博士論文

CNC 工作機械における最適な熱変形抑制方法に関する研究

平成 26 年 3 月

梅津 恭輔

岡山大学大学院
自然科学研究科

CNC 工作機械における最適な熱変形抑制方法に関する研究

目　次

序　論 1

第 I 編　CNC 工作機械の送り駆動系における稼働発熱に対する
繰返し位置決め精度安定化に関する研究

第 1 章　緒　論 5

第 2 章　ボールねじ摩擦発熱現象の確認 7
2.1　測定の目的と方法 7
2.2　ボールねじ摩擦発熱現象の測定結果 11
2.2.1　X 軸ボールねじの摩擦発熱過程の観察 11
2.2.2　Y 軸ボールねじの摩擦発熱過程の観察 15
2.2.3　Z 軸ボールねじの摩擦発熱過程の観察 19
2.3　まとめ 23

第 3 章　ボールねじ熱膨張量の簡易的な補償方法 24
3.1　CNC 装置内部パラメータを利用したボールねじ熱膨張量の補正方法 24
3.2　補正効果の確認方法と手順 25
3.3　ボールねじ熱膨張量の推定方法および補正方法 28
3.4　ボールねじ熱膨張量と温度上昇量の測定 32
3.4.1　レーザ測長器によるボールねじ熱膨張量の測定 32
3.4.2　X 軸ボールねじの熱膨張挙動 33
3.4.3　Y 軸ボールねじの熱膨張挙動 34
3.4.4　Z 軸ボールねじの熱膨張挙動 35
3.4.5　ボールねじ温度上昇量および熱膨張量と平均速度との関係 36
3.5　簡易的ソフト補正による繰返し位置決め精度向上効果 39
3.6　まとめ 43

第 4 章　ボールねじの熱膨張量推定を目的とした摩擦発熱メカニズム
の解明および定量化 44
4.1　ボールねじ熱膨張量予測の目的と意義 44
4.2　サーボモータ負荷電流値によるボールねじナット部の摩擦トルク推定 46
4.2.1　ボールねじナット部摩擦トルクの抽出方法 46
4.2.2　サポートベアリングの発熱による影響 49

4.2.3　ボールねじ駆動システムにおけるトルク構成要素の分類および定義 53
4.2.4　ボールねじナット部摩擦トルクを構成する要素の検証 56
4.2.5　ボールねじ軸の回転速度変化および温度変化による影響 57
4.3　ボールねじ温度上昇量測定結果から逆算することによる摩擦発熱量の推定 64
4.3.1　ねじ軸熱膨張量の測定方法とねじ軸温度上昇量への換算結果 64
4.3.2　ボールねじ温度上昇過程におけるねじ軸への入熱量と放熱量 67
4.3.3　ボールねじナット部発熱量のねじ軸への流入割合の評価 71
4.3.4　稼働条件による影響についてのシミュレーション 73
4.4　まとめ 76

第 5 章　結　論 77

第Ⅱ編　CNC 工作機械における稼働発熱に起因する姿勢精度誤差の抑制方法に関する研究
第 1 章　緒　言 79

第 2 章　使用設備の熱変形特性と評価方法 81
2.1　使用するマシニングセンタの特徴と熱変形評価方法 81
2.2　主軸微小傾斜量の測定方法と実験条件 82

第 3 章　主軸微小傾斜挙動の測定結果および考察 85
3.1　環境温度変化による機械主要構造物の温度変化状態 85
3.2　コラムユニット稼働による内部発熱の影響 89
3.3　クロススライドユニット稼働による内部発熱の影響 92
3.4　主軸微小傾斜変形の主要因を検証 96

第 4 章　結　言 98

総　括 99

謝　辞 101

序 論

量産加工用の自動化された CNC 工作機械においては，長時間にわたり安定した加工精度を維持することが要求される．また同時に，さらなる高能率化・省力化のために，機械の高速化も要求されており，高精度かつ高能率な機械および加工技術が求められている．工作機械における加工精度劣化の主要因は，機械の熱変形によるものであり，従来から様々な研究が実施され多くの成果が達成されてきている [1)~26)]．その中で，機械の高速化の進歩および近年の省エネ志向によって，低コストかつ効果的な熱変形対策の必要性が大きくクローズアップされている．

機械熱変形の発生原因は，機械稼働時の摩擦やモータ等による発熱（内部熱源）による影響，周辺環境温度変化（外部熱源）による影響，工具－工作物間の切削熱および切りくずや切削液等の加工による発熱の影響の3つに大別できる．この中で，繰返し位置決め精度に最も大きく関与している熱的要因は，機械稼働時に発生する送り駆動系（サーボモータ・ボールねじ・軸受など）の発熱であると考えてよい．そこで，本論文では，工作機械の送り駆動系の稼働による発熱に着目し，稼働状態によって複雑に現れてくる様々な熱変形現象についての研究を実施し，その成果をまとめている．

本論文は，第Ⅰ編「CNC 工作機械の送り駆動系における稼働発熱に対する繰返し位置決め精度安定化に関する研究」と第Ⅱ編「CNC 工作機械における稼働発熱に起因する姿勢精度誤差の抑制方法に関する研究」から構成されており，以下に，各研究の内容を述べる．

第Ⅰ編においては，工作機械の送り駆動系に最も一般的に採用されているボールねじについて着目し，その摩擦発熱現象によるねじ軸の熱膨張量 [27)~30)]によって引き起こされる加工精度劣化への対応について述べる．具体的には，送り軸駆動摩擦発熱によるねじ軸部の温度上昇を正確に予測し，CNC 装置内において予測温度上昇値から位置ずれ量を算出し，位置決め指令において補正量を入力することでずれ量をキャンセルすることによって，加工精度の低下をソフト的に補償する手法の効果 [31)~34)]について示している．高い補償精度を維持するためには，温度上昇量を正確に把握することが最重要課題となる．そのために，ボールねじの摩擦発熱現象を様々な稼働条件下において発生させながら，温度変化・熱膨張量変化・サーボモータの負荷電流値変化などの測定を進め，最終的に摩擦発熱トルクの推定やねじ軸表面の平均熱伝達率などを明らかにすることによって，ボールねじナット部における複雑な発熱メカニズムの解明を試みている．その結果，早送り速度や加減速時定数などの機械仕様や，加工プログラムなどの稼働条件に対応して，高精度にねじ軸の温度上昇を予測可能な演算式を確立することができた．このことは，機械設計段階における機械熱変形対策の検討に対して非常に有益なことである．

第Ⅱ編においては，送り駆動部の摩擦発熱が緩やかに機械主要構造物へと熱伝導することにより発生する，直角度や真直度などの機械姿勢精度悪化に対する対応策についての検討内容を報告す

る. 第 I 編において, 送り軸稼働による摩擦発熱によって引き起こされるボールねじの熱膨張による影響について, その対処方法について述べているが, この方法では送り軸と並進方向に発生する熱変形成分に対しては充分な効果を発揮することができるが, 主要構造物の曲がりやねじれに起因する機械の姿勢変形までは精度補償することができない. したがって, さらなる精度向上を目指すためには機械姿勢変形に対するアプローチが必要となる. 機械姿勢精度悪化の原因は, 構造物内部に流入した熱量によって内部温度バランスが複雑に変化し, 緩やかに温度差の拡大が進行することである. したがって, 主要構造物における熱変形と密接に関連する温度変化箇所を特定することは, 低コストかつ効果的な熱変形対策を検討する上で非常に重要となる [35)~38)]. そこで, 第Ⅱ編では機械姿勢変形の悪化として現れやすい主軸全体の微小傾斜量について着目し, 主要構造物の温度変化との関連性を明らかにすることを試みた. 結果として, 機械主要構成要素の中において機械姿勢変形と密接に関連しながら温度変化する箇所を特定することができた. それにより, 低コストかつ効果的な機械熱変形抑制対策を検討することが可能となる.

《参考文献》

1) 千揮淳二, 久保田一隆, 垣野義昭:工作機械の温度制御に関する研究(第 1 報)(ジャケット冷却の場合の温度制御回路定数の測定法), 精密機械 49 巻 4 号 502

2) 千揮淳二, 鮒沢恭一, 鈴木英史, 垣野義昭:工作機械の温度制御に関する研究(第 2 報)(直冷乾式直接制御方式による主軸頭の温度制御), 精密機械 50 巻 6 号 957

3) 千揮淳二, 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), JSPE-51-07'85-07-1370.

4) 千揮淳二, 垣野義昭:工作機械の温度制御に関する研究(第4報)(旋盤とマシニングセンタの熱的特性に応じた温度制御法の選定), JSPE-53-04'87-04-625.

5) 千揮淳二, 垣野義昭:工作機械の温度制御に関する研究(第 5 報)(主軸頭内の熱流分布), JSPE-55-08'89-08-1397.

6) 千揮淳二, 垣野義昭:工作機械の温度制御に関する研究(第 6 報)(温度制御の目標値決定法), JSPE-56-07'90-07-1317.

7) 奥島啓弐, 垣野義昭, 沢井浩次, 菊池敏彦:工作機械の熱変形に関する研究(第1報)(コラムの定常熱変形), 精密機械 38 巻 3 号 283.

8) 奥島啓弐, 垣野義昭, 菊池敏彦:工作機械の熱変形に関する研究(第 2 報)(内部熱源による非定常熱変形), 精密機械 38 巻 7 号 565.

9) 奥島啓弐, 垣野義昭, 菊池敏彦:工作機械の熱変形に関する研究(第3報)(液体の循環が熱変形に与える影響), 精密機械 39 巻 2 号 230.

10) 垣野義昭, 奥島啓弐:工作機械の熱変形に関する研究(第4報)(外部熱源による影響), 精密機械 40 巻 12 号 1105.
11) 社本英二, 樋野励, 冨江竜哉, 松原陽介, 森脇俊道:CNC 装置の内部情報を利用した工作機械の熱変形推定, 日本機械学会論文集(C 編)69 巻 686 号(2003-10)2775.
12) 松尾光恭, 安井武司, 稲村豊四郎:マシニングセンタの温度分布測定による熱変位補正(第 1 報)(温度-熱変位数学モデルの同定), JSPE-57-03'91-03-550.
13) 松尾光恭, 安井武司, 稲村豊四郎:タッチセンサと数学モデルを利用したマシニングセンタの熱変形の測定と分解, JSPE-55-09'89-09-1681.
14) 田辺郁男, 堤正臣, 高田孝次:レジンコンクリート構造工作機械の熱変形(第 1 報, コンクリートと鋼からなる複合構造体の熱的挙動), 日本機械学会論文集(C 編)53 巻 485 号(昭 62-1)249.
15) 田辺郁男, 高田孝次:レジンコンクリート構造工作機械の熱変形(第 2 報, 室温変動に対するコンクリートベッドの熱的挙動), 日本機械学会論文集(C 編)58 巻 549 号(1992-5)1655.
16) 竹内芳美, 大久保信行, 佐田登志夫:温度分布測定による工作機械構造の実時間熱変形制御, 精密機械 42 巻 11 号 1043
17) 佐田登志夫, 竹内芳美, 平元一之, 佐藤真, 鈴木博一:計算機補正による数値制御工作機械の加工精度の向上(第 1 報)(幾何誤差補正), 精密機械 45 巻 11 号 1286
18) 堀三計, 西脇信彦, 石冨克也:工作機械の熱変形量推定に関する研究, 日本機械学会論文集(C 編)63 巻 608 号(1997-4)1391.
19) 竹内芳美, 佐田登志夫, 佐藤真, 鈴木博一:計算機補正による数値制御工作機械の加工精度の向上(第 2 報)(環境温度変化に対する誤差補正), 精密機械 46 巻 12 号 1532
20) 堀三計, 西脇信彦:基本特性データによる工作機械構造の熱変形量推定, 日本機械学会論文集(C 編)64 巻 621 号(1998-5)1836.
21) 堀三計, 西脇信彦:工作機械の熱変形抑制, 日本機械学会誌 1994 年 10 月, Jour.JSME, Vol.97, No.911, 854.
22) 西脇信彦, 堀三計, 堤正臣, 国枝正典:工作機械の設置環境とコラムの熱変形挙動, 日本機械学会論文集(C 編)53 巻 495 号(昭 62-11)2408.
23) 幸田盛堂, 奥田長三, 村田悌二:レーザ光の反射光点変位検出による工作機械コラムの熱変位制御, JSPE-55-09'89-09-1706.
24) 片山剛之丞, 水落健治, 井上敏英, 寺谷忠郎:圧電素子による工作機械の熱変形補正に関する研究(温度勾配による相対変位の予測), JSPE-56-04'90-04-673.
25) 片山剛之丞, 水落健治, 井上敏英, 寺谷忠郎:圧電素子による工作機械の熱変形補正に関する研究(第 2 報)(補正係数について), JSPE-57-10'91-10-1780.

26) 是田規之, 渡部健, 橋本律男, 水田桂司:熱平衡壁板を利用した室温変動による工作機械の熱変位抑制に関する研究, 精密工学会誌 Vol.60, No.6, 1994 853.

27) 大塚二郎, 深田茂生, 小渕信夫:ボールねじの熱膨張に関する研究(低圧予圧の場合), 精密機械 50 巻 4 号 646

28) 小渕信夫, 大塚二郎, 星野高志:ボールねじの熱膨張に関する研究(差分法による温度分布計算), JSPE-53-12'87-12-1899.

29) 小渕信夫, 大塚二郎:ボールねじの放熱特性に関する研究(第 1 報, 外周強制冷却効果の評価実験), 日本機械学会論文集(C 編)52 巻 477 号(昭 61-5)1660.

30) 小渕信夫, 大塚二郎:ボールねじの摩擦トルクに関する研究(ダブルナット方式の特性), JSPE-52-03'86-03-528.

31) 垣野義昭, 森一晃, 夏書強, 木本康雄, 森山浩光, 東本暁美:NC 工作機械におけるボールねじの熱変位補正, JSPE-54-09'88-09-1753.

32) 幸田盛堂, 村田悌二, 上田完次, 杉田忠彰:マシニングセンタにおけるボールねじ熱膨張誤差の自動補正, 日本機械学会論文集(C 編)56 巻 521 号(1990-1)154.

33) 松尾光恭, 安井武司, 稲村豊四郎:マシニングセンタの温度分布測定による熱変位補正(第 2 報)(NC 制御装置のピッチ誤差補正機能等を利用した自動補正), JSPE-57-06'91-06-1066.

34) 小坂貴史, 横山和宏, 斉藤航司, 鈴木孝昌:ボールねじ熱膨張量の推定精度向上, 精密工学会誌 Vol.71, No.12, 2005 1525.

35) 森脇俊道, 社本英二, 河野昌弘:ニューラルネットワークによる工作機械の熱変形予測(機械表面温度の時間履歴を考慮することによる予測精度の向上), 日本機械学会論文集(C 編)61 巻 584 号(1995-4)1691.

36) 森脇俊道, 趙成和:ニューラルネットワークによるマシニングセンタの熱変形予測, 日本機械学会論文集(C 編)58 巻 550 号(1992-6)1932.

37) 光石衛, 奥村努, 杉田直彦, 長尾高明, 畑村洋太郎:ニューラル・ネットワークと遺伝的アルゴリズムとを用いた高精密マシニングセンタの開発, 日本機械学会論文集(C 編)61 巻 591 号(1995-11)4517.

38) 堤正臣, 西脇信彦, 陳亮, 廣田康宏:CNC 工作機械の位置決め精度に関する研究(ニューラルネットワークを利用した熱影響の予測), 日本機械学会論文集(C 編)62 巻 599 号(1996-7)1784.

第Ⅰ編　CNC 工作機械の送り駆動系における稼働発熱に対する繰返し位置決め精度安定化に関する研究

第１章　緒　論

CNC 工作機械において最も多く採用されている送り駆動方法は予圧ボールねじ駆動方式である．この方式においては，機械稼動が進行するにつれて摩擦発熱が徐々に蓄積され，その結果として，ねじ軸の膨張が引き起こされることが知られている [1-1)~1-4)]．そのボールねじの熱膨張は，工作機械の繰返し位置決め精度劣化の主要因のひとつであり，長時間連続運転において加工精度安定化の大きな妨げとなってしまう．さらに，近年においては，機械の高速化によりボールねじの摩擦発熱による影響はますます顕著になっており，その対策の重要性は高くなっている．ボールねじの熱膨張に対する従来の対策方法としては，光学式・磁気式のリニアスケールの使用により，しゅう動体の直線運動位置を直接検出しフィードバックするクローズドループ制御方式の採用，冷却油により強制的に熱膨張を抑制するために，ねじ軸の軸芯を中空構造として冷却油を循環させること，熱膨張を見越して予めねじ軸に対して所定の予張量を与える固定方法の採用などが挙げられるが，それらの対策は，設計上注意が必要で構造が複雑化すること，またスケールは高価であること，冷却装置を追加必要であることなど，イニシャルコスト・ランニングコストの観点から不利であることは明らかである．そのため，低コストで効果的な対策が求められており，CNC 装置の内部パラメータを利用して，位置決め指令時において，予測もしくは実測されたねじ軸の熱膨張量を補正量として与えることによりキャンセルするという，ソフト的な熱変位補償方法の有効性が報告されている [1-5)~1-8)]．

以上より，本研究では，CNC 工作機械におけるボールねじ熱膨張によって引き起こされる繰返し位置決め精度劣化に対しての，低コストかつ効果的な対策方法を確立することを目的として，実験を遂行している．本編では，第2章において，ボールねじ発熱現象を詳細に把握するために，サーモグラフィなどを使用した連続測定結果を示す．第3章においては，ボールねじ熱膨張の簡易的補償方法の効果について確認している．さらに，第4章においては，ボールねじ熱膨張量の予測精度向上を目定として，送り稼働時の摩擦発熱とねじ軸の温度上昇との関係の解明および定量化を試みており，最終的にボールねじ温度上昇の予測演算基本式を確立することができた．

《参考文献》

1-1) 大塚二郎, 深田茂生, 小渕信夫:ボールねじの熱膨張に関する研究(低圧予圧の場合), 精密機械 50 巻 4 号 646

1-2) 小渕信夫, 大塚二郎, 星野高志:ボールねじの熱膨張に関する研究(差分法による温度分布計算), JSPE-53-12'87-12-1899.

1-3) 小渕信夫, 大塚二郎:ボールねじの放熱特性に関する研究(第 1 報, 外周強制冷却効果の評価実験), 日本機械学会論文集(C 編)52 巻 477 号(昭 61-5)1660.

1-4) 小渕信夫, 大塚二郎:ボールねじの摩擦トルクに関する研究(ダブルナット方式の特性), JSPE-52-03'86-03-528.

1-5) 垣野義昭, 森一晃, 夏書強, 木本康雄, 森山浩光, 東本暁美:NC 工作機械におけるボールねじの熱変位補正, JSPE-54-09'88-09-1753.

1-6) 幸田盛堂, 村田悌二, 上田完次, 杉田忠彰:マシニングセンタにおけるボールねじ熱膨張誤差の自動補正, 日本機械学会論文集(C 編)56 巻 521 号(1990-1)154.

1-7) 松尾光恭, 安井武司, 稲村豊四郎:マシニングセンタの温度分布測定による熱変位補正(第 2 報)(NC 制御装置のピッチ誤差補正機能等を利用した自動補正), JSPE-57-06'91-06-1066.

1-8) 小坂貴史, 横山和宏, 斉藤航司, 鈴木孝昌:ボールねじ熱膨張量の推定精度向上, 精密工学会誌 Vol.71, No.12, 2005 1525.

第２章　ボールねじ摩擦発熱現象の確認

２．１　測定の目的と方法

ボールねじ熱膨張量を評価するにあたって，まず始めにその発熱現象をおおまかに把握しておくことが重要となる．予圧ボールねじ駆動方式において，最も摩擦発熱が発生するのは，移動重量物と結合するナット部であり，送り駆動を繰返し与えられることで発熱が徐々に蓄積されていくこととなる．したがって，所定の機械送り稼動を与えながら，定期的に温度および変位量の測定を長時間に渡り繰返しおこなうことで，ボールねじの発熱現象を明らかにすることを試みる．また，ボールねじ単体での測定ではなく，実際の機械に取り付けられた状態における発熱現象を測定していくことで，サーボモータやサポートベアリングなどの，ボールねじ駆動システムを構成するナット部以外の発熱源の影響についても確認していく．

本研究で使用する設備は，高速タイプの立形マシニングセンタであり．送り駆動方法は予圧ボールねじ方式，ボールねじ設置方法は固定-支持方式（シングルアンカ方式）である．ボールねじの発熱現象を確認するために，機械を繰返し早送り駆動させることで送り駆動部の内部摩擦発熱を引き起こし，その結果として現れるボールねじ軸表面の温度上昇およびねじ軸の熱膨張量について，長時間連続測定を実施している．ボールねじの温度変化状態と熱膨張挙動を同時に測定することにより，ボールねじの発熱現象について明らかにしていく．

図2-1に，固定－支持方式のボールねじ駆動システムの一般的な構造図を示す．サーボモータにより与えられるねじ軸の回転により，移動体と結合されているボールねじナット部が，有効ストローク範囲内の任意の位置へ向かって指令移動量だけ移動することになる．その送り移動の際に，ナット部とねじ軸の間において，複数のボールの転がり接触によって摩擦発熱が発生し，送り駆動が進行するにつれて徐々に熱が蓄積されることとなり，結果としてその熱量がねじ軸の膨張を引き起こすことになる．したがって，ボールねじ熱膨張による位置決め誤差は，送り軸方向と並進方向に発生することになる．固定－支持方式のボールねじ駆動システムにおいては，固定側サポートベアリングを基点として，支持ベアリング方向へ熱膨張していくことが知られている．

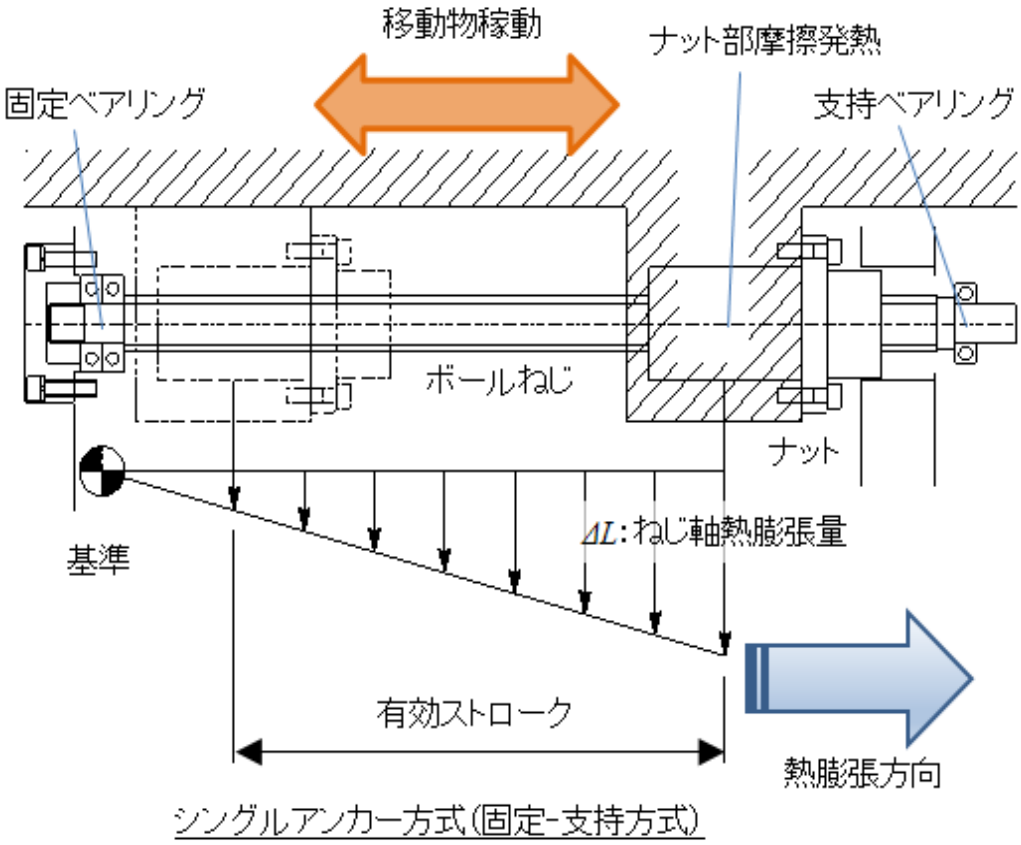


図２－１　ボールねじ駆動システムの構造図

図2-2に，使用設備の外観図とサーモグラフィによる温度測定風景を示す．サーモグラフィによる温度測定に関しては，その測定原理により，被測定物の材質や測定環境による影響を強く受けるため，精密な温度測定には不向きであるが，温度変化現象を俯瞰的に捉えることには有効的であり，本章の目的と合致するため採用している．また，ボールねじの温度上昇量の測定に関しては，デジタル式温度計によるねじ軸表面の直接測定も併せて実施している．

次に，ボールねじ熱膨張量の測定については，主軸部の変位およびボールねじナット部の変位の2 箇所について，精密ダイヤルインジケータを設置して実施している．工作機械において加工精度を長時間維持するために必要なのは，工具－工作物間の相対変位の安定化であることから，主軸部の変位とボールねじ取付部の変位を比較し，その影響について調査する．また，測定は他の軸稼働による影響を受けないように，各軸個別に単独稼働させておこなった．測定開始前には 20℃一定環境において充分な停止時間を与えることで，機械全体の温度均質化を図っている．

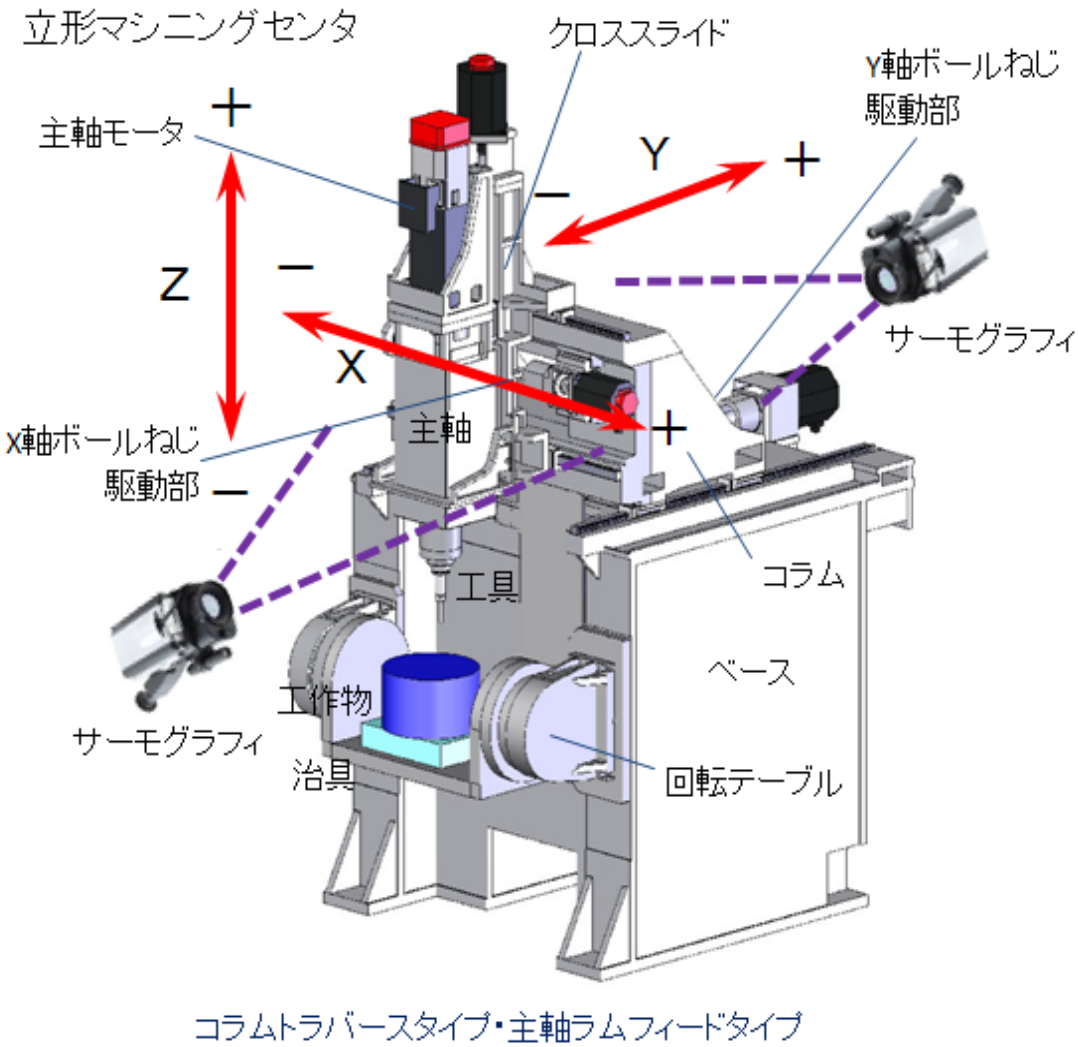


図２－２ 使用設備の外観およびサーモグラフィによる温度測定風景

表２－１ 主な機械仕様

機 械 仕 様

移動量	[mm]	X軸	500
		Y軸	450
		Z軸	500
早送り速度	[m/min]	X軸	60
		Y軸	60
		Z軸	60
送り駆動方式		予圧ボールねじ駆動 （固定－支持方式）	
NC送り駆動系		セミクローズドループNC方式	

２．２　ボールねじ摩擦発熱現象の測定結果

２．２．１　Ｘ軸ボールねじの摩擦発熱過程の観察

図2-3に，X 軸ボールねじの温度変化測定結果を示す．本図に示す温度測定結果は，ボールねじ軸表面の複数個所におけるデジタル式温度計による直接計測結果の平均値であり，測定開始時を基準とした相対温度上昇量である．測定開始前の状態は，20 ºC 一定の環境で充分な時間放置し，それ以前の稼動発熱による影響を排除した状態である．また，発熱状態だけでなく，稼働停止後の放熱状態も熱膨張を考えるうえで重要であるので，稼働停止後も引き続き連続測定を実施している．

ボールねじ表面の温度上昇は，稼働開始直後から顕著に現れており，時間の経過とともにその上昇率が緩やかに低下している様子がわかる．90 分程度経過した後に，ほぼ温度飽和値に達し一定に推移している．次に，稼働停止後の挙動については，停止直後から温度下降が始まりゆっくりと開始時の温度へ戻っていく変化推移である．停止時の変化曲線から開始時温度まで戻る時間を推測してみると，その時間は 10 時間以上であると思われ，機械稼働による内部発熱の影響は長時間に渡って機械内部に残存し続けることが明らかとなった．

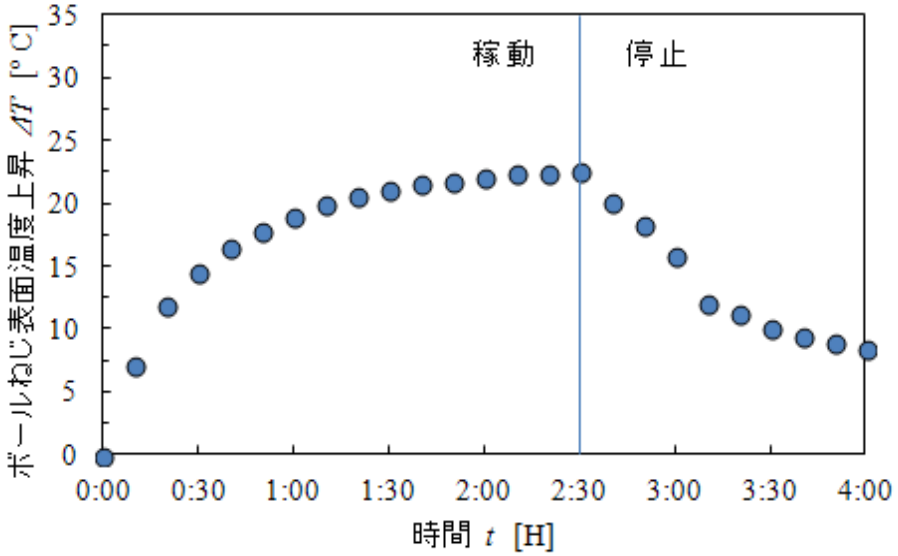


図２－３　Ｘ軸ボールねじの温度上昇

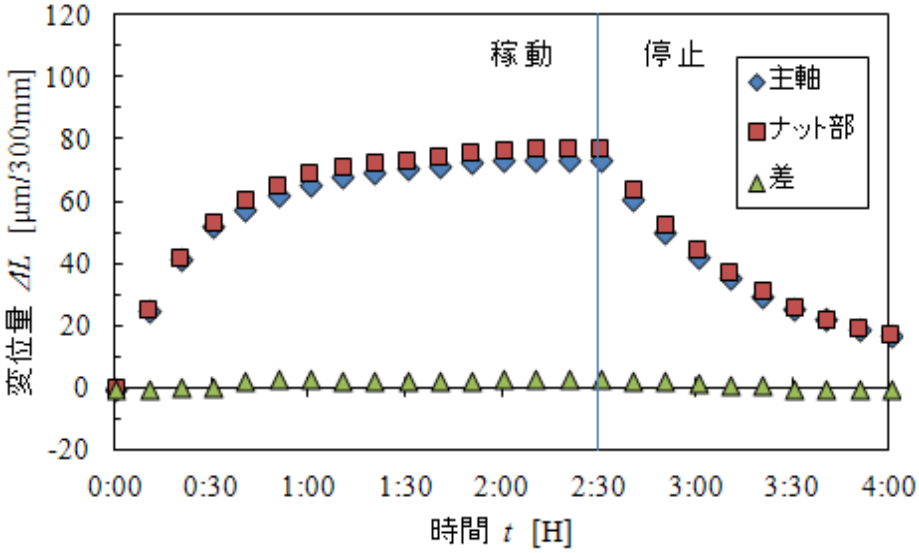


図２－４　X 軸ボールねじの熱膨張量

図2-4に，X 軸稼動時における X 軸方向への主軸変位およびボールねじナット部変位の測定結果を示す．本図から明らかなように，変位の変化挙動は温度変化挙動とほぼ同様であり，ねじ軸の温度変化と熱膨張量との間に非常に密接な関連性が存在していることがわかる．また，主軸変位量とボールねじナット部の変位量との間にほとんど差がないことから，X 軸稼動における主軸 X 方向熱変位量の大部分が，X 軸ボールねじの熱膨張により引き起こされていることがわかる．したがって，工作機械の繰返し位置決め精度の安定化に対して，ボールねじ熱膨張量について適切な対策を講じることが極めて有効であることが理解できる．

図2-5に，X 軸稼動時のボールねじ発熱現象についてのサーモグラフィよる測定結果を時系列で示す．サーモグラフィを使用することで，ボールねじ駆動システムにおける各要素の発熱現象を視覚的に把握することができる．サーモグラフィによる測定においては，被測定対象の材質に合わせて適切に放射率を設定することが重要であり，本測定においては，事前の予備実験においてねじ軸表面温度と一致する放射率を設定している．ねじ軸と材質が異なるサーボモータなどの温度については，実温度とは異なるため注意が必要であるが，コラムなどへの熱伝導の様子や温度勾配の発生状況について把握することに関しては非常に有効である．

ねじ軸の発熱および温度上昇は稼働後すぐに現れ，その温度上昇速度は他の機械構成要素に比べ顕著であることがわかり，デジタル式温度計によるねじ軸直接測定結果である図2-3の結果と良く一致している．また，送り駆動要素としてボールねじと同様に重要な構成要素であるリニアガイド部の発熱に関しては，ボールねじに比べ非常に小さいことがわかる．そのほかにも，サーボモータの発熱やサポートベアリングの発熱が主要構造物へゆっくりと伝熱していく様子について，視覚的に理解することができる．

