

歯車の動荷重試験

Dynamic Loads Measurements on Gear Teeth

明山正元* 歌川正博*

内容梗概

歯車の動荷重を測定するために、動力循環式の動的歯車試験機を試作し、歯車歯本背面に抵抗線型歪ゲージを貼って、運転中の歪をブラウン管オシロスコープで観測し、動荷重に関する測定を行っている。

試作した試験機は、いわゆる動力循環式で最大伝達馬力 300 HP、ギヤ軸回転数 1,500 rpm、歯車周速 30 m/sec まで運転できる。試験に使用した歯車はモジュール 8、歯数ピニオン 24 枚、ギヤ 48 枚、有効歯幅 40 mm の平歯車である。

試験歯車を試験機にとりつけ、振り接手によつて荷重をかけると、歪ゲージと検流計とにより、歯本歪を停止状態において測定できる。この歯本歪の実測値から求められる応力は、歯を片持梯形梁として考えた計算応力とほぼ一致する。また、同じ荷重点において、荷重を変えたときの歯本歪を比べてみると、荷重と歯本歪とは比例することが確かめられる。したがって運転中の歯本歪と停止状態で測つた歯本歪とを、同じ荷重点で比べれば、動荷重を測定することができる。

つぎに、運転中の動荷重の変動の様子をしらべると、ほぼ一定の週期の振動状態となることがわかる。その週期は、歯車の質量と歯のバネ作用とにより作られる振動系の固有振動週期と一致する。

さらに、歯車の動荷重の大きさを測定したところでは、同一周速であつても、かみ合率の大きい方が動荷重小さく、運転状態が良いことが確かめられた。周速、荷重の大小、あるいは歯車の誤差によつて動荷重がいかにかゝるについては今後研究を進める予定である。

〔I〕 緒言

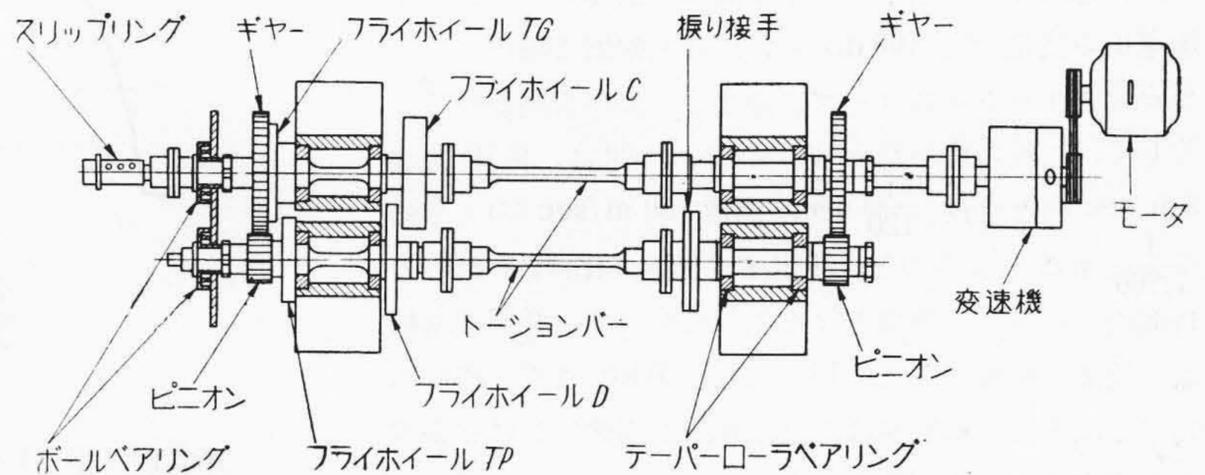
動荷重というのは、動力伝達の歯車の運転中に歯にかゝる荷重のことで、動荷重あるいは運転状態に関する研究は本邦(1)~(10)においても諸外国(12)~(16)においても、古くから行われている。本邦では、小野博士の論文(2)、東京工大関口、海老原、佐々木、中田教授らの一連の研究(1)(3)~(9)があり、欧米では Buckingham 教授の研究(13)があり、近年になつて Tuplin 教授(15)あるいは Reswick 助教授の論文(16)もある。

しかしながら、歯車の設計あるいは製作の立場においては、動荷重の問題で未解決の点が多く残されている。筆者らは動荷重に関する研究を行い、設計資料をうる目的で、動荷重を歯において測定しようと試みた。すなわち、動的歯車試験機を試作し、抵抗線型歪計を用いて、運転中の歯本歪を測定し、歪から動荷重を算定する方法をとつた。本報においては、試作した試験機の概要、測定方法、これまでの実験結果を報告する。

〔II〕 試験機の概要と測定方法

(1) 動的歯車試験機の概要

* 日立製作所中央研究所



第1図 動的歯車試験機

動力循環式で、2 対の歯車を使用され、左方の 1 対が試験歯車である。ギヤ軸は最高 1,500 rpm まで回転される。

Fig. 1. Dynamical Gear Testing Machine.

