

ボールねじ送り駆動機構の
高速化と高精度化に関する研究

2004

宮口 和男

ボールねじ送り駆動機構の
高速化と高精度化に関する研究

2004

宮口 和男

目 次

本研究論文で使用されている記号・単位の一覧表 a ～ d

第1章	緒論	1
第2章	ボールねじ送り駆動機構とそのダイナミクス	5
2.1	緒論	5
2.2	代表的なボールねじ送り駆動機構の構成	5
2.3	送り駆動機構の特性とそれを支配する因子	7
2.3.1	最高送り速度	7
2.3.2	最高送り加速度	8
2.3.3	最大負荷能力	9
2.3.4	剛性	10
2.3.5	固有振動数	11
2.3.6	運動誤差	12
2.3.7	温度上昇と熱変位	12
2.4	特性間の関係	13
2.5	結論	14
第3章	摩擦特性が運動精度に及ぼす影響	16
3.1	緒論	16
3.2	ボールねじの摩擦トルク変動の理論的解析	18
3.2.1	ダブルナット予圧方式とその問題点	18
3.2.2	ボール接触点数変化領域の計算法	25
3.2.3	オーバーサイズボール予圧方式	28
3.3	検証実験	29
3.3.1	実験装置と方法	29
3.3.2	実験結果と考察	29
3.4	結論	33
第4章	高負荷用ボールねじのナット内負荷分布の均一化とそれによる寿命延長	34
4.1	緒論	34
4.2	ボールねじの負荷分布の計算に用いる仮定と計算法	35

4.3	負荷分布の計算結果と考察	38
4.4	高負荷用に改良したボールねじの構造	41
4.5	改良型ボールねじの負荷分布の計算結果と考察	41
4.6	検証のための耐久試験	46
4.7	その他の循環方式への応用	49
4.8	結論	52
第5章	高速・高加減速化にともなう精度の経年劣化	53
5.1	緒論	53
5.2	ボールねじの摩耗とその数値解析	54
5.3	検証試験	56
5.3.1	試験装置と方法	56
5.3.2	試験結果と考察	61
5.4	結論	65
第6章	高速性能の向上	66
6.1	緒論	66
6.2	リターンチューブの耐久性能の改善法	67
6.3	応力解析	70
6.3.1	応力集中を考慮しない場合の応力解析	70
6.3.2	応力集中を考慮した FEM 解析	71
6.4	検証試験の装置と方法	75
6.5	試験結果と考察	77
6.6	結論	79
第7章	振動・騒音特性の改善	80
7.1	緒論	80
7.2	振動・騒音特性とその改善法	81
7.2.1	振動・騒音特性	81
7.2.2	ボールねじの危険速度への対処法	83
7.3	検証試験の装置と方法	86
7.3.1	振動・騒音への対処法	86
7.3.2	危険速度への対処法	88
7.4	検証試験の結果と考察	90
7.4.1	振動・騒音への対処法	90
7.4.2	危険速度への対処法	95
7.5	結論	97

第8章	熱特性の改善	98
8.1	緒論	98
8.2	発熱と温度上昇，軸方向剛性の理論解析	99
8.2.1	熱変形機構	99
8.2.2	発熱と温度上昇の解析	99
8.2.3	ねじ軸支持構造によって定まる軸方向剛性の解析	100
8.3	発熱と温度上昇の抑制法	105
8.3.1	発熱量の抑制法	105
8.3.2	強制冷却による放熱量の増大	106
8.3.3	予備的数値解析	107
8.4	試験装置と方法	109
8.4.1	予圧切り換え機構	109
8.4.2	中空ボールねじによる強制冷却	110
8.5	試験結果と考察	113
8.5.1	予圧切り換え機構	113
8.5.2	中空ボールねじによる強制冷却	115
8.6	結論	117
第9章	結言	118
参考文献		121

本研究論文で使用されている記号・単位の一覧表

記号	説 明	単位
$A(i)$	ねじ軸とナットの、溝曲率中心の軸方向相対距離	mm
A_0	ねじ溝の曲率中心間距離（オフセット）	mm
A_n	ナットの軸直角断面積	mm ²
A_s	ねじ軸の軸直角断面積	mm ²
B_0	ねじ溝の曲率中心とボール中心の距離	mm
b	梁の断面の幅	mm
Ca	ボールねじの基本動定格荷重	N
CM	ボールねじの熱容量	kJ/K
C_r	ナット単体の半径（ラジアル）方向のすきま量	mm
c	ボールと溝の曲率比などで決まる係数	—
D_w	ボール径	mm
ΔD_w	ボール径の減少量	mm
dB	騒音レベル	dB
d_m	ボール中心円径	mm
d_r	ねじ軸谷径	mm
E	縦弾性係数	MPa
E_n	ナットの縦弾性係数	MPa
E_s	ねじ軸の縦弾性係数	MPa
E_x	ロストモーション	mm
F	ボールねじに作用する軸方向荷重	N
F_a	予圧荷重	N
F_{a0}	予圧荷重の初期値	N
F_0	（予張力が低減する方向に作用する）予張力が打ち消される軸方向荷重	N
F_b	ボールの衝突によって梁に作用する力	N
F_c	案内面を含む駆動系の摩擦抵抗	N
F_{max}	最大負荷能力	N
F_p	予張力，ただし温度上昇した場合，それに相当する分を差し引いた値	N
f	すべり摩擦係数	—
f_a	縦方向の固有振動数	Hz
f_g	ボールねじ送り駆動機構のねじりの固有振動数	Hz
f_r	曲げの固有振動数	Hz
G	横弾性係数	MPa
g	重力の加速度	mm/s ²

h	梁の断面の高さ（厚さ）	mm
I_s	ねじ軸の断面二次モーメント	mm ²
I_b	梁の断面二次モーメント	mm ²
I_p	断面二次極モーメント	mm ⁴
i	ボールのナンバー	—
J	モータ軸換算の慣性モーメント	kg・m ²
K_b	支持軸受の軸方向剛性	N/mm
K_{b1}	モータ側支持軸受単体の軸方向剛性	N/mm
K_{b2}	反モータ側支持軸受単体の軸方向剛性	N/mm
K_g	ボールねじ軸のねじり剛性	N・m/rad
K_h	ナットおよび軸受の取付部軸方向剛性	N/mm
K_n	ナットの軸方向剛性	N/mm
K_{no}	ボールねじナット剛性の初期値	N/mm
K_s	ねじ軸の軸方向剛性	N/mm
K_{sb}	ねじ軸と支持軸受とを組み合わせた軸方向剛性	N/mm
K_{sb0}	K_{sb} の最小値	N/mm
K_{servo}	サーボ剛性	N・m/mm
K_t	ボールねじ系の軸方向剛性	N/mm
k	ヘルツの弾性係数を含む内部構造などによる係数	—
L	両側の支持軸受間のねじ軸長さ	mm
L_S	ボールねじの走行距離	km
L_1	ナットとモータ側支持軸受との間のねじ軸長さ	mm
L_2	ナットと反モータ側支持軸受との間のねじ軸長さ	mm
L_b	固定端からボールの衝突位置までの梁の長さ	mm
Lh	ボールねじのフレーキング寿命計算値	km
M_b	梁の固定端に加わるモーメント	N・m
m	ボールの質量	kg
m_t	テーブルの質量	kg
N_{max}	サーボモータの最高回転数	min ⁻¹
n	ボールねじの回転速度	min ⁻¹
O	ボールの中心点	—
P_n	ナットの溝曲率中心点	—
P_s	ねじ軸の溝曲率中心点	—
p	ボールねじのリード	mm

Q	法線方向玉荷重	N
Q_t	ボールねじからの単位時間あたりの発熱量	kJ/h
Q_x	ボール荷重の軸方向成分	N
r	ねじ溝の曲率半径	mm
r_n	ナットの溝曲率半径	mm
r_s	ねじ軸の溝曲率半径	mm
T	ボールねじの摩擦トルク	N・m
T_l	摩擦トルクの荷重項	N・m
T_m	(モータの) 負荷トルク	N・m
T_{m0}	定速時のサーボモータの出力トルク	N・m
T_{max}	サーボモータの最大出力トルク	N・m
T_v	摩擦トルクの速度項	N・m
t	時間	h
U_l	ボール径の摩耗率	km ⁻¹
U_j	ボールの転走距離によるボール径の摩耗率	km ⁻¹
V_n	ボールねじ 1 回転あたりのボールとナットの間のすべり量	mm
V_s	ボールねじ 1 回転あたりのボールとねじ軸の間のすべり量	mm
v	ボールが梁に衝突する方向の速度	m/s
v_{max}	最高送り速度	m/min
x_{Fao}	予圧量	μm
x_b	ボールの衝突位置における梁の撓み	mm
Δx	軸方向 (サーボ) 変位量	mm
Z	負荷ボール数 (有効ボール数)	—
Z_b	梁の断面係数	mm ⁴
α	ボール接触角	rad
α_0	初期ボール接点角	rad
α_1	ねじ軸とナットのボール接点を結ぶ直線の、接触角に相当する角度	rad
α_{max}	最高送り加速度	m/s ²
α_n	ナットのボール接触角	rad
α_s	ねじ軸のボール接触角	rad
β	ボール中心が描く軌道のリード角	rad
β_n	ナットとボールの接点が描く軌道のリード角	rad
β_s	ねじ軸とボールの接点が描く軌跡のリード角	rad
β_t	単位時間、単位温度差あたりの放熱量	kJ/h/K
γ	材料の比重量	—

δ	ボールとねじ軸およびナットとの弾性変形の和	mm
δ_0	ボールの移動がない状態での両接点の法線方向弾性変位量の和	mm
δ_1	定常状態での両接点の法線方向弾性変位量の和	mm
δ_{sb}	ねじ軸および支持軸受の軸方向変位の和	mm
ε	ボールの移動がない状態（中立状態）から片側へのボールの移動量	mm
η_1	ボールねじの正作動効率	—
θ	両荷重法線のなす角の 1/2	rad
θ_f	ボール接触点数変化領域のボールねじの回転角	rad
θ_t	温度上昇値	K
λ	曲げの固有振動数の，支持条件によって決まる係数	—
σ	梁の固定端に加わるモーメントによって生じる最大応力	MPa
$\phi(i,i+1)$	ボール i と ボール $i+1$ の角度間隔	rad

第1章 緒 論

NC 工作機械に代表される産業用の機器は内部に送り駆動機構を持っている。その送り駆動機構には、ボールねじが多用されている^{1) ~7)}。したがって、ボールねじは、送り駆動機構の性能を通して、これらの産業用機器の性能を支配する極めて重要な機械要素になっている。すなわち、ボールねじを用いた送り駆動機構で最高何 m/min の速度、何 G の加速度が何 μm の精度で実現できるかが、これらの機器の性能を支配していると言っても過言ではない。

ボールねじは、ねじ機構を転がり化した機械要素である。ボールねじを用いた送り駆動機構の代表的な構成を図 1-1 に示す。それはボールねじ軸、ナット、支持軸受、ねじ軸を回転駆動するサーボモータおよびカップリングからなり、転がり案内機構で案内されたテーブルを直線駆動する。ボールねじの構造は、図 1-2 に示すように、ねじ軸とナットの間にボールを介在させて、それを転がり接触させているが、ボールの循環機構を有すること、螺旋軌道をボールが転がることなどが、同じ転がり要素である玉軸受とは異なり、ボールねじの構造の特徴となっている。

現在では産業機器の性能向上が非常に強く要求されている。特に以下に述べる 4 項目の性能向上が強く求められている。

- (1) 加工誤差の低減（品質の向上）
- (2) 加工能率の向上（コストの低減）
- (3) 耐久性の向上（耐用年数の長期化）
- (4) 振動・騒音の低減（環境負荷の低減）

以下に、これらについて詳細に検討する。

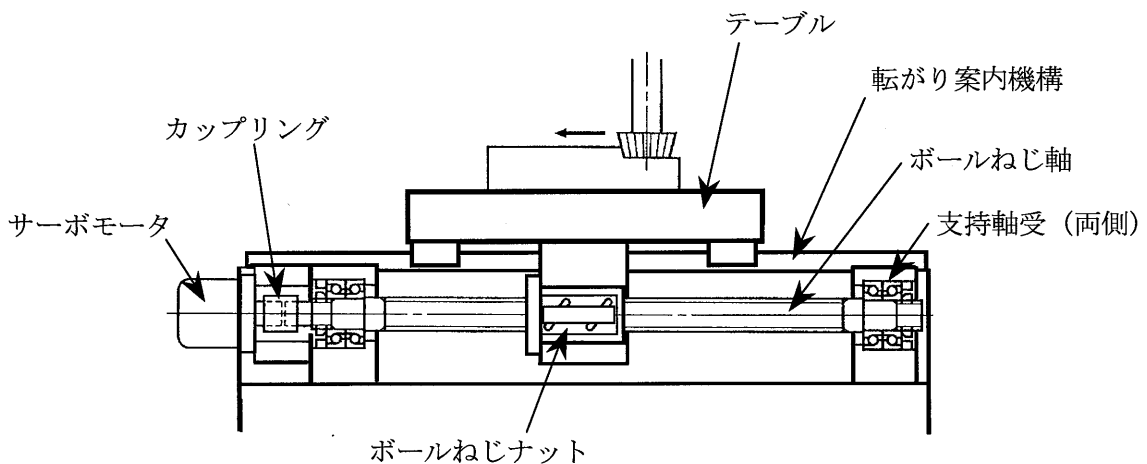


図 1-1 ボールねじを用いた送り駆動機構の構成例

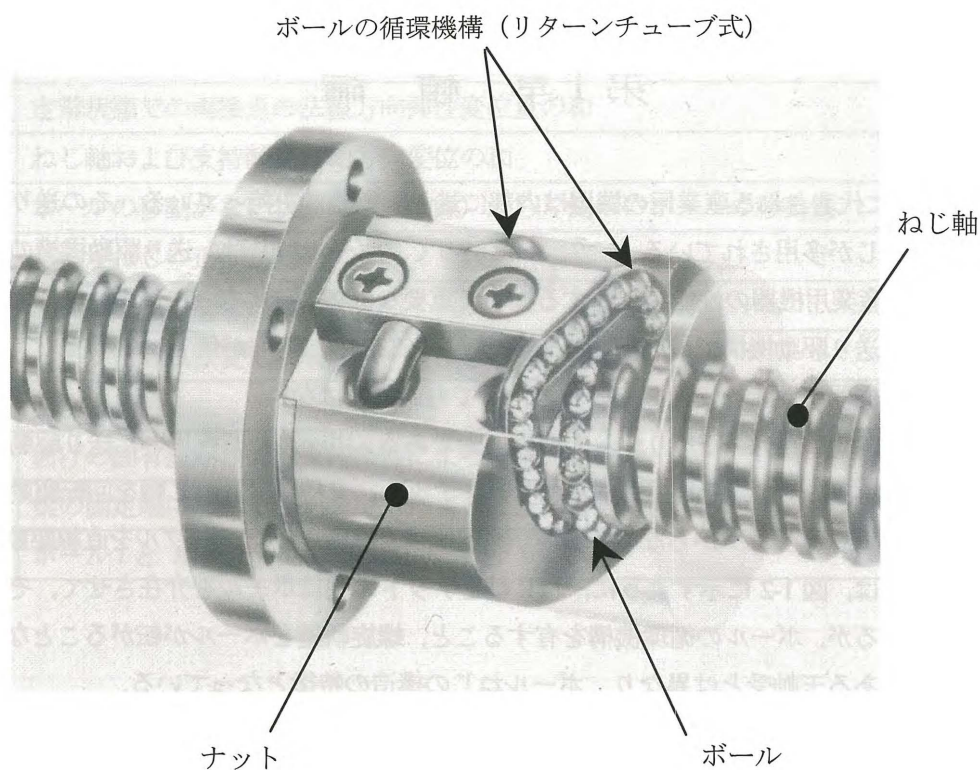


図 1-2 ボールねじの基本構造

(1) 加工誤差の低減

産業機械の代表の1つである NC 工作機械において、加工された部品の誤差の主たる原因はそれを加工する機械の運動誤差であるので⁸⁾、加工誤差の低減のためには NC 工作機械の運動誤差の低減が不可欠である。NC 工作機械の運動誤差はそのボールねじ送り駆動機構の性能で大半が決まる。

日本で生産される NC 工作機械の 90%以上は、ロータリーエンコーダを用いるいわゆるセミクロズドループ方式のものであり、リニアスケールを用いるいわゆるクロズドループ方式のものは 10%以下である⁹⁾。故に本研究では主にセミクロズドループ方式のものを対象とする。

ボールねじ送り駆動機構の精度は、クロズドループ方式の制御系の場合は主にリニアスケールの性能で決まるが、セミクロズドループ方式の場合はボールねじの精度とそれを補正するピッチエラー補正などの性能で決まり、原理的には、セミクロズドループ方式の方が高速化は容易であるが、高精度化は難しい¹⁰⁾。

したがって、セミクロズドループ方式を対象として高精度化を実現するためには、ボールねじ送り駆動機構の運動精度を向上させることが特に重要である。

(2) 加工能率の向上

近年、コスト低減のために加工能率を飛躍的に向上させるべく、ボールねじ送り駆動機構の送り速

度の高速・高加速度化が著しく進展し、産業用ロボットや電子部品装着機では最高送り速度が140m/min を越えるに至り、NC 工作機械においてもマシニングセンタなどでは最高送り速度120m/min、最高送り加速度1.5G に迫る送りが実用化されている^{11) ~14)}。このような高速送りを実現するためには、①回転速度を大にする、②ボールねじのリードを大にする、という2つの方法がある。

ボールねじ回転の高速化を実現するに当たっては、次のような課題を克服せねばならない。

- 1) ボールの公転速度による限界
- 2) ねじ軸の危険速度による限界
- 3) 振動・騒音の増大
- 4) 温度上昇・熱変位の増大
- 5) 高速・高加減速に伴う負荷の増大

大リードボールねじを実現するに当たっては、次のような課題を克服せねばならない。

- 6) ナットの長大化による内面ボール溝の加工精度の低下
- 7) ねじ軸、ナットの多条化に伴うコストアップ
- 8) 駆動モータへの負荷イナーシャの増大

(3) 耐久性の向上

最近の産業機器では、耐久性に対する要求が非常に厳しくなってきた。これには、次のようなことが原因として挙げられる。

- 1) 高速・高加減速による負荷の増大などの使用条件の過酷化
- 2) 精度劣化に対する許容レベルの厳格化
- 3) 高速・高稼働率化に伴う耐用年数の低下

このような課題を克服するために、ボールねじの負荷能力を向上させなければならない。中でも、近年油圧式からの切り換えが進み、生産量も増えてきた電動式射出成形機¹⁵⁾の射出軸などに使用されるボールねじは、負荷される荷重が極めて大きいこと、稼働率が高いこと、高負荷に加えてそれを支えるためにナットが長くなるので、ナット内の各ボールへの負荷分布の不均一性が大きくなることなどの課題がある。したがって、ボールねじの負荷能力を大幅に向上させるとともに、各ボールへの負荷分布の均一化を達成する必要がある。

また、精度劣化に対する寿命はボールねじ送り駆動機構のロストモーション量の変化が影響している¹⁶⁾。その要因の代表としてあげられるボールねじ転動部の摩耗特性を把握し、対応策を検討する必要がある。

(4) 振動・騒音の低減

ボールねじから発生する騒音は、現在でも相当やかましいが、高速化して例えば回転数が2倍になると騒音レベルは7~8 dB 程度も増大する¹⁷⁾ので、環境問題ともあいまって、これを低減しなくてはならない。また、ボールねじから発生する振動は、音の要因になるばかりではなく、高精度

化を損なう要因ともなるのでこれを抑制する必要がある。

これらの課題を達成するためには、先ずボールねじの振動・騒音特性の実情を把握し、それをベースとして大幅な低騒音化を実現することや、振動を素早く減衰させるダンパ技術を向上させることが重要である。

以上のようにボールねじには多くの問題点があるので、本研究ではここに列挙した全ての問題点について研究し、その解決法を研究することとした。すなわち、第2章では、ボールねじ送り駆動機構とそのダイナミクスについて全ての特性を総合的に考察し、第3章ではボールねじの摩擦特性が運動精度に及ぼす影響とその改善法について考察し、第4章では電動式射出成形機などに多用されている高負荷のボールねじにおいてナット内負荷分布の均一化とそれによる寿命延長法について考察し、第5章では高速化に伴う精度寿命の経年劣化について考察し、第6章では高速性能の改善法について考察し、第7章では高速化に伴う振動と騒音の低減法について考察し、第8章では高速化に伴う熱特性の改善法について考察する。第9章は以上をまとめた本論文の結論である。

第2章 ボールねじ送り駆動機構とそのダイナミクス

2.1 緒論

本章においては、図 2-1 に示す代表的なセミクロズドループ方式の場合のボールねじ送り駆動機構を取り上げる。このボールねじ送り駆動機構において、第 1 章で述べた各種の性能を大幅に向上させるためには、それらの性能を支配している下記に示すボールねじ送り駆動機構の特性が、駆動機構のどの因子とそれらの相互関係であるダイナミクスによって定まるかについて考察する必要がある。

- | | |
|------------|-------------|
| 1) 最高送り速度 | 5) 固有振動数 |
| 2) 最高送り加速度 | 6) 運動誤差 |
| 3) 負荷能力 | 7) 温度上昇と熱変位 |
| 4) 剛性 | |

一例を挙げると、ボールねじのリードを大にすると、最高送り速度、最高送り加速度を大にできるけれども、同時に負荷能力と剛性を低下させ、運動誤差を増大させる。したがって、後者に対する十分な配慮なしに、大リードのボールねじを使用することは問題である。

このようにボールねじ送り駆動機構の因子とダイナミクスは複雑に関係しているので、それらの全てを同時に考察することが望ましいが、実際には非常に困難である。したがって、本章においては、まず個々の特性を支配する要因を明らかにした後、それらの相互関係をダイナミクスとしてとらえ、検討することとした。

以上のような考察に基づいて、本章の 2.2 節ではボールねじ送り駆動機構の構成について検討し、2.3 節ではボールねじ送り駆動機構のダイナミクスを通してその特性に影響を与える因子について考察し、2.4 節ではこれらの特性間の相互関係について考察する。2.5 節は以上をまとめた本章の結論である。

2.2 代表的なボールねじ送り駆動機構の構成

ボールねじ送り駆動機構は多くの構成部品からできているが、その代表的な構造の詳細を図 2-1 に示す。その主な構成部品は、(1) サーボモータ (およびロータリエンコーダ)、(2) カップリング、(3) モータ側支持軸受 (およびブラケット)、(4) ボールねじ軸、(5) ボールねじナット、(6) 反モータ側軸受 (およびブラケット) からできている。(3) と (6) を支持するブラケットとさらにそれらを支持する機台も考えるべきであるが、本研究では簡単のためにこれらを対象外とする。

以下、これらの構成部品の詳細について検討する。

(1) サーボモータ

サーボモータは駆動力の発生源であり、その仕様は出力、トルク、最高回転数、ロータイナーシャおよび回転角と回転速度の検出用に付加されているロータリエンコーダの分解能（分割数）で示される。

(2) カップリング

カップリングはサーボモータの出力軸とボールねじ軸とを長手方向につなぐ要素であり、その仕様は形式、寸法、伝達トルク、ねじり剛性で示される。

(3) サーボモータ側軸受

モータ側軸受はブラケットに支持され、ボールねじに作用するスラスト荷重とラジアル荷重を受ける。その仕様は軸受型式、スラスト負荷荷重、ラジアル負荷荷重、潤滑法、摩擦抵抗で示される。

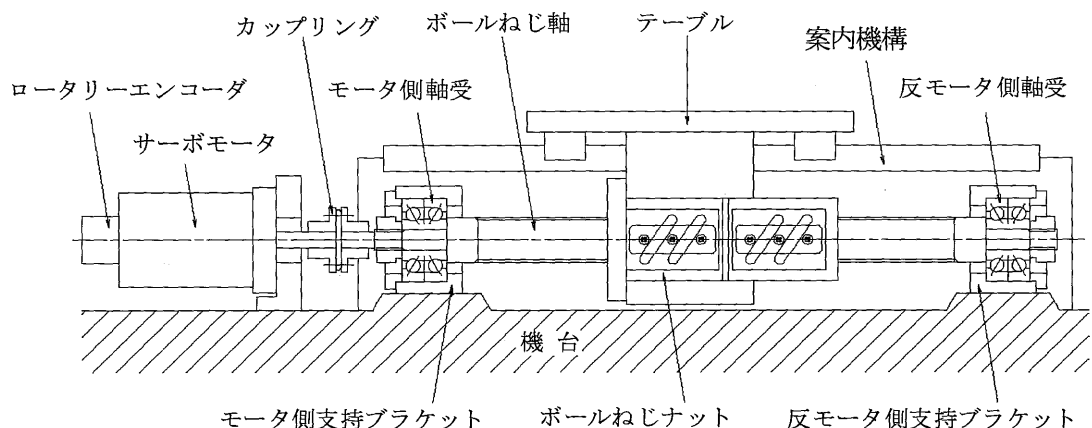


図 2-1 代表的なセミクローズドループ方式の場合のボールねじ送り駆動機構

(4) ボールねじ軸

ボールねじ軸は両端をモータ側軸受と反モータ側軸受で支持されている。そして、サーボモータによって与えられた駆動トルクで回転し、それをボールねじナットで直線運動に変換する。その仕様はねじ軸長さ、ねじ軸外径、内径（中空ねじ軸の場合）、リード、条数、イナーシャ、予張力、潤滑法、摩擦抵抗で示される。

(5) ボールねじナット

ボールねじナットはボールねじ軸の回転運動を直線運動に変換する機能を有し、テーブルを直線送り駆動する。ナットの仕様は長さ、ボール径、ボール数、有効巻数、条数、ボール溝形状、予圧、潤滑法、ボールの循環機構、摺動抵抗分を含む摩擦抵抗トルクおよびテーブルのボールねじ軸換算イナーシャで示される。

(6) 反モータ側軸受

反モータ側軸受はブラケットに支持され、ボールねじに作用するスラスト荷重とラジアル荷重を受ける。その仕様は軸受型式、スラスト負荷荷重、ラジアル負荷荷重、潤滑法、摩擦抵抗で示される。反モータ側軸受は、後述する様に ねじ軸の伸びにはフリーに作用する特殊な構造を用いる場合がある。

これらの因子の相互関係をボールねじ軸の予張力を例にとって検討する。すなわち、NC 工作機械の送り駆動用のように高精度が必要な場合は、(4) ボールねじ軸に予張力を与えるのが普通である¹⁸⁾。その場合には、ボールねじ軸のリードを予め少し小さく製作しておき、2つの支持軸受間に一定の予張力を与え、この予張力によってボールねじ軸が引張られ、リードが正規の値になるようにする。ただし、ボールねじを高速で長時間運転すると、支持軸受、ボールねじとナット間の摩擦損失によって発熱し、温度上昇し、ボールねじ軸が熱膨張するので、張力は減少する。

温度上昇がもっと大きくなると、負の張力(=圧縮力)が発生するようになる。この圧縮力が大きくなると、ボールねじ軸を支持している軸受に過大なスラスト荷重を作用させ、軸受に損傷を生じさせることや機台を変形させるなどの問題を生じるので、通常はモータ側軸受は固定しておくが、反モータ側軸受は図 2-2 に示すように伸びにはフリーにしておく半固定と呼ぶ構造とする。もちろん、このような状態になれば、一端固定—他端自由の状態になるので、セミクローズドループ制御の場合は、位置精度が低下する。

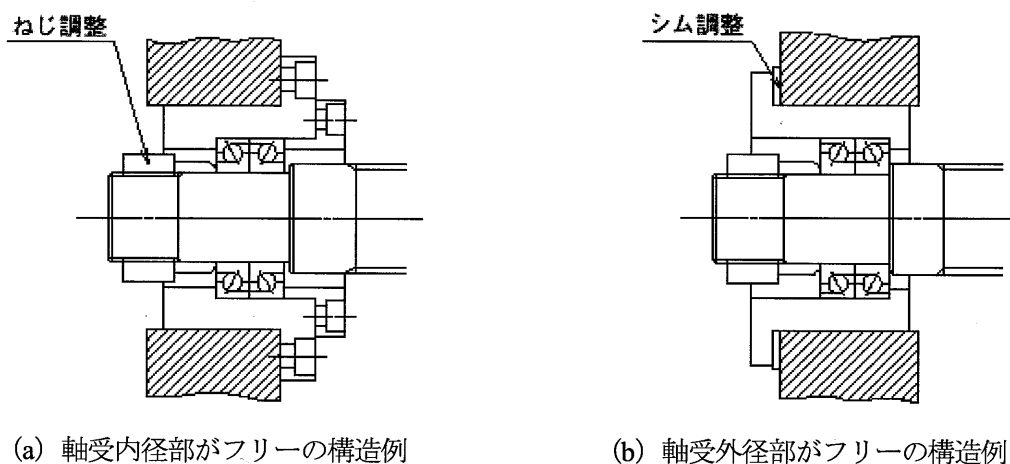


図 2-2 固定-半固定によるボールねじ軸の支持方法

2.3 送り駆動機構の特性とそれを支配する因子

2.3.1 最高送り速度

ボールねじ送り駆動機構の最高送り速度 $V_{\max}$ は、式 (2-1) に示すようにサーボモータ (=ボールねじ軸) の最高回転数 $N_{\max}$ とボールねじのリード p の積で決まる。

$$V_{\max} = N_{\max} \times p \times 10^{-3} \quad (2-1)$$

ここに、 $V_{\max}$ ：最高送り速度 (m/min)

$N_{\max}$ ：サーボモータの最高回転数 (min^{-1})

p ：ボールねじのリード (mm)

サーボモータの最高回転数 $N_{\max}$ を大にしようとする、ボールねじのボールの循環機構部の疲労強度、ねじ軸の曲げ方向の固有値との共振現象による振動、発熱量の増大などが障害となり、ボールねじのリード p を大にしようとする、静剛性、サーボ剛性の低下およびボールねじナットが長くなることによる製作限界の問題が生じる。

そこで、それらの問題があまりない、ボールねじのリード p を大にする方策と最高回転数 $N_{\max}$ の増大が併用されることが多い。現在のサーボモータの実用的な限界は $N_{\max}=3\,000\,\text{min}^{-1}$ 程度¹⁹⁾ である。

ボールねじのリード p を大にしようとする、前述のようにサーボ剛性 K_{servo} の低下を招く。その関係は次式 (2-2)、(2-3) で表すことができる。

$$K_{\text{servo}} = T_m / \Delta x \quad (2-2)$$

$$K_{\text{servo}} \propto p^{-1} \quad (2-3)$$

ここに、 K_{servo} ：サーボ剛性 ($\text{N}\cdot\text{m}/\text{mm}$)

T_m ：負荷トルク ($\text{N}\cdot\text{m}$)

Δx ：軸方向変位量 (mm)

したがって、実用的にはボールねじのリードとして $p=20\text{mm}$ 程度が適正な範囲である²⁰⁾ が、特に高速送りを行う場合は $p=30\text{mm}$ が使用されることもある。

2.3.2 最高送り加速度

ボールねじ送り駆動機構の最高送り加速度 $\alpha_{\max}$ は、式 (2-4) に示すように、サーボモータの最大出力トルクとボールねじ系の慣性モーメントで決まる。

$$\alpha_{\max} = \{(T_{\max} - T_{m0})/J\} \cdot p / 2\pi \times 10^{-3} \quad (2-4)$$

ここに、 $\alpha_{\max}$ ：最高送り加速度 (m/s^2)

$T_{\max}$ ：サーボモータの最大出力トルク ($\text{N}\cdot\text{m}$)

T_{m0} ：定速時のサーボモータの出力トルク ($\text{N}\cdot\text{m}$)

J ：モータ軸換算の慣性モーメント ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)

ただし、この場合の J の算出には、テーブルなど被駆動体のボールねじ軸換算質量も加える必

要がある。また、摩擦抵抗が大きいと T_{m0} の増加によって、実現できる最高加速度 $\alpha_{\max}$ は小さくなる。

図 2-3 に示すように、ボールねじ送り駆動機構のストロークが十分大きい場合には、加工能率は先の最高送り速度 $V_{\max}$ が支配的な影響を与えるが、ストロークが小さい場合は、最高送り加速度 $\alpha_{\max}$ も非常に大きな影響を持つ。すなわち、移動距離が短い場合には、最高送り速度に達する前に、減速しなければならないので、加速、減速の度合いが移動時間ひいては加工能率に多大な影響を与える。

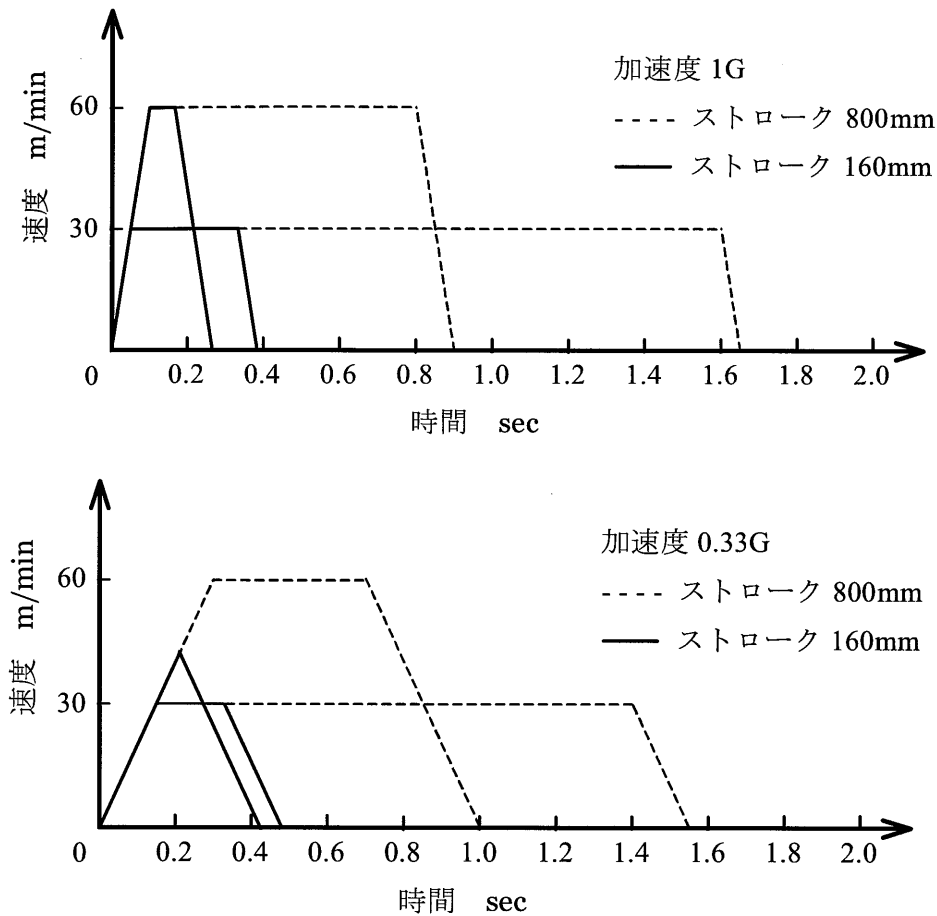


図 2-3 ストロークと加速度の差による到達速度と移動時間の関係

2.3.3 最大負荷能力

ボールねじ送り駆動機構の最大負荷能力 $F_{\max}$ は、式 (2-5) に示すように、サーボモータの最大出力トルク $T_{\max}$ とボールねじのリード p で決まる。

$$F_{\max} = \left(\frac{2\pi \cdot T_{\max}}{p} \right) \cdot \eta_1 \times 10^{-3} \quad (2-5)$$

ここに、 $F_{\max}$: 最大負荷能力 (N)

η_1 : ボールねじの正作動効率

2.3.4 剛性

(1) ねじり剛性

ボールねじ軸のねじり剛性 K_g は次式 (2-6) で与えられる.

$$K_g = \frac{G \cdot I_p}{L} \times 10^{-3} \quad (2-6)$$

ここに, K_g : ボールねじ軸のねじり剛性 (N・m/rad)

G : 横弾性係数 (Mpa)

I_p : 断面二次極モーメント (mm^4)

L : ボールねじ軸の長さ (mm)

(2) 軸方向剛性

ボールねじの軸方向剛性としては, ボールと転動溝との間のいわゆるヘルツの弾性接触理論²¹⁾で計算できるねじ軸・ナット間の軸方向剛性 (式 (2-7) の K_n) だけが問題とされる場合があるが, 実用上はこの他にボールねじ軸および支持軸受の軸方向剛性を含めた全体としての剛性が重要である.

