歯車の負荷時高精度かみあい伝達誤差測定に関する研究*

黒河周平^{*1}, 有浦泰常^{*1}High Precision Measurement of Transmission Errors
of Gears under Load

Syuhei KUROKAWA and Yasutsune ARIURA

A single flank gear-testing machine with two rotary encoders is developed and high precision measurement of transmission errors of gears under load is achieved. The developed measurement system has enough accuracy to investigate transmission errors of helical gears. Besides, two methods of wave removal are proposed and the influence of the accuracy of encoders on the transmission errors is investigated. It is found that the moving average method is effective to remove waviness including pitch errors. Measurement accuracy depends on the number of slits, that is to say the slit pitches, of the encoders by estimating the maximum quantization error. Moreover, absolute transmission errors of spur and helical gears are measured and amplitude changes of transmission errors on the applied load are discussed.

Key Words: Gear, Accuracy, Measurement, Transmission Error, Encoder, Helical Gear, Waviness, Deflection

1. 緒 言

歯車装置の静粛性への要求が強まっている今日、歯車の振動・騒音はかみあい伝達誤差と密接な関係があり、数多くの研究がなされている⁽¹⁾⁽²⁾。かみあい伝達誤差を議論する場合、その振幅値のみを採り上げる場合や、かみあい周波数成分のみを採り上げる場合が多いが、振幅成分だけでなく、かみあい進行に伴うかみあい伝達誤差曲線の変化まで議論しようとする、歯面形状・歯面修整・歯車の製作誤差等の影響が区別できる領域まで精度を高めなければならない。

近年、数値解析により負荷時のかみあい伝達誤差を求めた結果が報告されるようになってきたが⁽³⁾⁽⁴⁾、高負荷時の実験的検証を伴っている例は非常に少ない。また、数値解析の多くは理想的な歯面に対する解析や、歯形・歯すじ修整を理想化して与えて解析する場合がほとんどであり、特に誤差を持った歯車が負荷時に弾性変形を伴いながらかみあう状態を予測することは非常に困難である。

一方、測定機器の進歩により、かみあい伝達誤差曲

線を実測により得ようとする試みも多数なされるようになってきた。その最も一般的な方法として、ロータリエンコーダを用いて各軸の回転角を測定する方法がある^{(5)~(7)}。その他の測定方法として、加速度ピックアップを用いる方法⁽⁸⁾、レーザドップラ速度センサによるもの⁽⁹⁾、1対1の歯車対に限定したレーザホログラフィによる方法⁽¹⁰⁾、オートコリメータを用いる方法⁽¹¹⁾などが報告されている。

ここでは、ロータリエンコーダを用いたかみあい伝達誤差測定にスポットを当て、著者らが開発した動力循環式歯車運転試験機を利用した測定装置について説明し、無負荷および負荷時の実測例を紹介する。さらに、測定データに対するフィルタ処理やエンコーダの精度が測定結果に与える影響、歯車対として考えた場合の負荷によるたわみの絶対変位測定についても述べる。その結果より、一般にかみあいが滑らかであるとされるはずの歯車のかみあい伝達誤差を高精度で測定するために必要な条件・具備すべき精度等について議論する。

2. 測定装置および測定方法

図1にかみあい伝達誤差測定装置の概略図を示す。本研究では、実際に歯車が運転される荷重程度まで負

* 原稿受付 1997年9月12日。

^{*1} 正員、九州大学工学部(〒812-8581 福岡市東区箱崎6-10-1)。

荷を与えて測定できるように、動力循環式歯車運転試験機（中心間距離 156.2mm）を使用した。両軸端にレーザロータリエンコーダを取り付け、各エンコーダはインタポレータユニットを経由してパーソナルコンピュータに接続されている。エンコーダから出力された正弦波は、インタポレータユニットによって電氣的に分割され、パルス列に変換される。このパルス列をカウンタボードによりカウントし、各軸の回転角度を検出する。両軸の回転角はラッチ回路により同時にサンプリングするようになっている。