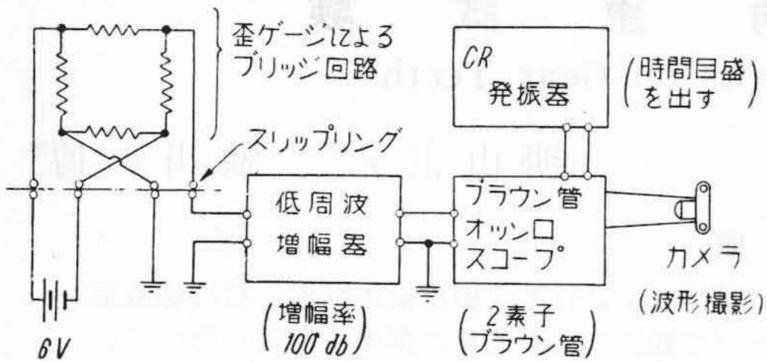
Having set up an initial load on the test gears by means of the torsional device, the gear wheel shaft can be driven up to 1,500 rpm. Two pairs of gears are mounted and the left one is tested.

試作した試験機の平面略図を第1図に示す。

本試験機は、いわゆる動力循環式であつて、振り接手を振るとかみ合っている 2 対の歯車の歯面はそれぞれ、互に押し合うことになり、歯車軸にトルクがかゝつた状態となる。この状態で起動、回転させると、試験機内で動力が循環し、原動機からは試験機内の動力損失分に相当する動力を与えればよい。

原動機は 30 HP の巻線型誘導電動機を使用し、最高 300 HP までの負荷試験が可能である。周速をかえるため試験機との間に 4 段変速機を入れてある。

なお、振りによつて生ずるトルクは、トーションバーに貼つた歪ゲージによつて測定する。



第 2 図 測定方式ブロックダイアグラム
Fig. 2. Block Diagram of Measuring System

(2) 測定方法

一般に抵抗線型歪計を用いて歪を測定する方法はいろいろあるが、筆者らが用いた方式はつぎのようなもので、そのブロックダイアグラムを第 2 図に示す。すなわち歪ゲージ 1 枚を歯本背面に貼り、他の 3 枚を歯車側面に貼り、この 4 枚でブリッジを組む。歪ゲージを貼った歯がかみ合うときの歯本の歪変化が、歪ゲージの抵抗変化となるから、ブリッジの 1 対の端子に直流電圧を与えておけば、他の 1 対の端子には不平衡電圧が出る。この不平衡電圧の変化を約 100 db の低周波増幅器で増幅し、ブラウン管オシロスコープに歪変化の波形を画かせる。そして、1 枚の歯がかみ合っている時間は、歯車周速 3m/sec のとき約 $\frac{1}{120}$ sec, 周速 30 m/sec のとき約 $\frac{1}{1,200}$ sec となるので、測定すべき歪変化は、それらの時間内で終了する現象となる。したがって、低周波増幅器の周波数特性として、15 から 20 kc まで一様な増幅率となるようにすれば、上記範囲の周速における歪変化の測定には十分である。

なお、ブリッジの部分は歯車とともに回転するので第 2 図に示すように、ブリッジの各端子はスリッパリングを通して取出す。スリッパリングには銀銅合金のリングと銀と炭素とから成るブラシを用い、この実験範囲の周速で十分目的を達することができた。

ブリッジに加える電圧は直流 6V で、静的測定には増幅せずに直接検流計により、ブリッジの不平衡電圧を測定できるから、この静的歪測定結果を動荷重測定の基準とし、また歪ゲージの校正をする。

〔III〕 使用歯車および実験条件

実験に使用した歯車の諸元およびおもなる実験条件をそれぞれ第 1 表および第 2 表に示す。

〔IV〕 実験結果と考察

(1) 静的歪測定

(A) 計算値との比較

本実験では、ギヤの歯本背面に歪ゲージを貼ったか

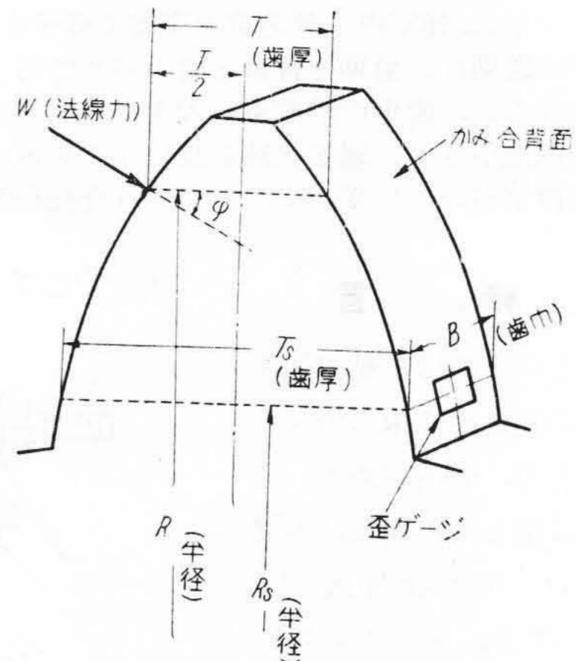
第 1 表 使用歯車諸元
Table 1. Test Gears

要 目	ピニオン	ギヤ
モジュール, 歯数	8 M 24 Z	8 M 48 Z
歯 幅	60 mm	40 mm
製 法	マーグ研削仕上	マーグ研削仕上
材 質	SNC 2	S 45 C