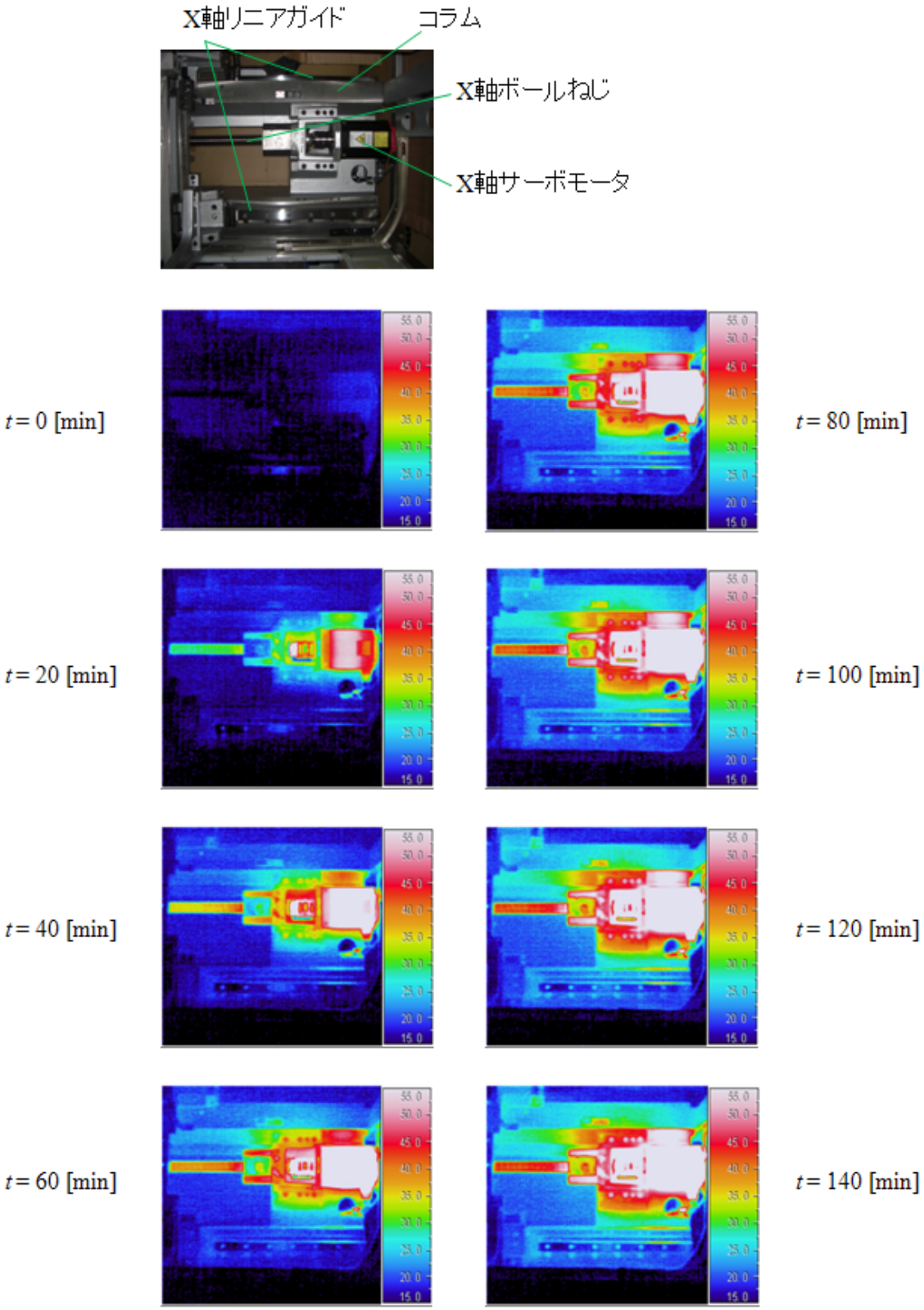


図２－５　X 軸ボールねじの温度変化状態（稼働時）

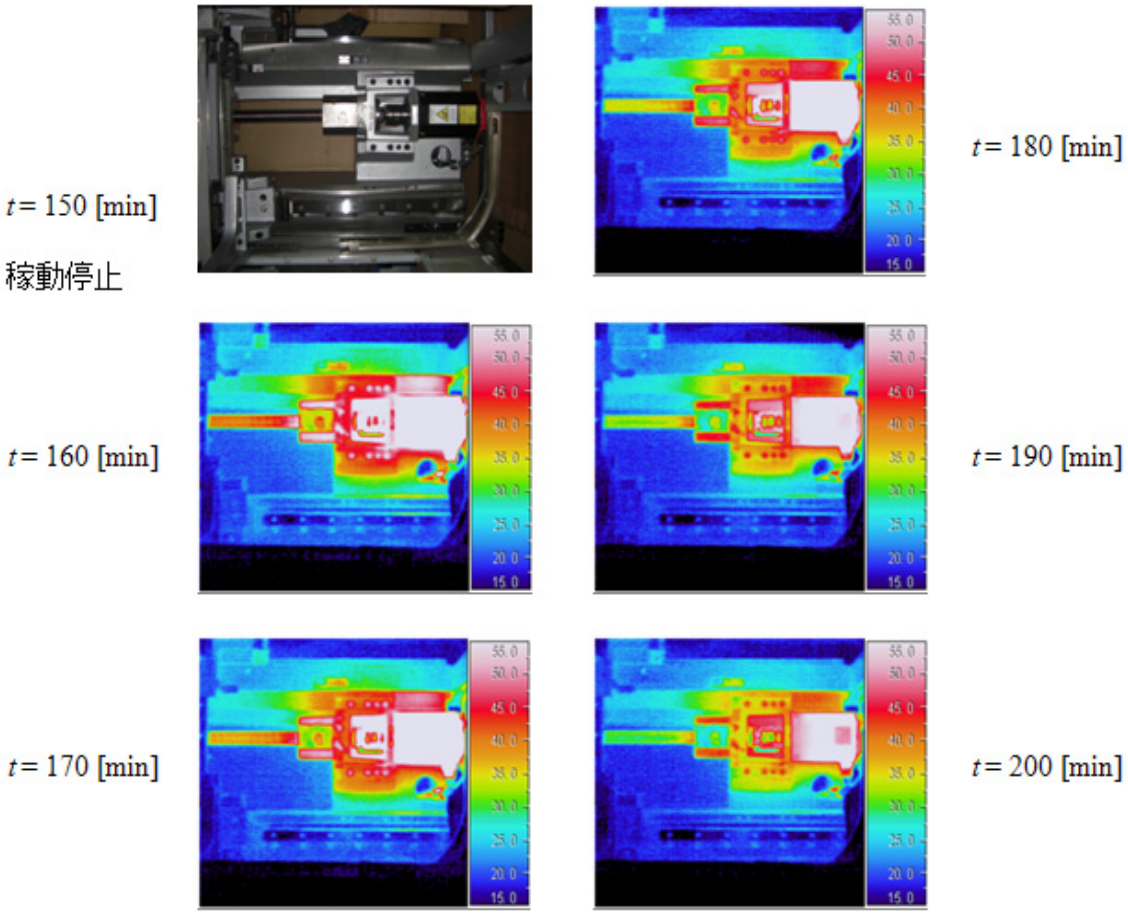


図２－６　X 軸ボールねじの温度変化状態（稼動停止後）

図2-6に，稼働停止後の温度変化状態に関する X 軸ボールねじ部サーモグラフィ測定結果を示す．本図から，稼働停止後にねじ軸の温度が緩やかに低下している様子がわかり，デジタル式温度計によるねじ軸直接温度測定結果と一致している．また，稼働停止後もモータ取付部付近に残存している蓄熱が，コラムに対してゆっくりと熱伝導していることが確認できる．

２．２．２　Ｙ軸ボールねじの摩擦発熱過程の観察

図2-7に，Y 軸ボールねじの温度変化測定結果を示す．本図に示す温度測定結果は，ボールねじ軸表面の複数個所におけるデジタル式温度計による直接計測結果の平均値であり，測定開始時を基準とした相対温度上昇量である．測定開始前の状態は，X 軸測定時と同様に，それ以前の稼動発熱による影響を排除した状態である．また，発熱状態だけでなく，稼働停止後の放熱状態も熱膨張を考えるうえで重要であるので，稼働停止後も引き続き連続測定を実施している．

ボールねじ表面の温度上昇は，稼働開始直後から顕著に現れており，時間の経過とともにその上昇率が緩やかに低下している様子がわかる．X 軸と同様に 90 分程度経過した後に，ほぼ温度飽和値に達し一定に推移している．次に，稼働停止後の挙動については，停止直後から温度下降が始まりゆっくりと開始時の温度へ戻っていく変化推移である．全体的に X 軸とほぼ同様の測定結果である．

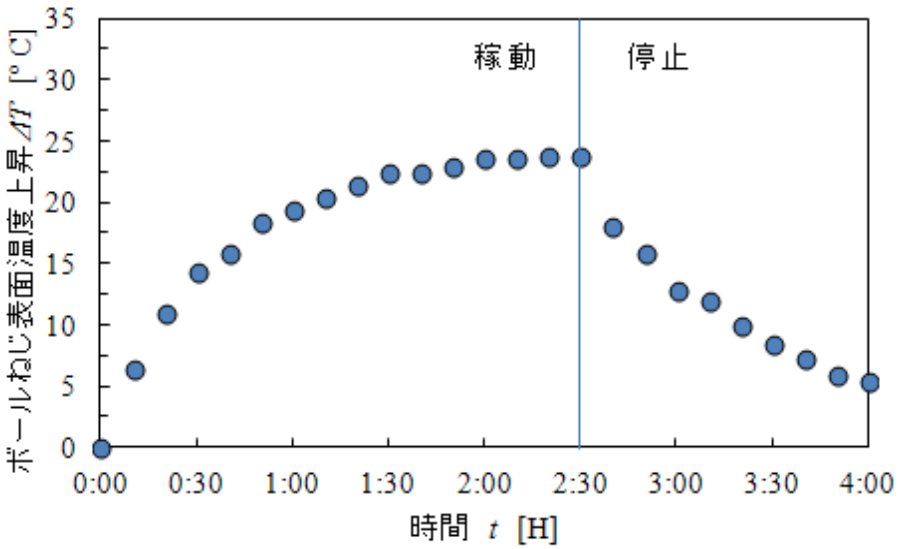


図２－７　Ｙ軸ボールねじの温度上昇

図2-8に，Y 軸稼動時における Y 軸方向への主軸変位およびボールねじナット部変位の測定結果を示す．本図から明らかなように，変位の変化挙動は温度変化挙動と同様であることがわかる．また，主軸変位量とボールねじナット部の変位量について比較してみると，X 軸の測定結果よりも若干差が大きい結果となっている．しかしながら，主軸部変位の 80 %程度はボールねじの熱膨張による結果であるため，Y 軸稼動における主軸 Y 方向熱変位量の大部分が，Y 軸ボールねじの熱膨張による影響であるといえる．X 軸測定結果よりも Y 軸測定結果において，主軸部変位とボールねじ熱膨張量の差が大きくなった要因としては，機械構成上ボールねじナット締結部から主軸頭までの距離が Y 軸の方

が長いことが考えられる．コラムに伝わった送り駆動部の摩擦発熱量により，コラム内部に温度勾配が生じることが推測されるが，Y 軸ボールねじナット部から主軸頭までの距離が長くなると，温度勾配により発生する微小ひずみの影響がより大きく現れ易くなる．

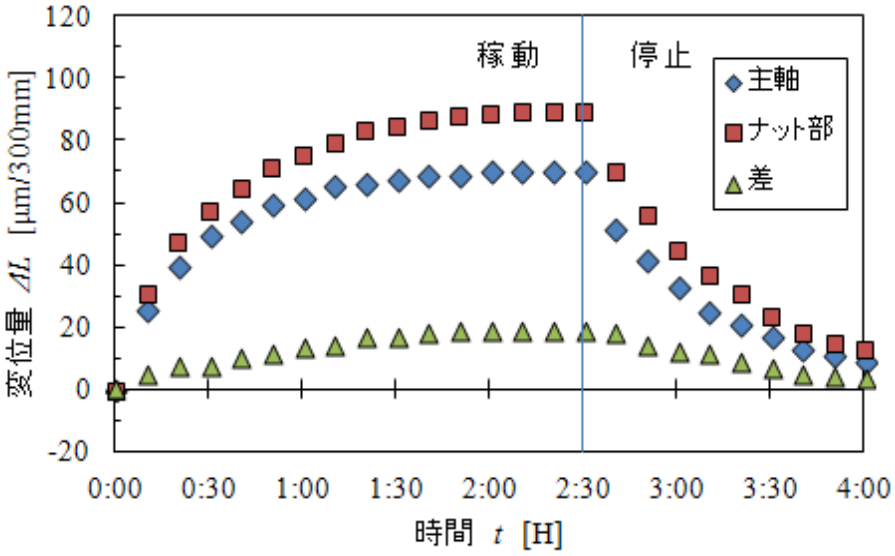


図２－８　Y 軸ボールねじの熱膨張量

図2-9に，Y 軸稼動時のボールねじ発熱現象についてのサーモグラフィよる測定結果を時系列で示す．サーモグラフィを使用することで，ボールねじ駆動システムにおける各要素の発熱現象を視覚的に把握することができる．放射率の設定は X 軸測定時と同様である．

Y 軸ボールねじは，本研究で使用する機械構成の理由から，加工領域における有効ストロークとは別に，工具交換位置へ移動するためのストロークを有しているため，加工ストロークの往復運動を与えた場合に，その工具交換用ストローク部分のねじ軸が非稼働部分となっている．したがって，本測定によって，ねじ軸方向への熱伝導状態を把握することができる．

ねじ軸の発熱および温度上昇は稼働後すぐに現れ，その温度上昇速度は他の機械構成要素に比べ顕著であり，デジタル式温度計によるねじ軸直接測定結果である図2-7の結果と良く一致している．稼働初期においては，未稼働範囲では温度上昇が小さいが，稼働の進行につれて稼働部の発熱が徐々に熱伝導していることが確認できる．また，リニアガイド部の発熱に関しても，X 軸測定結果と同様にボールねじに比べ非常に小さいことがわかる．

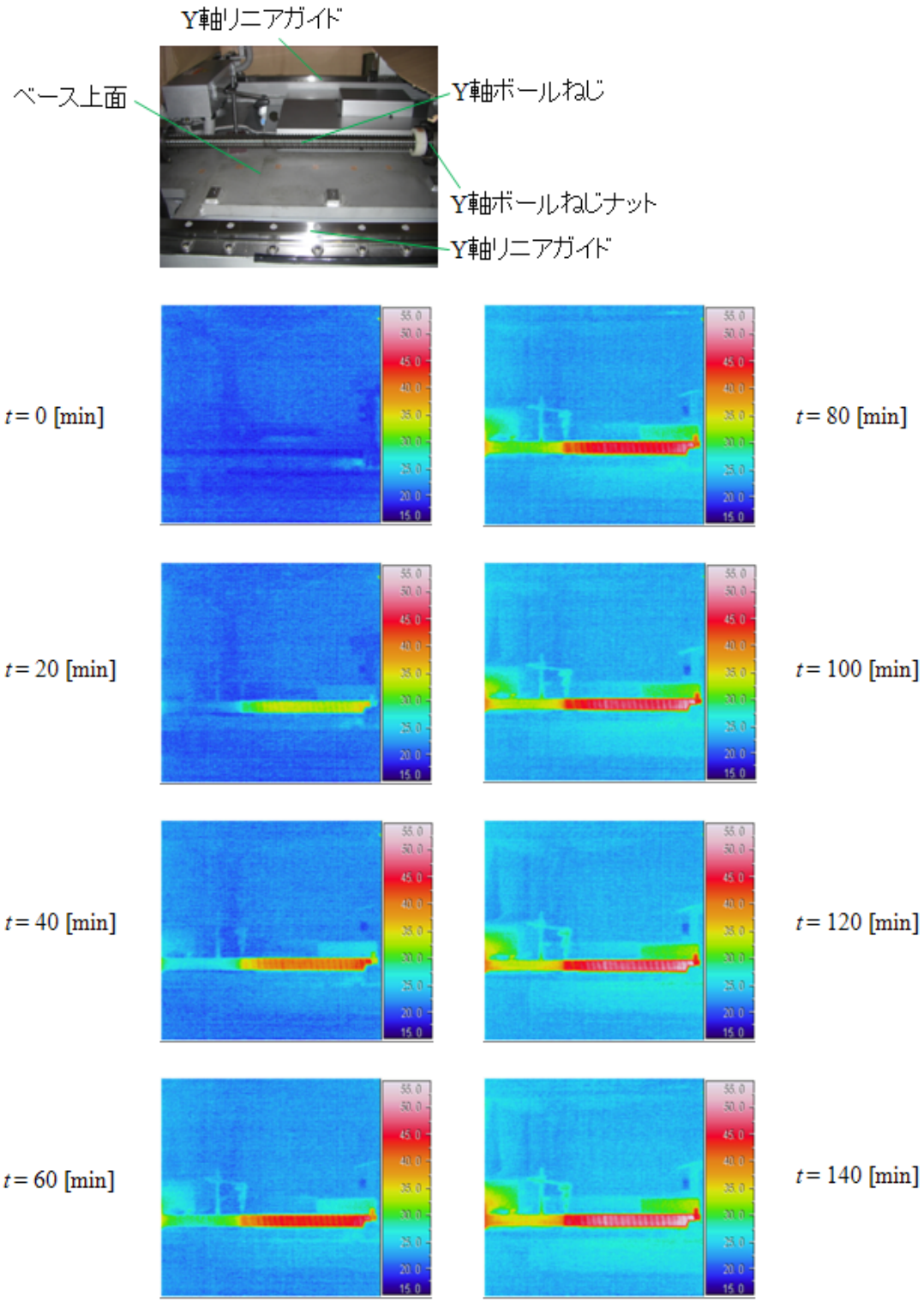


図２－９　Ｙ軸ボールねじの温度変化状態（稼働時）

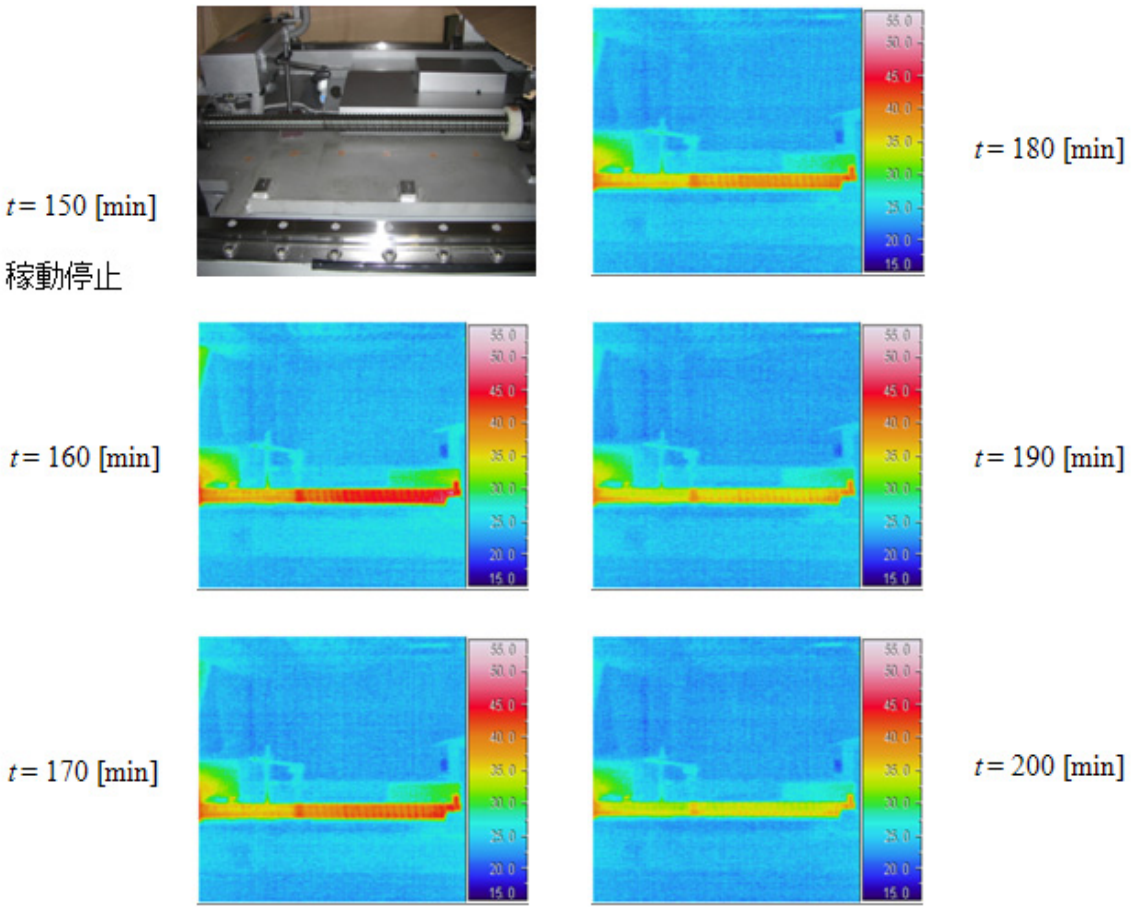


図２－１０　Ｙ軸ボールねじの温度変化状態（稼働停止後）

図2-10に，稼働停止後の温度変化状態に関するＹ軸ボールねじ部サーモグラフィ測定結果を示す．本図から，稼働停止後にねじ軸の温度が緩やかに低下している様子がわかり，デジタル式温度計によるねじ軸直接温度測定結果と一致している．また，未稼働部の温度はゆっくりと稼働部の温度と同等になるように変化しており，最終的にねじ軸全体における温度勾配が小さくなっていき均質化していく様子が確認できる．このことは，大気中への放熱速度よりも金属内部の熱伝導速度が大きいために生じていると思われる．

２．２．３　Ｚ軸ボールねじの摩擦発熱過程の観察

図2-11に，Z 軸ボールねじの温度変化測定結果を示す．本図に示す温度測定結果は，ボールねじ軸表面の複数個所におけるデジタル式温度計による直接計測結果の平均値であり，測定開始時を基準とした相対温度上昇量である．測定開始前の状態は，XY 軸測定時と同様に，それ以前の稼動発熱による影響を排除した状態である．また，他の軸と同様に発熱状態だけでなく，稼働停止後も引き続き連続測定を実施している．

ボールねじ表面の温度上昇は，他の軸と同様に稼働開始直後から顕著に現れており，時間の経過とともにその上昇率が緩やかに低下している．XY 軸と同様に 90 分程度経過した後に，ほぼ温度飽和値に達し一定に推移している．次に，稼働停止後の挙動については，停止直後から温度下降が始まりゆっくりと開始時の温度へ戻っていく変化推移である．全体的にＸ軸とほぼ同様の測定結果である．

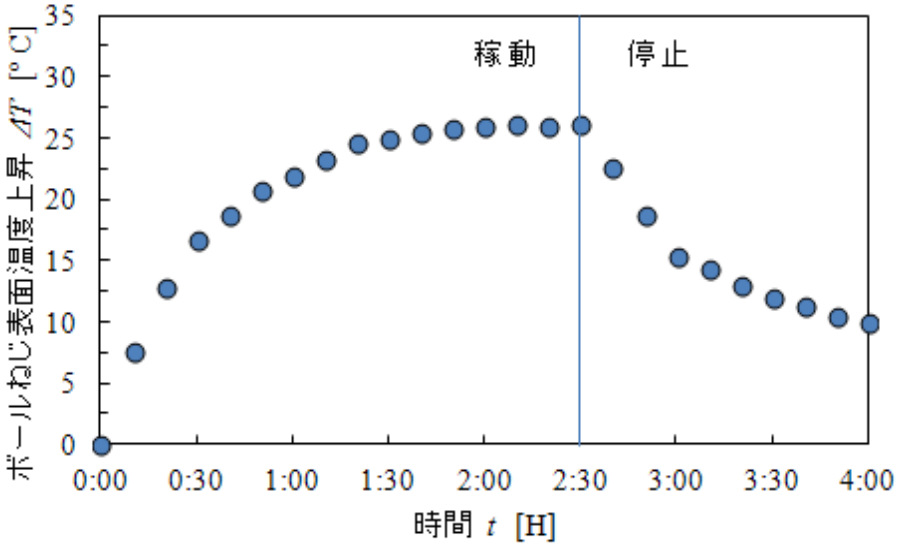


図２－１１　Ｚ軸ボールねじの温度上昇

図2-12に，Z 軸稼動時における Z 軸方向への主軸変位およびボールねじナット部変位の測定結果を示す．本図から明らかなように，変位の変化挙動は温度変化挙動と同様であることがわかる．また，主軸変位量とボールねじナット部の変位量について比較してみると，X 軸の測定結果と同様にほとんど差がないことがわかる．したがって，Z 軸稼動における主軸 Z 方向熱変位量の大部分が，Z 軸ボールねじの熱膨張による影響であるといえる．ただし，Z 軸方向変位に関しては，主軸回転による主軸ベアリングの発熱による影響も大きいため，ボールねじ熱膨張と主軸全体の膨張量の両方について検討する必要がある．

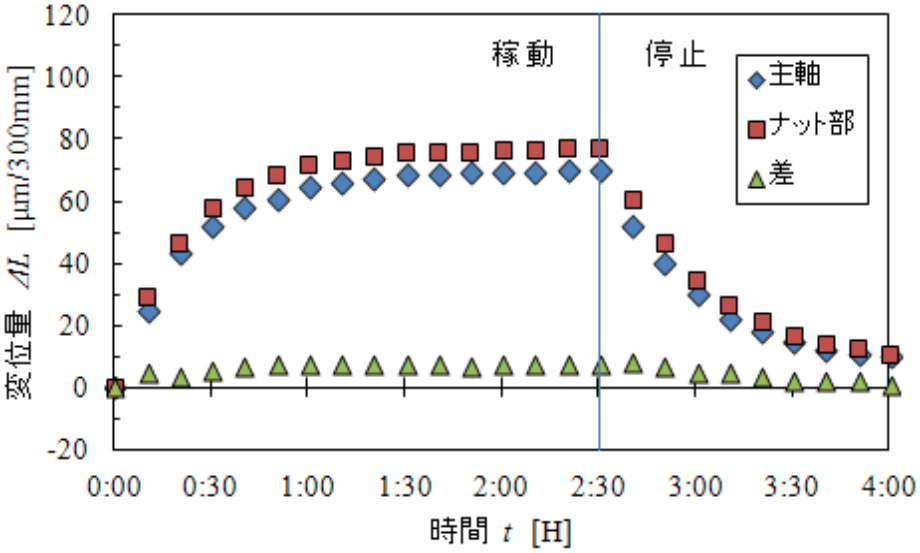


図２－１２　Ｚ軸ボールねじの熱膨張量

図2-13に，Z 軸稼動時のボールねじ発熱現象についてのサーモグラフィよる測定結果を時系列で示す．サーモグラフィを使用することで，ボールねじ駆動システムにおける各要素の発熱現象を視覚的に把握することができる．放射率の設定は XY 軸測定時と同様である．

Z 軸ボールねじは，本研究で使用する機械構成の理由から，クロススライド内部に設置されているため，主軸と締結されるナット部分を測定対象としている．ナット部下側に一部ねじ軸が見受けられるが，デジタル式温度計による温度測定はこの部分で実施した．

ナット部の発熱および温度上昇は稼働後すぐに現れ，その温度上昇速度は他の機械構成要素に比べ顕著であることがわかる．したがって，ボールねじの摩擦発熱は，ねじ軸の熱膨張だけではなく，ナット部を介してその締結相手である移動体にも影響を及ぼしていることがわかる．

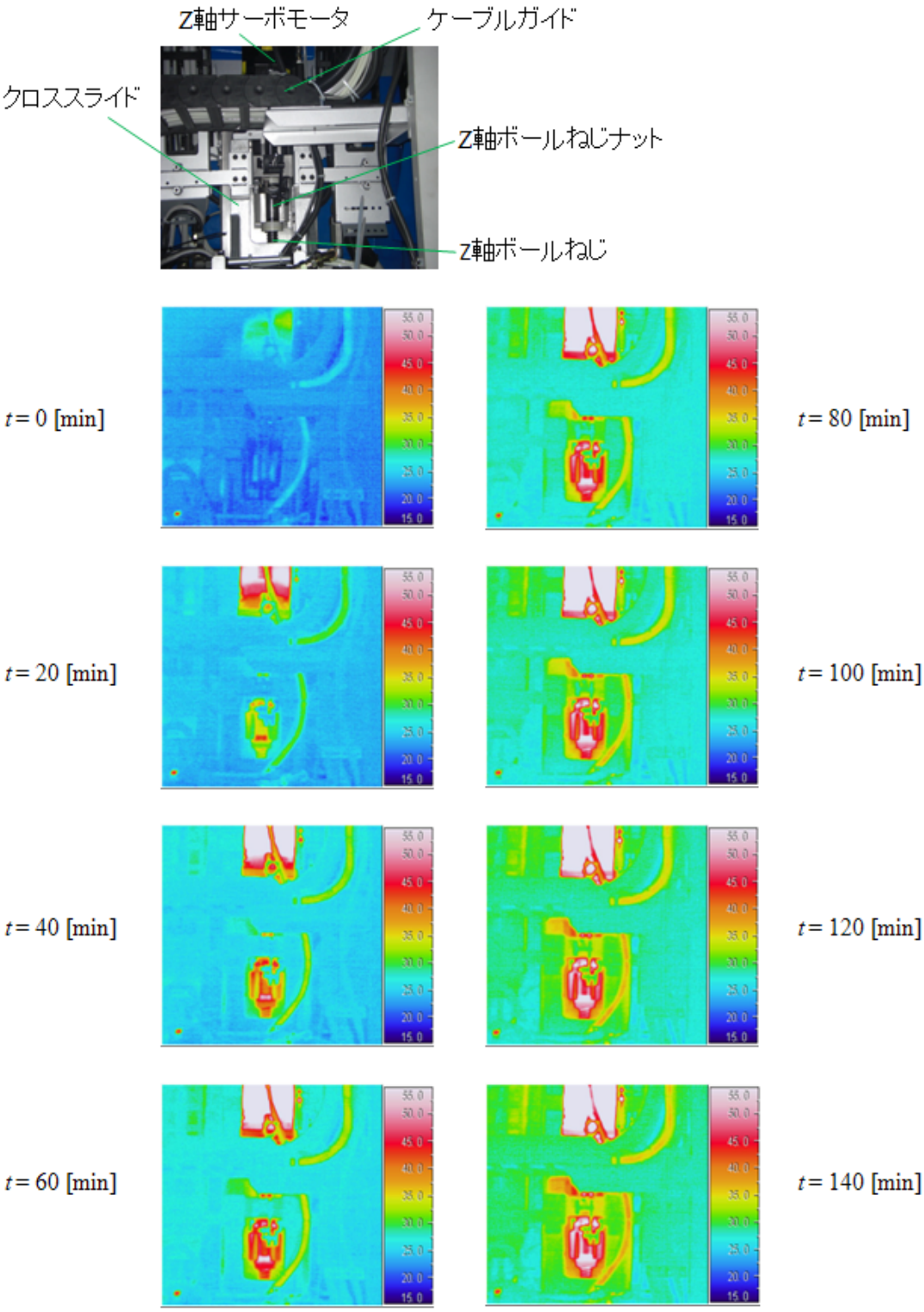


図２－１３　Ｚ軸ボールねじの温度変化状態（稼働時）

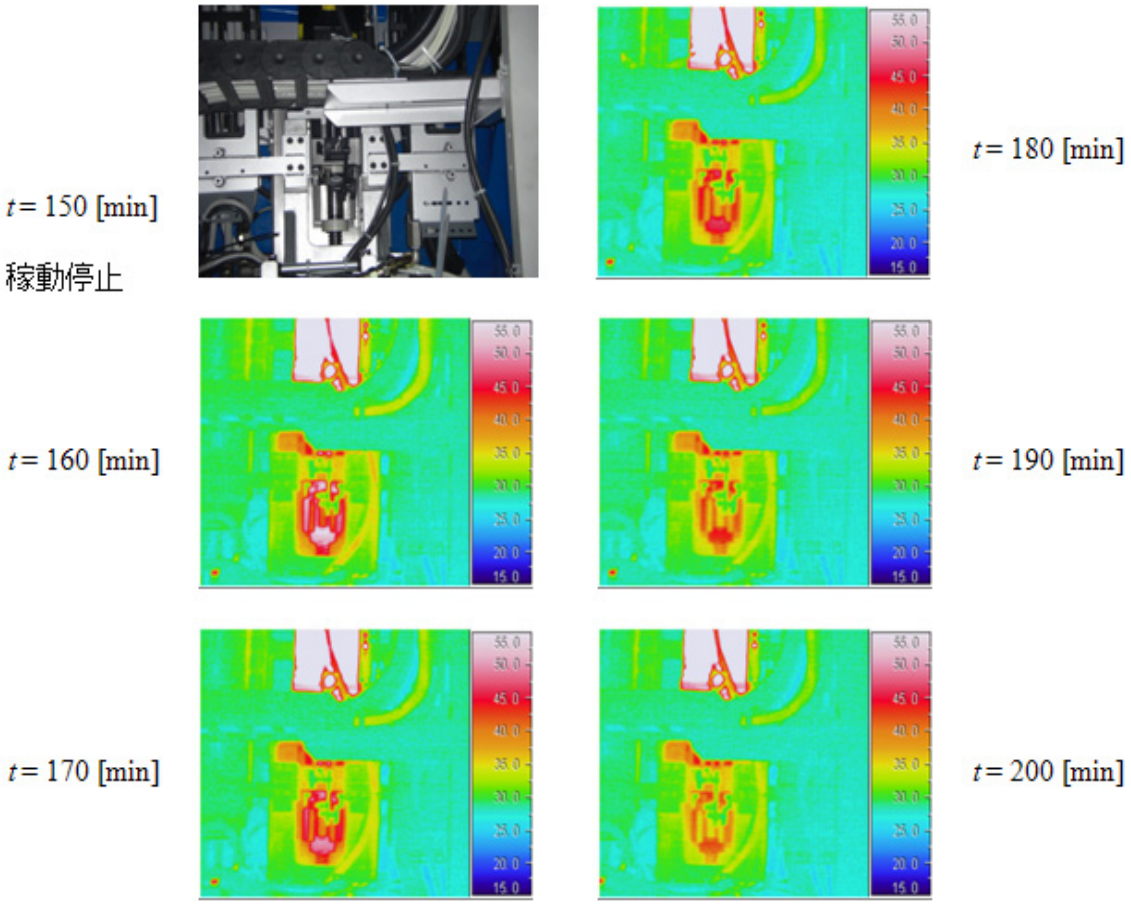


図２－１４　Ｚ軸ボールねじの温度変化状態（稼働停止後）

図2-14に，稼働停止後の温度変化状態に関する Z 軸ボールねじ部サーモグラフィ測定結果を示す．本図から，稼働停止後にナット部およびねじ軸の温度が緩やかに低下している様子がわかり，デジタル式温度計によるねじ軸直接温度測定結果と一致している．

２．３　まとめ

本章においては，予圧ボールねじの繰返し送り稼働による摩擦発熱によって引き起こされる，ねじ軸の温度変化およびねじ軸の温度上昇が誘発するねじ軸の熱膨張挙動について，おおまかに把握することを目的として測定を実施した．温度測定に関しては，サーモグラフィを使用することにより，複雑な温度変化現象および伝熱状態を視覚的に理解できるようにしている．以下に，本章の測定結果から得ることができた知見について示す．

ボールねじ軸が短時間で温度上昇し，またその上昇値が他の要素よりも突出して大きいのは，①ねじ軸は細長く熱容量が小さいこと，②その大部分が空中に浮いた状態であり，他の要素との伝熱量が小さいこと，の2つが主な理由であると考えられる．ボールねじ表面温度変化と熱膨張量の変化を比較した場合，その時間変化形態は非常に似通っており，両者の緊密な関連性が確認できる．リニアガイドレール部は，設置面が熱容量の大きな主要構造物に密着した状態であるため，摩擦熱がそちら側へすばやく熱伝導しやすいことにより温度上昇がボールねじ軸に比べ抑制されていると考えられる．ボールねじ軸は稼働停止後すぐに温度低下しており，また熱膨張量も停止直後から大きく減少していることから，ボールねじ発熱挙動は機械稼働状態に応じて敏感に反応していることがわかる．サーボモータやサポートベアリングおよびボールねじナット部など，主要構造物と接触している発熱源の熱が主要構造物側へ非常にゆっくりと伝熱しており，稼働停止後長時間経過しても温度変化の進行が確認できる．主軸部変位の中でボールねじナット部変位が占める割合は 80-90 %であり，繰返し位置決め精度安定化のためにはボールねじ熱膨張対策が重要であることが確認できた．

第３章　ボールねじ熱膨張量の簡易的な補償方法

３．１　ＣＮＣ装置内部パラメータを利用したボールねじ熱膨張量の補正方法

ボールねじ熱膨張の影響をキャンセルする方法として，CNC 装置内部パラメータ（ピッチ誤差補正値）を利用して，熱膨張量に相当する長さをマイナスにしておくことが実用的である [3-1)～3-4)]．熱膨張量を正確に推定もしくは測定することができれば，特別な部品などを何も追加設置することなく熱膨張の影響を排除することが可能である（ソフト的補償方法）．実験的に熱変形量予測演算式を決定して変形量を予測演算することは従来よりおこなわれており，最も低コストに実施可能な熱変形対策のひとつである．特に，同一の運転サイクルを長時間に渡って繰返す量産ライン向けの設備に対しては，ソフト的補正方法は非常に効果的であるといえる．ここで，ボールねじ熱膨張量の予測に関して，本研究で使用する設備のボールねじ設置方式は固定-支持方式（シングルアンカ方式）であり，ねじ軸は反固定側方向に温度上昇に比例して伸びることは，第2章において示したとおりである．したがって，ボールねじ温度上昇を予測することで，ボールねじの熱膨張量も推定することが可能となると考えてよい．

≪参考文献≫

3-1) 垣野義昭，森一晃，夏書強，木本康雄，森山浩光，東本暁美：NC 工作機械におけるボールねじの熱変位補正，JSPE-54-09’88-09-1753.

3-2) 幸田盛堂，村田悌二，上田完次，杉田忠彰：マシニングセンタにおけるボールねじ熱膨張誤差の自動補正，日本機械学会論文集(C 編)56 巻 521 号(1990-1)154.

3-3) 松尾光恭，安井武司，稲村豊四郎：マシニングセンタの温度分布測定による熱変位補正（第 2 報）（NC 制御装置のピッチ誤差補正機能等を利用した自動補正），JSPE-57-06’91-06-1066.

3-4) 小坂貴史，横山和宏，斉藤航司，鈴木孝昌：ボールねじ熱膨張量の推定精度向上，精密工学会誌 Vol.71，No.12，2005 1525.