送りねじ系の軸方向剛性 K_t は, 式 (2-7) で決まる.

$$\frac{1}{K_t} = \frac{1}{K_s} + \frac{1}{K_n} + \frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_h} \quad (2-7)$$

ここに, K_t : ボールねじ系の軸方向剛性 (N/mm)

K_s : ねじ軸の軸方向剛性 (N/mm)

K_n : ナットの軸方向剛性 (N/mm)

K_b : 支持軸受の軸方向剛性 (N/mm)

K_h : ナットおよび軸受の取付部の軸方向剛性 (N/mm)

ただし式 (2-7) における K_s や K_b の値は, ねじ軸や支持軸受のそれぞれ単体での剛性ではなく, 送り駆動機構に組み込まれた状態で, 送り駆動機構 (ナット) に作用する荷重とねじ軸や支持軸受の変位から算出されるものでなければならない. したがって, それらの算出方法はかなり複雑になるので, 第8章において, その算出方法を導くこととする. なお, K_h はナットおよび軸受のブラケットと締結部の剛性などで, 他の剛性値に対し充分大きい値であることを前提として本研究では考慮しない.

剛性は, 次に述べる固有振動数に直接影響して, CNC サーボ系の性能を決めるだけでなく, ロストモーションやスティックモーションの量を決めるので, 運動精度に非常に大きな影響を与えている^{22) ~23)}.

2.3.5 固有振動数

(1) ねじり振動

ボールねじ送り駆動機構のねじりの固有振動数 f_g は、式 (2-8) に示すようにボールねじ軸のねじり剛性 K_g とねじ軸換算の負荷イナーシャ J によって決まる。カップリングのねじり剛性は、ねじ軸のねじり剛性と比べて十分に大きいのでここでは無視する。

$$f_g = \frac{1}{2\pi} \times \sqrt{K_g/J} \quad (2-8)$$

ここに、 f_g : ボールねじ送り駆動機構のねじりの固有振動数 (Hz)

通常、工作機械のボールねじ送り駆動機構のねじりの固有振動数は 100~200Hz にあり、次に述べる縦振動の固有振動数よりも高いことが多い。したがって、従来は CNC サーボ系の 1 次のピークから決まる制御系の限界はねじり振動ではなく、縦振動で決まっていたが、最近の高速搬送装置の場合は、縦振動よりもねじり振動の方が固有振動数が低くなることもあるので、注意を要する²⁴⁾。

(2) 縦振動

ボールねじ送り駆動機構の縦方向の固有振動数 f_a は、式 (2-9) に示すように送りねじ系の軸方向剛性 K_t とテーブル質量 m_t によって決まる。

$$f_a = \frac{1}{2\pi} \times \sqrt{K_t \times 10^3 / m_t} \quad (2-9)$$

ここに、 f_a : 縦方向の固有振動数 (Hz)

m_t : テーブル質量 (kg)

前述のように、従来はこのボールねじの縦振動が 1 次の固有振動数となり、CNC サーボの応答限界を決めていた²⁰⁾。

(3) 曲げ振動

ボールねじ送り駆動機構の曲げの固有振動数 f_r は、式 (2-10) に示すように主にねじ軸径と長さおよびねじ軸両端の支持軸受の構造によって決まる。

$$f_r = \lambda^2 / (2\pi \cdot L^2) \times \sqrt{E \cdot I_s \cdot g / \gamma \cdot A_s} \quad (2-10)$$

ここに、 f_r : 曲げの固有振動数 (Hz)

λ : ねじ軸両端の支持条件によって決まる係数

L : ねじ軸の取付間距離 (mm)

E : 縦弾性係数 (MPa)

I_s : ねじ軸の断面二次モーメント (mm⁴)

g : 重力の加速度 (mm/s²)

γ : 材料の比重量 (N/mm³)

A_s : ねじ軸の断面積 (mm²)

2.3.6 運動誤差

運動誤差は NC 工作機械の加工誤差に直接影響するので、これををいかに小さくするかは工作機械において極めて重大な問題である。ボールねじ軸自体の加工精度を良くすることが出発点であるが、これは永年の努力でかなりよくなってきた。また、NC 工作機械の場合にはピッチエラー補正という補正法を用いればねじ軸自体の精度が悪くとも、再現性さえ確保できれば位置決め精度にはあまり影響しないようにすることができる²⁵⁾。

しかし、次に述べる動的な運動誤差に対しては、ある程度は CNC の補正機能で対処できるが、現段階では完全な補正法はないので、初めからそれらを小さくしておく必要がある。

(1) ロストモーション

ロストモーション E_x は、案内面の摩擦抵抗を含む送り駆動機構の摩擦抵抗 F_c によって、ボールねじ軸、ナット（支持部を含む）、支持軸受（この場合はブラケットを含む）が弾性変形する量の 2 倍だけ生じる。したがって、式 (2-11) で表すことができる。

$$E_x = \frac{2 \cdot F_c}{K_t} \quad (2-11)$$

ここに、 E_x : ロストモーション (mm)

F_c : 案内面を含む駆動系の摩擦抵抗 (N)

式 (2-11) において、大半は時間的に変化しないパラメータであるが、摩擦抵抗 F_c は温度と送り速度によって大きく変化するので、これらが変化すると、結果的にロストモーション量は変化する。現在の CNC 工作機械においては、ロストモーション補正量は一定値を与える方式になっているので、ロストモーションによる運動誤差は長時間の運転においてはゼロにできていない。

(2) スティックモーション

スティックモーションは、運動方向が反転する際の駆動機構の摩擦力に対応するサーボ系の応答遅れにより発生することが知られている²²⁾。スティックモーションを引き起こす摩擦力には、案内などにおける直進系の摩擦力およびボールねじを支持する軸受、ボールねじ自体による回転系の摩擦トルクがある。

2.3.7 温度上昇と熱変位

ボールねじ送り駆動機構の摩擦抵抗は、他の送り駆動機構に比べるとはるかに小さいけれども、高速で繰り返し運転されることが多いので、時間当たりの発熱量も相当な値になる。それによって、ボールねじ送り駆動機構の各部にかなりの温度上昇が生じる。

ボールねじ系の発熱量 Q_t は、式 (2-12) に示すように摩擦トルク T と回転速度 n の積に比例し

て決まる²⁶⁾。

$$Q_t = T \times 60 \cdot n \times 2\pi \div 1000 = 0.12\pi \cdot n \cdot T \quad (2-12)$$

ここに、 Q_t ：ボールねじからの単位時間あたりの発熱量 (KJ/h)

n ：ボールねじの回転速度 (min^{-1})

T ：ボールねじの摩擦トルク ($\text{N} \cdot \text{m}$)

また、ボールねじの温度上昇値 θ_t は、ボールねじ全体の温度が均一であると仮定し、微小時間 dt に温度が $d\theta_t$ 上昇すると、この時間内の発熱量 $Q_t \cdot dt$ と放熱量 $\beta_t \cdot \theta_t \cdot dt$ の差分の熱量が温度上昇 $d\theta_t$ にあずかり、式 (2-13) の関係が成立する。

$$CM \cdot d\theta_t = Q_t \cdot dt - \beta_t \cdot \theta_t \cdot dt \quad (2-13)$$

ここに、 CM ：ボールねじの熱容量 (kJ/K)

θ_t ：温度上昇値 (K)

t ：時間 (h)

β_t ：単位時間、単位温度差あたりの放熱量 (kJ/h/K)

この微分方程式を解いて、 $t=0$ のとき $\theta_t=0$ という条件を入れて解くと、ボールねじの温度上昇値 θ_t は、式 (2-14) が得られる。

$$\theta_t = \frac{Q_t}{\beta_t} \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{\beta_t}{CM} \cdot t\right) \right\} \quad (2-14)$$

さらに、熱変位は、温度上昇 θ_t とねじ軸の熱膨張係数で単位長さあたりの伸び量が決まり、最終的にはこの熱膨張を両軸受がどのように受けているか (片端固定か、自由か) で決まる。

2.4 特性間の関係

前節で考察したボールねじ送り駆動機構の諸特性には、最大送り加速度のように単独で決まるものもあるが、大半は相互に密接に関連している。このボールねじ送り駆動機構の構成からこれらの特性と性能がどのようにして決まるかについて考察した前節の関係をまとめると図 2-4 のようになる。ただしこの図においては、ループを描く関係をかなり単純化して表示している。

以後の各章においては、この個々の特性と送り駆動機構の構成の関係をさらに詳しく検討することによって、特性を向上させる方法を研究し、ひいてはボールねじ送り駆動機構全体の性能向上を図ろうとしている。

2.5 結論

本章においては、セミクローズドループ方式の場合のボールねじ送り駆動機構を取り上げ、このボールねじ送り駆動機構において各種の性能を大幅に向上させるためには、それらの性能を支配しているボールねじ送り駆動機構の特性すなわち、最高送り速度、最高送り加速度、負荷能力、剛性、固有振動数、運動誤差、温度上昇が駆動機構のどの因子とそれらの相互関係であるダイナミクスによって定まるかについて考察した。

その主な内容は次の通りである。

- (1) 最高送り速度は式 (2-1) で与えられる。
- (2) 最高送り加速度は式 (2-4) で与えられる。
- (3) 最大負荷能力は式 (2-5) で与えられる。
- (4) ねじり剛性は式 (2-6)、縦剛性は式 (2-7) で与えられる。
- (5) ねじりの固有振動数は式 (2-8)、縦の固有振動数は式 (2-9)、曲げの固有振動数は式 (2-10) で与えられる。
- (6) 運動誤差はロストモーション、スティックモーションが影響している。
- (7) 温度上昇は式 (2-12) で与えられ、それによる熱変位はねじ軸材料の膨張係数と軸受のスラスト荷重の受け方によって決まる。
- (8) これらの特性と性能がどのようにして決まるかについての関係をまとめると図 2-4 のようになる。

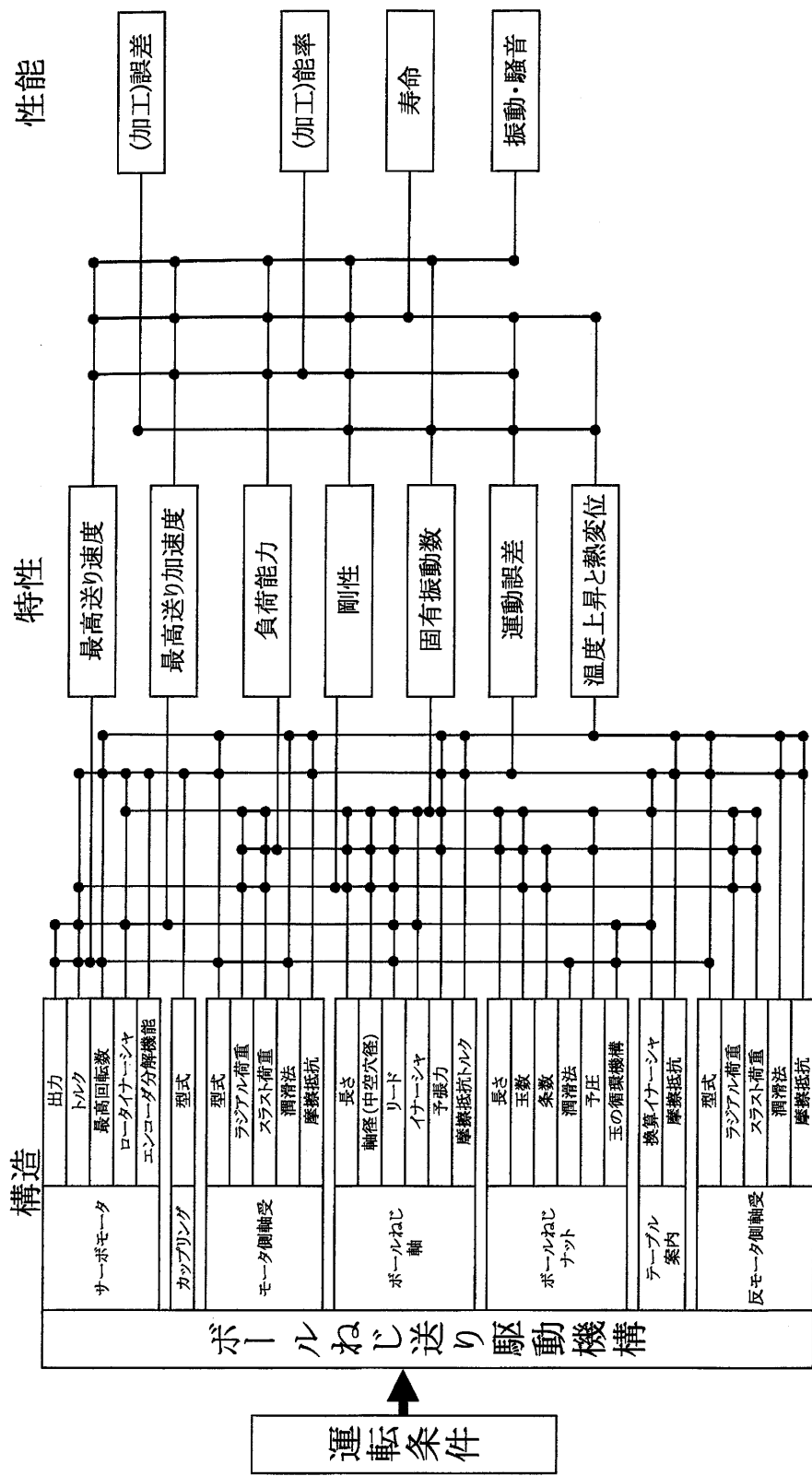


図 2-4 ボールねじ送り駆動機構の構造、特性と性能の関係

第3章 摩擦特性が運動精度に及ぼす影響

3.1 緒論

工作機械の送り駆動系の諸特性とそれが運動精度に及ぼす影響については、以前から非常に多数の研究が行われてきた^{27) 28)}。その中で DBB 法を使って測定した円弧補間運動時の運動誤差軌跡の象現切換部には、図 3-1 に示すように突起が 2 つ存在する現象が問題となっている。この現象はボールねじの運動方向反転時に摩擦抵抗が変化することが原因であると推測される。

これまで提案されてきたボールねじ挙動の解析用の摩擦モデル^{29) ~39)}では、摩擦抵抗を速度の関数として扱い、ボールの転がり摩擦抵抗を数学的に表現していた。これらは運動方向反転時の現象を予測するのに有効であったが、この突起が 2 つ存在することを説明できない。すなわち、ボールねじのボールとねじ溝の間には、単純な転がり摩擦ではなく、幾何学的な原因による摩擦抵抗の変動が生じている可能性があるので、これを解析する必要がある。

図 3-2 は軸径 50 mm、リード 10 mm のダブルナット予圧方式のボールねじを用いた送り駆動系において、送り速度 1 mm/min で駆動した時のサーボモータの電流値から推定した駆動トルクの変化の一例を示したものである。反転位置から 0.1 mm までの領域では、摩擦トルクが定常状態の半分程度に減少している。

このように、ボールねじの運動方向反転時に摩擦トルクが減少する領域を、製造現場ではフリーゾーンあるいは低摩擦領域と呼んでいる⁴⁰⁾。後述するように、この現象はボールねじの転動体であるボールとねじ溝との接触点数が変化することによって、生じるものである。ここではボール接触点数変化領域と呼ぶことにする。

そこで本章では、このボールねじの運動方向反転時に生じる摩擦トルクの変動現象を解明するとともに、これが運動精度に与える悪影響を除去し、運動精度を向上させる方法について研究することとした。

本章の 3.2 節では、ボールねじの摩擦トルク変動の理論的解析を行ない、ボールねじ送り駆動に從來から用いられている予圧方式における接触点数変化に伴う摩擦トルク変動について考察する。また、この問題を解決するためにオーバーサイズボール予圧方式を提案している。3.3 節では、検証実験の方法と得られた結果について考察する。3.4 節は以上をまとめた本章の結論である。

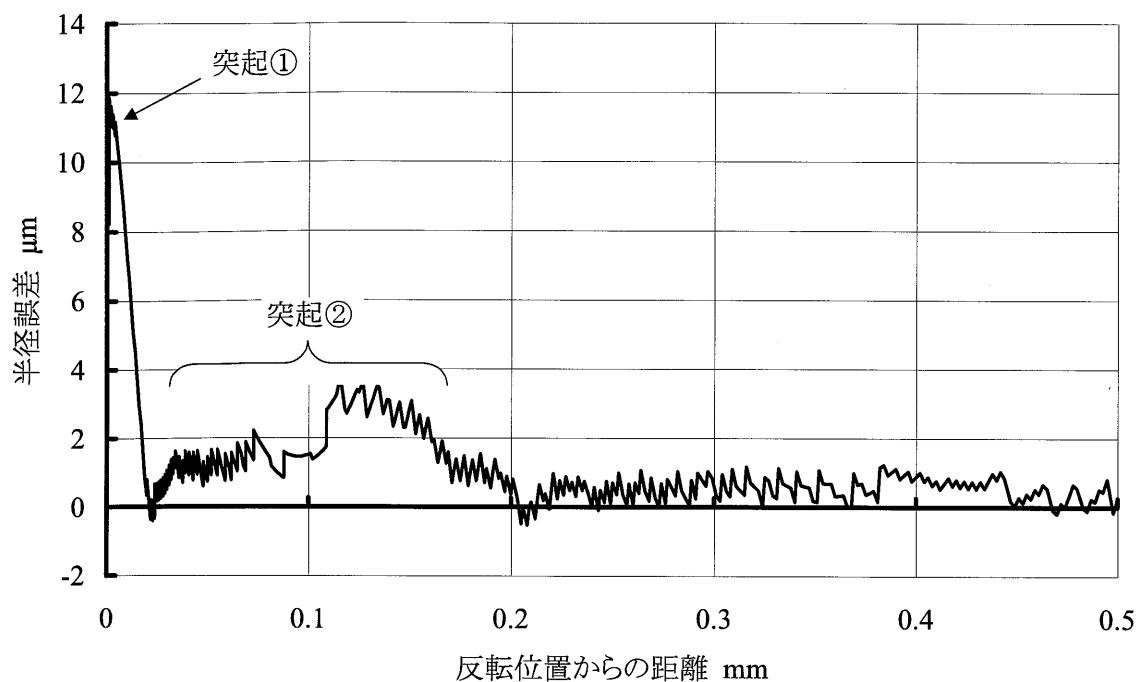


図 3-1 円弧補間運動時の象現切換部にみられる運動誤差
(円周方向送り速度 314 mm/min)

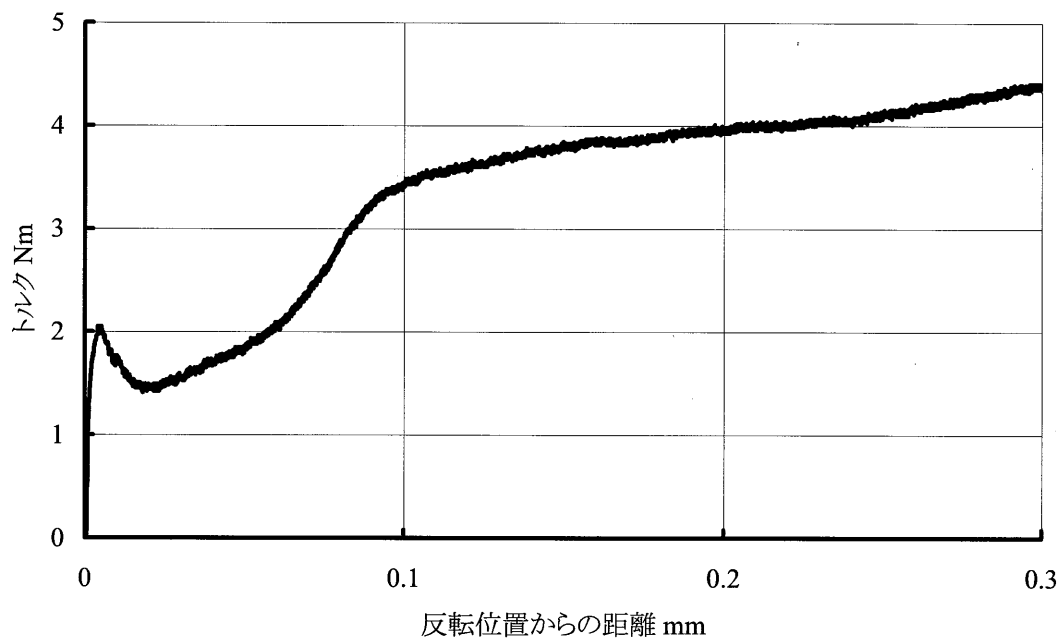


図3-2 ダブルナット予圧方式のボールねじの駆動トルク変化の一例
(サーボモータの電流値から推定値, 送り速度 1 mm/min)

3.2 ボールねじの摩擦トルク変動の理論的解析

3.2.1 ダブルナット予圧方式とその問題点

NC 工作機械用に一般的に用いられているのは、図 3-3 に示すダブルナットを用いた予圧方式である。この方式は大きな予圧を与えることが可能であり、比較的簡単に製作できるなどの利点があるので、多用されてきた。図中の鎖線はボールとねじ溝の接触位置を示している。この方式の場合は、ボールねじ軸とナットを 2 つのナット間の間座によって相対的に軸方向に変位させることにより予圧をかけている。ねじ溝はゴシックアーチ状の断面をしており、定常状態で 3 点接触になるほど単体すきまを小さくしたダブルナット予圧方式のボールねじでは、図 3-2 に示したように運動方向反転後に摩擦トルクが減少する。この現象はバックラッシュとは異なり、摩擦トルクが減少する領域においても予圧は完全には抜けておらず、ボールは転がり運動し、ボールねじの回転運動はリードに支配されて直線運動に変換される⁴⁰⁾。

ボールねじにおいては、ボールの軌道が螺旋状にねじれているため、ボールねじに特有のすべり成分が存在し⁴⁰⁾、このすべりによる摩擦がボールねじの主な摩擦抵抗になっている。

ねじ軸とボールの接点が描く軌跡のリード角を β_s 、ナットとボールの接点が描く軌道のリード角を β_n とすると式 (3-1) の関係が成り立つ。

$$\beta_s > \beta_n \quad (3-1)$$

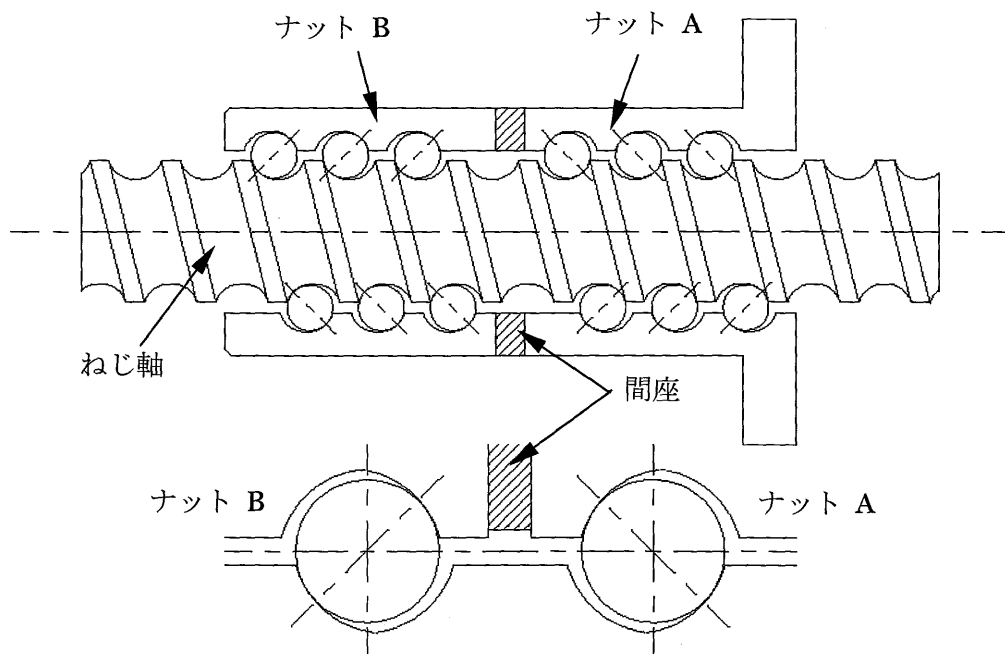


図 3-3 ダブルナット予圧方式のボールねじの構造

これらのことによって、両ボール接点の移動方向にずれが生じ、ボールはねじ溝の中を転がりながら、転がり方向に直角方向にねじ溝をすべる。このすべりによってボールがねじ溝直角断面内をわずかに移動する。そして、そのすべり摩擦力によって、ボールはねじ溝に対しくさび状にくいこむ。

図 3-4 は定常状態及び運動方向反転時のボールの接触状態とボールの運動の様子を模式的に描いたものである。図 3-4 では常に接触してボールを駆動させている 2 点は紙面の向こう側と手前側にあるとし、左の壁と右の壁が 3 点目の接触点をあらわしている。前述のように一般にボールねじ断面はゴシックアーク溝形状をしていて、ナット単体すきまが小さく作られているので、運動の定常状態においてボールは溝と 3 点で接触している。ボールの転がり方向が反転するとボールのすべり方向も反転するので、一方向へボールが移動した 3 点接触の定常状態から他方向の 3 点接触の定常状態になるまで、2 点接触状態になる。このような理由でボールねじ反転時にボールの接触点数が変化する領域のことをボール接触点数変化領域(Ball-CPC-Zone : Ball-Contact Points Change-Zone)と名付ける。ボール接触点数変化領域では次の理由で摩擦抵抗が小さくなる。

- 定常状態ではボールは溝直角断面に対して相対変位せず、すべり摩擦抵抗が作用するが、ボール接触点数変化領域ではすべり成分の方向に相対変位を生じることによって、すべり摩擦抵抗がほとんど作用せず、その意味では純転がりに近い運動となる。
- 定常状態では 3 点接触する場合でもボール接触点数変化領域では 2 点接触となるので、第 3 の接触に伴う摩擦抵抗の増加がない。
- 定常状態ではボールが移動して溝にくさび状に食い込んでいるため、ボール接触点数変化領域の方が玉荷重が小さい。特に 3 点接触しない場合のようにボールの溝直角断面内での移動が大きいときは、その差が大きくなる。

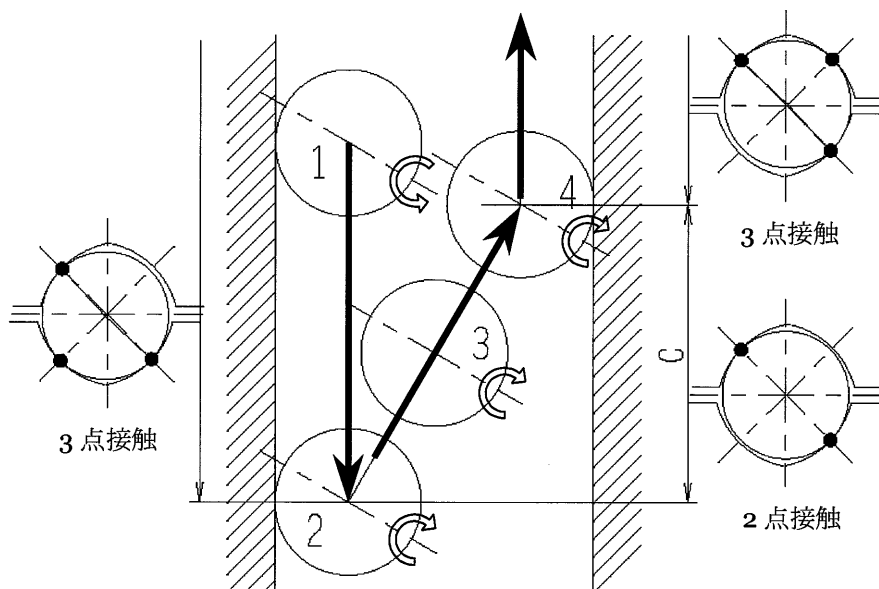


図 3-4 ボール接触点数変化領域のモデル

ボール接触点数変化領域におけるトルク変動を、新しい摩擦モデルを用いて以下に考察する。すなわち、従来の多くの摩擦モデルにおいては、摩擦抵抗は速度の関数で、位置に依存しないと仮定しているのに対して、ボール接触点数変化を考慮した本摩擦モデルは速度と位置に依存するとする。しかし、本研究では、速度はボール接触点数変化領域より充分狭い領域において定常状態になっているものとする。ナット単体すきまが小さい場合、玉荷重はボール接触点数変化領域と定常状態において数%の差しかないので、2点接触状態での摩擦抵抗はほぼ一定と考えてよい。また3点目の接触面圧は、予圧荷重に比べて小さいことが計算によりわかっているので、幾何学的にボールが2点接触から3点接触になった時、3点目の接触点のボールの変形は考慮に入れず、ステップ状に摩擦が増大するものとする。以上を考慮したボール接触点数変化領域におけるボール1個あたりの摩擦抵抗の変化を定性的なモデルで図3-5 (a) に示す。

次にボールねじ全体の摩擦抵抗を考える。ボールねじを製作する際に生じた真円度誤差、リード誤差等の形状誤差の影響により、ナット単体すき間や荷重によるボールの変形量はボールごとに異なる。よってボールねじ内部のボール1個あたりのボール接触点数変化領域はそれぞれ異なる。ボールねじ全体として考えた場合、ボール接触点数変化領域の最も小さいボールが3点接触したときから摩擦抵抗は増え始め、ボール接触点数変化領域の最も大きいボールが3点接触した時に摩擦抵抗は定常状態になる。しかし、形状誤差についてはボールねじの個体差だけでなく、測定位置の影響も大きいので、実際に計算に用いるためのパラメータを推定することは困難である。そこで形状誤差を各ボールのナット単体すき間の差としてのみ扱い、ある範囲に一樣に分布していると仮定した場合、ボールねじ全体の摩擦抵抗の変化を定性的に示すと図3-5 (b) のようになる。

本章でモデルとしたボールねじ仕様における、ボール1個あたりのボール接触点数変化領域を3.2.2 に示した手順で計算した結果を表3-2 に示す。

表3-1 の仕様でナット単体すきまのみが変化した場合と予圧荷重のみが変化した場合についてボール接触点数変化領域の大きさへの影響を解析した結果を、図3-6 (a), (b) に示す。横軸はそれぞれナット単体すきま、予圧荷重であり、縦軸はボール接触点数変化領域を送り方向の移動距離に換算した値である。次にリードのみが変化した場合の解析結果を図3-6 (c), (d) に示す。横軸はともにリードであり、縦軸はボール接触点数変化領域をそれぞれ送り方向の移動距離に換算した値と回転角度に換算した値である。図3-6 (a), (b) より、ナット単体すきま、及び予圧荷重がボール接触点数変化領域に大きく影響することがわかる。また、図3-6 (c), (d) より、リードを大きくするとボール接触点数変化領域の回転角度は小さくなるが、リードに従って回転角度を直線距離に換算するとボール接触点数変化領域は大きくなっていることがわかる。

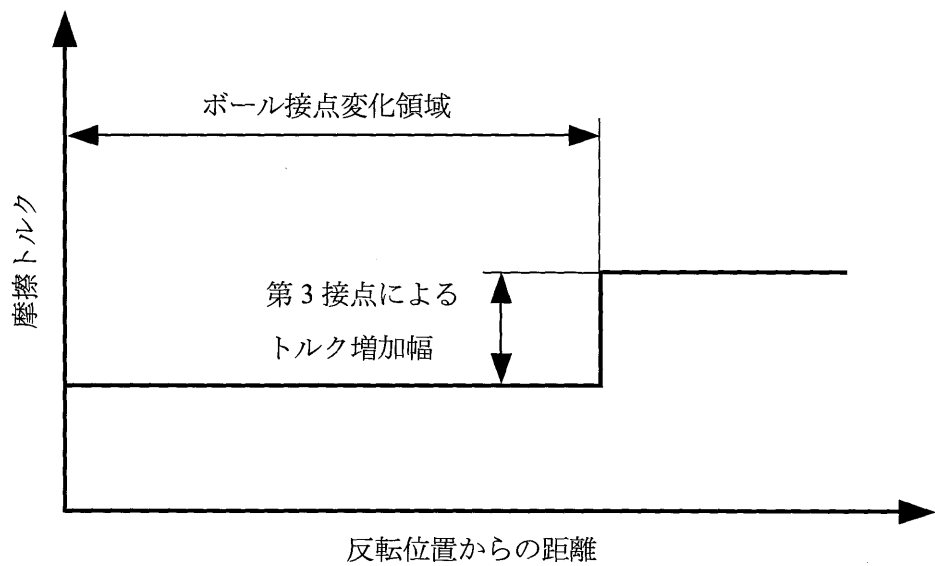
ボールねじ全体のボール接触点数変化領域は加工形状誤差等の影響を考慮すると、ある程度幅をもった値になる。形状誤差により、ナット単体の移動距離すきまが $1\mu\text{m}$ のばらつきをもつと仮定した場合、各ボールのボール接触点数変化領域は送り方向の移動距離に換算して $10\mu\text{m}$ 程ばらつく。

