超精密工作機械向け高精度液温制御装置の開発*

鈴木 秀幸** 浦野 好市*** 久米 原 宏之†

Development of Highprecision Liquid-Temperature Regulator for Ultraprecision Machine Tool

Hideyuki SUZUKI, Koichi URANO and Hiroyuki KUMEHARA

This paper deals with developing the highprecision liquid-temperature regulator to minimize thermal deformation of ultraprecision machine tool. The liquid-temperature control system was constructed based on theoretical analysis and the prototype of highprecision liquid-temperature regulator was experimentally tested for temperature accuracy under various environmental conditions. The experimental results confirmed that the temperature accuracy was ± 0.0011 to 0.0012°C over a measurement period of 36 hours, during which the room-temperature fluctuated by $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$. Furthermore, when the room-temperature fluctuation was restricted to $\pm 0.04^{\circ}\text{C}$, the temperature accuracy improved to be $\pm 0.00055^{\circ}\text{C}$ for over 36 hours.

Key words: ultraprecision machining, temperature control, liquid-temperature regulator, machine tool

1. 緒 言

工作機械の熱変形を抑制するためには、熱源の強制冷却が不可欠であり、液温制御装置が多用されている。ナノメートルオーダーの熱変形を問題とする超精密工作機械においては、搭載する液温制御装置の性能として、極めて高い温度精度が求められる。例えば、熱変形による寸法誤差を 300mm の長さで 10nm 以下とするには、鋼の線膨張係数が約 $12 \times 10^{-6}^{\circ}\text{C}^{-1}$ であるから、温度精度は $\pm 0.0014^{\circ}\text{C}$ 以内でなければならない。

これまで超精密工作機械向けに、ON・OFF 制御を多段構成した方式¹⁾や ON・OFF 制御に減衰槽を付加した方式²⁾の液温制御装置が開発されている。前者は、 $\pm 0.0055^{\circ}\text{C}$ の高い温度精度を実現可能としているが、150l/min 以上の循環流量を必要としているため、オイルシャワーシステムなど、大流量用途に適応は限定される。後者は 10l/min の流量条件で、1 時間、約 $\pm 0.003^{\circ}\text{C}$ の温度精度の維持が可能であることから、様々な熱源用途に対応可能であり、また、平易な構造から信頼性は高く、現在も多くの超精密工作機械に搭載されている。しかし、ON・OFF 制御では、得られる温度精度が $\pm 0.1 \sim 1.0^{\circ}\text{C}$ 程度と低く、これを高精度化する減衰槽は大型化する。そのため、さらに温度精度を高めることは、減衰槽とともに装置サイズが過大となるため、現実的に困難である。

一方、PID 制御により、冷凍機を変速駆動するインバーター制御では、 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 以内の温度精度を実現可能としていることから、汎用液温制御装置の多くはこの方式を採用している³⁾。そして、この方式は、超精密工作機械向け液温制御装置へも徐々に応用されつつある。しかし、これらは ON・OFF 制御を用いた超精密工作機械向け液温制御装置と比較すると、高精度、小型化は実現されていないのが実際のところである。この要因として、インバーター制御における液温変動が、ON・OFF 制御と異なり、不規則変動を生じるため、その後段に減衰槽や加熱制御手段を付加した場合の理論温度精度の推算法や、これら付加する機器の最

適な設計方法が明確にされていないことが挙げられる。

さらに近年、光学デバイスの超精密加工においては、複雑かつ微細な形状が求められることから、加工に長時間を要する。そのため、超精密工作機械向け液温制御装置には、数十時間オーダで温度精度を維持することが求められている。しかし、既存のものでは、設置環境からの外乱に大きく影響されるため、この要求への対応は困難である。