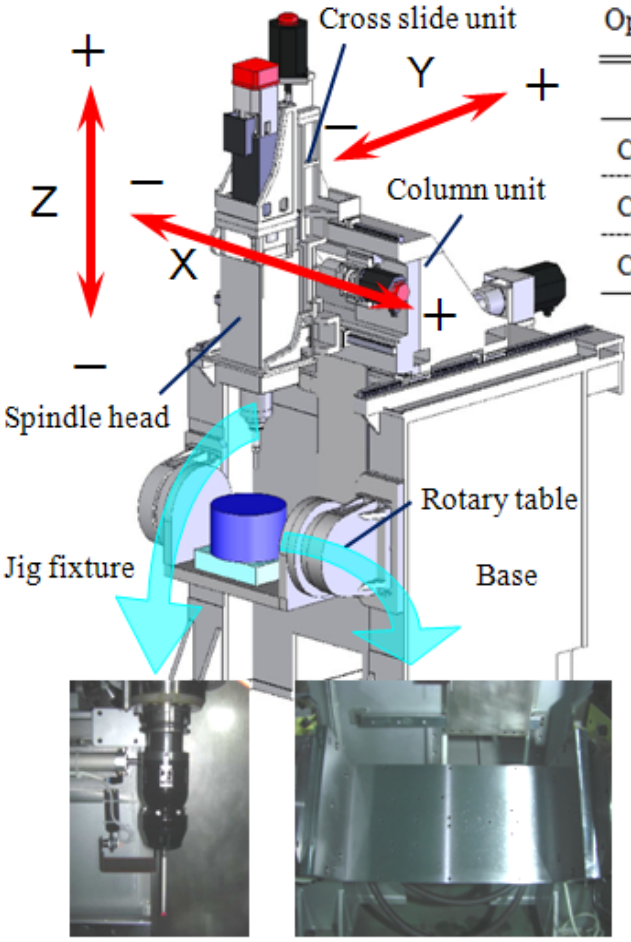
3-5) 日本精工株式会社：精機製品・技術レポート，位置決め精度に対するボールねじ・直動案内の影響　3.6. 熱膨張

3-6) 日本精工株式会社：精機製品・技術レポート，ボールねじの最近の技術動向　2.2.4. 温度上昇・熱変位の増大

３．２　補正効果の確認方法と手順

図3-1に，実験方法および測定条件を示す．工作機械の加工精度において重要なのは工具−工作物間の相対変位であることから，簡易ボールねじ熱膨張ソフト補正効果の確認は，主軸に接触式プローブを装着して，治具に設置した測定用マスタープレートの基準穴を所定サイクルごとに繰返し測定することで実施している．穴明け加工を主体とするマシニングセンタにおいて重要となるのは，加工穴の位置度であることから，本実験における精度評価対象は「XY 平面における繰返し位置決め精度」として加工精度安定性を評価することとしている．

簡易ソフト的補正の実施手順は，実験的に求めた温度上昇予測式を基に稼働中のボールねじ熱膨張量を予測演算し，ねじ軸熱膨張量に相当する長さを CNC 装置内部パラメータであるピッチ誤差補正値を利用してキャンセルすることである．評価用の稼働プログラムは，実際のワーク加工プログラムを参考にして3種類を試みており，それぞれ簡易ソフト補正の有無の条件で測定している．また，主軸の熱膨張に関しては，冷却液の循環などにより個別に対処することが一般的であることから，機械稼働は送り軸のみとして主軸回転はおこなわないこととして実験を遂行した．



Operation average speed [m/min]

	X-axis	Y-axis	Z-axis
Condition A	3.1	5.8	3.8
Condition B	2.7	6.4	4.2
Condition C	1.8	5.2	4.4

Machine running condition :

[50 min running] + [10 min stop]

2 cycles repetition

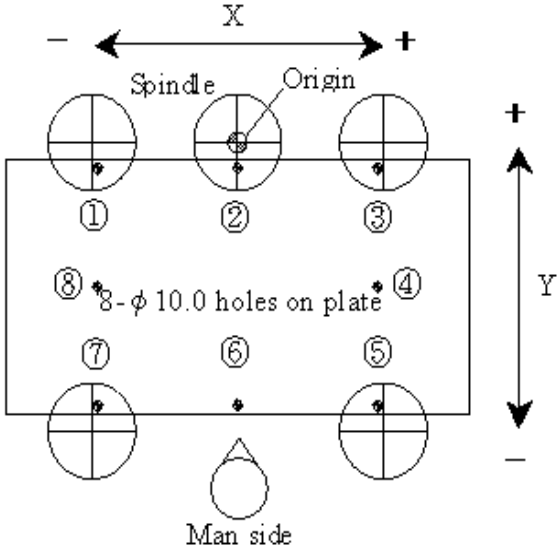
Rapid Traverse Rate

X : 60	[m/min]
Y : 60	[m/min]
Z : 60	[m/min]

Travel

X : 500	[mm]
Y : 450	[mm]
Z : 500	[mm]

Touch probe　　Master plate for measurement



Master plate detail (view from spindle)

Measurement interval : 10 [min]

①～⑧: Measuring holes for X/Y repeatability

⑨～⑫: Measuring surface for Z repeatability

図３－１　主軸－工作物間相対変位の測定方法および機械稼働条件

図3-2に，CNC 装置内部パラメータを利用した補正の手順を示す．使用するパラメータは，ピッチ誤差補正機能である．ピッチ誤差補正値は，ボールねじのリード誤差を補正するためのパラメータであるが，機械運転中にも書き換えることが可能であるため，リアルタイムなボールねじ熱膨張補正としても使用可能である．

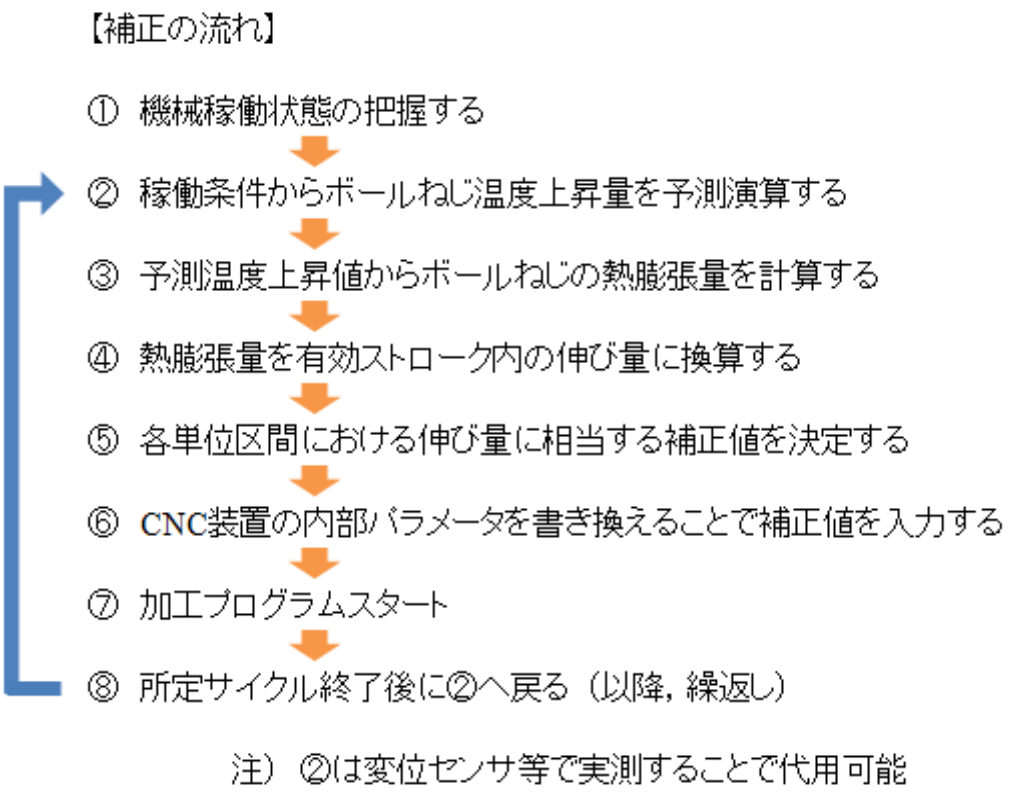


図３－２ CNC 装置内部パラメータを利用した補正の手順

３．３　ボールねじ熱膨張量の推定方法および補正方法

ボールねじ温度上昇式は，一質点系と仮定した場合に，下記の式で表すことができる[3-5)3-6)].

$$\theta = \left[Q_{in} / \beta \right] \left[1 - \exp\left(-t / \tau_0 \right) \right]$$

$$= \left[Q_{in} / \beta \right] \left[1 - \exp\left(-t\beta / mc \right) \right] \quad \text{[K]} \qquad (3\text{-}1)$$

ここで，

θ ：ボールねじ温度上昇量　[K]

Q_{in} ：ねじ軸へ流入するナット部の摩擦発熱量　[W]

β ：放熱量　[W/K]

t ：経過時間　[min]

τ_0 ：時定数　[min]

時定数および放熱量は，それぞれ下記の式で表わすことができる．

$$\tau_0 = mc / \beta \quad \text{[min]} \qquad (3\text{-}2)$$

$$\beta = \alpha S \quad \text{[W/K]} \qquad (3\text{-}3)$$

ここで，

m ：ねじ軸の重量　[kg]

c ：ねじ軸の比熱　[J/(kg·K)]

S ：ねじ軸の表面積　[m^2]

α ：ねじ軸表面の平均熱伝達率　[W/(m^2·K)]

である．

温度上昇量は入熱と放熱のバランスで決定され，充分な時間が経過した後に温度上昇飽和値に達することになる．その変化過程は一次遅れ系となり，その時定数は入熱量に関係ないことがわかる．時定数は温度上昇飽和値に到達するまで連続測定することで求めることができる．したがって，ねじ軸へ流入する熱量を実験的に求めることで，稼働時間に対応した温度上昇値を計算できる演算式が作成できることとなる．

図3-3に，式(3-1)で表されるボールねじ温度上昇挙動を示す．図で示す挙動は，第2章で実測したボールねじ温度上昇測定結果とよく一致しており，式(3-1)を用いて温度予測演算することが可能であることがわかる．

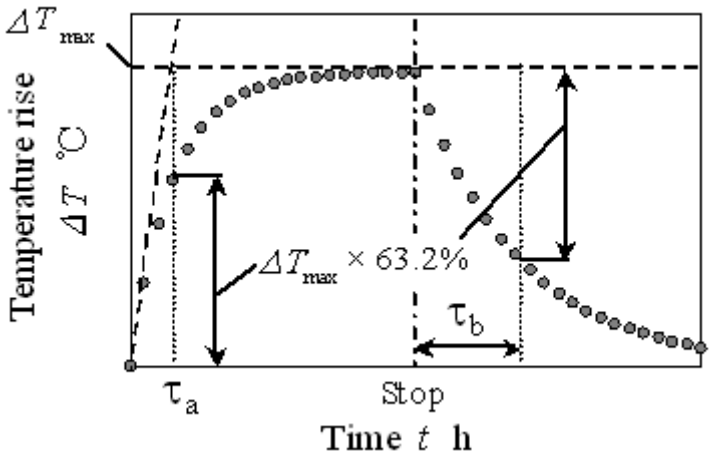


図３ - ３　ボールねじ温度上昇挙動

式(3-1)より，最大温度（定常温度，飽和温度上昇値）は内部摩擦発熱量 Q_{in} で決まるので，実験的に Q_{in} を求める予測演算式が必要になる．温度変化挙動は一次遅れ系となり，その時定数は内部発熱量とは無関係でボールねじ形状や取付状態のみで決まることから，実験的に時定数を決定可能である．内部摩擦発熱量 Q_{in} は摩擦トルクと角速度の積で求められ，予圧ボールねじに関しては摩擦トルクの大部分は予圧トルクと考えてよい．ボールねじ内部は球のころがり接触であることから，摩擦トルクすなわち予圧トルクは回転速度に関係なくほぼ一定であると仮定する．

以上より，ボールねじ摩擦発熱量 Q_{in} は回転速度に比例すると予想されるため，平均回転速度を稼働状態に関するパラメータとして設定し，摩擦発熱量 Q_{in} を求める実験的計算式の作成を試みる．

図3-4に，ボールねじ熱膨張量のソフト的補正方法について示す．本研究で使用する設備のボールねじ駆動システムは固定－支持方式（シングルアンカ方式）であり，この方式においては固定側ベアリングを基点として支持側ベアリング方向へねじ軸が熱膨張することになる．その熱膨張量を予測演算し，有効ストローク内の所定間隔ごとに設定されているピッチ誤差補正パラメータを利用して，膨張量分に相当する長さだけソフト的にマイナスに再設定することで，位置決め誤差をキャンセルする．

ここで，CNC 装置のピッチ誤差補正値パラメータについて説明する．この補正用パラメータは，元々はボールねじが個別に有しているリード誤差を補正することを目的としたパラメータであり，有効ストローク内を所定間隔ごとに区切り，その範囲内に対して補正量を設定できるものである．このピッチ誤差補正量は，動作プログラム内で任意に変更することが可能であるため，稼働中の熱変形対策にリアルタイムに利用することが可能である．

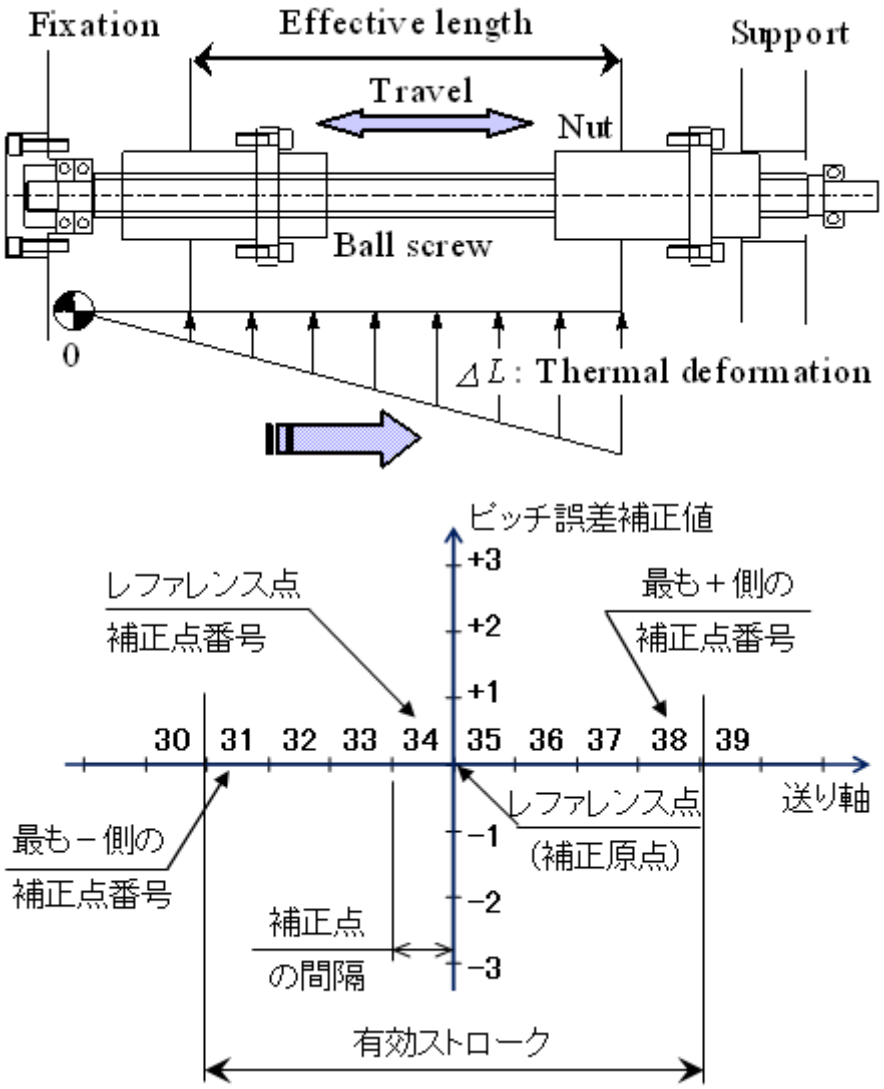


図３－４　ボールねじ熱膨張量の補正方法

図3-5に，本研究における平均速度の定義を示す．マシニングセンタにおけるボールねじ駆動システムは，穴明け加工や中ぐり加工を想定した場合において切削送り時間以外は常に早送り往復運動の繰返しである．本章における精度評価は XY 平面の繰返し位置決め精度によって実施するが，XY 軸の移動については特にその傾向が強いこととなる．以上より，平均速度は指令移動量と回数によって決定できると考えてよいことになる．平均速度の管理は，早送り稼働と早送り稼働の間における停止時間を管理することにより往復回数を変更できることから，所定の値に任意に設定可能となる．

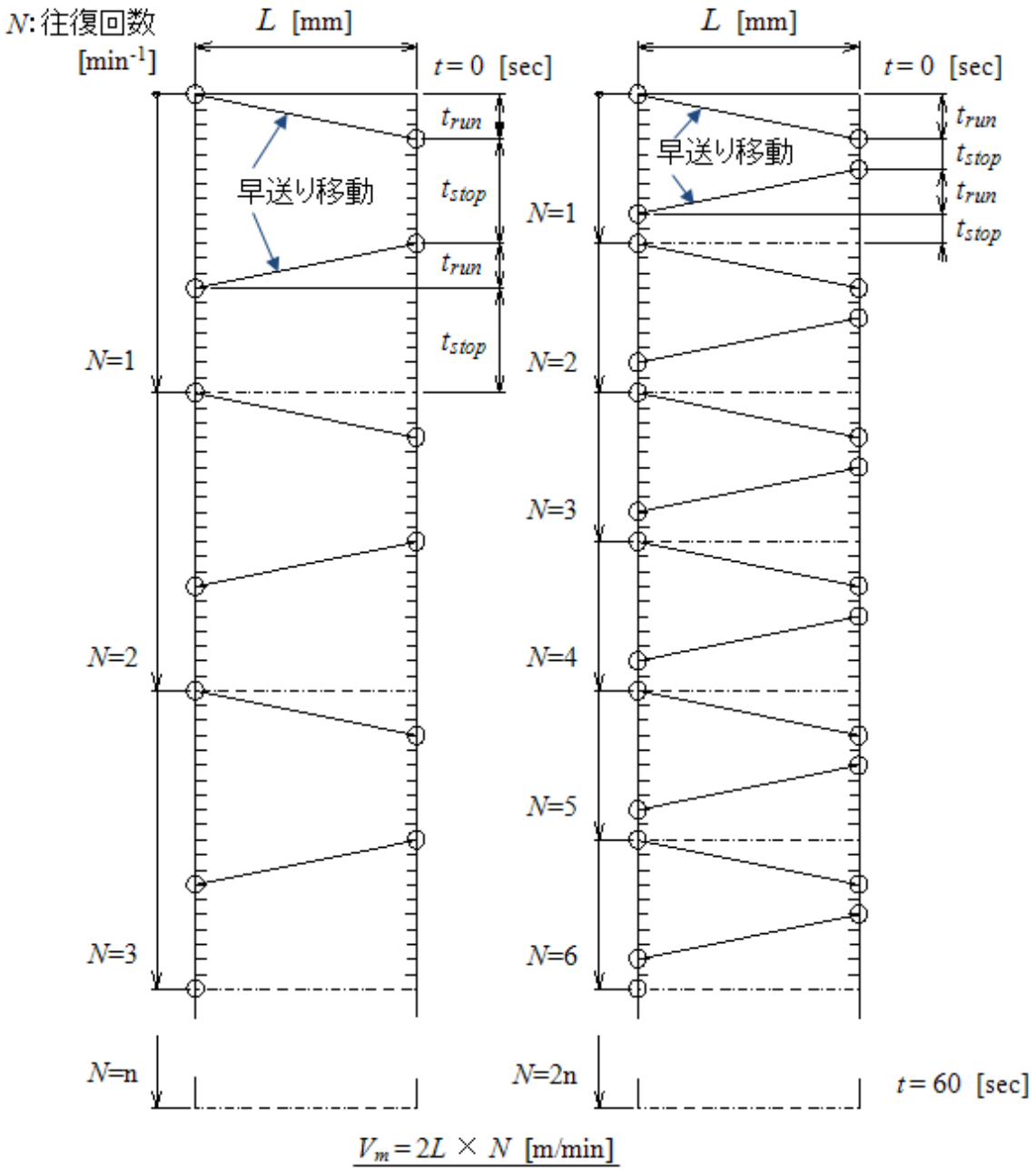


図３－５　平均速度の定義

３．４　ボールねじ熱膨張量と温度上昇量の測定

３．４．１　レーザ測長器によるボールねじ熱膨張量の測定

図3-6に，レーザ測長器を利用した変位測定方法について示す．ボールねじ熱膨張量の予測演算式を，平均速度をパラメータとして実験的に求めるためには，任意の平均速度による稼働時のボールねじ温度上昇量と熱膨張量を正確に測定する必要があるため，レーザ測長器による精密変位測定を任意点で実施した．図に示すように，治具上（固定部）に干渉計を設置し，主軸に反射鏡を設置して相対変位量を測定している．周辺温度は 20℃一定とし外乱による影響を極力排除した状態で，各軸毎に単独稼働させて測定している．

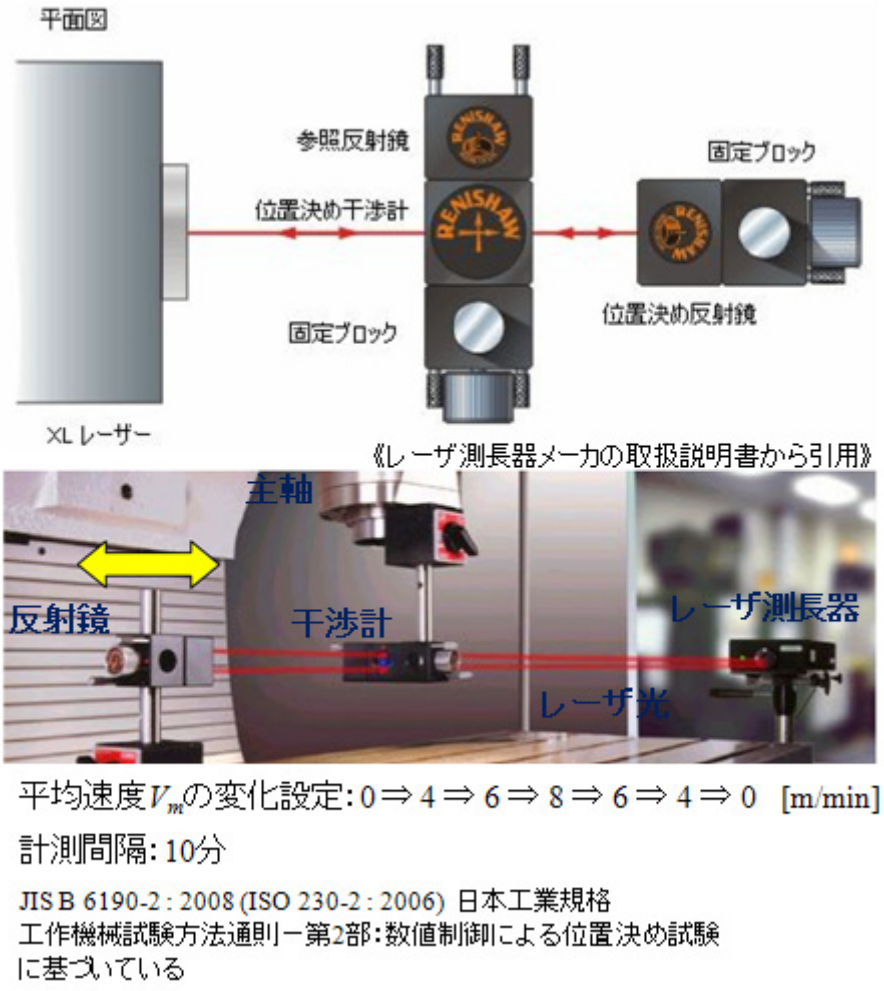


図３－６　レーザ測長器を用いた変位測定方法

３．４．２　Ｘ軸ボールねじの熱膨張挙動

図3-7に，平均速度変化に対するボールねじ温度上昇量の変化を示す．**図3-8**に，平均速度変化に対する熱膨張量の変化を示す．平均速度は 4/6/8 m/min の3種類に設定し，上昇から下降に階段状に変化させた．温度測定はデジタル式温度計で直接計測している．レーザ測長器による位置決め測定は，移動ストローク両端および中央の計3箇所を計測している．また，第2章の測定結果から，ボールねじは稼働直後に急激な変化挙動となることを確認済みであることを考慮して，測定開始前に所定の暖機運転を実施している．

両グラフから，温度変化および熱膨張変化が平均速度の増減に対応していることがわかることから，平均速度をパラメータとしたボールねじ温度上昇計算式の作成が可能であると考えられる．

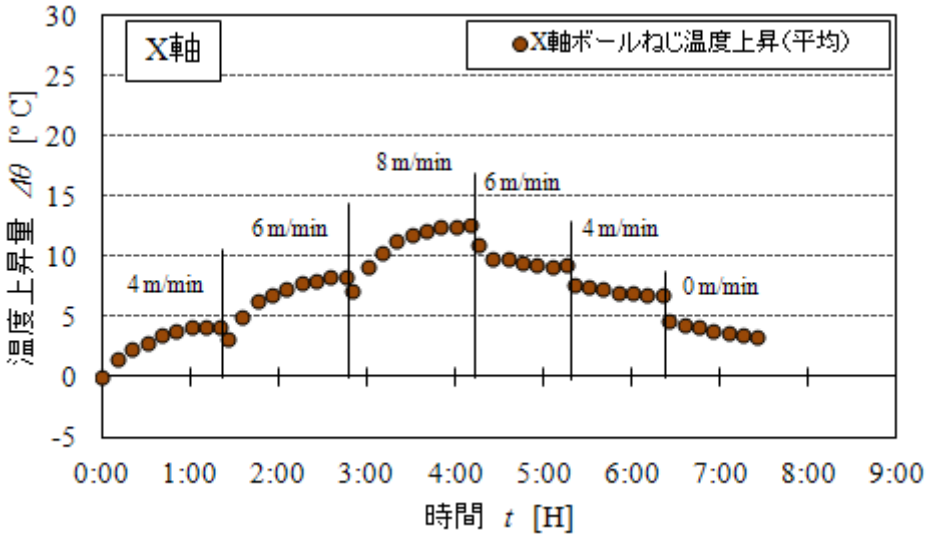


図３－７　Ｘ軸ボールねじの平均速度変化に対する温度変化挙動

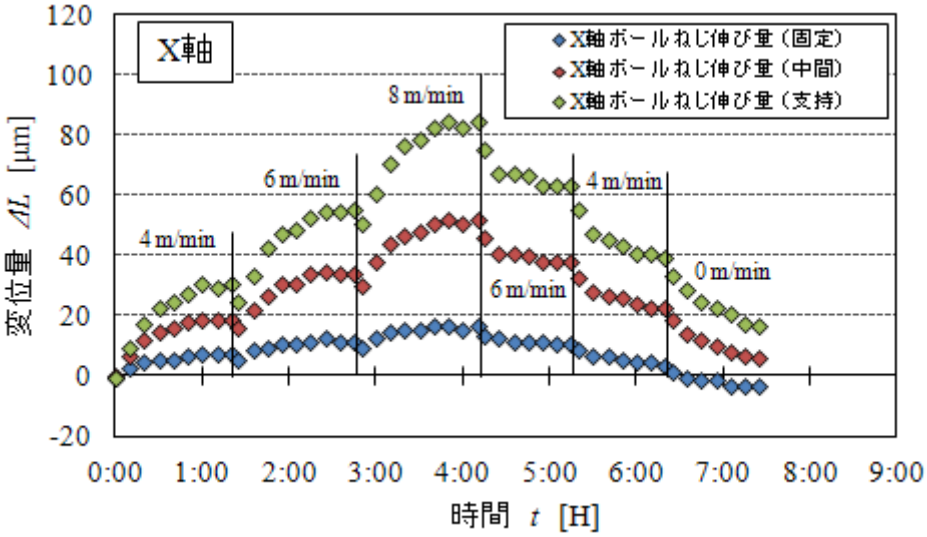


図３－８　Ｘ軸ボールねじの平均速度変化に対する熱膨張量変化挙動

３．４．３　Ｙ軸ボールねじの熱膨張挙動

図3-9に，平均速度変化に対するボールねじ温度上昇量の変化を示す．**図3-10**に，平均速度変化に対する熱膨張量の変化を示す．平均速度は 4/6/8 m/min の3種類に設定し，上昇から下降に階段状に変化させた．温度測定はデジタル式温度計で直接計測している．レーザ測長器による位置決め測定は，移動ストローク両端および中央の計3箇所を計測している．また，測定前に暖機運転を実施し，熱的に安定した状態から測定を開始している．

X 軸の測定結果と同様に，平均速度の増減に温度変化および熱膨張変化の両方が追従しており，平均速度をパラメータとしたボールねじ温度上昇計算式の作成が可能であることがわかる．

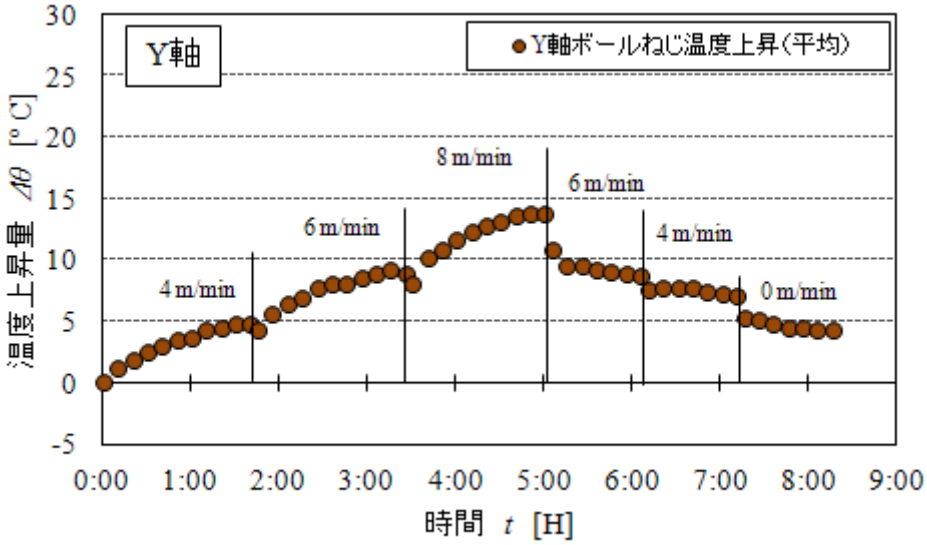


図３－９　Ｙ軸ボールねじの平均速度変化に対する温度変化挙動

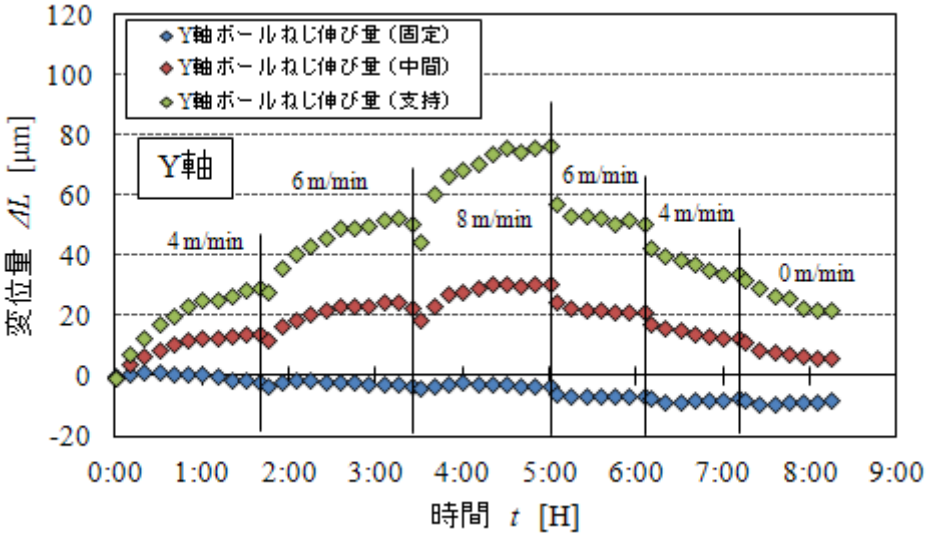


図３－１０　Ｙ軸ボールねじの平均速度変化に対する熱膨張量変化挙動

３．４．４　Ｚ軸ボールねじの熱膨張挙動

図3-11に，平均速度変化に対するボールねじ温度上昇量の変化を示す．**図3-12**に，平均速度変化に対する熱膨張量の変化を示す．平均速度は4，6，8 m/min の3種類に設定し，上昇から下降に階段状に変化させた．温度測定はデジタル式温度計で直接計測している．レーザ測長器による位置決め測定は，移動ストローク両端および中央の計3箇所を計測している．また，測定前に暖機運転を実施し，熱的に安定した状態から測定を開始している．

XY 軸の測定結果と同様に，平均速度に対応して温度変化および熱膨張変化が確認できることから，平均速度をパラメータとしたボールねじ温度上昇式の作成が可能であることがわかる．

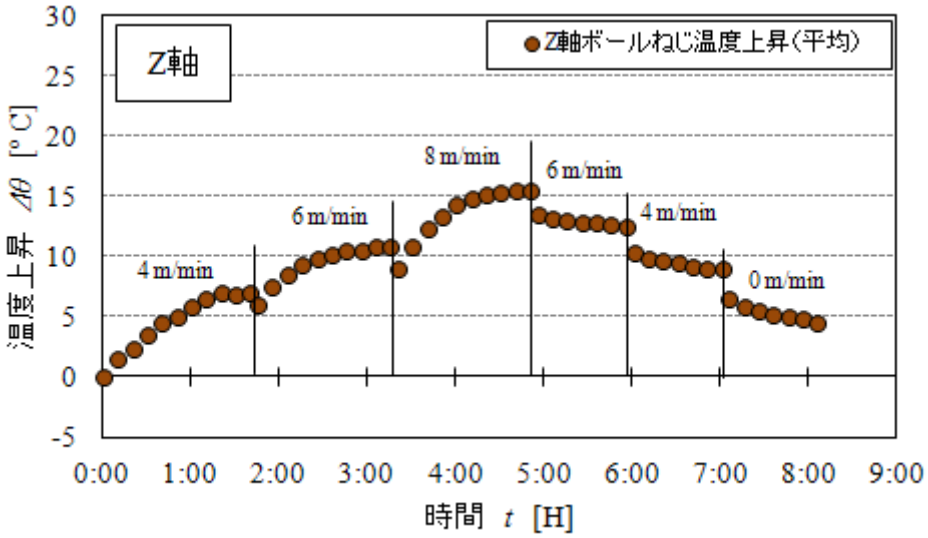


図３－１１　Ｚ軸ボールねじの平均速度変化に対する温度変化挙動

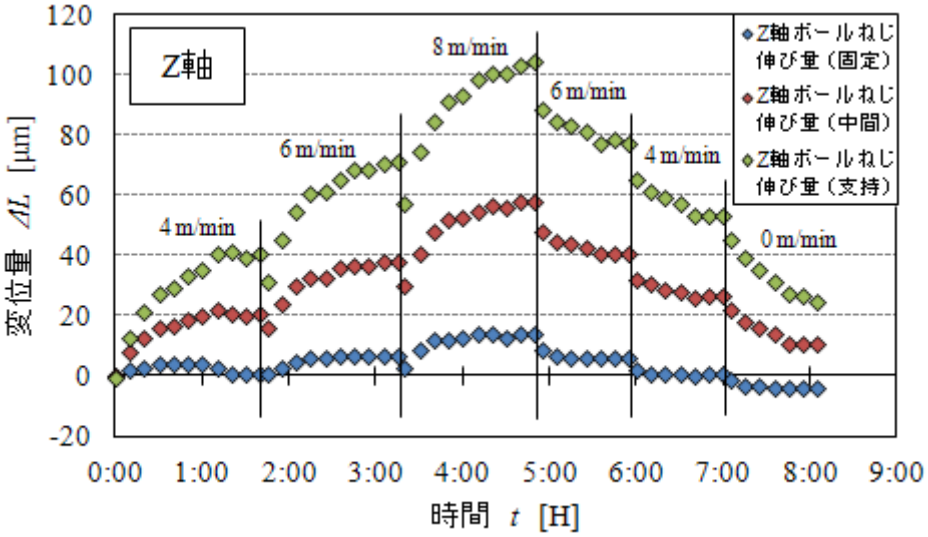


図３－１２　Ｚ軸ボールねじの平均速度変化に対する熱膨張量変化挙動

３．４．５　ボールねじ温度上昇量および熱膨張量と平均速度の関係

図3-13に，各軸における平均速度の変化に対するボールねじ温度上昇飽和値の関係について示す．平均速度 4 m/min と 6 m/min に関しては，温度上昇過程と温度下降過程における測定結果の平均値で示している．**図3-14**に，ボールねじ温度上昇量と熱膨張量の関係について示す．

まず，平均速度と温度上昇量の関係について，図3-13より，限定された平均回転速度範囲ではあるが，予測したとおりに平均速度の変化に対してボールねじ温度上昇量は線形的に近似可能であることが確認できた．また，温度変化の時定数に関しては，摩擦発熱による入熱量に無関係であることから，第 2 章において測定した結果から容易に求めることができる．したがって，各軸ごとに近似直線の傾きを実験的に決定することで，平均速度からボールねじ温度上昇量を予測演算できる計算式を作成することができることになる．具体的には，平均速度は事前に加工プログラムから求めておくことが可能であり，予測式から温度上昇飽和値を求めることができる．また，すでに時定数は求まっていることから，加工開始からの経過時間に対応した温度上昇値は，一次遅れ系の計算式により計算することで求まることになる．

次に，温度上昇量と熱膨張量の関係について，図3-14より，温度上昇量に対して熱膨張量は密接な線形関係であることがわかる．予測演算した温度上昇値に対するボールねじの熱膨張量を求めることで，各補正点に対応した補正量を決定することができ，補正量を CNC 装置に入力することでボールねじ熱膨張をキャンセルすることが可能となる．この測定結果から，ボールねじの設置方法（シングルアンカ方式）から予測したとおり，温度上昇量と熱膨張量は鋼の線膨張係数通りの伸びとして，非常に密接な線形関係であることを確認することができる．したがって，稼働時間に対応したボールねじ熱膨張量が平均速度をパラメータとして予測可能である．

以上より，平均速度に対してボールねじ熱膨張量が線形関係であることが確認できたため，加工プログラムからボールねじ熱膨張量は容易に簡易演算によって求めることができることになる．

