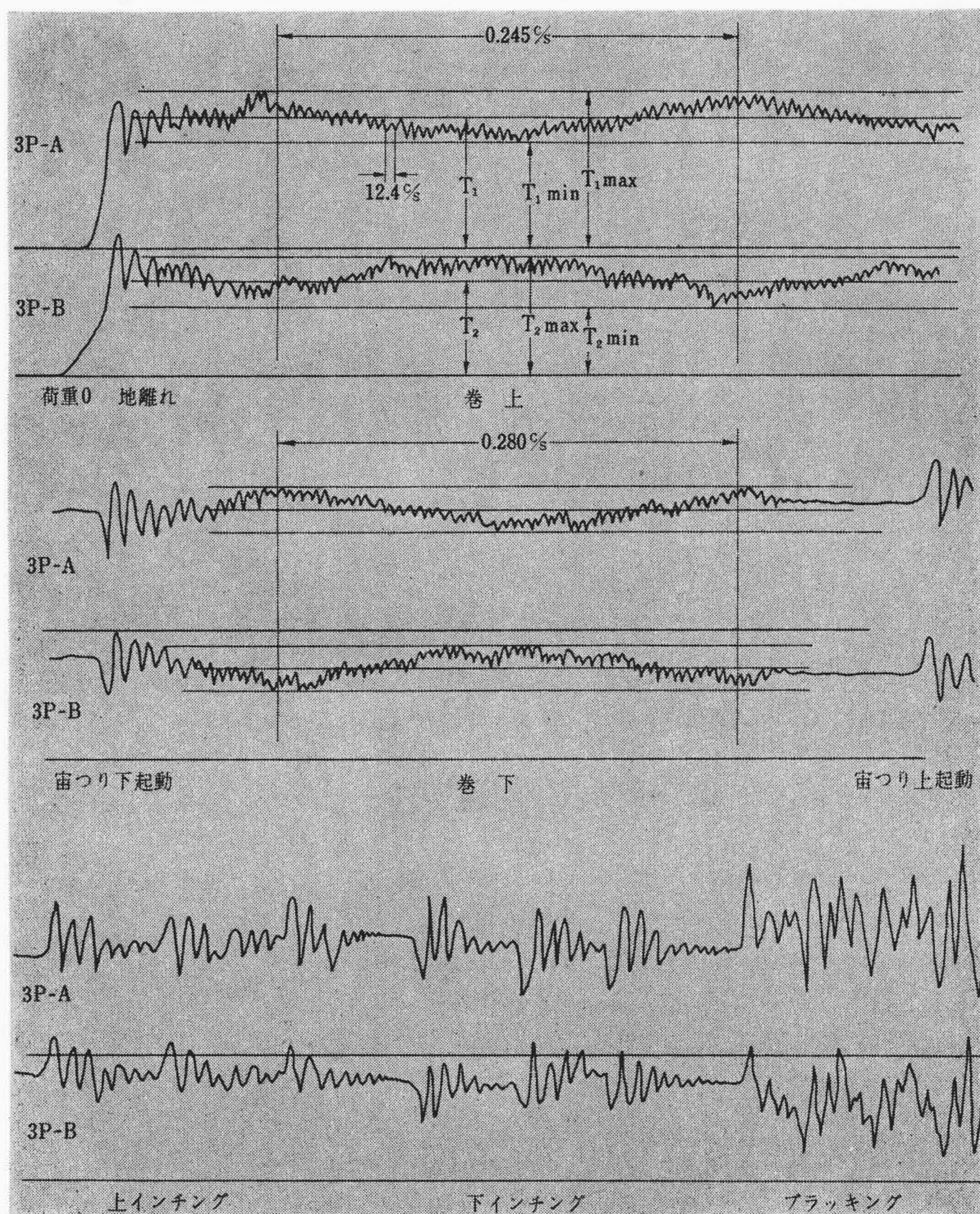


図10 トルク分割方式のトルク変動状態

5.2 トルク配分率の実験結果と検討

トルク分割方式（ピニオン2個）と片側駆動方式（ピニオン1個）の比較をするため、トルク分割方式の2G-3Pの1対を取りはずし、荷重を定格の1/2（1t）として片側駆動方式の代用とした。図9は片側駆動方式のトルク（ T ）の変動状態、図10はトルク分割方式のトルク変動状態を示すものである。