本研究では、エンコーダの精度がかみあい伝達誤差に与える影響を調べる意味もあり、高精度の角度検出が可能な2種類のエンコーダを用いて測定を行った。表1に2つのエンコーダの仕様を示す。いずれも、半導体レーザ光の回折・干渉を利用した波動光学式エンコーダである。使用した2つのエンコーダの主な違いは、グレーティングディスクに刻まれているスリット本数である。encoder2 は encoder1 と比べて約 2.8 倍のスリット本数を持っており、その結果出力される1回転あたりの正弦波数が encoder1 で 81 000 個、encoder2 で 225 000 個となっている。さらにこれらの正弦波を電氣的に分割することで、encoder1 が最

高 1 296 000 パルス（分解能 1 角度秒）、encoder2 が最高 18 000 000 パルス（分解能 0.072 角度秒）を一回転中に発生する。

これらのエンコーダを試験機軸端に取り付ける際に、試験機軸とエンコーダとのセッティングが問題となる。encoder1 は軸一体型のため、歯車軸とエンコーダ軸との間の回転中心を合わせるための治具を作成し、さらにその間を回転伝達精度の高い板バネ式のカップリングで接続した。図2(a)に encoder1 の取り付け状態を示す。一方 encoder2 も同様に回転軸中心を合わせる治具を作成した。図2(b)に encoder2 の取り付け状態を示す。encoder2 はグレーティングディスクと検出部が分離されている。そのため、エンコーダ取り付け部に無理な力が働かず、しかもグレーティングディスクの回転軸中心に関して点对称の位置にレーザ光を照射するため、取り付け偏心の影響が少ない構造にな

Table 1 Specification of the encoders

	encoder 1	encoder 2
No. of output sinusoidal waves per rev.	81,000	225,000
Grating disk diameter	18 mm	100 mm
Max. frequency response in encoder main body	500 kHz (360 rpm)	675 kHz (180 rpm)
No. of interpolation	16	80
No. of output interpolated pulses per rev.	1,296,000	18,000,000
Resolution(arc-sec) per pulse	1"	0.072"
Accumulative error (arc-sec)	within $\pm 10''$	within $\pm 1''$
Max. frequency response in interpolating unit	500 kHz (360 rpm)	93.75 kHz (25 rpm)
Outside diameter	36 mm	140 mm
Weight	0.08 kg	1.46 kg

Fig.1 Single flank gear testing machine

(a) Encoder 1

(b) Encoder 2

Fig.2 Setting of the encoders and the centering devices

Fig.3 Measured original transmission error

っている。

測定に際しては、測定開始位置を一定にするとともに、encoder1 使用時には駆動歯車回転数約 11rpm、encoder2 使用時には駆動歯車回転数約 1rpm で、準静的に回転させ静的なかみあい伝達誤差を測定した。

3. データ処理および再現性

3.1 データ処理方法 かみあい伝達誤差を、駆動歯車の回転角を基準としたときの従動歯車の回転角の理想値と実測値の差と定義すれば、従動歯車のパルスカウント値に歯数比をかけたものと、駆動歯車のパルスカウント値の差がかみあい伝達誤差となる。このようにして得られた平歯車に対する無負荷時のかみあい伝達誤差の測定結果の一例を図3に示す。ここで用いた平歯車は、駆動・従動歯車ともに歯面研削を施しており、さらに両歯車とも修整量約 $20\mu\text{m}$ の歯形修整を施している。

この測定結果には、調整を重ねても除去しきれなかった歯車・治具の振れなどの影響のため、1回転中に大きなうねりが生じている。一歯ごとのかみあい伝達誤差を解析するためには、少なくとも最も大きなうねり成分を取り除く必要がある。そのため、ここではFFT処理を利用する方法と移動平均を利用する方法の2つの方法でうねり除去を試みた。