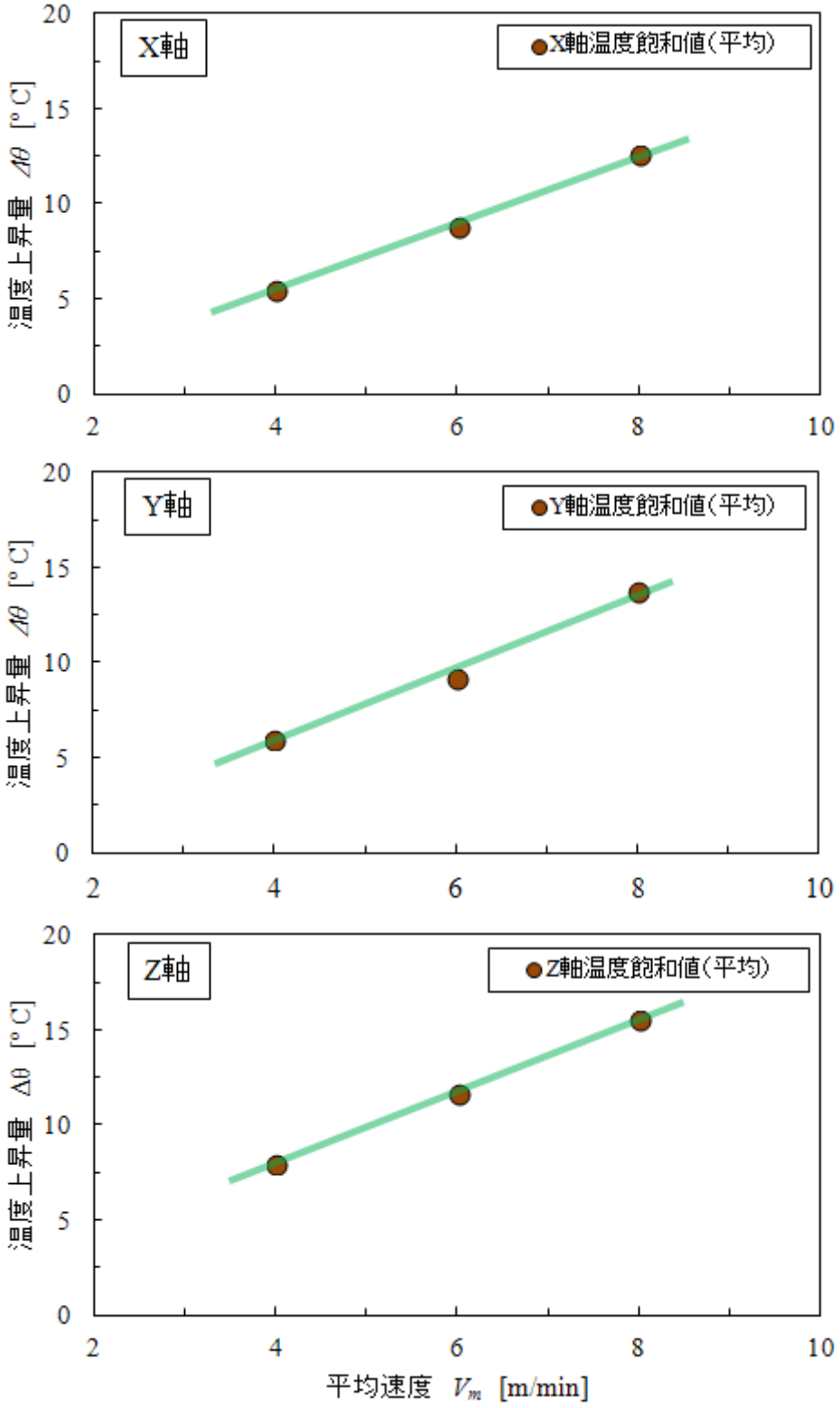


図３－１３ 平均速度と温度上昇量の関係

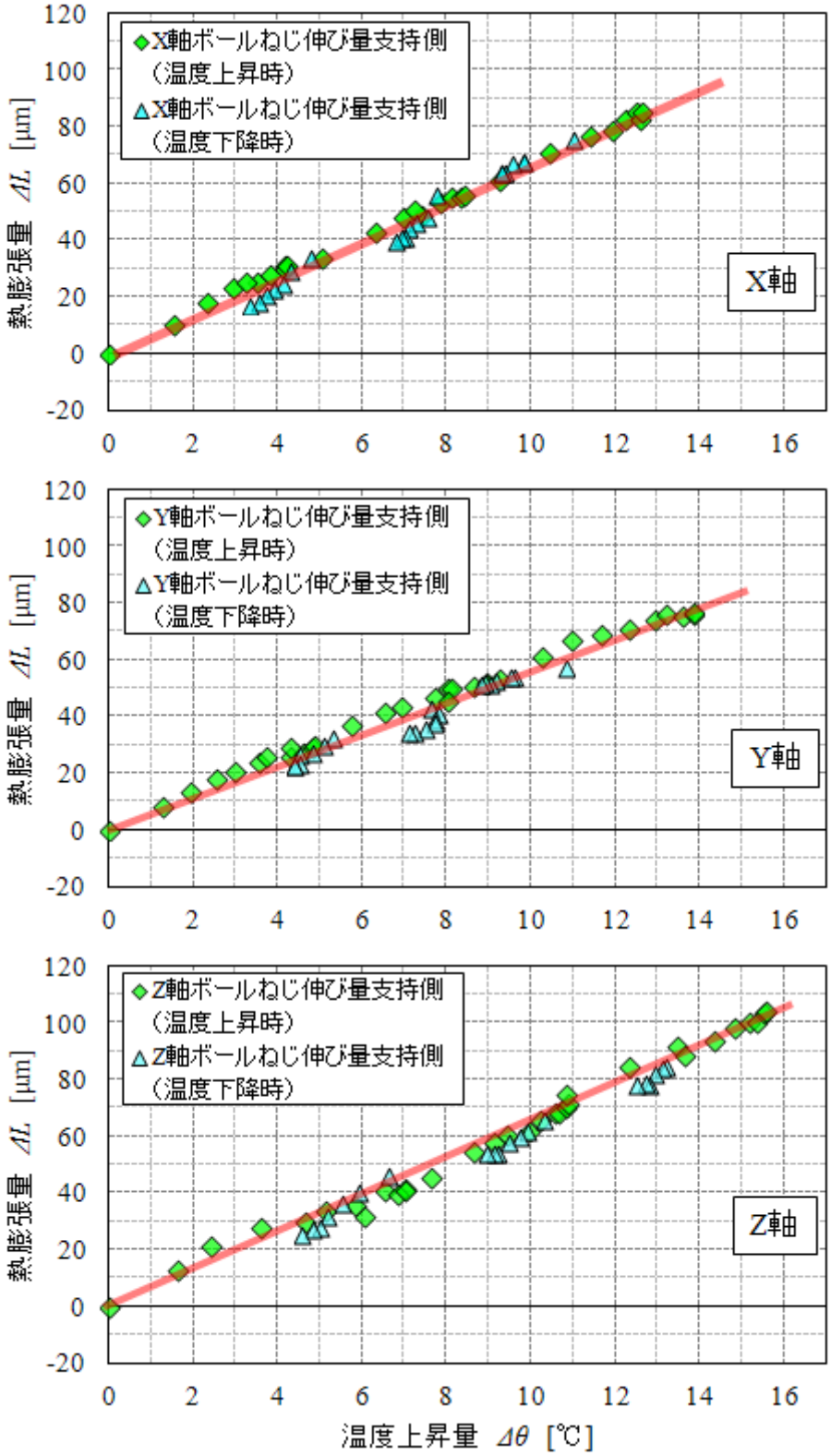


図３－１４ 温度上昇量と熱膨張量の関係

３．５　簡易的ソフト補正による繰返し位置決め精度向上効果

図3-15, 図3-16, 図3-17に, 補正精度の効果についてパターン A, B, C の3種類の測定結果を示す. 本測定の開始前には, レーザ測長器による測定前と同様の暖機運転を実施し, 熱的に不安定になることを抑制している.

全ての稼働条件における測定結果から, 簡易ソフト補正の実施により, 主軸－工作物間の相対変位が稼働時・停止時に関わらず, 安定的に抑制できていることがわかる. 3種の異なる運転プログラムに対して充分な補正効果を示すことができたので, ソフト的補正によるボールねじ熱膨張量対策は有効な対策法であることが確認できた. 本研究で実施した簡易ボールねじ熱膨張ソフト補正を実施することにより, ハード的な改造を加えることなくボールねじ熱膨張による精度劣化を抑制することが可能であることを確認することができた. より補正精度の安定化を図るためには, 若干のコストアップとなるが, 送り駆動部に位置検出装置を設置（工作機械において, 機械原点付近などに外部位置検出器を設置することは一般的である）することが効果的であると考えられる. 位置検出装置の設置により, 測定動作という被加工時間の増加によって生産効率の低下が懸念されるが, 加工能率に影響が出ないように数サイクル毎に実際の変位量を測定すれば能率の低下は限定的に収められる. したがって, 実験的に求めた予測演算式による予測膨張量と, ボールねじの熱膨張量の実測値とを定期的に比較することにより, 補正精度の向上および安定化を実現できることから, 予測と実測の併用による補正方法が, より実用的な手法であると思われる.

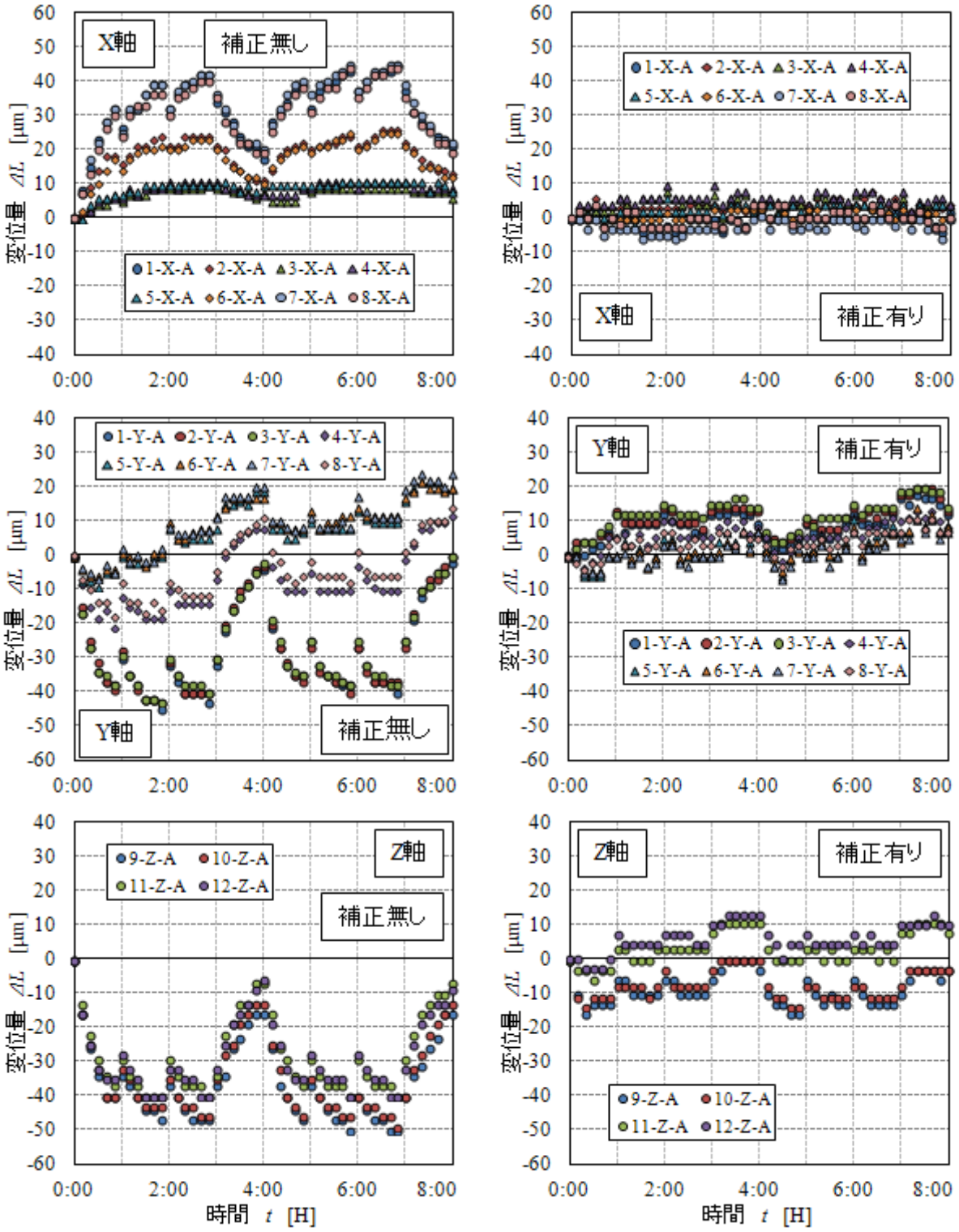


図３－１５ 補正による精度安定性の効果 (パターン A)

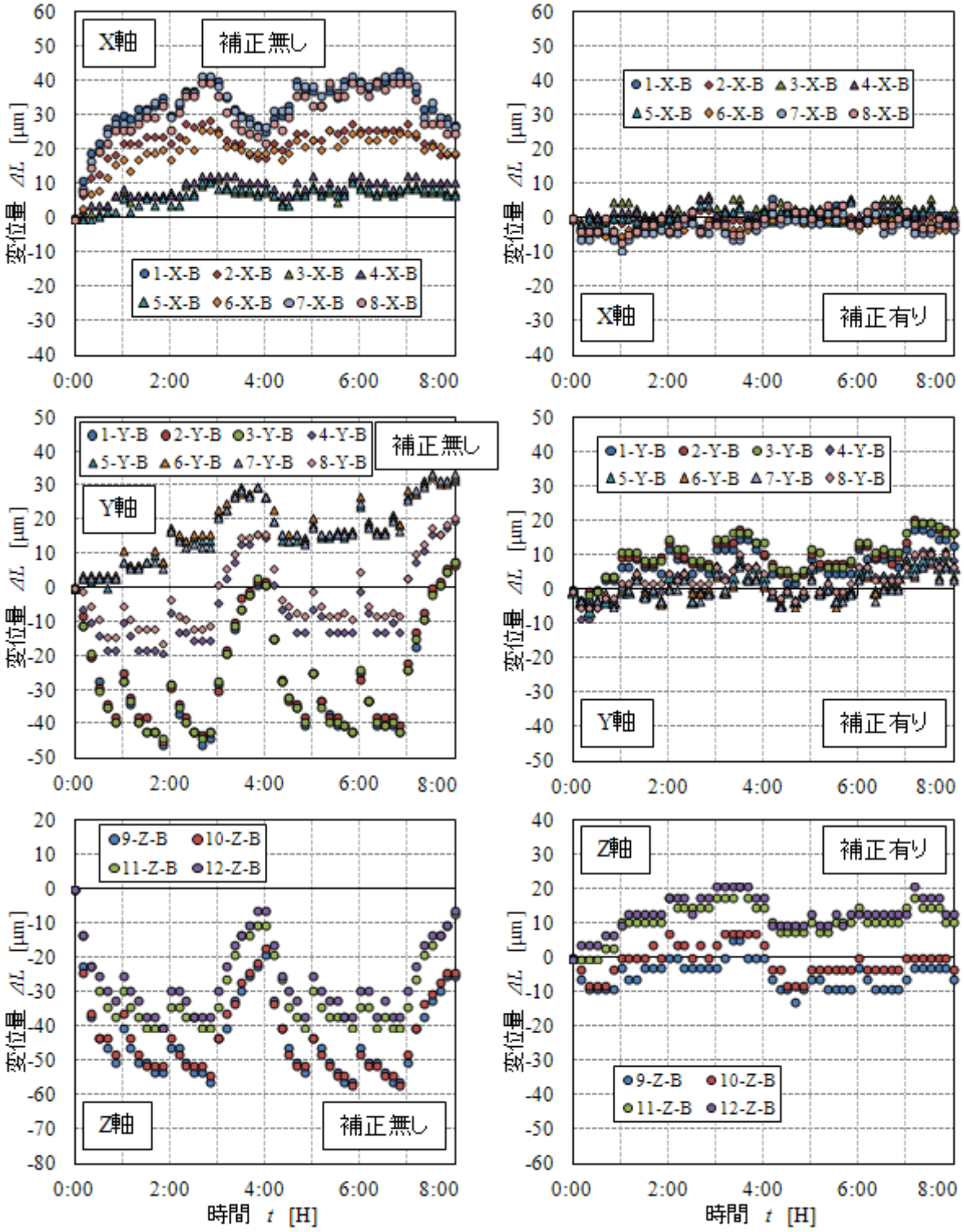


図３－１６ 補正による精度安定性の効果 (パターン B)

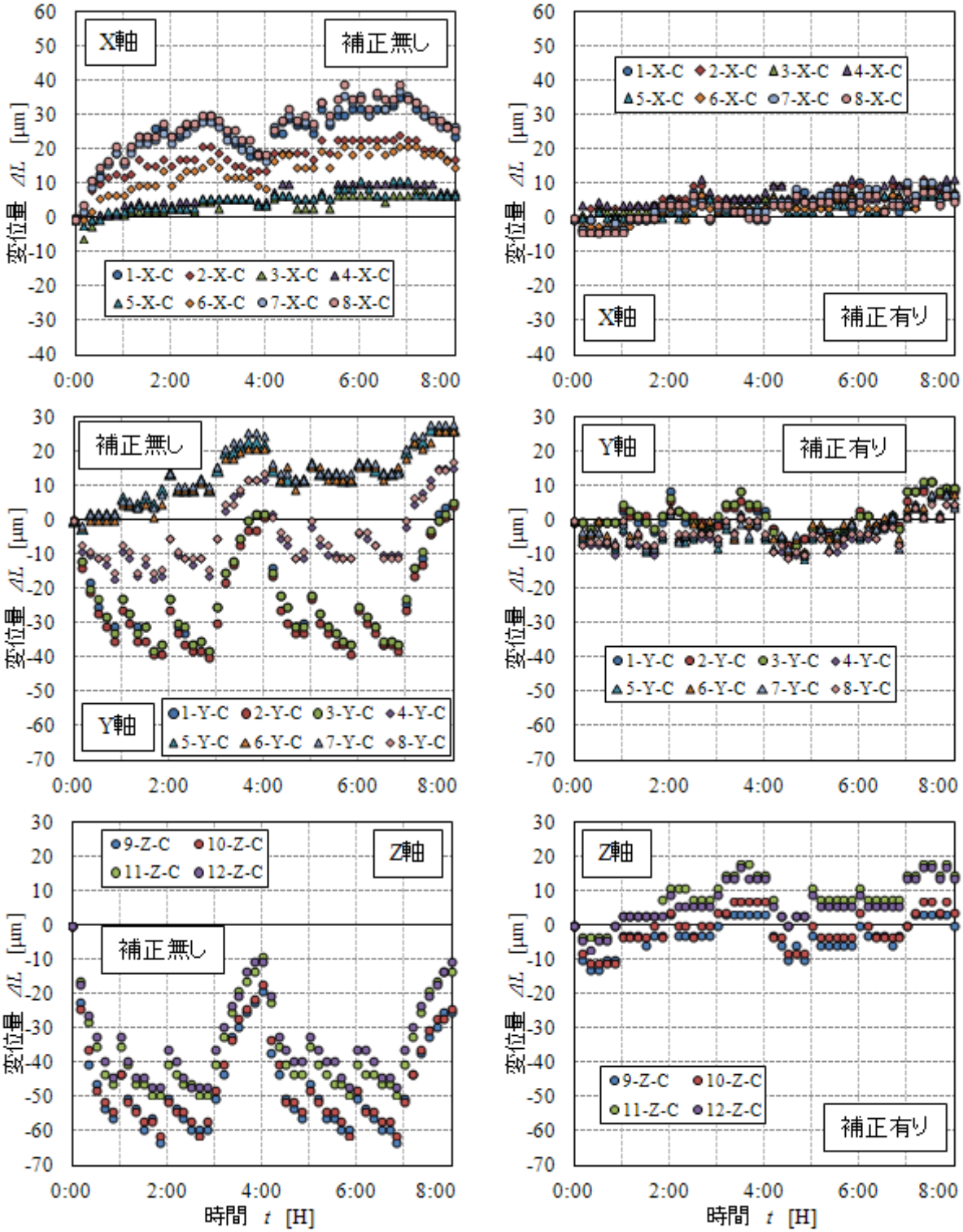


図３－１７ 補正による精度安定性の効果 (パターン C)

３．６　まとめ

本章においては，機械送り駆動時の摩擦発熱により発生するボールねじの熱膨張に起因する繰返し位置決め精度の低下に対する有効的な手段を確立することを目的として，CNC 装置内部パラメータであるピッチ誤差補正機能を利用したソフト的なボールねじ熱膨張補正方法について，その手順の説明および補正効果の調査を実施している．補正を実施するためには，ボールねじの熱膨張量を予測する必要があるため，平均速度をパラメータとしたボールねじ熱膨張予測演算式を実験的に求めている．その際に，より高精度に温度変化に対するボールねじ熱膨張量の変化挙動を確認するために，レーザ測長器を用いた精密測定を実施した．また，ソフト的補正効果の確認については，主軸に装着したタッチプローブを使用して，治具上に設置したマスタープレートを長時間連続測定することでおこなっている．本章により得られた主な結果は，以下のとおりである．

1. 低コストで実施可能なボールねじのソフト的簡易熱変位補正方法について，機械の稼働や停止に対応した補正効果を確認できた．
2. ボールねじの摩擦発熱による温度上昇挙動は，一次遅れ系の応答式で簡易的近似が可能であることを確認した．
3. 加工プログラムから求めることが可能な各軸の平均速度から，各軸ボールねじ個別に補正係数を実験的に決定できる．
4. 固定－支持方式のボールねじ駆動システムにおいては，温度上昇に対してねじ軸は線形的に熱膨張することが確認できたことから，この方式は計算機補正に適しているといえる．
5. 補正の精度や安定性をより一層向上させるためには，ボールねじの熱膨張を実測する装置を追加することが有効である．
6. CNC 内部パラメータを利用したソフト的な補正は，低コストで実施可能であり，工作機械におけるボールねじ熱膨張補正として最適な手法であるといえる．

第４章　ボールねじの熱膨張量推定を目的とした摩擦発熱メカニズムの解明および定量化

４．１　ボールねじ熱膨張量予測の目的と意義

第3章では，繰返し位置決め精度に悪影響を与えるボールねじ熱膨張に対して，ボールねじ駆動時の摩擦発熱によるねじ軸の温度上昇量および熱膨張量を簡易的に予測演算する式を実験的に決定し，その式により有効ストローク内の位置ずれ量を予測演算し，あらかじめ CNC 装置内部パラメータ値を利用して計算機補正を実施することで，繰返し位置決め精度の安定化を実現できることを示してきた．第3章における温度上昇演算式の係数は，限定された運転条件範囲内において実験的に求めたものであり，汎用性が低く他機種へそのまま流用することはできない式であった．CNC 装置内部パラメータを使用したソフト的な精度補償法方法においては，補正量演算結果の正確さが補償精度を左右することから，さらなる補償精度向上を目指すためには，より詳細かつ一般的なねじ軸温度上昇予測のための基本演算式が必要である．そして，その基本演算式はあらゆる機種に対しての応用が簡便に実施できるように，なるべく少ない実験回数で特性係数を決定できることが望まれる．そのためには，ボールねじナット部における摩擦発熱状態やねじ軸の温度上昇挙動，およびサポートベアリングの発熱やねじ軸からの放熱特性，潤滑剤の粘性による影響などの諸現象を明らかにし，それらを演算式内部に適切に盛り込むことが重要となる．ボールねじの発熱および熱膨張に関しては，これまでに数多くの研究がおこなわれ，非常に有益な成果が多数報告されている [4-1)~4-4)] ことから，それらを踏まえたうえで，本研究において使用した高速タイプのボールねじに関する検証を進めている．また，ボールねじの摩擦発熱挙動は同一機械であっても稼働状態により大きく変動するため，運転条件の変化にも柔軟に対応できることが必要となる．ここで，第3章で示したように，運転条件の違いを表わすパラメータとしては平均速度が適していることから，本論文で求める基本演算式は，平均速度を入力変数とする式とすることに決定している．ボールねじの摩擦発熱メカニズムを解明し，温度上昇挙動を予測できるようにすることは，低コストで効率的な熱変形対策の検討に対して非常に有益である．

以上より，本章では，ボールねじ駆動システムにおける稼働時の摩擦発熱によるねじ軸温度上昇挙動の解明を進めながら，最終的にねじ軸温度上昇の予測基本演算式を確立するまでの過程について示している．ボールねじ駆動時の発熱要因は，ナット部やベアリング部などの回転駆動部で発生する機械摩擦であることから，本論文では摩擦力の大きさをモータ軸換算のトルク量によって評価することとし，トルク値はモータ負荷電流値を測定することで得ている．基本演算式を確立するためには，ボールねじナット部の摩擦発熱状態やねじ軸への熱流入状態，およびねじ軸からの放熱特性を明らかにすることが必要不可欠であるため，ナット部のみで発生している摩擦トルクの抽出や，グリス粘性に起因するトルク成分の変動状態の測定を試み，さらに稼働時および停止時におけるねじ軸表面平均熱伝達率などについても検証をおこなっている．過去の研究においても示されているように，ボールね

じの発熱挙動を支配している因子は多数存在し，それらが複雑に関連し合っているため，各要因に対して個別に把握していくことが鍵となる．最終的に，平均速度を変数とし，熱伝達率やねじ軸への熱流入比率などを内包した特性係数を有する演算式を確立している．

≪参考文献≫

4-1) 大塚二郎，深田茂生，小渕信夫：ボールねじの熱膨張に関する研究（定圧予圧の場合），精　密機械 50 巻 4 号 646

4-2) 小渕信夫，大塚二郎，星野高志：ボールねじの熱膨張に関する研究（差分法による温度分布計算），JSPE-53-12’87-12-1899.

4-3) 小渕信夫，大塚二郎：ボールねじの放熱特性に関する研究（第 1 報，外周強制冷却効果の評価実験），日本機械学会論文集(C 編)52 巻 477 号(昭 61-5)1660.

4-4) 小渕信夫，大塚二郎：ボールねじの摩擦トルクに関する研究（ダブルナット方式の特性），JSPE-52-03’86-03-528.

4-5) THK 株式会社：直動システムサポートブック，選定のポイント　回転トルクの検討　B15-61~63

4-6) (社)日本工作機械工業会：工作機械の設計学（応用編）第 2 章　案内および送り駆動系　(f)駆動トルク，(2003) 154.

4-7) 日本精工株式会社：精機製品・技術レポート，位置決め精度に対するボールねじ・直動案内の影響　3.6. 熱膨張

4-8) 日本精工株式会社：精機製品・技術レポート，ボールねじの最近の技術動向　2.2.4. 温度上昇・熱変位の増大

4-9) 日本精工株式会社：精機製品・技術レポート，ボールねじの最近の技術動向

4-10) 日本精工株式会社：精機製品・技術レポート，ボールねじの予圧とトルク

4-11) THK 株式会社：直動システムサポートブック，選定のポイント　予圧　B15-28~31

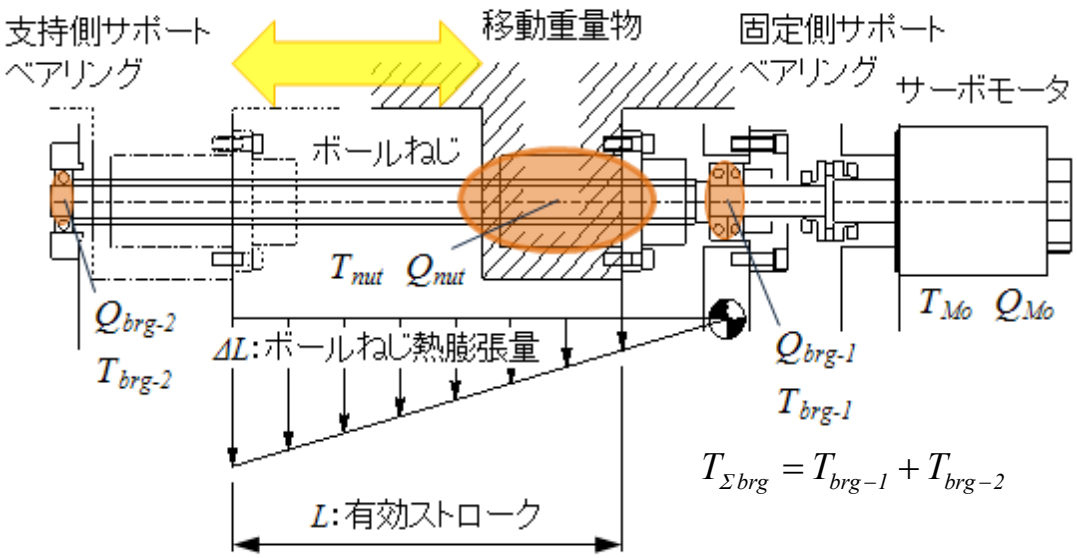
４．２　サーボモータ負荷電流値によるボールねじナット部の摩擦トルク推定

４．２．１　ボールねじナット部摩擦トルクの抽出方法

ボールねじの摩擦発熱現象を解明するためには，回転駆動部における摩擦発熱量を正確に把握することが重要である．そのためには，機械摩擦の結果として発生している摩擦トルクを的確に測定することが有効であるため，さまざまな駆動条件におけるモータ軸換算のトルク値を，モータの負荷電流値から測定することを実施した．トルク測定は，各軸フルストロークの往復稼働で，両端停止時間を 1 秒という運転条件でおこなっている．予圧ボールねじ駆動システムにおいて，主要な機械摩擦の発生源はナット部とサポートベアリング部である．ナット内部は，所定の予圧荷重が与えられた状態であり，多数のボールを介してナットの溝部とねじ軸の溝部とが接触しており，最大の発熱源である．摩擦発熱による温度変化状態は，第2章のサーモグラフィ測定結果で示したとおりであり，ねじ軸の温度上昇は他の要素に比べ格段に大きくなる．また，ねじ軸両端に設置されているサポートベアリングも，ねじ軸を軸方向に固定するために主軸ベアリングに比較して大きめの予圧設定であり，主要な発熱源であるといえる．サポートベアリング部の発熱に関しても，第2章のサーモグラフィ測定結果から視覚的に確認できる．

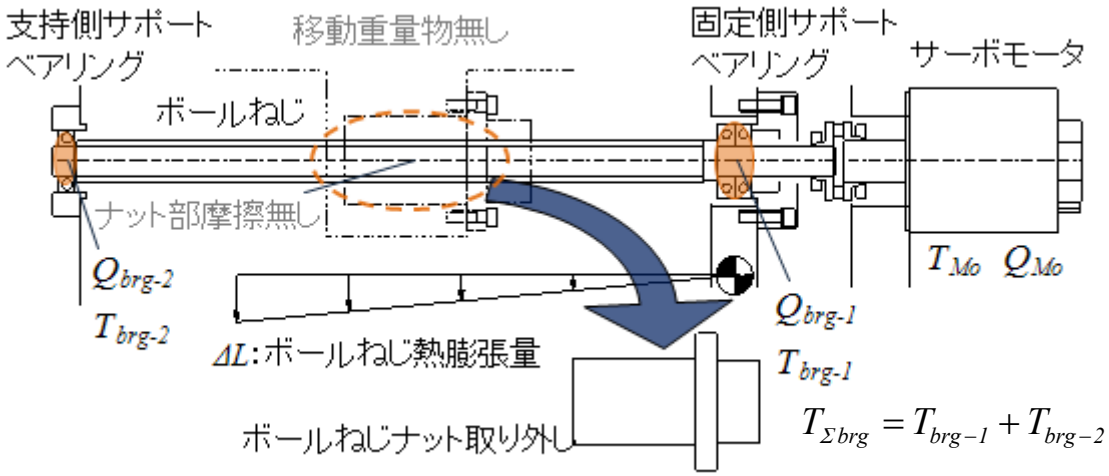
ボールねじ駆動による摩擦発熱影響を検証するためには，各熱源ごとに個別に調査することが重要となる．そのために，モータ負荷電流値測定を，通常の設置状態と，ボールねじナットを取り外すことにより移動重量物無しの状態の2つの状態において実施して，重量物がある場合と比較・検証を進めることとした．ナットの取り外しについては，機械構成を考慮してＸ軸ボールねじのみでの実施としている．ここで，ボールねじナットを取り外しての測定とは，固定側および支持側のサポートベアリング部の発熱状態に関する検証のことであり，両側サポートベアリングの摩擦トルクの総計とモータ自身の摩擦トルクとの総和の測定ということになる．

図4-1に，ボールねじ通常設置状態でのトルク測定における概略図を示す．図中の記号 T はトルクを表わし Q は摩擦発熱量を示しており，添え字は発生箇所を意味している．サポートベアリングは通常複数列で配置されることから，それらの合計で評価することにしている．**図4-2**に，ナット取り外し状態でのトルク測定における概略図を示す．ナットを取り外すことで，ナット部で機械摩擦は発生しないこととなるので，ナット部で発生するトルクや摩擦発熱による影響が全く無い，サポートベアリング部とモータ部に起因するトルクおよび発熱現象を測定・観察できることになる．



$$T = T_{nut} + T_{\Sigma brg} + T_{Mo}$$

図４－１　移動重量物有りでのトルク測定（通常状態）



$$T' = T_{\Sigma brg} + T_{Mo}$$

図４－２　移動重量物無しでのトルク測定（ナット取り外し状態）

ボールねじ駆動時におけるサーボモータ軸換算の負荷トルク T について，トルク発生箇所別に分類した成分の総和として定義する場合，

$$T = T_{nut} + T_{\Sigma brg} + T_{Mo} \quad [\mathrm{N \cdot m}] \qquad (4\text{-}2\text{-}1)$$

と表わすことができる．ここで，T_{nut} はナット部で発生しているトルク成分であり，$T_{\Sigma brg}$ はサポートベアリングで発生する摩擦トルク成分の合計であり，T_{Mo} はモータ単体での摩擦トルク成分である．

次に，ナット取り外し状態におけるモータ軸換算トルク T' を考えた場合，ナットが存在しないため，

$$T' = T_{\Sigma brg} + T_{Mo} \quad [\mathrm{N \cdot m}] \qquad (4\text{-}2\text{-}2)$$

と表わすことができる．両者の差を ΔT と定義すると，

$$\Delta T = T - T' = T_{nut} \quad [\mathrm{N \cdot m}] \qquad (4\text{-}2\text{-}3)$$

となり，ナット部トルクを抽出することができる．

以上より，通常状態である移動物有りのトルク測定結果から，同一の運転条件で稼働した場合の移動物無しのトルク測定結果を差し引くことにより，サポートベアリングで発生する摩擦トルク成分の総和 $T_{\Sigma brg}$ とモータ単体での摩擦トルク成分 T_{Mo} をキャンセルできるため， T_{nut} のみに絞り込むことができることが理解できる．ナット部摩擦トルク成分 T_{nut} のみを正確に抽出することは，ボールねじ駆動時の複雑な摩擦発熱メカニズムの検証・解明にとって非常に有益であることは明らかなことである．

４．２．２　サポートベアリングの発熱による影響

これまでのボールねじ駆動時の温度上昇に関連するさまざまな測定は，全て通常設置状態におけるものであり，各熱源における摩擦発熱量の総計による温度変化状態を調査していたこととなるが，熱による現象をより正確に把握するためには，各熱源ごと個別にその影響度合いを確認することが重要である．そこで，ナット取り外し状態において連続測定を実施し，サポートベアリングの発熱現象について連続測定をおこなった．測定内容は，有効ストローク範囲にねじ軸しか存在していないため，温度測定のみを実施し，熱膨張測定は実施していない．

図4-3に，固定側サポートベアリング部の発熱状態測定結果を示す．サポートベアリングのみの発熱現象を調査するために，ナット取り外し状態で測定実施している．発熱状態および伝熱の様子を視覚的に把握するために，サーモグラフィによる測定と，ねじ軸表面温度をデジタル式温度計で直接測定することをあわせて実施している．稼働条件としては，両端停止時間 1 秒で繰返し送り稼働させた場合と同様の条件でモータ回転させている．下段の温度変化グラフ内の記号 a~f は，サーモグラフィ測定結果画像内に示す a~f に対応しており，直接温度測定した箇所を示している．ポイント a はベアリングケース外壁部であり，他の点はねじ軸表面である．

図4-3より，固定側サポートベアリング発熱がねじ軸回転の進行につれてねじ軸へと熱伝導している様子がわかる．温度上昇はベアリング付近の狭い範囲に限定されており，ボールねじの有効ストローク部分へはほとんど影響が及ぼされていないことになる．また，同一稼働条件における通常時有効ストローク範囲のねじ軸温度上昇に比較して，最も温度が高くなるベアリング近くのねじ軸温度上昇値であっても，その温度は 25 %程度であり，ナット部の摩擦発熱量に対して固定側サポートベアリングの発熱量はかなり小さいことを確認できた．したがって，固定側サポートベアリングの発熱による位置決め精度への影響はかなり限定的であり，ねじ軸全体の反固定側方向へのシフト量として現れることが予測される．そのシフト量も，ベアリングケース部の温度測定を実施することで容易に予測演算できると考えられるため，CNC 装置の原点オフセット機能により比較的簡単に対応が可能であるといえる．