そこで本論文では、小型で、数十時間以上、 $\pm 0.0014^{\circ}\text{C}$ 以内の温度精度の維持を可能とする、超精密工作機械向け高精度液温制御装置（以下、高精度液温制御装置と略記）の開発を行った。まずは、冷凍機のインバーター制御に減衰槽、加熱制御手段、密閉型減衰槽を付加することで温度制御システムを構築し、理論的解析により、温度精度を推算するための数式モデルを求めるとともに、 $\pm 0.0014^{\circ}\text{C}$ 以内の温度精度を実現するため、各構成機器の最適な設計方法について検討を行った。つぎに、 $\pm 0.0014^{\circ}\text{C}$ 以内の温度精度を数十時間以上維持するため、外乱抑制機能を付加し、本温度制御システムを発展させた。最後に、その温度制御システムを用いて高精度液温制御装置を試作し、実験的に諸性能を確認した。

Fig.1 Liquid-temperature wave form of inverter control

Fig.2 Frequency spectrum of inverter control

* 原稿受付 平成 20 年 5 月 29 日

** 正 会 員 群馬大学大学院 (関東精機 (株))
(群馬県桐生市天神町 1-5-1)

*** 正 会 員 関東精機 (株) (群馬県前橋市大渡町 2-1-10)

† 正 会 員 群馬大学大学院 (群馬県桐生市天神町 1-5-1)

Fig.3 Composition of temperature control system

2. インバーター制御における液温変動

液温制御装置の冷却作用を担う冷凍サイクルにおいて、液温を目標温度とするため、冷凍機のインバーター制御により冷却量を可変したときの液温変動を図1に示す。約10時間の測定に対し、その温度精度は $\pm 0.02^\circ\text{C}$ 程度に推移しているが、液温は不規則変動を生じている。この液温変動における周波数スペクトルを図2に示す。ON・OFF制御で生じる液温変動のように、特定の周波数成分で構成されておらず、すべての周波数成分がほぼ均等に含まれている。

3. 温度制御システムの理論的解析

この章では、まず、高精度液温制御装置の温度制御システムの概略を示す。つぎに、その温度制御システムの理論的解析を行い、理論温度精度を推算するための数式モデルを求める。最後に温度制御システムの各構成機器について、最適な設計方法の検討を行う。

3.1 温度制御システムの概略

温度制御システムの概略を図3に示す。これは、冷凍サイクルで構成された冷却制御ユニットの後段に、減衰槽、電気ヒーターを加熱手段とした加熱制御ユニット、密閉型減衰槽を順次直列に付加した構成となっている。受液槽内の液体はポンプにより圧送され、冷却制御ユニット内で、インバーター制御により、まずは所定の温度まで冷却される。このとき、液体の熱は冷却水へ移動し、排水と共に捨てられる。次に液体は、その後段に接続された減衰槽1、減衰槽2を通過し、減衰槽2からポンプにより、加熱制御ユニットへ圧送される。加熱制御ユニットにより、目標温度に加熱された液体は、密閉型減衰槽を通過して工作機械へと送られる。なお、本温度制御システムは、液温制御の対象が工作機械の複数個所に及ぶ場合、減衰槽2からの回路を増設することで多系統の液温制御が可能となる。

3.2 理論温度精度の数式モデル

インバーター制御における冷却制御ユニット出口の時間 t に対する液温変動 $x_c(t)$ は、すべての周波数成分がほぼ均等に含まれている。そのため、 $x_c(t)$ をホワイトガウスノイズとして近似し、 $x_c(t)$ のフーリエ変換となる $X_c(\omega)$ を、その振幅の平均値 a を用いて、 $X_c(\omega) = a$ とする。 ω は角周波数である。