表3-1 ボール接触点数変化領域の計算モデル諸元

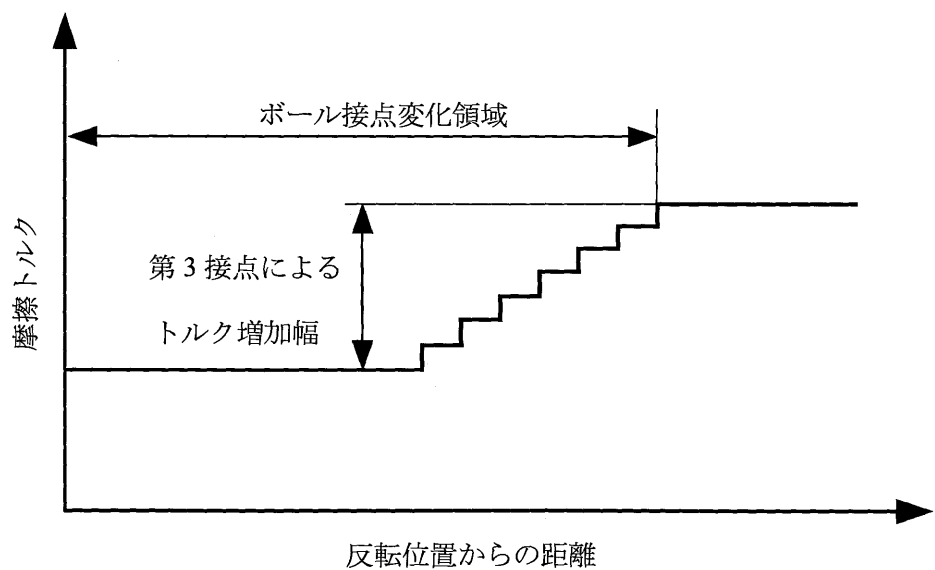
ねじ軸径 (mm)	40
リード (mm)	10
ボール径 (mm)	6.35
リード角 (°)	4.44
ボール中心円径 (mm)	41
ボール回路数 (巻数×列数)	2.5×2
ボール径に対するボール溝半径比 (%)	54
ボール接触角 (°)	45
ナット単体の半径方向のすきま量 (mm)	0.005
予圧荷重 (N)	3 920

表 3-2 ボール接触点数変化領域の計算結果

ボール接触点変化領域のボールねじの回転角 (°)	3.52
ボール接触点変化領域のリード方向距離 (mm)	0.098

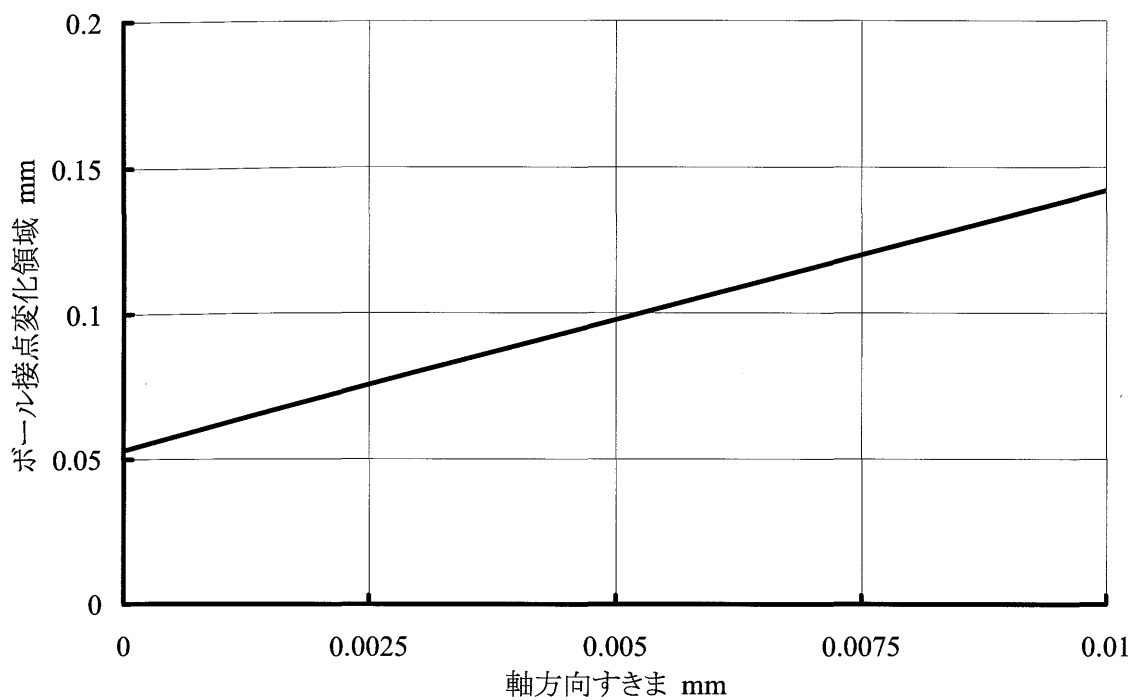


(a) ボール1個あたりの摩擦抵抗変化

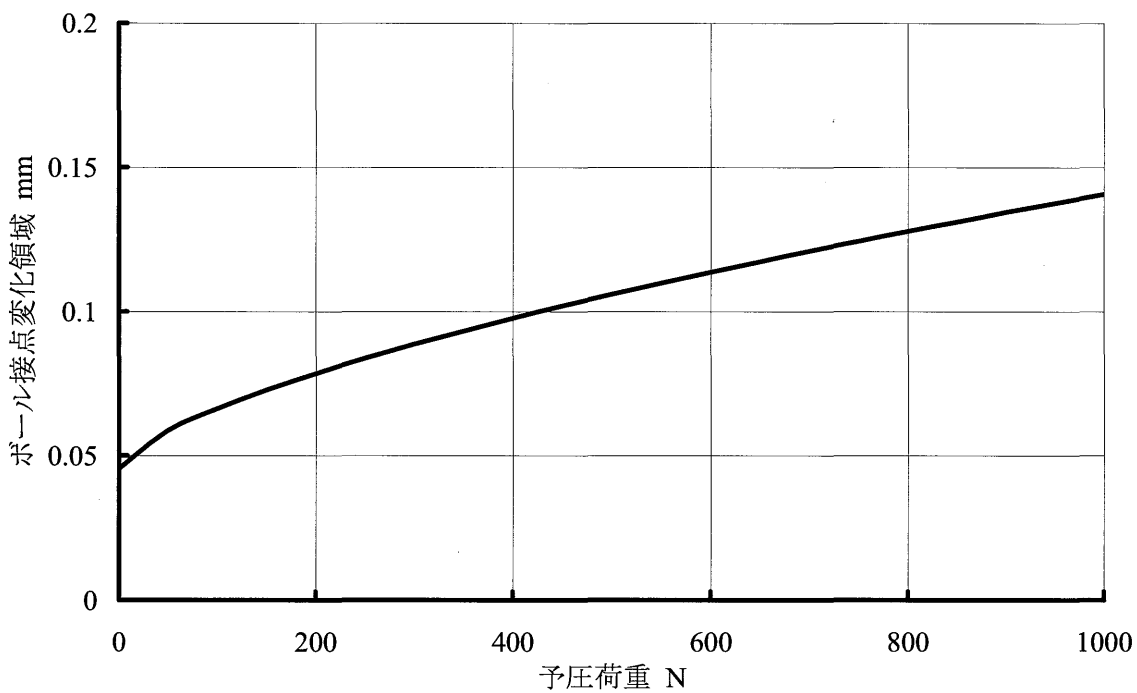


(b) ボールねじ全体の摩擦抵抗変化

図 3-5 ダブルナット予圧方式の摩擦抵抗変化のモデル

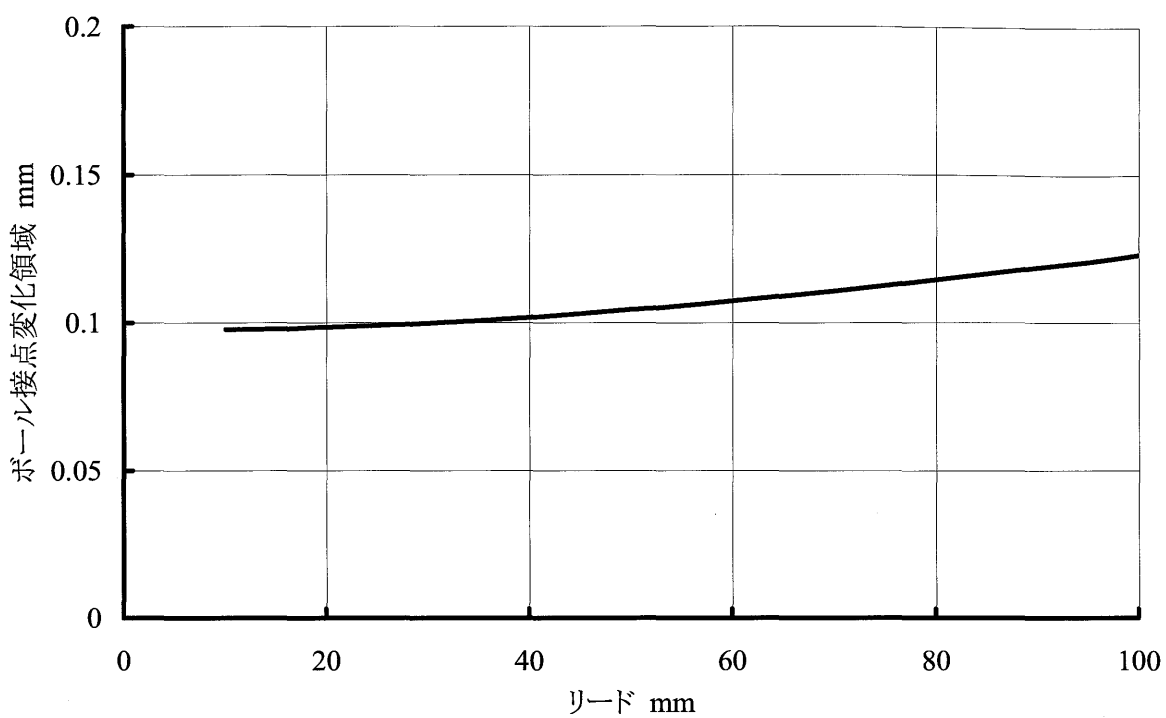


(a) ナット単体すきまのみが変化した場合

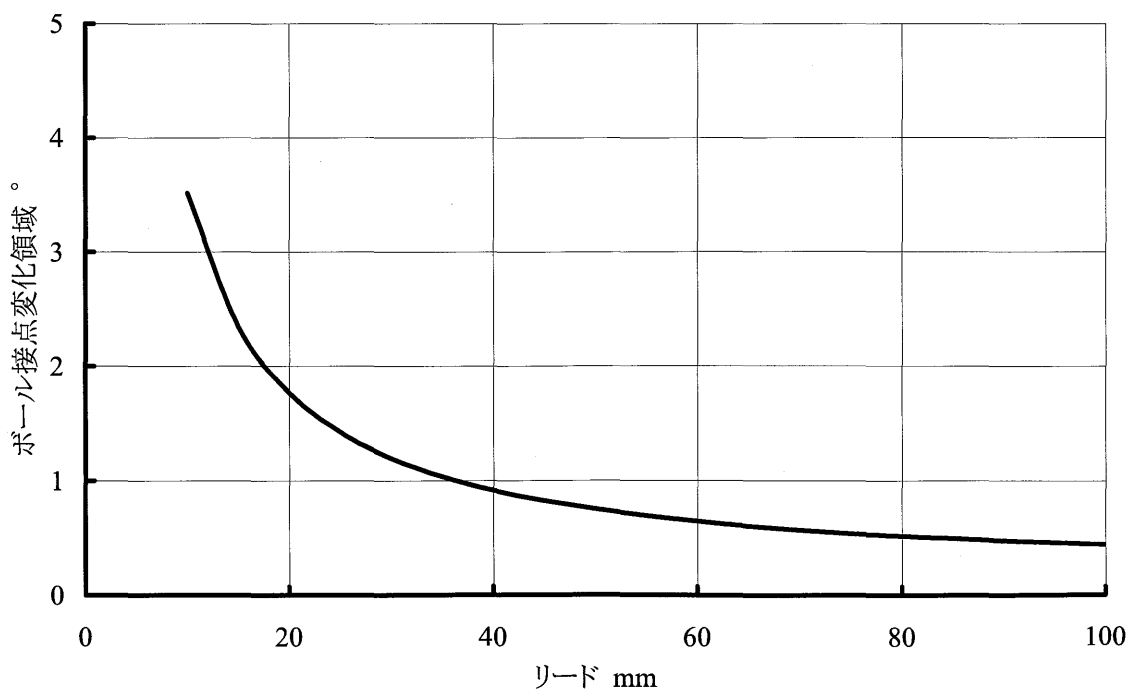


(b) 予圧荷重のみが変化した場合

図 3-6 各パラメータが変化した場合の接触点数変化領域



(c) リードのみが変化した場合（リード方向に換算した値）



(d) リードのみが変化した場合（回転角度に換算値）

図 3-6 各パラメータが変化した場合の接触点数変化領域

3.2.2 ボール接触点数変化領域の計算法

ここでの解析は簡素化のために、特に断らない限り下記の仮定と近似の下で行なう。

- (1) ボールが移動しても、ボールとねじ軸溝、ボールとナット溝との接点はボール中心とともに溝直角断面上に存在する。
- (2) ねじ軸とナットの溝形状（曲率半径、初期接点角）は同一である。
- (3) 2点接触の場合、両接点での弾性変位は等しい。
- (4) ねじ軸溝とナット溝は完全な定位置関係にある。

ボールねじ1回転あたりのボールとねじ軸の間のすべり量 S_s は式 (3-2)、ボールとナットの間のすべり量 S_n は式 (3-3) で与えられる⁴⁰⁾。

$$S_s = \frac{\pi \cdot D_w}{2} \sin \beta \left(1 + \frac{D_w}{d_m} \cos \alpha \cdot \cos^2 \beta \right) \quad (3-2)$$

$$S_n = \frac{\pi \cdot D_w}{2} \sin \beta \left(1 - \frac{D_w}{d_m} \cos \alpha \cdot \cos^2 \beta \right) \quad (3-3)$$

ここに、 S_s : ボールねじ1回転あたりのボールとねじ軸の間のすべり量 (mm)

S_n : ボールねじ1回転あたりのボールとナットの間のすべり量 (mm)

D_w : ボール径 (mm)

d_m : ボール中心円径 (mm)

α : ボール接触角 (rad)

β : ボール中心が描く軌道のリード角 (rad)

式 (3-2) および式 (3-3) は、ねじ溝直角断面内における単位回転角あたりのボール接点の移動量と、ボールねじ1回転あたりのボールに対するねじ軸、ナットの公転角とをかけあわせたものである。

ボールねじが一方向に運動を続けると、ボールの移動はあるところで止められて定常状態に達する。図 3-7 は、正作動の定常状態において3点接触（ボールがねじ軸のねじ溝と1点、ナットのねじ溝と2点で接触）を生じた場合のねじ溝直角断面図の例であり、右側の図はボール中心とねじ溝曲率中心を拡大して示したものである。

定常状態では、ボール中心とねじ軸の溝、ナットの溝との両接点は厳密には一直線上には存在しない。両荷重法線のなす角を 2θ とすると、式 (3-4)、(3-5)、(3-6) の関係が得られる。

$$\angle OP_s P_n = \angle OP_n P_s = \theta \quad (3-4)$$

$$\alpha_s = \alpha_1 \pm \theta \quad (3-5)$$

$$\alpha_n = \alpha_1 \mp \theta \quad (3-6)$$

ここに、 θ ：両荷重法線のなす角の 1/2 (rad)

O ：ボール中心点

P_s ：ねじ軸のねじ溝曲率中心点

P_n ：ナットのねじ溝曲率中心点

α_s ：ねじ軸のねじ溝とボールの接触角 (rad)

α_n ：ナットのねじ溝とボールの接触角 (rad)

α_1 ：ねじ軸のねじ溝とボールの接点とナットのねじ溝とボールの接点を結ぶ直線の接触角に相当する角度 (rad)

サーキュラーク溝や、ゴシックアーク溝でも単体すきまが大きい場合のように、3 点接触が生じないときは、溝のくさび作用でボールをはじき出そうとする力とすべり摩擦力とが釣り合うところで定常状態に達し、その条件は式 (3-7) で与えられる。

$$\tan \theta = f \quad (3-7)$$

ここに、 f ：すべり摩擦係数

ゴシックアーク溝で単体すきまが小さい場合には、式 (3-7) の状態に達する手前で 3 点目の接触が生じるので、ボールの移動はそこでほぼ止められて、3 点接触の定常状態になる。

溝直角断面上の幾何学的関係 (第 3 の接点での弾性変位は無視する) から、式 (3-8), (3-9), (3-10), (3-11) が得られ、この連立方程式から 3 点接触の定常状態における θ ($< \tan^{-1} \cdot f$) を求めることができる。

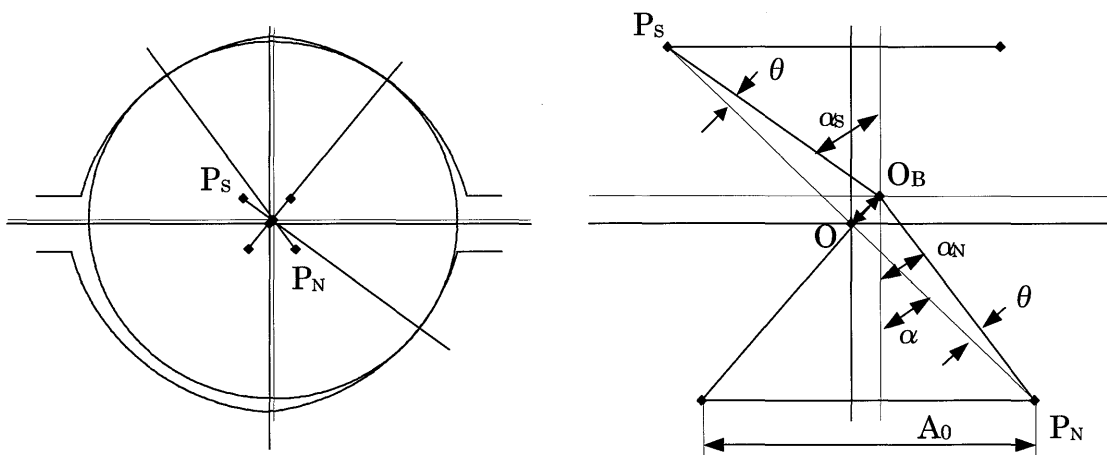


図 3-7 正作動時のねじ溝直角断面モデル

$$2\left(r - \frac{D_w}{2}\right)\cos\alpha_0 - \frac{1}{2}C_r = 2B_0 \cdot \cos\alpha_1 \cdot \cos\theta \quad (3-8)$$

$$\left(r - \frac{D_w}{2}\right)^2 = B_0^2 + A_0^2 - 2A_0 \cdot B_0 \cdot \sin(\alpha_1 - \theta) \quad (3-9)$$

$$A_0 \equiv 2\left(r - \frac{D_w}{2}\right)\sin\alpha_0 \quad (3-10)$$

$$B_0 \equiv r - \frac{D_w}{2} + \frac{\delta_1}{2} \quad (3-11)$$

ここに、 r ：ねじ溝の曲率半径 (mm)

α_0 ：初期ボール接点角 (rad)

δ_1 ：定常状態での両接点の法線方向弾性変位量の和 (mm)

C_r ：ナット単体の半径 (ラジアル) 方向すきま (mm)

A_0 ：ねじ溝曲率中心間距離 (mm)

B_0 ：ねじ溝曲率中心とボール中心の距離 (mm)

ボールの移動がない状態から定常状態までのボールの移動量、法線方向弾性変位の関係は、式 (3-12) で与えられる。

$$\varepsilon = \left(r - \frac{D_w}{2} + \frac{\delta_1}{2}\right)\sin\theta = \left(r - \frac{D_w}{2} + \frac{\delta_0}{2}\right)\tan\theta \quad (3-12)$$

ここに、 ε ：ボールの移動がない状態 (中立状態) から片側へのボールの移動量 (mm)

δ_0 ：ボールの移動がない状態での両接点の法線方向弾性変位量の和 (mm)

ボールねじの運動反転直後に存在するボール接触点数変化領域を式 (3-2)，(3-8) ～ (3-11)，(3-12) を用いて近似解析すると式(3-13)が得られる。

$$\theta_f \cong \frac{2\varepsilon}{S_{s,n}} \times 2\pi \cong \frac{4(2r - D_w + \delta_1)\sin\theta}{D_w \cdot \sin\beta} \quad (3-13)$$

ここに、 θ_f ：ボール接触点数変化領域のボールねじの回転角 (rad)

3.2.3 オーバーサイズボール予圧方式

前述のダブルナット予圧方式以外に、オーバーサイズボール予圧方式が従来から存在している。これは図 3-8 に示すように予圧が抜けない範囲では、ボールが常に 4 点接触しているので、摩擦抵抗の変動もほとんど生じない。

しかし、従来はこのオーバーサイズボール予圧方式は軽荷重用のボールねじとしてしか使用されていず、NC 工作機械用には使用されていなかった。その理由は次のとおりである。

- 1) 従来は、図 3-1 に示したような、突起が 2 つ存在するような現象が顕在化していなかった。また、この現象が確認された後においても、この現象とボールねじの摩擦変動との関係や、オーバーサイズボール予圧によってこれが改善されることには思い至らず、実験的な解明、検証もされていなかった。したがって、オーバーサイズボール予圧方式をこのような用途に採用することによる利点が見出されていなかった。
- 2) オーバーサイズボール予圧方式では、ボールがねじ溝と 4 点で接触するので、ダブルナット予圧方式などに比べて、ねじ溝の形状誤差の影響を受けやすい。従来の量産レベルの加工精度では、ねじ溝の形状誤差の影響でボールどうしのせりあいが大きくなりやすく、それに起因する摩擦変動を抑制するためにスペーサボールが使用されていた⁴²⁾。そのために、負荷を支える有効ボール数が通常二分の一に減少するので、負荷容量や軸方向剛性が小さくなり、高荷重用途には適さないとされていた。

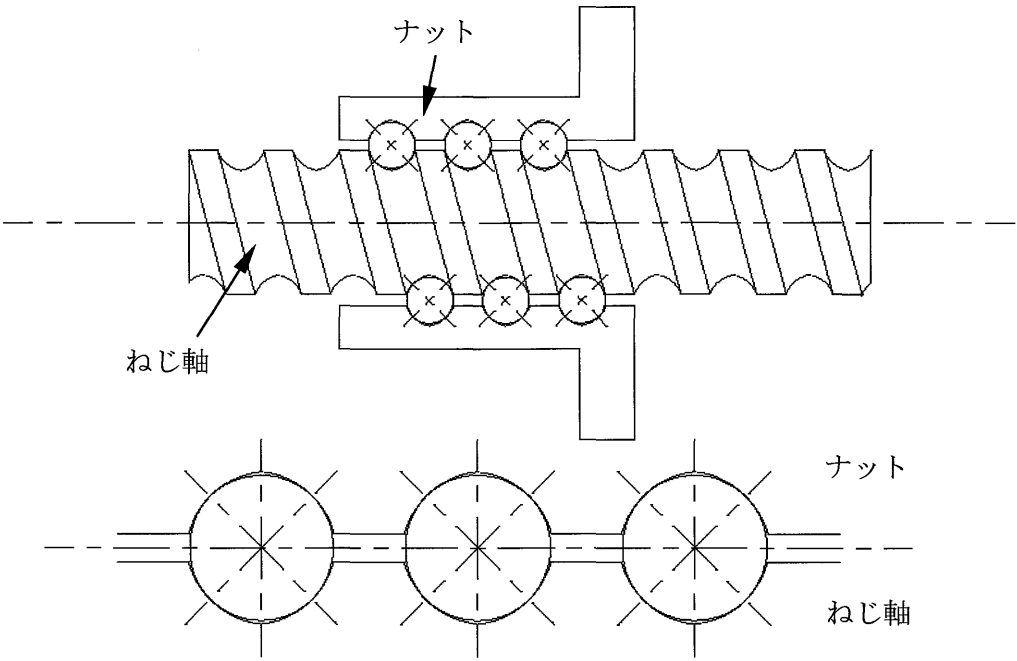


図3-8 オーバーサイズボール予圧方式のボールねじの構造

本研究においては、運動方向反転時の運動精度を向上させるため、摩擦抵抗の変動を小さくするため、このオーバーサイズボール予圧方式を NC 工作機械用に使用できるように改良することとした。そのためには、上記の問題を克服しなければならないので、以下の方策を講じることとした。

1) については、円弧補間運動時の象限切換部の運動誤差要因であると考えられる、ボールねじの運動方向反転時の摩擦変動について明らかにし、オーバーサイズボール予圧方式がその改善に有効であることを理論的および実験的に解明して、その有効性を明らかにする。

2) については、オーバーサイズボール予圧方式においてスぺーサボールを使用せず、負荷容量や軸方向剛性を向上させて高荷重用途にも適応できるようにする。その方法として、ボールどうしのせりあいやそれに伴う摩擦変動を抑制するために、ねじ溝形状の加工精度の向上やボール循環方式についての改善を行ない、ボールを滑らかに循環させる技術を確立する。なお、このボール循環方式の改善についての詳細は、別途 第 7 章 (振動・騒音特性の改善) で詳しく検討する。

3.3 検証実験

3.3.1 実験装置と方法

運動方向反転時のボールねじナットの摩擦トルク変動を測定するために用いる試験装置を図 3-9 に示す。ナットのまわり止めに加わる力をひずみゲージを用いて検出し、摩擦トルクに換算する。摩擦トルクのサンプリング周期は 100 ms とする。試験には表 3-1 と同じ仕様のダブルナット予圧方式のボールねじを用いる。また、試験に用いるボールねじをオーバーサイズ予圧方式に組み換え、摩擦トルクが同じになるように予圧調整して同様に摩擦トルクを測定する。送り速度 1mm/min, 2mm/min と 5mm/min の場合とでプラス方向に回転させ、350.5 mm の位置で運動方向を反転させる。この場合は送り速度が非常に低いので、慣性力の影響は無視でき、ボール接触点数変化領域に比べ充分狭い領域で速度は定常状態に達する。

3.3.2 実験結果と考察

ダブルナット予圧方式、オーバーサイズボール予圧方式のボールねじについて、送り速度を 1mm/min, 2mm/min と 5mm/min と変化させた場合に測定されたボールねじナットの摩擦トルクを図 3-10 と図 3-11 に示す。横軸が運動反転位置からのナット位置、縦軸は測定された摩擦トルクである。

送り速度の異なる図 3-10 (a), (b), (c) の結果から、ダブルナット予圧方式のボールねじにおいて、ボール接触点数変化領域の大きさは送り速度が 1mm/min, 2mm/min と 5mm/min の場合のいずれも 0.18 mm 程度であり、速度によって変化しないこと、ボール接触点数変化領域では定常状態に比べ摩擦トルクが 15%程度と非常に小さくなっていることがわかる。測定されたボール接触点数変化領域の大きさは理論解析結果の約 2 倍になっている。この原因として、測定したナ

ット単体すき間は最小値であること，3 点目の接触点の弾性変形を考慮に入れていないこと，ひずみゲージの弾性変形による測定誤差が挙げられる．しかし，測定されたボール接触点数変化領域の大きさと理論解析で求められた大きさはほぼ等しく，幾何学的な解析によってかなり正確に，ボールねじの運動方向反転時に摩擦トルクが低下する現象を解明できることがわかった．

図 3-11 (a)，(b)，(c) より，オーバーサイズボール予圧方式のボールねじでは摩擦トルクの変化がほとんどないことがわかる．試験では予圧が保たれていて，ボールが常に 4 点接触していることがわかる．これよりオーバーサイズボールのねじ予圧方式の方がよい運動精度を期待できることが確かめられた．

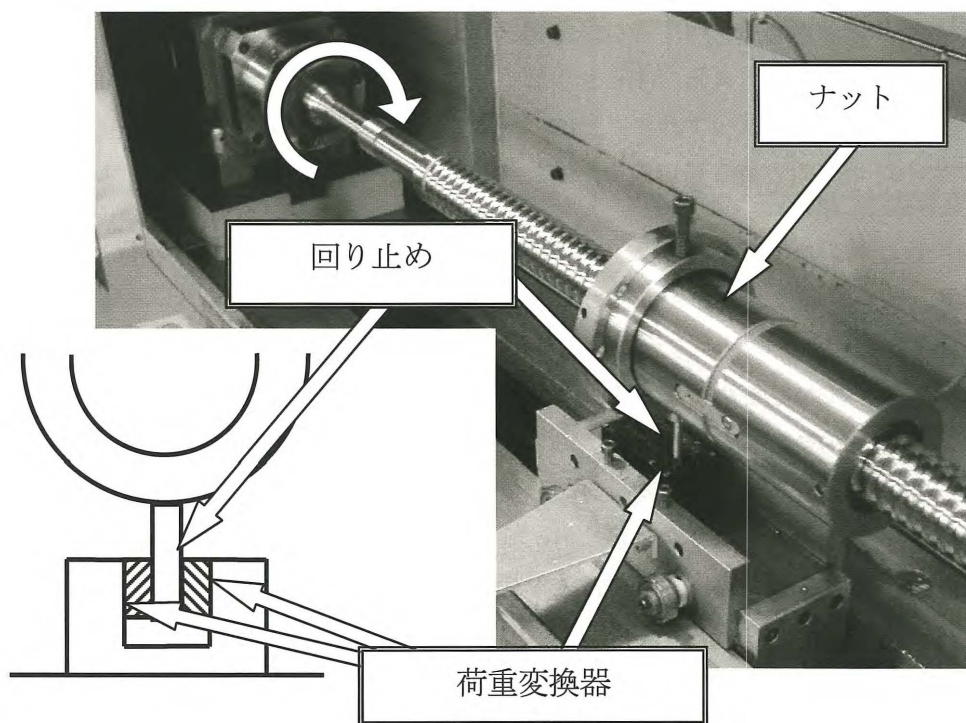
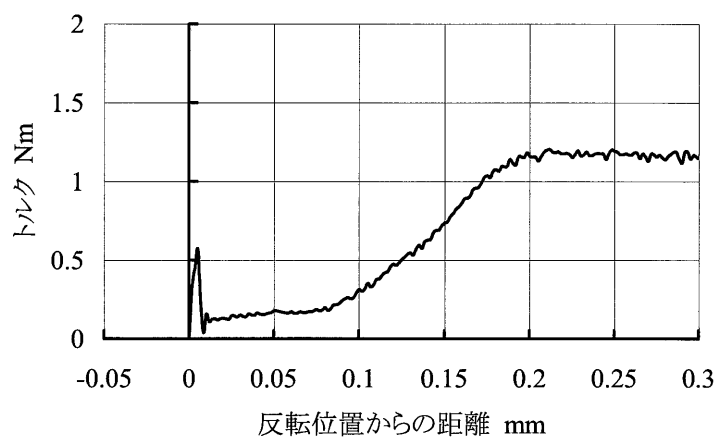
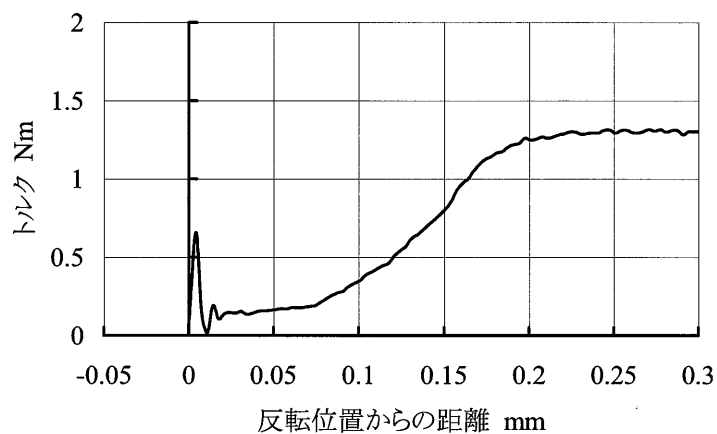