第 2 表 実験条件

Table 2. Conditions of Tests

トルク (ギヤ軸)	40~120 m-kg
静 荷 重	200~600 kg
か み 合 率	1.23, 1.30, 1.45
円 周 速 度	4.7, 8.5, 17, 28 m-sec
潤 滑 法	タービン油 No. 180 吹付



第 3 図 歯本応力計算図 (歯を断面変化する片持梁として計算する)

Fig. 3. Calculating Diagram of Stress at the Root of the Gear Tooth, Considering the Tooth as a Cantilever with Varying Cross Section.

ら、減速かみ合のときを考えれば、かみ合初期に歯先から荷重がかかり始め、次第に歯本の方へ荷重点が移行する。したがって、荷重が同じであつても、このように荷重点が変わるから、歯本に生ずる応力は変る。

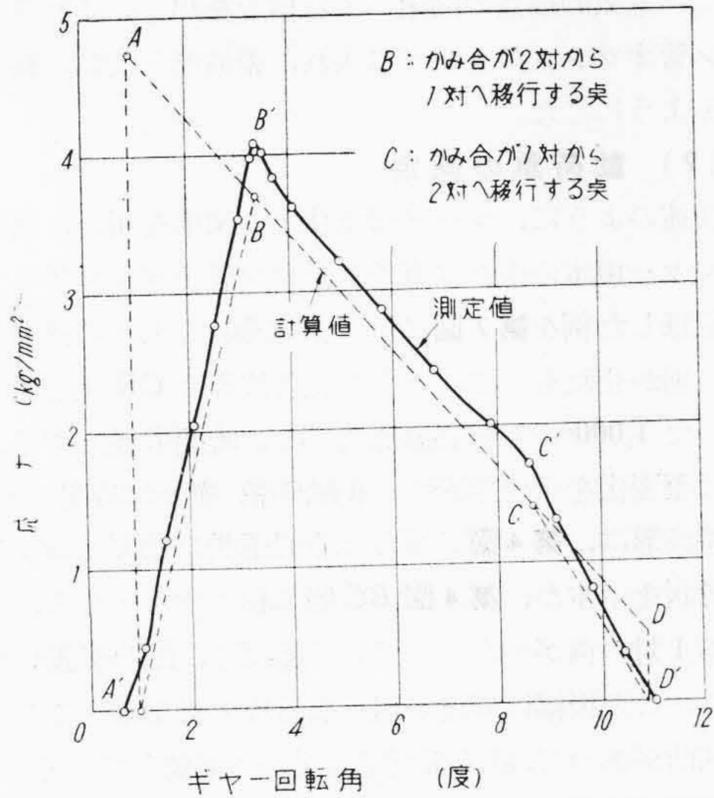
歯を断面変化する片持梁と考え、法線力 W を一定とみなし、摩擦力を無視して歪ゲージ貼附箇所にかかる応力を計算してみる。

第 3 図において、法線力 W の切線方向成分による曲げ応力と、垂直成分による偏心圧縮を考えると、つぎのようになる。すなわち

$$\sigma_1 = W \cos \phi \cdot \frac{R - R_s}{Z} \dots \dots \dots (1)$$

$$\sigma_2 = \frac{W \sin \phi}{B T_s} \dots \dots \dots (2)$$

$$\sigma_3 = -W \sin \phi \cdot \frac{T}{2Z} \dots \dots \dots (3)$$



第4図 静的応力比較 (歪ゲージ貼付箇所の応力の計算値と測定値。計算は1対の歯で全荷重を負担するとして計算, 荷重 $W=640\text{ kg}$, 噛み合率 $\epsilon=1.3$)

Fig. 4. Calculated and Measured Static Stresses at the Root of the Tooth where a Strain Gauge is Attached. ABCD: Cal. Assumed that a Pair of Teeth Bears the Whole Load.