Fig.4 Heating control unit

$x_c(t)$ の液温変動を生じる液体が、時定数 T_A なる減衰槽に流入すると、 $X_c(\omega)$ の各周波数成分は式(1)に応じた減衰比 $\varepsilon_1(\omega)$ を得る。 V_A は減衰槽の容積、 w は流量である。このとき、減衰槽を十分に断熱すれば、 $T_A \approx V_A / w$ となる²⁾。

$$\varepsilon_1(\omega) = \frac{1}{\sqrt{1 + \omega^2 T_A^2}} \quad (1)$$

よって、減衰槽の出力のフーリエ変換を $X_A(\omega)$ とすると、 $X_A(\omega) = a \cdot \varepsilon_1(\omega)$ として表すことができる。図4に加熱制御ユニットを示す。これは、PIDコントローラとサイリスタを用いて制御用ヒーターの加熱量を可変し、液温を目標温度とするものである。この加熱制御ユニットにおいて、温度検出における無駄時間を零とみなすことができれば、減衰槽の出力 $X_A(\omega)$ の各周波数成分は、式(2)の減衰比 $\varepsilon_2(\omega)$ を得る。 K'_p は比例ゲイン、 P は比例帯幅、 $Q_{H\max}$ は制御用ヒーターの最大加熱量、 T_i は積分時間、 T_d は微分時間となる。 T_H は加熱制御ユニットの時定数で、制御用ヒーターが定常状態に達するまでの時定数 T_E と、制御用ヒーターの温度に対応する温度検出点での液温変化の時定数 T_O との和に近似的に等しい。 W は水当量で、液体密度を ρ 、比熱を c_p とすると $W = w\rho c_p$ となる。

$$\varepsilon_2(\omega) = \frac{1}{\sqrt{(1 + K'_p)^2 + \left\{ \frac{K'_p}{\omega T_i} - \omega(T_H + K'_p T_d) \right\}^2}} \quad (2)$$

$$K'_p = \frac{Q_{H\max}}{WP}$$

よって、加熱制御ユニットの出力のフーリエ変換を $X_H(\omega)$ とすると、 $X_H(\omega) = X_A(\omega) \cdot \varepsilon_2(\omega)$ として表すことができる。

密閉型減衰槽においては、加熱制御ユニットの出力 $X_H(\omega)$ の各周波数成分は減衰槽同様、式(1)より、容積と流量の比に応じた減衰比 $\varepsilon_3(\omega)$ を得る。よって、密閉型減衰槽の出力のフーリエ変換を $X_{AC}(\omega)$ とすると、 $X_{AC}(\omega) = X_H(\omega) \cdot \varepsilon_3(\omega)$ として表すことができる。

以上に示した本温度制御システムの減衰過程を経た、不規則液温変動の理論温度精度を求めるためには、その統計量を求める必要がある。 $X_{AC}(\omega)$ におけるパワースペクトル密度を積分すると、式(3)より、 $X_{AC}(\omega)$ の時間領域の関数 $x_{ac}(t)$ の二乗平均値を求めることができる。

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \{x_{ac}(t)\}^2 dt = \int_0^\infty \{X_{AC}(\omega)\}^2 d\omega \quad (3)$$

$x_{ac}(t)$ の温度精度(相対温度変化)を問題にする場合、 $x_{ac}(t)$ の

平均値を零として考えると、式(3)の平方根は、 $x_{ac}(t)$ の標準偏差 σ_{ac} となる。よって、 $x_{ac}(t)$ の、相対温度変化のほぼ全量を示す $\pm 3\sigma_{ac}$ を本温度制御システムにおける理論温度精度と考えることができる。また、冷却制御ユニット、減衰槽、加熱制御ユニット通過後の理論温度精度 $\pm 3\sigma_c$ 、 $\pm 3\sigma_a$ 、 $\pm 3\sigma_h$ に関しても、同様に求めることができる。そして、これらを離散的に行うことで、本温度制御システムへの適応が可能であると考えられる。

3.3 温度制御システムの最適な設計方法の検討

3.3.1 減衰槽

インバーター制御における液温変動は、すべての周波数成分がほぼ均等に含まれている。減衰槽における液温変動の減衰は、式(1)より、低周波数成分の減衰性能を高めるほど、必要容積 V_d が増加し、装置が大型化する。そして、変動周期 $P_e = 2\pi/\omega$ が数十minを超えるような超低周波数成分（直流的成分）においては、その必要容積から、現実的に減衰は困難となる。つまり、冷却方式がインバーター制御の場合、実現可能な範囲で減衰槽を大型化しても、それほど高精度化は実現できないことになる。よって、この減衰槽においては、装置の小型化を考慮し、減衰効率の高い高周波数成分のみに着目し、最小化する。