両方式とも運転状態において12.4 c/s（巻下時14.2 c/s）の振動波がある。これは3P-3Gのかみあい波であり、かみあい率が不連続に変化するために生ずる動荷重部分である。この振動波の振幅は荷重トルク T_w に対する衝撃比（最大トルクと静的荷重トルクとの比）が0.12程度で強度上の問題にはならない。また、トルク分割方式では12.4 c/sの振動波は、一方の振幅が最大を示すとき、もう一方の振幅は最小を示すことになる。これは3P-3Gの2個所のかみあい点の

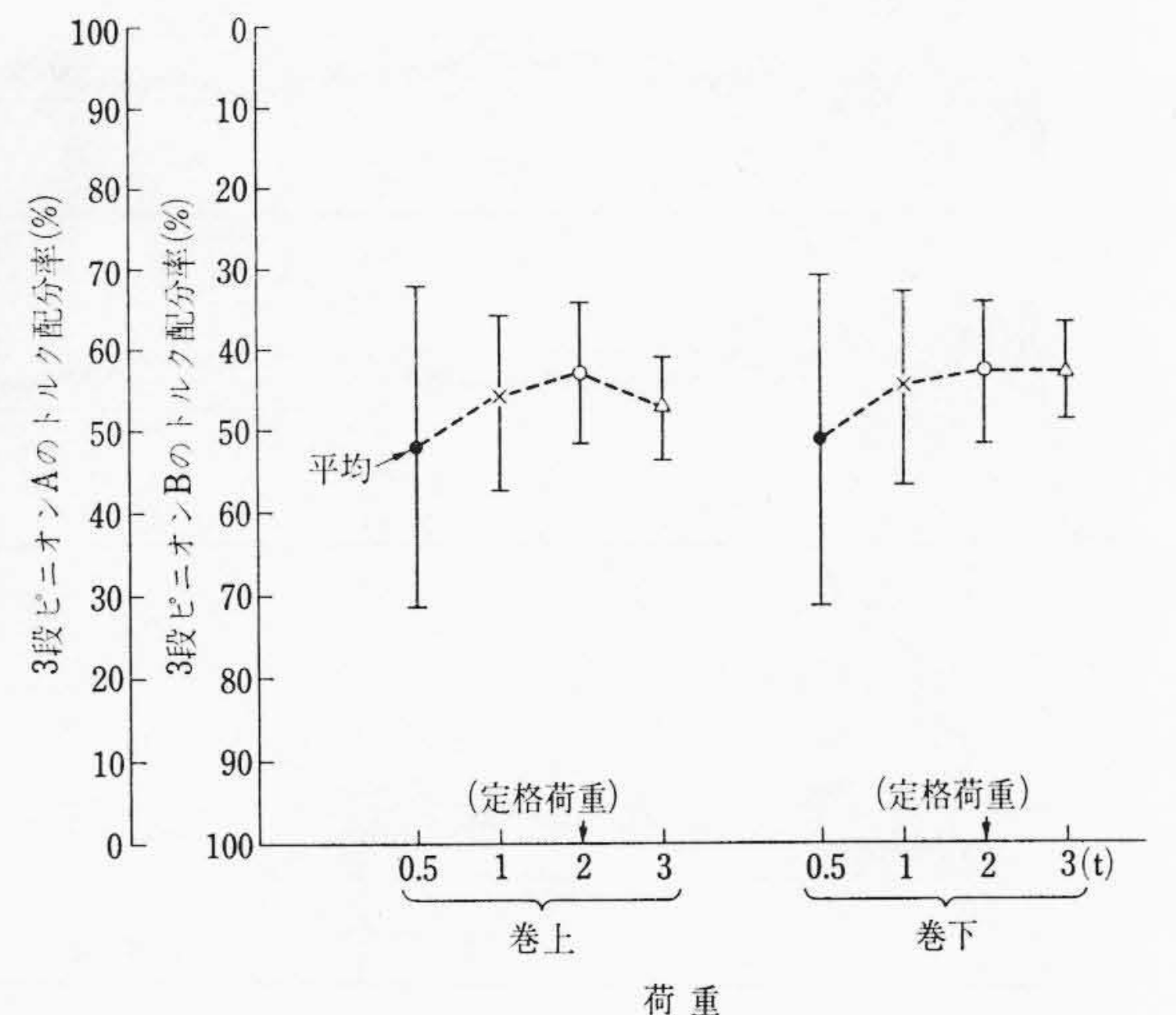


図11 トルク分割方式のトルク配分率

かみあい率が交互に変化するためである。

トルク分割方式の場合、片側駆動方式と違って0.245 c/s（巻下時0.28 c/s）のうねりを生ずる。これは3Gの回転周期と一致しており、一方の振幅が最大を示すとき、もう一方の振幅は最小を示す。この原因としては3Gの偏心、3Pの横振れ、ドラムの偏心などが考えられるが数値としては大きくない。