Load: $W=640\text{ kg}$, Contact Ratio: $\epsilon=1.3$

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 \dots\dots\dots (4)$$

ここに

- σ : 歪ゲージ貼付箇所の応力 (kg/mm^2)
- σ_1 : 曲げ応力 (kg/mm^2)
- σ_2 : 圧縮による応力 (kg/mm^2)
- σ_3 : 荷重が偏心しているための応力 (kg/mm^2)

(引張応力となるので負号をつけた)

- W : 法線力 (=荷重) (kg)
- ϕ : 荷重点圧力角*
- R : 荷重点半径 (mm)
- T : 荷重点歯厚 (mm)
- R_s : 歪ゲージ貼附中心の半径 (mm)
- T_s : 同上歯厚 (mm)
- Z : 同上断面の断面係数 (mm^3)
- B : 歯幅 (mm)

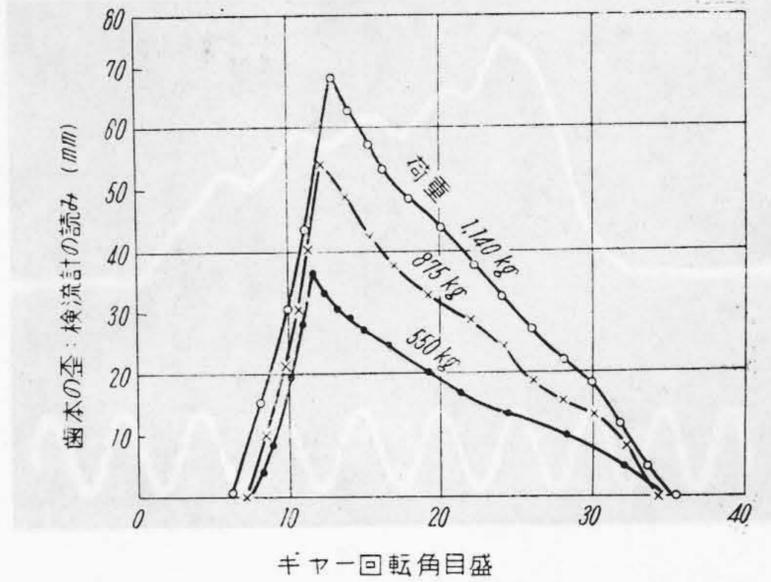
歪ゲージ貼附箇所に歯幅方向の応力成分はないとすれば, 実験によつて測定される歪 λ と, 応力 σ とは, つぎの関係がある。すなわち

$$\sigma = \lambda \cdot E \dots\dots\dots (5)$$

ここに

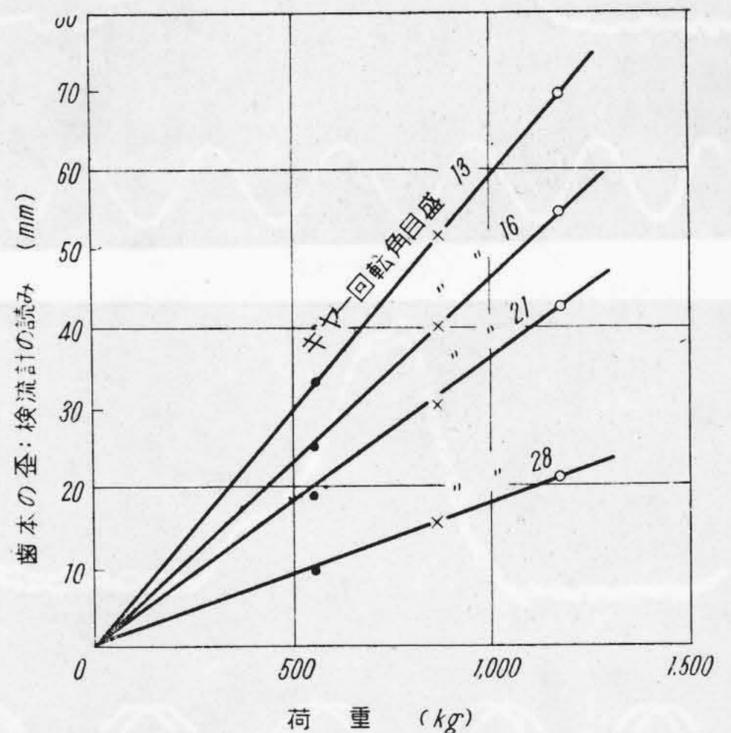
E : 歯車材の縦弾性係数 $= 2.1 \times 10^4$ (kg/mm^2)

* 第3図の ϕ は厳密には圧力角に等しくないが, 近似計算で圧力角とみなす。



第5図 静的歪測定結果 (歯本歪とギヤ回転角との関係, 荷重を3通りに変えて測定した。)

Fig. 5. Measured Results of Static Strains; Relation between Strains and Angles of Gear Rotation, by Changing the Values of the Load 3 Times.



