ホブ盤駆動系のねじり剛性解析法とその応用*

——ホブ盤の割出性能評価に関する実験的研究（第5報）——

柳 下 福 蔵**

Analytical Method of the Torsional Rigidity for the Rotational Transmission Mechanism in Gear Hobbing Machines and its Application
—Experimental Study on the Evaluation of Generating Accuracy of Gear Teeth in the Hobbing Machines (5th Report)—

Hukuzo YAGISHITA

The occurrence of the forced vibration induced by the intermittent cutting becomes an important problem during the gear cutting by using both a hob and a hobbing machine. The torsional vibrational characteristics for the rotational transmission mechanism of the employed gear hobbing machine are related strongly to this problem. In the previous report, it is ascertained that both the high-rate and high-accuracy gear cutting was attained by examining this characteristics experimentally. On the other hand, the manufacturers of the hobbing machine must analyze the torsional vibrational characteristics of the given rotational transmission mechanism to improve the design and do the optimum design of that mechanism in order to enable both the higher-rate and the higher-accuracy gear cutting. However, there is no research for the torsional vibrational characteristics of the gear hobbing machine up to date because the analytical method of the torsional rigidity for the complex rotational transmission

mechanism has not been developed. In this report, the whole rotational transmission mechanism is modeled by the four kinds of elements which are composed of the inertia moment element (that is, gear, pulley and flywheel etc.), the torsional beam element (that is, rotational shaft etc.), the engagement spring element (that is, gear engagement and belt etc.) and the resident element (that is, journal bearing and table guide surface etc.). By applying the computer program to superpose the dynamic stiffness to this model, the method to analyze both the torsional static and the torsional vibrational characteristics of the rotational transmission mechanism was newly developed. Also, by the developed analytical method, both the vibrational mode and the energy distribution in each natural vibration which becomes the standard to improve the design can be obtained. This analytical method is applied to a small size precision gear hobbing machine (having the worktable diameter of 360 mm) which is one of a specific type widely employed in gear production shops. As the result, it is ascertained that the analyzed result agrees well with the experimental one.

Key words : hobbing machine, rotational transmission mechanism, torsional static characteristics, torsional vibrational characteristics, analytical method to superpose the dynamic stiffness.

1. 緒 論

ホブ盤による歯切加工は断続切削に伴う強制振動の発生が問題となる。使用されるホブ盤の特性としては、特にホブ・ワークテーブル間駆動系のねじり振動特性が関係しており、その特性を十分把握することによって高能率・高精度歯切加工が達成できることは前報¹⁾に報告した。一方、ホブ盤メーカーにおいては高能率歯切りの要求に対応するために駆動系の設計改良、ひいては最適設計を行う必要があり、そのために与えられた駆動系のねじり振動特性を解析することが不可欠である。しかし、現

在までのところ複雑なホブ盤の回転駆動系全体をモデル化し、歯切精度に直接的に影響するホブ・ワークテーブル間の相対ねじれ角変位に注目したねじり剛性解析法が存在しないため、この種の研究は全く行われていない。したがって、ホブ盤駆動系の設計は過去の資料に基づき、設計者の勘と経験を加味して行われているのが現状である。

本報では、駆動系全体を歯車、プーリ、フライホイール等の慣性モーメント要素、駆動軸のようなねじりはり要素、歯車かみ合い部やベルト伝動部などのかみ合い部ばね要素およびすべり軸受やテーブル案内面などの柔結合要素からなる4種類の要素でモデル化し、ねじり変位のみに注目した動剛性合成法²⁾電子計算機プログラムによりねじり静特性および振動特性を解析する手法を新た

* 原稿受付 昭和58年5月19日。精機学会昭和57年度関西地方定期学術講演会(昭和57年7月14日)にて発表。

** 正 会 員 沼津工業高等専門学校(沼津市大岡3600)

Fig. 1 An example of the rotational transmission mechanism chosen as the subject to the analysis

に開発した。本解析手法においては、各固有振動における振動モード形、さらに設計改善の有力な目安となる各固有振動における駆動系各部材中のエネルギー分布も算出できるようになっている。