3.2 FFT 処理によるうねり除去 測定データをFFT処理することにより複数の正弦波に分解する。次に、その正弦波の中からうねりを構成すると思われる正弦波を取り除く。最後に残された正弦波データに対して逆FFT処理を施すことにより、うねりが取り除かれたかみあい伝達誤差曲線が得られる。図4にFFT処理によるうねり除去の結果を示す。図4(a)は図3の測定データを周波数分析した結果であり、横軸は基本周波数を0としたときの周波数成分、縦軸はパワースペクトル値を示している。図4(b)は、図4(a)

(a) Power spectrum by FFT

(b) Transmission error after FFT filtering
Fig.4 Wave removal by FFT treatment

で得られた周波数のうち 0~7 までの周波数成分をうねり成分と仮定した場合に、それらの成分を除去した後逆FFTを施したかみあい伝達誤差曲線である。

図4を見ると、一歯ごとのかみあい成分はそのまま、原波形上で観察できるピッチ誤差による影響もほぼそのまま残っている。ただし、うねり除去後の図においてはデータの端部で大きな乱れが生じている。これは不連続波にFFT処理を施すときに現れるギブスの現象で、1回転中に1周期のうねりが無い場合や、1回転中におけるパルスカウント数とFFT処理データ数（今の場合 $2^{13}=8192$ 点で、これは駆動歯車回転角で約 389° に相当する）を必ずしも一致させてのサンプリングはできないため、周期の不連続が起こり、このようなリップルが発生する。通常のFFT処理では、ハニングウインドウ等のウインドウ処理により不連続性の影響を軽減させる手法が一般であるが、データの端部の振幅情報が失われてしまうことに代わりはなく、上述のうねり除去においてウインドウ処理を施すことは有効でないことに注意しなければならない。

3.3 移動平均によるうねり除去 移動平均法は、一定区間の平均値をとって代表点とすることにより、不規則合成変動の中から短周期変動を除き、長周期成

分のみを取り出すローパスフィルタの一種である。ここでは、歯車の1ピッチあたりの回転角度間隔を平均区間として選び、サンプリングデータの算術平均により移動平均処理を行った。得られた移動平均曲線は、1ピッチ間隔以下の周期成分がほとんど取り除かれたうねりに相当すると考えられ、この移動平均曲線を測定データから差し引くことによりうねりが取り除かれたかみあい伝達誤差曲線が得られる。

図3の測定データに対して移動平均処理を施して得られたかみあい伝達誤差曲線を図5に示す。図5を見ると、一歯ごとの連続したかみあい形状がほぼ均等な高さとなっており、ピッチ誤差の影響も除去されてい

Fig.5 Wave removal by moving average filtering

(a) Waviness after FFT filtering

(b) Waviness after moving average filtering

Fig.6 Waviness curve

ることが分かる。また、移動平均法では残すべき周期成分を基本に考えるため、図4(b)で見られたような端部での乱れは発生していない。

3・4 うねり曲線 FFT処理を用いたうねり除去および移動平均法を用いたうねり除去の際に取り除かれる成分を、うねり曲線として表示したものを図6に示す。図6(a)がFFT処理を用いた場合のうねり曲線で、図6(b)が移動平均法を用いた場合のうねり曲線である。FFT処理を用いた場合の方が全体的に滑らかであり、複数の正弦波の合成波形であることが分かる。一方、移動平均法を用いた場合には、全体のうねりにピッチ誤差が乗った格好になっているのが分かる。FFT処理の場合にはFFT処理データ数8192点に相当する約 389° の角度範囲を1周期と見なして波形解析を行っているため、両端にリップルが生じるが、図4(b)および図6(a)では駆動歯車1回転分を表示しているため、右端のリップルの影響は表示されていない。

以上のことから、これら2つの方法は一概にどちらが優れているとは言えず、同じ測定データに対する処理時間もほとんど差がない。FFT処理ではうねりに相当する次数の決定やリップルの影響を除去することが困難であるが、うまく次数を選べばピッチ誤差の影響が観察できる。移動平均法では単純に1ピッチあたりの回転角度を平均区間として選べば処理は機械的で容易となるが、ピッチ誤差の影響は除去される。