図11は巻上、巻下時、荷重0.5, 1, 2, 3 tの場合についてトルク配分率の平均とばらつきを示したものである。3P, Aと3P, Bのトルク配合率が50%のときはトルクが等配されていることになる。

実験は、無負荷（フックブロック重量のみ）についても行なったが、その場合誤差を吸収するだけ3Pのたわみが得られず、片方の歯車が完全に遊ぶ状態（トルク配分率0%）になる。

トルク配分率は3Pのたわみ量が、3P-3Gのかみあい点の歯の位置誤差をどの程度吸収するかによって決まるもので、負荷の小さいときは微妙に変化し、そのばらつきは大きい。負荷が大きくなるに伴い、ばらつきは小さく安定してくる。

定格荷重2 t時の配分率はほぼ60%および40%である。ばらつきを考慮した最悪でも65%および35%におさまることがわかった。荷重の小さいときはばらつきは大きい負荷が小さいので強度的にはバランスのとれた構造である。

5.3 トルク分割方式の製作誤差による影響

トルク分割方式は2個所のかみ合いを同時に行なわせるため、歯車の歯の位置を決める製作誤差をできるだけ正確に押える必要がある。しかし、生産性を考慮するとむやみに精度を上げるわけにはいかないで、どの程度の誤差で実用できるかの検討を必要とする。

各種誤差のうち、各軸間距離誤差および2P, 3Gの累積ピッチ誤差は2Gの歯切角度の誤差に等価的に置き換えることができるから、一義的に2Gの歯切角度のみに誤差を与えて検討した。

図12は歯切角度誤差の大きい誤差指数-40での各荷重時の巻上、巻下トルク変動状態を示したものである。図12において特に荷重0.5 t時、片側のトルク変動が一部を除いて0になっているのが注目される。