生産現場において多数使用されているワークテーブル直径 360 mm の小形ホブ盤に本解析手法を適用したところ実験結果と良く一致する解析結果が得られた。

2. 解析および計算の原理

駆動系を形成している慣性モーメントとねじり剛性の分布状況を、できるだけ忠実にその振動挙動を表すような理論モデルに置きかえることがまず必要である。集中定数モデル、分布質量はりモデルおよび有限要素モデルの異なる 3 種類の原理による理論モデルがあるが、本法においては最も基本的な集中定数理論モデルを採用する。

集中定数モデルを構成するには、駆動系の慣性モーメントが有限個の点に集中して分布するものと仮定し、それらがねじり剛性と材料の内部減衰のみをもつ慣性モーメントのないねじりばねと、歯車かみ合い部の作用線方向に歯のこわさによるばねおよび歯面間の潤滑油による減衰をもつかみ合い結合で連結されているものとする。一例として、図 1 に示す駆動系を集中定数モデルで示すと図 2 のようになり、駆動系全体が慣性モーメント要素、無質量ねじりはり要素、歯車かみ合い部はり要素および柔結合要素の組合せに置きかえられるものと想定できる。各要素の組合せ状況は節点番号で指定する。

2.1 はり要素の動剛性

いま、ある一つのはり要素が図 3 に示すように他から切り離されて両端とも自由な、いわゆるフリー・フリーの状態を考える。はりばねは長さ L 、横弾性係数 G および軸まわりのねじりこわさ（極断面二次モーメント） I_p を持つものとする、動的なねじれ角 θ とトルク T の間には次の式 (1) が成り立つ。

Fig. 2 An example of the theoretical model of the rotational transmission mechanism constructed by the lumped parameter model
1, 2, ..., 7; node number, □; inertia moment element, ○; torsional beam element, △; engagement spring element, I, II; resident element

Fig. 3 Torsional rigidity of the torsional beam element in the free-free state

$$\left. \begin{aligned} T_i &= \frac{GI_p}{L}(\theta_i - \theta_j) \\ T_j &= \frac{GI_p}{L}(-\theta_i + \theta_j) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

これをマトリクス表示すると式 (2) となる。

$$\begin{Bmatrix} T_i \\ T_j \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{GI_p}{L} & -\frac{GI_p}{L} \\ -\frac{GI_p}{L} & \frac{GI_p}{L} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_i \\ \theta_j \end{Bmatrix} = [K_K] \begin{Bmatrix} \theta_i \\ \theta_j \end{Bmatrix} \quad (2)$$

右辺の $[K_K]$ がはり要素のねじり剛性マトリクスである。

はり要素については材料の内部減衰を考える。材料内部減衰は、各振動モードにおいてその材料の単位要素における応力 σ の大きさに依存する非線形性を示すとされている³⁾。しかし、駆動系のシステム全体よりみると、材料の内部減衰よりも柔結合部あるいは歯車かみ合い部における減衰能の方が大きく、材料内部減衰の非線形性は実用的には多くの場合無視してよいと考え得る。よって、材料自身の減衰エネルギーがその部分に蓄えられるひずみエネルギー（復元エネルギー）に比例し、減衰係数の値が周波数に依存しないと仮定して実験より得られているロスファクタ η （減衰エネルギーのひずみエネルギーに対する比）より³⁾、材料自身の内部減衰マトリクス $[C_I]$ は式 (3) で求まる。

$$[C_I] = \eta \cdot [K] \quad \text{次ページ} \quad (3)$$

Fig. 4 Model of the gear engagement spring element

2.2 歯車かみ合い部およびベルト伝動部の動剛性

歯車かみ合い部は図4に示すように作用線方向のばねと減衰の並列結合でモデル化できる。歯形誤差等による静的かみ合い伝達誤差を0と仮定すると、歯面法線力 w_d は式(4)で表せる。

$$w_d = k \cdot (r_i \cdot \theta_i - r_j \cdot \theta_j) \quad (4)$$

ここで、 r_i は駆動歯車の基礎円半径、 r_j は従動歯車の基礎円半径、 k はかみ合っている歯の作用線方向のばね定数すなわち歯のこわさである⁴⁾。

かみ合っている両歯面間には潤滑油が介在し、境界潤滑状態が予測できる⁵⁾ので減衰は速度に比例すると仮定して、減衰係数を c_1^{**} とすると、かみ合い部の減衰トルク T_d は式(5)で表せる。

$$T_d = c_1 \cdot (r_i \cdot \dot{\theta}_i - r_j \cdot \dot{\theta}_j) \quad (5)$$