3.3.2 加熱制御ユニット

減衰槽での高周波数成分の減衰に対し、ここでは減衰槽での減衰が困難となる、中～超低周波数成分に着目する。

式(2)より、加熱制御ユニットでは、 K'_p 、 T_f を高め、 $T_H = (T_E + T_O)$ を小さくすることにより、中～超低周波数成分が減衰され、インバーター制御で生じるすべての周波数成分の減衰が可能となる。しかし、制御用ヒーターを通過する液体は、ヒーター本体と接触するものが最も加熱され、ヒーターからの距離に応じて温度勾配を生じることとなる。温度検出部において、この温度勾配が均一化されない場合、検出雑音となり、理論減衰量を得ることが困難となる。理論減衰量を得るための、本加熱制御ユニットに求められる均一性は、1万分の1度オーダであり、この実現のため、以下に記す点を考慮し、設計する。

まず、加熱制御時の制御用ヒーターの平均表面温度 θ_H を式(4)に示す。 θ_L は加熱前の液体温度、 α は熱伝達率、 F は制御用ヒーターの表面積、 $Q_H = A Q_{H\max}$ であり、PIDコントローラーからの制御量 A に対する制御用ヒーターの加熱量である。

$$\theta_H = \theta_L + \frac{Q_H}{2W} + \frac{Q_H}{\alpha F} \quad (4)$$

検出雑音となる温度勾配を抑制するためには、 θ_L に対し、 θ_H の温度上昇を小さくする必要があり、 Q_H を小さくし、 W 、 αF を大きくする必要がある。 Q_H を小さくするためには、 A が小さくなるように、加熱量を小さく（冷却制御ユニットにおける目標温度と加熱制御ユニットにおける目標温度の温度差を小さく）する必要がある。前述のごとく、 K'_p を高めて減衰性を高める必要があるが、 W は大きくする必要があり、 $Q_{H\max}$ はワット密度の制約や後述する T_E の問題もあるので、特に P を小さくすることにより、 K'_p を高める必要がある。 αF を大きくする場合、 F を大きくすると、制御用ヒーターは大型化し、熱容量が大きくなる。装置の小型化や、 T_E を小さくすることを考慮すると、 α を大きくすることが望ましい。 α を大きくするためには、制御用ヒーターを通過する液体流路の断面積を小さくし、流速を高めればよ

いことになる。同時にこれは、乱流効果により温度勾配を均一化する効果と、液量（制御用ヒーター内部の液だまり）を削減することになるので、 T_O を小さくする効果を併せ持つことになる。さらに、均一性を高めるため、図4に示すように、液体を拡散混合させたのちに温度検出することとする。

3.3.3 密閉型減衰槽

減衰槽、加熱制御ユニットにより、インバーター制御におけるすべての周波数成分の減衰が可能となる。しかし、加熱制御ユニットで P を小さくすることにより K'_p を高めると、サイクリングを生じる。事前の実験で、このサイクリングの測定を行ったところ、1min程度の周期で生じることが確認された。よって、これを効果的に減衰させるため、密閉型減衰槽の容積は2～3minの時定数を持つものとする。