図13は角度誤差を種々変えた場合のトルク配分率を示したものである。

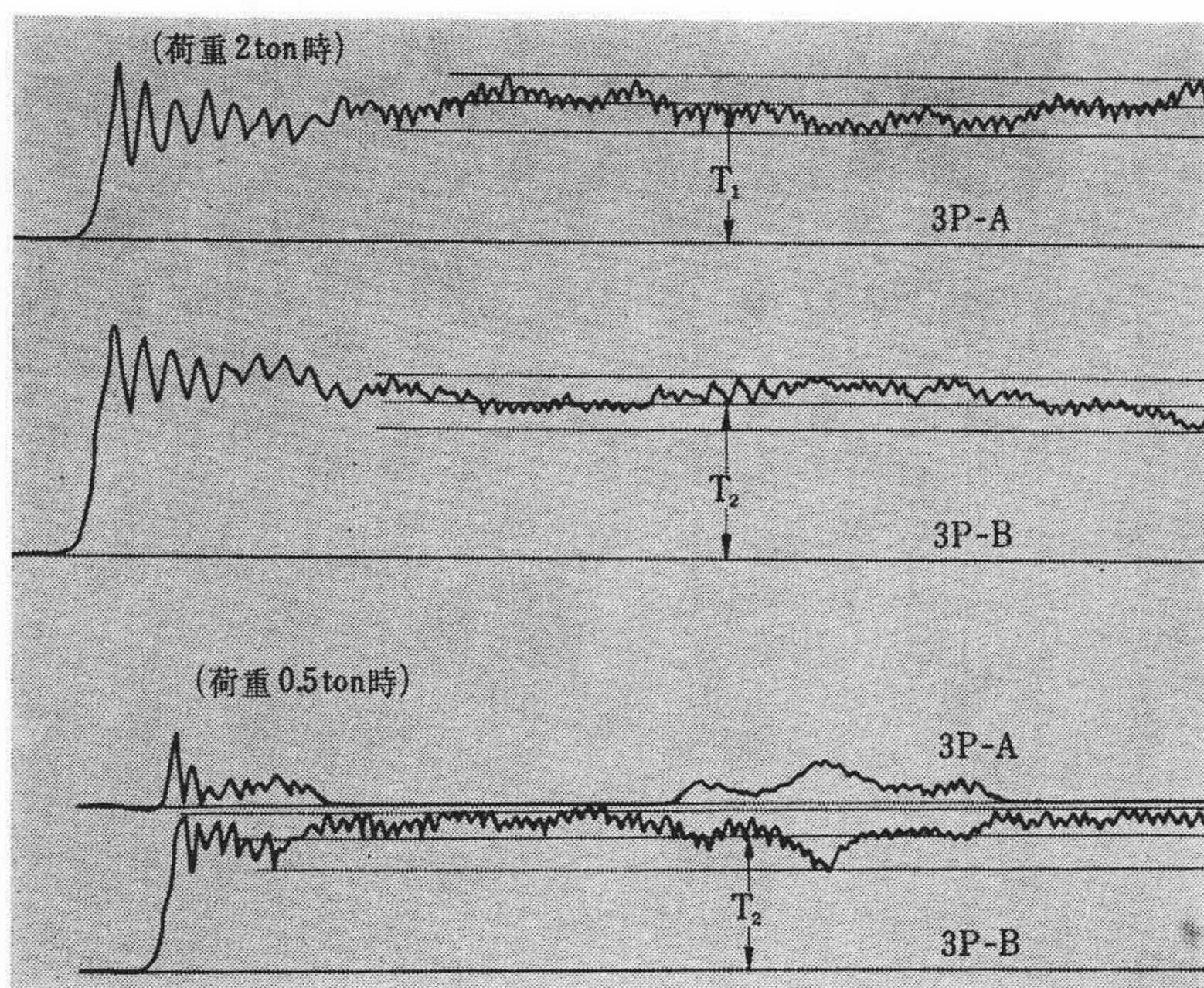


図12 角度誤差指数 -40 のトルク変動状態 (巻上時)