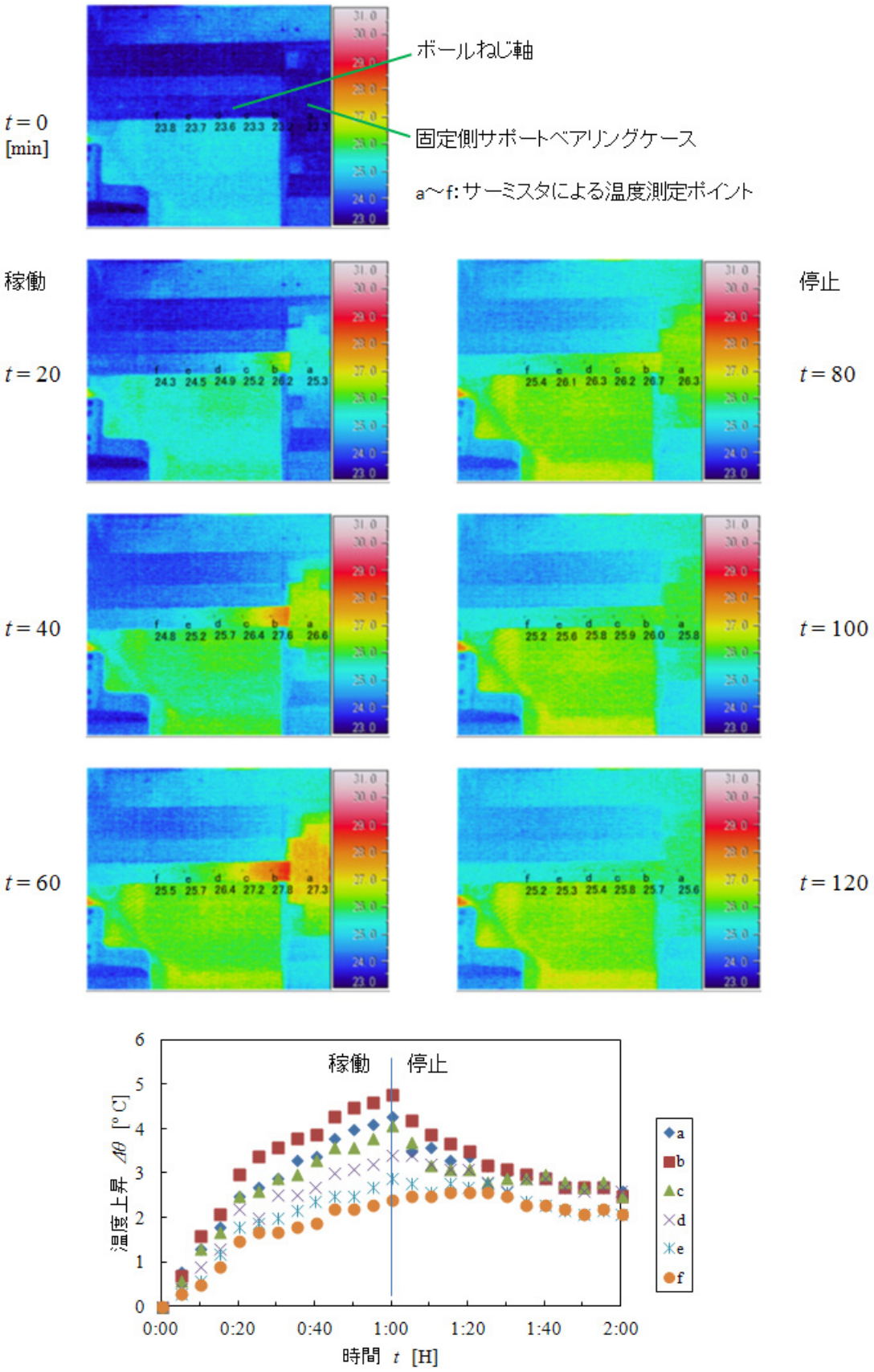


図４－３　サポートベアリング部の発熱状態（固定側）

図4-4に，支持側サポートベアリング部の発熱状態測定結果を示す．サポートベアリングのみの発熱現象を調査するために，ナット取り外し状態での測定である．観察方法としては，固定側サポートベアリング部の測定と同様に，サーモグラフィによる測定と，ねじ軸表面温度をデジタル式温度計で直接測定することをあわせて実施している．稼働条件も同様に，両端停止時間 1 秒で繰返し送り稼働させた場合の条件としている．下段の温度変化グラフ内の記号 a～f は，サーモグラフィ測定結果画像内に示す a~f に対応しており，直接温度測定した箇所を示している．ポイント f はベアリングケース外壁部であり，他の点はねじ軸表面である．

図4-4より，支持側サポートベアリングの発熱によるねじ軸温度上昇は非常に小さく，有効ストローク範囲外のみにしか伝熱していないことから，繰返し位置決め精度に対してほとんど影響が無いことがわかる．したがって，シングルアンカ方式のボールねじ熱膨張を検討する際に，支持側サポートベアリング発熱の影響は無視できることを確認できた．

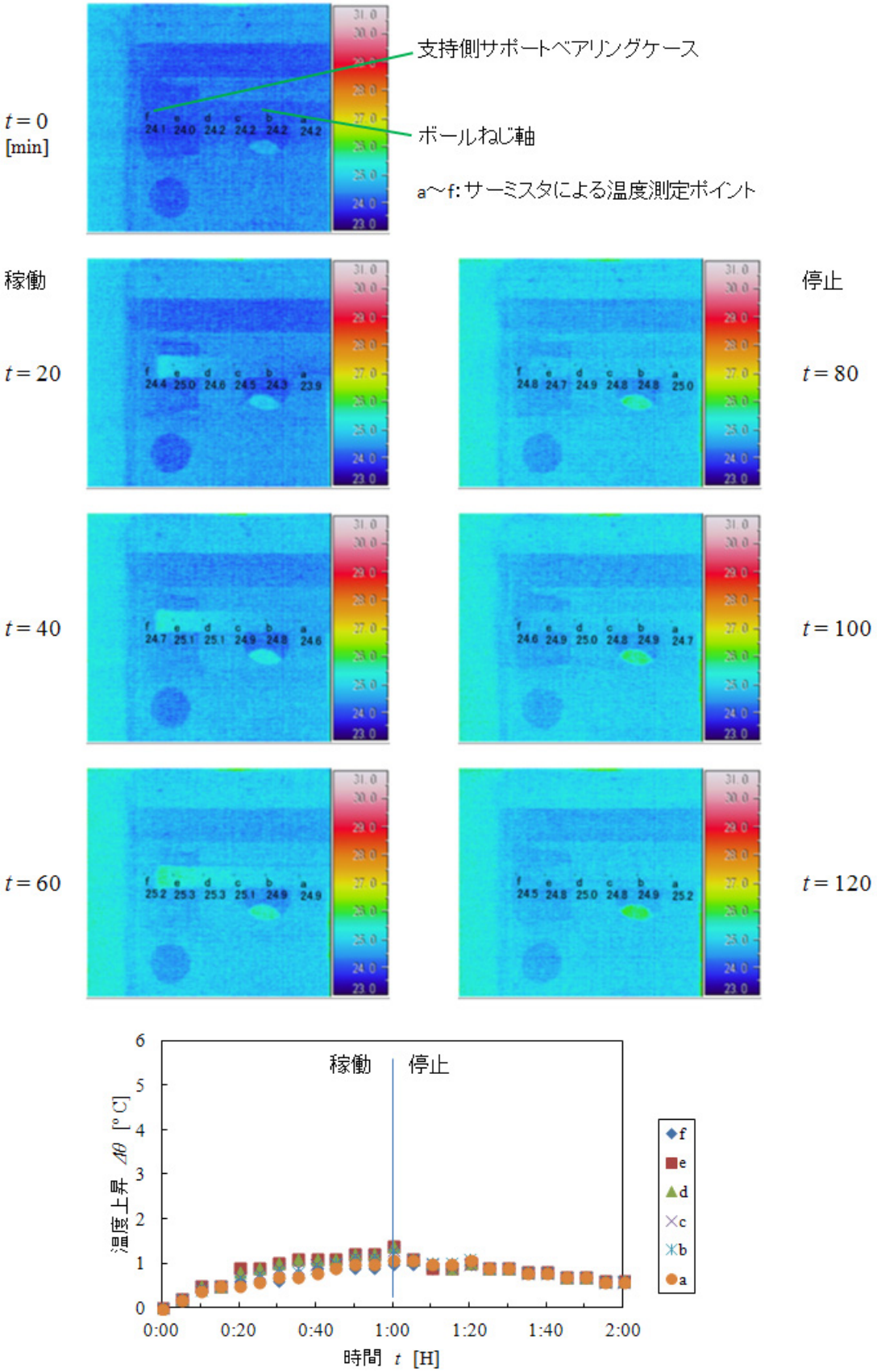


図４－４　サポートベアリング部の発熱状態（支持側）

４．２．３　ボールねじ駆動システムにおけるトルク構成要素の分類および定義

本節では，ボールねじの摩擦発熱現象を解明するために，ボールねじ駆動時におけるモータ軸換算トルク T について，その構成要素成分の分類と各要素の定義を示していく．ボールねじの発熱現象に関しては，多くの発熱要因が複雑に関連し合っているため，それぞれの要因ごとの個別に検証することが重要となる．

ボールねじ駆動時に発生するモータ軸換算トルク T は，「定常時のモータ軸換算トルク T_m 」と「加減速時のモータ軸換算トルク T_a 」の和であることから，

$$T = T_a + T_m \quad [\mathrm{N \cdot m}] \qquad (4\text{-}2\text{-}4)$$

である [4-5)4-6)]．上式より，モータ軸にかかる最大トルク T_{max} は加速時に発生することがわかる．また，最高速に到達後において加速トルク T_a はゼロとなるので，最高速移動中のトルクは T_m となる．

図4-5に，ボールねじ駆動システムの無負荷での早送り稼働時におけるサーボモータ負荷電流値測定により得られた，モータ軸換算負荷トルクの変化過程を示す．ボールねじ駆動による位置決め動作において，モータ軸換算トルクの変化過程は，加速時(t_1 ：加速時間 [s])に慣性モーメントに打ち勝つために最大値 T_{max} となり，所定の最高速度 V_{max} に到達後の等速移動時(t_2 ：等速時間 [s])には一定値(以下，定常トルクと示す．)で推移し，その後に減速過程(t_3 ：減速時間 [s])を経て停止し，動作完了に至ることになる．上段のグラフ①は通常設置状態におけるトルク変化であり，中段のグラフ②は，同一の運転条件下において，ボールねじナットを取り外した状態で，移動重量物が無い場合でのトルク変化である．このグラフ②で示すトルク変化は，モータとサポートベアリングという2要素限定で発生するトルクのことである．そして，下段のグラフ③は，両者を差し引いた結果であり，外部荷重トルク(無負荷早送り駆動時は，重量物の移動に必要なトルクのみである．)とボールねじナット部で発生しているトルクの和であり，発生箇所をナット部に絞り込んだ場合のトルク挙動を示している．横軸の移動時間については，加速時間 t_1 および減速時間 t_3 は，CNC 装置内部パラメータにあらかじめ設定している時定数によって決まる時間であり，等速時間 t_2 は，移動指令距離に応じて変動する時間である．そして，図4-5に示すトルク測定結果は，全有効ストロークを移動指令した際のトルク挙動であり，等速時間 t_2 が最も長くなる条件における測定結果である．図中の記号について，記号「’」は，ナット取外し状態を表わし，記号「Δ」は差し引き量であることを表わすように定義している．

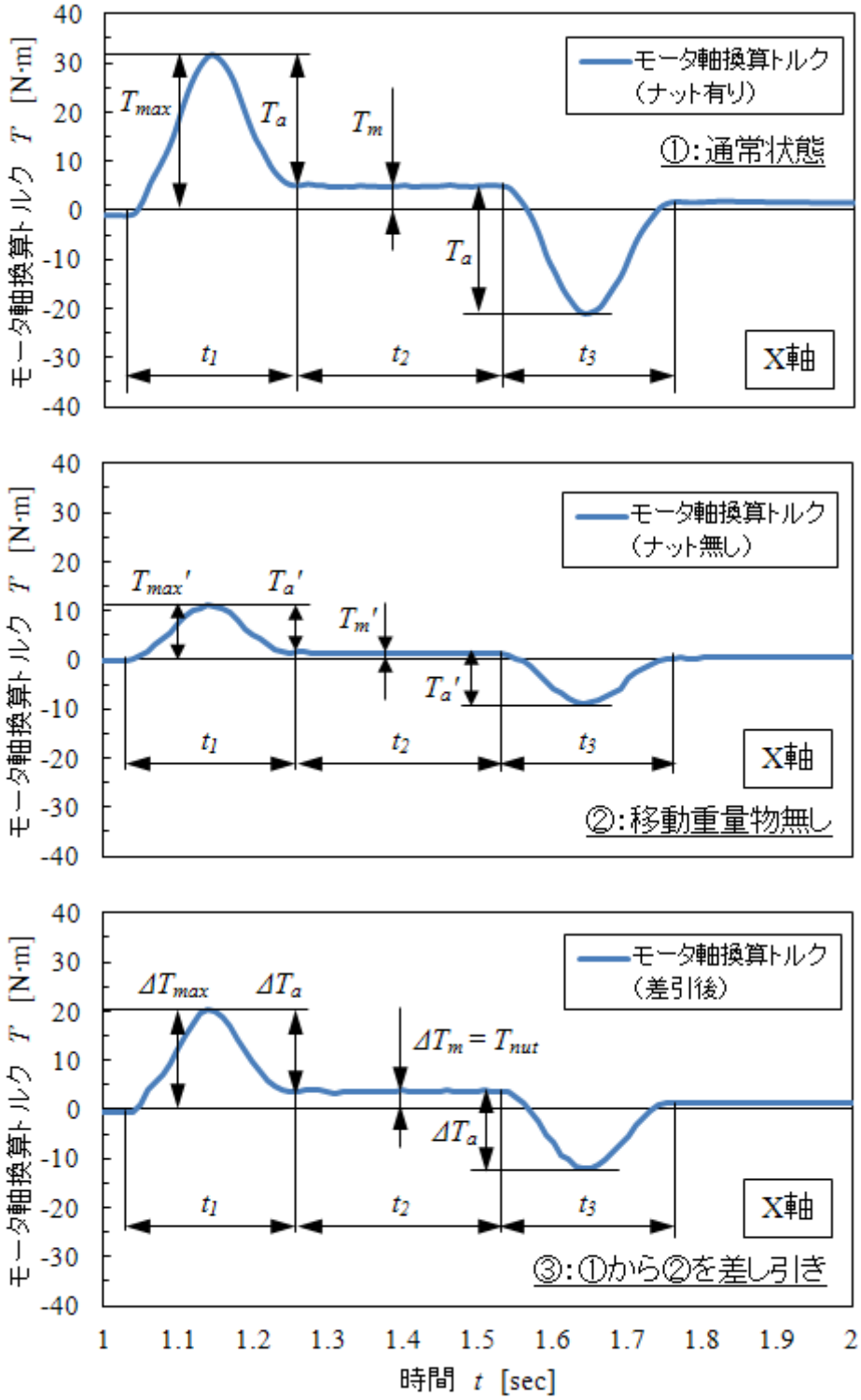


図４－５　各測定条件におけるモータ軸換算トルク

まず，ボールねじ駆動システムにおけるモータ軸換算の加速トルク T_a について示す．加速トルク T_a は移動重量物の慣性モーメント J_w に打ち勝つためのトルクであり，移動物質量 w と加速時間 t_1 に依存した値となる．したがって，移動物の有無による加速トルクの差である ΔT_a の値と移動重量物の慣性モーメント J_w から，正確な移動物質量 w を求めることができる．加速トルク差 ΔT_a は，

$$\Delta T_a = T_a - T_a' = [T_{\max} - T_m] - [T_{\max}' - T_m'] = \Delta T_{\max} - \Delta T_m \quad [\mathrm{N \cdot m}] \qquad (4\text{-}2\text{-}5)$$

であり，最大トルク差からと定常トルク差を差し引くことによって容易に求まることになる．

次に，最高速移動時に発生するモータ軸換算の定常トルク T_m について考えていく．移動重量物の有無による定常トルクの差である ΔT_m は，式(4-2-1)~(4-2-3)より，

$$\Delta T_m = T_m - T_m' = T_{nut} \quad [\mathrm{N \cdot m}] \qquad (4\text{-}2\text{-}6)$$

となり，ナット部のみで発生しているトルク T_{nut} のことである．予圧ボールねじにおいて，モータ軸換算の定常トルク T_m は，荷重項 T_F と速度項 T_V に分類することができることが知られている[4-4) 4-7)]．ナット部のみに着目して考えた場合，ナット部に加えられる荷重は，各種方式により所定量として与えられる予圧荷重 F_{a0} と，しゅう動部の摩擦抵抗や切削負荷などの合計である軸方向外部荷重 F_a である．本研究で使用しているボールねじはオフセット予圧方式である．速度項 T_V は，潤滑剤の粘性抵抗やかくはん抵抗による摩擦であり，回転数と潤滑剤の粘度に大きく依存するトルク成分である．本研究で使用するボールねじはグリス潤滑タイプであり，ナット部に封入されている．無負荷の早送り駆動を想定した場合に荷重項 T_F は，予圧荷重によるトルクを T_p と外部荷重に抗するためのトルク T_w の和である．

以上より，定常トルク差 ΔT_m すなわちナット部トルク T_{nut} は，

$$T_{nut} = T_F + T_V = T_p + T_w + T_V \quad [\mathrm{N \cdot m}] \qquad (4\text{-}2\text{-}7)$$

と分類することができ，「T_p ：予圧荷重によるトルク成分」と「T_w ：外部荷重に抗するためのトルク成分」と「T_V ：速度および潤滑剤の粘性に起因するトルク成分」の総和であることがわかる．式(4-2-7)の各トルク成分について個別に精査することにより，複雑な温度変化挙動を示すボールねじナット部の摩擦発熱現象の解明を試みる．

４．２．４　ボールねじナット部摩擦トルクを構成する要素の検証

ナット部トルク T_{nut} に関して，発生要因別のトルク成分に分類することができたので，ボールねじ摩擦発熱現象を解明するための次のステップとして，式(4-2-7)に示した各成分について個別に検証を進めていく．まずは，荷重項 T_F として分類した「T_p：予圧荷重によるトルク成分」について示す．

ボールねじに予圧荷重を与える目的は，ボールねじの軸方向すきまをゼロにし，さらに軸方向外部荷重による軸方向弾性変位量を小さくすること[4-10) 4-11)]であり，高精度位置決めを要求される工作機械の送り軸で使用されるのは，通常予圧ボールねじである．そして，予圧トルクは JIS 規格(JIS B 1192)によって規定されており，メーカによって実トルクとして精密に測定および管理されている項目である．したがって，予圧トルク T_p は既知の数値として明確である．

次に，荷重項 T_F のもうひとつの構成要素である「T_w：外部荷重に抗するためのトルク成分」について考えていく．無負荷の早送り稼働時の軸方向外部荷重 F_a は移動物の摩擦力であり，リニアガイドしゅう動面の摩擦係数をμとすると重力加速度 g と移動物質量 w から，$F_a = \mu w g$ である．ここで，移動物質量 w は実測により，もしくは移動重量物の慣性モーメント J_w と移動物の有無による加速トルクの差 ΔT_a の値から正確に求めることができるため，摩擦係数 μ が既知であれば軸方向外部荷重 F_a は精度よく決定できる．しゅう動面の摩擦係数 μ を正確に得ることは容易であることから，外部荷重トルク T_w は正確に求まることになる．

最後に「T_V：速度および潤滑剤の粘性に起因するトルク成分」について検証を進める．式(4-2-7)で示すナット部トルク T_{nut} を構成する 3 成分の中で，最も特定が困難であるのが速度項 T_V である．しかし，先に示したように荷重項 T_F の両成分は正確に求めることができるため，ナット部トルク T_{nut} から荷重項 T_F の値を差し引くことで速度項 T_V を決定できることになる．

以上より，移動重量物の有無によるトルク測定値の差を取ることによって，ナット部トルク T_{nut} を抽出できること，さらに加えて速度項 T_V を導き出すことが可能であることを明らかにできた．図4-5に示す X 軸の実測値から得られた 3 成分の値は，しゅう動面の摩擦係数 μ を 0.01 とした場合，予圧トルク T_p は 0.7 N・m(メーカ実測値)，外部荷重トルク T_w は 0.3 N・m，ナット部トルク T_{nut} は 3.6 N・m であったことから，速度項 T_V は 2.6 N・m という結果を得ることができた．この結果から，ナット部で発生するトルクの中で 7 割以上が速度項であることがわかり，ボールねじの高速化により，潤滑剤の粘性による影響がナット部摩擦現象に対して非常に大きな割合を占めていることが明らかとなった．

４．２．５　ボールねじ軸の回転速度変化および温度変化による影響

前節において，ナット部の摩擦トルクの 7 割以上を潤滑剤の粘性により発生する速度項が占めていることを示したが，潤滑剤のかくはん抵抗は回転数と粘性により大きく変動し，また潤滑剤の動粘度は温度により変動するため，それらの影響について調査を試みた．まずは，回転数に対する速度項の変化挙動について示す．

図4-6に，各軸の回転数 n に対する定常トルク T_m の変化挙動について示す．本研究で使用する設備の早送り速度は XYZ 全軸 60 m/min であり，ボールねじのリード P_h も全軸 20 mm であるため，最高回転数 n_{max} は 3000 rpm で全軸共通である．また，本研究で使用する機械に採用されているボールねじについて，ナット部の潤滑方法はグリス封入方式であり，使用グリスのちょう度は 280 (JIS 番号 2 号) である．ねじ軸両端のサポートベアリングに関しても，ナット部と同様にグリス封入タイプのベアリングを採用している．図4-6のグラフで示すトルク測定値は，最高回転数 n_{max} を CNC 装置内部パラメータの値を所定の数値に変更することにより最高速度を変化させながら，全軸フルストローク無負荷早送り稼働させた状態で，等速時の定常トルク T_m をサーボモータの負荷電流値を測定することにより得ており，図中のプロット点はその平均値である．図4-6より，XYZ 全軸において回転数 n の増加に対して，ほぼ直線的に定常トルク T_m が増大していることがわかる．この線形的な増加傾向に関しては，予圧トルク T_p は回転数に関係無くほぼ一定となることから，グリスの粘性に起因するかくはん抵抗の増加によって引き起こされていると考えてよい [4-4)]．各軸について比較してみると，回転数に対する定常トルクの増加率(近似直線の傾き)に関してさほど違いが見受けられず，全軸でほぼ同程度とみなすことができる．このことは，使用グリスが全軸共通であることから，トルク増加の主原因がグリスのかくはん抵抗であることを示していると考えてよい．なお，本図で示すトルクには，サポートベアリングとサーボモータに発生しているトルクも含まれている．また，Z 軸の定常トルク値が最も大きい結果となっているが，重力軸であることが原因である．

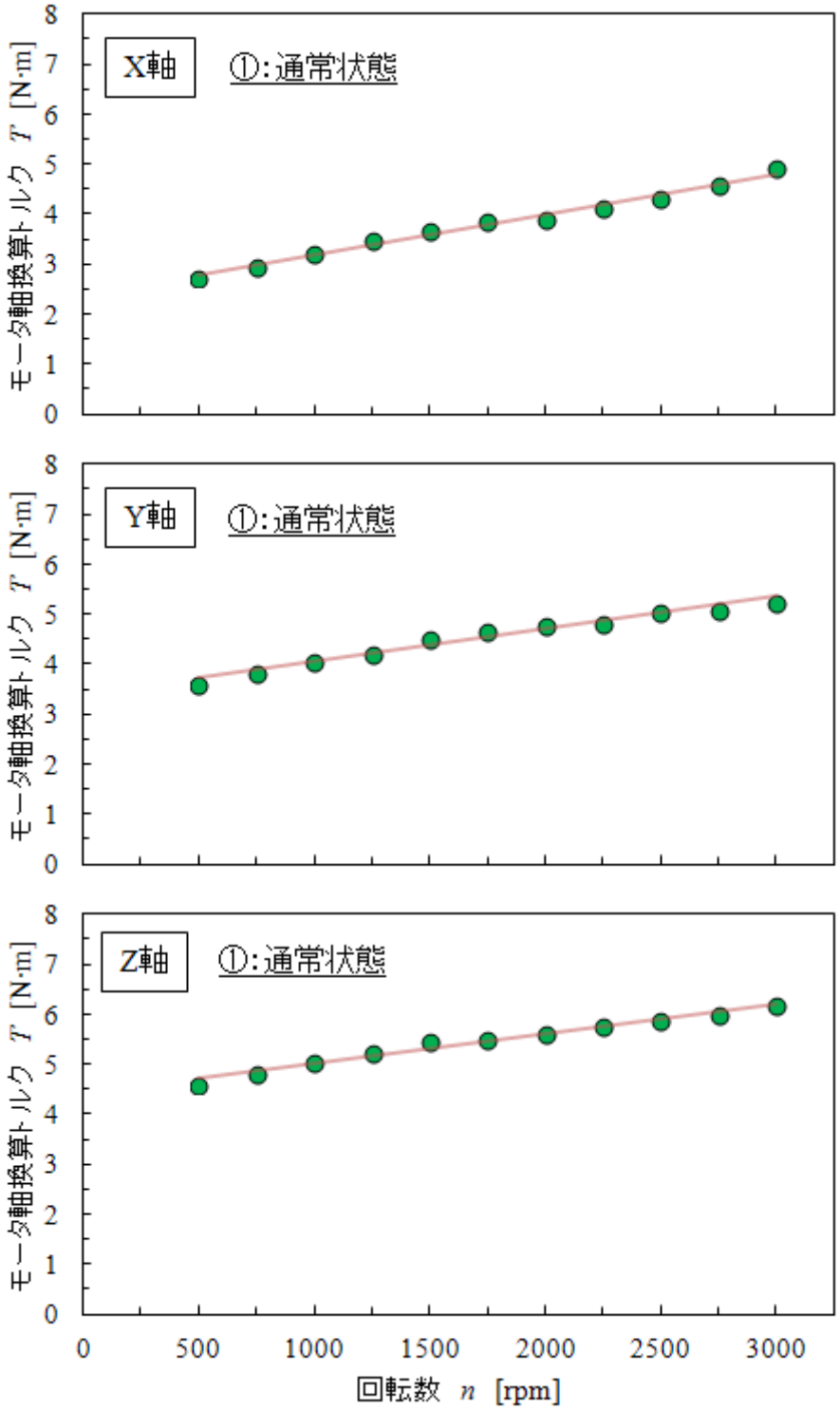


図４－６　回転数変化による定常トルクの変動形態

図4-6に示す結果は，通常設置状態における測定であったため，ナット部のみの速度項変化状態を調査するために，移動重量物の有無による差で評価していく．測定軸は機械構成を考慮して X 軸のみである．**図4-7**に，移動重量物無しによるトルク T_m'の測定結果と，通常状態における測定結果から移動重量物無しの測定結果を差し引いた場合のトルク ΔT_m の変化挙動を示す．上段のグラフが移動重量物無しでの結果であり，下段のグラフが差し引き結果を表わしている．差し引きトルクΔT_mとは，ナット部のみで発生しているトルク T_{nut} のことを意味している．稼働条件は通常状態と同一である．

図4-7の上段グラフより，移動重量物無しの状態における発生トルク，すなわちモータおよびサポートベアリングに起因するトルク T_m' は，2000 rpm まではほぼ一定であり，それ以上の回転数に対して緩やかな増加傾向を示していることがわかる．最高速の 3000 rpm 時の測定値は 1.3 N･m 程度であり，全体に占める割合は 25 %ほどである．この結果から，サポートベアリング内のグリス粘性による影響は非常に小さいことを確認することができた．

下段のグラフに示すナット部トルクの回転数による変化挙動は直線的な増加傾向であり，その増加率は図4-6とほぼ同等となっている．このトルク増加は，ナット内部に封入されたグリスの粘性に起因するかくはん抵抗であることは明らかである．回転数 n について 500 rpm (移動速度 10 m/min に相当)よりも低速域についての測定は実施していないが，測定領域全体に対してほぼ一様な増加傾向であることから，未測定回転数領域に関しても近似直線により予測可能であると思われる．したがって，近似直線式を考えた場合の切片を，ナット部の回転に必要な最小トルクであるナット部起動トルク $T_{nut\text{-}0}$として定義する．本研究において使用したボールねじのナット部起動トルク $T_{nut\text{-}0}$ の値は 1.8 N･m であり，基準予圧トルク T_p の値 0.7 N･m よりも倍以上に大きい値となっている．その理由としては，グリスは外部から力を加えられて初めて流動性を有するという特性によるものであると考えてよい．したがって，ナット部起動トルク $T_{nut\text{-}0}$から予圧トルク T_pを差し引いた量をグリスの粘性に起因する粘性起動トルク $T_{v\text{-}0}$と定義する．その値は 1.1 N･m であり，ナット部起動トルク全体の6割以上を占めていることになる．

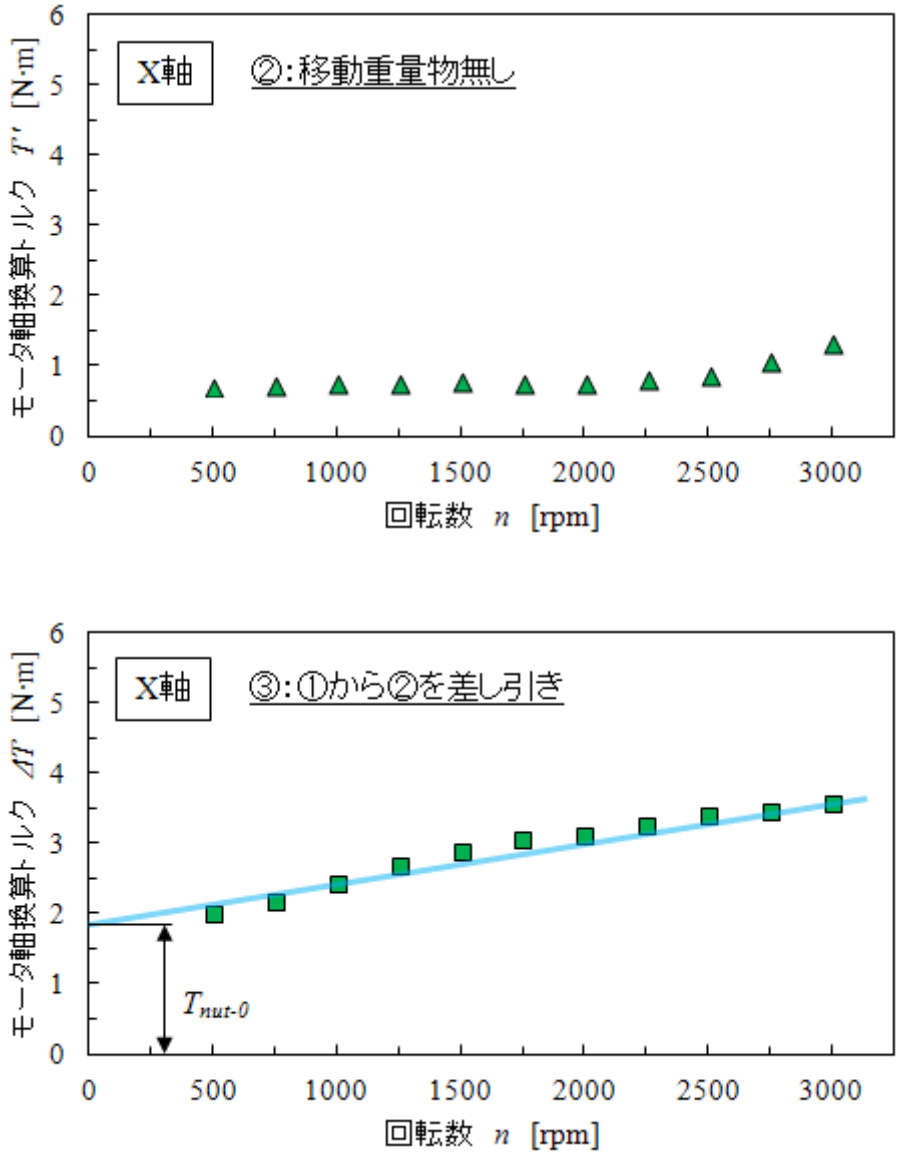


図４－７　回転数変化に対するナット部トルクの変化挙動

次に，温度による速度項の変化挙動について示す．ボールねじ稼働により，ねじ軸およびナットの温度は他の構成要素に比べて大きく上昇するため，ナット部に封入されたグリスも大きく温度変化していることになる．一般的にグリスの動粘度は温度上昇により低下することになるが，その粘性変化がナット部トルクに対してどの程度の影響を及ぼすのかについて調査をおこなった．

図4-8に，ボールねじ稼働および停止によるねじ軸の温度変化に対する定常トルクの変動過程を示す．稼働条件としては，両端停止時間 1 秒によるフルストローク往復運動であり，稼働による温度上昇状態と，停止後の温度下降状態について連続測定を実施した．図4-8の上段のグラフが定常トルク T_m の平均値の変化挙動であり，これまでと同様にサーボモータの負荷電流値により測定した結果である．中段のグラフはねじ軸表面平均温度の変化状態であり，これまでに示してきた温度変化過程と類似の傾向となっている．本来であればグリスの温度変化による粘性変化確認が目的であるので，グリスそのものの温度を測定することが望ましいが，ナット部内部のグリス温度測定は困難であるので，ねじ軸温度で代用としている．そして，下段のグラフは同一稼働条件で移動重量物が無い場合のトルク変動であり，主にサポートベアリングの温度変化に対するトルク平均値の変動を表わしていることになる．

上段のグラフより，定常トルク T_m は稼働直後において急激に減少し，その後は稼働停止するまで非常に緩やかな減少傾向を示し続けており，温度変化と関連しながら推移していることがわかる．そして，停止後の温度低下過程に関しては，停止後にゆっくりとした上昇傾向を示し，稼働直後と同程度まで上昇すると，その後はほぼ一定に推移している．稼働直後において急激な変動が発生している原因は，温度上昇量が小さいことを考慮すると，グリスの固着による影響やボールの転がり運動に適した空間へのグリス遷移挙動など，温度上昇による粘性変化以外の要因が支配的であると推測されるため，この状態をグリス遷移過渡状態と考え，温度による粘性変化とは切り離して考えるべきである．下段のグラフで示す移動重量物無しでのトルク測定結果より，サポートベアリングのグリス粘性変動は非常に小さく，ナット部に比較して無視できることがわかる．

以上のことから，ボールねじのナット部内部封入グリスによるトルク変動を考える場合において，稼働直後に現われるグリス流動過渡状態による影響を適切な暖機運転によって排除することが重要であることが理解できる．図4-8の測定結果において，最大温度上昇時のトルク値は 4.3 N･m であり，温度上昇前の初期トルク T_0 の値 4.9 N･m から考えた場合は 12 %のトルク減少となる．ここで，稼働初期の連続運転を暖機運転とみなした場合，実初期トルク T_0' の値を基準として考えることができ，トルク減少率は，温度変化 15 °C 以上に対して 4~6 % ととらえることができる．

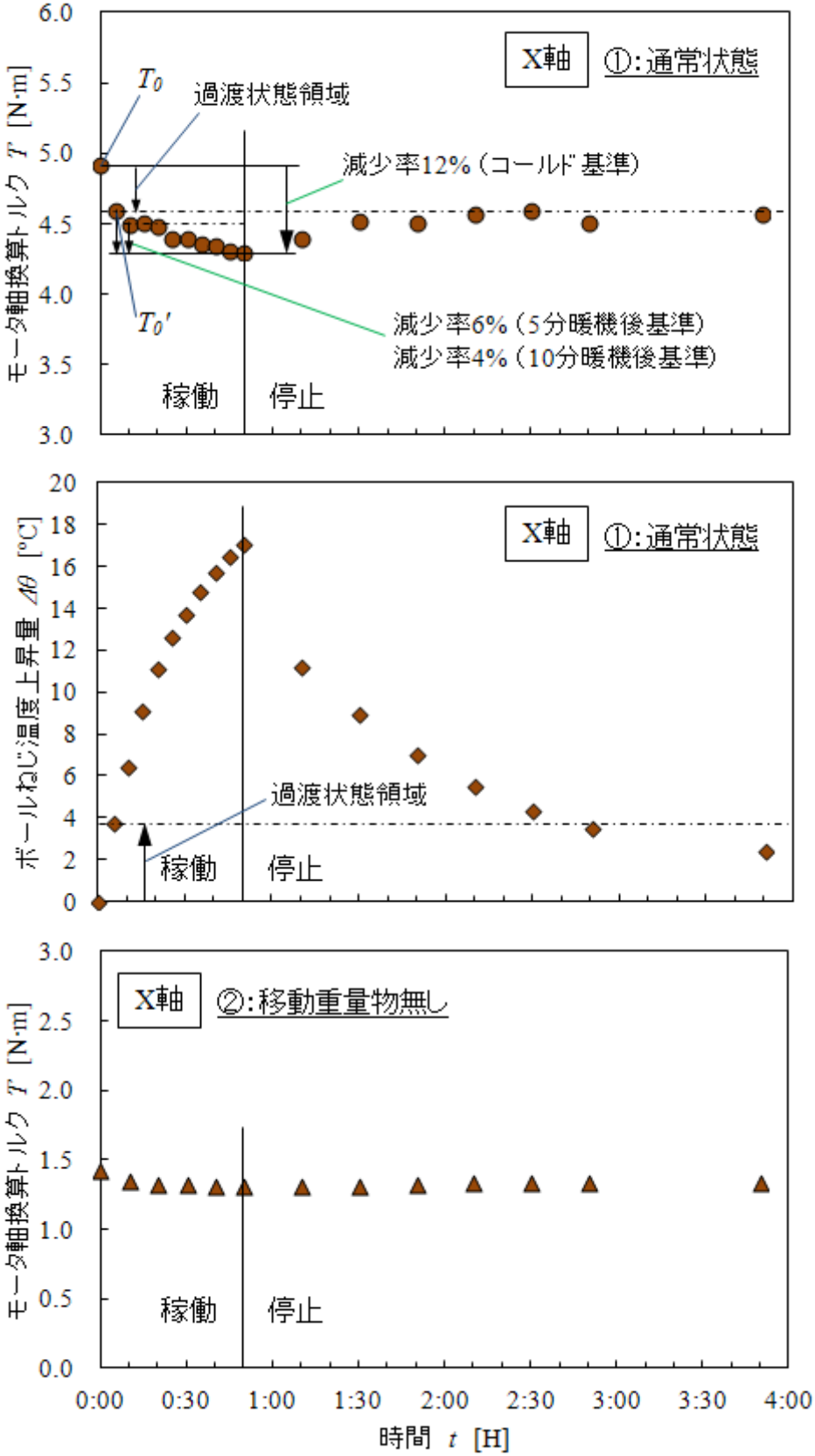


図４－８　温度変化に対する定常トルクの変化形態

図4-9に，ボールねじ軸表面温度上昇量 $\Delta\theta$ に対するモータ軸換算のナット部トルク T_{nut} の減少率 $R_{v\text{-}\theta}$を示す．基準トルク値は，初期トルク T_0 であり，温度上昇時と下降時の両方についての結果を表わしている．本図より，温度上昇量が大きくなるにつれて非常に緩やかなトルク減少傾向が確認できるが，その値は極めて小さく，実用上は 15 °C の温度変化範囲においてトルク一定と考えてよい程度の変動であることがわかる．したがって，連続稼働中のグリス温度上昇による粘性変化によって引き起こされるトルク減少率は，通常稼働による発熱状況においては温度に関係無く一定であると考え，トルク減少係数 $K_{v\text{-}\theta}$ として定義する．本研究で使用したボールねじのトルク減少係数 $K_{v\text{-}\theta}$ は 0.82 であった．測定はX軸のみで実施したが，他軸も同一の予圧方式およびグリスであることから同等の値を取ると予測される．速度項 T_V にトルク減少係数 $K_{v\text{-}\theta}$ をかけたものを，実速度項トルク T_V' と定義する．実用上は T_V' を使用していくことになる．

