



回転軸系における摩擦トルク・発熱量の評価に関する研究 (第1報)*

—評価システムの構成とエアスピンドルの特性評価—

横山和宏** 鈴木孝昌*** 平倉隆史† 森脇俊道††

Evaluation of Friction Torque and Heat Quantity Generated in Spindle(1st Report)
- Development of Evaluation System and Evaluation of Air Spindle Characteristics -

Kazuhiro Yokoyama, Takamasa Suzuki, Takashi Hirakura and Toshimichi Moriwaki

This paper presents a new method to evaluate the friction torque and the heat quantity generated in a spindle system. The decrease in the rotational speed of spindle during the free run period is precisely measured, and the angular deceleration is calculated. The heat quantity generated during the spindle rotation is evaluated as the product of the moment of inertia of spindle, the angular deceleration and the angular velocity. A device is newly developed to measure the rotational speed of spindle accurately for this purpose, which is basically composed of a photo interrupter attached to the spindle and a crystal oscillator of 2.5MHz clock pulse combined with a counter mounted on a personal computer board. The method was applied to evaluate the heat quantity generated in an air spindle, and it was proved that the heat quantity was accurately evaluated with a repeatability error of less than 1%. The heat quantity is obtained to increase by 4% due to an increase in the coefficient of viscosity of air which is caused by the increase in the air temperature.

Key words: evaluation, torque, heat generation, air spindle, free-run, clock pulse, crystal oscillator, photo interrupter

1. 結 言

機械系に存在する摩擦や摩擦トルクはエネルギー損失を生じる。これらが小さく、エネルギーを有効に利用できる機械系を開発するには、その基礎として摩擦や摩擦トルクの正確な評価技術が不可欠であると考えられる。この技術は各種回転軸の検査・保守にも応用できると考えられる。

従来の評価法としては、ワットメータによる消費電力の計測・トルク変換器による作用トルクの計測¹⁾。(静圧式軸受の場合には)ペトロフの式による発熱量の推定²⁾が挙げられる。しかし、消費電力の計測においては摩擦トルクだけでなくモータの鉄損・銅損を含めた全消費電力を測定するので、摩擦トルクを正確に評価できない。トルク変換器による計測では、一般に変換器を設置するスペースを実機に確保することが困難であるので、試験用主軸の摩擦トルクを測定することが多い。試験用主軸の運転条件(例えば、潤滑条件やプリロードおよびミスアライメントなど)が実機の主軸のそれと異なる場合には、使用状態における摩擦トルクを正確に評価していないことになる。さらに、ペトロフの式による発熱量の推定は動作流体が層流である軸受の設計時に使用されるが、これに相当する摩擦トルクを正確に測定した報告³⁾は少なく、通常の使用状態にある実機の摩擦トルクを測定した例はまだないようである。

本研究では、回転軸に作用する摩擦トルクとこれに基づく発

熱量とを正確に評価するシステムを構成するとともにそのシステムの評価精度について検討している。つぎに、構成した評価システムを用いて、エアスピンドルの軸受部の摩擦トルク・発熱量の迅速な評価法を提案している。この評価法を用いて、発熱量に及ぼす運転条件の影響を明らかにした。さらに、主軸とモータの風損についても評価を行っている。

2. 評価システム

2.1 評価法の原理

本研究における評価法は惰走法⁴⁾の評価精度を大幅に改善したものである。すなわち、主軸に働く駆動力を零にする(以後、フリーランと称す。)と、式(1)で示すように、主軸は摩擦トルクに比例した角速度変化を示す。この際の消費動力は式(2)で表される。

$$Tr(t) = I \cdot |\dot{\omega}(t)| \quad (1)$$

$$P(t) = Tr(t) \cdot \omega(t) \quad (2)$$

但し、 I : 主軸の慣性モーメント

$\omega(t)$, $\dot{\omega}(t)$: 主軸の角速度, 角加速度

$Tr(t)$: 摩擦トルク

$P(t)$: 消費動力

本研究では、次節で述べるように水晶発振器からのクロックパルス(2.5MHz)を利用して、主軸の回転周期を正確に計測し角速度を算出する。この角速度データの一部を対象として、最小2乗法により式(1)の $\dot{\omega}(t)$ を求める。