第6図 静的歪測定結果 (歯本歪と荷重との関係, ギヤ回転角目盛の同じところ, すなわち噛み合位置の同じところで比較した。)

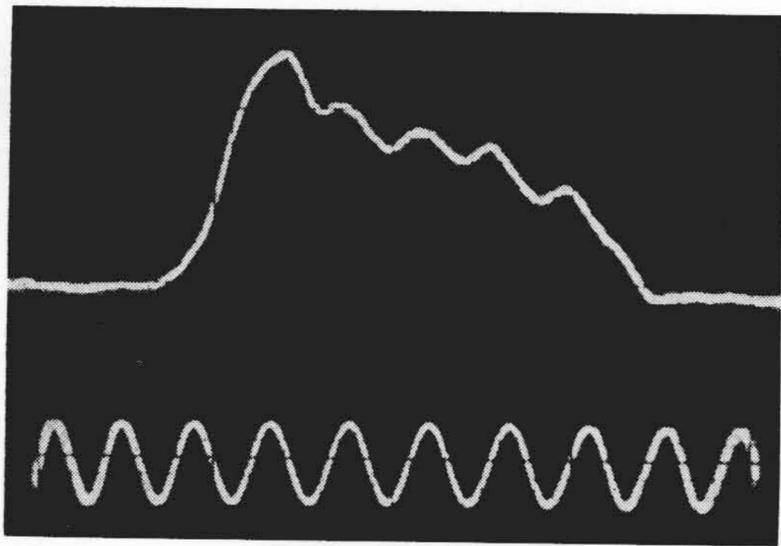
Fig. 6. Measured Results of Static Strains; Relation between Strains and Loads at the Same Conjugate Position.

以上(1)~(4)を用いて計算した σ と, 静的測定により λ を測定し(5)によつてえた σ とを, 各荷重点について比べて示すと, 第4図のようになる。

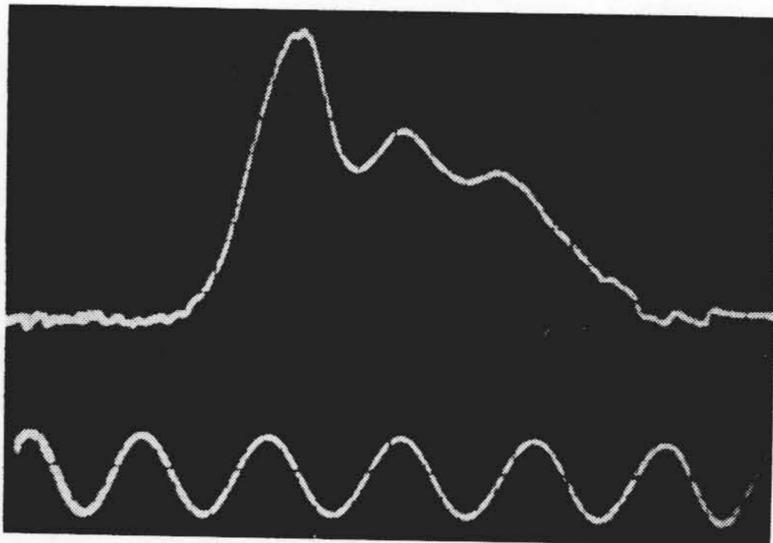
第4図によると, 同時噛み合歯数1対の範囲(第4図BC間)では, 実験値と計算値とはほぼ一致を示す。同時噛み合歯数2対の範囲では, 応力はほぼ直線状に変化し(A'B'およびC'D'), 隣の歯との荷重分担の割合が, 徐々に変わっていくことを示す。

(B) 荷重を変えた場合の静的歪測定

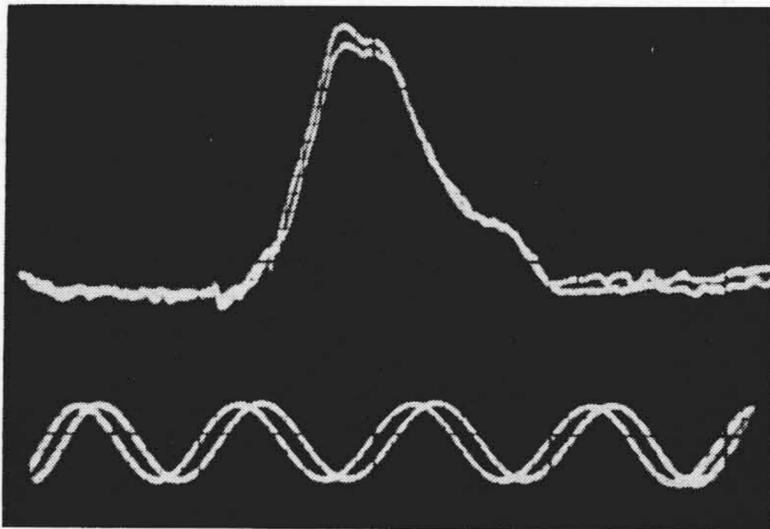
検流計による静的歪測定を, 荷重を変えて行つた結果を第5図および第6図に示す。



(a) $v=47$



(b) $v=8.5$



(c) $v=17$

第7図 歯本歪波形 (8M24Z×48Z マーグ研削仕上歯車。荷重: $W=280$ kg; かみ合率: $\epsilon=1.23$; 正弦波形: 1 kc; 周速: v m/sec)