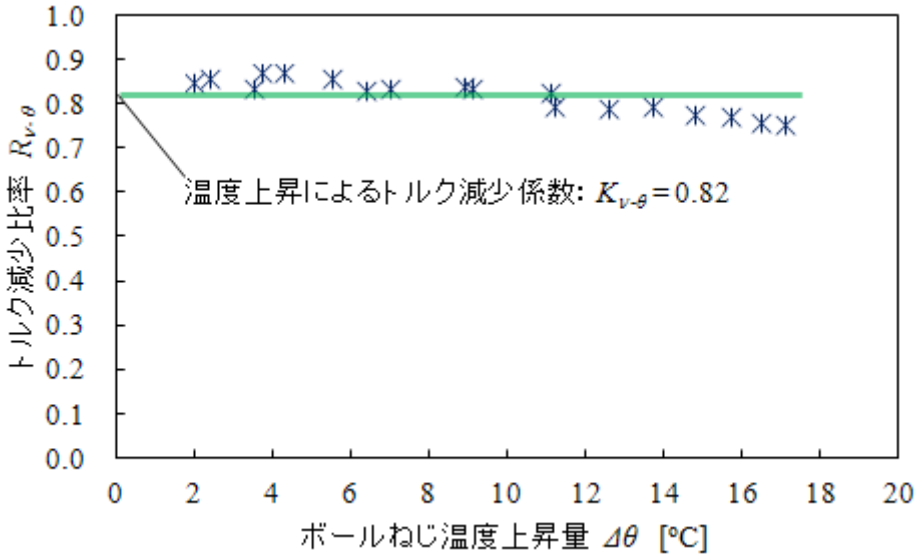


図４－９　温度変化に対する定常トルク減少比率

４．３　ボールねじ温度上昇量測定結果から逆算することによる摩擦発熱量の推定

４．３．１　ねじ軸熱膨張量の測定方法とねじ軸温度上昇量への換算結果

ボールねじの駆動摩擦に起因するねじ軸の摩擦発熱が引き起こす機械熱変形について，その変形量を予測するための実験式を確立するためには，さまざまな稼働状態(入力条件の変化)に対しての熱変形挙動(出力結果の変化)を的確に観察し，両者の関係性を明らかにすることが必要である．第3章に示したように，摩擦発熱量と平均速度の間には密接な関連性が存在していることから，入力条件としては平均速度を設定することとした．また，位置決め精度や繰返し精度の安定性に最も悪影響を与える要因はねじ軸の熱膨張であるので，出力結果としては，ねじ軸の温度上昇量を選定することが最適であるといえる．そして，平均速度を変化させながら稼働と停止を長時間に渡って交互に繰返し，ねじ軸の温度上昇量を連続測定することで両者の関係性を定量化することを試み，最終的に，平均速度を変数としたねじ軸の温度上昇量予測演算式を実験的に決定することを目指していく．

温度測定対象であるねじ軸は高速回転する可動体であり，その温度を安定して長時間に渡り連続測定するための温度測定システム構築を検討した際に，スペースや振動などのさまざまな制約による懸念がぬぐえなかった．したがって，測定項目としては安定的かつ低コストで測定可能なねじ軸の熱膨張量を温度の代わりに設定し，その変位測定値を基に温度上昇量に換算した結果について評価することとした．第3章で示したように，ねじ軸熱膨張量と温度上昇値の関係については，非常に密接な線形関係であり，フルストローク稼働によりねじ軸温度上昇を軸方向均一に発生するように配慮することで，変位量からの逆算温度は実際の温度測定値と一致することは事前に確認済みである．

図4-10に，ねじ軸熱膨張の測定方法および稼働条件について示す．変位測定は，磁気式の位置検出スイッチを利用している．具体的には，可動体のナット締結部に磁性体を取り付け，非可動側構造物の任意の測定ポイントに設置した検出ヘッドに向けて，所定の測定速度で測定ポイントへ稼働させ，検出信号を確認した瞬間の測定軸機械座標値を記憶することで変位量を得ている．記憶したデータを，CNC 装置に設置したメモリーカードへ定期的に出力することで長時間連続測定を実施した．

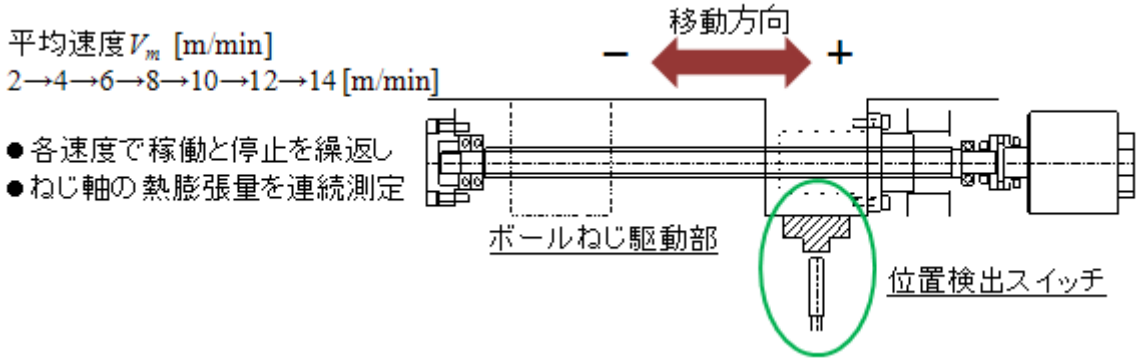


図４－１０　平均速度変化に対するボールねじ熱膨張量の測定方法

各平均速度 V_m に対するボールねじナット部の摩擦発熱量 Q_{nut} は，「T_{nut} :ナット部摩擦トルク」と「ω_s :ねじ軸の角速度」の積により求めることができるので，ナット部摩擦トルク T_{nut} を正確に把握することが摩擦発熱現象の解明に向けて重要となる．そして，ナット部摩擦トルク T_{nut} は移動重量部の有無による差を取ることで，正確に抽出できることは前節で説明したとおりである．また，サポートベアリングの発熱量の合計 $Q_{\Sigma brg}$ はナット部の発熱量に比べて非常に小さく，ねじ軸の温度上昇に対しての影響も限定的であり，無視しても問題無いことについても，すでに示したとおりである．したがって，ねじ軸の温度上昇量 $\Delta\theta$ はナット部摩擦トルク T_{nut} のみから求めればよいことになる．

ボールねじ駆動時におけるナット部の摩擦発熱量 Q_{nut} の中で，ねじ軸へ流入する熱量を Q_s とすると，ねじ軸の温度上昇量 $\Delta\theta$ を求める式は，サポートベアリングからの入熱を無視した場合，

$$\Delta\theta = \left(Q_s/\beta\right)\left[1-\exp\left(-t/\tau_0\right)\right]$$

$$= \left(Q_s/\beta_s\right)\left\{1-\exp\left(-t\beta_s/mc\right)\right\} \quad \text{[K]} \qquad (4\text{-}3\text{-}1)$$

であることが明らかになっている[4-7) 4-8)]．ここで，図中の記号はそれぞれ，

β_s :大気中への単位温度差当たりの放熱量　[W/K]

t :経過時間　[s]

τ_0 :時定数　[s]

m :ねじ軸の質量　[kg]

c :ねじ軸の比熱　[J/(kg･K)]

である．上式より，温度変化挙動は一次遅れ系となることがわかり，第2章におけるボールねじ温度上昇の連続測定結果とよく一致している．したがって，式(4-3-1)の信頼性は高いと判断できる．そして，充分時間が経過した後に到達する温度上昇飽和値 $\Delta\theta_{max}$ は，

$$\Delta\theta_{\max} = Q_s/\beta_s \quad \text{[K]} \qquad (4\text{-}3\text{-}2)$$

となることから，入熱量と放熱量のバランスにより決定することがわかる．温度上昇飽和値 $\Delta\theta_{max}$ は実験により測定可能な項目であるので，放熱量 β_s を明らかとすることで，ねじ軸への入熱量 Q_s が決定できることになり，最終的にナット部発熱量 Q_{nut} のねじ軸への流入比率が求まることになる．したがって，平均速度 V_m の変化という入力条件が，ナット部の摩擦発熱量だけでなく，ねじ軸からの放熱量に対してどのように関与しているかについて明確にすることが大変重要であることがわかる．

図4-11に，X 軸とY 軸についてのねじ軸熱膨張量の連続測定によって得られた各平均速度 V_m に対する熱膨張量飽和値 ΔL_{max} と，熱膨張量測定値から換算した温度上昇飽和値 $\Delta\theta_{max}$ を示す．第3章においては平均速度 V_m の変化を 4 m/min ~ 8 m/min の範囲としたが，本章ではより詳細に検証するために設定範囲を広げている．平均速度 V_m の増加にともないナット部摩擦発熱量 Q_{nut} は増加するので，温度上昇飽和値 $\Delta\theta_{max}$ も増加するが，その増加傾向は曲線的であり，上昇率が緩やかに低下していることがわかる．式(4-3-2)で示すように，は入熱量と放熱量のバランスで決定するので，この緩やかな上昇率の減少は，放熱量 β_s が平均速度 V_m の増加にともない増加していることが原因であると考えてよいことになる．

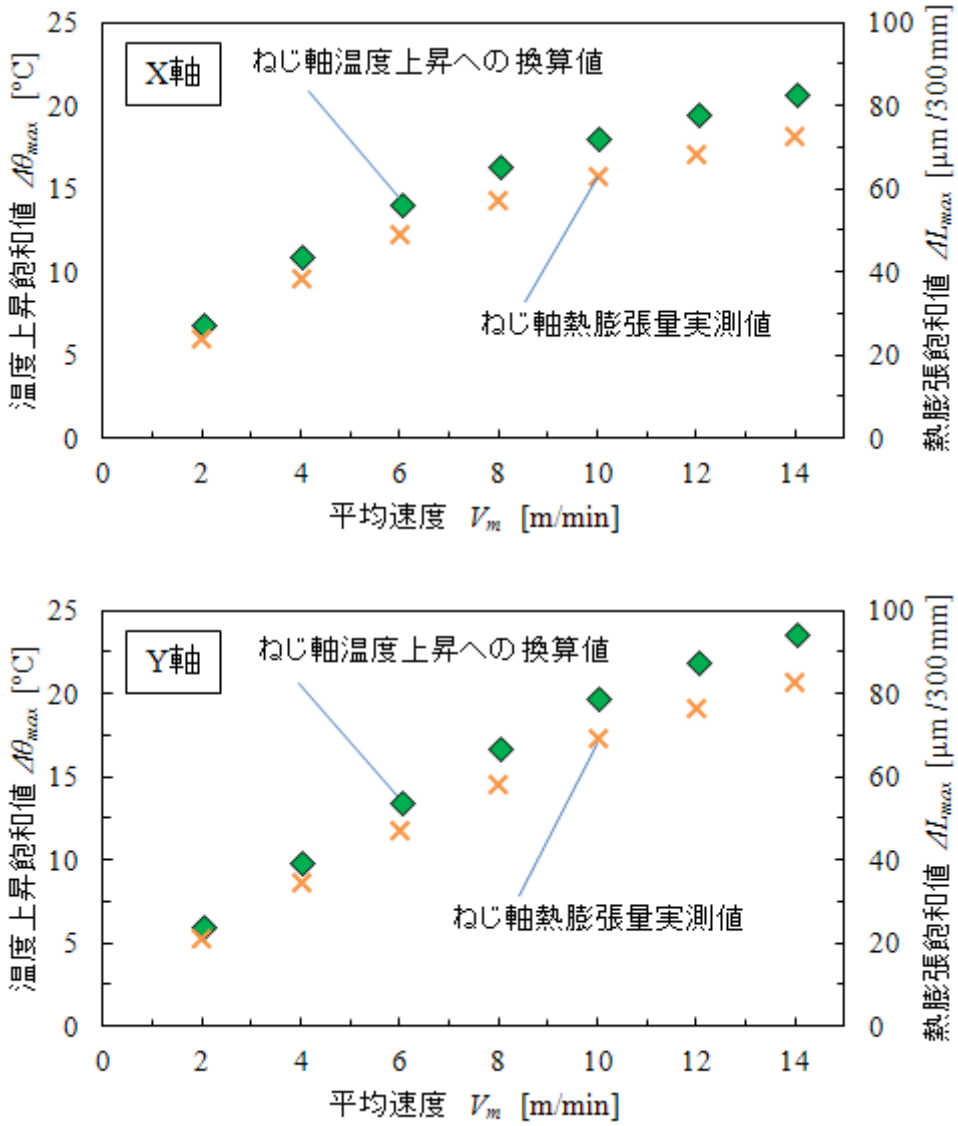


図４－１１　平均速度に対するボールねじ熱膨張量および温度上昇換算値

４．３．２　ボールねじ温度上昇過程におけるねじ軸への入熱量と放熱量

本節では，式(4-3-1) と式(4-3-2)および図4-11で示す測定結果を基に，ねじ軸の温度上昇予測演算式の作成過程について示す．以下に，式変形の過程で新たに使用する各記号についての定義および基本的な関係式をまとめて示す．

≪ 文字定義 ≫

Q_s :ねじ軸への入熱量　[W]　$Q_s = Q_{nut} R_s$

R_s :ナット部発熱のねじ軸に対する熱流入比率

q :単位稼働当たりのナット部摩擦発熱量　[W]　$Q_{nut} = q R_{run}$

R_{run} :稼働比率　R_{stop} :停止比率　$R_{run} + R_{stop} = 1$

$T_{nut\text{-}q}$:ナット部トルク T_{nut} の中で摩擦発熱量に変換される成分　[N・m]

t_{run} :単位稼働における移動時間　[s]

β_s :ねじ軸表面における単位温度差当たりの平均放熱量　[W/K]　$\beta_s = \beta_{run} + \beta_{stop}$

β_{run} :稼働時の単位温度差当たりの平均放熱量　[W/K]　$\beta_{run} = h_{run} S R_{run}$

β_{stop} :停止時の単位温度差当たりの平均放熱量　[W/K]　$\beta_{stop} = h_{stop} S R_{stop}$

S :ねじ軸の大気に触れている表面積　[m^2]

h :ねじ軸表面における平均熱伝達率　[W/(m^2・K)]

h_{run} :稼働時の平均熱伝達率　h_{stop} :停止時の平均熱伝達率　[W/(m^2・K)]

$\tau_{0\text{-}run}$:稼働時の温度上昇時定数　$\tau_{0\text{-}stop}$:停止時の温度下降時定数　[s]

n_m :単位稼働当たりの平均回転数　[s^{-1}]　$n_m = (n_1 t_1 + n_2 t_2 + n_3 t_3)/(t_1 + t_2 + t_3)$

t_1 :加速時間　t_2 :等速時間　t_3 :減速時間

n_1 :加速時の平均回転数　n_2 :等速時の回転数　n_3 :減速時の平均回転数　[s^{-1}]

N :稼働回数　[min^{-1}]

$2L$:単位往復稼働における移動距離 (L:移動指令距離)　[m]

≪ 基本的な関係式 ≫

$$\tau_0 = mc / \beta_s \qquad (4\text{-}3\text{-}3)$$

$$\beta_s = hS \qquad (4\text{-}3\text{-}4)$$

$$Q_s = q\, R_{run} R_s \qquad (4\text{-}3\text{-}5)$$

$$R_{run} = t_{run} \cdot N / 60 \qquad (4\text{-}3\text{-}6)$$

$$N = V_m / 2L \qquad (4\text{-}3\text{-}7)$$

ステップ1) 停止時の放熱量 β_{stop} を求めることで停止時の平均熱伝達率 h_{stop} を決定する.

式(4-3-3)より, 停止時の放熱量 β_{stop} は, 停止時の時定数 $\tau_{0\text{-}stop}$ を測定結果から読み取ることによって求まることが理解できる. そして, 停止時の平均熱伝達率 h_{stop} は, 式(4-3-4)より, 停止時の放熱量 β_{stop} から容易に決定できることがわかる. ここで, 停止時の平均熱伝達率 h_{stop} はねじ軸無回転時における熱伝達率であるから, 稼働状態に無関係であり, ボールねじの設置状態によって決定される一定値であると考えてよい. したがって, 任意の実験条件から求めることができる.

以上が, 停止時の平均熱伝達率 h_{stop} と停止時放熱量 β_{stop} の決定過程であり, 両者は稼働停止後の放熱状態における温度変化過程およびボールねじ機械構成により, 容易に得られる項目である.

ステップ2) ねじ軸への入熱量 Q_s を平均速度 V_m から求める計算式を決定する.

ナット部摩擦発熱量の全てがねじ軸へ流入する訳ではないため, 所定の流入比率が存在していると仮定した場合, ねじ軸への入熱量 Q_s は,「ナット部摩擦発熱量 Q_{nut} 」と「ねじ軸への流入比率 R_s 」と「稼働比率 R_{run} 」の積として表わすことができる. ねじ軸への流入比率 R_s は, 稼働状態には関係無く, ナット部形状や移動重量物の熱容量などによって決定する定数として考え, 実験的に求まる項目として定義している. そして, 稼働比率 R_{run} は, 1 サイクルにおける総稼働時間であり, 平均速度 V_m によって決定する項目である. したがって, ねじ軸への入熱量 Q_s を平均速度 V_m から求める計算式が決定できることになる. つまり, 式(4-3-5) ~ 式(4-3-7)より,

$$Q_s = q\,R_{run}\,R_s = \left(q\,t_{run}\,R_s \Big/ 120L \right) V_m \qquad (4\text{-}3\text{-}8)$$

と表わすことができる.

以上より, ねじ軸への入熱量 Q_s について平均速度 V_m を変数とした計算式で表わすことができた.

ステップ3) ねじ軸からの放熱量 β_s を平均速度 V_m から求める計算式を決定する.

ねじ軸表面からの大気中への平均放熱量 β_s は, 稼働時の平均放熱量 β_{run} と停止時の平均放熱量 β_{stop} の和として定義することができる. 稼働時放熱量 β_{run} および停止時の放熱量 β_{stop} は, それぞれ熱伝達率と稼働比率を考慮して表わすと,

$$\beta_{run} = h_{run}\,S\,R_{run} = \left(h_{run}\,t_{run}\,S \Big/ 120L \right) V_m \qquad (4\text{-}3\text{-}9)$$

$$\beta_{stop} = h_{stop}\,S\,R_{stop} = h_{stop}\,S - \left(h_{stop}\,t_{run}\,S \Big/ 120L \right) V_m \qquad (4\text{-}3\text{-}10)$$

となる. したがって, ねじ軸からの放熱量 β_s を求める式は,

$$\beta_s = \beta_{run} + \beta_{stop} = \left\{ \left(h_{run} - h_{stop} \right) t_{run}\,S \Big/ 120L \right\} V_m + h_{stop}\,S \qquad (4\text{-}3\text{-}11)$$

と変形できることになり，ねじ軸表面からの平均放熱量 $\dot{Q}_s$ について平均速度 V_m を変数とした式により表わすことができた．ここで，稼働時はねじ軸の高速回転により強制対流熱伝達状態であると考えてよく，停止時は自然対流熱伝達であるから，平均熱伝達率に関しては常に $h_{run} > h_{stop}$ の関係である．よって，式(4-3-11)右辺第一項の括弧内は正の値であり，平均速度 V_m が大きくなるほど放熱量 β_s は増加することを確認できたことになる．式(4-3-12)より，ボールねじ軸表面の大気への放熱量 β_s が，停止時の放熱量を基にして，平均速度 V_m に対応して変動する稼働時放熱増加量が加算された形で決定している，ということを理解することができる．

ステップ4) 温度上昇飽和値 $\Delta\theta_{max}$ を平均速度 V_m から求める計算式を決定する．

ねじ軸温度上昇量 $\Delta\theta$ は一次遅れ系の式で表現することができ，その最大温度 $\Delta\theta_{max}$ は，式(4-3-2)および式(4-3-8)と式(4-3-11)より，

$$\Delta\theta_{\max} = \frac{Q_s}{\beta_s} = \frac{AV_m}{BV_m + C} = \frac{K_1 V_m}{V_m + K_2} \qquad (4\text{-}3\text{-}12)$$

と表わすことができる．本式を，平均速度 V_m からボールねじ温度上昇値を求める基本演算式として定義する．ここで，特性係数 K_1, K_2 は，

$$K_1 = \frac{q R_s}{\left(h_{run} - h_{stop}\right) S}$$

$$K_2 = \frac{120 L h_{stop}}{\left(h_{run} - h_{stop}\right) t_{run}}$$

であり，未知数として稼働時熱伝達率 h_{run}，単位稼働当たりのナット部摩擦発熱量 q，およびねじ軸への流入比率 R_s を含んでいることがわかる．

最終ステップ) 実測値と比較することによって未知数を決定する．

式(4-3-12)の温度上昇基本式における特性係数 K_1, K_2 を実験的に決定することで，稼働時の平均熱伝達率 h_{run} と単位稼働当たりのナット部摩擦発熱量 q およびねじ軸への流入比率 R_s を求めることができる．具体的には，平均速度を実験条件として設定し，ボールねじ温度上昇量の連続測定を，稼働時および停止時においても実施することが必要となる．ここで，平均速度 V_m の設定は最小2種類で特性係数 K_1, K_2 の決定は可能であることから，確認実験に必要な労力を大きく削減できる．

図4-12に，ボールねじナット部の摩擦発熱の伝熱・放熱状態についてのイメージ図を示す．ナット部で発生した摩擦発熱量 Q_{nut} は，ナット部からねじ軸および締結相手である可動体に向けてある比率で伝わり，その結果としてそれぞれの熱容量に応じた温度上昇を引き起こすことになる．また，ねじ軸

表面からは大気中への放熱がおこなわれている．その放熱量は，稼働時と停止時では異なり，ねじ軸回転による放熱促進効果により，平均速度が増加すれば放熱量も増大することになる．

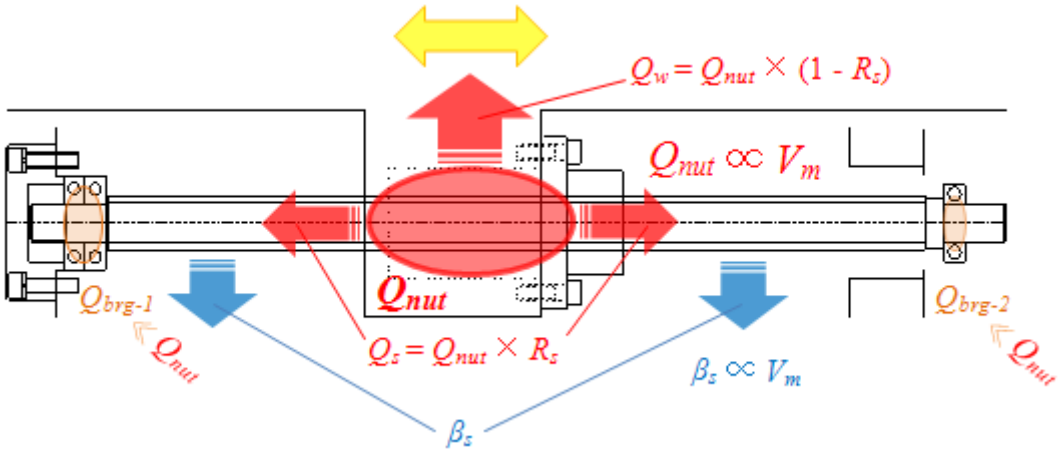


図４－１２　ボールねじ摩擦発熱および放熱のイメージ

図4-13に，本節で決定した，ボールねじ駆動時の摩擦発熱に起因するねじ軸温度上昇の予測演算基本式から求めた，平均速度 V_m に対する温度上昇飽和値 $\Delta\theta_{max}$ の変化形態を示す．図4-11で示した実測結果とよく似ていることは一目瞭然であり，実験的に係数を求めることで稼働条件が異なる場合でも正確に温度上昇値が予測できることが期待できる．

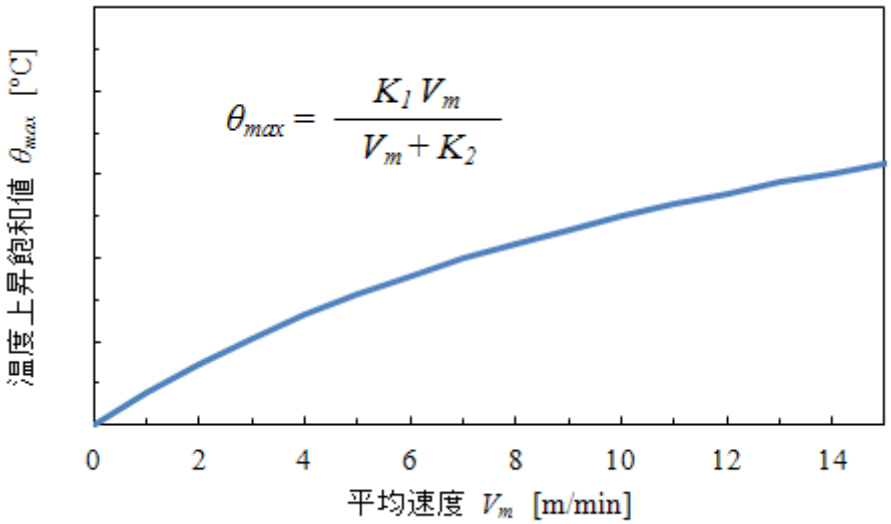


図４－１３　予測演算式によるねじ軸温度上昇の基本形態

以上が，本研究におけるねじ軸の温度上昇予測演算式の作成過程である．

４．３．３　ボールねじナット部発熱量のねじ軸への流入割合の評価

本節では，ねじ軸温度上昇予測演算式である式(4-3-12)と，図4-11で示した連続測定結果を照らし合わせることで，ボールねじの摩擦発熱現象およびねじ軸の温度上昇挙動の解明を試みていく．特に，ねじ軸への流入比率 R_s について着目し，ナット部からねじ軸への伝熱状態を支配する要因の特定を目指していく．

まずは，ナット部の摩擦発熱トルク $T_{nut\text{-}q}$ について検討していく．4．2節で示したように，ナット部トルク T_{nut} は移動重量物の有無による差を考えることで正確に抽出できるが，そのすべてが摩擦発熱量に変換される訳ではないので注意が必要となる．ナット部トルク T_{nut} は，無負荷の早送り稼働を考えた場合には，式(4-2-7)で示したように，予圧トルク T_p と外部荷重トルク T_w および速度項トルク T_V の和である．その中で，外部荷重トルク T_w は摩擦発熱とは無関係であり，可動体を移動するという仕事に費やされることになる．また，速度項トルク T_V は，ナット部の潤滑剤の粘性に起因するトルクであるが，本研究で使用したボールねじはグリス潤滑タイプであることを考慮した場合，その値にはグリスを流動させるのに必要なトルクが含まれていることになる．グリス流動に必要なトルクをグリス流動トルク $T_{v\text{-}a}$ ，そして摩擦発熱量に変換される速度項の成分を粘性摩擦トルク $T_{v\text{-}q}$ と定義した場合，速度項トルク T_V は両者の和であると考えてよい．さらに，速度項トルク T_V は，ある程度の稼働によって過渡状態から通常状態へと遷移した際に，その値が減少することは図4-9に示したとおりである．したがって，ナット部摩擦発熱トルク $T_{nut\text{-}q}$ は，粘性摩擦トルク $T_{v\text{-}q}$ およびトルク減少係数 $K_{v\text{-}\theta}$ を考慮して，

$$T_{nut-q} = T_p + K_{v-\theta} T_{v-q} = T_p + T_{v-q}' \quad [\mathrm{N \cdot m}] \qquad (4\text{-}3\text{-}13)$$

と表わすことができる．ここで，式中の $T_{v\text{-}q}'$ はトルク減少を考慮した実粘性摩擦トルクのことであり，実用上はこのトルク値で評価することになる．

次に，ねじ軸への流入比率 R_s について考えていく．ナット部の摩擦発熱トルク $T_{nut\text{-}q}$ を構成する成分は，式(4-3-13)より，予圧トルク T_p とグリスによる粘性摩擦トルク $T_{v\text{-}q}$ であるが，それぞれの成分は発生要因が異なるため，ねじ軸への流入比率も異なっていると考えることが自然である．したがって，各成分ごとに流入比率を設定することとし，予圧荷重成分のねじ軸への流入比率を $R_{s\text{-}p}$ ，粘性摩擦成分のねじ軸への流入比率を $R_{s\text{-}v}$ と定義する．そして，ナット部摩擦発熱量全体のねじ軸への流入比率 R_s は，

$$R_s = R_{s-p}\left(\frac{T_p}{T_{nut-q}}\right) + R_{s-v}\left(\frac{T_{v-q}'}{T_{nut-q}}\right) \qquad (4\text{-}3\text{-}14)$$

となる．ここで，予圧荷重 F_{a0} はナットとねじ軸の両者に均等に加えられているので，発熱量も均等分配されていると考えて問題無いと思われるため，$R_{s\text{-}p} = 0.5$ と定義する．

以上を踏まえたうえで，4．2節のトルク測定結果と本節のねじ軸温度上昇測定結果を照らし合わせて，式(4-3-12)の特性係数を決定し，流入割合の評価を試みていく．4．2節で示したように，ナット部トルク T_{nut}，予圧トルク T_p および粘性トルク T_V の値は，T_{nut} = 3.6 N･m ，T_p = 0.7 N･m ，T_V = 2.6 N･m である．実粘性摩擦トルク $T_{v\text{-}q}$' は，実速度項トルク T_V' からグリス流動に必要なトルク $T_{v\text{-}a}$ を差し引くことで得ることができ，今回の実験では 1.5 N･m とであった．したがって，予圧トルク T_p の値を加えることでナット部摩擦発熱トルク $T_{nut\text{-}q}$ は 2.2 N･m と決定できる．このナット部摩擦発熱トルク $T_{nut\text{-}q}$ の値に対して，ねじ軸温度上昇値と一致するように粘性摩擦成分のねじ軸への流入比率 $R_{s\text{-}v}$ を計算したところ，その値は0.31 となった．そして，式(4-3-15)に粘性摩擦成分のねじ軸への流入比率 $R_{s\text{-}v}$ を代入することにより，ナット部摩擦発熱量全体のねじ軸への流入比率 R_s について，0.37 という結果を導き出すことができた．この結果から，ナット部の摩擦発熱量はナットの取付面を介して，可動構成要素側へねじ軸よりも多く流入していることが明らかとなった．伝熱現象が温度差の大きい方へ発生していくことを考えれば，ねじ軸よりも熱容量が大きい可動構成要素への流入割合が高くなるということは，妥当な結果であると考えてよい．そのことは，第2章で示したサーモグラフィによる観察において，ねじ軸よりも時間的に遅れながら，可動構成要素のナット取付部近傍が温度上昇している様子が見て取れることからも理解できる．

ねじ軸への流入比率 R_s の値が 0.37 という結果となったことについて，予圧荷重成分のねじ軸への流入比率を $R_{s\text{-}p}$ を 0.5 としていることから，その原因が粘性摩擦成分のねじ軸への流入比率を $R_{s\text{-}v}$ の値が 0.31 という結果によるものであることは明らかである．加えて，4．2節で示したように，ナット部トルクに占める速度項の割合が高いことが，より一層ねじ軸への流入比率 R_s の値を下げることにつながることとなる．そこで，粘性摩擦成分のねじ軸への流入比率を $R_{s\text{-}\square}$ が小さくなる，すなわちナット側へ熱流入が偏る要因について検討する．

粘性摩擦成分は文字どおりグリスの粘性に起因する摩擦トルクであるので，グリスの接触量が流入比率を支配していると仮定できるため，ボールの循環経路について考えることが解明につながると思われる．循環経路の断面積 A は一定とみなして問題は無いので，循環経路長 L_c を基に循環経路体積によってグリス接触量を表わすこととする．よって，ナット側の循環経路体積を $V_{g\text{-}n}$ ，ねじ軸側の循環経路体積を $V_{g\text{-}s}$ と定義して，両者の差について検討していく．本研究で使用しているボールねじの循環方式は，高速駆動に適したエンドキャップ方式であり，ナット両端に戻り機構が存在し，ナット内部の戻り経路によってその両者がつながっている構造となる．したがって，グリスの接触量は必然的にナット側が大きくなる．ナットとねじ軸の接触面における循環経路長を L_s ，ナット内部の循環経路長を L_n と定義すると，循環経路長 L_c は両者の和であり，両者の長さの差がそのままグリス接触長さの差として考えてよい．さらに，ナットとねじ軸の接触面における循環経路長を L_s に関しては，グリス接触量はナットとねじ軸に均等であることを考慮した場合，両者の循環経路体積はそれぞれ，

$$V_{g-n} = A\left(L_n + L_s/2\right) \quad [\mathrm{mm}^3] \qquad (4\text{-}3\text{-}15)$$

$$V_{g-s} = AL_s/2 \quad [\mathrm{mm}^3] \qquad (4\text{-}3\text{-}16)$$

と表わすことができる．ナット内部の循環経路長 L_n が L_s /2 程度と仮定した場合，粘性摩擦成分のねじ軸への流入比率を $R_{s\text{-}\nu}$ は 0.33 となり，本研究結果と近い数値となる．$L_n = L_s$ /2 という仮定は，ねじ軸径とナット全長およびリードを考慮したところ，妥当性の高いものであった．以上より，ボール循環方式や循環経路長さが判明していれば，粘性摩擦成分のねじ軸への流入比率を $R_{s\text{-}\nu}$ を推定可能である．

４．３．４　稼働条件による影響についてのシミュレーション

これまでの稼働条件においては，すべて各軸の有効ストローク全体を使用しての往復稼働を設定しているため，移動指令距離が異なる場合について検証必要となる．**図4-14**に，平均速度 V_m が共通で移動指令距離 l が異なる場合の比較モデル図を示す．右図に示すフルストローク往復の場合，$l = L$ である．

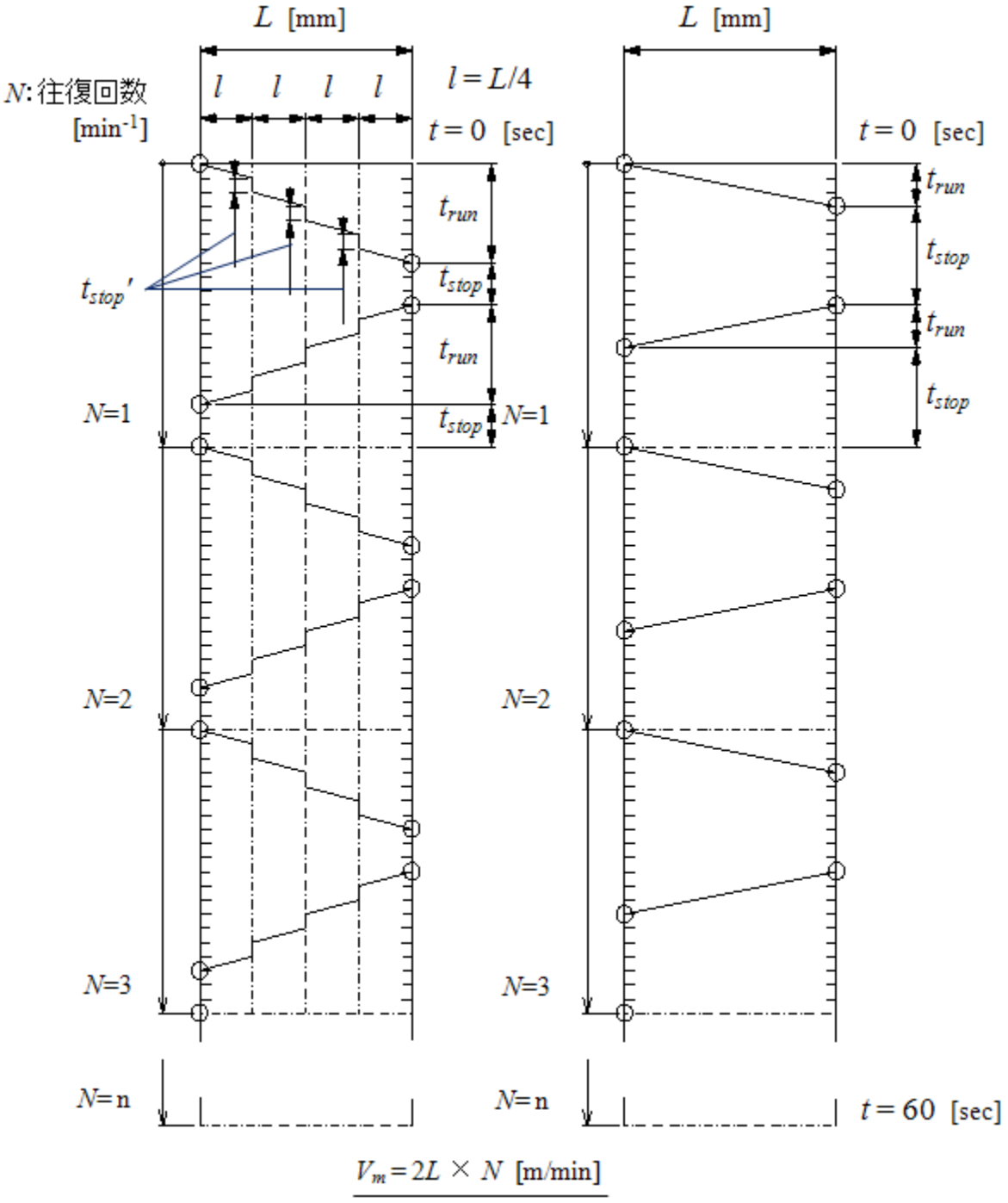


図４－１４　平均速度と短距離位置決め

本図より，移動指令距離 l が短い場合には加減速の繰返しにより，フルストローク運動に比較して，稼働時間 t_{run} が増加し稼働率 R_{run} が上昇することが理解できる．移動指令距離 l が短くなると変化する項目の中で，ナット部の摩擦発熱現象に影響を強く与える項目としては，先ほど示した稼働時間 t_{run} の増加の他には，平均回転数 n_m を挙げることができる．移動距離 l が短ければ，最高速移動時間が低下するので，平均回転数 n_m は減少することになる．したがって，「角速度 ω 」と「摩擦トルク T 」の積として与えられる摩擦発熱量 Q が減少することになる．