ベルト伝動部については、ベルトのばね定数を k^{***} 、ベルト材料の内部減衰係数を $c_1^\dagger$ 、駆動側および従動側プーリのピッチ円半径を r_i および r_j とすると式(4)および式(5)と同様の関係が成り立つ。

したがって、節点 i, j 間の動的トルクとねじれ角の関係をマトリクス表示すると式(6)となる。

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} T_i \\ T_j \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} kr_i^2 & -kr_i r_j \\ kr_i r_j & -kr_j^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_i \\ \theta_j \end{Bmatrix} + i(2\pi f) \begin{bmatrix} c_1 r_i & -c_1 r_j \\ c_1 r_i & -c_1 r_j \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_i \\ \theta_j \end{Bmatrix} \\ &= \{ [K_G] + i(2\pi f)[C_{H1}] \} \begin{Bmatrix} \theta_i \\ \theta_j \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (6)$$

ここで、 $[K_G]$ は歯車かみ合い部およびベルト伝動部のねじり剛性マトリクスであり、 $[C_{H1}]$ は歯車かみ合い部

* 駆動軸を鋼製とすると $\eta \approx 0.002^{3)}$ となり
 $[C_T] = 0.002[K]$

と求める。

** 仙波：歯車、第3巻新版(日刊工業)p.82より Rettig の予測値 $c_1 = 0.05 \sim 2.0 \text{ N}\cdot\text{s}/(\text{rad}\cdot\text{mm})$ (単位歯幅当たり)を採用する。

*** ベルトのばね定数 k はメーカの値または実験値を採用する。

† ベルト材料の内部減衰係数 c_1 は Lazan の文献³⁾より、材料の内部減衰エネルギーを参照して $c_1 = 1.0 \sim 3.0 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{rad}$ 位が適当と考える。

Fig. 5 Model of the resident element

およびベルト伝動部の減衰マトリクスである。

2.3 柔結合部の動剛性

転がり軸受の回転振動に対するばねと減衰の効果は無視しうるほど小さいので、すべり軸受とテーブル案内面のみがばねおよび減衰として作用すると考える^{††}。すなわち、図5に示すようにある節点と固定端との間を回転ばね k と回転減衰係数 c_2 の並列結合でモデル化する。節点 i における動的トルク T_{ji} とねじれ角 θ_{ji} は次の式(7)のようにマトリクス表示される。

$$\begin{aligned} \{T_{ji}\} &= [k]\{\theta_{ji}\} + i(2\pi f)[c_2]\{\theta_{ji}\} \\ &= [K_J]\{\theta_{ji}\} + i(2\pi f)[C_{H2}]\{\theta_{ji}\} \end{aligned} \quad (7)$$

ここで、 $[K_J]$ は柔結合部のねじり剛性マトリクスであり、 $[C_{H2}]$ は柔結合部の減衰マトリクスである。

2.4 慣性モーメント

駆動系のある節点 i に歯車、プーリ、フライホイール等の慣性モーメント I_i が存在すると、動的状態における作用トルク T_i とねじれ角 θ_i の関係は式(8)でマトリクス表示される。

$$\{T_i\} = -(2\pi f)^2 [I_i] \{\theta_i\} \quad (8)$$

ここで、 $[I_i]$ は慣性モーメントマトリクスである。

2.5 駆動系のねじり動剛性

駆動系を4種類の要素でモデル化し、はり要素のねじり剛性マトリクス $[K_K]$ と減衰マトリクス $[C_I]$ 、歯車かみ合い部のねじり剛性マトリクス $[K_G]$ と減衰マトリクス $[C_{H1}]$ 、柔結合部のねじり剛性マトリクス $[K_J]$ と減衰マトリクス $[C_{H2}]$ および慣性モーメントマトリクス $[I_i]$ がそれぞれもっている要素を、互いに同一の節点にかかわるものをすべて加算する動剛性合成法の原理によって、式(9)に示す駆動系全体のねじり動剛性マトリクス $[K_T]$ を作成する。

$$\begin{aligned} \{T_r\} &= [K] - (2\pi f)^2 [I] + i[C_I] + i(2\pi f)[C_{H1}]\{\theta_r\} \\ &= [K_T]\{\theta_r\} \end{aligned} \quad (9)$$