2.2 評価システムの構成と機能

本システムは図1に示す構成になっている。同図のフォトインタラプタPI(図2参照, オムロン(株)製・EE-SX670, 発光ダイオードLEDとフォトトランジスタPTから成り立つ。)とエアスピンドルの主軸に取り付けたスリット付円板を用いて、

* 原稿受付 平成6年5月19日

** 正会員 新潟大学工学部(新潟市五十嵐2の町)

*** 新潟大学工学部

† 学生会員 新潟大学大学院

†† 正会員 神戸大学工学部(神戸市灘区六甲台町)

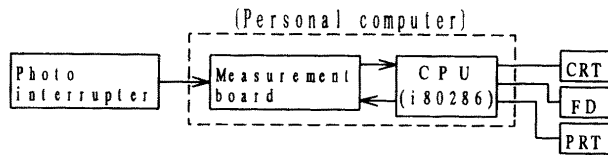


Fig. 1 Measurement system

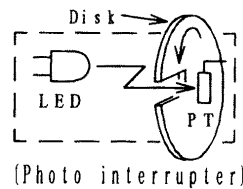


Fig. 2 Photo interrupter and disk

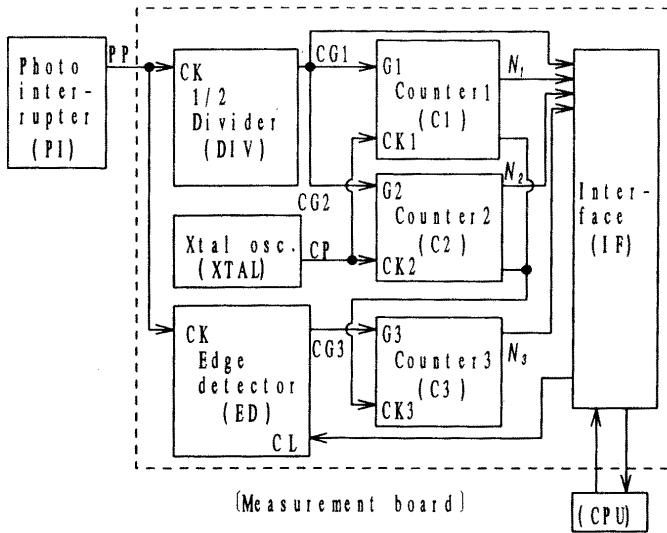


Fig. 3 Block diagram of measurement board

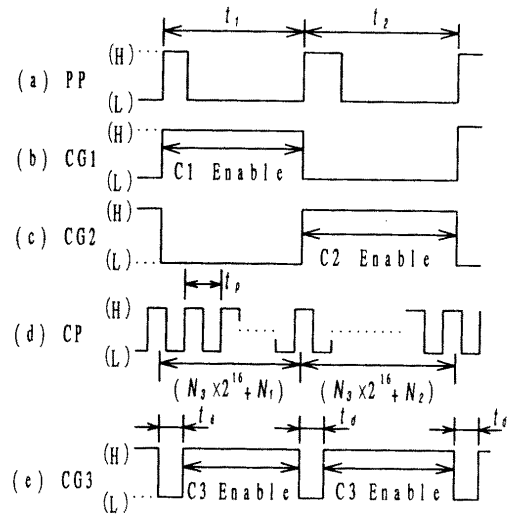


Fig. 4 Time chart of data sampling

主軸の回転周期 t_1 を非接触で計測する。すなわち、フォトインタラプタからの信号の周期を計測ボードで計測する。計測ボードの制御とデータ処理をパーソナルコンピュータで行う。計測ボードは、パソコンのスロットに直接挿入できるような小型化した。計測データの保存・ディスプレイへの表示・角速度や摩擦トルクおよび発熱量の計算・プリンタへの出力などが可能である。