以上をまとめると，移動指令距離 l が短くなると単位稼働当たりの摩擦発熱量 q は減少するが，加減速回数の増加により稼働率 R_{run} は上昇するということである．ねじ軸の温度上昇を左右するねじ軸流入摩擦発熱量 Q_s は，式(4-3-5)に示すように，流入率を一定と考えた場合に摩擦発熱量 q と稼働率 R_{run} の積であることから，打ち消し合う関係にあることがわかる．

図4-15に，移動指令距離 l の違いに対する最大温度上昇量の予測計算値 $\theta_{max\text{-}cal}$ のシミュレーション結果を示す．最大温度上昇量の予測値 $\theta_{max\text{-}cal}$ の計算は，時定数を考慮した稼働率 R_{run} の変動と，平均回転数 n_m の減少を考慮した摩擦発熱量 q の変動を考慮しておこなっている．さらに，平均回転数 n_m の減少による稼働時のねじ軸表面平均熱伝達率 h_{run} の減少についても加味している計算結果である．

図4-15より，移動指令距離の違いによる影響は非常に小さく，極端な短距離位置決めの繰返しで無い場合はほとんど問題が無いことが確認できたため，温度特性係数決定のための実験はフルストローク往復稼働で実施すればよいことがわかる．なお，Y 軸のシミュレーション結果において，50 mm 指令時の 12 m/min と 14 m/min のプロットが無いのは，50 mm 刻みでの稼働ではその平均速度まで到達できないためである．すなわち，本研究で使用した設備は，Y 軸方向の移動物重量が最も大きいため，X 軸よりも加減速時定数が長めに設定されているためである．

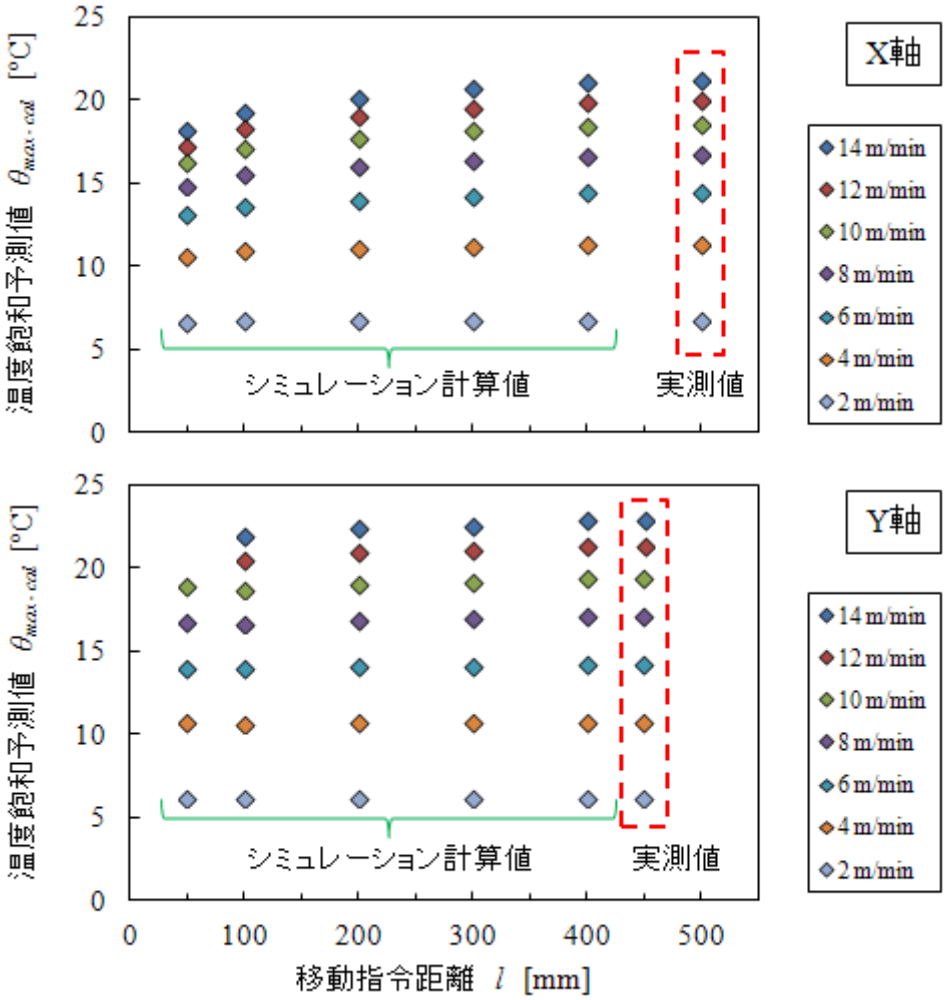


図４－１５　移動指令距離に対するねじ軸温度上昇量の推定

４．４　まとめ

第4章においては，CNC 装置内部パラメータ値を利用して計算機補正を実施する場合に，より一層の精度向上を図ることおよび他機種への応用を実現することを目的として，一般的なボールねじ温度上昇基本演算式の確立を目指した．そのためには，ボールねじナット部の摩擦トルクや，ねじ軸からの放熱特性などを明らかにすることが重要となる．そこで，サーボモータの負荷電流値からボールねじナット部のトルクを抽出し，その中に占める摩擦発熱トルク値を導き出すことを試みた．また，ボールねじの予圧トルクから摩擦発熱量を計算式より求め，実際の温度上昇測定結果と照らし合わせることで発熱現象を明らかにしていくことを試みた．そして，ナット部の発熱量のねじ軸への流入割合について検証し，その割合を支配する要因について明らかにした．本章で得られた結果について，以下に示す．

① 稼働時と停止時の平均熱伝達率の違いを考慮し，少ない実験回数による特性係数決定が可能なボールねじ摩擦発熱によるねじ軸温度上昇の基本予測演算式を確立できた．

② ねじ軸温度上昇挙動を正確に調査するために最も重要であるナット部摩擦トルクについて，通常設置状態でのモータ負荷電流値とナット取り外し時の負荷電流値を差し引くことによる抽出方法を提案した．

③ ナット部摩擦発熱量のねじ軸への流入割合について，荷重項と粘性項に分けて，さらにグリスの循環経路長さを考慮することで，正確に推定することが可能であることを示した．

④ ボールねじ駆動システムにおけるサポートベアリング部の発熱量について，ナット取り外し状態での温度状態をサーモグラフィで確認し，その影響がナット部の発熱に比べて非常に小さいことを明らかにした．

⑤ ボールねじの高速化進展により，ナット部で発生するトルクに対して潤滑剤の粘性による影響が予圧荷重によるトルクよりも大きいことを示した．

⑥ ボールねじナット部の摩擦トルクについて，ねじ軸回転速度による影響およびねじ軸温度変化に対する変化挙動を明らかにした．

⑦ 平均速度の増加にともない，ボールねじ自身の自己冷却効果が大きくなっていく，すなわち放熱量が大きくなっていくという，ボールねじ特有の温度変化挙動を定式化した．

⑧ グリス粘性によるかくはん抵抗トルクの中で，グリス流動に必要なトルクを差し引くことで，摩擦発熱量に変換されるトルク成分を特定することが可能である．

⑨ 一次遅れ系で示すことができるボールねじ温度上昇挙動について，時定数を実験的に求めることで放熱量を明らかにできる．

⑩ 移動指令距離が短くなるほど発熱量は小さくなるが，その代わり稼働比率と動作回数は増加するため，最終的にはほぼ一定となることが確認できた．

第５章　結　論

第Ｉ編においては，工作機械の送り駆動系に最も一般的に採用されているボールねじについて着目し，その摩擦発熱現象によるねじ軸の熱膨張量によって引き起こされる加工精度劣化に対する有効的な対策を決定することを目的に実験をおこなった．具体的には，送り軸駆動摩擦発熱によるねじ軸部の温度上昇を正確に予測し，CNC 装置内において予測温度上昇値から位置ずれ量を算出し，位置決め指令において補正量を入力することでずれ量をキャンセルすることによって，加工精度の低下をソフト的に補償する手法の効果について示している．また，ソフト的補正に関して高い補償精度を維持するためには，温度上昇量を正確に把握することが最重要課題となる．そのために，ボールねじの摩擦発熱現象を様々な稼働条件下において発生させながら，温度変化・熱膨張量変化・サーボモータの負荷電流値変化などの測定を進め，最終的に摩擦発熱トルクの推定やねじ軸表面の平均熱伝達率などを明らかにすることによって，ボールねじナット部における複雑な発熱メカニズムの解明を試みた．そして，ナット部摩擦トルクの抽出やねじ軸への流入割合の評価を詳細に進め，最終的に工作機械の位置決め精度劣化を引き起こすボールねじ軸の温度上昇挙動について，シンプルかつ少ない実験回数で温度特性係数を決定できる予測演算基本式を確立できた．本編において得られた結論を，以下に示す．

(1) 稼働時と停止時の平均熱伝達率の違いを考慮し，少ない実験回数による特性係数決定が可能なボールねじ摩擦発熱によるねじ軸温度上昇の基本予測演算式を確立できた．
(2) ねじ軸温度上昇挙動を正確に調査するために最も重要であるナット部摩擦トルクについて，通常設置状態でのモータ負荷電流値とナット取り外し時の負荷電流値を差し引くことによる抽出方法を提案した．
(3) ナット部摩擦発熱量のねじ軸への流入割合について，荷重項と粘性項に分けて，さらにグリスの循環経路長さを考慮することで，正確に推定することが可能であることを示した．
(4) ボールねじ熱膨張による繰返し位置決め精度の劣化に対しては，CNC 装置内部パラメータを書き換えることによるソフト的補正が低コストで効果的である．
(5) ボールねじ軸が短時間で温度上昇し，またその上昇値が他の要素よりも突出して大きいのは，①ねじ軸は細長く熱容量が小さいこと，②その大部分が空中に浮いた状態であり，他の要素との伝熱量が小さいこと，の2つが主な理由である．
(6) ボールねじ表面温度変化と熱膨張量の変化を比較した場合，その時間変化形態は非常に似通っており，両者の緊密な関連性が確認できる．
(7) リニアガイドレール部は，設置面が熱容量の大きな主要構造物に密着した状態であるため，摩擦

熱がそちら側へすばやく熱伝導しやすいことから，温度上昇がボールねじ軸に比べ抑制されていると考えられる．

(8) ボールねじ軸は稼働停止後すぐに温度低下しており，また熱膨張量も停止直後から大きく減少していることから，ボールねじ発熱挙動は稼働状態に応じて敏感に反応することがわかる．

(9) サーボモータやサポートベアリングおよびボールねじナット部など，主要構造物と接触している発熱源の熱が主要構造物側へ非常にゆっくりと伝熱しており，稼働停止後長時間経過しても温度変化の進行が確認できる．

(10) 主軸部変位の中でボールねじナット部変位が占める割合は 80-90%であり，繰返し位置決め精度安定化のためにはボールねじ熱膨張対策が重要であることが確認できた．

(11) 3 種の異なる運転プログラムに対して充分な補正効果を示すことができたので，ソフト的補正によるボールねじ熱膨張量対策は有効な対策法であるといえる．

(12) ハード的な改造を加えることなくボールねじ熱膨張による精度劣化を抑制することが可能である．

(13) 若干のコストアップとなるが送り駆動部に位置検出装置を設置（機械原点付近に外部位置検出器を設置することは一般的である）し，加工能率に影響が出ないように数サイクル毎に実際の変位量を測定し，予測膨張量と比較することで補正精度の上昇および安定化を図ることができ実用的である．

(14) ボールねじ駆動システムにおけるサポートベアリング部の発熱量について，ナット取外し状態での温度状態をサーモグラフィで確認し，その影響がナット部の発熱に比べて非常に小さいことを明らかにした．

(15) ボールねじナット部の摩擦トルクについて，回転速度による影響および温度変化に対する変化挙動を明らかにした．

(16) 平均速度の増加にともない，ボールねじ自身の自己冷却効果が大きくなっていく，すなわち放熱量が大きくなっていくことを確認した．

(17) グリス粘性によるかくはん抵抗トルクの中で，摩擦発熱量に変換される成分を特定することが可能である．

(18) 一次遅れ系で示すことができるボールねじ温度上昇挙動について，時定数を実験的に求めることで放熱量を明らかにできる．

(19) 移動指令距離が短くなるほど発熱量は小さくなるが，その代わり稼働比率と動作回数は増加するため，最終的にはほぼ一定となることが確認できた．

第Ⅱ編　CNC 工作機械における稼働発熱に起因する姿勢精度誤差の抑制方法に関する研究

第１章　緒　言

CNC 工作機械において，送り駆動機構の性能が加工精度・加工能率を左右しており，最も多く採用されている機構は，ボールねじ駆動方式である．一般的に，この方式では，稼動が進むにつれて摩擦発熱による熱変位が累積され，加工精度が低下することが知られている．ここで，送り軸と並進方向の変位量については，その大部分がねじ軸の熱膨張量であり，対策は比較的容易である．具体的手法としては，リニアスケール等を用いて可動体の位置決めを直接位置検出してフィードバックするクローズドループ制御とすること，膨張量を変位センサで測定する，もしくは温度データから予測演算するなどして，リアルタイムに補正量をCNC装置に与えることによるソフト的補正方法[1)2)3)]，などが挙げられる．特に，低コストで実施可能なソフト的補正方法については，第□編においてその有効性を示したとおりである．しかし，上記の方法では主要構造物の曲がりやねじれに起因する機械の姿勢変形までは精度補償することはできない．機械稼働にともなう機械姿勢精度悪化の原因は，構造物内部に流入した熱量によって内部温度バランスが複雑に変化し，緩やかに温度差の拡大が進行することによって発生する，機械主要構造物の熱変形である．工作機械は非常に多くの構成要素から成り立っており，熱による構造体の変形が複雑に絡み合った結果として機械姿勢精度の悪化は現れるため，その対策は難しく，従来より多くの研究がなされている[4)~11)]．ここで，主要構造物における熱変形と密接に関連する温度変化箇所を特定することは，低コストかつ効果的な熱変形対策を検討する上で非常に重要となり，温度データを基にインプロセスに熱変形挙動を予測することで，さらなる高精度化が実現できることになる[12)~15)]．そこで，本研究では，工作機械の内部熱バランスの変化に起因する姿勢変形として現れやすい，主軸頭全体の微小傾斜量について着目し，主要構造物の内部温度変化との関連性を明らかにすることを試み，その成果について報告する．

《参考文献》

1) 垣野義昭，森一晃，夏書強，木本康雄，森山浩光，東本暁美：NC 工作機械におけるボールねじの熱変位補正，JSPE-54-09’88-09-1753.

2) 幸田盛堂，村田悌二，上田完次，杉田忠彰：マシニングセンタにおけるボールねじ熱膨張誤差の自動補正，日本機械学会論文集(C 編)56 巻 521 号(1990-1)154.

3) 松尾光恭，安井武司，稲村豊四郎：マシニングセンタの温度分布測定による熱変位補正（第 2 報）（NC 制御装置のピッチ誤差補正機能等を利用した自動補正），JSPE-57-06’91-06-1066.

4) 竹内芳美, 佐田登志夫, 佐藤真, 鈴木博一:計算機補正による数値制御工作機械の加工精度の向上(第 2 報)(環境温度変化に対する誤差補正), 精密機械 46 巻 12 号 1532
5) 堀三計, 西脇信彦:基本特性データによる工作機械構造の熱変形量推定, 日本機械学会論文集(C 編)64 巻 621 号(1998-5)1836.
6) 堀三計, 西脇信彦:工作機械の熱変形抑制, 日本機械学会誌 1994 年 10 月, Jour.JSME, Vol.97, No.911, 854.
7) 西脇信彦, 堀三計, 堤正臣, 国枝正典:工作機械の設置環境とコラムの熱変形挙動, 日本機械学会論文集(C 編)53 巻 495 号(昭 62-11)2408.
8) 幸田盛堂, 奥田長三, 村田悌二:レーザ光の反射光点変位検出による工作機械コラムの熱変位制御, JSPE-55-09'89-09-1706.
9) 片山剛之丞, 水落健治, 井上敏英, 寺谷忠郎:圧電素子による工作機械の熱変形補正に関する研究(温度勾配による相対変位の予測), JSPE-56-04'90-04-673.
10) 片山剛之丞, 水落健治, 井上敏英, 寺谷忠郎:圧電素子による工作機械の熱変形補正に関する研究(第 2 報)(補正係数について), JSPE-57-10'91-10-1780.
11) 是田規之, 渡部健, 橋本律男, 水田桂司:熱平衡壁板を利用した室温変動による工作機械の熱変位抑制に関する研究, 精密工学会誌 Vol.60, No.6, 1994 853.
12) 森脇俊道, 社本英二, 河野昌弘:ニューラルネットワークによる工作機械の熱変形予測(機械表面温度の時間履歴を考慮することによる予測精度の向上), 日本機械学会論文集(C 編)61 巻 584 号(1995-4)1691.
13) 森脇俊道, 趙成和:ニューラルネットワークによるマシニングセンタの熱変形予測, 日本機械学会論文集(C 編)58 巻 550 号(1992-6)1932.
14) 光石衛, 奥村努, 杉田直彦, 長尾高明, 畑村洋太郎:ニューラル・ネットワークと遺伝的アルゴリズムとを用いた高精密マシニングセンタの開発, 日本機械学会論文集(C 編)61 巻 591 号(1995-11)4517.
15) 堤正臣, 西脇信彦, 陳亮, 廣田康宏:CNC 工作機械の位置決め精度に関する研究(ニューラルネットワークを利用した熱影響の予測), 日本機械学会論文集(C 編)62 巻 599 号(1996-7)1784.

第２章　使用設備の熱変形特性と評価方法

２．１　使用するマシニングセンタの特徴と熱変形評価方法

図2-1に，本研究で使用した工作機械の概略図を示す．本研究で使用した設備は，高速形のコラムトラバースタイプ立形マシニングセンタである．主軸頭はラムフィードタイプであり，主軸冷却機能を有している．表2-1に，送り駆動機構に関する主要な機械仕様を示す．また，表2-2に実験環境および測定装置を示す．

本研究に先立って，本設備の熱変形特性を大まかに把握するために予備的実験を実施した．その結果から，機械姿勢精度の劣化が顕著に現れるのが，Y 軸と Z 軸の直角度 Y⊥Z であることが確認された．ここで，YZ 平面における直角度 Y⊥Z の変化は，主軸頭全体が微小に傾斜していることで発生していると推測される．そこで，本報告における熱変形調査対象としては，この主軸微小傾斜量のみに焦点を当てる．

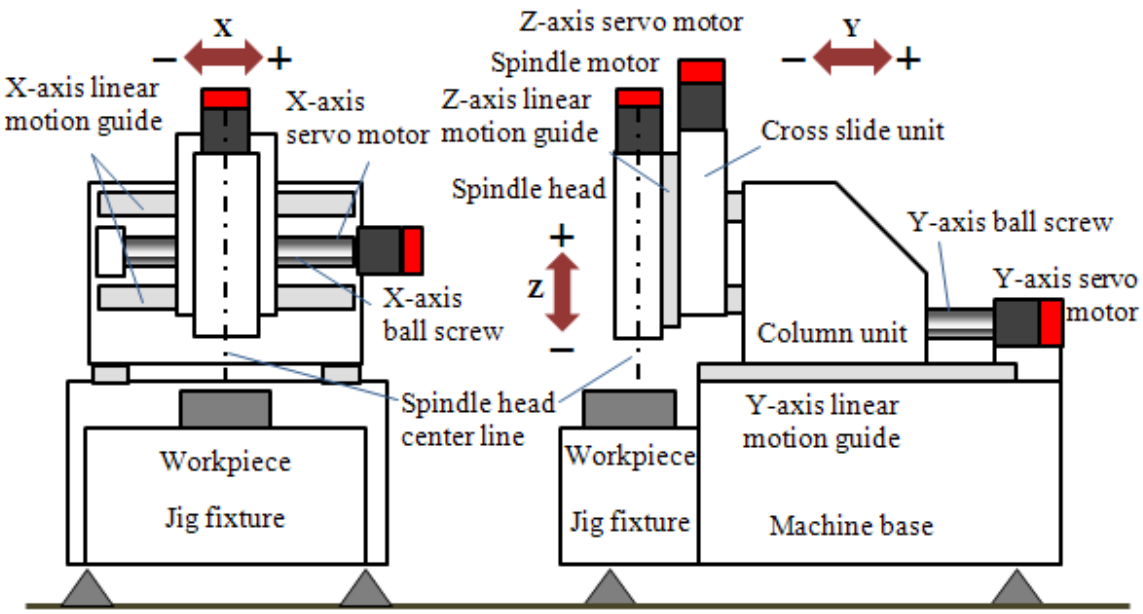


図２－１　立形マシニングセンタの機械構成

図２－１　主要機械仕様

Primary machine specifications		
Travel [mm]	X-axis	500
	Y-axis	450
	Z-axis	500
Rapid traverse rate [m/min]	X-axis	60
	Y-axis	60
	Z-axis	60
Forwarding drive system	Ball screw drive system	
NC positioning system	Semi-closed loop control system	

表２－２　実験環境および測定

Experiment condition and measuring equipment	
Factory temperature state	Air-conditioned
Environmental temperature control (common for all)	Temperature rise
Thermometry device	C-A thermocouple (6 points on machine)
Displacement measuring equipment	Precision dial indicator

２．２　主軸微小傾斜量の測定方法と実験条件

主軸微小傾斜量は，機械構成上コラムユニットとクロススライドユニットの変形により引き起こされると推測される．使用設備には主軸冷却機能があり，主軸曲がりの大部分は抑制されていると考えてよい．以上より，本報告における温度測定対象はコラムユニットとクロススライドユニットに決定した．

図2-2に測定方法およびセンサ配置状態を示す．本報告では，主軸微小傾斜量について，コラムユニットとクロススライドユニットの熱変形に起因する成分のみを抽出することを目的としている．そのため，主軸-治具間での変位測定ではなく，コラム-主軸間での変位測定としている．

変位測定について，コラムユニットとクロススライドユニットを結び付けるX軸送りガイドレール取付面を測定基準面として設定している．主軸微小傾斜量は，ラムフィードタイプの主軸頭を Z-方向にストローク端まで移動させた状態で，Z 軸送りガイドレール表面を精密ダイヤルインジケータにより上下 2 点測定することで得ている

温度センサについては，機械の構成および予備実験結果を参考にして，センサ設置位置をコラム 3 点，クロススライドユニット3点，の計6点に決定した．それぞれの配置位置は，ユニットの上部・ボールねじナット締結部近傍・ユニットの下部である．温度データの名称は，それぞれの温度を設置箇所に対応して，コラムユニットについては，$T_{\text{CL-upper}}$・$T_{\text{CL-BS}}$・$T_{\text{CL-lower}}$，クロススライドユニットについては，$T_{\text{CR-upper}}$・$T_{\text{CR-BS}}$・$T_{\text{CR-lower}}$，とする．熱による剛体のねじれや曲がりは温度勾配によって発生することから，コラムユニット・クロススライドユニットの上下温度差 ΔT_{CL} および ΔT_{CR} をそれぞれ次式で定義する．

$$\Delta T_{\text{CL}} = T_{\text{CL-upper}} - T_{\text{CL-lower}} \quad (1)$$

$$\Delta T_{\text{CR}} = T_{\text{CR-upper}} - T_{\text{CR-lower}} \quad (2)$$

図2-3に主軸微小傾斜量の測定方法を示す．測定値の符号は Y 軸座標の符号と一致するように定義している．Z+側の変位測定値を $D_{\text{Y-upper}}$，Z-側の変位測定値を $D_{\text{Y-lower}}$ とする．上下の変位差を主軸角度変位 $\Delta D_{\text{Y-}\theta}$ を次式で定義する．

$$\Delta D_{\text{Y-}\theta} = D_{\text{Y-lower}} - D_{\text{Y-upper}} \quad (3)$$

変位データおよび温度データともに，測定開始時を基準とした相対変化量を評価対象としている．開始前の機械温度状態に違いが発生しないように，測定前には充分な運転休止時間を確保している．

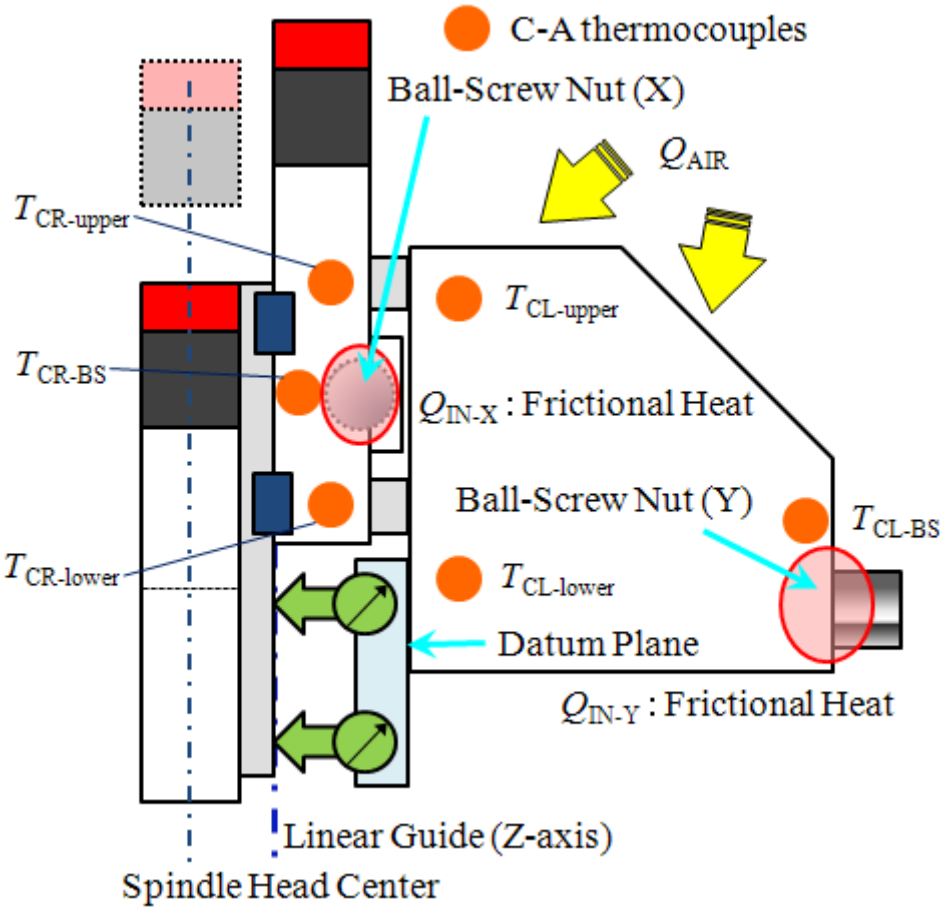


図２－２　内部熱源の位置および測定機器の配置

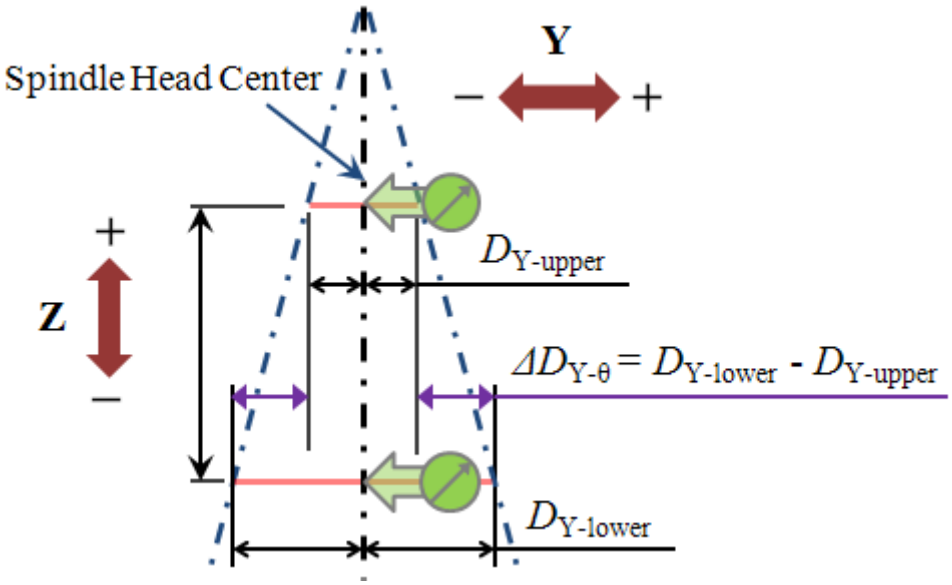


図２－３　主軸微小傾斜量の定義

表2-3に実験条件を示す. 実験条件としては, (A)環境温度上昇状態で機械は電源入りの状態で無稼働, (B)環境温度上昇状態で Y 軸のみ稼働, (C)環境温度上昇状態で X 軸のみ稼働, の 3 パターンを試みた.

送り駆動系における内部発熱原因を考えた場合, その大部分はボールねじナット部の摩擦発熱である. したがって, 内部発熱量は, 所定時間に対象ユニットを単純往復運動させることで発生させている. また, 発熱量の大きさによる影響を調査するために, 単純往復運動での両端停止時間を 3 パターンに分けることで, 平均速度を変化させている. ボールねじナット部の摩擦発熱量 Q_{BS} は, 平均速度 V_m と比例関係があることは良く知られている. 本研究においても事前の予備実験において $Q_{BS} \propto V_m$ の関係を確認済みである.

表２－３　機械稼働条件

Machine Operation Pattern		
Mark	Driving Compornents	Average Velocity
(A)	No Running	Not Applicable
(B)	Y-axis Running only	16 / 8 / 12 [m/min]
(C)	X-axis Running only	20 / 10 / 15 [m/min]

第３章　主軸微小傾斜挙動の測定結果および考察

３．１　環境温度変化による機械主要構造物の温度変化状態

図3-1に今回の実験における環境温度変化の影響について，機体温度データの１例を示す．周辺温度を変化させるために，測定開始直前に工場の空調設備を所定の温度設定で稼働させている．図3-1より，測定開始時の温度を基準として，10 ℃ 以上の温度上昇をしていることがわかる．

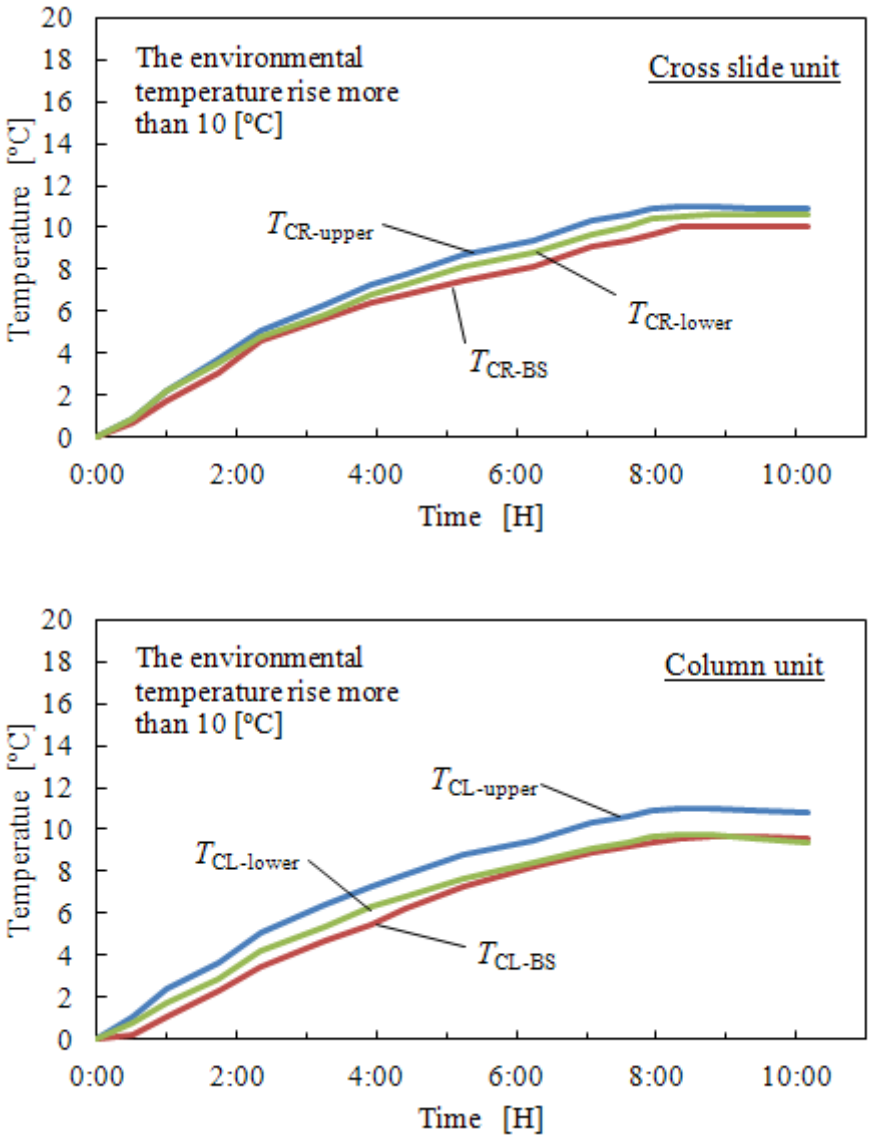


図３－１　周辺温度変化による主要構成要素の温度変化

図3-2に，実験条件パターン(A)の環境温度変化による機械熱変形特性を示す．上段のグラフはクロススライドユニット各点の温度変化と主軸微小傾斜量，下段のグラフはコラムユニット各点の温度変化と主軸微小傾斜量の変化過程を示している．両方のグラフ内における主軸微小傾斜挙動は共通である．

本実験条件においては，機械稼働は行わないが，測定中は常に機械電源入りの状態であり，主軸頭冷却も機体温度追従方式で施されている．図3-2より，主軸微小傾斜量 $\Delta D_{Y\text{-}\theta}$ は，時間経過および機体温度の上昇に伴って緩やかに Y+方向への傾斜していき，4 時間程度で最大値となる．その後，若干量だけ Y-方向へ戻った後に一定に推移している．変位の方向は常に Y+側で推移しており，傾斜量 $\Delta D_{Y\text{-}\theta}$ の最大値は 5.5 μm となっている．

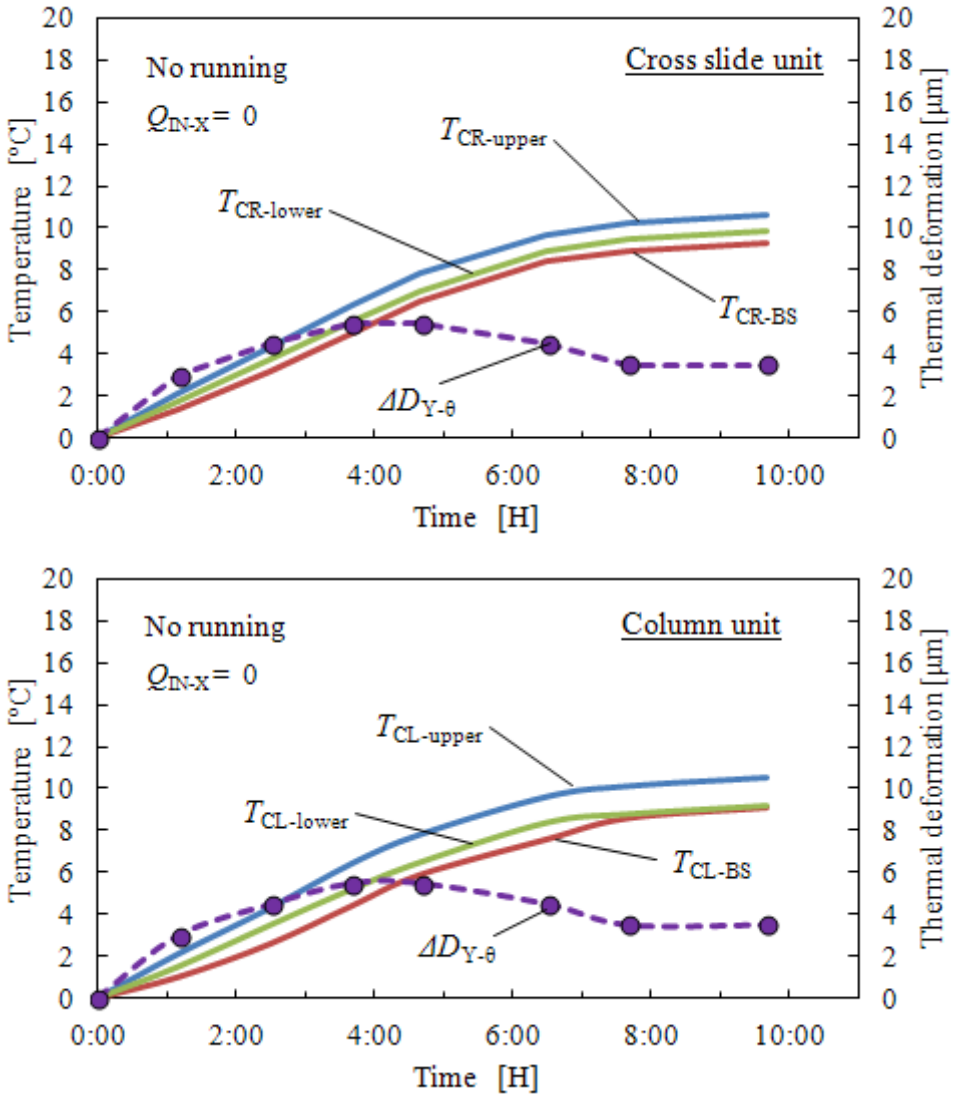


図３－２　環境温度上昇が引き起こす主軸微小傾斜挙動と
主要構造物の温度変化状態

図3-2より，各ユニット温度については，全 6 点共にほぼ相似形の変化形態を示しており，図3-1と同等の変化形態を示している．主軸微小傾斜挙動と機体温度各点の変化挙動を比較すると，$\Delta D_{Y\text{-}\theta}$ が最大値となった後も温度データは単調に増加しており，個々の各点温度データと主軸微小傾斜量の間には相関性が無いと判断される．