ここで、 f は周波数、 i は虚数単位、 $[K]$ および $[I]$ はそれぞれねじり剛性および慣性モーメントマトリクスを表している。また、 $[C_I]$ および $[C_{H1}]$ は減衰マトリクス

†† すべり軸受の回転ばね定数 k と回転減衰係数 c_2 の値は「潤滑ハンドブック」(菱野堂)⁹⁾のデータを参考とし、テーブル案内面の両値については面圧を確認して、東本らの実験値⁹⁾より回転の値に換算する。

であり、 $[C_I]$ はねじりはり要素の部材の内部減衰、 $[C_{II}]$ は柔結合部（すべり軸受、テーブル案内面等）および歯車かみ合い部の速度比例減衰*（粘性減衰）である。左辺の $\{T_r\}$ は周波数 f で駆動系内の全節点に作用しうる外力トルクの変動振幅からなる列ベクトルであり、右辺の $\{\theta_r\}$ はそのような変動外力トルクの作用によって生ずるねじれ角変位の振幅からなる列ベクトルである。したがって、式(9)は駆動系全体のねじり振動に対する振動方程式を表しており、周波数 f を0とおくとねじり静剛性を表す方程式となる。

2.6 周波数応答の逐次計算

式(9)の振動方程式から、固有振動数、振動モード形、周波数応答などを計算するには、実際のホブ盤駆動系に作用するであろう変動的なトルクを想定して、その変動周波数 f の値を徐々に変化しながら駆動系に生ずるねじれ角変位を逐次数値計算する周波数逐次計算法を行う。

この方法を行うには、まず問題とすべき周波数の上限と下限を定め、その間に適当に粗い間隔の周波数列 $f_1, f_2, \dots, f_i, \dots, f_n$ を定める。いま、そのうちのある特定の周波数 f_i の数値を式(9)に代入すると右辺のマトリクス $[K_r]$ の全要素は数値として与えられ、式(10)に示すような複素連立方程式となる。

$$\{T_r\} = ([K] - (2\pi f_i)^2 [I] + i[C_I] + 2\pi f_i [C_{II}]) \{\theta_r\} \quad (10)$$

計算機によりこの複素連立方程式を $\{\theta_r\}$ について解けば駆動系の各節点に作用するトルク $\{T_r\}$ とその節点のねじれ角変位 $\{\theta_r\}$ 間のコンプライアンス $\{R_r\}$ が求まる。

$$\{\theta_r\} = ([K] - (2\pi f_i)^2 [I] + i[C_I] + (2\pi f_i) [C_{II}])^{-1} \{T_r\} = [R_r] \{T_r\} \quad (11)$$

そして、周波数 f を0とするとねじり静コンプライアンスが計算される**。

どこか、ある特定の節点 l に注目してこの節点のコンプライアンス R_l を問題とする周波数範囲内の周波数列に対して求めれば駆動系のねじり動特性が周波数応答として得られる。また、この点の作用する動的トルク T_l と動的ねじれ角変位 θ_l の間の位相差 φ_l はコンプライアンス R_l の実数部（実コンプライアンス） R_{lr} と虚数部（虚コンプライアンス） R_{li} より式(12)で求まる。

$$\varphi_l = \tan^{-1}(R_{li}/R_{lr}) \quad (12)$$

コンプライアンス R_l および位相差 φ_l の値の変動状況を逐次確認しながら計算を進め、固有振動数の近傍については間隔の細かい周波数列を新たに設定して再び数値計算を行い、この操作を繰り返し行うことによってコンプライアンスが極大となる固有振動数を求める。

2.7 振動モード形

固有振動数における振動モード形は、周波数応答で求まる各固有振動数において駆動系全節点のねじれ角変位 $\{\theta_r\}$ および作用トルクとの位相差 $\{\varphi_l\}$ を計算し、図示することによって得られる。

2.8 エネルギー分布

設計変更にあたって、駆動系構造中のどの部分にどのような変更を加えればよいかは着目した固有振動モードにおいて、駆動系の各構成要素に振動エネルギーがどのように分布しているか見ればよい。いま、 m 次の固有振動モードにおける i 要素の最大ひずみエネルギー V_{im} 、最大慣性エネルギー T_{im} および振動1周期ごとに消散される減衰エネルギー D_{im} は、その固有振動モードにおけるその要素節点のねじれ角変位振幅 $\{\theta_{im}\}$ より式(13)で求まる。

$$\begin{aligned} V_{im} &= \frac{1}{2} \{\theta_{im}\}^T [K_i] \{\theta_{im}\} \\ T_{im} &= \frac{1}{2} (2\pi f_m)^2 \{\theta_{im}\}^T [I_i] \{\theta_{im}\} \\ D_{im} &= \pi \{\theta_{im}\}^T [C_i] \{\theta_{im}\} \end{aligned} \quad (13)$$