3・5 循環側歯車対の影響および測定結果の再現性

本実験装置では、実際の歯車運転荷重近くまで高負荷をかけられるようにするため、動力循環式歯車運転試験機を用いている。循環側歯車対の歯形誤差等が測定データに与える影響を見るため、試験機の従動軸側カップリング間の軸を取り除き、循環側歯車対の影響が全くない状態でかみあわせた場合のかみあい伝達誤差を測定した。この状態では試験歯車対に全く負荷がかからないので、以降完全無負荷状態と呼ぶことにする。図7(a)に完全無負荷状態で測定されたかみあい伝達誤差曲線の一例を示す。また、同一の歯車対に対して、準無負荷状態と考えられる非常に軽い負荷をかけて測定されたかみあい伝達誤差曲線を図7(b)に示す。実際にかけた負荷は8N/mmである。

準無負荷状態での測定結果と比較すると、完全無負荷状態での測定結果には細かい凸部が見られる。このことから、完全無負荷状態では、常に歯面の接触が起こっているのではなく、所々で歯面の分離が起こっている可能性があると考えられる。また、準無負荷状態では変形してつぶれてしまう程度の非常に小さな突起が歯面上に存在している可能性もある。一方、両測定

(a) Transmission error under completely no load

(b) Transmission error under the load of 8N/mm
Fig.7 Difference between transmission errors under completely no load and under almost no load

Fig.8 Reproducibility of transmission error

結果とも細かい凸部の変動を除いた誤差量を見ると大きな差はなく、少なくとも歯形・歯すじ誤差のオーダでは各歯ごとの形状の違いが同様に測定結果に現れている。以上のことから、準無負荷状態で得られた測定結果は循環歯車対の影響は少なく、むしろ準無負荷状態で測定することにより、歯面の接触が確実に行われ、得るべき理想的なかみあい状態に近いものと考えられる。

高負荷時には、循環側歯車対の影響はトルク変動という形で試験歯車に影響すると考えられるが、試験歯車対と循環側歯車対の間の距離が十分長いので、循環側歯車対の歯形誤差等が与えるトルク変動は無視できる程度であると考えてよい。

また、測定結果の再現性を確認するため、図7と同一の試験歯車対に対して、準無負荷状態で同様の測定を再度行った。図8にその結果を示す。図8の測定結果は、図7(b)と全く同じ回転位置における測定結果である。完全に再現性があれば、両者は完全に一致しなければならない。細かく比較するとわずかに差が見られるが、歯形・歯すじ誤差のオーダと比較すると非

Table 2 Specification of test gears

	Pinion	Gear
Normal module	5.5	
Normal pressure angle	20.0°	
Number of teeth	21	31
Facewidth mm	40.0	40.0
Helix angle	23.5° (R)	23.5° (L)
Add. mod. coefficient	0	0
Center distance mm	156.2	
Transverse contact ratio	1.44	
Overlap ratio	0.92	
Total contact ratio	2.36	
Tooth surface-finishing method	Form grinding

Fig.9 Transmission errors under several loads

常に微々たるものである。この結果より、本試験装置は歯形誤差を考慮したかみあい伝達誤差曲線を評価するのに十分な再現性を持っていることが分かる。

4. 負荷時の測定結果および測定分解能の違いがかみあい伝達誤差に与える影響

一般にはすば歯車は、平歯車に対してかみあいが滑らかであるとされている。ここでは、すば歯車に対する測定結果の一例を示すとともに、測定分解能の違いが測定結果に与える影響を調べる。

4・1 はすば歯車の負荷時かみあい伝達誤差 表2に測定に用いたはすば歯車の諸元を示す。駆動・従動歯車とも成形研削を施しており、ほぼ無修整として製作されたものである。負荷時のかみあい伝達誤差の変動を調べるため、負荷を段階的に増加させながらかみあい伝達誤差の測定を行った。図9に負荷を変化させたときの測定結果を示す。測定には encoder1 を使