つぎに、評価システムの中核である計測ボードの構成とデータ採取のタイムチャートをそれぞれ図3と図4に示す。計測ボードは、フォトインタラプタ (PI) からの信号 PP をデューティ比 50% の互いに反転した矩形波 CG1・CG2 に変換する 1/2 分周器 (DIV)、信号 PP の立ち上がりエッジを検出し、信号 CG3 を生成するエッジ検出器 (ED)、回転周期の測定に用いる基準パルス CP を発生する水晶発振器 (XTAL)、3 つの 16 bit カウンタ (C1)・(C2)・(C3)、さらに、パソコンの (CPU) との間で計測データおよび制御信号の仲介を行うインタフェース回路 (IF) で構成されている。

さて、計測ボードにおけるデータ採取の詳細を図4にもとづいて説明すると以下の通りである。すなわち、水晶発振器の発振周波数 10MHz を 1/4 分周して用いたので、CP のパルス周期 t_p は $0.4 \mu s$ である。カウンタ C1・C2・C3 は、それぞれカウンタ起動端子 G1・G2・G3 に入力されるカウンタイネーブル信号 CG1・CG2・CG3 の立ち上がりでリセットされ、この信号が論理レベルで H (ハイ) の期間中の基準パルス CP の数をカウントする。さらに、イネーブル信号が論理レベルで L (ロー) になると、カウントを停止しカウント値をホールドする。例えば、カウンタ C1 は、CG1 が H レベルである t_1 の期間 (すなわち、主軸 1 回転に要する期間) の基準パルス CP の数をカウントする。そのカウント値 N_1 から、 $t_1 = N_1 \cdot t_p$ で計算される。しかし、主軸の回転速度が低下し $N_1 > (2^{16} - 1)$ になると、カウンタ C1 にオーバーフローが発生するので、

そのオーバーフロー回数をカウンタ C3 を用いてカウントする。カウンタ C3 のカウント値を N_3 とすると、回転の周期 t_1 は、次式で計算される。

$$t_1 = (N_3 \cdot 2^{16} + N_1) \cdot t_p \quad (3)$$

N_3 および N_1 の最大値は $(2^{16} - 1)$ であるから、本計測ボードで測定し得る回転周波数の下限は、次式で表される。

$$f_{\min} = 1 / ((2^{32} - 1) \cdot t_p) \quad (4)$$

CP のパルス周期 $t_p = 0.4 \mu s$ を考慮すると、 $f_{\min} = 5.8 \times 10^{-4}$ Hz である。この値は、主軸の回転が停止する直前の値であり、実用上は十分ゼロに近いと言える。カウンタ C1 と C3 のカウント動作は、PP の立ち上がりで CG1・CG3 が L レベルになると停止する。CPU は常に信号 CG1 を監視しており、論理レベルの遷移を確認すると、カウンタ C1 および C3 にホールドされているデータを取り込む。データの取込みには t_d だけ時間を要するが、カウンタ C1 の停止と同時に、かつソフトウェアとは無関係に、カウンタ C2 がカウントを開始するので、データの取込みによるカウントミスは生じない。また、 t_d は非常に短い時間なので、この間に C1 あるいは C2 がオーバーフローすることはない。つぎに、CPU はエッジ検出回路 ED をリセットし、CG3 を H レベルに戻すので、カウンタ C3 はカウント可能な状態に復帰する。以下同様の動作がカウンタ C2 および C3 で行われる。

なお、上に詳述したデータ採取と計測ボードの制御を行うプログラムはアセンブラ言語で書かれており、計測のメインプログラムからサブルーチンコールされる。メインプログラムはインバータに指令を与え、一定速度で回転しているエアスピンドルをフリーランさせる。フリーラン開始の直前を含めフリーラン中において、主軸の回転周期のデータを採取する。採取したデータから式 (3) および式 (1)・(2) により摩擦トルクと発熱量を求める。