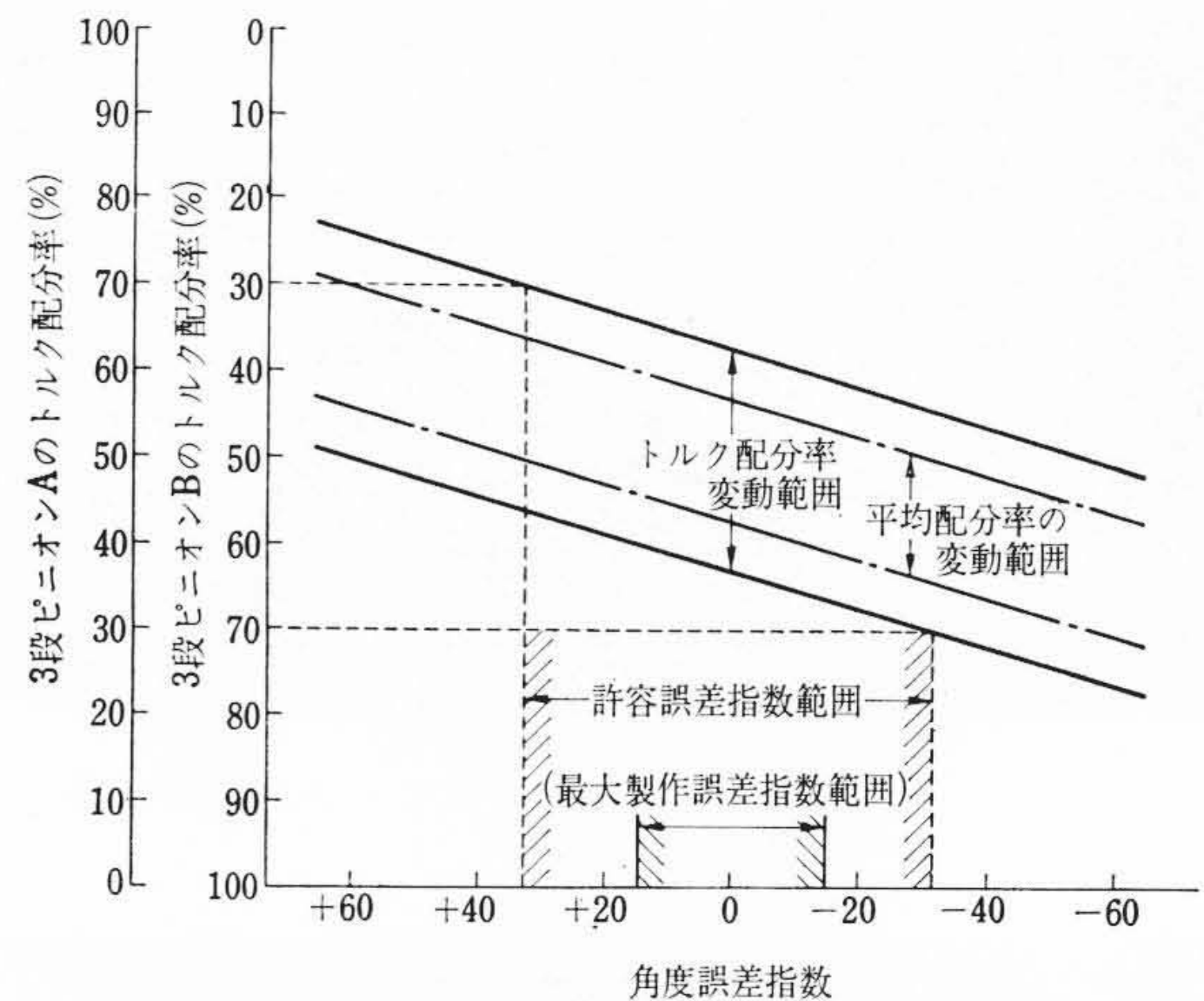


図14 定格荷重時の許容誤差範囲

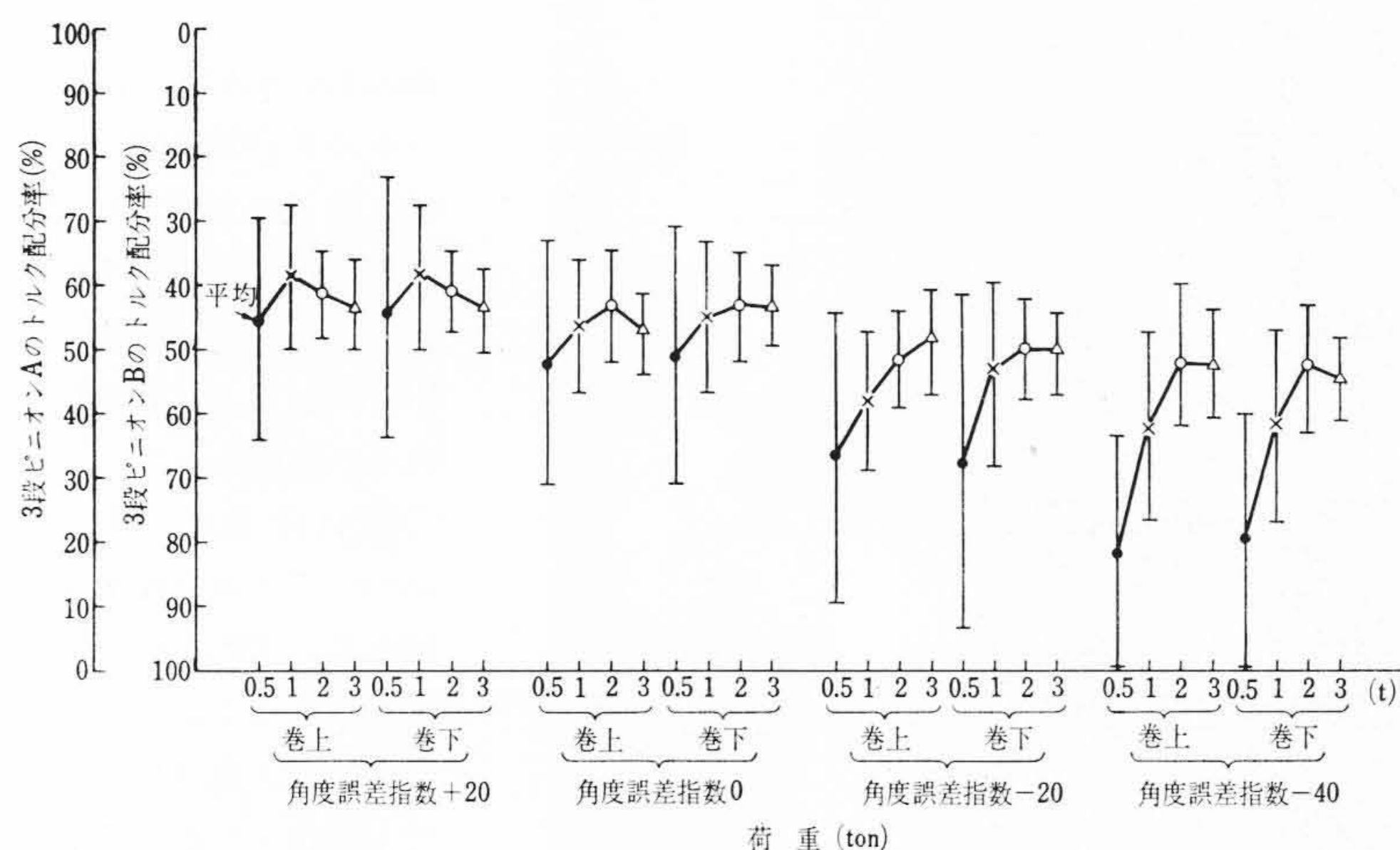


図13 角度誤差指数とトルク配分率

角度誤差が大きくなるにつれトルク配分率は悪くなり、特に荷重の小さい場合、その傾向が顕著に現われている。荷重の大きい2t (定格荷重)、3t時にはトルク配分率の変動は角度誤差指数の大きい-40でも10%程度である。トルク配分の悪いのは負荷の小さいときであり、強度的に角度誤差がどの程度まで許容されるかは荷重の大きい場合で検討すればよいことになる。

図14は定格荷重2t時の許容誤差範囲を示したものである。トルク配分率の変動範囲およびその変動割合は図13から求めた。表2に示すように70%および30%でトルク配分されればじゅうぶん強度を満足するから図14より許容角度誤差指数は±32である。G形ホイストの最大製作誤差指数範囲は、最悪でも±15に押えられるので強度的にはじゅうぶん仕様を満足する。

以上の検討結果、本方式は誤差に対するトルク配分率の感度が低く、安定した配分率を得られることがわかった。

5.4 スコーリングの検討

トルク分割方式は3Pのたわみがあって、はじめて実用化できる方式である。したがって3P-3Gのかみ合いである程度片当たりが起る可能性がある。そこで面圧強度、特にスコーリング現象について検討を行なった。

スコーリング現象は歯車の接触圧力が高く、かつ大きなすべりのため部分的に高温が生じ、潤滑油膜が破壊され金属接触を起こし、溶着ハク離に至るものである。

接触部の発熱は μPV に比例し、 μ を一定と仮定すれば PV に比例する。さらに接触部とピッチ点との距離 T にも比例する。すなわち

PVT値によってスコーリングの危険性の目安とする。そのほかスコーリングの目安として焼付温度による場合もある⁽³⁾。

PVT値の最も大きくなるのは歯元と歯先のかみあい点であり、スコーリングはこの部分に集中的に発生する。

歯車の最大ヘルツ応力

$$P = 0.591 \sqrt{\frac{F}{L} \left(\frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2} \right) \left(\frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \right)} \quad \text{において}$$

$$\text{いま, } F = \frac{W}{\cos \phi_t}$$

$$R_1 = \rho_P$$

$$R_2 = \rho_G - l = C \sin \phi_t - \rho_P \quad \text{とおき}$$

これにかみあい率

$$m_P = \frac{l \cdot z_1}{2\pi \cos \phi_t \cdot r}$$

衝撃比 f 、片当たり係数 φ を考慮するとピニオン歯先とギヤ歯元の面圧は

$$P_P = 0.591 \sqrt{\frac{2\pi \cdot f \cdot W \cdot r}{\varphi \cdot L \cdot l \cdot z_1} \cdot \left(\frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \right) \cdot \frac{C \sin \phi_t}{\rho_P (C \sin \phi_t - \rho_P)}} \quad \dots\dots\dots (1)$$