ここで、 $\{\theta_{im}\}^T$ は列ベクトル $\{\theta_{im}\}$ の要素を横に並べ替えて作られる行ベクトルであり、 $[K_i]$ 、 $[I_i]$ および $[C_i]$ はその要素のねじり剛性マトリクス、慣性モーメントマトリクスおよび減衰マトリクスである。エネルギーはスカラー量であるから各要素ごとに求まった値を全要素について単に総計すれば駆動系全体のもつひずみエネルギー V_{Am} 、慣性エネルギー T_{Am} および減衰エネルギー D_{Am} が式(14)で求まる。

$$V_{Am} = \sum_i V_{im}, \quad T_{Am} = \sum_i T_{im}, \quad D_{Am} = \sum_i D_{im} \quad (14)$$

式(13)および式(14)によって、 m 次固有振動モードにおいて駆動系の各構成要素に振動エネルギーが分布する状況を百分率表示する。同様の計算を問題となるすべての固有振動モードについて行う。

3. プログラムシステムの構成

計算の基本的な流れは図6に示すような手順でメインプログラムにより実行される。メインプログラムは必要に応じて各種のサブプログラムをCALLして計算を進める。計算の大まかな手順は入力データの読み込み、各要

* すべり軸受⁹⁾、テーブル案内面¹⁰⁾および歯車かみ合い部¹¹⁾の減衰は潤滑状態すなわち摩擦状態によって大きく変化することが知られているが、ここでは簡単のため速度比例（粘性型）減衰と仮定する。

** どこかの節点が固定されているか、ある節点に作用する入力トルクと釣り合う相対トルクが他の節点に作用している場合には周波数 f を0としてねじり静コンプライアンスが計算できる。

Fig. 6 Flow chart of the developed computer program

素のマトリクス計算，駆動系全体の動剛性マトリクス $[K_T]$ の作成，各周波数に対して $[K_T]$ の逆行列を計算して複素連立一次方程式を解く周波数応答の計算，固有振動数の可能性があると SCAN に入り固有振動数が求まるとそのモード形およびエネルギー分布を出力したのち周波数応答の計算を続行し，最終周波数に達すると周波数応答図を出力して計算を終わる。

4. 適用例

解析にあたって動的トルクが作用する節点および動的ねじれ角を求めるべき節点を定めるには歯車ホブ切りにおいて発生する変動力の流れを把握しておく必要がある。図 7 に示すように歯車ホブ切りの場合，ワークテーブルに作用するトルクはホブ切れ刃の背分力によって引き起こされるが，この値は非常に小さく，正負にわたって変動する場合もある⁸⁾。一方，ホブ切れ刃に作用する主分力によるトルクの

Fig. 7 State of the applied torque in the vibrational system during the gear hobbing

$T_1 > T_0 \gg T_2$, T_0, T_1, T_2 : applied torque, $\theta_0, \theta_1, \theta_2$: torsional angle

大部分はホブと駆動モータ間の系列に作用する。したがって，動的ねじれ角変位を計算すべき節点は歯切精度に直接影響するホブ・ワークテーブル間の相対ねじれ角変位を選ぶが，動的トルクの作用節点はホブ・駆動モータ間およびホブ・ワークテーブル間の両者について計算し，それらの結果を合わせて評価する必要がある。

4.1 解析対象機械とその理論モデル

ワークテーブル直径 360 mm の小形ホブ盤について駆動系のねじり剛性を解析するために図 8 に示すように 23 個の慣性モーメント要素，13 個の無質量ねじりばね要素，11 個の歯車かみ合い部より要素および 3 か所の柔結合要素からなる理論モデルを作成した。

Fig. 8 Theoretical model of the analyzed gear hobbing machine. It is assumed that the spur gear having the number of teeth of 34 is machined on the hob shaft's rotational speed of 435 rpm by using the hob of one number of threads