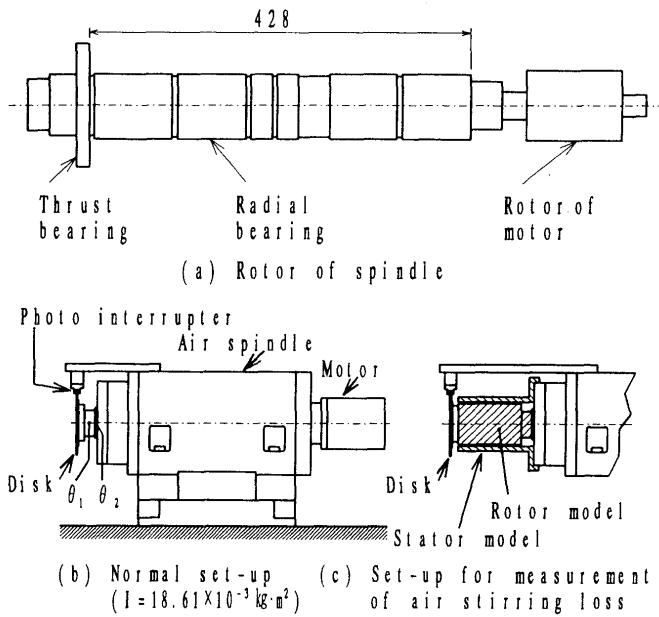


Fig. 5 Set-up of air spindle

3. 実験装置と実験方法

図5に実験に用いたエアスピンドルを示す。このエアスピンドルは自成一用を使い、前方にスラスト軸受、後方にビルトインモータがあり、これらにラジアル軸受がある。スラスト軸受部は直径 $\phi 76.5 \sim \phi 144\text{mm}$ の表裏2面、ラジアル軸受部の全長 428mm のうち、受圧面は $\phi 75\text{mm} \times$ 合計長 363mm で、その間に $\phi 71\text{mm} \times$ 合計長 65mm のエア排出溝が分布している。同図(b)の θ_1 (主軸ロータの外周表面の温度)、 θ_2 (ハウジング前表面の温度) はスピンドルの温度上昇と発熱量との関係を明らかにするために用いる。これらの温度は、連続運転30分ごとに、スピンドルを停止し且つ供給エアをもストップした状態で測定した。供給エアの圧力は 0.59MPa を標準とした。

図5(c)はモータ部およびスピンドル端面における風損を測定する場合の状況を示している。同図(b)のスピンドル前端とスリット付円板との間に、モータのロータと同一寸法(外径 $\phi 81.1\text{mm}$, 長さ 117mm) のアクリル製モデルを取り付け、さらにステータの内径と同一寸法($\phi 82\text{mm}$) のアクリル製モデルをスピンドルハウジングに固定している。従って、図5(b)の場合に比べモータ部の風損が付け加えられている。また、同図(b)ではスリット付円板固定用のボルト穴(P.C.D. 40mm , $\phi 14\text{mm}$, 深さ 8.6mm , 4か所)をテープで覆っているが、同図(c)ではボルト穴を露出させているので、この穴による風損をも付加した状態になっている。

4. 実験の結果

4.1 評価法の精度

摩擦トルク・発熱量の評価に先立って、評価システムと評価法の精度について明らかにするため、フォトインタラプタをも含めた状態での評価システムの精度を求めた。すなわち、エアスピンドルを一定速度で回転させ、その速度をフォトインタラプタを用いて測定した。測定値の最大と最小との差の公称回転速度に対する割合を評価システムの精度として表1に示す。実用上は十分な精度を有していることが分かる。なお、作成した評価システムは 20kHz まで使用可能である。

Table 1 Accuracy of measurement system including photo interrupter

$$= \frac{(\text{max. speed} - \text{min. speed})}{\text{nominal speed}} \times 100 (\%)$$