図3-3に，温度特性データとして定義した，クロススライドユニットとコラムユニットの上下温度差と主軸微小傾斜量の変化過程を示す．グラフ図3-3より，コラムユニットの上下温度差 ΔT_{CL} は，$\Delta D_{Y\text{-}\theta}$ が最大値となるまでは徐々に増加し，最大値となって以後は一定に推移している．それに対して，クロススライドユニットの上下温度差 ΔT_{CR} は，$\Delta D_{Y\text{-}\theta}$ が最大値となるまでは同様に徐々に増加しているが，それ以降は若干減少傾向を示した後に一定に推移している．両者を比較した場合，クロススライドユニット上下温度差 ΔT_{CR} の方が主軸頭傾斜量 ΔD_{Y} との相関性が高いことが推測される．

図3-4に，各代表点における Z+側変位量 $D_{Y\text{-upper}}$ と Z-側変位量 $D_{Y\text{-lower}}$，の関係を示す．図中の a～e 点は，図 3-3 内の測定時に対応している．図3-4より，主軸の変形挙動は，主軸全体の微小な傾斜と Y 方向への単純膨張成分とが複雑に重なり合っている様子が理解できる．主軸傾斜方向は，常に Y+方向となっている．

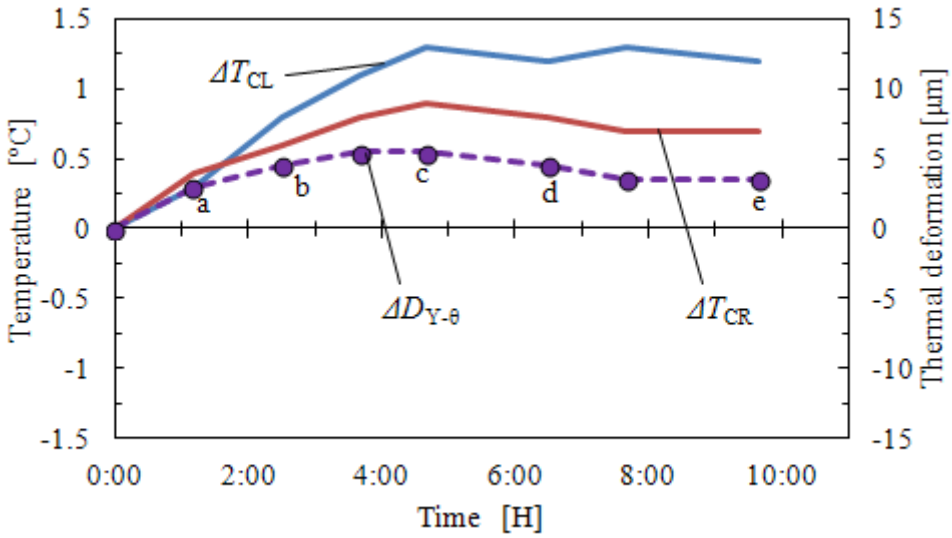


図３－３　温度特性データと主軸微小傾斜挙動の比較（条件 A）

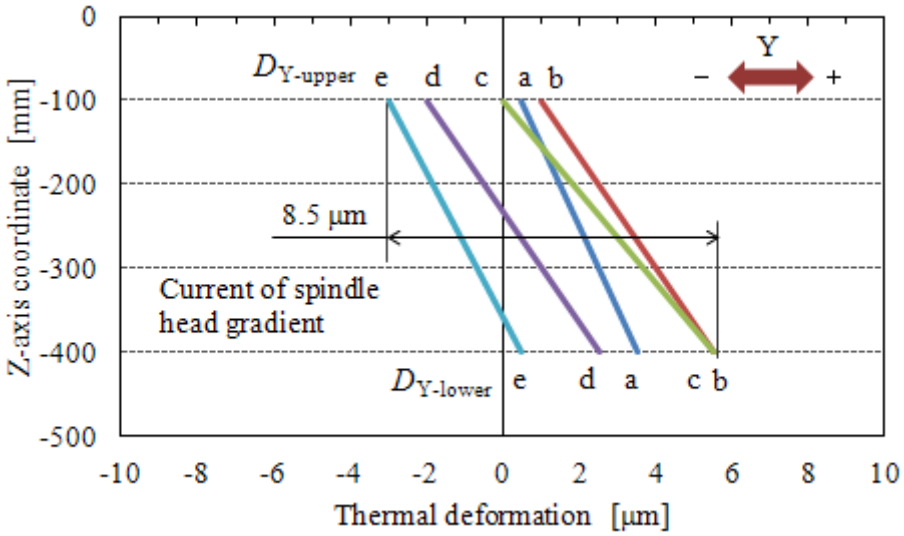


図３－４　主軸微小傾斜挙動の推移（条件 A）

３．２　コラムユニット稼働による内部発熱の影響

図3-5に，実験条件パターン(B)の，Y 軸のみを稼働させた場合における機械熱変形特性を示す．本条件における調査目的は，コラムユニット内部発熱源の影響を明らかにすることである．

主軸微小傾斜量 $\Delta D_{Y\text{-}\theta}$ は，時間経過および機体温度の上昇に伴って緩やかに Y+方向への傾斜していき，6 時間程度で最大値となる．その後，徐々に Y-方向へ推移している．変位の方向は常に Y+側で推移しており，傾斜量 $\Delta D_{Y\text{-}\theta}$ の最大値は 6 μm となっている．全体的に実験条件(A)の変化形態と酷似した結果となっている．

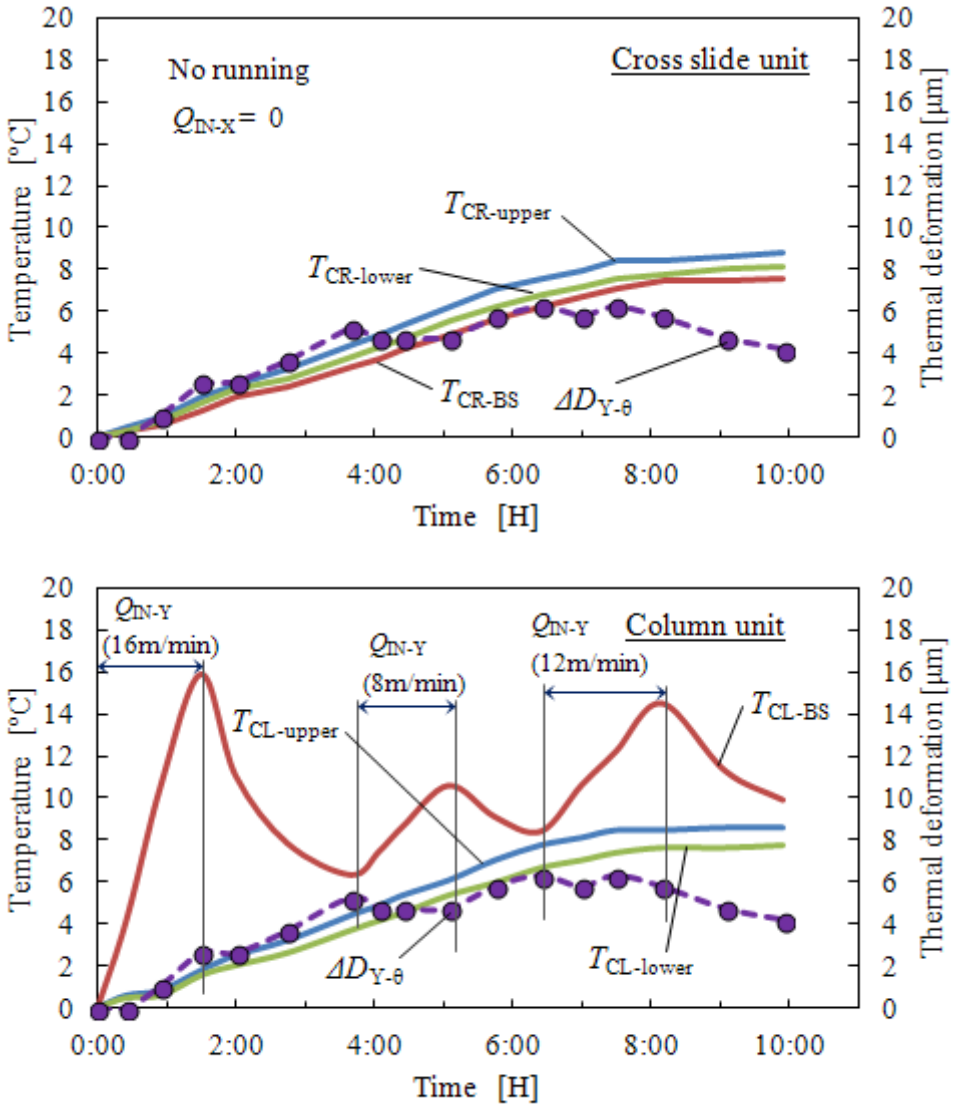


図３－５　コラムユニット稼働が引き起こす主軸微小傾斜挙動と主要構造物の温度変化状態

両グラフより，各点の機体温度データはＹ軸ボールねじナット近傍の $T_{CL\text{-}BS}$ を除き，３．１節の実験条件パターン(A)である，環境温度変化による熱変形特性測定結果とほぼ同様の変化形態を示していることがわかる．本条件における内部発熱源近くの温度測定データである $T_{CL\text{-}BS}$ の値は，稼働の有無および発熱条件違いにより大きく変動しており，ボールねじナット部の摩擦発熱量に比例する，すなわち平均速度に比例することが確認できる．また，摩擦発熱源近傍の温度データ $T_{CL\text{-}BS}$ が大きく上昇しても，Ｘ軸送りガイドレール付近に設置された温度センサによる測定データ $T_{CL\text{-}upper}$ と $T_{CL\text{-}lower}$ は，ほとんど影響を受けていないことがわかる．このことから $T_{CL\text{-}upper}$ と $T_{CL\text{-}lower}$ は内部熱源の影響ではなく，外部熱源の影響により変化していると推測される．全ての温度データと主軸変位データの間に密接な相関関係は見受けられない．

図３-６に，機械熱変形に対する温度特性データとして定義した，クロススライドユニットとコラムユニットの上下温度差と主軸微小傾斜量の変化過程を示す．ここで，主軸微小傾斜挙動は図３-５と共通のデータである．

図３-６より，コラムユニットの上下温度差 ΔT_{CL} は，Ｙ軸の稼働中は $\Delta D_{Y\text{-}\theta}$ が最大値となるまでは徐々に増加し，最大値 1.1℃となって以後はしばらく一定に推移し，最後は若干減少している．次にクロススライドユニットの上下温度差 ΔT_{CR} ついては，最大値 0.9 ℃となるまで非常に緩やかな上昇傾向を示し，最後に若干減少している．どちらの温度差変化形態も実験条件パターン(A)との類似性が高いといえ，主軸微小傾斜量 ΔD_{Y} の挙動も実験条件パターン(A)における測定結果と差がほとんどない．

図３-７に，各代表点におけるＺ+側変位量 $D_{Y\text{-}upper}$ とＺ-側変位量 $D_{Y\text{-}lower}$，の関係を示す．図中のａ～ｇ点は，図３-３内の測定時に対応している．

図３-７より，実験条件パターン(A)の測定結果と同様に，主軸の変形挙動は，主軸全体の微小な傾斜とＹ方向への単純膨張成分とが複雑に重なり合っている様子が理解できる．本条件においても，主軸傾斜方向は常に Ｙ+方向となっていることがわかる．図３-４と類似の変化過程であることから，本条件におけるコラムユニット稼動による影響よりも，外部熱源である周辺環境温度変化による変形であると推測される．このことから，コラムユニットの送り駆動による摩擦発熱は，主軸微小傾斜挙動に対して支配的な要因ではないと考えられる．

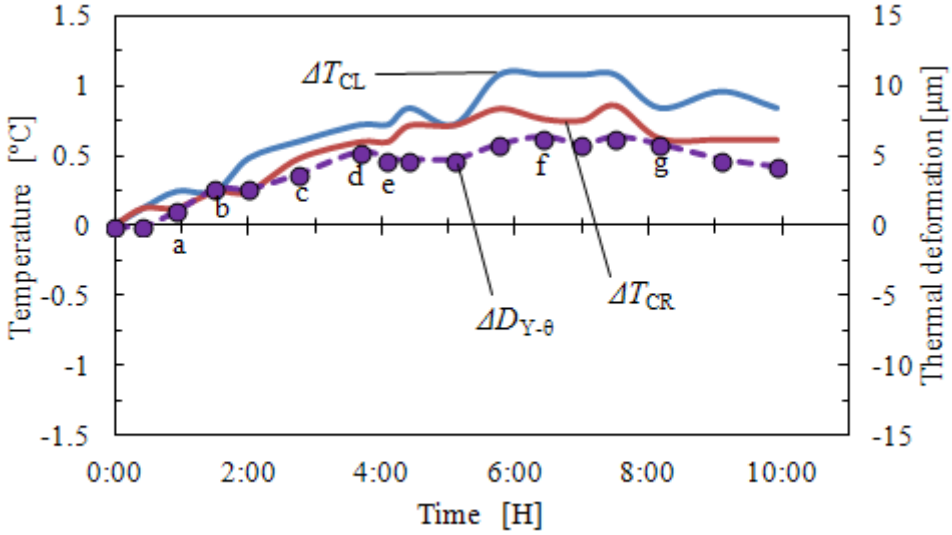


図３－６　温度特性データと主軸微小傾斜挙動の比較（条件 B）

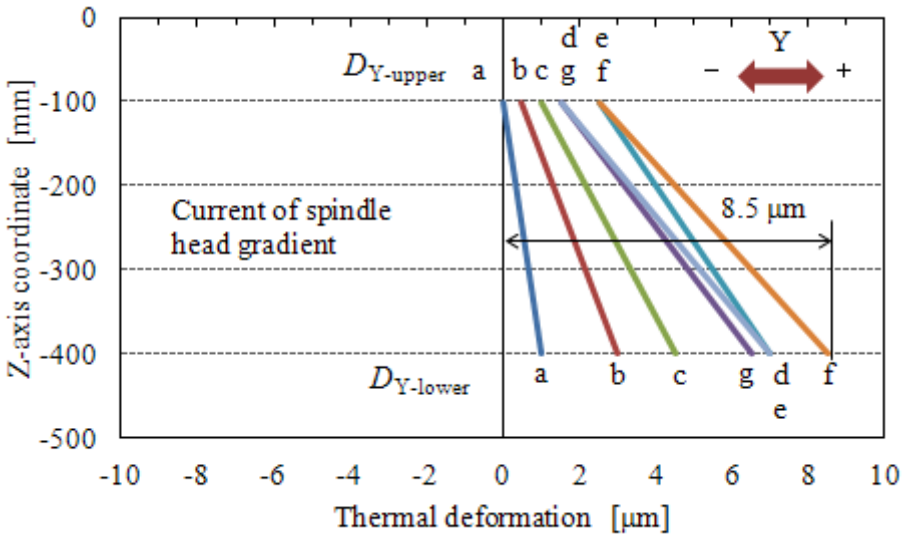


図３－７　主軸微小傾斜挙動の推移（条件 A）

３．３　クロススライドユニット稼働による内部発熱の影響

図3-8に実験条件パターン(C)の，X 軸のみを稼働させた場合における機械熱変形特性を示す．本条件における調査目的は，クロススライドユニット内部発熱源の影響を明らかにすることである．

主軸微小傾斜量 $\Delta D_{Y\text{-}\theta}$ は，X 軸稼働中には Y-方向の値となり，稼働停止するとすぐに Y+方向へと変化しており，非常に複雑な挙動を示している．稼働・停止により傾斜方向が逆転することから，この傾斜挙動の原因がクロススライドユニット内の温度変化であることは決定的である．傾斜量 $\Delta D_{Y\text{-}\theta}$ の変動幅は-5 μm ～+6 μm となっている．

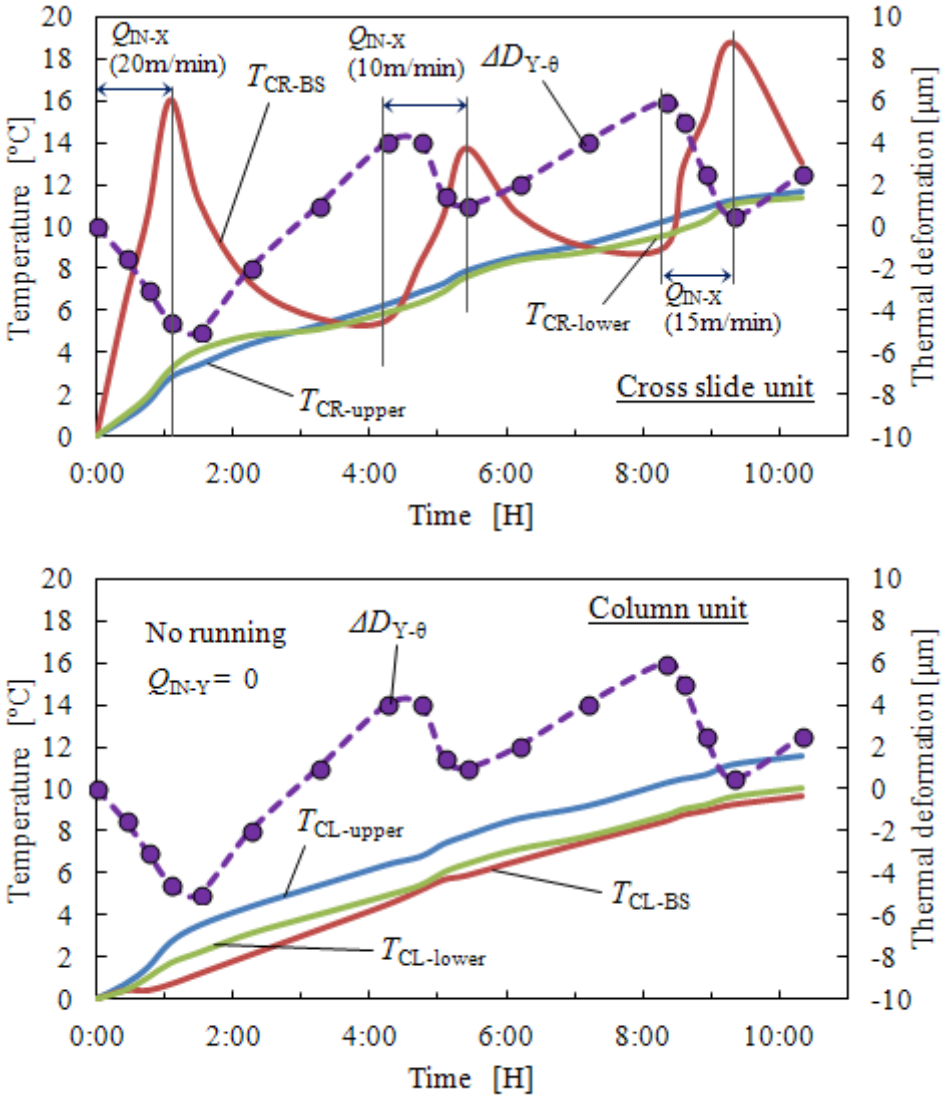


図３－８　クロススライドユニット稼働が引き起こす主軸微小傾斜挙動と主要構造物の温度変化状態

上段のグラフより，クロススライドユニット各点の機体温度データはX軸稼働による影響を受けており，パターン(A)(B)の測定結果と異なっているがわかる．これは温度データ$T_{\mathrm{CR\text{-}upper}}$と$T_{\mathrm{CR\text{-}lower}}$の測定箇所までX軸ボールねじナット締結部から伝熱があることを示している．本条件における内部発熱源近くの温度測定データである $T_{\mathrm{CR\text{-}BS}}$ の値は，稼働の有無および発熱条件違いにより大きく変動しており，摩擦発熱量に比例する，すなわち平均速度に比例することが確認できる．

下段のグラフより，コラムユニットの温度変化傾向は実験条件パターンAと同様であることから，X軸の稼働によるコラムユニットへの影響は小さいことがわかる．ただし，$T_{\mathrm{CL\text{-}upper}}$ の値が他の 2 点と比較して高めの値を取っている．これは，ユニット稼働による暖気の拡散および対流の影響によるものと思われる．X軸稼働により，コラム上部の暖気に対流が発生し，その結果コラム上部のみ熱伝達率 α が大きくなり，外気温からの入熱が増えたものと思われる．

図3-9に，温度特性データとして定義した，クロススライドユニットとコラムユニットの上下温度差と主軸微小傾斜量の変化過程を示す．

本図より，コラムユニットの上下温度差 ΔT_{CL} は，測定初期の X 軸の稼働中に上昇した後は一定に推移し続けていることがわかる．本条件において主軸微小傾斜量は複雑な挙動を示していることから，一定に推移するコラムユニットの上下温度差変化との間には相関性が無いと結論づけられる．

次にクロススライドユニットの上下温度差 ΔT_{CR} ついては，稼働中と停止状態においてはっきりと傾向の違いが確認できる．X 軸稼働中においては，その稼働開始時よりも ΔT_{CR} が常に減少していることから，$T_{CR\text{-}lower}$ が $T_{CR\text{-}upper}$ よりも温度上昇しやすいことがわかる．これは，ボールねじナット取付部から両測定点への距離にほとんど差は無いことを考慮すると，クロススライドユニットの温度状態に依存しているのではないかと推測される．機械停止時において周辺外気の上下温度差によって，クロススライドユニットの上下温度差が拡大され，結果的に稼働開始直前においてはユニット上部温度の方が常に高い状態であると思われる．熱はその性質上，温度勾配の大きい方へより多く流入していくことになるため，X 軸ボールねじ部の摩擦発熱量はユニット下部へ優先的に流れていくことになる．クロススライドユニット下部が温度上昇した場合に，主軸全体の傾斜量 $\Delta D_{Y\text{-}\theta}$ が Y-方向への値となることは，容易に理解することができる．

$\Delta D_{Y\text{-}\theta}$ と ΔT_{CR} の変化挙動を比較してみた場合，強い相関性があることが予測され，クロススライドユニットへの温度変化抑制対策が非常に有効となることが期待できる．

図3-10に，各代表点における Z+側変位量 $D_{Y\text{-}upper}$ と Z-側変位量 $D_{Y\text{-}lower}$，の関係を示す．図中の a～g 点は，図3-3内の測定時に対応している．

本図より，周辺環境温度上昇下において X 軸の稼働と停止を繰り返すことにより，主軸中心線が大きく変動する挙動がわかる．本条件でのみ主軸微小傾斜量が Y マイナス方向の値をとることから，その原因がクロススライドユニットの温度変化であることは明らかである．

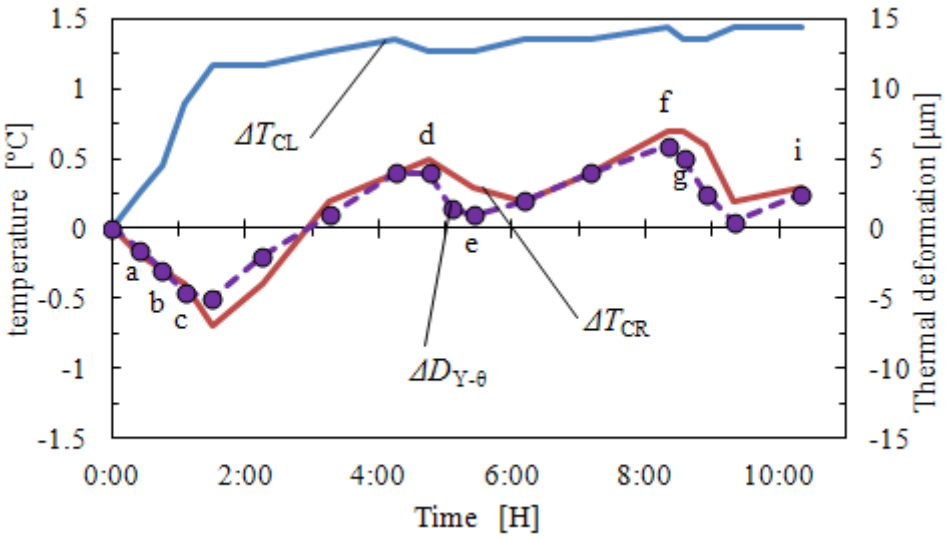


図３－９　温度特性データと主軸微小傾斜挙動の比較（条件 C）

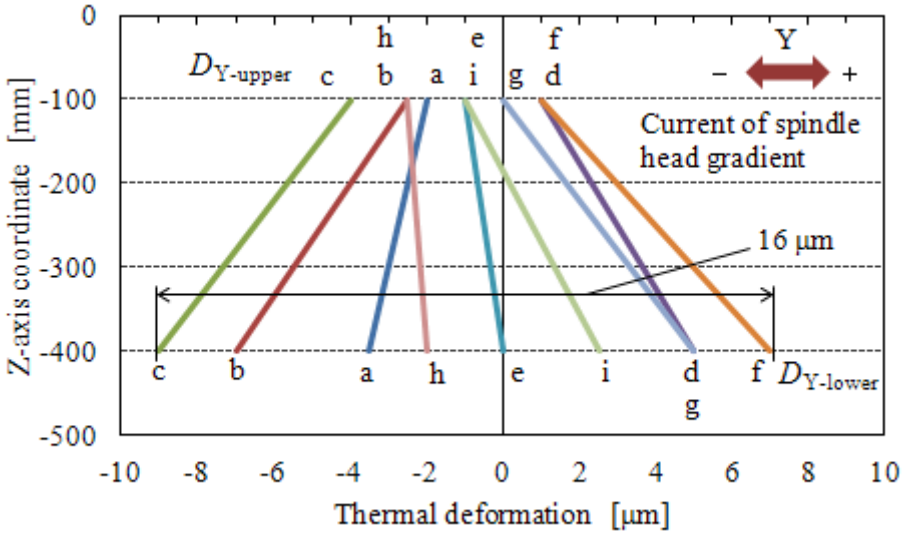


図３－１０　主軸微小傾斜挙動の推移（条件 C）

３．４　主軸微小傾斜変形の主要因を検証

図3-11にクロススライドユニット上下温度差と主軸微小傾斜量について，実験条件パターン(A)(B)(C)全ての測定結果の散布図を示す．この図から，両者の線形的関係性に関して非常に強い相関があることがわかる．図中に示す，最小2乗法により決定した近似直線の傾きを，熱変形特性係数 K [μm/(mm・℃)]と定義する．実験的に得られた K の値は，$K = 2.354\times10^{-2}$ μm/(mm・℃)である．

以上の結果より，機械姿勢精度を長時間安定させるには，クロススライドユニットの上下温度差の変動を抑制させる対策を実施することが重要であることが確認できた．また，熱変形予測式から得られた予測値を利用してソフト的に補正量を与える方法も有効であるといえる．

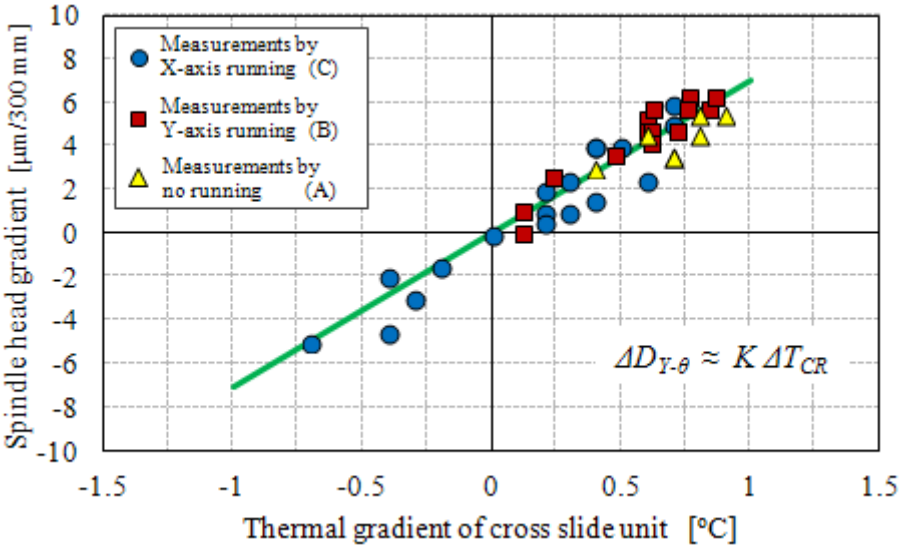


図３－１１　温度特性データと主軸微小傾斜量の相関性

図3-12に，本実験により得られた変形予測式と特性係数を基にした，実験条件パターン(B)であるクロススライドユニット稼動における測定結果に対する，熱変形補正シミュレーション結果を示す．主軸微小傾斜量に関して，温度特性データから予測演算した計算値と実測値とがよく一致していることから，CNC 装置へ適切に補正量を与えることで，長時間にわたって加工精度安定化を達成することが可能であることがわかる．

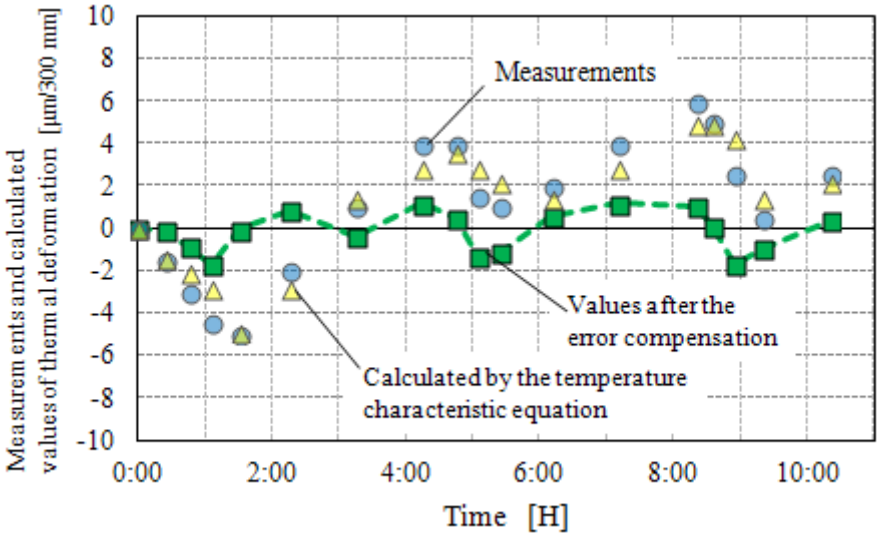


図３－１２　温度特性データによる補正シミュレーション結果

第４章　結　言

工作機械の加工精度安定性を向上させるために，機械熱変形挙動と密接に関連する温度変化部位の特定を目指して本実験をおこなった．熱変形挙動として主軸微小傾斜量について着目し，外部熱源と内部熱源の両方による影響について，稼働ユニット毎に調査した．
本章において得られた結論を，以下に示す．

(1) 周辺温度が変化する環境における熱変形特性について予め把握しておくことで， 同様の環境下における機械稼働による熱変形量を推定することが可能である．
(2) コラムユニットの温度変化と主軸微小傾斜量との間には相関関係が確認されなかった．
(3) クロススライドユニットの温度変化と主軸微小傾斜量との間に非常に強い相関関係を見出した．
(4) クロススライドユニット内における温度勾配の発生を抑制する対策を実施することで，加工精度の長時間安定化が達成できる可能性が高いことを示した．

総　括

これまでの研究成果を総括する．本論文では，工作機械の送り駆動系の稼働による発熱に着目し，稼働状態によって複雑に現れてくる様々な熱変形現象についての研究を実施し，その成果をまとめている．

本論文は，第Ⅰ編「CNC 工作機械の送り駆動系における稼働発熱に対する繰返し位置決め精度安定化に関する研究」と第Ⅱ編「CNC 工作機械における稼働発熱に起因する姿勢精度誤差の抑制方法に関する研究」から構成されており，以下に，各研究の内容を述べる．

第Ⅰ編においては，工作機械の送り駆動系に最も一般的に採用されているボールねじについて着目し，その摩擦発熱現象によるねじ軸の熱膨張量によって引き起こされる加工精度劣化への対応について述べる．具体的には，送り軸駆動摩擦発熱によるねじ軸部の温度上昇を正確に予測し，CNC 装置内において予測温度上昇値から位置ずれ量を算出し，位置決め指令においてずれ量をキャンセルすることによって加工精度の低下をソフト的に補償する手法の効果について示している．高い補償精度を維持するためには，ボールねじの温度上昇量を正確に把握することが最重要課題となる．そのために，ボールねじの摩擦発熱現象を様々な稼働条件下において発生させながら，温度変化・熱膨張量変化・サーボモータの負荷電流値変化などの測定を進め，最終的に摩擦発熱トルクの推定やねじ軸表面の平均熱伝達率などを明らかにすることによって，ボールねじナット部における複雑な発熱メカニズムの解明を試みている．

ボールねじ発熱メカニズムの解明過程において，温度変化挙動を視覚的にとらえるためにサーモグラフィを利用した連続測定をおこない，機械稼働によって機械内部熱源で発生する熱がどのように伝わり，そしてどのような熱変形を引き起こすのかについて明らかにしている．それにより，ボールねじ摩擦発熱現象の特徴について把握することができる．また，温度上昇量を的確に予測演算するためには，温度変化に対する熱変形量の変化関係を詳細に求める必要があることから，レーザ測長器を使用した精密測定を実施している．さらに，ボールねじ駆動システムの一部を取り外すなどの工夫をしながら，サーボモータの負荷電流値を測定し，最終的にボールねじナット部のみの摩擦トルクおよび内部封入グリスによる粘性トルクを正確に抽出できることを明らかにした．

その結果，早送り速度や加減速時定数などの機械仕様や，加工プログラムなどの稼働条件に対応して，高精度にねじ軸の温度上昇を予測可能なボールねじ温度上昇基本演算式を確立することができた．従来においては，ボールねじ発熱現象は非常に複雑であるため，複数の確認試験を繰返しおこなうことで実験的に演算式を決定することが必要であったが，本研究で確立した基本演算式を用いれば，最小2回の確認試験で温度上昇挙動を予測することができる．また，設置条件などに類似性があれば，ナット部予圧量や機械の設定早送り速度，設定加減速時定数など一部の入力条件の変更に

対する発熱状態の変化を容易に予測することが可能になる．このことは，機械設計段階における機械熱変形対策の検討に対して，予め発熱量が予測できるようになるため，熱解析ソフトを使用する際に正確な発熱条件を設定できるなど，非常に有益なことである．

第Ⅱ編においては，送り駆動部の摩擦発熱が緩やかに機械主要構造物へと熱伝導することにより発生する，直角度や真直度などの機械姿勢精度悪化に対する対応策についての検討内容を報告する．第Ⅰ編において，送り軸稼働による摩擦発熱によって引き起こされるボールねじの熱膨張による影響について，その対処方法について述べているが，この方法では送り軸と並進方向に発生する熱変形成分に対しては充分な効果を発揮することができるが，主要構造物の曲がりやねじれに起因する機械の姿勢変形までは精度補償することができない．したがって，さらなる精度向上を目指すためには機械姿勢変形に対するアプローチが必要となる．機械姿勢精度悪化の原因は，構造物内部に流入した熱量によって内部温度バランスが複雑に変化し，緩やかに温度差の拡大が進行することである．したがって，主要構造物における熱変形と密接に関連する温度変化箇所を特定することは，低コストかつ効果的な熱変形対策を検討する上で非常に重要となる．そこで，第Ⅱ編では機械姿勢変形の悪化として現れやすい主軸全体の微小傾斜量について着目し，主要構造物の温度変化との関連性を明らかにすることを試みた．

本編では，機械稼働による内部熱源による影響に加えて，外部熱源である周辺環境温度変化による機械熱変形に対しても言及している．機械姿勢変形を抑制する対策として，恒温室などの周辺環境温度を一定に保つことが従来よりおこなわれているが，コストおよび省エネの観点から通常の環境温度状態において加工精度を維持できることが強く求められている．それらの要求に応えるために，環境温度を変化させながら，すなわち外部熱源の影響下にある状態において，機械稼働による内部熱源による熱変形状態について調査を進めた．

本研究を通して，機械主要構成要素の中において機械姿勢変形と密接に関連しながら温度変化する箇所を特定することができた．それにより，低コストかつ効果的な機械熱変形抑制対策を検討することが可能となるため，耐熱変形性の高い工作機械の開発に役立つことが期待できる．

謝　辞

本研究の遂行に際しまして，終始にわたり広範なるご指導，ご鞭撻を賜るとともに，社会人ドクターとして業務と並行しながらの研究，ということに対して多大なご配慮いただきました岡山大学教授　塚本眞也博士に深甚なる謝意を表すとともに厚く御礼申し上げます．

また，研究全般にわたり絶大なご指導をいただき，また測定装置の貸与など研究活動の推進にご協力いただきました岡山大学准教授　大橋一仁博士に心から御礼申し上げるとともに，研究活動や論文執筆に関して的確にご助言いただきました，岡山大学　大西孝博士に深く御礼申し上げます．また，研究活動を支えていただいた岡山大学機械加工学研究室　池田直子秘書，岸本智子秘書に厚く感謝の意を表します．

なお，本研究を温かく見守って下さったホーコス株式会社代表取締役社長　菅田雅夫様，また，本研究の開始を強く後押しして下さった元ホーコス株式会社代表取締役会長　故菅田秦介様に心から感謝申し上げます．

最後に，日々の研究活動の実施に様々なご助言やご協力をいただいた関係各位，岡山大学　機械加工学研究室の学生の皆さんに御礼申し上げるとともに，研究活動に理解を示し，支えてくれたホーコス株式会社開発企画部の皆様に感謝いたします．