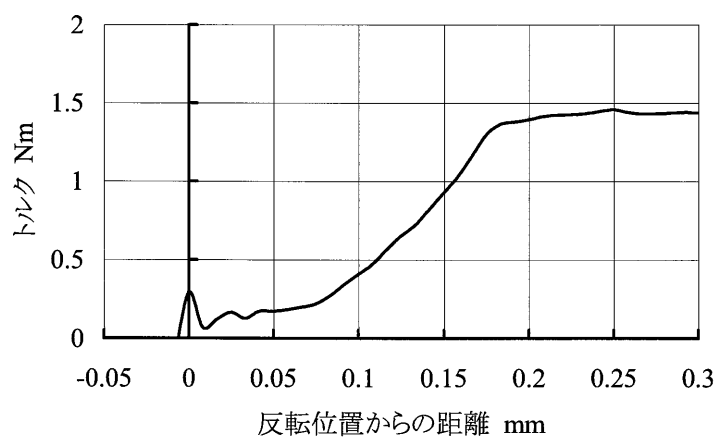
図3-9 摩擦トルク変動の試験装置



(a) 送り速度 1 mm/min

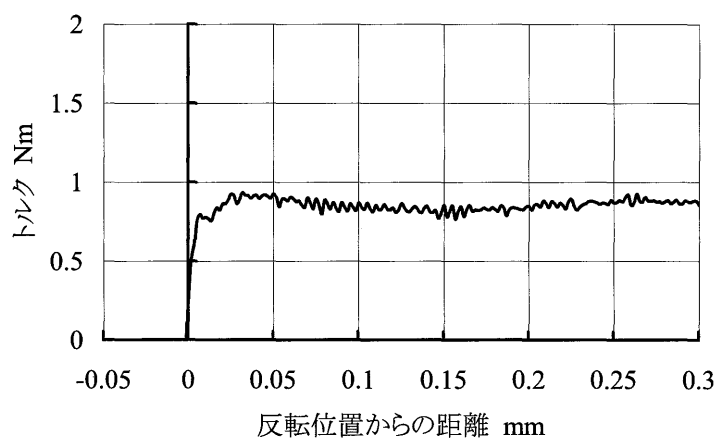


(b) 送り速度 2 mm/min

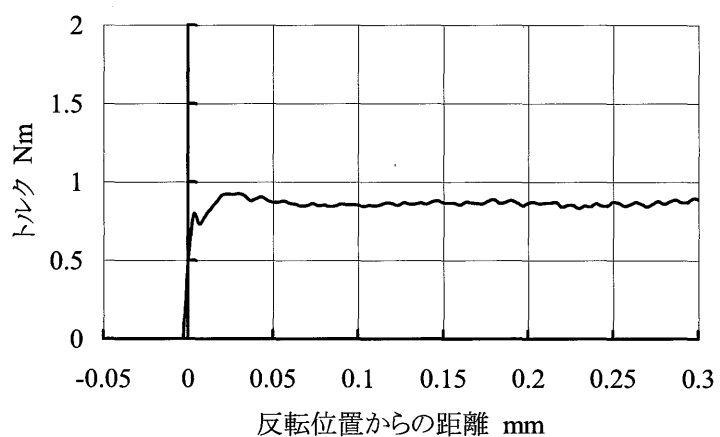


(c) 送り速度 5 mm/min

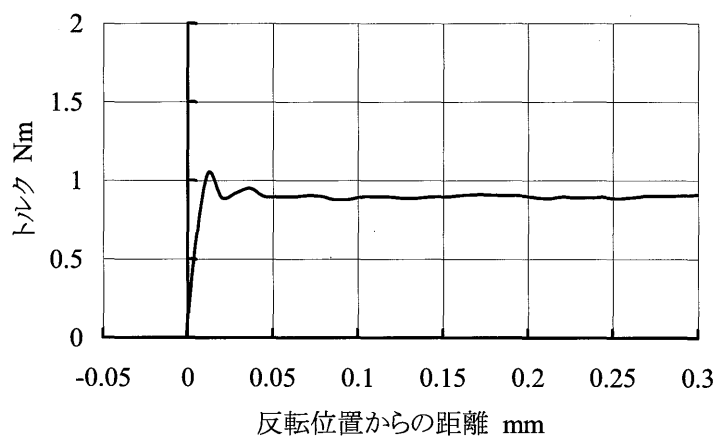
図 3-10 ダブルナット予圧方式のボールねじの摩擦トルク測定データ



(a) 送り速度 1 mm/min



(b) 送り速度 2 mm/min



(c) 送り速度 5 mm/min

図 3-11 オーバーサイズボール予圧方式のボールねじの摩擦トルク測定データ

3.4 結論

ボールねじ送り駆動機構において運動方向反転時における，ダブルナット予圧方式ボールねじに生じる運動誤差原因について，摩擦変化が原因であると考え，理論解析を行なった．またこの問題点を解決するために提案しているオーバーサイズボール予圧方式ボールねじの摩擦特性について検討した．本章で得られた主な結論は次の通りである．

- (1) ダブルナット予圧方式のボールねじでは，運動反転後にボール接触点数が変化することによって，ある範囲で摩擦トルクが減少することが，象限切換時に生じる運動誤差に影響していることが確かめられた．
- (2) 測定されたボール接触点数変化領域と理論解析結果はほぼ一致し，理論解析の妥当性が確かめられた．
- (3) 大負荷用に改良したオーバーサイズボール予圧方式のボールねじでは，運動反転後の摩擦トルクが変動せず，象限切換時に生じる運動誤差への影響が小さいことが理論解析と試験により確かめられた．

第4章 高負荷用ボールねじのナット内負荷分布の 均一化とそれによる寿命延長

4.1 緒論

従来の油圧駆動方式に代って NC 電動化が進んでいる射出成形機やプレス機などにおいては、NC 工作機械と並んで、ボールねじ駆動系が多用されている^{43)~47)}。これらの駆動系は、NC 工作機械用に比べてはるかに高負荷の条件下でその機能を長期間維持する必要があり、大きな負荷能力と長寿命が求められている。

そこで本章では、このような目的のために使用されるボールねじの高負荷容量化と長寿命化を図るための研究を行うこととした。すなわち、現在のボールねじにおいては、外部からの荷重を分担して受けるボール相互間の負荷分布が不均一になっており^{48)~51)}、これがボールねじの耐久性を実用レベルで低下させていることに着目し、負荷分布を均一化することによって負荷能力を向上させることとした。

この方面においては、既下田ら^{52) 53)}はボールの回路を整数巻とする負荷分布の均一化方策を提案し、稲葉ら⁵⁴⁾は2.5巻3列のボールねじについて、中央の列のリターンチューブの位相を他の2列に対して円周方向に180°反転させることによって負荷分布を均一化させる方策について研究している。

本章では、稲葉らの考え方をさらに発展させて、列数が4以上の場合や循環方式がリターンチューブ式以外の場合も含めて回路の配列方法を一般化するとともに、後述する広範囲の負荷変動に対する方策をも組み合わせることによって、ボールねじの負荷分布を均一化させ、負荷能力を向上させて長寿命化を実現しようとするものである。併せて、ボールねじのその他の内部仕様についても、定格荷重を増大させるために高荷重用途に特化した実用的な検討を加えることとした。

本章の4.2節では、ボールねじの負荷分布を理論的に解析し、4.3節ではリターンチューブ式ボールねじについて数値計算を行って、負荷分布を求めて解析し、4.4節では高負荷用に改良したボールねじの構造を提案し、4.5節ではこの改良型ボールねじについて負荷分布を計算し、考察する。4.6節では検証のための耐久試験を行う。4.7節では、リターンチューブ式以外の循環方式についても改良型ボールねじの検討を行ない、負荷分布の均一化について解析し、考察する。4.8節は以上をまとめた本章の結論である。

4.2 ボールねじの負荷分布の計算に用いる仮定と計算方法

ボールねじに加わる軸方向荷重を分担して受けるボールの数は‘負荷ボール数’あるいは‘有効ボール数’などと呼ばれており、ボール1個当たりの法線方向玉荷重（ボールとボール溝の接触面に垂直な方向の荷重） Q は、一般には次式で簡易的に計算されている⁵⁵⁾。

$$Q = \frac{F}{Z \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta} \quad (4-1)$$

ここに、 Q ：ボール1個当たりの法線方向荷重（N）

F ：軸方向荷重（N）

Z ：負荷ボール数（有効ボール数）

α ：ボール接触角（rad）

β ：ボール中心の描く軌道のリード角（rad）

式（4-1）で計算される法線方向玉荷重 Q は厳密には平均的な玉荷重であり、実際にはそれぞれのボールが受ける荷重の大きさ、言い換えるとボール相互間の負荷分布は均一ではない。特に、ボールねじの取付誤差が大きい場合や、ボールねじに加わるモーメントなどの偏荷重が大きい場合には、負荷分布の不均一が大きくなり、ボールねじの寿命を低下させるなどの悪影響を及ぼすことが知られている⁵⁶⁾。

ボールねじの取付誤差や偏荷重が小さい場合でも、ボールねじに加わる荷重が非常に大きくなってくると、それに伴ってナットが長くなることもあって、負荷分布の不均一が大きくなり、ボールねじの寿命が短くなるなどの悪影響が現れている。

本章における負荷分布の計算に際しては現実に則した以下の仮定を用いる。

- 1) ねじ軸およびナットの両らせん溝の軸方向中心線の間には一般にずれや傾きが存在する。通常はそれらを無視することが多いが、本計算ではそれらを考慮に入れる。ただし、荷重が加わった場合を含めて、両らせん溝の中心線は直線とする。
- 2) ねじ軸およびナットの、ボールとねじ溝の接点近傍以外も弾性体とする。ただし接点近傍以外の変位は、各部位に作用する軸方向荷重に伴う軸方向変位のみ考慮する。
- 3) すべての荷重やモーメントは釣り合うものとし、通常よく行われる一部の不釣り合いを無視することはしない。したがって、以下に行なう計算のように軸方向荷重のみが作用する場合には、軸方向以外の荷重や軸方向の中心線まわり（ローリング方向）以外のモーメントの和はすべてゼロになる。

具体的な負荷分布の計算手順の概要と主要な計算式を以下に示す。

- ① ボールねじのねじ軸およびナットの両らせん溝の軸方向中心線の相対位置（ずれおよび傾き）を仮定する。ねじ軸およびナットの両らせん溝の軸方向中心線の相対位置を図 4-1 に

例示する．図 4-1 は，ねじ軸の軸方向中心線を含む断面を示しており，ずれや傾きは一般に紙面直角方向にも存在するので，ナットの軸方向中心線は一般にはこの断面上にはない．

- ② 最端部のボール位置における，ねじ軸とナットの軸方向の相対位置を仮定する．
- ③ 以上の仮定によって決定される幾何学的な関係から，Hertz の弾性接触理論に基づいて，最端部のボールに作用する荷重の大きさおよび方向を計算する．ボール中心における溝直角断面（ボールの軌道に直交する断面）の例を図 4-2 に示す．なお，ねじ軸，ナットの溝形状はこの断面上で定義されており，ねじ軸とナットそれぞれの溝曲率中心 O_s ， O_n とボールの中心 O は一直線上にあって，ボールに作用する荷重の法線はこの直線を与えられる．図において，ねじ軸とナットの溝曲率半径をそれぞれ R_s ， R_n ，ボール径を D_w とすると，ボールとねじ軸およびナットとの弾性変形の和 δ ，法線方向荷重 Q はそれぞれ式 (4-2)，(4-3) で求められる．

$$\delta = \delta_s + \delta_n = D_w + \overline{O_s O_n} - r_s - r_n \quad (4-2)$$

$$Q = (\delta / C)^{3/2}, \text{ ただし } \delta \leq 0 \text{ のとき, } Q = 0 \quad (4-3)$$

ここに， δ ：ボールとねじ軸およびナットとの弾性変形の和 (mm)

δ_s ：ボールとねじ軸との間の弾性変形 (mm)

δ_n ：ボールとナットとの間の弾性変形 (mm)

D_w ：ボール径 (mm) r_s ：ねじ軸の溝曲率半径 (mm)

r_n ：ナットの溝曲率半径 (mm)

C ：ボールと溝の曲率比などで決まる係数 ($\text{N}^{-2/3} \cdot \text{mm}$)

- ④ 最端部以外のボールについても順次，ねじ軸とナットの軸方向の相対位置を以下の方法で計算し，③と同様に作用する荷重の大きさおよび方向を計算する．

ねじ軸固定端に最も遠いボールから順に 1, 2, 3, ..., n の番号を付ける．図 4-2 に示すように，ボール i に関するねじ軸とナットの溝曲率中心の軸方向相対距離（溝直角断面上における溝曲率中心 O_s ， O_n 間の軸方向距離）を $A_{(i)}$ とすると， $A_{(i+1)}$ は，式 (4-4) で計算される（ここでは，ナットへの荷重作用点がねじ軸自由端側を例として計算式を示す）．

$$A_{(i+1)} = A_{(i)} + \left(\frac{\sum_1^i Q_x}{E_s A_s} - \frac{F - \sum_1^i Q_x}{E_n A_n} \right) \cdot \frac{\phi_{(i,i+1)}}{2\pi} \cdot p \quad (4-4)$$

ここに， $A_{(i)}$ ：ボール i に関するねじ軸とナットの溝曲率中心の軸方向相対距離 (mm)

Q_x ：ボール荷重の軸方向成分 (N)

E_s ：ねじ軸の縦弾性係数 (Mpa)

E_n ：ナットの縦弾性係数 (Mpa)

A_s ：ねじ軸の軸直角断面積 (mm^2)

A_n : ナットの軸直角断面積 (mm^2)

F : ボールねじに作用する軸方向荷重 (N)

$\phi_{(i,i+1)}$: ボール i と ボール $i+1$ の角度間隔 (rad)

p : ボールねじのリード (mm)

- ⑤ すべてのボールに作用する荷重の合力が設定した荷重条件と一致するかどうかをチェックし、これが一致する（正確には、許容誤差範囲内となる）まで①から⑤を繰り返す。

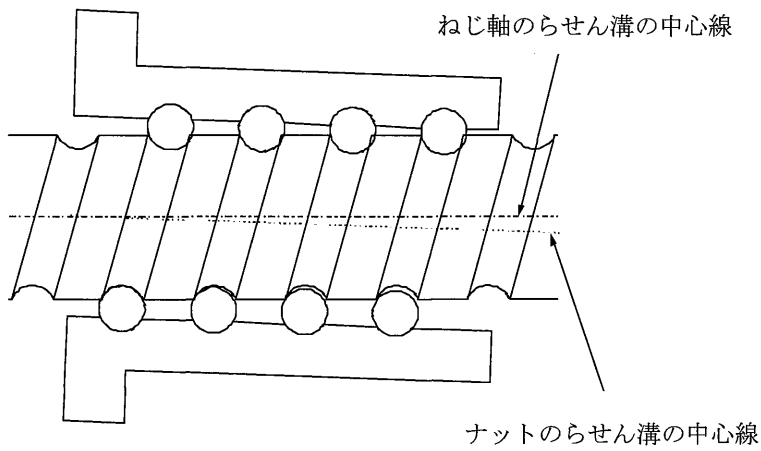


図 4-1 軸とナットの中心線の相対位置

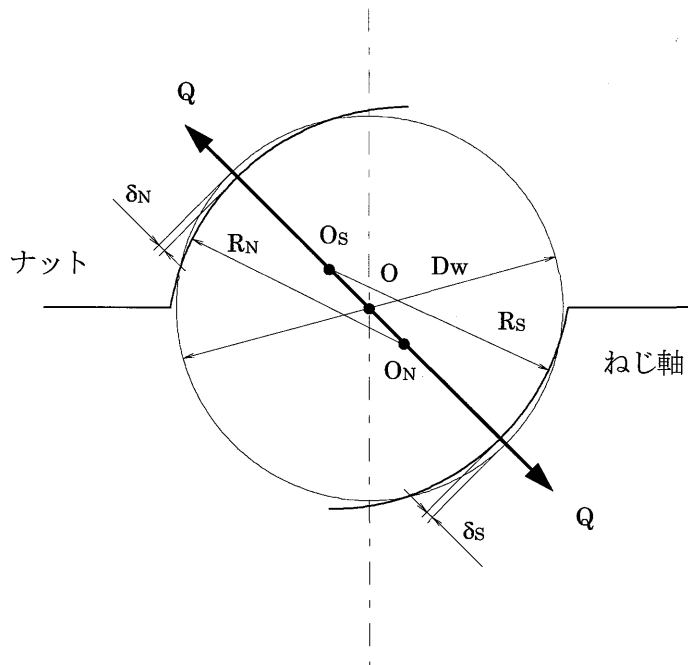


図 4-2 ボール溝の断面図

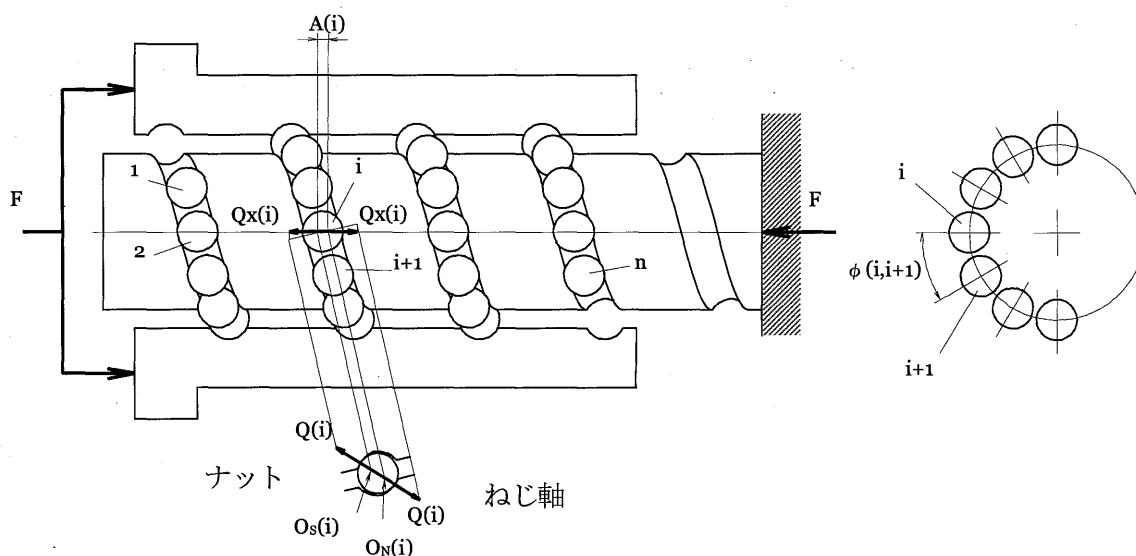


図 4-3 玉荷重の計算モデル

4.3 負荷分布の計算結果と考察

4.2 節に示した計算方法を用いて、従来高負荷用に用いられていた標準的な仕様のボールねじに対して、大きな軸方向荷重が加わったときの負荷分布を計算する。対象として計算に用いる従来型のボールねじの主な仕様と荷重条件を表 4-1 に示し、そのボールねじの外観を図 4-4 に示す。なお図 4-4 に見られるように、ねじ軸の両端の支持条件は射出成形機などの高荷重用ボールねじにおいて一般的な一端固定-他端自由とする。負荷分布の計算結果の一例を図 4-5 に示す。

図 4-5 において、横軸はナット中央を原点とした軸方向の位置を示し、縦軸はそこに位置するボール 1 個ごとに作用する法線方向荷重（玉荷重）の大きさを表している。図からもわかるようにボールねじの負荷分布には、一般に狭範囲および広範囲の 2 つの変動成分がある。

狭範囲の変動成分は、図 4-5 では顕著に現れており、軸方向長さ 20mm、すなわちボールねじの 1 リードを周期として玉荷重が大きく変動している。これは主として、ナット内のボールの配列に起因するものであり、多数のボールが一般にはナット中心の回りに完全にバランスがとれる位置には配されていないことが原因している。この場合には、ボールの回路が 2.5 巻と端数巻であり、かつ 4 列すべてが同じ向きに並んでいるため、円周方向に見たリターンチューブ側に比べてその反対側の方が荷重を受けるボールの数が多いことが主な原因である。

広範囲の変動成分は、図 4-5 の右端に近づくにしたがって玉荷重が全体に大きくなっている成

分であり、これは井澤らの報告⁵⁷⁾のように、主として、ボールとボール溝間以外のねじ軸、ナットの変形に起因するものである。通常はボールとねじ溝の接触部近傍のみを弾性体、その他は剛体として扱うことが多いが⁵⁵⁾、実際にはねじ軸やナットのその他の部分も荷重によって弾性変形する。ねじ軸やナットに作用する荷重は、その間に多数のボールを介しているために、軸方向位置によってその大きさが変化し、それに伴って弾性変形の大きさも位置によって異なる。このことが広範囲の負荷変動が大きくなる主な原因となっている。

表 4-1 高負荷用ボールねじの主な仕様と荷重条件

ねじ軸径 (mm)	100
リード (mm)	20
ボール径 (mm)	15.875
循環方式	リターンチューブ式
ボールの回路数 (巻数×列数)	2.5×4
リターンチューブの配列	4列とも同位相
ナット外径 (mm)	197
ねじ軸の支持条件	固定－自由
ナットへの荷重作用点	ねじ軸固定端側の端面
ボールねじに作用する軸方向荷重 (kN)	294

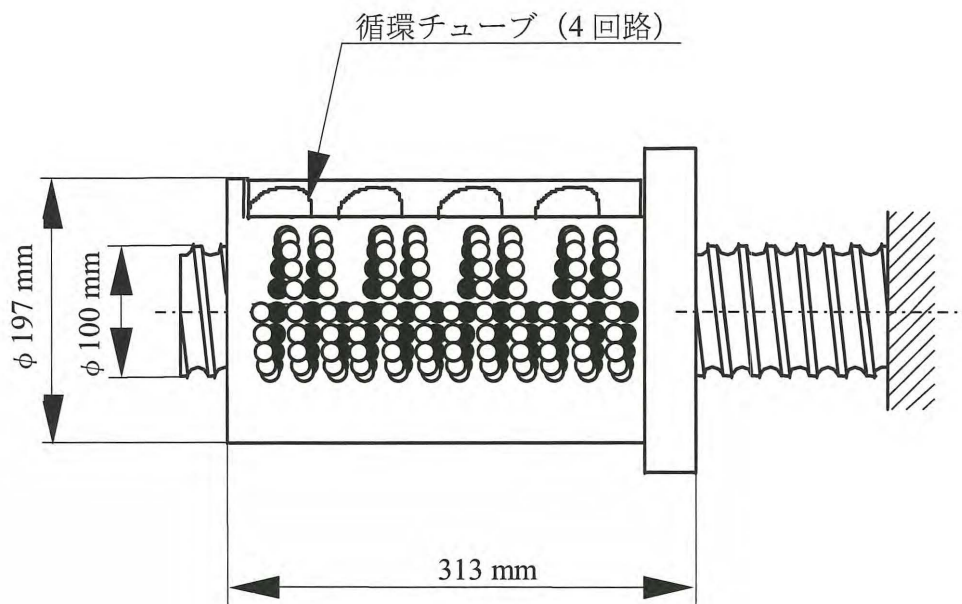


図 4-4 従来型ボールねじの外観

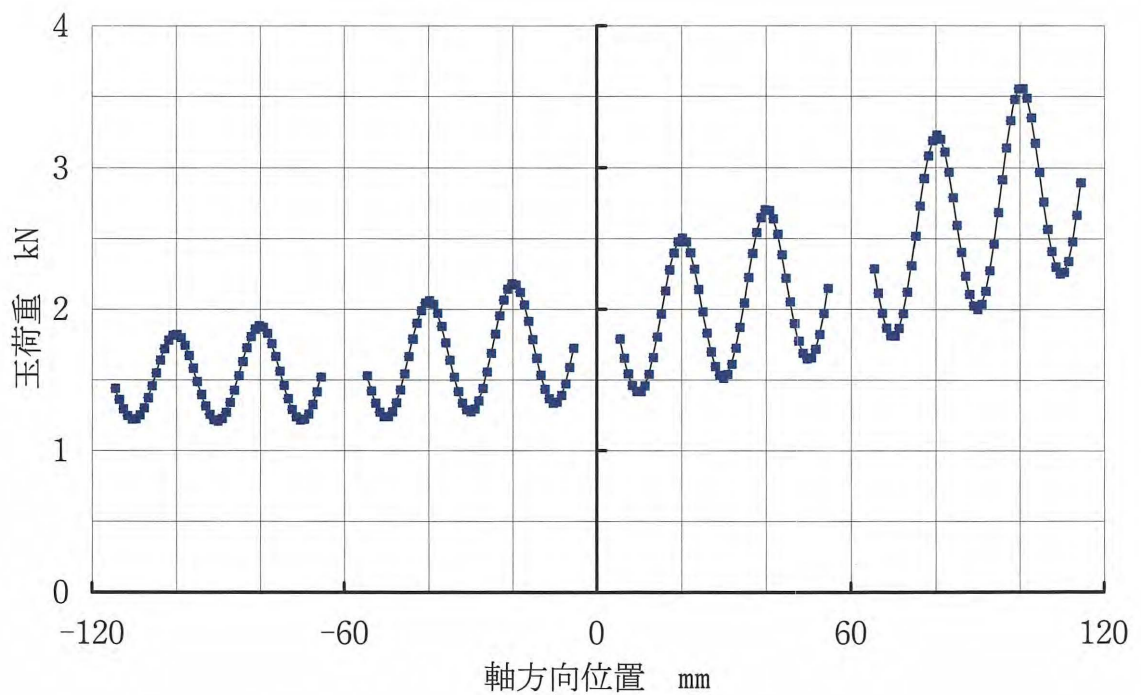


図 4-5 従来型ボールねじにおける負荷分布

4.4 高荷重用に改良したボールねじの構造

本章では、負荷分布の均一化方策を採り入れた高荷重用ボールねじを開発することを目的としている。そのため、表 4-1 に記した従来、高負荷用に用いられていたボールねじと同じ基本仕様をもつ改良型のボールねじを開発した。その構造を図 4-6 に示す。これについて図 4-5 と同様に負荷分布を計算で求める。

改良型のボールねじが表 4-1 に示した従来型のボールねじと異なるのは以下の 4 点である。

① リターンチューブの配列

4 回路すべてが同位相であったリターンチューブの配列を、そのうちの 2 回路の位相を 180° 反転させることによって、両端の 2 回路と中央寄りの 2 回路とが互いに円周方向に対向するように配置する。これによって、モーメントのバランスを保ちながらラジアル方向のバランスが改善され、狭範囲の負荷変動をほぼゼロにすることができるはずである。なおこれに伴って、ナット長さは 1 リード分だけ長くなる。

② ナットへの荷重作用点

従来型ではねじ軸の固定端側であったナットへの荷重作用点を、ナットの向きを変えて自由端側に変更する。これによって、ねじ軸とナットそれぞれの変形の負荷分布への影響が相殺される方向になり、広範囲の負荷変動を抑制することができるはずである。

③ ナット外径

ナット外径寸法を 197mm から 145mm へと小さくする。これによって、ねじ軸とナットの軸方向剛性がほぼ等しくなり、②と合わせて負荷分布の線図がほぼ左右対称形になるので、広範囲の負荷変動をさらに抑制することができるはずである。

④ 内部設計の見直し

負荷分布の均一化とは別に、ボール溝とボールの接触角度を従来に対して 10%大きくするなど、高負荷用に特化したものへと見直すことによって動定格荷重を増大させる方策も併せて行う。これらの方策によって、従来の高荷重用ボールねじに比べて基本動定格荷重が 1.14 倍程度に大きくなるので、計算で予測される寿命はおよそ 1.5 倍となる。

4.5 改良型ボールねじの負荷分布の計算結果と考察

高荷重用の改良型ボールねじについて、4.2 節の方法によって負荷分布を計算した結果を図 4-7 に示す。比較のために従来型ボールねじについての計算結果（図 4-5）も併せて図 4-7 中に再掲する。これより、改良型ボールねじは従来型のボールねじに比べて、狭範囲と広範囲両方の負荷変動がともに大幅に小さくなり、負荷分布が均一化されていることがわかる。しかし改良型ボールねじにおいても、幾分の広範囲の負荷変動とともに狭範囲の負荷変動もわずかながら認められる。

これは、広範囲の負荷変動の要因であるねじ軸、ナットの軸方向の変形の影響で、モーメント方向の負荷バランスが若干損なわれることによって生じたものである。

図 4-6 に示した改良型ボールねじには、表 4-1 に示した従来型ボールねじに対して、負荷分布の均一化方策として①、②、③が採り入れられている。ここでは、それらの方策の効果を分析する一つの方法として、①、②、③のうちのどれか一つの方策が欠けた場合の負荷分布を計算し、改良型ボールねじの負荷分布と比較してみる。

それぞれの計算結果を比較して図 4-8～図 4-10 に示す。方策①が欠けている場合(図 4-8)には、荷重を受けるボールの配列がラジアル方向にアンバランスになるので、狭範囲の変動成分が顕著に現れている。方策②が欠ける(図 4-9)と、ねじ軸とナットの変形の影響が相乗する方向に作用するので広範囲の変動が大きくなり、またその影響で狭範囲の変動も多少大きくなっている。方策③が欠けた場合(図 4-10)には、ねじ軸とナットの変形の影響は相殺する方向であるため、方策②が欠けた場合に比べると広範囲の変動は小さいが、ねじ軸とナットの軸方向剛性のバランスが悪いので、改良型ボールねじに比べると負荷分布を示す線図において左右非対称が大きくなっている。

図 4-7 に見られるように、改良型ボールねじは従来の高負荷用ボールねじに比べて負荷分布の不均一が大幅に小さくなっており、これらの方策の大きな効果が認められている。しかしながら、玉荷重がナットの中央部で小さく、両端付近で大きくなる広範囲の変動成分が幾分か残っている。また条件によっては、ナットがさらに長い場合や、ねじ軸とナットの軸方向剛性のある程度アンバランスにせざるを得ないなどの場合には、広範囲の変動がより大きくなることもある。

そこで、そのための追加方策を検討する。追加方策の内容は、ナットやボールの寸法に調整を加えることによって広範囲の変動をさらに抑制しようとするものであり、それには下記の 3 つの方法が考えられる。

- (1) ナットの長手方向にリードを変化させる。
- (2) ナットの長手方向に有効径寸法を変化させる。
- (3) 回路ごとのボール径を変化させる。

これらのうち (3) については、各回路内の微調整まではできないが、ナットを変更する必要がなく、ボールねじの組み立ての際に調整ができるので最も実用性が高いと考えられる。そこで、方策 (3) を、方策①、方策②、方策③に追加する。

この方策 (3) を追加した場合のボールねじにおける負荷分布の計算結果の例を図 4-11 に示す。

図 4-11 のボールねじは、図 4-7 の改良型ボールねじへの追加方策として、合計 4 回路のうちの中央の 2 回路に用いるボールの直径を、両端の 2 回路に対して $8\mu\text{m}$ 大きくしたものであり、その他の仕様や条件は図 4-7 の改良型ボールねじと同じである。図 4-11 より、このような方策 (3) を追加することによって負荷分布がより均一化され、玉荷重の最大値がさらに小さく抑えられていることがわかる。

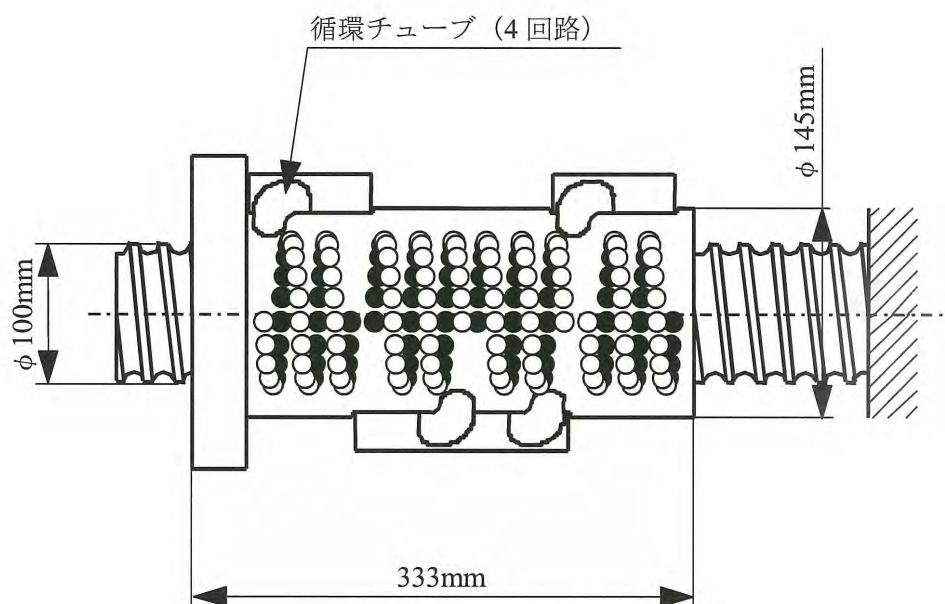


図 4-6 改良型ボールねじの構造

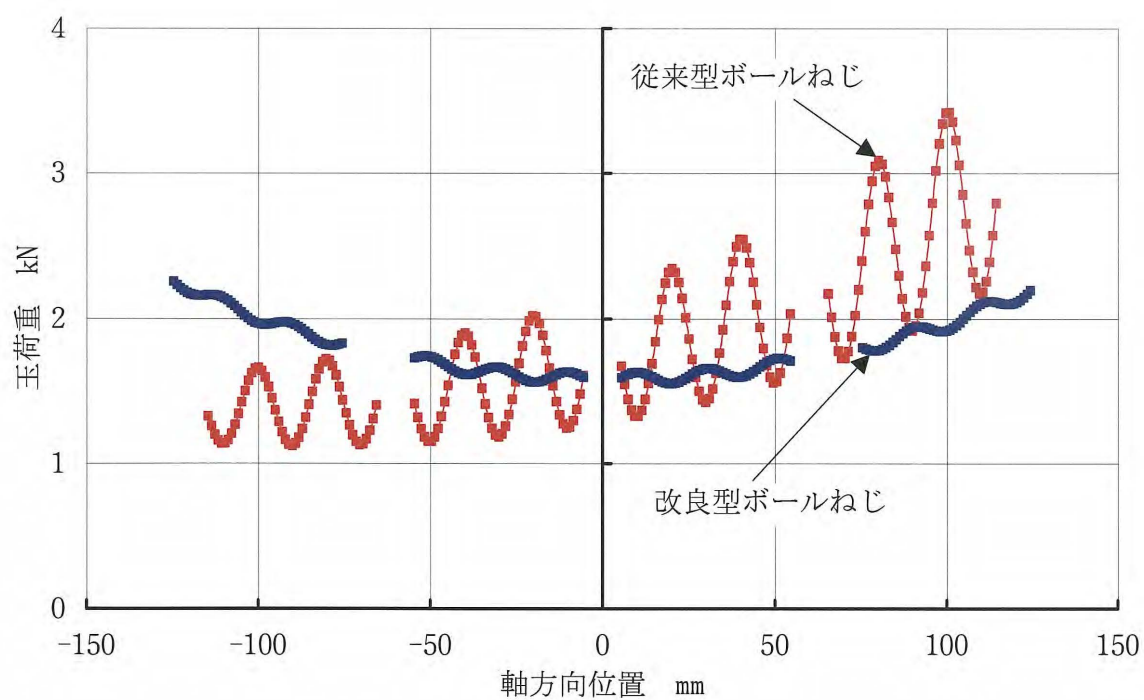


図 4-7 改良型ボールねじにおける負荷分布

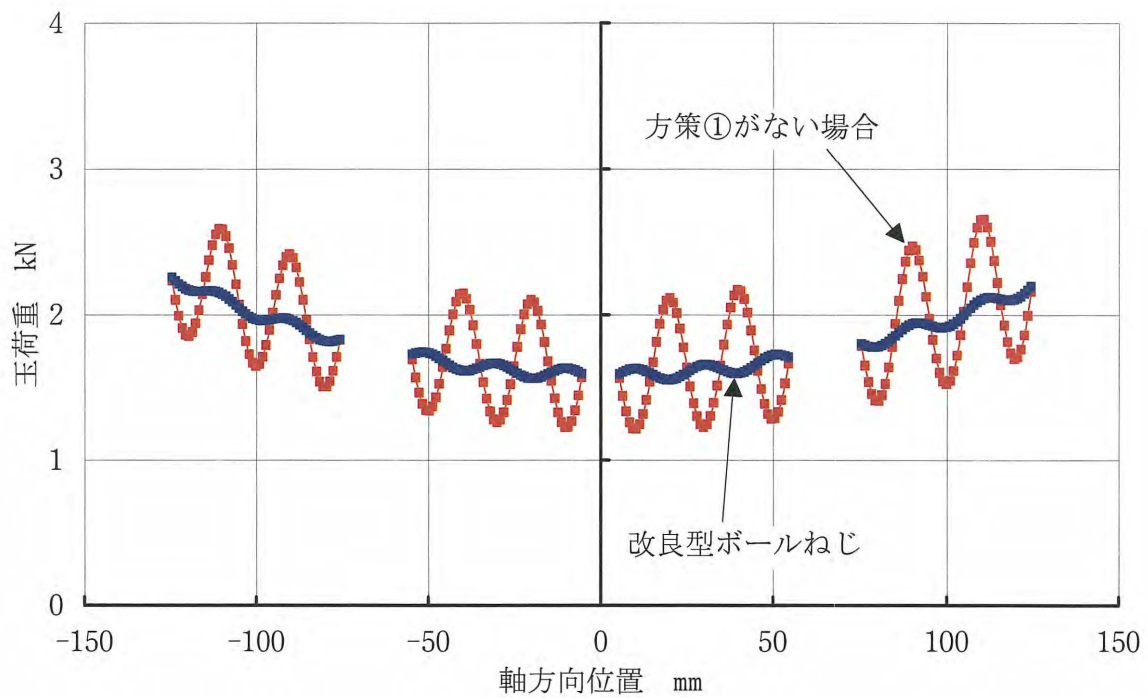


図 4-8 方策①がない場合の負荷分布
(リターンチューブの配列が同位相の場合)