Nominal speed rpm	Measured speed rpm		Accuracy of the system %
	Max.	Min.	
600	600.132	599.271	0.144
1200	1200.35	1198.52	0.153
1800	1799.67	1797.26	0.134
2400	2399.02	2397.78	0.052
3000	2999.30	2998.87	0.014
3600	3599.1	3597.3	0.050
4200	4198.6	4195.2	0.081
4800	4798.9	4792.7	0.129
5400	5396.4	5392.6	0.070
6000	5995.6	5989.5	0.102
6600	6595.2	6584.3	0.165
7200	7193.7	7181.8	0.165

Frequency of clock pulse CP=2.5MHz

Table 2 Heat quantity generated in thrust and radial bearings (Obtained under free-run from each rotational speed)

Rotational speed rpm	Heat quantity W		Repeatability in heat quantity W %
	W	W	
1000	2.593	2.591	0.002(0.077)
2000	10.42	10.43	0.01(0.096)
3000	23.67	23.66	0.01(0.042)
4000	42.53	42.55	0.02(0.047)
5000	67.1	67.2	0.1(0.149)
6000	97.4	97.6	0.2(0.205)
7000	133.4	133.9	0.5(0.374)

さて、式(1)の $\dot{\omega}$ を求めるため最小2乗法を用いる。その際、対象データの個数が少ないと得られる結果の精度が不十分となる可能性がある。そこで、同一のデータについて対象データの個数が異なる場合の消費動力(式(2)による。)を求めた。その結果を図6に示す。 P_k は領域 $[k\omega_0, \omega_0]$ のデータを用いて求めた消費動力である。ここで、 ω_0 は定常回転速度に相当する角速度である。図6において、パラメータ k が減少すると $P_{0.90}$ に対する P_k の増加割合が直線的に減少するのは、フリーラン中の速度が図7のように(下に凸に)変化しており、対象データの領域が広がるので、回転速度を表す曲線の平均勾配を求めることになるためである。本研究においては接線を求めるのであるから、図6中の各点が直線的に変化する範囲で k の大きい値を選ぶべきである。ここでは、少し余裕を持たせて $k = 0.97$ とした。

以上の要領で求めた消費動力には、スラスト軸受とラジアル軸受における発熱量のほかに、モータのロータにおける風損や主軸ロータのエア排出溝および主軸前面部の風損が含まれる。このうち、エア排出溝および主軸前面部の風損の合計は、これら各部の寸法(直径 $\phi 60 \sim \phi 71\text{mm}$, 主軸長手方向の長さの合計 = 117mm) から、後述するモータのロータとボルト穴による風損(表5参照)より小さいと考えられる。従って、上述の3か所における風損の合計は式(2)の消費動力の 3.3% ($= 1.65 \times 2\%$) 以下と推定できる。そこで以下においては、式(2)の消費動力を軸受部の発熱量とみなすことにする。

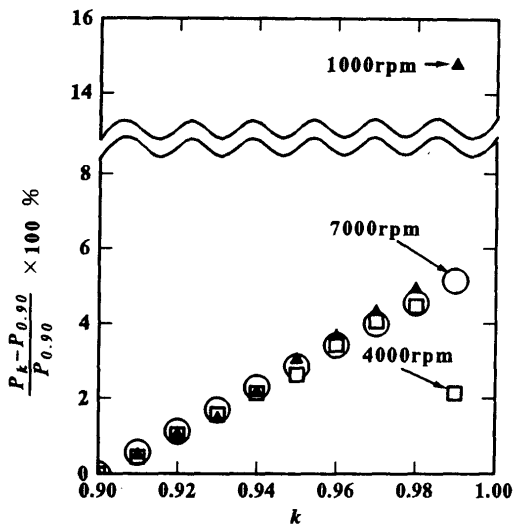


Fig. 6 Influence of range $[k \omega_0, \omega_0]$ for least square calculation upon power consumption obtained by Eq. (2)