4. 外乱抑制機能

インバーター制御における液温変動については、その後段に付加する機器を、3章に基づき設計することで、生じるすべての周波数成分の減衰が可能となり、 $\pm 0.0014^\circ\text{C}$ 以内の温度精度を実現できると考える。しかし、温度制御システムの間接流路で、外乱により液温変動を生じた場合、その減衰については、特定の周波数成分のみが減衰されることになる。このような場合、 $\pm 0.0014^\circ\text{C}$ 以内の温度精度を数十時間維持することはできない。よって、本温度制御システムには、積極的な外乱抑制機能を設けることとする。具体的には、(I)ポンプ発熱を一定とし、ポンプ通過時の液温の乱れを抑制するため、ポンプへの供給電源を定電圧($200 \pm 0.1\text{V}$)、定周波数($50 \pm 0.01\text{Hz}$)とする。さらに、減衰槽による温度精度の高精度化により、液体の粘性、密度を一定とし、これをポンプが吸入する機器配置としている。同時に、これらは加熱制御ユニットにおける水当量 W を一定とする効果を併せ持つ。(II)加熱制御ユニットにおける制御用ヒーターの発熱変動を抑制するため、この供給電圧を定電圧($200 \pm 0.1\text{V}$)とする。さらに、その電圧変動を検知し、加熱制御ユニットでの制御量 A に、その変動に応じた補正を加える。(III)加熱制御ユニットにおける水当量 W の変動を抑制するため、減衰槽内での流速を減少させて、液中の混入気泡を除去する。同時に、これはポンプ発熱を一定とする効果を併せ持つ。

5. 高精度液温制御装置の設計

3章に基づく温度制御システムに、4章で示した外乱抑制機能を付加し、図5に示す液温制御回路を2回路有する高精度液温制御装置を設計した。回路Aは油静圧案内の作動油、回路Bはスピンドルの冷却油の液温制御を想定し、仕様を決定した。高精度液温制御装置の冷却制御ユニットの最大冷却能力は、約8000Wとし、この出口の液温変動は、図1と同等性能が得られるように、また、その性能は熱負荷率（熱負荷/最大冷却能力）に依存しないよう設計した。そのため、図2より周波数スペクトルの振幅の平均値を求め、 $a = 0.00023^\circ\text{C}$ とした。両液温制御回路共に、 $a = 0.00023^\circ\text{C}$ となる周波数成分が温度制御システムの減衰過程を経て、最終的に理論温度精度 $\pm 3\sigma_{ac}$ が $\pm 0.00035^\circ\text{C}$ となるように、各構成機器を設計した。その際に、使用液はISO VG32相当油を用いることとし、約 20°C での物性値を代入し、また、 T_H は実験

Fig.5 Highprecision liquid-temperature regulator

Fig.6 Experimental equipment

6.2 實驗環境

実験環境は超精密加工における加工条件と、その環境下を想定し、決定した。レンズ金型の加工のように、発熱変動が少ない一定条件のもと加工が行われるとし、工作機械の発熱源を想定した熱負荷用ヒーターの発熱量は、回路 A、B ともに $1000 \pm 100\text{W}$ とした。（熱負荷用ヒーターへの供給電源は安定化していないため、不規則に $200 \pm 10\text{V}$ ほどの変動を生じ、この変動により、最大で $\pm 100\text{W}$ ほどの発熱変動を生じることとなる。）また、回路 A は 3.2MPa 、回路 B は 0.8MPa で油を供給しているため、圧力が開放されたときに、それぞれ約 850W 、約 120W の発熱を生じる。これらを加算した、約 $3000 \pm 200\text{W}$ の熱負荷が高精度液温制御装置に生じることとなる。

室温変動は、加工誤差の要因となることが周知の事実であり、超精密加工を行う環境下では $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 程度に抑制されていることから本実験も同様とした。高精度液温制御装置への供給電源に関しては、超精密加工を行う環境下でもあまり管理されていない事から、一般工場で生じる $200 \pm 10\text{V}$ 、 $50 \pm 0.06\text{Hz}$ 程度の不規則変動と同等とした。(前述のごとく、外乱抑制機能により、この供給電源の変動は、高精度液温制御装置内部で安定化される)高精度液温制御装置へ供給する冷却水の温度変動に関しても同様に、一般工場のクーリングタワーや設備されている汎用レベルの液温制御装置の使用を想定し、その温度精度は $\pm 1^{\circ}\text{C}$ とした。なお、 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ の冷却水は空冷式の液温制御装置より供給される。