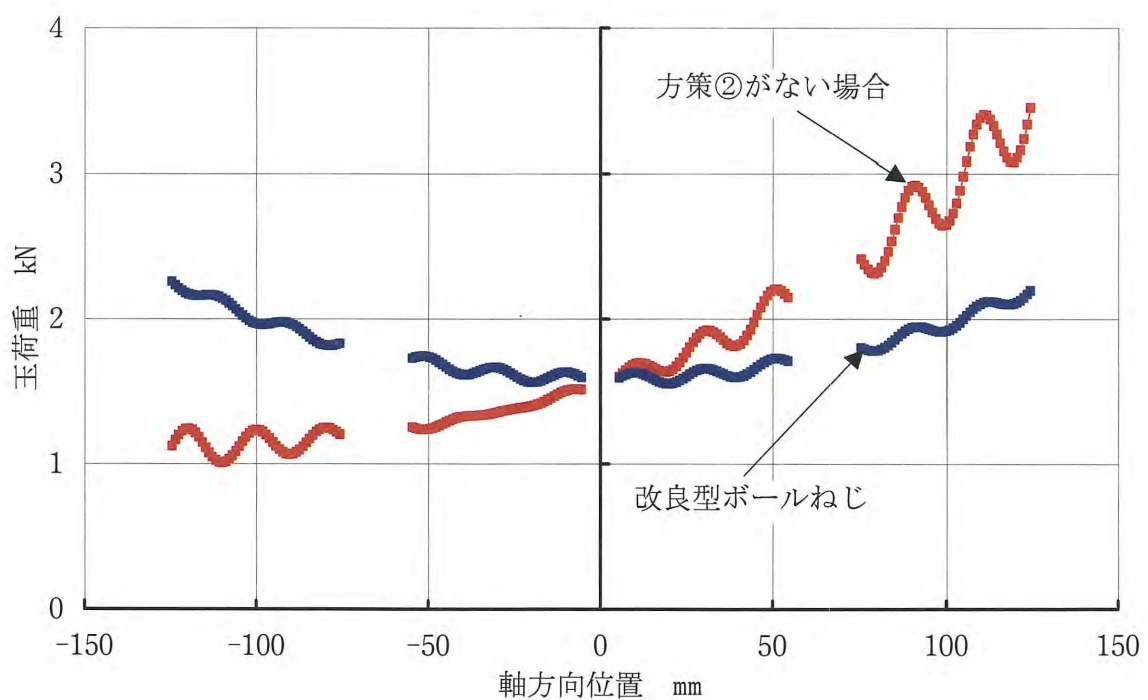


図 4-9 方策②がない場合の負荷分布
(ナットへの荷重作用点がねじ軸固定端側の場合)

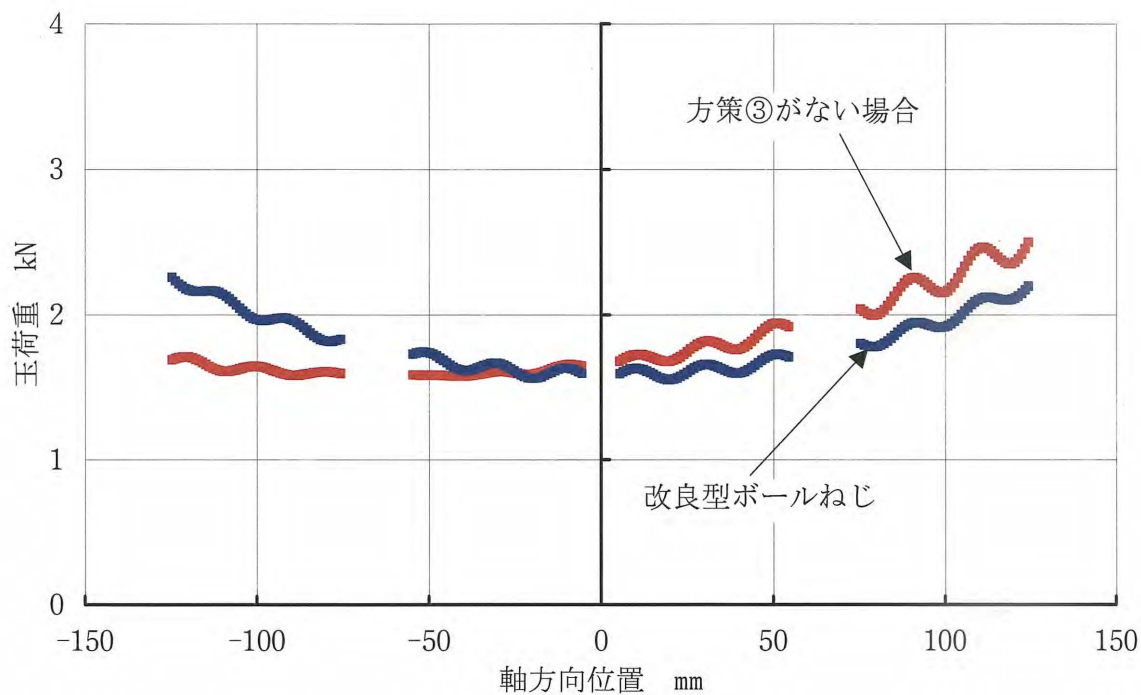


図 4-10 方策③がない場合の負荷分布

(ナット外径が大きい場合)

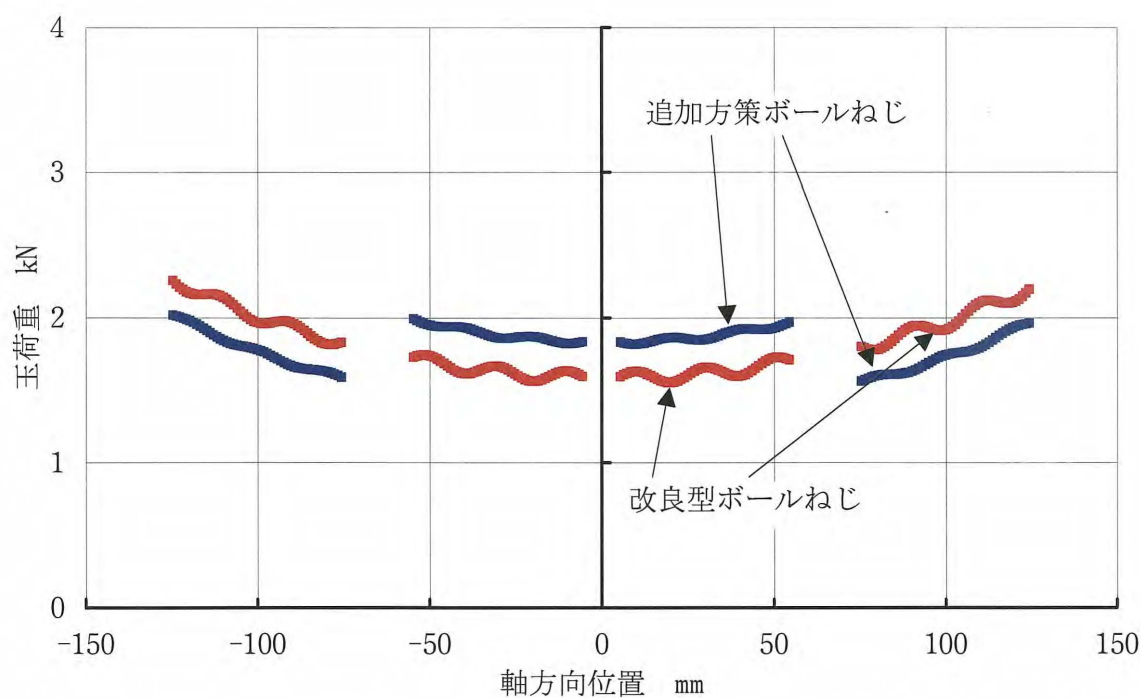


図 4-11 追加方策(3)をした場合のボールねじにおける負荷分布

4.6 検証のための耐久試験

本節では従来型の高荷重用ボールねじと新しく開発した改良型ボールねじについて、射出成形機の射出軸用を想定した苛酷な条件（高負荷、小ストローク）下での耐久試験を行う。なお、ここで用いる従来型ボールねじは、ナット外径およびナットへの荷重作用点については改良型ボールねじと同じであり、したがって3章で述べた負荷分布の均一化方策のうち②と③の広範囲の変動に対する方策はすでに採り入れられている。

耐久試験装置の概要を図4-12および図4-13に示し、ナットのストローク（ねじ軸上における往復移動距離）と荷重の関係を図4-14に示し、主な試験条件と試験結果を表4-2に示す。図4-13において、ナットがストロークの右端近傍に位置するときボールねじは無負荷であり、ナットが左方向へ移動して皿ばねに接触するところから軸方向荷重が作用しはじめる。ナットがさらに皿ばねを圧縮しながら移動することによって荷重が増大し、ストロークの左端に達したときに最大軸方向荷重 283kN が加わる。そこでボールねじの運動方向が反転し、逆の経路をたどってナットがストロークの右端に戻る。以上が図4-14に示した耐久走行の1サイクルである。

最大軸方向荷重 283kN は、それによって生じる最大接触面圧（表4-2 参照）が、実用最大荷重の目安となっている最大接触面圧 2 000MPa を大幅に上回る苛酷なものである⁵⁸⁾。また、ナットストローク 50mm はねじ軸 2.5 回転（2.5 リード）分に相当し、広い意味での揺動角の上限^{59) 60)}（ボールが回路内を一循環する角度で巻数の約 2 倍であり、この場合ねじ軸約 5 回転に相当する）のおよそ 1/2 と小さく、ボールねじの円滑な運動が困難になり易い条件である。

軸受、ボールねじなどの転がり要素では、一般には転がり対偶におけるフレーキングの発生をもって寿命と定義されている^{61)~63)}。しかしながら、特に高荷重用ボールねじなどにおいては、精度に対する要求レベルはあまり高くないことなどの理由で、フレーキングの発生は実用上の大きな障害とはならず、それがさらに進行して過大な発熱や異音が生じた時をもって使用限界とすることが多い。そこで表4.2の耐久試験結果としては、フレーキングが発生するまでのボールねじの走行サイクル数と、前述の使用限界と判断されるまでのサイクル数の両者を併記した。

表4.2からわかるように、改良型ボールねじは従来型の高荷重用ボールねじに比べて、フレーキングの発生については2.4倍、使用限界については3.5倍の耐久性を有していることが確認された。これは、前述のようにここで用いた従来型ボールねじは広範囲の変動に対する方策はすでに採り入れられているので、狭範囲の変動が抑制されたことによる負荷分布の均一化と、前記した内部設計の見直しによる動定格荷重の増大とが相乗された効果であると考えられる。定格荷重の増大による寿命延長効果が1.5倍と計算されるので、それらを明らかに上回る効果は負荷分布の均一化によるものであり、それによる寿命延長効果は約1.6倍と考えられる。

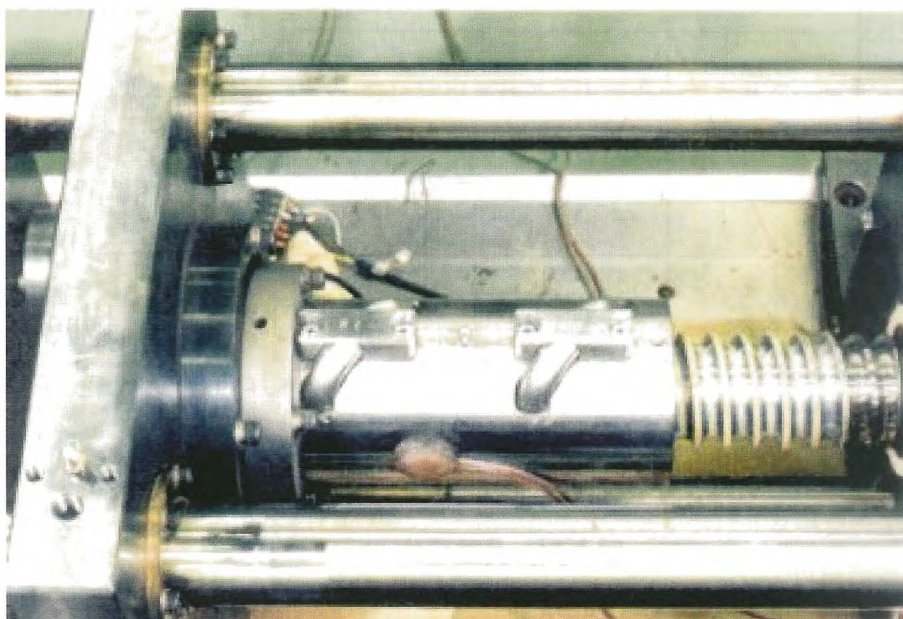


図 4-12 耐久試験装置の外観

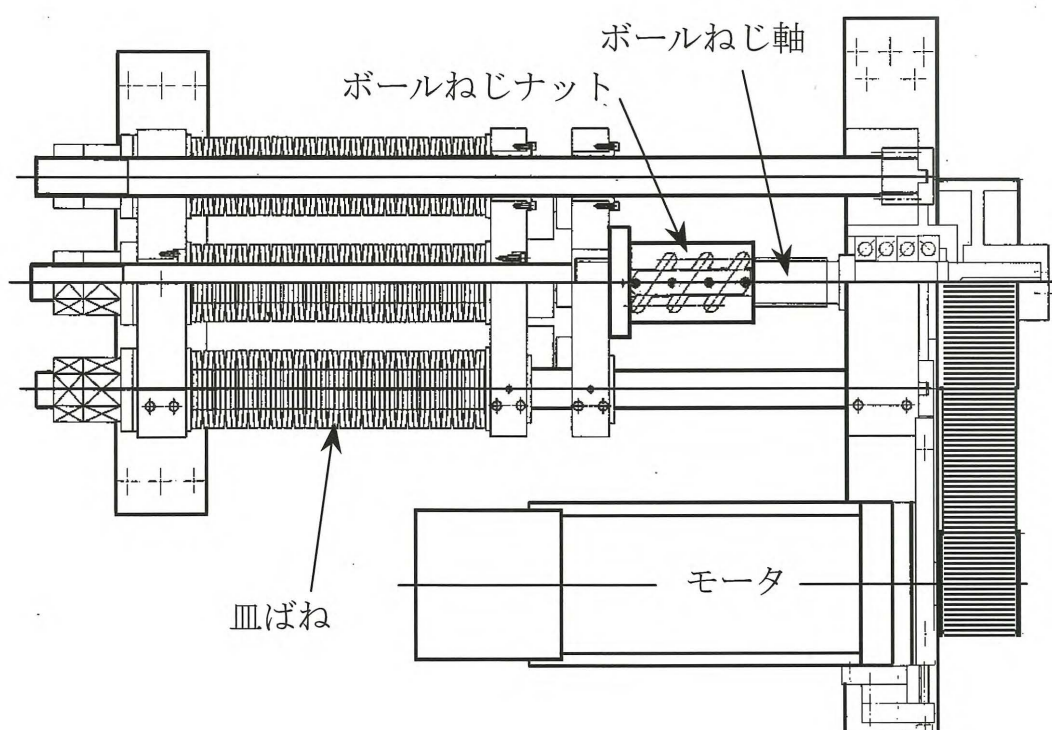


図 4-13 耐久試験装置の概要

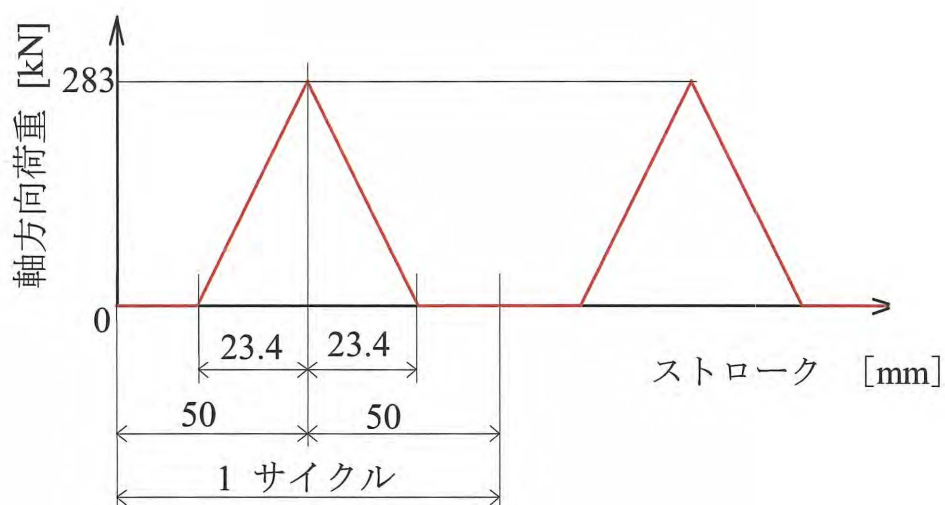


図 4-14 荷重パターン

表 4-2 耐久試験の条件と結果

項 目			従来型 ボールねじ	改良型 ボールねじ
ボールねじ仕様	ねじ軸径 (mm)		80	80
	リード (mm)		20	20
	ボール径 (mm)		15.875	15.875
	ボールの回路数 (巻数×列数)		2.5×3	2.5×3
	ボールねじに作用する 最大軸方向荷重 (kN)		283	283
試験条件	最大接触面圧 (Mpa)	負荷分布を無視の場合	2 300	2 230
		負荷分布を考慮の場合	2 570	2 390
	ストローク (mm)		50	50
試験結果	フレーキング発生までのサイクル数		1.05×10^6	2.50×10^6
	使用限界までのサイクル数		1.20×10^6	4.20×10^6

4.7 その他の循環方式への応用

ここまでは、従来高負荷用途などで一般に使用されることが多かったリターンチューブ式のボールねじについて検討してきた。しかしながら、近年ではボールねじの循環方式も多様化しており、それらが高負荷用に使用されることも増えてきている。リターンチューブ式における負荷分布の均一化方策は、それらの方式のボールねじにも応用することができる。

リターンチューブ式以外の循環方式としては、ナットの外径寸法を小さくすることができる循環こま方式⁶⁴⁾や、リードの大きいボールねじに適しているエンドキャップ方式⁶⁵⁾、そして第7章で詳述する高速静音ボールねじのエンドデフレクタ方式⁶⁶⁾などがある。図4-15に循環こま方式ボールねじの構造を示し、図4-16にエンドキャップ方式ボールねじの構造を示す。ここではそれらの代表として、循環こま式ボールねじの場合について負荷分布の均一化方策を検討し、その理論解析を行なう。なおこの場合も、負荷分布の均一化方策の考え方はリターンチューブ式の場合と同様であり、広範囲の変動方策は特に循環方式に依らないので、ここでは検討対象を狭範囲の変動方策に絞ることとする。

循環こま式ボールねじの場合には各々の回路はおよそ1巻であり、その列数を n_s とすると、従来は $1/n_s$ または $2/n_s$ 回転などの等位相間隔で回路が配置されているのが一般的であった。したがって、ナット内のボールの配列は、ラジアル方向にはバランスがとれているが、回路の配置がナット中心の回りに点対称となっているため、モーメント方向にはバランスが悪いので、負荷分布の不均一が大きくなっている。

その方策としてリターンチューブ式の場合と同様に検討を行なった結果、回路の配列の仕方を変更するという比較的簡単な方法によって負荷変動をなくすことが可能であり、ラジアル方向のバランスを損なうことなく、モーメント方向のバランスを改善することができることがわかった。

その方策の有無による負荷分布の違いを比較計算した例について以下に示す。従来型ボールねじの主な仕様と荷重条件を表4-3に、その構造を図4-17に、比較計算結果を図4-19に示す。

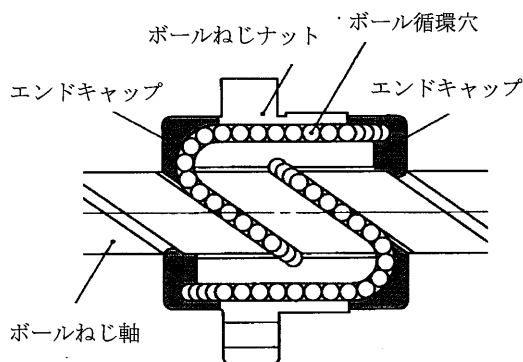
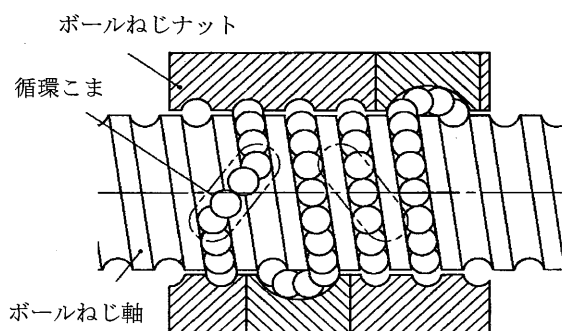


図4-15 循環こま方式ボールねじの構造

図4-16 エンドキャップ方式ボールねじの構造

図 4-18 に示した改良型ボールねじは、従来のボールねじに対して 1 回路目と 2 回路目、3 回路目と 4 回路目および 5 回路目と 6 回路目との計 3 個所の位相間隔を、1/6 回転から 1/2 回転へと 1/3 回転大きくし、その他の位相間隔は 1/6 回転のままとしたものである。

図 4-19 に示すように、従来のボールねじはラジアル方向にはバランスがとれているので、ナットの中央付近では負荷分布の均一性が比較的よいが、ナット中央から遠ざかるにつれて狭範囲の変動成分が大きく現われている。これは、前述のモーメント方向のバランスの悪さによるものである。

それに対して改良型ボールねじは、ラジアル方向とともにモーメント方向にもバランスがとれているので、図の全体にわたって負荷分布の不均一が小さくなっている。これは、1, 3, 5 回路目と 2, 4, 6 回路目の各 3 回路では、ラジアル方向のバランスはとれている一方、モーメント方向のバランスが悪い点は従来型ボールねじと同様であるが、従来型ボールねじでは、各 3 回路のモーメント方向のアンバランスが同じ方向に作用するので、アンバランスが相乗されるのに対して、改良型ボールねじでは、回路の位相間隔を変更したことによって、それらが互いに逆方向に作用することになり、モーメント方向のアンバランスが相殺されることによるものである。

このように、リターンチューブ式以外の循環方式についても、リターンチューブ式と同様の考え方で、その方策を応用することによって、ボール相互間の負荷分布が従来よりも大幅に均一化され、負荷能力が向上することがわかった。

表 4-3 従来型ボールねじの主な仕様と荷重条件

ねじ軸径 (mm)	100
リード (mm)	24
ボール径 (mm)	15.875
循環方式	循環こま式
ボールの回路数 (巻数×列数)	0.83×6
循環こまの配列	1/6回転の等位相間隔
ナット外径 (mm)	149
ねじ軸の支持条件	固定－自由
ナットへの荷重作用点	ねじ軸自由端側の端面
ボールねじに作用する軸方向荷重 (kN)	147

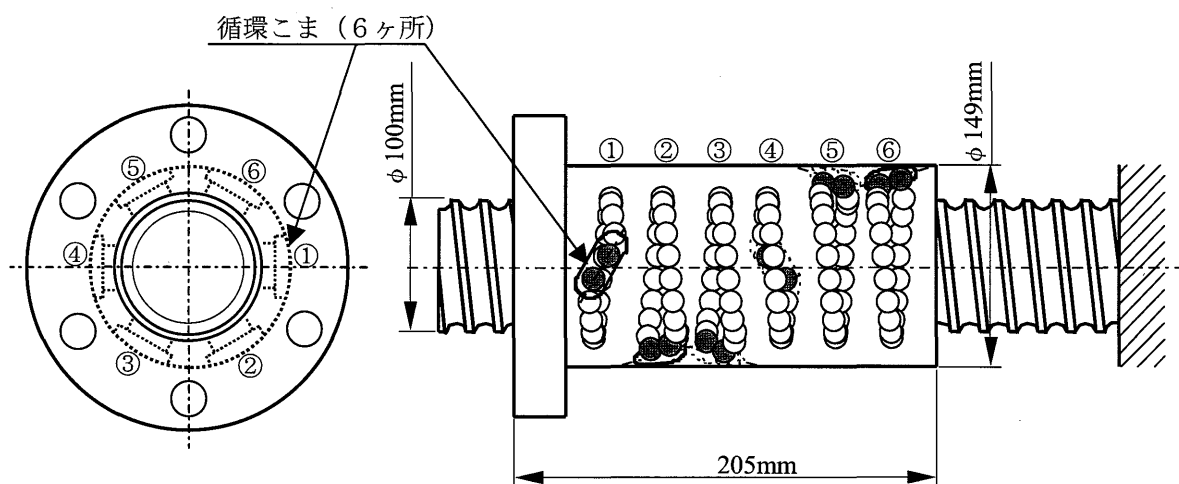


図 4-17 従来型の循環こま式ボールねじの構造

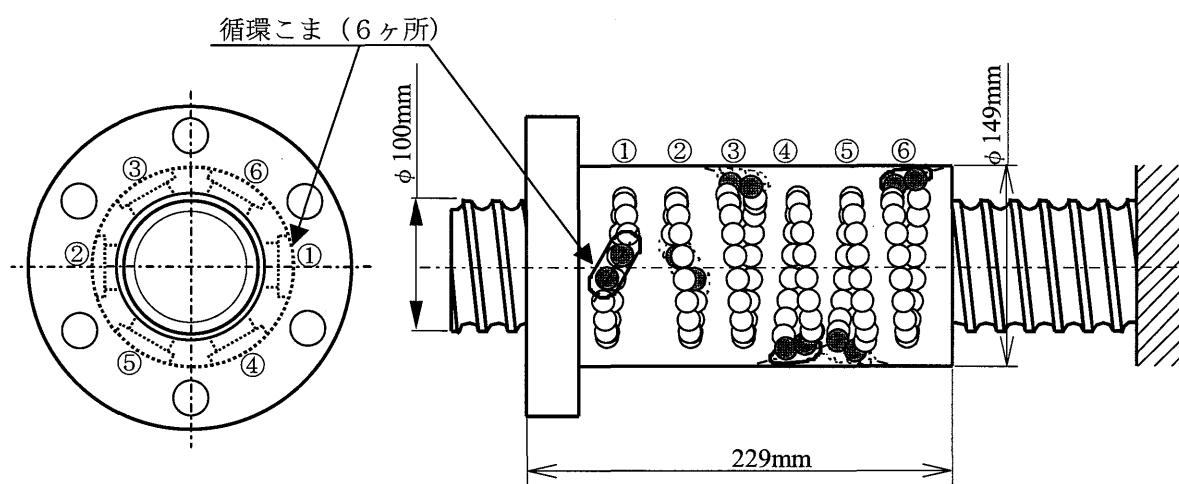


図 4-18 改良型の循環こま式ボールねじの構造

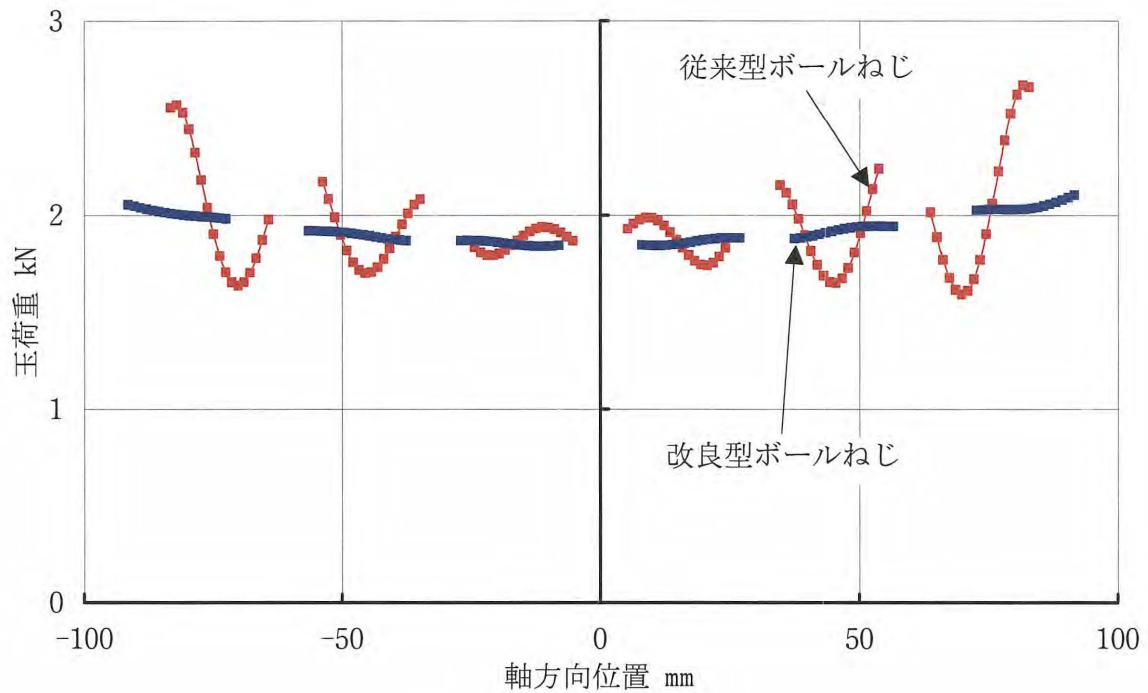


図 4-19 負荷分布の比較

4.8 結論

高負荷用ボールねじのナット内負荷分布の均一化とそれによる寿命延長について行なった本章の研究によって得られた主な結論は次のとおりである。

- (1) ボールねじに軸方向荷重が加わったとき、特に荷重が大きい場合にボール相互間に生じる負荷分布の不均一に着目して、そこには狭範囲の変動成分と広範囲の変動成分とが存在することにあわせて、それらの変動成分の要因を明らかにした。
- (2) それらの変動成分の要因に対して、ボールが循環する回路の配列に工夫を加えるなど、幾つかの改良を組み合わせることによって、ボール相互間の負荷分布を従来よりも大幅に均一化して負荷能力を向上させることができ、2 倍以上のボールねじの長寿命化が実現できた。

第5章 高速・高加減速化にともなう精度の経年劣化

5.1 緒論

ボールねじの送りの高速・高加減速化にともない、ボールねじの位置決め精度の経年劣化が従来に比べて格段に大きくなっている可能性がある。すなわち、高速・高加減速化にともない、加速時、減速時の衝撃が格段に大きくなったことと、高速運転により総走行距離が大きくなったことがあいまって、使用期間あたりの精度劣化が増大している可能性がある。

送りの高精度・高速化にともなって、案内部として転がりガイドを採用したものが増えている。そのメリットの一つとして、転がりガイドでは、回転系の摩擦に打ち勝ってボールねじが回転を開始すると、ガイドの非線形ばね特性の影響により、テーブルもすみやかに移動を開始することがある。このため転がりガイドの場合は、ガイドの摩擦力によって生じる運動誤差（例えばロストモーションやステックモーション）はすべりガイドの場合ほど大きくない。例えば転がりガイドでは、象限切換え時にスティックモーションにより発生する突起はかなり小さくなる⁶⁷⁾。これに対しすべりガイドでは、ボールねじが回転を開始するまでは、転がりガイドの場合と同様に突起が発生し、回転を開始しても、ガイドの摩擦力を超えるまでのロストモーションおよびサーボ系の応答遅れにより、さらに突起が増大する⁶⁸⁾。

一方、転がりガイドの場合は摩擦が小さいので、回転系のトルクで見ると相対的にボールねじの摩擦トルクの変化が、サーボ系の特性との関係で送り精度に影響する度合いが大きいと考えられる。藤田の研究では、転がりガイドを用いた送り機構の場合は、全摩擦トルクに対する回転系の摩擦トルク（ボールねじ+ベアリング）の割合は約80～90%であり、すべりガイドを用いた送り機構の場合は約60%と報告している⁶⁹⁾。このことから転がりガイドを用いた送り機構では、ボールねじ回転系のトルクの変化が運動精度に与える影響を検討する必要性が高いことがわかる。