用し、移動平均法によりうねり除去を行った。図9は、ピッチ円筒上単位歯幅接線荷重で 8N/mm, 98N/mm, 147N/mm, 196N/mm, 392N/mm, 637N/mm, 784N/mm の7段階の荷重に対する測定結果を示している。また、測定結果を比較しやすくするため、各荷重での測定結果は縦方向に等間隔に近い形でシフトして表示している。図9の③は幾何学的に計算される3歯かみあい領域を、②は2歯かみあい領域を示している。

図9より、負荷を増加させると徐々にかみあい伝達誤差の変動幅が大きくなり、1ピッチごとの周期がはっきりと現れてくる。さらに負荷を増加させ 392N/mm 程度になると、1ピッチごとの波形の中に局所的な遅れが観察できるようになる。かみあい伝達誤差とかみあい歯数の関係を調べると、この遅れは3歯かみあいから2歯かみあいに変化する位置で生じていることが分かる。さらに負荷を増加させた 784N/mm では、3歯かみあい領域と2歯かみあい領域でかみあい伝達誤差の形状がはっきりと異なっており、荷重が増加するにつれて2歯かみあい領域に対する3歯かみあい領域の遅れが大きくなっている。かみあい歯数が多いにも関わらず、3歯かみあい領域で従動歯車の遅れが大きくなる理由として、ここで用いた歯車対は同時接触線の総和が2歯かみあい時より3歯かみあい時の方が短くなることが挙げられる。

4.2 測定分解能の違いによる影響 測定分解能の違いによる影響を見るため、図9と同一の歯車対に対して、encoder2により最高分解能で測定したかみ

Fig.10 Difference between transmission errors in different resolution

あい伝達誤差曲線の一例を図10に示す。図10(a)はencoder2による測定結果で、比較のため図10(b)にencoder1による測定結果を示している。いずれも測定時の荷重は245N/mmである。図10(a)には、図10(b)に見られるようなランダムで細かな変動がほとんど見られない。encoder1に比べてencoder2は、回転角度検出分解能が10倍以上高く、量子化誤差によるランダム成分の最大幅は、encoder1で約4秒であるのに対し、encoder2では約0.3秒と非常に小さいことが分かる。図10(b)では3歯かみあいから2歯かみあい領域に変化する位置での遅れを明確に読み取ることができないが、図10(a)ではその遅れを読み取ることができ、かみあい伝達誤差曲線の変化をより詳細に知ることができる。かみあい伝達誤差曲線自身の変動幅が8秒程度であることから、はすば歯車のかみあい伝達誤差を詳細に観察するには、encoder1でも場合によっては不十分であることが分かる。

次に、エンコーダのスリット本数の影響を見るため、encoder2の正弦波電気分割を最大の80分割から4分割に減らし、1回転当たり900000パルス(分解能1.44角度秒)を発生する状態でかみあい伝達誤差を測定した。測定されたかみあい伝達誤差曲線について、量子化誤差によるランダム成分の最大幅を複数箇所を読み取った値を、そのばらつきを含めて図11に示す。図11にはencoder1で測定したかみあい伝達誤差に対する最大幅も表示している。

図11を見ると、encoder2の方では量子化誤差最大幅が約3.6秒と小さく、そのばらつきも ± 0.1 秒で非常に小さい。一方、encoder1の場合、分解能だけで比較すると1角度秒であるから精度がよいように思われるが、実際には量子化誤差最大幅が約4.5秒、そのばらつきも最大で1.5秒程度もあり、分解能1.44角度秒のencoder2よりも測定精度は悪い。このことは、

Fig.11 Influence of slit pitches of the encoders on the accuracy

エンコーダを利用したかみあい伝達誤差を測定する場合、発生正弦波をむやみに分割しても思ったほど精度が上がらないことを示しており、測定精度はエンコーダが持っている実際のスリットピッチ精度に依存している。正弦波分割数は8ビット以上行っても意味はなく、せいぜい4～5ビットの範囲に留めておくのが妥当と思われる。以上の結果は、本研究で採用したパルスカウント方式だけでなく、位相差演算方式においても同様である。