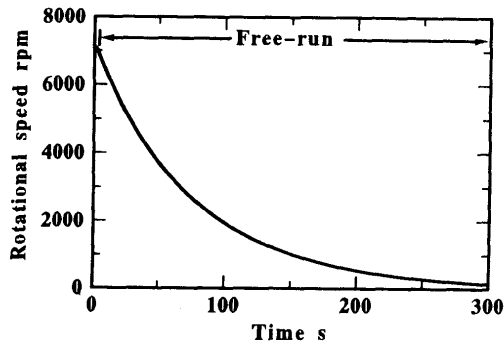


Fig. 7 Example of speed change obtained under free-run from 7200rpm

4.2 エアスピンドルの摩擦トルク・発熱量

上述した評価法を用いて、図5(b)に示すエアスピンドルのスラスト軸受とラジアル軸受における発熱量の合計を評価する。7000~500rpmの範囲で500rpmごとの回転速度からフリーランを行い、各々の定常回転速度における発熱量を4.1節の要領で求めた。その結果を表2に示す。同一条件でそれぞれ2回行った実験の結果が良く一致していることから、本報告で提示する評価法の精度が良いこと、ならびにエアスピンドルの摩擦トルク・発熱量の再現性が良いことが分かる。

上記のように、各々の回転速度からフリーランする方法では、数多くの速度における発熱量を求めるには長時間を要する。そこで、最高回転速度からフリーランし低回転速度まで連続的に測定した時のデータから、各々の速度における発熱量を求める方法について検討した。図7に7200rpmからフリーランした時の回転速度の変化を示す。同図では約300sで10000個のデータを採取している。このデータから求めた発熱量を表3に示す。また表3には、表2と表3を通じての発熱量の最大差をあわせて表示した。この最大差が十分小さいので、迅速な評価法として、最高回転速度からフリーランした時のデータから各々の速度における発熱量を求める方法が有効であることが分かる。そこで以後の評価においては、上述の迅速な評価法を採用する。

表3の発熱量と角加速度を図8に示す。ペトロフの式²⁾が示すように、発熱量は回転速度の2乗に比例する実線によく一致しており、角加速度は回転速度に比例している。図8中の△印は表2の各々の定常回転速度における消費電力（ワットメータ

Table 3 Heat quantity generated in thrust and radial bearings (Obtained under free-run from 7200 rpm)

Rotational speed rpm	Heat quantity W		Repeatability in heat quantity W %	Max. diff. between heat in Tables 2 & 3 W %
	W	W		
1000	2.572	2.605	0.033(1.275)	0.033(1.275)
2000	10.38	10.31	0.07(0.677)	0.12(1.161)
3000	23.57	23.63	0.06(0.254)	0.10(0.423)
4000	42.25	42.51	0.26(0.613)	0.30(0.707)
5000	67.0	66.8	0.2(0.299)	0.4(0.598)
6000	97.1	97.3	0.2(0.206)	0.5(0.515)
7000	133.5	133.6	0.1(0.075)	0.5(0.375)

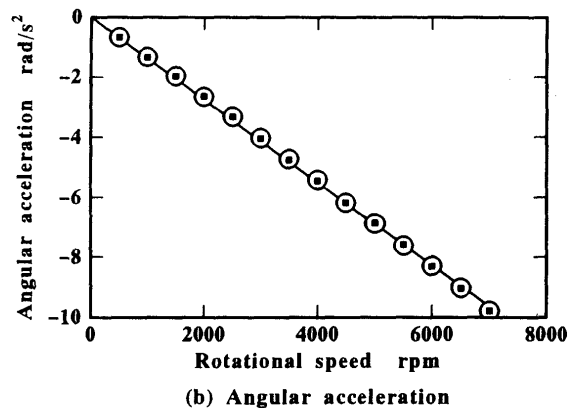
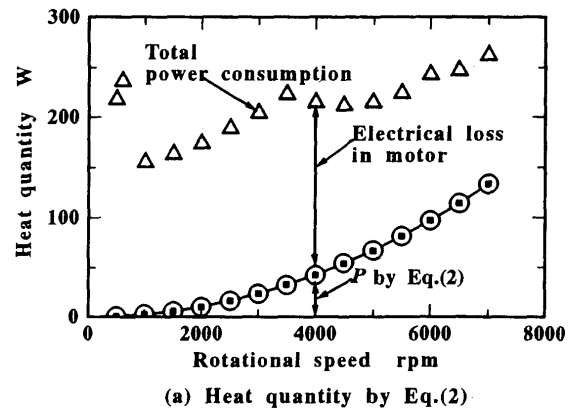