Fig.7. Strain-Time Oscillograms (Gears: 8M24Z×48Z, Grounded by Maag Gear Grinder; Load: $W=280$ kg; Contact Ratio: $\epsilon=1.23$; Sine Wave: 1kc; Velocity: v m/sec)

第6図は、第5図におけるギヤー回転角目盛の同じところで、歪と荷重との関係を示したものである。この図から、荷重点が同じならば、歯本歪と荷重とは比例することが確かめられ、動荷重を測定するためには、動荷重による歯本歪と、その歪を生じたときのかみ合位置、すなわち荷重点を知ればよいことになる。

かみ合位置を決めるために、歯車の回転のある一定位

置で、電気的接点の開閉による信号を出し、これをブラウン管オシロスコープに入れ、歪波形と同時に観測できるようにした。

(2) 動荷重の測定

前述のように、マーグ研削仕上の歯車を用い、運転中のギヤー歯本の歪を二素子ブラウン管オシロスコープで記録した例を第7図に示す。この図で、上下の掃引は同時に画かせたもので、下方の正弦波形はCR発振器からとった1,000~の交流波形を示し、時間目盛とする。上方は歪変化を示す図形で、縦軸が歪、横軸は時間である。

歪波形は、第4図に示した静的歪測定結果とほぼ類似の形状を示すが、第4図BC間に相当するところ、すなわち1対の歯がかみ合っている範囲で、凹凸が表われており、この振幅は周速が速くなる程大になる。このように凹凸があつて、静的歪測定結果から偏倚しているのは、動荷重が変動していることを示す。

(A) 動荷重変動周期

第7図の例でもわかるように、周速が速くなると、歪波形に表われる凹凸の数は減ってくるが、周速が速くなるとそれだけ一歯のかみ合時間が短くなるので、この凹凸の時間間隔すなわち周期は、ほぼ一定のように思われ、何かの固有振動が表われていることを予想させる。

第7図の例で1,000~の交流波形との比較によつて、凹凸の周期を測定してみると、周速にかかわらずほとんど一定で、1,100~前後の振動数であることがわかる。そして、この振動数は歯車の質量と歯のバネ作用とによる振動系の固有振動数と一致し、後に述べるようないろいろな実験事実からも、この固有振動が運転中の動荷重変動周期を決めるものであることが結論できる。

さて、ピニオン、ギヤーそれぞれの質量の間に、かみ合っている歯がバネとして介在しているような振動系を考えると、その固有振動数は次式で計算できる。

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{k \left(\frac{1}{M_P} + \frac{1}{M_G} \right)} \dots \dots \dots (6)$$

ただし

$$\left. \begin{aligned} k &= \frac{1}{\delta_P + \delta_G} \\ M_P &= \frac{I_P}{R_P^2} \\ M_G &= \frac{I_G}{R_G^2} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (7)$$

ここに

- f : 毎秒振動数 (c/s)
- k : 歯の合成 stiffness (kg/cm)
- M_P, M_G : 各歯車のピッチ円上の有効質量(kgs²/cm)
- I_P, I_G : 各歯車(直結されたフライホイールを含む)のそれぞれの軸に関する慣性モーメント (kg cm s²)

R_P, R_G : 各歯車のピッチ円半径 (cm)

δ_P, δ_G : かみ合っている歯それぞれの単位荷重に対する撓み (cm/kg)

δ_P, δ_G はかみ合位置により当然変る量であるが、石川の式(11)によつて δ_P, δ_G を計算し、ピッチ点における k を求めると、

$$k = 83 \times 10^4 \text{ (kg/cm)}$$

となり、したがつて f は

$$f = 1,050 \text{ (Hz)}$$

となり、実験結果とほぼ一致する。

第1図に示したように、本試験機にはフライホイールがついているが、さらに別に、約 10.3 kg cm s^2 の慣性モーメントを持つフライホイールを、ピニオンと一体となるようにとりつけて実験を行つてみた。この場合の動荷重変動週期を測定してみると $840 \sim 880$ の振動が表われ、(6)式による計算値は 900 となつて、実験値と計算値とはこの場合もほぼ一致する。

また、ピニオンの歯の肉を背隙側半分だけ切落し、その歯をギヤの歪ゲージを貼つた歯とかみ合せると、歯の stiffness k がずつと小さくなるため、上記の固有振動数も小になることが確かめられ、計算値ともほぼ一致した。

なおまた、静止中に打撃により、以上のおおの場合について、運転中の動荷重変動週期と同一週期の振動を観測することができた。

以上のように、フライホイールの着脱によつて(6)式の有効質量 M_p を変えた場合、あるいは stiffness k を変えた場合について、静止中の振動および運転中の動荷重変動週期を測定するといずれの場合にも実験値は(6)式による計算値とほぼ一致する。