同様にギヤ歯先とピニオン歯元の面圧は

$$P_G = 0.591 \sqrt{\frac{2\pi \cdot f \cdot W \cdot r}{\varphi \cdot L \cdot l \cdot z_2} \cdot \left(\frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \right) \cdot \frac{C \sin \phi_t}{\rho_G (C \sin \phi_t - \rho_G)}} \quad \dots\dots\dots (2)$$

で表わされる。

またピニオン歯先のすべり速度は

$$V_P = \frac{\pi \cdot n_P}{360} \left(\frac{z_1 + z_2}{z_2} \right) (\rho_P - r \cdot \sin \phi_t)$$

ギヤ歯先のすべり速度は

$$V_G = \frac{\pi \cdot n_P}{360} \left(\frac{z_1 + z_2}{z_2} \right) (\rho_G - r \cdot \sin \phi_t)$$

で表わされる。

かみあいピッチ点からピニオン歯先までの軌跡上の距離は

$$T_P = \rho_P - r \cdot \sin \phi_t$$

同じくギヤ歯先までの距離は

$$T_G = \rho_G - r \cdot \sin \phi_t$$

で表わされる。

したがってスコーリング限界値を示すPVT値は

ピニオン歯先とギヤ歯元のかみあい点で

$$(P \cdot V \cdot T)_P = \frac{\pi \cdot n_P}{360} \left(\frac{z_1 + z_2}{z_2} \right) (\rho_P - r \cdot \sin \phi_t)^2 \cdot P_P \quad \dots (3)$$

ギヤ歯先とピニオン歯元のかみあい点で

$$(P \cdot V \cdot T)_G = \frac{\pi \cdot n_P}{360} \left(\frac{z_1 + z_2}{z_2} \right) (\rho_G - r \cdot \sin \phi_t)^2 \cdot P_G \quad \dots (4)$$

ここで、

P_P, P_G : 歯車面圧 (kg/cm²) (5.9×10⁴, 4.49×10⁵)

W : 接線荷重 (kg) (2,090)

r : ピニオンのかみあいピッチ半径 (cm) (1.65)

ϕ : 片当たり係数 (0.12)

L : かみ合歯幅 (cm) (4.0)

f : 衝撃比 (1.41)

l : $\rho_P + \rho_G - C \cdot \sin \phi_t$ (cm) (1.25)

z_1, z_2 : ピニオン, ギヤの歯数 (11, 51)

E_1, E_2 : ピニオン, ギヤの縦弾性係数 (kg/cm²) (2.1×10⁶)

C : 軸間距離 (cm) (93.0)

ϕ_t : かみあい圧力角 (20°)

ρ_P, ρ_G : ピニオン, ギヤ歯先の曲率半径 (cm) (1.26, 3.17)

n_P : ピニオン回転数 (rpm) (81.5)

()内は3G歯先と3P歯元の具体的数値を示す。

片当たり係数 ϕ は、図15に示すたわみ検討用実験装置で3Pのたわみを測定し、食違い角を計算した。(3)(4)式の計算結果、PVT値の最も高くなるのは3G歯先と3P歯元で 1.2×10^5 (kg/s)である。一般にスコーリング限界値は $PVT = 8.2 \times 10^6$ (kg/s) といわれている。