Fig. 8 Result obtained under free-run from 7200rpm
 ■:No.1 experiment, ○:No.2 experiment

で測定した。)である。消費電力(△印)と軸受部の発熱量(○, ■印)との差はモータにおける鉄損および銅損であると考えられる。

つぎに、エアスピンドルの温度上昇が軸受部の発熱量に及ぼす影響を明らかにする。そのため、7200rpm×30分の連続運転ごとにフリーランし評価した。結果を表4に示す。0分時の発熱量に比べ、150分時のそれは約4%増加している。これは主として、軸受部のエアの温度上昇にもとづきエアの粘性率が增大することによるものと推定できる。すなわち、別に行った実験では、エアスピンドルの排気は運転開始時(0分時)の23℃が150分で35.1℃へ温度上昇しているのので、エアの粘性率⁵⁾は18.43 μPasから19.05 μPasへ変化することになる。ペトロフの式によれば、発熱量は粘性率に比例するので、150分時の発熱量は0分時のそれの(19.05/18.43) = 1.0336倍(3.36%増)になると推定できる。他方、表4に示した温度上昇からは、スピンドルロータ(φ75mm, JIS:SUS420J2鋼製)の熱膨張

Table 4 Change in heat generation due to temperature increase of air spindle (Obtained under 7000rpm run and free-run from 7000rpm at every 30 min)

Rotational speed rpm	Heat quantity by Eq. (2) W (Increased percentage %)			
	At 0 min	At 30 min	At 90 min	At 150 min
1000	2.592(0.0)	2.611(0.73)	2.674(3.16)	2.669(2.97)
2000	10.42 (0.0)	10.55 (1.25)	10.94 (4.99)	10.92 (4.80)
3000	23.61 (0.0)	24.15 (2.29)	24.61 (4.24)	24.55 (3.98)
4000	42.67 (0.0)	43.15 (1.12)	44.16 (3.49)	44.33 (3.89)
5000	67.0 (0.0)	68.7 (2.54)	69.6 (3.88)	69.5 (3.73)
6000	97.5 (0.0)	99.5 (2.05)	101.0 (3.59)	101.3 (3.90)
7000	133.8 (0.0)	136.9 (2.32)	138.3 (3.36)	139.2 (4.04)

Position	Temperature increase °C			
	At 0 min	At 30 min	At 90 min	At 150 min
θ_1	0.0 °C	4.5	7.3	8.7
θ_2	0.0	5.0	7.5	8.9

量は $10.3 \times 10^{-6} \times 75 \times 10^3 \times 8.7 = 6.72 \mu\text{m}$ 、ステータ ($\phi 75 \text{ mm}$, JIS:SUS420J2) の熱膨張量は $6.87 \mu\text{m}$ であると考えられるので、7000rpm の場合を例にすれば、クリアランスは $15.2 \mu\text{m}$ から $15.275 \mu\text{m}$ ($= 15.2 + (6.87 - 6.72) / 2$) に増大する。ペトロフの式によれば、発熱量はクリアランスに逆比例するので、150分時の発熱量は0分時のそれの $(15.2/15.275) = 0.9951$ 倍 (0.49%減) になると推定できる。従って、粘性率による増加とクリアランスによる減少を総合して、発熱量は2.87%増加することになる。この値は表4の発熱量の増加率 (4%, 150分時) にほぼ等しい。なお、図5の θ_1 に比べてラジアル軸受部ロータ温度は、周囲を軸受で覆われ外気への放熱がないので、より高温であると考えられる。従って、ラジアル軸受部のロータ熱膨張は上記の推定値 ($6.72 \mu\text{m}$) よりも大きな熱膨張であり、結果として2.87%より大きな発熱量を示すものと推定できる。