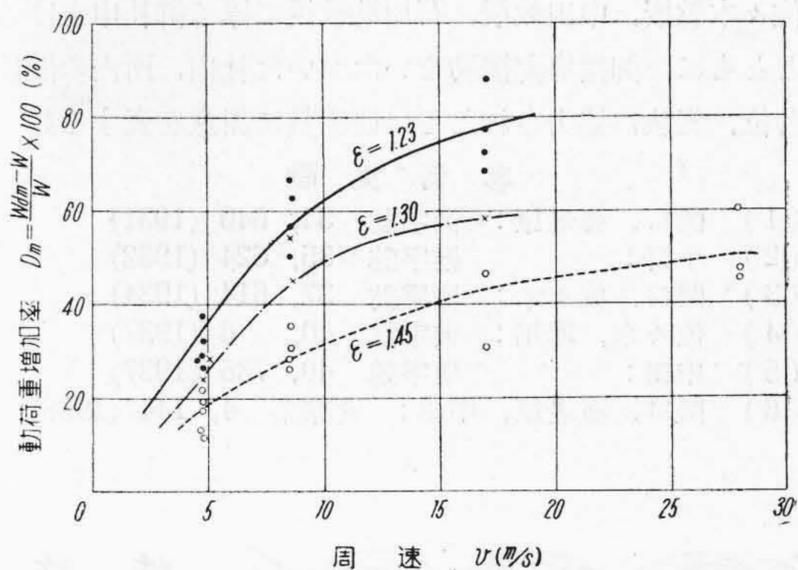
かように、平歯車を運転した場合には、以上述べたような振動系の固有振動週期によつて、動荷重変動の週期が決められる。ただし、周速が速くなり、毎秒のかみ合数がこの固有振動数に近づくと第7図(c)の例のように、固有振動は目立たなくなる。さらに速い領域では、一歯ごとにくりかえされるとみられる強制力による強制振動が表われるであろう。これらについては、つぎの機会に述べたいと思う。

(B) 動荷重増加率の測定

さきに述べたように、運転中に測定した歯本歪と、静的歪測定による歪とを、かみ合点の同じところで比べれば、動荷重を知ることができる。

動荷重を表わすのに、動荷重の最大値と静荷重との差の静荷重に対する割合で示し、これを「動荷重増加率」 D_m と名づけることにする。

すなわち、



第8図 動荷重増加率測定結果 (周速 v , かみ合率 ϵ の影響)

Fig.8. Measured Results of Increment Ratios of Dynamic Loads. (Effects of Velocity v and Contact Ratio ϵ)

$$D_m = \frac{W_{dm} - W}{W} \times 100 \dots \dots \dots (8)$$

ここに

D_m : 動荷重増加率 (%)

W_{dm} : 動荷重最大値 (kg)

W : 静荷重 (kg)

とする。

マージ研削仕上の歯車を用いて、かみ合率や荷重を変え、いろいろな周速で実験した結果を動荷重増加率 D_m と周速 v との関係で示すと第8図のようになる。

第8図によると、周速が速くなるにつれ、 D_m は大きくなるが、さらに、かみ合率の大小により大いに影響され、かみ合率の大きい方が、 D_m はずつと小さくなるのがわかる。

[V] 結 言

歯車の動荷重を直接歯において測定するために、動的歯車試験機を試作し、抵抗線型歪計を用いて運転中の歯本歪を測定し、静的歪との比較によつて動荷重を求めうることを述べた。

運転中の動荷重変動を調べてみると、歯車の質量と歯のバネ作用とによつて作られる振動系の固有振動数に一致する振動が表われていることがわかつた。

さらに、動荷重増加率を測定すると、周速が増すにつれて動荷重が増える一方、かみ合率によつても大いに変わり、かみ合率が大きい程、動荷重増加率は小さく、運転性能がよいことが確かめられた。

なお、歯車の誤差と動荷重との関係、歯車のいろいろな設計要素と動荷重との関係について研究を進めており、それらに関してはつぎの機会に述べたいと思う。

終りに本研究に関して御指導いただいた東京工業大学

佐々木教授，中田教授，石川助教授に厚く御礼申上げるとともに，御指導御援助をいただいた社内，所内の関係各位，実験に協力された谷口研究員に謝意を表する。

参 考 文 献

(1) 関口，海老原：機学誌 34, 640 (1931)
 (2) 小野：機学誌 35, 624 (1932)
 (3) 関口，佐々木：機学誌 37, 614 (1934)
 (4) 佐々木，寒川：機学誌 40, 6 (1937)
 (5) 中田：機学誌 40, 736 (1937)
 (6) 関口，海老原，中田：機論集 4, 144 (1938)