6.3 温度測定器

温度精度確認のための測定器は、時定数約 5s、0.0001℃の分解能と安定性をもつ水晶温度計を用いることとした。

6.4 実験結果と考察

図 7 に、温度測定位置①～⑦における測定結果を示す。②冷却制御ユニット出口油温の変動は、減衰槽 1 および減衰槽 2 により減衰し、③減衰槽 2 油温の変動と、④ポンプ出口油温（回路 A）の変動はほぼ同量、かつ波形は同調し、ポンプ前後で油温の乱れは生じていない。これは外乱抑制機能の効果である。⑤加熱制御ユニット出口油温（回路 A）は目標温度となり、油温変動は減衰している。さらに、密閉型減衰槽により、⑥高精度液温制御装置出口油温（回路 A）は減衰している。回路 B においてもほぼ同様な結果が得られることが確認された。

図8に、温度制御システムの各構成機器通過後の油温変動における理論周波数スペクトル、図9に、同箇所における実測周波数

Table 1 Design value

Symbol	Value	Symbol	Value	
			Line A	Line B
a °C	0.00023	P	4.5	7.5
V_{A1} l	45	K'_p °C	0.511	0.818
V_{A2} l	40	T_l s	5	8
ρ kg/m^3	860	T_D s	4	5
c_p $J/kg \cdot ^\circ C$	1895	T_H s	25	38
w_1 l/min	25	$Q_{H,max}$ W	1000	1500
—	—	w_2 l/min	16	9
—	—	w_3 l/min	15	6
—	—	V_{AC} l	35	15

的に求めた値を代入した。これらをまとめた高精度液温制御装置の設計値を表 1 に示す。 V_{41} , V_{42} , w_1 , w_2 , w_3 , V_{4C} はそれぞれ減衰槽 1 の容積, 減衰槽 2 の容積, 減衰槽 2 を通過する流量, 加熱制御ユニットを通過する流量, 密閉型減衰槽を通過する流量, 密閉型減衰槽の容積である。

6. 実験

6.1 実験目的と実験装置

図5に示す高精度液温制御装置の温度精度の測定を行なった。実験装置を図6に示す。これは、高精度液温制御装置を用いてISO VG32相当油を目標温度とし、工作機械の発熱源として想定した熱負荷用ヒーターへ送り、加熱し、再び高精度液温制御装置へ回収する循環回路である。この実験装置を用いて、図5, 6に示す、温度測定位置の①～⑦となる、「①室温、②冷却制御ユニット出口油温、③減衰槽2油温、④ポンプ出口油温（回路A）、⑤加熱制御ユニット出口油温（回路A）、⑥高精度液温制御装置（密閉型減衰槽）出口油温（回路A）、⑦高精度液温制御装置（密閉型減衰槽）出口油温（回路B）」の同時測定を行った。冷却制御ユニット、回路A, Bの加熱制御ユニットの目標温度は、それぞれPIDコントローラーの表示で19.85℃、21.55℃、23.05℃とした。

スペクトル (回路 A) を示す。そして、表 2 に図 7~9 よりまとめた、温度測定位置②、③、⑤、⑥における、理論温度精度 $\pm a_T$ ($\pm 3\sigma_c, \pm 3\sigma_a, \pm 3\sigma_h, \pm 3\sigma_{ac}$) と、約 36 時間の測定における各部の実測温度精度 $\pm a_{M1}$ を示す。図 8 と図 9 は、超低周波成分において大きく差異を生じている。これにより、 $\pm a_T$ と $\pm a_{M1}$ は差異を生じ、特に、⑥高精度液温制御装置出口油温 (回路 A) に関しては、 $\pm 3\sigma_{ac} = \pm 0.00035^\circ\text{C}$ に対し、その 3 倍ほどの値となる $\pm 0.0011^\circ\text{C}$ の油温変動を生じている。回路 B においても同様な傾向が確認された。理論的に、加熱制御ユニット以前に生じる超低周波数成分は零になることから、これは、加熱制御ユニット以降に発生していると考えられ、図 7 より、⑤加熱制御ユニット出口油温 (回路 A)、⑥高精度液温制御装置出口油温 (回路 A)、⑦