5. かみあい伝達誤差の絶対変位測定

前節で、encoder2 を用いたかみあい伝達誤差測定では、量子化誤差最大幅が0.3秒程度に納まっていることを述べた。これだけの精度があれば、歯のたわみ・歯車本体のたわみ・軸のたわみを含めた絶対変位測定にも利用できると考え、encoder2 を用いて無負荷時のかみあい伝達誤差を基準としたかみあい伝達誤差の絶対変位量の測定を行った。

5.1 絶対変位量の測定方法 かみあい伝達誤差の絶対変位量測定では、無負荷時のかみあい伝達誤差を基準として、それからの変位量を測定することになる。そのため、カウンタボードのパルスカウント値をリセットすることなく、負荷を段階的に増加させながら測定を行った。また、試験機特有の癖などの要因をなるべく一定に保つようにするため、所定の測定範囲のみを測定対象とした。すなわち、1段階ごとの荷重でかみあい伝達誤差を約6ピッチ分測定し、続いて歯車軸を逆転させ測定開始位置までかみあい位置を戻す。その後、次の段階の負荷をかけ、同様に6ピッチ分のかみあい伝達誤差を測定した。こうすることにより、各負荷段階での同一のかみあい位置においては、試験機軸受などもほぼ同じ位置で接触が行われていると考えられる。

準無負荷状態で正転—逆転—正転と回転させた際のかみあい伝達誤差曲線を図12に示す。試験歯車対が

Fig.12 Hysteresis loop of transmission error

逆転している場合に描くかみあい伝達誤差の経路は、正転時の経路から外れるが、再び正転させるとかみあいが約10°進行したあとの領域(図12の領域A)では、ほぼ元の正転時のかみあい伝達誤差曲線上をたどり、ヒステリシスループを描くことが分かる。領域Aでの経路の差は最大でも1秒以下であり、かみあい伝達誤差の絶対変位量を測定するには無視できる量であることが分かる。絶対値測定に際しては、ヒステリシスの影響が及ぶはじめの約10°の部分は除き、かみあいが十分に進行し回復したと思われる部分を採用した。

5.2 測定結果 第4章で用いたものと同一の歯車対について、絶対変位を含めたかみあい伝達誤差を測定した結果を図13に示す。負荷は、ピッチ円筒上単位歯幅接線荷重で8N/mm～100N/mmまでは25N/mmごとに、100N/mm以上では50N/mmごとに段階的に増加させた。図13を見ると、かみあい伝達誤差の変動幅よりも絶対変位量の方が遥かに大きいことが分かる。例えば、荷重500N/mmにおいて、絶対変位量が約580秒であるのに対し、幅変化量はわずか10秒(歯面法線方向誤差に換算すると約3μm)程度である。このように、はすば歯車のかみあい伝達誤差に対しては、全体のたわみ量に比較して非常に小さな変動誤差を議論しなければならないことが分かる。これがはすば歯車の負荷時のかみあい解析を困難にしている要因の一つでもある。かみあい伝達誤差を数値解析により求める際、FEMやBEM等の数値解析法でたわみ量を推定する研究⁽⁹⁾⁽¹²⁾も行われているが、モデルや拘束条件をよほど正確に見積もらないと、計算結果を1μm以下の精度で求めることは困難である。さらに、わずか3μmの変化を推定するためには、加工誤差等を含めた歯面形状誤差をも考慮に入れ、詳細

Fig.13 Absolute transmission error under several loads

Fig.14 Amplitude changes of transmission errors

に議論する必要がある。

絶対変位量には歯車の歯のたわみ・歯車本体のたわみ・軸のたわみなど多くのたわみの影響が含まれている。かみあい伝達誤差の変動幅が負荷に対して変化する様子を知らするためには、同時かみあい歯数が異なるかみあい領域でのかみあい伝達誤差の変化量を調べればよい。図 14 に絶対変位測定結果より得られたかみあい伝達誤差の幅変化量を示す。図 14 には同一のはずば歯車対に対する同一条件下での 2 度の測定結果、および、モジュール 6、歯数 21/31、歯幅 15mm なる標準平歯車対に対する測定結果もあわせて示している。ここで用いた平歯車は、駆動・従動歯車ともに歯面研削を施しており、さらに両歯車とも修整量約 20 μ m の歯形修整を施している。