ボールねじ送り駆動機構の位置決め誤差は2.4節で述べたように次のものからなる。

- 1) ピッチエラーによる誤差
- 2) ロストモーションによる誤差
- 3) スティックモーションによる誤差
- 4) 低摩擦領域における誤差

このうち、4) 低摩擦領域における誤差については既に3章で検討した。そこで本章では残りの1)～3)について検討する。

1) ピッチエラーによる誤差は、第2章の図2.4からわかるように、主にボールねじのリード精度に支配され、JISの高精度な等級のものを選択することで高精度化できる。2.3.6項で述べたように、2) ロストモーションによる誤差は送り系の剛性が低下すると増大するので、ボールねじの

摩耗劣化は送り系の剛性の低下を招いてロストモーション量を変化させる。3) ステックモーションによる誤差は、送り系の摩擦係力および摩擦トルクに対応するサーボ系の応答遅れによる運動誤差であり、ボールねじの摩耗劣化は送り系の摩擦トルクを減少させるので、スタックモーション量を減少させる方向に作用する。

そこで、本章においてはボールねじ送り駆動機構を高速・高加減速度で長時間運転した時の、位置決め精度の経年変化におよぼすボールねじの摩耗劣化の影響について検討することとした。

本章の 5.2 節では、試験に用いる送り駆動機構について考察し、これらの装置を用いて行う長時間の連続運転条件について検討する。5.3 節ではこれらの試験によって得られた結果について考察している。5.4 節は以上をまとめた本章の結論である。

5.2 ボールねじの摩耗とその数値解析

本節では、最高速度 60m/min で、案内要素として転がりガイドを用いた場合を想定したボールねじ送り系において、ボールねじの摩耗劣化が予圧トルク、ナット剛性、送り系の剛性の特性にどの程度の影響を与えるかについて検討する。表 5-1 に示す仕様のモデルを用いて次の手順で数値解析を行なう。簡略化のために、ねじ軸の両端の支持軸受の剛性値は変化しないものと仮定し、ボールねじの取付部剛性は十分に大きい値とする。

- (1) ボールねじの予圧トルクは、計算寿命の 1/10 以内の運転初期に初期値の 10% だけ低下し、その後はゆるやかに摩耗が進行する安定状態となるものとする。(後述の図 5-4 参照)
- (2) そのゆるやかな摩耗(ボール径の減少)の進行について、平田らは運転距離と荷重をパラメータとした式 (5-1) に示すボール径の摩耗率 U_1^{70} の実験式を提案している。ここでは、これに新たに運転距離とボールの転走距離の関係を導入して、ボールの転走距離によるボール径の摩耗率 U_j を式 (5-2) として提案する。

$$U_1 = \frac{\Delta D_w}{D_w} \cdot \frac{C_a}{F} \cdot \frac{1}{L_s} \quad (5-1)$$

ここに、 U_1 : ボール径の摩耗率 (km^{-1})

ΔD_w : ボール径の減少量 (mm)

D_w : ボール径 (mm)

C_a : ボールねじの基本動定格荷重 (N)

F : 軸方向荷重 (N)

L_s : ボールねじの走行距離 (km)

$$U_j = \frac{\Delta D_w}{D_w} \cdot \frac{C_a}{F} \cdot \frac{p}{\pi \cdot d_m} \cdot \frac{1}{L_s} \quad (5-2)$$

ここに、 U_j : ボールの転走距離によるボール径の摩耗率 (km^{-1})

p : ボールねじのリード (mm)

d_m : ボール中心円径 (mm)

- (3) 試験を行なってボールねじ予圧トルクの減少量を測るとともに、予圧荷重の減少量、ボール、ねじ軸・ナットの溝面の摩耗の軸方向の全摩耗量を理論計算で推定する。ボール径摩耗量は、平田らの報告⁷⁰⁾ している“ボールねじ全体の軸方向摩耗量とボール径摩耗量の割合について3~8:1で通常は5:1程度”をそのまま適用して全摩耗量の1/5と仮定して、ボールの転走距離当りのボール径の摩耗率 U_j を求める。
- (4) ボールの転走距離当りのボール径の摩耗率 U_j を用いて走行距離とボール径摩耗量を数値解析し、さらにボール径の変化による予圧量、予圧荷重、予圧トルク、ナット剛性、総剛性、縦方向の固有振動数の変化を以下の方法を用いて数値解析する。その結果を表 5-2 に示す。
- (5) ダブルナット間の予圧量 x_{Fa} は、おのおのナット単体に予圧荷重が作用した時の軸方向変位量の和で、一般に同仕様のナットで構成したダブルナットでは式 (5-3) で示すように単体の軸方向変位量の2倍となる。予圧量 x_{Fa} の変化量はボール径摩耗量 ΔD_w の5倍とする。

$$x_{Fa} = 2 \cdot \left[\frac{k}{\sin \alpha \cdot \cos \beta} \left\{ \left(\frac{Q}{g} \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{D_w} \right)^{1/3} \right\} \right] \quad (5-3)$$

ここに、 x_{Fa} : 予圧量 (μm)

α : ボール接触角 (rad)

β : リード角 (rad)

Q : 予圧荷重による法線方向玉荷重 (N)

k : ヘルツの弾性係数を含む内部構造などによる係数、表 5-1 の場合は $k=3.6$

式 (5-4) に示す予圧荷重による法線方向玉荷重 Q と予圧荷重 F_a の関係を、式 (5-3) を代入した式 (5-5) によって、予圧荷重 F_a と予圧量 x_{Fa} の関係は与えられる。

$$Q = \frac{F_a}{Z \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta} \quad (5-4)$$

$$x_{Fa} = 2 \cdot \left[\frac{k}{\sin \alpha \cdot \cos \beta} \left\{ \frac{F_a^2}{(Z \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta)^2 \cdot D_w} \right\}^{1/3} \right] \quad (5-5)$$

- (6) 予圧トルク T と予圧荷重 F_a の関係⁷¹⁾は式 (5-6) で与えられる。

$$T = 0.05 \cdot (\tan \beta)^{-1/2} \cdot \frac{F_a \cdot p}{2\pi} \times 10^{-3} \quad (5-6)$$

ここに、 T : 予圧トルク (N·m)

F_a : 予圧荷重 (N)

(7) ナット剛性 K_n と予圧荷重 F_a の関係⁷²⁾ は式 (5-7) で与えられる.

$$K_n = K_{n0} \cdot \left(\frac{F_a}{F_{a0}} \right)^{1/3} \quad (5-7)$$

ここに, K_{n0} : ボールねじナット剛性の初期値 (N/mm)

F_{a0} : 予圧荷重の初期値 (N)

(8) 送りねじ系の軸方向剛性 (総剛性) K_t

ナット剛性値とねじ軸と支持軸受の軸方向剛性値から, 式 (5-8) を用いて送り系全体の剛性値 K_t を算出する. (式 (2-7) の再掲)

$$\frac{1}{K_t} = \frac{1}{K_s} + \frac{1}{K_n} + \frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_h} \quad (5-8)$$

ここに, K_t : ボールねじ系全体の軸方向剛性 (N/mm)

K_s : ねじ軸の軸方向剛性 (N/mm)

K_n : ナットの軸方向剛性 (N/mm)

K_b : 支持軸受の軸方向剛性 (N/mm)

K_h : ナットおよび軸受の取付部の軸方向剛性, 他の剛性値に対して充分大きい値であることを前提として, ここでは考慮しないこととする.

(9) 縦方向の固有振動数 f_a

送りねじ系の軸方向剛性 K_t とテーブル質量 m_t から, 式 (5-9) を用いて縦方向の固有振動数 f_a を算出する. (式 (2-9) の再掲)

$$f_a = \frac{1}{2\pi} \times \sqrt{K_t \times 10^3 / m_t} \quad (5-9)$$

ここに, f_a : 縦方向の固有振動数 (Hz)

m_t : テーブル質量 (kg)

5.3 検証試験

5.3.1 試験装置と方法

前節の考察を検証するために行なう長期間の精度劣化試験に用いる試験装置の概要を図 5-1 に示す. それに用いるボールねじと支持軸受および転がりガイドの仕様は表 5-1 に示したとおりである.

試験運転の条件を表 5-3 に示す. 最高送り速度を 60 m/min とし, 加減速度を 12 700 mm/s² (1.3G)

とする。ボールねじの潤滑は、最も一般的に使用されているグリース LRL3 を定期的に適量補給して潤滑不良のない条件とする。図 5-2 に示す試験運転速度パターンで長期間の連続運転を行ない、運転後に予圧トルク、摩耗量、剛性の変化を測定する。試験運転の総走行距離は、試験条件によるボールねじのフレーキング寿命計算値 $L_h=345\text{ km}$ の 6 倍の $2\,070\text{ km}$ とする。

試験運転の途中では、走行を適宜止めて、予圧トルクの変化のみを測定する。予圧トルクは 3.3 節の図 3-9 に示したボールねじ専用のトルク試験装置を用いて測定する。ボールねじのナット剛性は運転前と $2\,070\text{ km}$ の運転後に、図 5-3 に示す測定装置を用いて測定する。その測定原理はねじ軸を固定し、引っ張りと圧縮の所定の軸方向荷重を与えて、軸とナットの相対変位を連続的に測定し、荷重との関係を XY レコーダに記録する。

表 5-1 モデルの仕様

ボールねじ	ねじ軸径 (mm)	50
	リード (mm)	30
	ボール回路数 (巻数×列数)	2.5×2
	ボール径 (mm)	7.144
	ボール中心円径 (mm)	51.5
	ねじ軸のボール溝谷径 (mm)	44.1
	予圧形式	ダブルナット間座予圧
	予圧荷重 (N)	2 800
	基本動定格荷重 (N)	80 100
	ねじ軸支持軸受間距離 (mm)	1 040
	ねじ軸両端部の支持方法	固定-固定
両端の 支持軸受	形式	40TAC72DFF
	基本動定格荷重 (N)	51 500
	剛性 (N/μm)	2 450
案内機構	転がりガイドの形式	LA45-Z3 (スライダ 4 個)
テーブル質量 (kg)		2 000
駆動モータ		AC サーボモータ 12Kw

表 5-2 ボールねじの摩耗劣化と諸特性の変化の数値解析値

特性項目		走行距離 (km) [計算寿命値比]						
		0 [0]	34.5 [0.1 <i>L_h</i>]	345 [1.0 <i>L_h</i>]	690 [2.0 <i>L_h</i>]	2 070 [6.0 <i>L_h</i>]	2 760 [8.0 <i>L_h</i>]	3 450 [10.0 <i>L_h</i>]
ボール摩耗 (μm)		0	0.16	0.22	0.29	0.54	0.67	0.80
全摩耗量 (μm)		0	0.8	1.10	1.45	2.70	3.35	4.00
予圧量 <i>x_{Fao}</i> (μm)		11.8	11.0	10.7	10.35	9.10	8.45	7.80
予圧荷重 <i>F_a</i> (N)		2 800	2 520	2 420	2 300	1 890	1 700	1 500
予圧トルク <i>T</i>	(N・cm)	155	140	134	128	105	94	83
	比率	1	0.90	0.86	0.83	0.68	0.61	0.54
ナット 剛性 <i>K_n</i>	(N/μm)	1 370	1 320	1 300	1 280	1 200	1 160	1 115
	比率	1	0.96	0.95	0.94	0.88	0.85	0.81
総剛性 <i>K_t</i>	(N/μm)	572	563	560	556	540	532	522
	比率	1	0.98	0.98	0.97	0.94	0.93	0.91
縦方向の固有振動数 <i>f_a</i> (Hz)		85.2	84.5	84.3	84.0	82.7	82.1	81.4

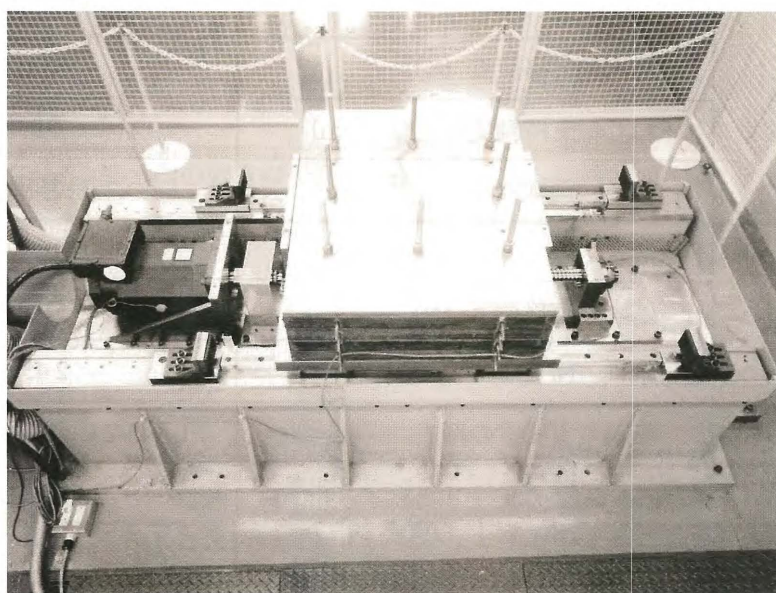


図 5-1 精度劣化試験装置の概要

表 5-3 試験条件

最大送り速度 (m/min)	60
加速度 (mm/s ²)	12 700 (1.3G)
ストローク (mm)	600
最高回転数 (min ⁻¹)	2 000
平均速度 (m/min)	5.09
最大軸方向荷重 (N)	25 680
平均軸方向荷重 (N)	23 660
冷却条件	中空ねじ軸 強制冷却
潤滑剤	グリース LRL3 (基油粘度 37 mm ² /s) を定期的に補給する.

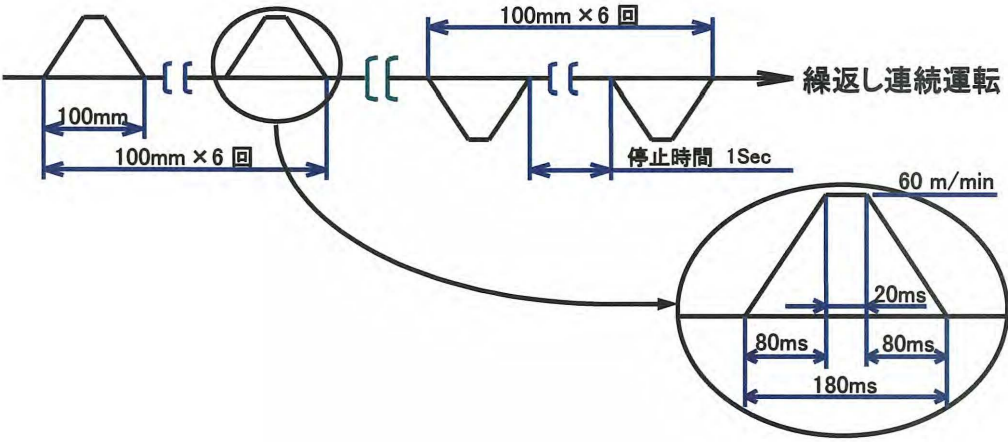


図 5-2 モデル運転の速度パターン

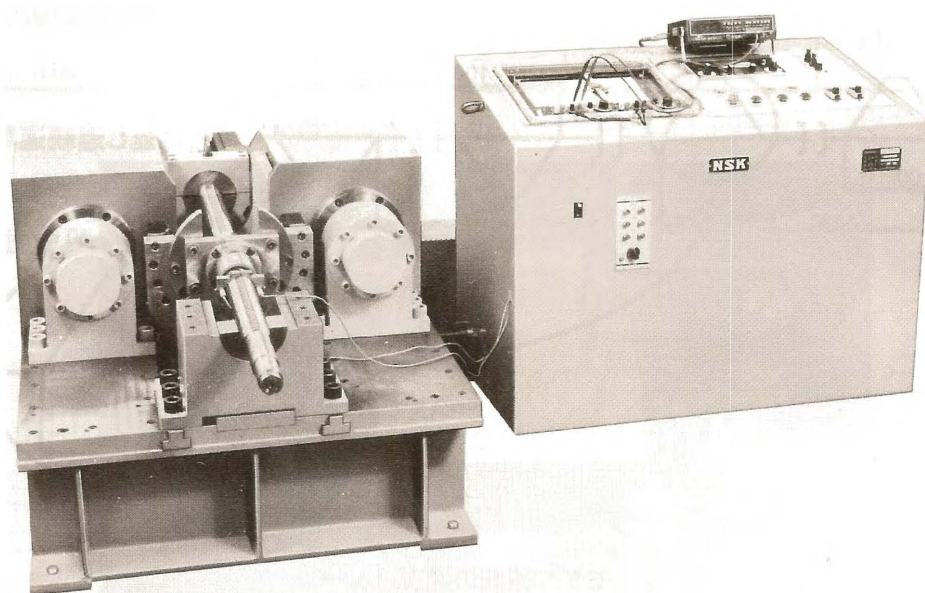
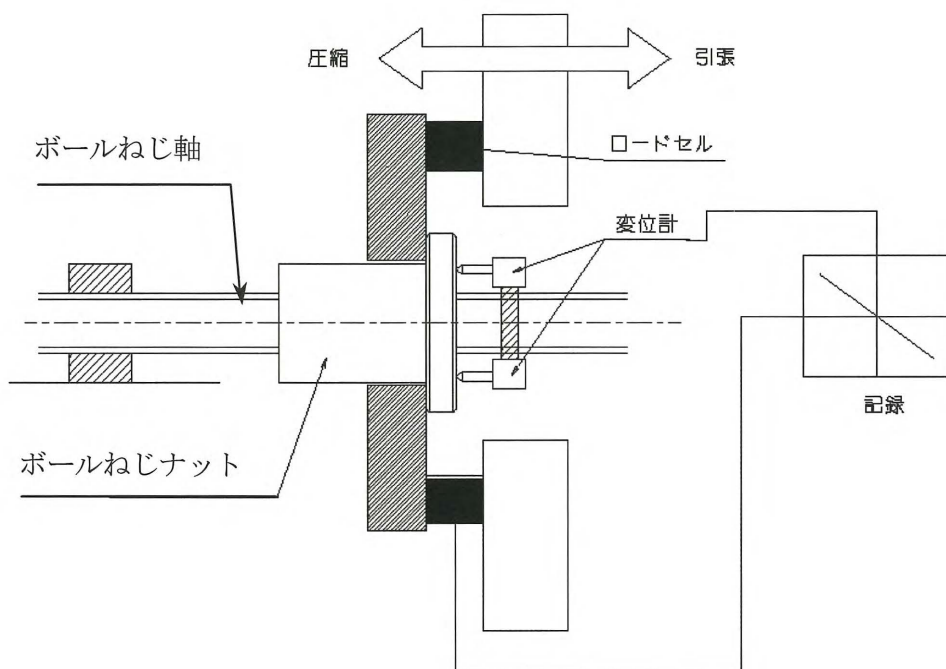


図 5-3 ボールねじの剛性測定装置の概要

5.3.2 試験結果と考察

(1) ボールねじの予圧トルクの変化

ボールねじ専用のトルク測定機を用いて、回転速度 100 min^{-1} の条件で測定した予圧トルク値を図 5-4 にプロットして示し、試験運転前・後の予圧トルクの測定結果を図 5-5 に示す。試験運転前の予圧トルク値は (a) に示す $155 \text{ N}\cdot\text{cm}$ であったのが、 $2\,070 \text{ km}$ の試験運転後には同図 (b) に示すように $105 \text{ N}\cdot\text{cm}$ となり、試験運転後の予圧トルクは試験前予圧トルクの 68% に減少している。

(2) ナット剛性

ボールねじ剛性測定機を用いて、軸方向荷重によるねじ溝とボールとの間の弾性変形量の測定データからナット剛性を評価した結果を表 5-4 に示す。測定値と数値解析値はいずれも 20% 以内の違いであり、よく一致していると言える。試験運転前後のナット剛性の減少は、数値解析では 15% に対して測定値では 19% であり、減少率は測定値の方が若干大きいですが、定性的にはよく一致している。

(3) ボール溝面の摩耗

$2\,070 \text{ km}$ の運転後の、ねじ軸とナットのボール溝面の溝直角断面方向の表面プロファイルを測定し、ボールの非走行部と走行部の差異を摩耗量とする。ねじ軸のボール非走行部と走行部の溝面の表面プロファイルを図 5-6 に示す。これによりボール走行部の摩耗量は $1 \mu\text{m}$ 以下であることがわかる。

(4) ボール直径摩耗量

最小単位 $0.1 \mu\text{m}$ のボール径測定器を用いて、初期に組み込んだボールと同じ寸法の未使用ボールを準備しておいて、 $2\,070 \text{ km}$ の運転後のボールの直径と比較測定する。運転後の測定結果は未使用ボールに対してナット A のボールの直径は $0.2 \mu\text{m}$ 減少し、ナット B のボールの直径は $0.1 \mu\text{m}$ 減少した。

(5) すきま

$2\,070 \text{ km}$ の運転後、予圧間座を外してナット A、ナット B の単体状態でねじ溝とボールとの間のラジアル方向のすきま量を、最小目盛 $1 \mu\text{m}$ のダイヤルゲージを用いて測定した値を表 5-5 に示す。ボール溝とボールの接触角度が 45° であることから、ラジアル方向のすきま量がスラスト方向のすきま量とほぼ等しいとする。ナット A と B の変化量の和が全摩耗量であり、その値は $3 \mu\text{m}$ となった。予圧トルクの減少量から求めた全摩耗量の数値解析値は $2.7 \mu\text{m}$ であり、実測値 $3 \mu\text{m}$ とほぼ一致している。

提案したボールの転走距離によるボールの直径摩耗率 U_j を検証試験のボール摩耗量から求めようとしたが、ボールの摩耗量はごくわずかであるので、定量的に評価する値として適していな

いことがわかった．そこでボールの摩耗量の代わりに，34.5 km ($0.1L_h$) ～2 070 km ($6.0L_h$) の試験運転中にボールねじの予圧トルクが 140 N・cm から 105 N・cm に減少したことから，その間のボールの直径摩耗量は 5.2 節 (3) の関係から $0.38\text{ }\mu\text{m}$ と推定した．この値を用いて式 (5-2) から計算した，解析モデルにおけるボールの転走距離によるボールの直径摩耗率は $U_f=1.64\times 10^{-8}$ となり，非常に小さいことがわかった．

数値解析と検証試験の結果から，ボールねじの摩耗が進行しても予圧トルクが 50% 以上残存している範囲では，送り駆動系の精度劣化への影響は小さいことがわかる．このモデルの数値解析では，計算寿命の 6 倍に相当する 2 070 km の走行後の予圧トルクは 65% 以上残存していて，ボールと軸・ナットの全摩耗量は $3\text{ }\mu\text{m}$ 程度で，ナット剛性は 12% 減少するが，送り系の軸方向剛性，縦方向の固有振動数，ロストモーション量の変化はいずれも 6% 以内とわずかである．

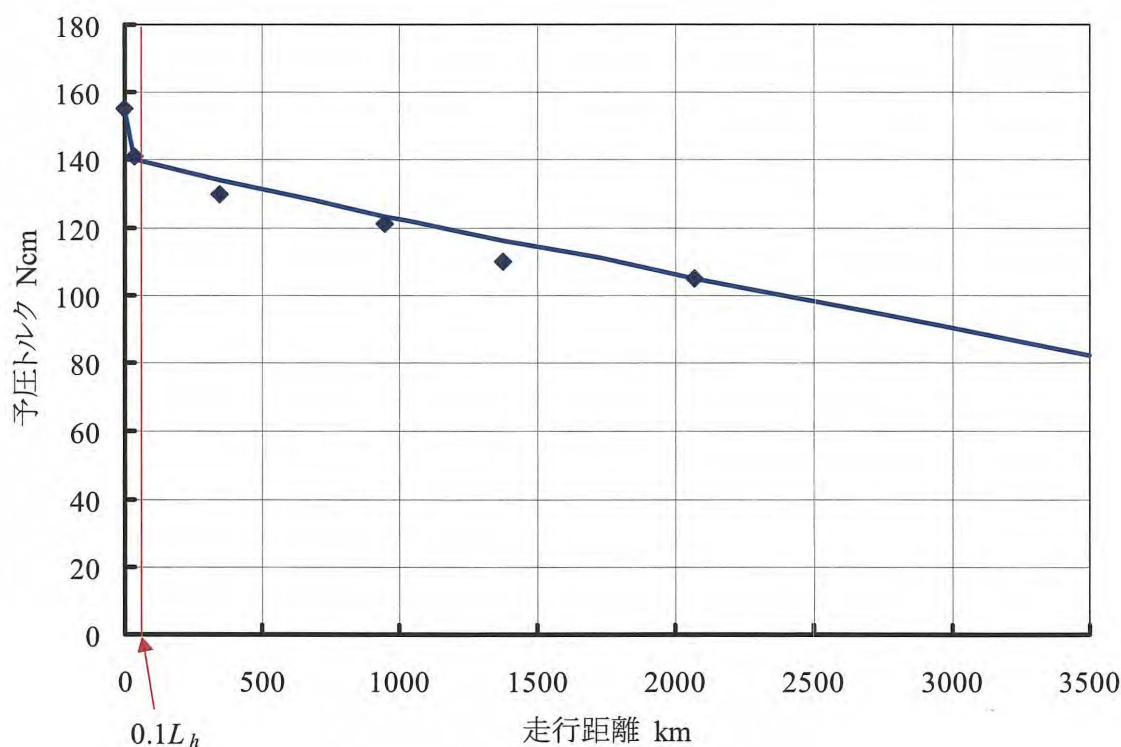


図 5-4 走行に伴うボールねじ予圧トルクの変化

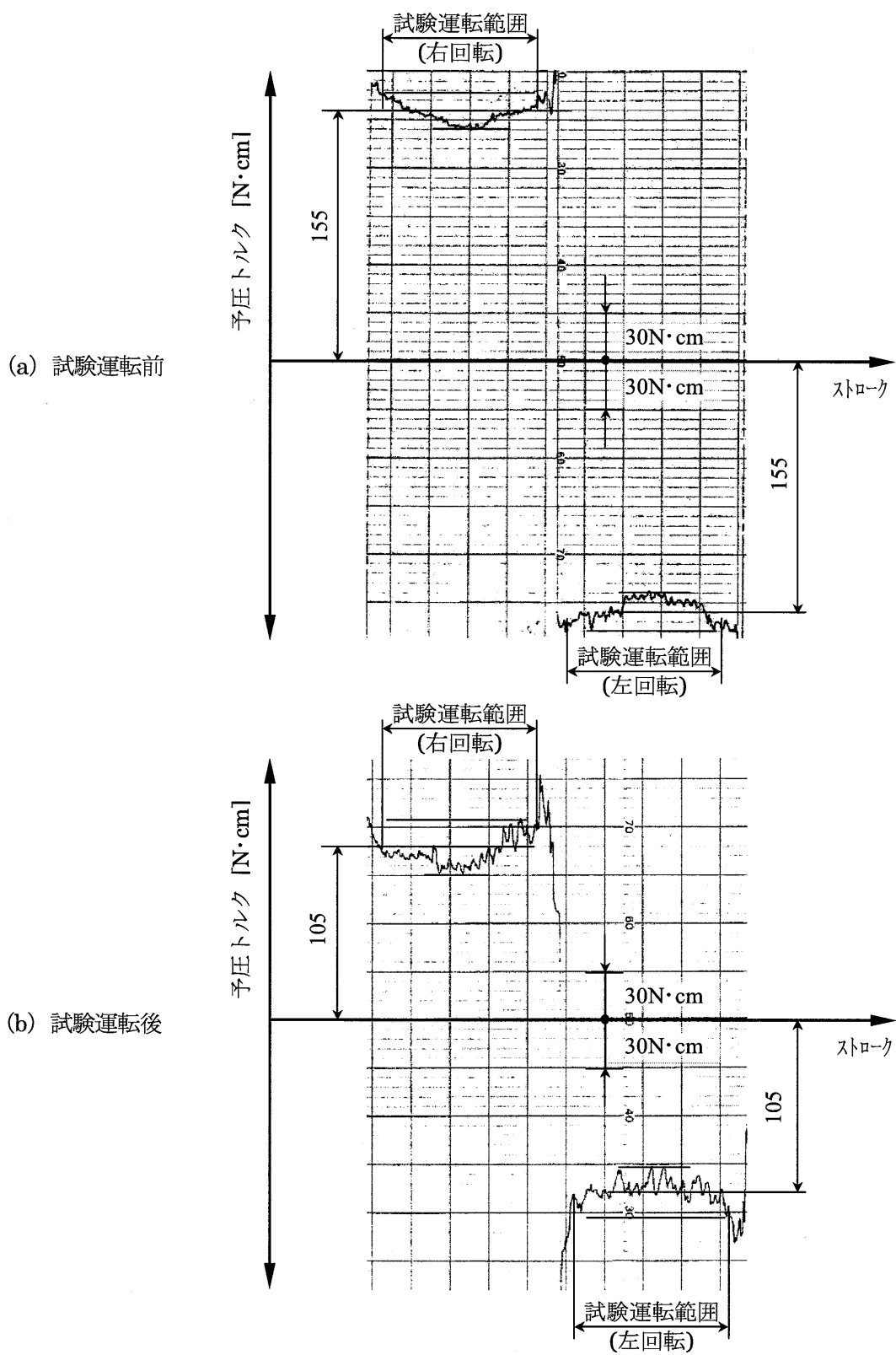


図 5-5 ボールねじの予圧トルクの変化

表 5-4 ナット剛性測定値

	試験運転前	試験運転後
ナット剛性測定値 (N/ μ m) [比]	1 270 [1]	1 030 [0.81]
数値解析値 (N/ μ m) [比]	1 370 [1]	1 200 [0.88]

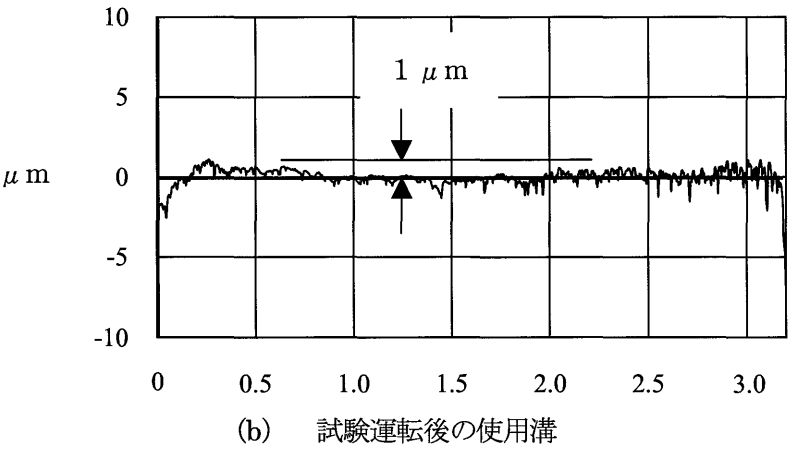
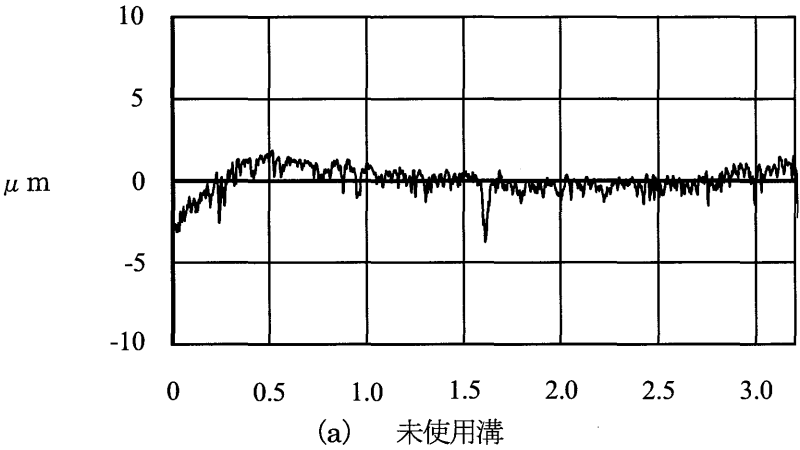


図 5-6 ボール溝面の表面プロファイルの変化

表 5-5 単体ナット状態でのすきまの変化

	試験運転前	試験運転後	変化量	全摩耗量
ナット A (μ m)	11	12	1	3
ナット B (μ m)	10	12	2	

5.4 結論

ボールねじの高速・高加減速化にともない総走行距離が大きくなって、使用時間あたりの精度劣化が増大することに関して、ボールねじの摩耗、予圧トルクの減少、送り系の軸方向剛性への影響などを検討した。本章で得られた主な結論は次の通りである。

- (1) ボールの転走距離によるボールの直径摩耗率 U_f を式 (5-2) として提案し、検証試験によってその妥当性がほぼ確認された。
- (2) 高速かつ高加減速度の送り条件で、計算寿命の 6 倍に相当する長期連続運転を行なった。それによるボールねじの摩耗は、ボール、ねじ軸とナットの溝面の軸方向の全摩耗量で 3 μm 程度と、かなり小さいことがわかった。
- (3) その摩耗によってボールねじの予圧トルクが減少するが、まだ 65% 以上残存していて、ナット剛性は 12% 減少するが、送り系の軸方向剛性、縦方向の固有振動数、ロストモーション量の変化はいずれもわずか 6% 以内と極めて小さいことがわかった。予圧トルクがこの程度残存すれば、摩耗による精度劣化は大きな問題にならないことがわかった。

第6章 高速性能の向上

6.1 緒論

NC 工作機械の代表格であるマシニングセンタの、早送り速度と切削送り速度の変遷を図 6-1 に示す。図 6-1 から、1995 年以降において高速化の進展が特に著しいことがわかる。第 2 章で述べたように、昨今のような高速送りになると、加工能率の向上のためには単なる高速化だけではあまり意味がなく、高加速度化が伴わなければならない。したがって、高速化に伴う大幅な高加工能率化を達成するためには、過渡状態での高加速度化と定常状態での高速化をともに実現させる必要がある。

過渡状態での高加速度化のために必要な要素技術としては、第 2 章の図 2-4 からわかるように、

- 1) サーボモータの最大出力トルクの増大
- 2) モータ軸換算の慣性モーメント低減のための、移動体の軽量化と回転要素の軽イナーシャ化
- 3) 高加速度による慣性力に耐える負荷能力

が必要である。

定常状態での高速化のために必要な要素技術としては、第 2 章の図 2-4 からわかるように、

- 4) ボールねじの大リード化
- 5) ボール循環機構部のリターンチューブの耐久性向上（高速回転に耐えるボールねじの製作）
- 6) 振動・騒音の抑制
- 7) 温度上昇の抑制