Fig. 9 Computed result of the frequency response of the relative torsional angle between the hob and the worktable

R_{HT} : Relative excitation between the hob and the worktable,
 R_{HM} : Relative excitation between the hob and the motor

4.2 解析結果

ねじり 静コンプライアンスの解析結果は $1.74 \times 10^{-5} \text{ rad}/(\text{N} \cdot \text{m})$ と求まり、前報¹⁾に示した実験値 $3.40 \times 10^{-5} \text{ rad}/(\text{N} \cdot \text{m})$ とかなり良く一致していることがわかる。ねじり動特性については、ホブとワークテーブル間に相対加振トルクが作用した場合およびホブと駆動モータ間に相対加振トルクが作用した場合のホブとワークテーブル間の相対ねじれ角変位のコンプライアンス伝達関数の周波数応答計算結果、 R_{HT} および R_{HM} を図 9 に示す。同図において、ホブ・駆動モータ間相対加振のコンプライアンス伝達関数 R_{HM} の低周波数域に注目すると、34.1 Hz と 75.0 Hz にコンプライアンスの極大値が認められる。これは、図 10 に示す一枚刃の舞いツールによる切削加振の実験結果¹⁾と良く一致していることがわかる。最も大きなコンプライアンス値を示した 34.1 Hz の固有振動のモード形の計算結果を図示すると図 11 のように求まる。同図より、この振動モードにおいてはホブ・ワークテーブル間の駆動系はほとんどねじれ変形していないが、V ベルトが弱いばねとなり被動側プーリからホブまでの系列と被動側プーリからワークテーブルまでの系列のねじり振動に位相差が生じてホブ・ワークテーブル間の相対コンプライアンスが極大値を示していると理解できる。

5. 結 論

ホブ盤の場合、特に問題としなければならない駆動系のねじり剛性について理論的に解析する手法を新たに開

Fig. 10 Torsional compliance transfer function between the hob shaft and the worktable (Time average of 32 samples)

Rotational speed of hob shaft: 180 rpm, Depth of cut: 1.0 mm, Feed of hob head: 1.5 mm/rev, Conventional cut

Fig. 11 Computed result of the vibrational mode shape in the natural vibration of 34.1 Hz

発し、実際の小形ホブ盤に適用した結果以下のことが明らかとなった。

- (1) ホブ盤駆動系に対して理論モデルを作成し、本計算機プログラムを適用すると、駆動系のねじり静特性および動特性、固有振動数における振動モード形およびエネルギー分布が容易に計算できる。
- (2) ねじり静特性および動特性の解析結果は実験結果と良く一致しており、解析結果の信頼性は高い。
- (3) 計算結果は割愛したが、トラブルが発生したか、または発生する可能性がある駆動系のねじり固有振

動に対して, その固有振動の振動モード形およびエネルギー分布状況に基づいて具体的な設計改善策を明示でき, ホブ盤駆動系の最適設計の指針を示すことができる。

- (4) 本解析手法はホブ盤に限らず, 駆動系のねじり剛性が問題となる他の工作機械, さらに一般産業機械の設計にも十分応用できる。

本研究は筆者が豊橋技術科学大学に内地留学中に実施されたものであり, ご指導賜りました同学・星鉄太郎教授, 研究に協力いただきました当時大学院生・小池伸二君(現・(株)牧野フライス製作所)に感謝の意を表します。

参 考 文 献

- 1) 柳下福蔵: ホブ盤の動的割出誤差試験法, 精密機械, **49**, 10 (1983) 1385.
- 2) 星 鉄太郎: 機械加工 び びり 現象, 工業調査会 (1977) 182.
- 3) B. J. Lazan: Damping of Materials and Members in Structural Mechanics, Pergamon Press, (1968) 214.
- 4) 日本機械学会: 技術資料・歯車強さ設計資料 (1979) 19.
- 5) 日本潤滑学会編: 増訂・潤滑ハンドブック, 養賢堂 (1978) 3, 548.
- 6) 東本曉美ほか: 工作機械テーブル案内面の減衰能測定方法, 精密機械, **41**, 12 (1975) 1134.
- 7) 仙波正荘: 歯車, 第3巻, 新版, 日刊工業新聞社 (1978) 82.
- 8) W. König et al.: Determination of the Time Course of the Cutting Force Components in Gear Hobbing, ASME Paper, 80-C 2/DET-75, (1975).