(7) 海老原，中田：機論集 6, I-41 (1940)
 (8) 中田：機論集 7, IV-2 (1941)
 (9) 中田：工大学報 A-1 (1949)
 (10) 横山：造船雑纂 238~248号 (1942)
 (11) 石川：機論集 17, 103 (1951)
 (12) Lewis, W.: Ame. Machi'st 59, 875 (1923)
 (13) Buckingham: Dyn. Loads on Gear Teeth (1931)
 (14) Strauch, H.: Z. VDI 95, 159 (1953)
 (15) Tuplin, W.A.: Mach. Design 25, 203 (1953)
 (16) Reswrick, J.B.: T. ASME 77, 635 (1955)



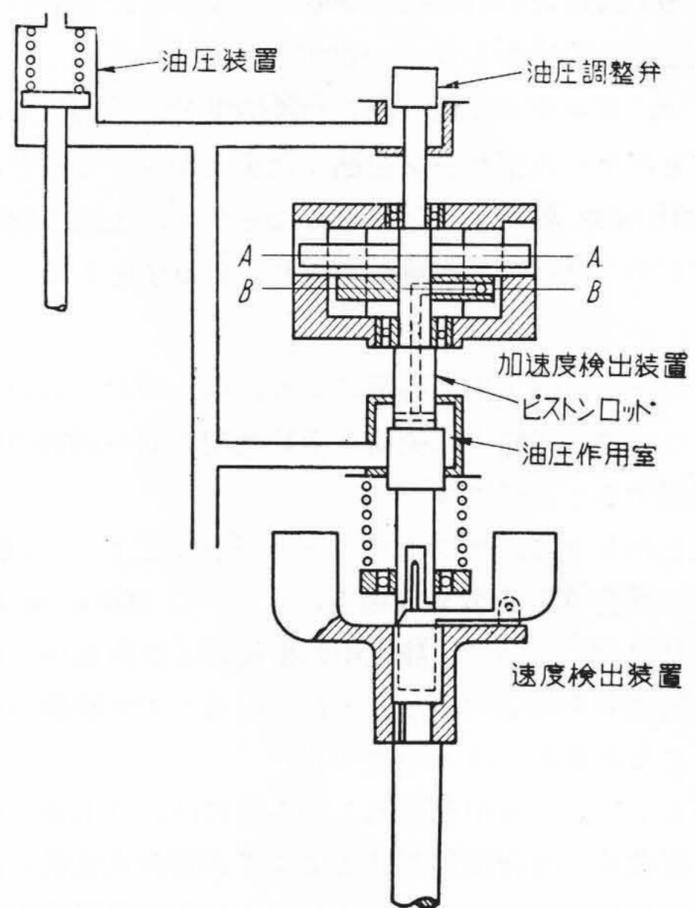
特許第 209468 号

桑野幸三・古賀善雄

加 速 度 検 出 油 圧 式 調 速 機

本発明は調整油圧が速度の変化に応動する遠心錘の動作と加速度検出装置の動作との影響を同時に受けて変化するようにしたことを特長とするものである。

遠心錘と反作用バネとで構成されるものを一般に速度検出装置というのに対して，例えば図のように回転軸と一体に結合したる油逃し弁の開口を回転軸にバネで連結した慣性体にある間隙をもつて対向させ回転状態の変化を間隙の変化による油圧の変化で検出するときものを加速検出装置といい，速度の変化傾向を検出するものできわめて高感度のものである。この発明は両者を巧みに組合せて高感度にしてしかも安定なる調速装置を与えんとするもので，速度検出装置に応動する油圧装置用油圧調整弁ピストンのロッドの途中に油圧作用室を設け，この圧油を加速検出装置の油逃し弁に通ずることによりピストンロッドの動きが加速検出装置における油逃し量によつて影響を受ける。かくすることによりピストンロッドは速度検出装置による動作のほか加速検出装置によつても動作し油圧調整弁を介して油圧装置を操作しうるようになり高感度にして安定なる調速機がえられるようになったものである。(高橋)



第 1 図

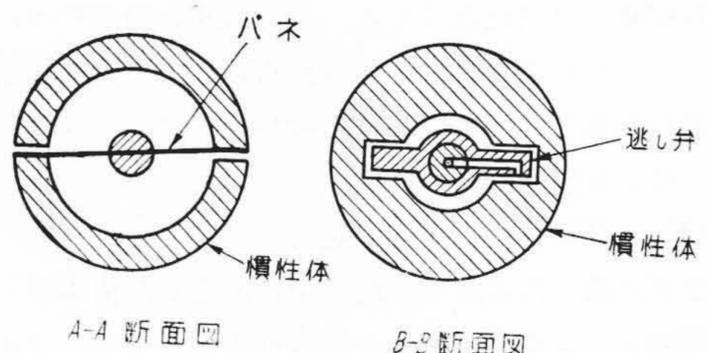
軽快な運行!

日立エレベータ

エスカレータ

ダムウエータ

日立製作所



第 2 図