が必要である。

そこで本章以下においては、中・大型のボールねじが使われる NC 工作機械の送り駆動機構用に主眼を置いて、高速・高加減速化を実現するボールねじを新たに研究開発することとした。そのため、前述の項目のうち本章においては、5) ボール循環機構部のリターンチューブの耐久性向上（高速回転に耐えるボールねじの開発）について研究することとした。なお、6) 振動・騒音の抑制法については第 7 章で検討し、7) 温度上昇の抑制法については第 8 章で検討する。

ボールねじにおけるボールの運動形態は、ボールが負荷を受ける転動溝については転がり軸受のそれと基本的に同じである。その一方でボールねじにおいては最高回転速度（後述する $d_m \cdot n$ 値）が転がり軸受に比べて一桁以上小さいので、転動溝における特性に対しては数倍程度の高速化は大きな支障にはならない。ボールねじが転がり軸受と大きく異なる点は、ボールの循環構造を持つことである。ボールねじは、理論上無限のストローク運動を行なうことができるように、ボールを循環させる機構を有している。そのために、ボールが負荷を受ける転動溝と、無負荷となる循環路とのつなぎ目において、ボールの急激な経路変更が生じ、ここで大きな負荷変動が発

生している。そのために、使用されるリターンチューブの耐久性向上が高速化への大きな問題点になっている⁷³⁾。

本章の 6.2 節では、従来の高速ボールねじ送り駆動機構で問題になっていたボールのリターンチューブを改良して耐久性を格段に向上させるために有効な方策について検討し、6.3 節では応力解析を行なってその方策を具体的に決めるとともに、その効果を定量的に解析する。6.4 節では新しく開発したリターンチューブの耐久性の試験法について述べ、6.5 節では得られた試験結果について考察している。6.6 節は以上をまとめた本章の結論である。

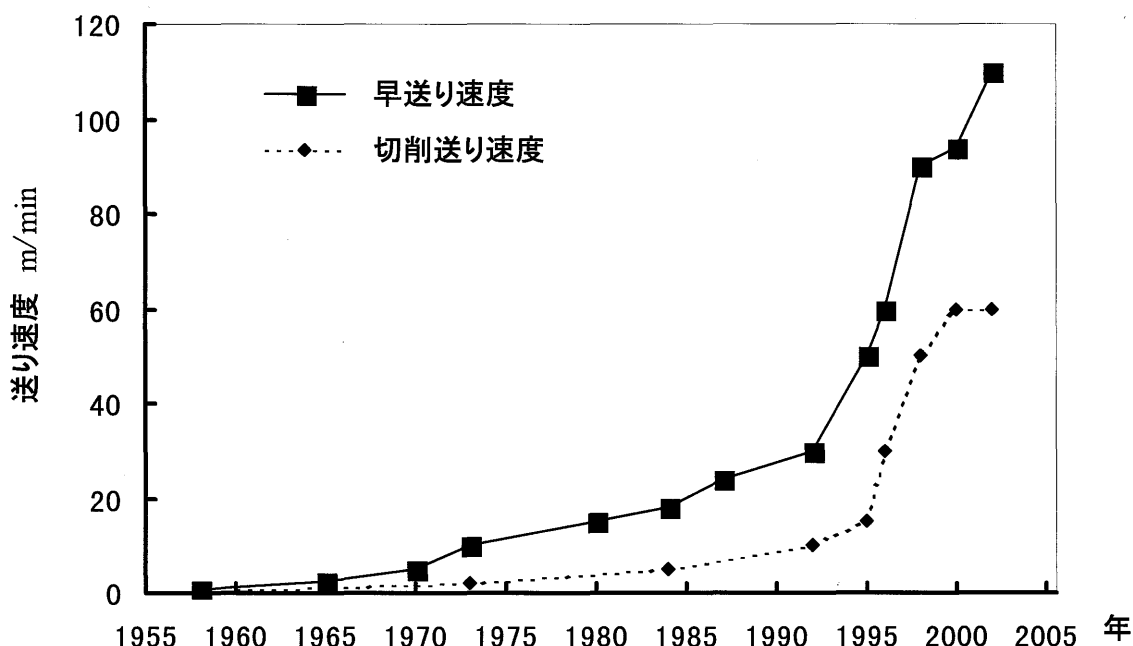


図 6-1 マシニングセンタの早送り速度と切削送り速度の変遷

6.2 リターンチューブの耐久性能の改善法

ボールねじ送り駆動機構として最も普通に使用されているボールチューブ式ボールねじにおいて、リターンチューブは図 6-2 に示すように、ナット内の転動溝の出口④部から排出されたボールを、再びナットの転動溝の入り口③部に導いて、ボールを循環させるために設けられている。その構造と形状から、ボールの急激な経路変更が生じる場所が存在する。すなわち、送り方向に運動していたボールを、④部から③部へ向けて逆方向に移動させねばならない。その急激な運動方向の変化が生じる場所が、④、③部に位置するボールチューブの両先端部であり、その形が人間の舌に似ていることからタング部と呼ばれている（図 6-2 参照）。ボールねじ軸が回転するとボールの循環が生じ、タング部にボールが繰り返し衝突するので、そこに繰り返し衝撃力が作用す

る．ボールねじの送りが高速になって回転速度が高くなると，ボールねじのボール中心円径 d_m (mm) とボールねじの回転速度 n (min^{-1}) の積で表わされる $d_m \cdot n$ 値，すなわちボールの公転速度が大になり，その繰り返し衝撃力もまた大きくなる．さらに，タング部の根元部分は，ねじ軸外径部との接触を防ぐためにくびれた形状になっており，そこに応力が集中することによって損傷が生じる可能性があり，今まではこれによってボールねじの最高回転速度が制限されてきた⁷⁴⁾．従来のボールチューブのタング部形状は，ボールねじを組み立てたとき，ねじ軸の形状に三次元的にほぼフィットして，ねじ軸と接触しないように，その間にわずかなすきまを持たせるように設計されていた．そのため，タング部の根元部分◎はくびれた形状になっており，そこには曲率がかかなり大きい部分が存在して，応力が集中しやすい形状になっている（図 6-5 (a) 参照）．このタング部が疲労破壊により折損した一例を写真 6-1 に示す．なお，写真 6-1 は他の図とは上下逆の姿勢になっている．

タング部を強化する方法として，タングの先端部近傍については，転動溝と循環路との間のボールの運動の滑らかさを確保するために従来通りとすべきであるが，タング部の根元部分については，ねじ軸との間により大きめのすきまが許容されるので，根元部分を大きめの円弧形状にして，応力集中を緩和する方法が考えられる（図 6-5 (b) 参照）．また，ボールチューブの材質や厚さ寸法を変更して，その強度を向上させる方法も考えられる．

そこで，表 6-1 に示す仕様のボールねじを対象として，これらの方策を検討して，その有効性を検証することとした．すなわち，タング部についての応力解析を行なうことによって改良型リターンチューブの仕様を具体的に検討し，従来型のリターンチューブの応力解析結果との比較から，これらの方策の効果を定量的に予測する．そして，改良型リターンチューブを試作し，高速耐久試験を行なって，従来型リターンチューブと性能を比較することとした．

表6-1 検証試験に用いたボールねじの仕様

ねじ軸径 (mm)	55
リード (mm)	10
ボール径 (mm)	6.35
リード角 (°)	3.3
ボール中心円径 (mm)	56
ボール回路数 (巻数×列数)	2.5×2

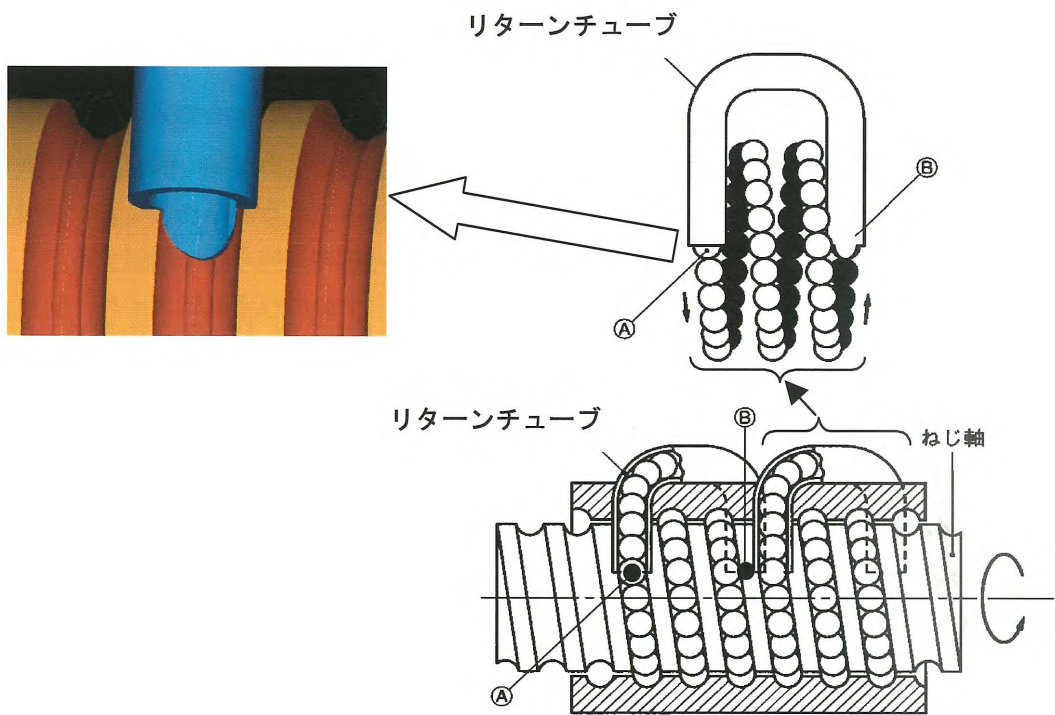


図 6-2 リターンチューブ式ボールねじの構造

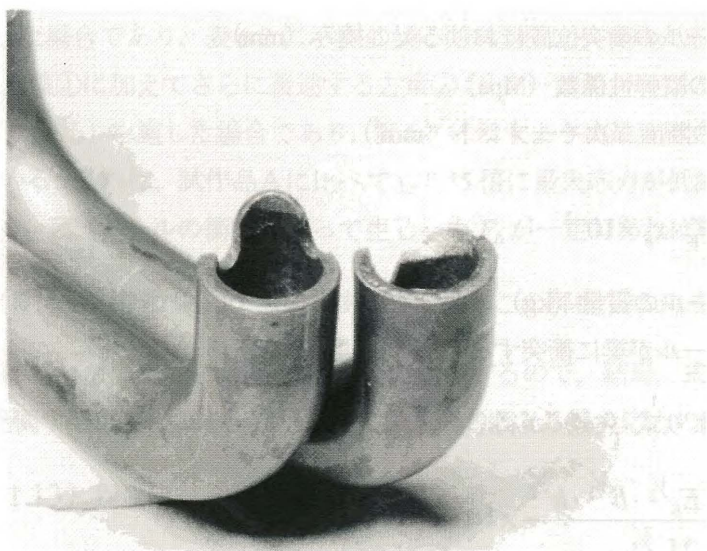


写真 6-1 リターンチューブの損傷例

6.3 応力解析

6.3.1 応力集中を考慮しない場合の応力解析

先ず、ここでは応力集中は無視して、ボールの衝突に伴う衝撃力によって発生するタング根元部分の応力を解析する。なお、解析にあたって以下の仮定を置くこととし、後の FEM 解析や検証試験の結果によって仮定の妥当性について考察を行なうこととする。

仮定 1. リターンチューブのタング部を、断面が一様な長方形の片持ち梁に近似する。

仮定 2. ボールが梁に衝突する方向の運動エネルギーが、すべて梁のひずみエネルギーに変換されるものとする。

この仮定を用いると、以下の式 (6-1)、(6-2)、(6-3) が成り立つ。

$$\sigma_b = \frac{M_b}{Z_b} \times 10^3 = \frac{6F_b \cdot L_b}{b \cdot h^2} \quad (6-1)$$

ここに、 σ_b ： 梁の固定端に加わるモーメントによって生じる最大応力 (Mpa)

M_b ： 梁の固定端に加わるモーメント (N・m)

Z_b ： 梁の断面係数 (mm³)

F_b ： ボールの衝突によって梁に作用する力 (N)

L_b ： 固定端からボールの衝突位置までの梁の長さ (mm)

b ： 梁の断面の幅 (mm)

h ： 梁の断面の高さ (厚さ) (mm)

$$x_b = \frac{F_b \cdot L_b^3}{3E_b \cdot I_b} = \frac{4F_b \cdot L_b^3}{E_b \cdot b \cdot h^3} \quad (6-2)$$

ここに、 x_b ： ボールの衝突位置における梁の撓み (mm)

E_b ： 梁の縦弾性係数 (Mpa)

I_b ： 梁の断面二次モーメント (mm⁴)

$$\frac{1}{2}m \cdot v^2 = \frac{1}{2}F_b \cdot x_b \times 10^{-3} \quad (6-3)$$

ここに、 m ： ボールの質量 (kg)

v ： ボールが梁に衝突する方向の速度 (m/s)

式 (6-2)、(6-3) より式 (6-4) が得られ、式 (6-1)、(6-4) より式 (6-5) が得られる。

$$F_b = \frac{m^{1/2} \cdot v \cdot E_b^{1/2} \cdot b^{1/2} \cdot h^{3/2}}{2L_b^{3/2}} \times 10^{3/2} \quad (6-4)$$

$$\sigma = \frac{3E_b^{1/2} \cdot m^{1/2} \cdot v}{b^{1/2} \cdot h^{1/2} \cdot L_b^{1/2}} \times 10^{3/2} \quad (6-5)$$

式 (6-5) から、梁の固定端に加わる最大応力 σ は速度 v に比例し、また、ボールの質量 m の $1/2$ 乗、すなわちボール径の $3/2$ 乗に比例して、タング部の厚さ h 、幅 b 、長さ L_b のそれぞれの $1/2$ 乗に反比例する。したがって、ボール径が変化しても、タング部の各寸法がそれに比例して変化すれば、応力は変化しないことがわかる。

6.3.2 応力集中を考慮した FEM 解析

次に、タングの先端部分に力が作用したときの、根元部分に生じる応力集中の程度を調べるために FEM 解析を行なう。解析に用いたボールねじの仕様は 6.3.1 で用いたものと同じ表 6-1 に示すものとし、FEM 解析に用いるモデルの一例を図 6-3 に示す。

最初に、タングの根元部分の隅部の半径の大きさによって、生じる最大応力がどのように変わるかを解析した結果を図 6-4 に示す。図 6-4 の横軸は隅部の半径の大きさであり、縦軸は、タング先端部に所定の荷重 10N を加えたときに生じる最大応力を示したものである。

図 6-4 から、隅部の半径が大きくなるにしたがって最大応力が小さくなっていくが、隅部の半径がある程度以上大きくなると一定値に近づき、最大応力の変化が小さくなることがわかる。この結果に、タング部の根元部分とねじ軸との間のすきまの許容値について検討した結果を加味して、本仕様の強化型ボールねじについては隅部の半径を 1mm にすることとした。

次に、従来のタング部形状と強化型のタング部形状との応力を解析した結果を比較して図 6-5 に示す。また、それらを定量的に比較したものを表 6-2 に示す。図 6-5 (a) は従来型についての解析結果であり、この場合の最大応力を基準に採って 1 とする。

図 6-5 (b) は試作品 A、すなわち後述する方策①（根元部分を円弧形状とし、その半径を 1mm にする）のみを施した場合であり、表 6-2 に示すように従来型に比べて最大応力が 0.53 倍に低減した。試作品 B は、方策①に加えてさらに後述する方策②（リターンチューブの厚さ寸法を 1.4mm から 1.8 mm へ大きくする）を施した場合であり、表 6-2 に示すように最大応力は従来型に比べると 0.34 倍となっている。これは、試作品 A に比べても 0.65 倍に最大応力が低減しており、この結果は式 (6-1) によく合致（ボールの衝突によって生じる力 F_b が一定であれば応力 σ は厚さ h の 2

乗に反比例）する $((1.4/1.8)^2 \doteq 0.60)$ のものである。ただしこの解析では F_b を一定としており、

実際には式 (6-4) に示したように F_b も h に伴って変化するので、結局、式 (6-5) のように σ は h の $1/2$ 乗に反比例することになる。したがって、方策②による最大応力の低減化効果は、1.13

倍 $((1.8/1.4)^{0.5} \doteq 1.13)$ 程度になると予測される。

式 (6-5) より最大応力とボールの速度とは正比例の関係にあるので、試作品 A、B は、従来型に比べて、後述する方策③（ボールチューブの材料の変更）を考慮に入れなくても、ボールねじ

の回転速度をそれぞれ1.65倍、1.87倍に大きくできることが予測される。

なお、試作品を2種開発する目的は、方策①と②のそれぞれの効果を個別に評価することによってその信頼性を向上させることと、実用面ではボールねじの仕様やコストとの兼ね合いで仕様を選択できるようにするためである。

以上の検討内容に基づいて、さらにボールチューブを強化するための材料の変更も加えて、下記3点の方策を採ることとした。

- ① タング部の根元部分を円弧形状とし、その曲率半径を従来の約0.3 mmから1 mmへ大きくする。
- ② リターンチューブの厚さ寸法を従来の1.4 mmから1.8 mmへ大きくする。
- ③ リターンチューブの材料を従来のステンレス鋼（引張り強さ $\geq 520 \text{ N/mm}^2$ ）から析出硬化系ステンレス鋼の硬化処理材（引張り強さ $\geq 1100 \text{ N/mm}^2$ ）へ変更する。

試作品A、Bは従来型に比べて、解析結果から算出したように、方策③を採用しなくても、ボールねじの回転速度をそれぞれ1.65倍、1.87倍に大きくできることが予測される。なお、方策③によるボールねじの高速化への効果については、これを理論的に予測することは困難なので、(× α)として検証試験でこれを評価することとする。

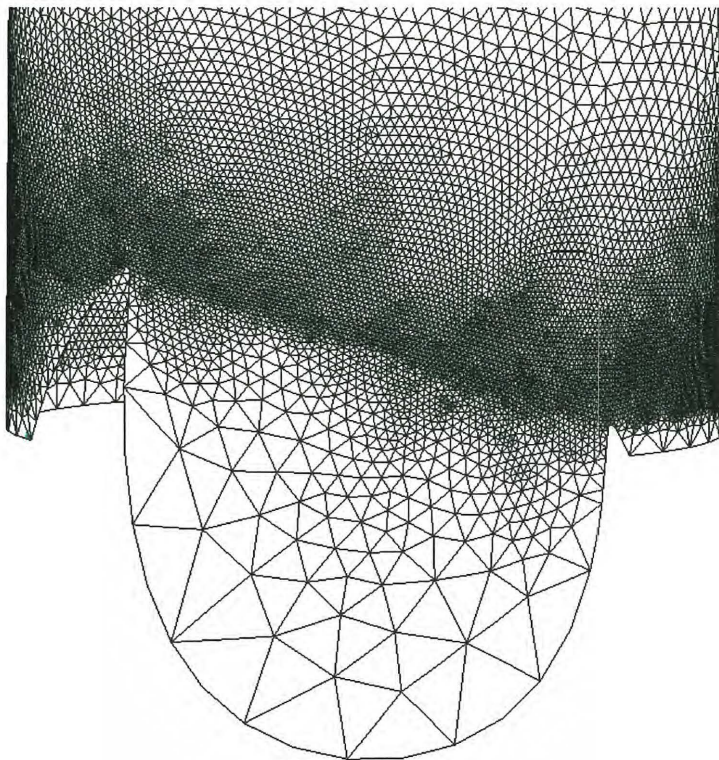


図 6-3 リターンチューブタング部のFEM解析に用いる分割モデルの一例

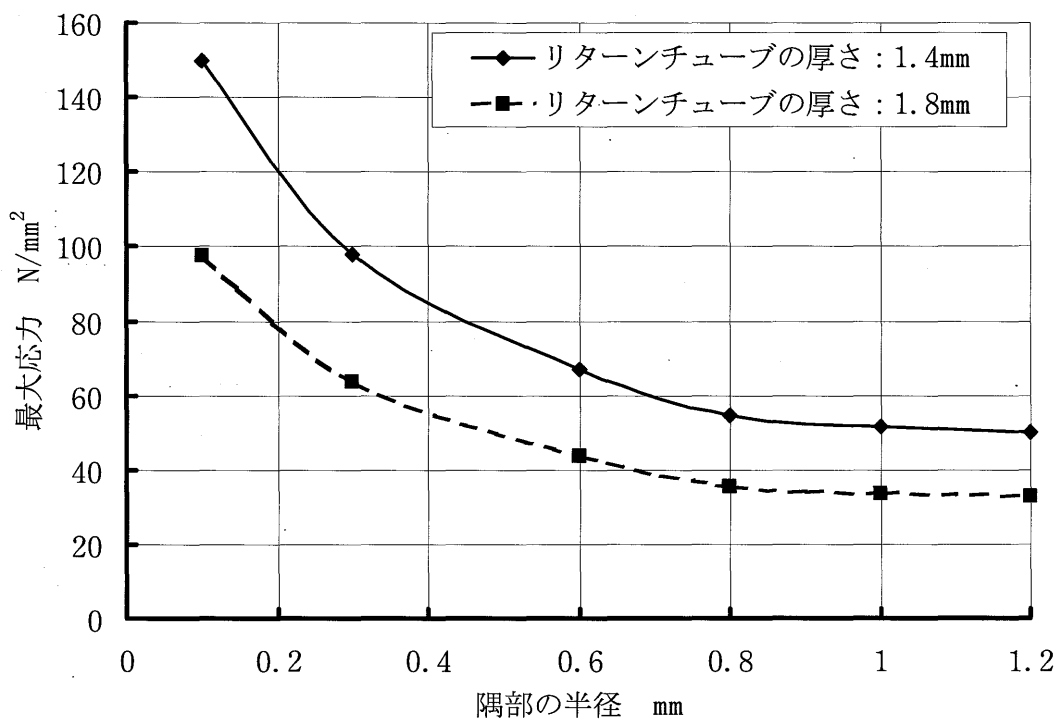
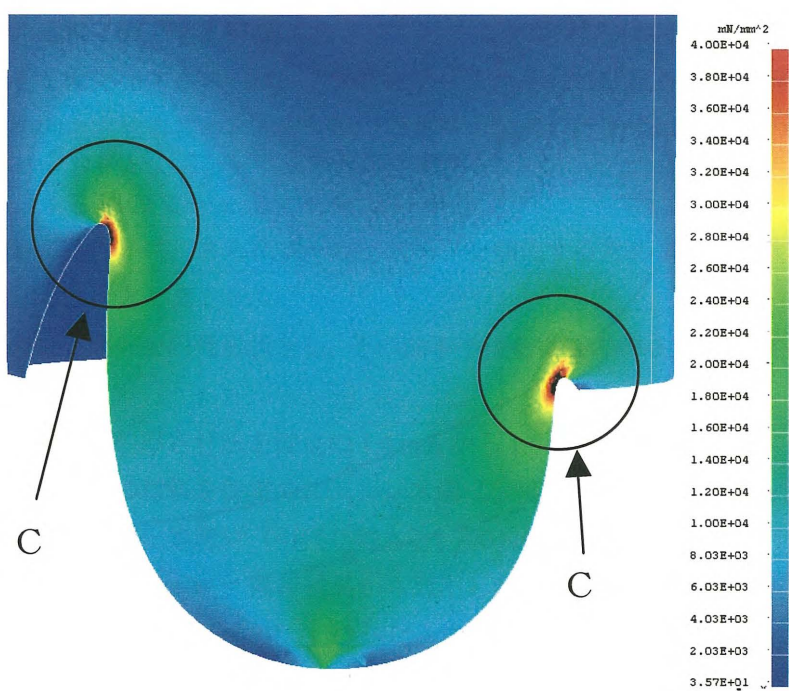


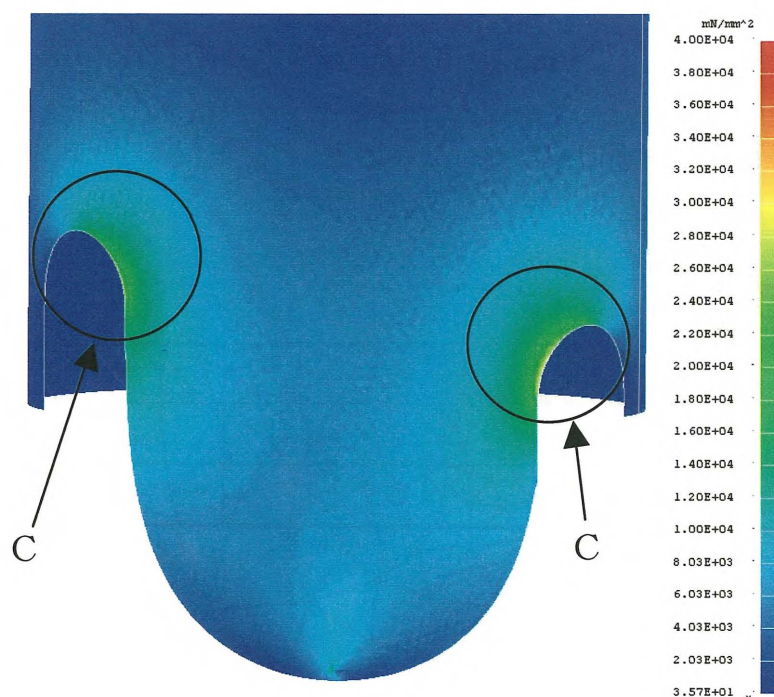
図 6-4 タング根元部分の円弧半径と最大応力の関係

表 6-2 リターンチューブに生じる最大応力

	最大応力 (N/mm ²)	従来品比
従来品	97.8	1
試作品 A	51.5	0.53
試作品 B	33.5	0.34



(a) 従来型タング形状の場合



(b) 試作品 A のタング形状の場合

図 6-5 タング形状を変えた場合の FEM 解析結果

6.4 検証試験の装置と方法

検証試験に用いるボールねじは表 6-1 にその仕様を示したものと同一のものとし、試験に用いる装置の概要を図 6-6 に示す。

先ず予備試験として、回転速度 $540 \sim 2\,040 \text{ min}^{-1}$ でボールねじを駆動し、タング部にボールが衝突する際に、タング部に加わる衝撃力をひずみゲージを用いて測定した。その結果を図 6-7 に示す。このようにして求めたボールねじの回転速度と衝撃力との関係を図 6-8 に示す。図 6-7 から、リターンチューブの出入り口のうち、ボールがリターンチューブへ入る側では、ボールが通過する規則的な周期で衝撃力が検出されているのに対して、ボールがリターンチューブから出る側では発生する力が非常に小さいことがわかる。また図 6-8 から、タング部に加わる衝撃力はボールねじの回転速度に比例していることがわかった。これは、式 (6-4) における F_b と v との関係と一致し、先に述べた FEM 解析結果ともあわせて、6.3.1 に示した解析の前提とした仮定が妥当であったことが確認された。

次に、上で述べた方策の有効性を高速耐久試験によって検証する。

6.3.2 の FEM 解析の結果などから、従来の高速駆動用ボールねじはリターンチューブのタング部根元部分の形状と材質に改善すべき点があることがわかったので、表 6-3 に示すような改良を施したリターンチューブを試作した。試作品 A は、上記方策の①と③とを施したもので、すなわちタング部の根元部分の形状を変更するとともに、リターンチューブの材質を変更したものであり、試作品 B は、それらにさらに方策②、すなわちリターンチューブの厚さ寸法の変更を加えたものである。これらの改良型リターンチューブが実際にどの程度の高速運転に耐えられるかの試験を行なう。試験走行中、ナット外周部の温度と振動および駆動トルクを常に測定し、それらの急激な変化あるいは運転の停止などによって異常の有無を検出する。

耐久走行の到達目標は、ボールがタング部に衝突する回数、すなわちボールがリターンチューブへ入る回数によって定め、これを 5×10^8 回とした。これは、S-N 曲線の考え方⁷⁵⁾をベースとしながらも、S-N 曲線の考え方では鋼材の場合の応力繰返し数は 1×10^7 以下でよいが、図 6-7 に示したように衝撃力にばらつきがあることや従来の高速耐久試験の結果などから安全係数を考慮して設定したものである。

供試リターンチューブ仕様の
ボールねじ

駆動モータ

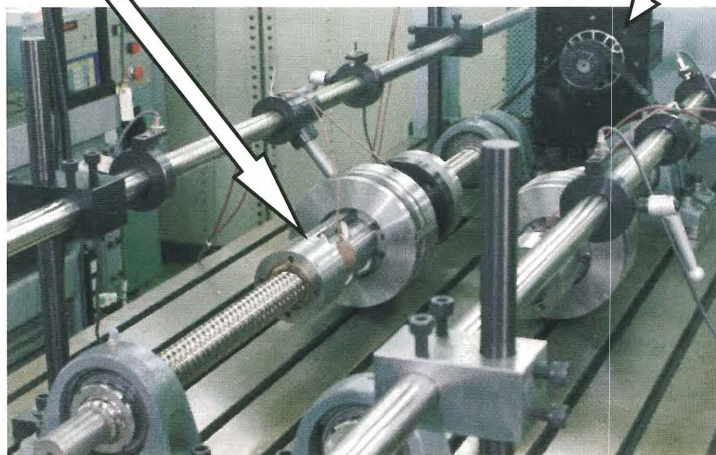


図 6-6 リターンチューブ試験装置の概要

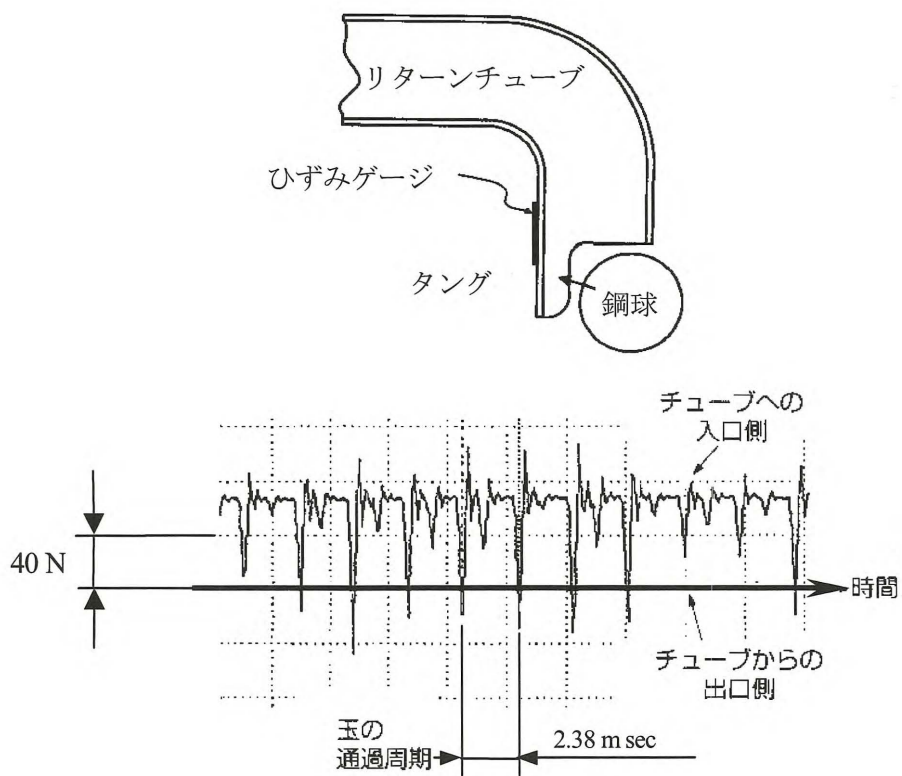


図 6-7 リターンチューブのタング部に作用する衝撃力
(ボールねじ軸径 55 mm, リード 10 mm, ボール径 6.35 mm)

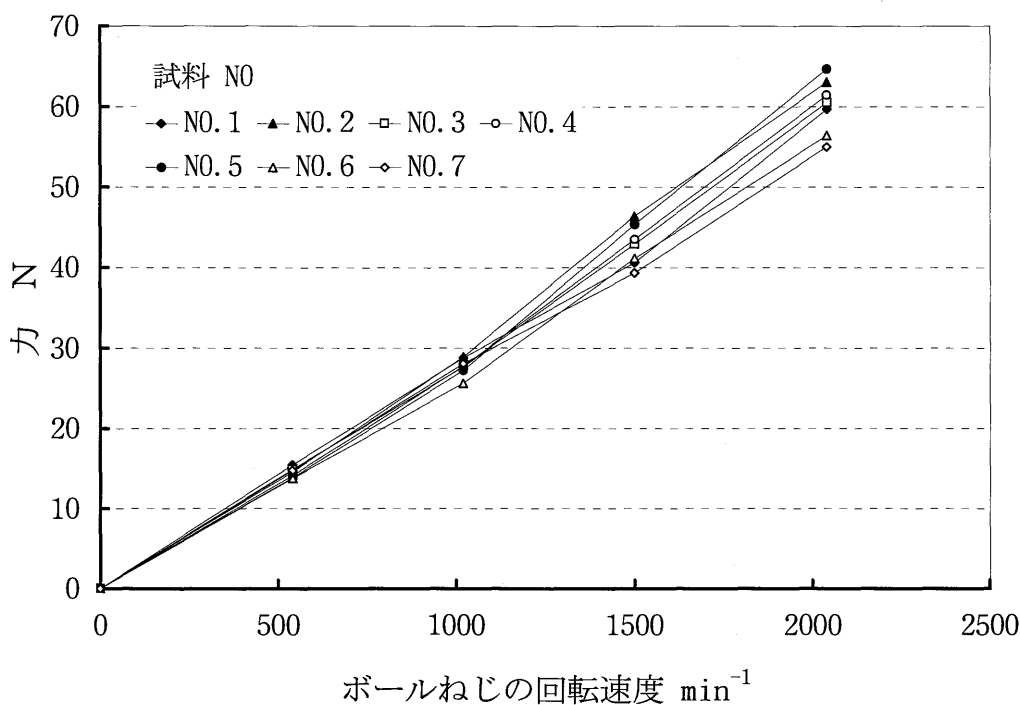


図 6-8 ボールねじの回転速度と衝撃力の関係
(ボールねじ軸径 55 mm, リード 10 mm, ボール径 6.35 mm)

6.5 試験結果と考察

改良型リターンチューブの高速耐久性試験を前節の条件下で行った結果を図 6-9 (試作品 A), 図 6-10 (試作品 B) に示し, これより読み取った耐久限度の試験結果を表 6-3 中の右欄に示す. この結果より, 従来型のリターンチューブは $d_m \cdot n$ 値 8 万が試験による耐久限度であったが, 試作品 A は $d_m \cdot n$ 値 16.5 万 (従来型の 2.1 倍) が耐久限度となり, 試作品 B は $d_m \cdot n$ 値 19 万 (従来型の 2.4 倍) が耐久限度であることがわかった. この高速回転性能の向上は, FEM 解析結果などから予測した効果が 1.65 ($\times \alpha$) 倍 (試作品 A) および 1.87 ($\times \alpha$) 倍 (試作品 B) であったことから, ($\times \alpha$) すなわち方策③リターンチューブの材料の変更による効果は 1.3 倍程度であることがわかった.