高精度液温制御装置出口油温 (回路 B) は、①室温に同調し、また、図 9 に示す実測周波数スペクトルの超低周波数成分に

Table 2 Measurement and theory value

Detecting point	Temperature accuracy		
	Measurement $\pm a_{M1}^\circ\text{C}$	Measurement $\pm a_{M2}^\circ\text{C}$	Theory value $\pm a_T^\circ\text{C}$
①	± 0.1175	± 0.0420	—
②	± 0.0226	± 0.0275	$\pm 3\sigma_c = \pm 0.022$
③	± 0.0060	± 0.0070	$\pm 3\sigma_a = \pm 0.0085$
④	± 0.0056	(± 0.0060)	—
⑤	± 0.0012	± 0.0009	$\pm 3\sigma_h = \pm 0.00077$
⑥	± 0.0011	± 0.00055	$\pm 3\sigma_{ac} = \pm 0.00035$
⑦	(± 0.0012)	(± 0.00065)	(± 0.00035)

においては、⑤加熱制御ユニット出口 (回路 A) の最大振幅 (約 0.00018°C) よりも、⑥高精度液温制御装置出口 (回路 A) の最大振幅 (約 0.00024°C) の方が大きな値を示していることから、 $\pm a_T$ と $\pm a_{M1}$ との差異、つまり、超低周波数成分の主要因は、室温変動に伴う油への侵入熱の変動と考えられる。

6.5 室温と温度精度

室温変動により、 $\pm a_T$ と $\pm a_{M1}$ に差異を生じていると考えられるため、室温精度を高めて高精度液温制御装置の温度精度の測定を行った。室温精度以外の実験環境は、6.2 節と同様とした。

図 10 に、温度測定位置①、②、③、⑤、⑥における測定結果を示す。また、この測定結果をまとめた、約 36 時間における各部の実測温度精度 $\pm a_{M2}$ を表 2 に示す。室温精度を $\pm 0.0420^\circ\text{C}$ まで高めたことにより、各部の温度精度は高まり、⑥高精度液温制御装置出口油温 (回路 A) の温度精度においては $\pm 0.00055^\circ\text{C}$ まで向上している。この室温精度を高めた状態でも室温に同調した油温変動が確認できるが、 $\pm a_{M2}$

は、 $\pm a_T$ とよく一致する。図 11 に、温度制御システムの各構成機器通過後の油温変動における実測周波数スペクトルを示す。室温変動が抑制された事により、⑤加熱制御ユニット出口 (回路 A)、ならびに⑥高精度液温制御装置出口 (回路 A) における超低周波数成分の最大振幅はそれぞれ約 0.00011°C 、約 0.00007°C まで減少し、同様に、

Fig.7 Room-temperature and oil-temperature

Fig.8 Theory frequency spectrum

Fig.9 Measurement frequency spectrum

Fig.11 Measurement frequency spectrum

Fig.10 Room-temperature and oil-temperature

図8に示す理論周波数スペクトルと一致する傾向にある。さらに室温精度を高めることにより、これらはより整合すると予想できる。

また、⑤加熱制御ユニット出口油温（回路 A）には、室温変動とは無相関となる比較的周期の長い油温変動も確認できる。この変動の要因としては、周辺機器からの輻射熱や PID コントローラーの温度ドリフトなどが考えられ、さらに理論温度精度との整合性を高めるためには、これらに着目する必要がある。

この実験結果より、本論文で求めた数式モデルにより、高精度液温制御装置の温度制御システムの理論温度精度が推算可能であることが確認された。同時に、この理論との整合から、本設計方法の妥当性と外乱抑制機能の有効性が確認された。また、開発した高精度液温制御装置においては、約 36 時間の測定において $\pm 0.00055^{\circ}\text{C}$ の温度精度の維持が可能であることが確認された。その際には、室温精度を $\pm 0.04^{\circ}\text{C}$ 以内とする。もしくは、室温精度が $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 程度の場合は、温度制御システムに、油への侵入熱を積極的に抑制する外乱抑制機能を付加する必要があることが確認された。