さらに、回転に伴うモータの風損とスピンドル端面のボルト穴による風損を評価する。すなわち、図5(c)の場合(モータの亚克力製モデルを取り付けている。ボルト穴をテープで覆っていない。)における発熱量と図5(b)の状態(モータの亚克力製モデルを取り付けていない。ボルト穴をテープで覆っている。)における発熱量との差を風損とする。いずれも2回の測定を行い、その平均発熱量とそれらの差を表5に示す。表5から風損は多くとも軸受における発熱量の2%未満であることが分かる。

供給エアの圧力が0.49, 0.59, 0.69MPaの場合においても評価を行った。その結果、発熱量の差は1%未満で十分小さいことが分かった。

5. 結 論

回転軸系における摩擦トルクおよび発熱量を評価する方法について検討するとともに、その評価法をエアスピンドルに適用して、以下の結論を得た。

(1) 水晶発振器のクロックパルス (2.5MHz) を利用した評価

Table 5 Power loss due to air stirring by motor and bolt holes

(Motor: outer dia. of rotor = $\phi 81.1 \text{ mm}$,
length = 117 mm , clearance = 0.45 mm
Bolt holes: P.C.D. 40 mm , 4 holes $\times \phi 14 \text{ mm}$
 \times depth 8.6 mm)

Rotational speed rpm	Heat quantity W		Power loss due to air stirring W %
	Standard	With air stirring	
1000	2.57	2.59	0.02(0.78)
2000	10.37	10.54	0.17(1.64)
3000	23.81	23.81	0.00(0.00)
4000	42.08	42.86	0.78(1.85)
5000	66.9	67.8	0.9 (1.35)
6000	97.0	98.6	1.6 (1.65)
7000	133.3	135.5	2.2 (1.65)

法を提示し、その精度が十分良いことを確認した。

(2) エアスピンドルの軸受部における摩擦トルク・発熱量を、最高の回転速度からの1回のフリーランにおける測定データから求めることができる。

(3) 運転条件と発熱量の関係について検討し、以下の点を明らかにした。

- ・ロータとステータの熱膨張係数が同一のエアスピンドルにあっては、スピンドルが温度上昇すると軸受部のエアの粘性率が増加するので、摩擦トルク・発熱量がわずかに増加する。本研究のスピンドルでは約4%増加した。
- ・モータならびにスピンドル端面のボルト穴による風損は、本研究の運転条件の範囲内では、合計で2%未満であり、軸受部発熱量に比べて無視できる。
- ・供給エア圧力の摩擦トルク・発熱量への影響は、本研究の条件の範囲内では、軸受部発熱量に比べて十分小さい。

謝 辞

本研究を遂行する上で、エアスピンドルの保守に御協力いただいた(株)不二越参与薄木雅雄氏に感謝致します。また卒研学生として協力された池谷淳君(現)ダイハツ工業(株)・鷺巣直哉君に感謝致します。

参 考 文 献

- 1) 例えば、垣野義昭：工作機械のダイナミクス(9)、機械の研究、30, 10(1978) 1221.
- 2) 例えば、十合晋一：気体軸受、共立出版、(1984) 25.
- 3) 十合晋一：静圧気体軸受に関する研究(第1報)、精密機械、29, 12(1963) 939.
- 4) 例えば、谷口 修：機械計測法、養賢堂、(1964) 411.
- 5) 日本機械学会編：伝熱工学資料(改訂第4版)、日本機械学会、(1986) 354.