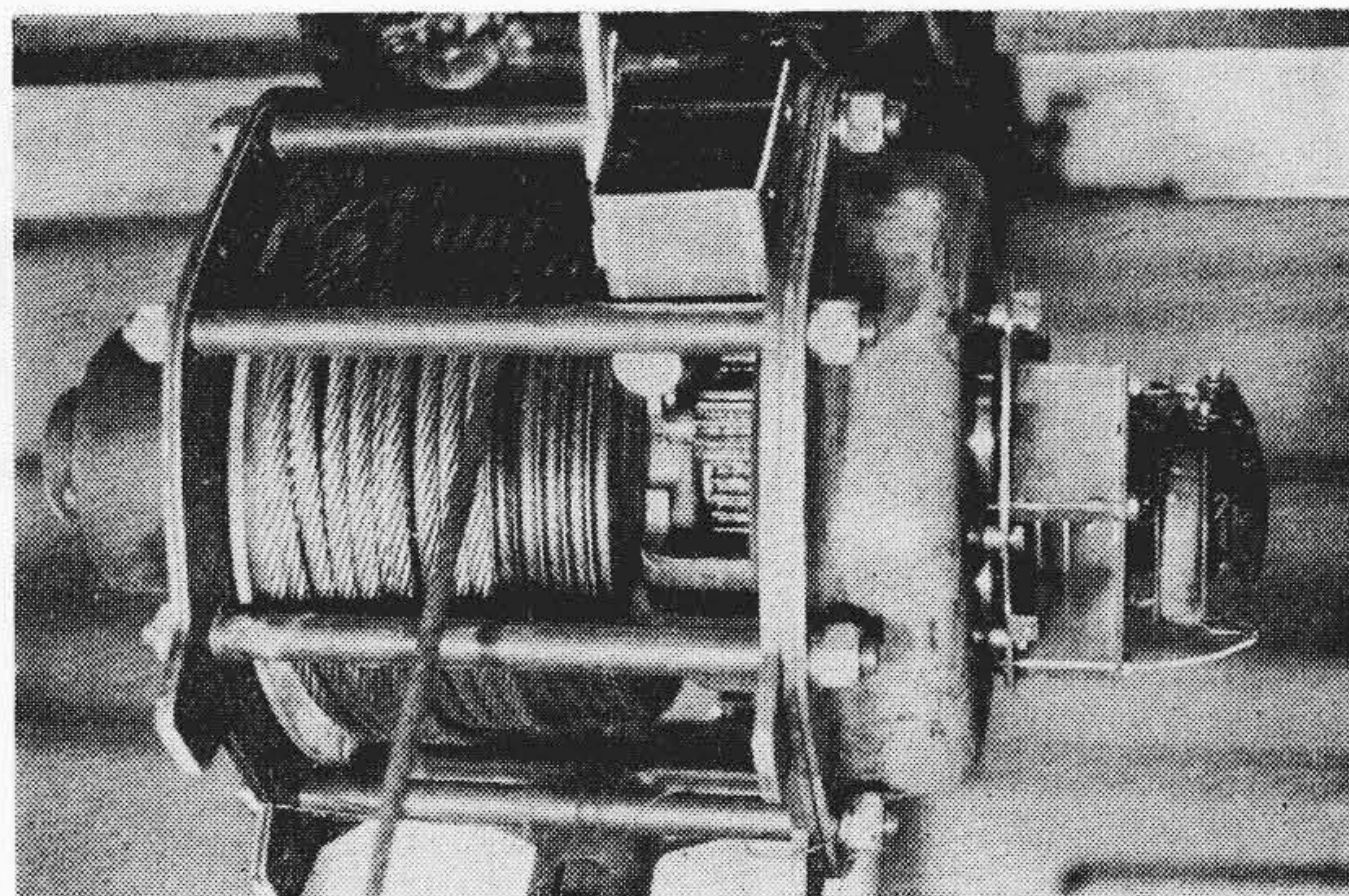


図15 たわみ検討用実験装置

るので⁽³⁾, 3Pがわずかたわんでもスコーリングによる初期破壊に対しては安全と考えられる。

6. 結 言

以上、鋼板製G形ホイスト用として従来の遊星歯車装置に代替できる重荷重用の平歯車装置について検討してきたが、

(1) 平歯車装置でトルク伝達経路を二手に分割する方式を開発した。G形ホイストでのトルク配分率は平均4:6であり、最悪でも3.5:6.5以内におさまる。したがってトルク配分について遊星歯車装置にじゅうぶん代用できる。

(2) トルク分割方式は軸固定であり、トルク等配のためには、製作誤差を吸収する処置が必要である。G形ホイストは3Pを片持はり形状として、負荷によって生ずる微少なたわみで誤差を吸収している。

(3) 製作誤差がトルク配分率に及ぼす影響を調べた結果、誤差が大きい場合でも負荷が大きくなるにつれ、トルク配分率は良くなり、誤差の影響は低かった。これがこの方式の利点であり、強度的にも安定した性能を得ることができる。

(4) 3Pのたわみで誤差を吸収する方式では、片当たりによる摩耗やスコーリングが心配されるが、PVT値で計算した結果、この影響はほとんどないことを確認した。

参 考 文 献

- (1) 労働省労働基準局編: クレーン等安全規則, 構造規格 (昭38-1)
- (2) JIS C 9620: 電気ホイスト
- (3) D. Dudley: Practical Gear Design (1954)
- (4) 仙波正荘: 歯車 第1~5巻 (日刊工業新聞社 昭36)