7. 従来の超精密工作機械向け液温制御装置との比較

ON・OFF 制御に減衰槽を付加した、従来の超精密工作機械向

け液温制御装置で、 $\pm 0.00055^{\circ}\text{C}$ 以内の温度精度を得る場合、本装置と同様に、減衰槽を通過する流量 w_2 を 25l/min とし、冷凍機の ON・OFF 制御における実用範囲での限界は、寿命の観点から ON・OFF 周期 3min 、このときの温度精度は $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ と考えられるため、これらの条件を(1)式に代入すると、減衰槽の理論必要容積は約 2170l となり、これに受液槽（冷却槽）を加えた油槽の容積が必要不可欠となる。また、 2170l の油の温度を 1 万分の 1 度オーダで均一化する必要がある。そのため、現実的には困難であると思われる。これに対し、本装置の減衰槽の容積は 85l で、受液槽の容積 45l 、回路 A, B の密閉型減衰槽のそれぞれの容積 35l , 15l を加えても、油槽の総容積は 180l である。減衰槽の必要容積を大幅に削減することで、従来の装置と比較し、小型化を実現している。加えて、36 時間以上、 $\pm 0.00055^{\circ}\text{C}$ 以内の温度精度の維持が可能であり、高精度化を実現している。

8. 結 言

本論文では、超精密工作機械向け高精度液温制御装置の開発を行い、以下の結論を得た。

- (1) 冷凍機のインバーター制御を冷却方式とした冷却制御ユニットに、減衰槽、電気ヒーターを加熱手段とした加熱制御ユニット、密閉型減衰槽を直列に付加し、これに温度精度を長時間維持するための外乱抑制機能を加えた高精度液温制御装置の温度制御システムを構築した。
- (2) 高精度液温制御装置の温度制御システムの理論温度精度を推算するための数式モデルを求め、実測値とよく一致することを確認した。
- (3) 温度制御システムの各構成機器における、本設計方法の妥当性と外乱抑制機能の有効性を示した。
- (4) 超精密工作機械の様々な熱源用途に対応可能とする、小型の高精度液温制御装置を開発した。
- (5) 開発した高精度液温制御装置の温度精度は、室温変動が約 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ の環境下では、約 36 時間の測定に対し、 $\pm 0.0011 \sim 0.0012^{\circ}\text{C}$ であった。
- (6) 開発した高精度液温制御装置の温度精度は、室温変動が約 $\pm 0.04^{\circ}\text{C}$ の環境下では、約 36 時間の測定に対し、 $\pm 0.00055^{\circ}\text{C}$ まで高められることを確認した。

また、複雑、微細形状の光学デバイスを短時間で加工するため、超精密工作機械にも高速化が求められている。この高速化に伴い、発熱量とともに、その変動が増大している。発熱変動の大きい条件下で、1 万分の 1 度オーダの温度精度を実現するためには、温度制御システムの高速化が不可欠であり、今後は、高精度液温制御装置の高速加工への適応について検討を進める所存である。

謝 辞

本研究の遂行にご協力頂いた富士フィルム（株）木村晋太郎氏に感謝致します。

参 考 文 献

- 1) Bryan, J.B., Donalson, R.R. and McClure, E.R. : A Practical Solution to the Thermal Stability Problem in Machine Tool, SME paper, MR72-138(1972).
- 2) 千輝淳二, 鈴木英史, 垣野義昭: 工作機械の温度制御に関する研究 (第 3 報), 減衰槽を用いた超精密油温制御, 精密機械, 51, 7 (1985) 1370.
- 3) <http://www.kantoseiki.co.jp/>
- 4) 日本機械学会: 機械工学便覧 $\alpha 2$ 機械力学, 丸善株式会社, (2004) 88.