図 14 を見ると、同時かみあい歯数の少ない平歯車の方が、負荷による変動幅増加量は大きく、ほぼ荷重に対して直線的に増加することも分かる。一方、はずば歯車は、荷重に対する変動幅の増加量が非常に小さいことが分かる。しかも、変動幅の増加量は直線的ではなく、高荷重になるほど増加率が小さくなっている。このように、変動幅増加量が小さいことに加えて、幅の増加率が一定でないことも、はずば歯車の負荷時の解析を困難にしている理由と考えられる。また、同一条件下の 2 度の測定結果がほぼ同じであることから、絶対変位測定の再現性も 5 秒以下の精度で確認できた。

6. 結 言

ロータリエンコーダを用いたかみあい伝達誤差の高精度測定装置を開発し、平・はずば歯車に対して負荷時のかみあい伝達誤差を測定した。また、測定データのうねり除去法、エンコーダの精度が与える影響を調べた。その結果を以下にまとめる。

(1) 本研究で開発したかみあい伝達誤差測定装置は、実用運転荷重下でのかみあい伝達誤差を、1 秒以

下の精度で測定可能であることが分かった。さらに、かみあい伝達誤差の絶対変位量も測定可能であり、5 秒以下の再現性を持っていることを示した。

(2) かみあい伝達誤差測定結果に含まれる歯車の振れ等のうねりを除去する方法として、FFT 処理を利用する方法および移動平均法利用する方法を提案した。FFT 処理ではうねりに相当する次数の決定やリップルの影響を除去することが困難であるが、うまく次数を選べばピッチ誤差の影響が観察できる。移動平均法では単純に 1 ピッチあたりの回転角度を平均区間として選べば処理は機械的で容易となるが、ピッチ誤差の影響は除去される。

(3) エンコーダを利用してかみあい伝達誤差を測定する場合、エンコーダからの発生正弦波をむやみに分割しても思ったほど精度は上がらない。測定精度はエンコーダが持っている実際のスリットピッチ精度に依存していることを実験データにより示した。

(4) はずば歯車のかみあい伝達誤差に対しては、全体のたわみ量に比較して非常に小さな変動誤差を議論しなければならないことが分かった。これがはずば歯車の負荷時のかみあい解析を困難にしている要因の一つでもある。

(5) はずば歯車に比べて平歯車の方が、負荷による変動幅増加量は大きく、ほぼ荷重に対して直線的に増加することも分かった。一方、はずば歯車は、荷重に対する変動幅の増加量が非常に小さいこと、幅の増加量は直線的ではなく、高荷重になるほど増加率が小さくなっていることが分かった。

最後に、本研究の一部は、文部省科学研究費補助金(試験研究(b)(2) 研究課題番号 06555047)による研究成果であることをここに記す。

文 献

- (1) 梅澤, 機論, 40-330, (1974), 576
- (2) 久保・ほか 5 名, 機論, 56-532, C(1990-12), 3404
- (3) 梅山・ほか 2 名, 機論, 62-603, C(1996-11), 4341
- (4) 黒河・ほか 2 名, 機講論, 95-10(1995), 222
- (5) 久保・ほか 4 名, 機論, 56-532, C(1990-12), 3398
- (6) 加藤・久保, 機講論, 940-30 (1994-8), 371
- (7) Hochmann, D. and Houser, D.R., Proc. Int. Gearing Conference in Newcastle U.K., (1994), 401
- (8) Smith, J. D. and Echeverria-Villagomez J. S., Proc. Int. Mech. Eng., C404-027(1990), 43
- (9) 加藤・ほか 2 名, 機論, 59-564, C(1993)-8, 2552
- (10) Jauregui, J.C., and Lozano, A., Proc. Int. Gearing Conference in Newcastle U.K., (1994), 359
- (11) 川崎・田村, 機論, 62-603, C(1996-11), 4309
- (12) 吉川・ほか 5 名, 機論, 63-609, C(1997-5), 1775