これは, たとえばボールねじの軸径が 40 mm, リードが 30 mm の時には, 最高送り速度がそれぞれ 120 m/min, 139 m/min に相当することになる. これによって, 従来のボールねじ送り駆動機構の最高送り速度の限界とされていた 50 m/min に対して, 大幅な高速化が可能である.

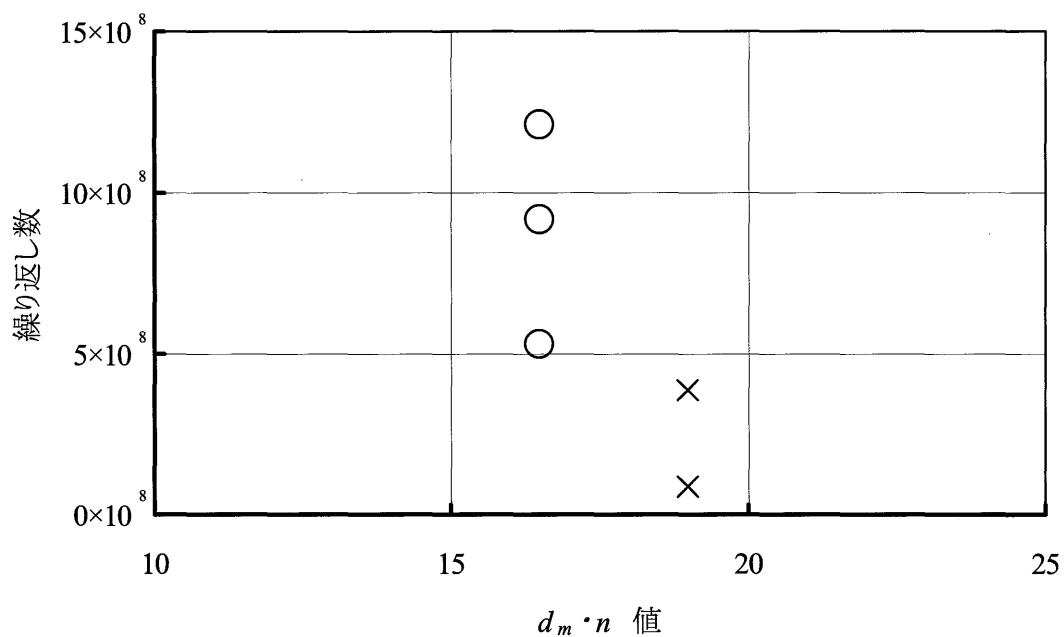


図 6-9 リターンチューブ試作品 A の耐久試験結果
(○ : タング部に異常なし × : タング部に亀裂または折損を確認)

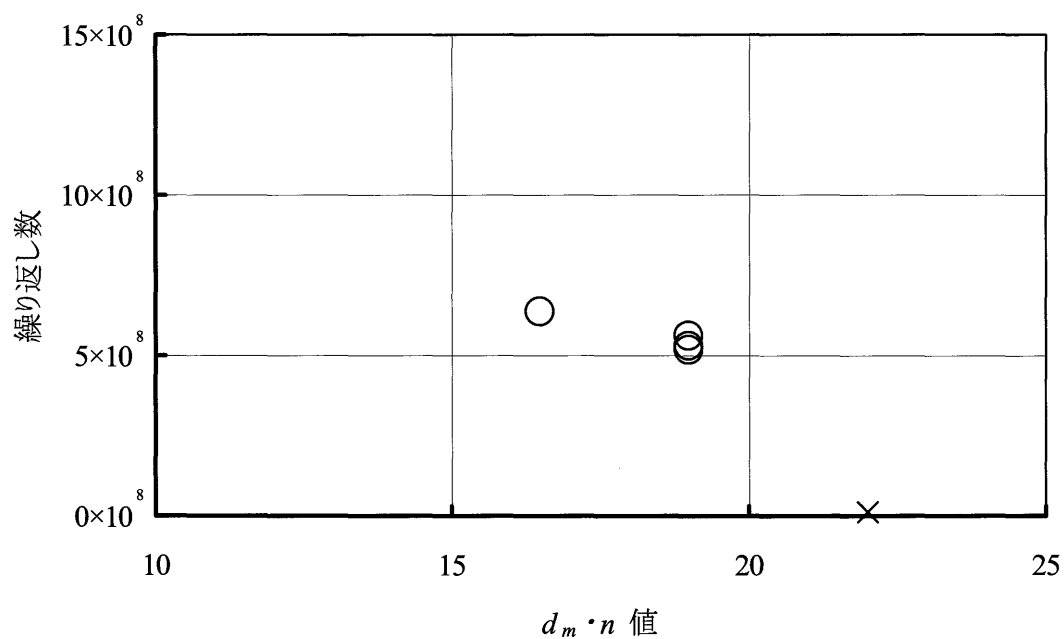


図 6-10 リターンチューブ試作品 B の耐久試験結果
(○ : タング部に異常なし × : タング部に亀裂または折損を確認)

表 6-3 各種リターンチューブの試験結果

	方策内容	耐久限度 $d_m \cdot n$ 値 (比)
従来品	—	80 000 (1)
試作品 A	① タング部根元部の円弧の曲率半径を従来の約0.3mmから1 mm に大きくする. ③ 材料を従来のステンレス鋼(引張り強さ $\geq 520 \text{ N/mm}^2$)から析出硬化系ステンレス鋼の硬化処理材(引張り強さ $\geq 1100 \text{ N/mm}^2$)に変更する.	165 000 (2.1)
試作品 B	① タング部根元部の円弧の曲率半径を従来の約0.3mmから1 mm に大きくする. ② 厚さ寸法を従来の1.4 mm から1.8 mm に大きくする. ③ 材料を従来のステンレス鋼(引張り強さ $\geq 520 \text{ N/mm}^2$)から析出硬化系ステンレス鋼の硬化処理材(引張り強さ $\geq 1100 \text{ N/mm}^2$)に変更する.	190 000 (2.4)

6.6 結論

本章では、ボールねじ送り駆動機構の最高送り速度を上げるための問題点について検討し、リターンチューブのタング部の改良を応力解析によって検討し、耐久試験によってその効果を確かめた。本章で得られた主な結論は次の通りである。

- (1) ボールねじの最高回転速度の限界を決めているのは、リターンチューブのタング部根元部分の疲労強度である。
- (2) 従来型のリターンチューブの最高回転速度の限界が $d_m \cdot n$ 値 8 万であったものを、タング部の根元部分の形状を変更するとともに、リターンチューブの材質を変更することによって、限界を $d_m \cdot n$ 値 16.5 万に向上できる。
- (3) さらに、リターンチューブの厚さ寸法の変更を加えることにより、最高回転速度の限界を $d_m \cdot n$ 値 19 万にと向上できる。
- (4) (2)、(3) はボールねじの軸径 40 mm、リード 30 mm の場合には、それぞれ最高送り速度 120 m/min、139 m/min に相当し、従来の 50m/min に比べて大幅な高速送りが可能となった。

第7章 振動・騒音特性の改善

7.1 緒論

6.1 節で検討したように、ボールねじ送り駆動機構の高速化のためには、解決せねばならない問題が多数ある。その重要なものの1つが振動・騒音特性の改善である。

第2章の検討結果からわかるように、ボールねじ駆動系の騒音には、サーボモータ、カップリング、ねじ軸を支持する軸受、ボールねじおよびテーブル案内の作動音が混在しているが、特に高速送りの場合にはボールねじの走行音が最大の原因であることが多い⁷⁶⁾。ボールねじの騒音は、後述するように $d_m \cdot n$ 値とともに、またボール径が大になるとともに、大きくなるので、使用環境への負荷の増大をもたらさないためにも、ぜひとも改善せねばならない特性である。また、騒音は遮断することによってある程度は小さくすることができるが、これでは根本的な解決にはならない。騒音を遮断しても振動力が減少していなければ、結局その振動によって機械系が励振され、機械の固有値成分の特徴をもった音、振動が現われることが多い。第1章でも述べたように、振動は音の要因になるばかりではなく、高精度化を損なう要因ともなるので、極力これを抑制しなければならない。

振動・騒音のもう一つの問題として、ボールねじの危険速度がある。ボールねじは細長いねじ軸の両端を支持して使用されるので、曲げ剛性が低く、危険な曲げ振動を生じやすい。この曲げの固有振動数と一致する回転速度がボールねじの危険速度と呼ばれている⁷⁷⁾。危険速度において共振が生じると、ねじ軸が大きく振動して、溝面に損傷を与えたり、機械全体の振動・騒音を誘発したりするなど、送りの高速化への大きな障害になっている。特に大ストロークのボールねじにおいて、高速化が作業の高能率化に有効であることが認識され、普及するにおよび、長いねじ軸が原因して危険速度が低下し、第6章で検討した $d_m \cdot n$ 値よりもこの危険速度によって高速限界が決まる場合も多くなってきた。

そこで本章では、以上に挙げたボールねじ送り駆動機構の振動・騒音特性の改善法および危険速度への対処法について研究することとした。本章の7.2 節では、何が振動・騒音性能を支配しているのかについて考察した後、それらの改善法について検討し、7.3 節ではそれらの改善法の検証試験を行うための装置と方法について述べ、7.4 節では検証試験を行ない、そこで得られた結果について考察している。7.5 節は以上をまとめた本章の結論である。

7.2 振動・騒音特性とその改善法

7.2.1 振動・騒音特性

ボールねじから発生する騒音の主なものとして、ボールが負荷を受ける転動溝を転がって生じるボール走行音と、ボールが循環路の出入り口や内部で他の部品やボールと衝突して生じるボール循環音の二つがある。ボールねじの大きさ別では、一般に中型・大型のボールねじでは、ボール循環音の方が大きく、逆に小型のボールねじでは、ボール走行音の方が大きい。工作機械用のボールねじは中型・大型のボールねじが多いので、これらの騒音は主にボール循環音であるといえる。

梶田ら⁷⁸⁾は長年にわたって蓄積した測定データから、ボールねじから発生する騒音の大きさの評価基準として式(7-1)を用いることを提案している。ここで、騒音の測定位置はナットストローク中央のねじ軸中心から400 mm離れた点としている(図7-4参照)。

$$dB = 25.2 \times \left\{ \log_{10} (D_w \cdot d_m \cdot n \times 10^{-5}) \right\} + 63.9 \quad (7-1)$$

ここに、 dB : 騒音レベル (dB)

D_w : ボール径 (mm)

d_m : ボール中心円直径 (mm)

n : 回転速度 (min^{-1})

この式(7-1)から、ボールねじの振動・騒音特性の改善法として、以下の方法が有効と考えられる。

- ① 式(7-1)から、ボールねじのリードを大きくして回転速度 n を減少させる。これによって、第2章の図2-4からわかるように、騒音を抑えながら最高送り速度を大きくできるが、リードを大とした影響で送り系のサーボ剛性の低下を招いて、運動誤差、加工誤差が増大するという別の問題が生じる。
- ② 式(7-1)から、ボール径 D_w を小さくする。あるいは、ボール径を小さくする代わりに、ボールの材料を鋼からセラミックに変えて軽量化する。鋼ボールとセラミックボールの物性を比較して表7-1に示す。この変更は、ボール走行音、ボール循環音の両者の低減に有効であると考えられる。ただし、ボール径 D_w を小さくすると、それによってボールねじの負荷容量が低下するという問題があり、セラミックボールは高価であるという問題がある。
- ③ ボールねじから発生する騒音を制振鋼板のナットカバーなどで防音する。ただし、7.1節で述べたように、騒音を遮断するだけでは根本的な解決にはならない。
- ④ ボール走行音の低減を目的として、ボールの転動溝に超仕上げ⁷⁹⁾を施すことによって、転がり方向の面粗さを小さくする。ただし、この方法は、工作機械用の中型・大型のボールねじへの効果は小さい一方で、コストアップとなる問題がある。
- ⑤ ボール循環音の低減を目的として、ボールとボールの間に写真7-1に示すような樹脂製の

ボール保持ピースを挿入して、ボール相互間の衝突をなくすことによって、発生する振動エネルギーを減小させる。ただし、保持ピースの挿入によって考えられる、負荷容量の低下やボールの滑らかな循環機能の低下などの問題点を克服しなければならない。

- ⑥ ボール循環音の低減を目的として、リターンチューブ方式に代わる新しい循環構造を開発し、ボールが循環路の出入り口や内部で他の部品と衝突する際に発生する振動のエネルギーを低減する。ただし、目的にかなう優れた循環構造を開発する必要がある。

本章では、これらの方法のうち、NC 工作機械などに用いられる中・大型のボールねじへの対処法に主眼を置いて、① 大リード化、② 小径あるいは軽量ボールの適用、⑤ ボール保持ピースの挿入、および⑥ 新しいボール循環構造の開発、を取り上げて、それらの有効性を実際に確かめることとした。



写真 7-1 ボール保持ピース挿入したボールねじ（カットモデル）

表 7-1 鋼製ボールとセラミックボールの物性比較

項目	鋼製ボール	セラミックボール	セラミック/ 鋼
材 質	軸受鋼 SUJ2	窒化珪素系 セラミック Si_3N_4	-
比 重	7.8	3.1～3.2	0.40～0.41
縦弾性係数 (GPa)	210	315	1.50
熱膨張係数 ($\times 10^{-6}/\text{K}$)	12.5	3.20	0.26
熱伝導率 ($\text{cal}/\text{cm} \cdot \text{s} \cdot \text{K}$)	0.10	0.07	0.70
硬 さ	$\text{H}_{\text{RC}} 60\sim 64$	1470～1620 $\text{H}_{\text{V}20}$	-

7.2.2 ボールねじの危険速度への対処法

危険速度とは JIS B 0153 において、回転系が共振しているときの回転速度と規定されている⁸⁰⁾。ボールねじにおける危険速度とは、ねじ軸またはナットの回転速度と、動剛性の小さいねじ軸の曲げの固有振動数とが一致するときの回転速度である。ボールねじの危険速度が一般的な危険速度とは異なる特徴として、ねじ軸はその両端を支持されるだけでなく、ナットによっても支持されるので、ナットの移動に伴ってねじ軸の固有振動数、すなわち作動中の危険速度が時々刻々変化するということがある。さらに、ボールねじでは、回転の加減速が頻繁に繰り返されることのために、特定の周波数範囲での共振を避けるという方法では危険速度に対する有効な対処法にはならない。

一方同じ理由によって、ボールねじの場合は危険速度を瞬時に通過してしまうので、振動が長く持続さえしなければ、大きな問題にはならない。しかし現実には、危険速度を通過するときに、ねじ軸が目に見える大きさで振動しつづけて、機械全体を振動させたり、ナットや支持軸受に大きな損傷を与えたり、サーボ系の不安定を引き起こしたりする。これは、ねじ軸が細長い棒であるため、ラジアル方向の動剛性が低く、加振されるとなかなか振動が減衰しないためであり、その現象は過渡的な強制振動と自由振動が重なったものである。そのため従来は、ボールねじを危険速度以上の回転速度で使用することはできないとされてきた。

以上のことから、ボールねじの危険速度への対処法として、以下の方法が考えられる。

- ⑦ リードを大きくして回転速度を低くする。これは、7.2.1 の方法①と同じである。
- ⑧ ねじ軸径を大きくすることによって、固有振動数を上げて危険速度を高くする。ただし、モータへの負荷イナーシャがその 4 乗に比例して大きくなるので、デメリットの方が大きいことが多い。
- ⑨ ねじ軸に、たとえば図 7-1 に示すような中間サポート⁸¹⁾を設けることによって、固有振動数を上げて危険速度を高くする。図 7-1 の例では、ナットと支持軸受のほぼ中央に中間サポートのナットを配置して、それがボールねじナットの 1/2 の速度で動かされるようになっている。ボールねじのねじ軸が長く、ラジアル方向の動剛性が低いので、このような比較的簡単な中間サポートの付加でも危険速度を大幅に高くすることができる。ただし、部品点数が多くなり構造が複雑になるので、コスト、スペースなどの面では不利になる。
- ⑩ ねじ軸を中空にして、そこにダンパシャフトを挿入することによって減衰能を向上させる。前述のように、完全な共振状態は一瞬であるので、ねじ軸の減衰能を大きくし、動剛性を高くすることによって、危険速度を大過なく通過させることを狙いとする。ただし、この方法によるダンパは、軸が回転する場合は内部減衰⁸²⁾として作用し、危険速度を越える運転では振動を増加させるため適用できないので、ナット回転のボールねじの場合に限定される。

本章では、これらの対処法のうち最も実用性が高いと判断される⑩ ナット回転ボールねじの中空ねじ軸へのダンパシャフトの挿入を取り上げて、その有効性を実際に確かめることとした。な

お、ボールねじは一般にはねじ軸回転で使用されることが多いが、危険速度が問題となるのは、むしろナット回転の場合が多い。これは、ねじ軸が長くなると、ナットよりもねじ軸の方がモータへの負荷イナーシャが大きくなるので、ナット回転とする方が有利になることや、長いねじ軸を用いて複数のテーブルを駆動するような場合には、ねじ軸を固定してナット回転で使用されることなどが原因している。

試作するダンパシャフト内蔵ボールねじは、図 7-2 に示すように、ねじ軸が中空になっており、その中にダンパシャフトが挿入される構造になっている。ダンパシャフトとしては、高周波タイプと低周波タイプの2種類を用いる。図 7-3 (a) は高周波タイプのダンパシャフトであり、断面は丸棒の形をしている。ねじ軸が振動しようとする時、ダンパシャフトもそれに伴って振動し、ねじ軸とダンパシャフトの衝突によってエネルギーを吸収し、減衰を与えるものである。なお、衝突に伴って発生する音への対策として、ダンパシャフトに樹脂チューブが巻かれている。これは原理的には衝撃ダンパの一種である。ただし、ねじ軸が長くなって、その固有振動数が低くなると、衝撃ダンパによる減衰はあまり効果的でなくなる。

図 7-3 (b) は低周波タイプのダンパシャフトであり、ブッシュ（支持点）を設けることによって、ダンパシャフトの固有振動数をねじ軸のそれに近づけ、ねじ軸とダンパシャフトの相対振動、そして衝突を発生しやすくしたものであり、それによってエネルギーを吸収し、減衰を与えるものである。なお、高周波タイプと同様に音への対策として、ダンパシャフトに樹脂チューブが巻かれている。これは、ダイナミックダンパとして作用させる方式のものであり、固有振動数が低い領域で有効である。

ねじ軸の取り付けスパンから計算されるラジアル方向固有振動数と使用回転数との関係から、これら2種類のダンパシャフトを使い分けるが、条件によっては両者を組み合わせて使用することもある。

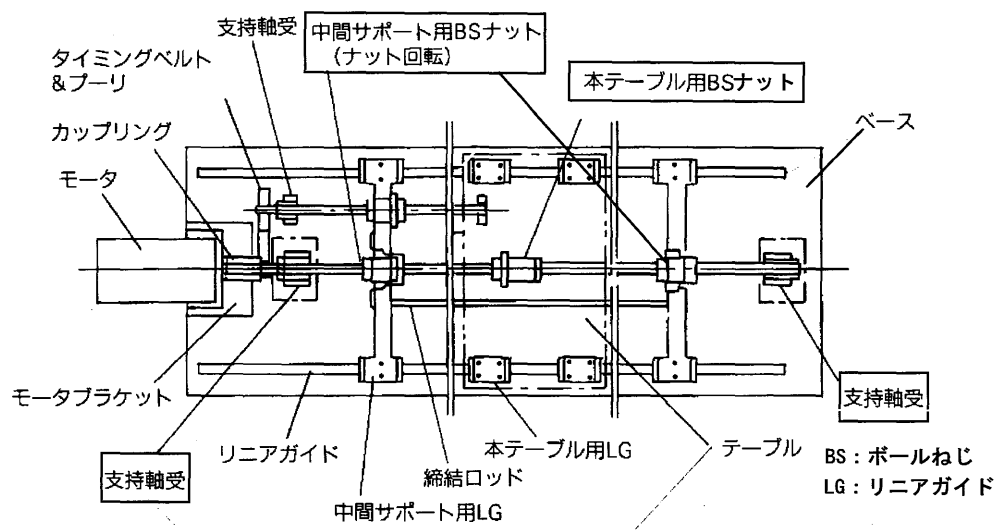


図 7-1 中間サポートを設けた高速ボールねじ送り駆動機構

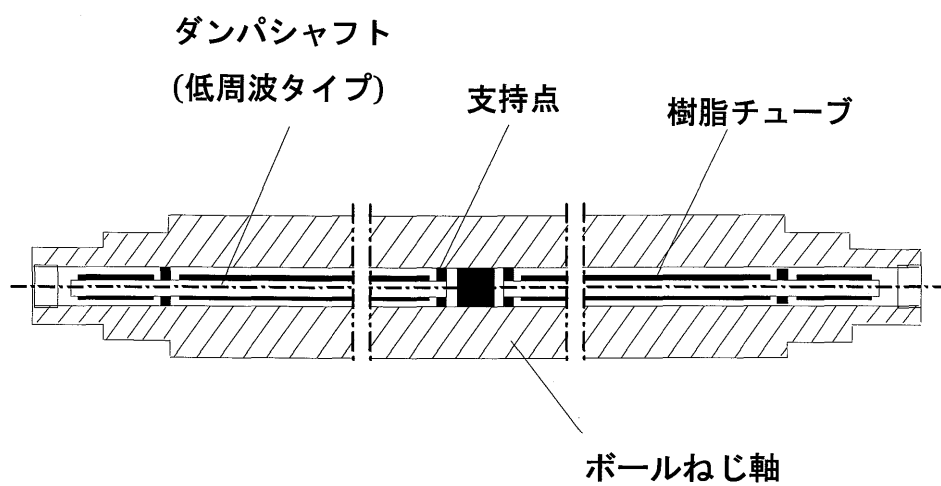


図 7-2 ダンパシャフト内蔵ボールねじの構造

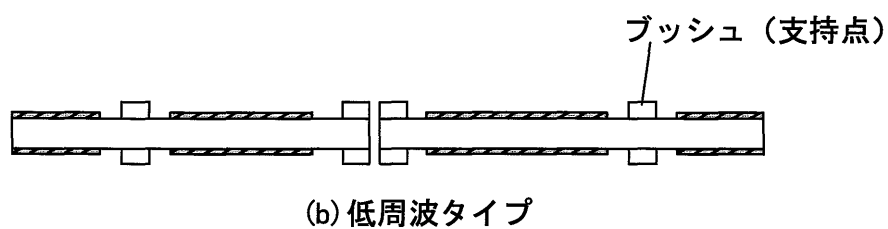
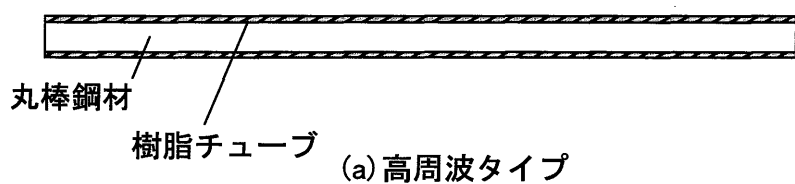


図 7-3 ダンパシャフトの構造

7.3 検証試験の装置と方法

7.3.1 振動・騒音への対処法

防音室内に設置した振動・騒音試験用の装置を写真 7-2 に示し、その構成を図 7-4 に示す。振動は、ナットの軸方向端面に取り付けた加速度ピックアップによって測定し、騒音は、ねじ軸心から 400 mm の距離に配置したマイクروفオンを用いて測定する。試験対象のボールねじは、その真の特性を評価するために、遮音効果をもつ防塵シールを取り外した状態で使用し、潤滑油としてはボールねじ用としては最も一般的な ISO VG #68 を用いる。以下の 3 項目について試験する。

(1) 大リード化と小径ボールの効果

ねじ軸径は 40 mm に統一し、リード／ボール径（ともに mm）の組合せを 16／7.9375, 20／6.35 および 32／6.35 の 3 仕様のボールねじについて、回転速度を変化させて騒音レベルを測定する。その結果から、回転速度を一定としたとき、送り速度を一定としたときの各々の条件下で騒音レベルを測定、考察する。また、得られた結果を、騒音レベルの実験式 (7-1) を用いた計算結果と比較し、考察する。

(2) 軽量（セラミック）ボールと保持ピースの効果

ねじ軸径 40 mm, リード 10 mm, ボール径 6.35 mm については一定とし、鋼製ボールまたはセラミックボール、各ボール間に挿入する保持ピースの有りまたは無しのすべての組合せ（合計 4 仕様）について、騒音レベルを測定し比較する。

(3) 新しいボール循環構造の効果

従来のリターンチューブ方式に代わる、エンドデフレクタ方式と呼ぶ新しく開発した循環方式のボールねじの試験を行う。エンドデフレクタ方式は、従来のエンドキャップ方式をもとに循環構造を改良したものである。具体的には、転動溝と循環路とのつなぎ目において、循環部品がボールをその進行方向に沿って滑らかにすくい上げることによって、ボールと他の部品との衝突に伴う衝撃力を大幅に小さくすることを狙いとしたものである。その全体的構造を図 7-5 に示し、ボールの循環構造を図 7-6 に示す。エンドデフレクタは、ナット内の転動溝の出口④部から排出されたボールを、再びナットの転動溝の入り口⑤部に導いて、ボールを循環させる。エンドデフレクタ方式は、ナット内の転動溝の出入口（④、⑤）部においてボールの経路変更がほとんどない循環構造である。

検証試験では、ねじ軸径 40 mm, リード 20 mm, ボール径 6.35 mm のリターンチューブ循環方式ボールねじとエンドデフレクタ循環方式ボールねじについて、騒音、振動を測定して比較する。

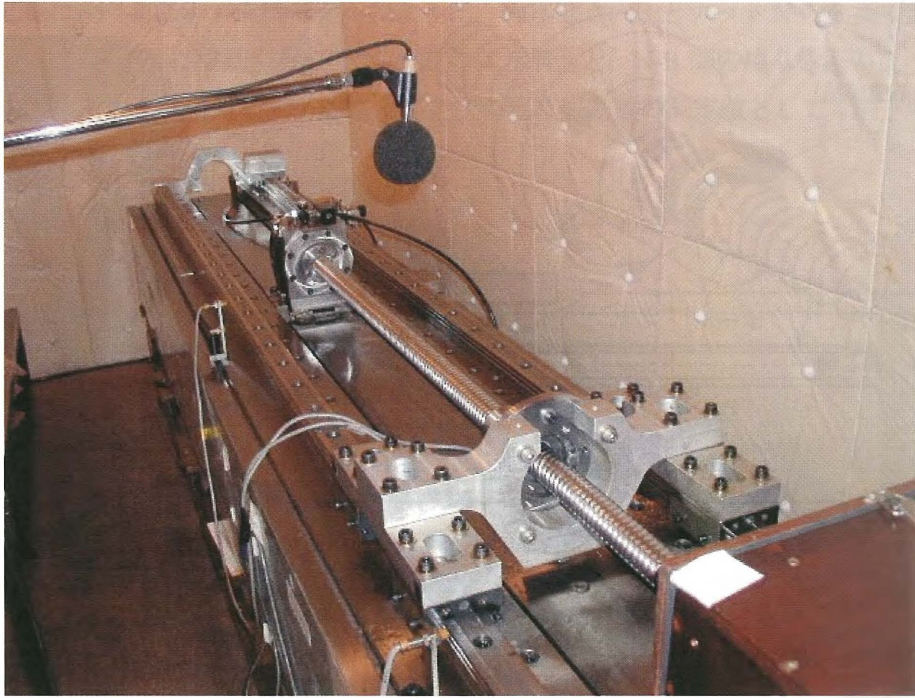


写真 7-2 振動・騒音の試験装置

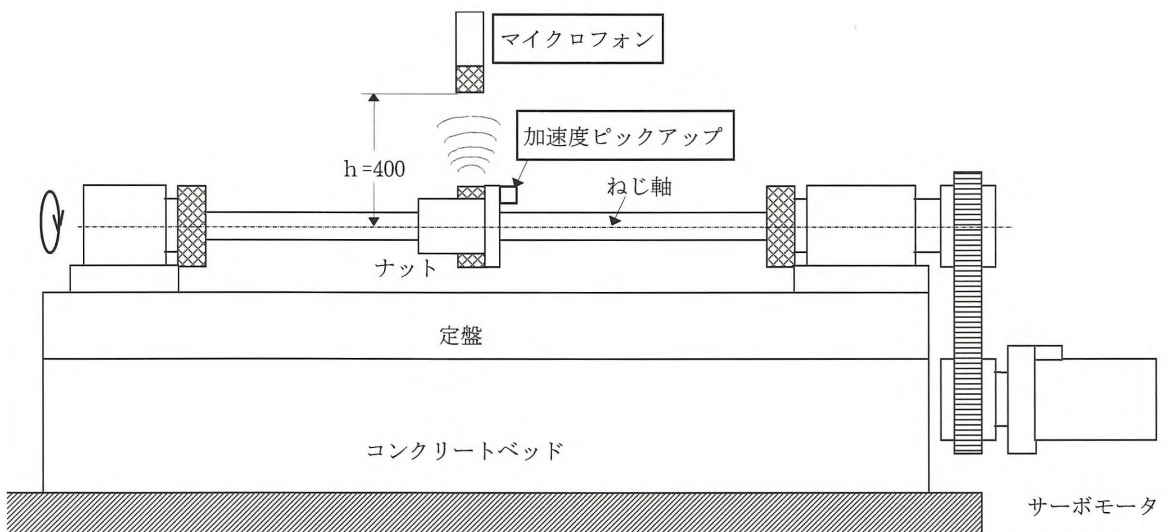


図 7-4 振動・騒音用試験装置の概要

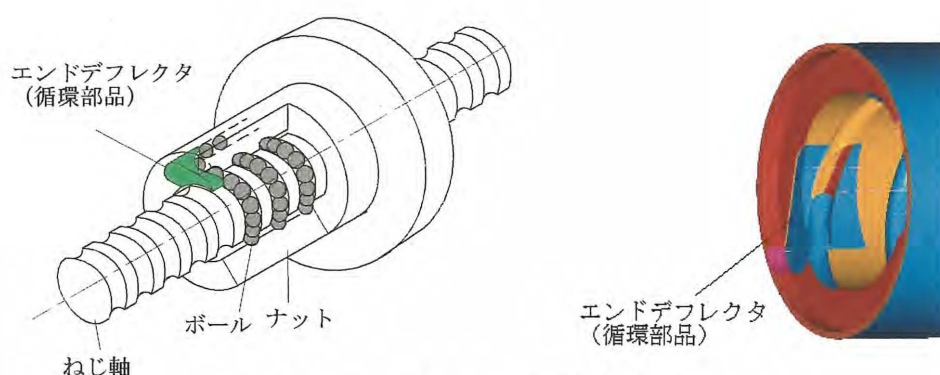


図 7-5 エンドデフレクタ式ボールねじ

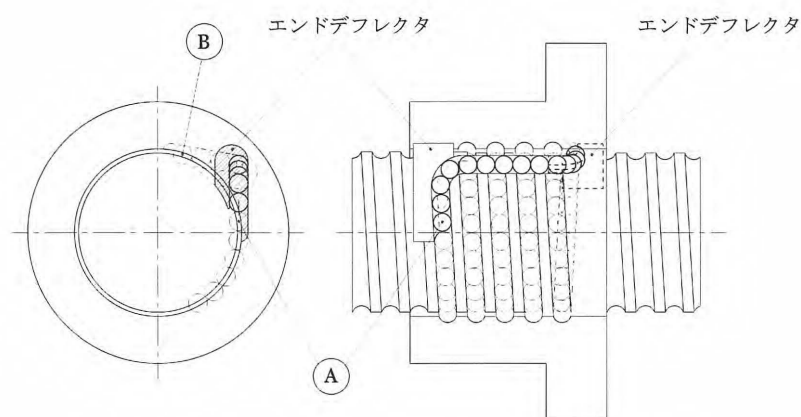


図 7-6 エンドデフレクタ式ボールねじの循環構造

7.3.2 危険速度への対処法

中空ボールねじを用いて、ダンパシャフトの有無およびダンパシャフトの種類によって、どのように振動特性が変わるかを測定し、比較する。まず、ねじ軸径 40 mm、リード 40 mm、ねじ軸全長 4 150 mm のボールねじについて、ねじ軸上のナットの位置を移動させることによってねじ軸の固有振動数を変化させて、ねじ軸を正弦波加振したときの振動を、ねじ軸に取り付けた加速度計で測定する。

内蔵するダンパシャフトの種類は、高周波タイプ、低周波タイプおよび両者を組み合わせたタイプとし、ダンパシャフトなしの場合を含めて比較する。なお、このような長尺のボールねじを試料として用いるのは、ねじ軸の固有振動数が低い領域も含めて、評価するためである。

次に、図 7-7 にその概要を示す試験装置を用いて高速回転試験を行ない、ダンパシャフト（高周波タイプ）の有無による振動特性を測定し、比較する。なお、長さ 4 150 mm のボールねじは長すぎて、試験機の都合で高速回転させることができないので、ここでは、ねじ軸径 20 mm、リード 40 mm、ねじ軸全長 2 000 mm のボールねじを用いて、危険速度を十分に越えるナット回転速度 $3\,000\text{ min}^{-1}$ で試験を行なう。

試験に用いたボールねじ軸の固有振動数の測定値と運転速度パターンとの関係を図 7-9 に示す。

ボールねじ軸は図 7-8 に示す支持モデルのように、両端部 A、B とナット N の 3 点で支持されナット N は回転運動と共に移動するので N-A 間のはり構造と、N-B 間のはり構造の 2 つの固有モードが存在し、それぞれに対して 1 次および 2 次の固有振動数の測定値として 4 通りの線図で示されている。

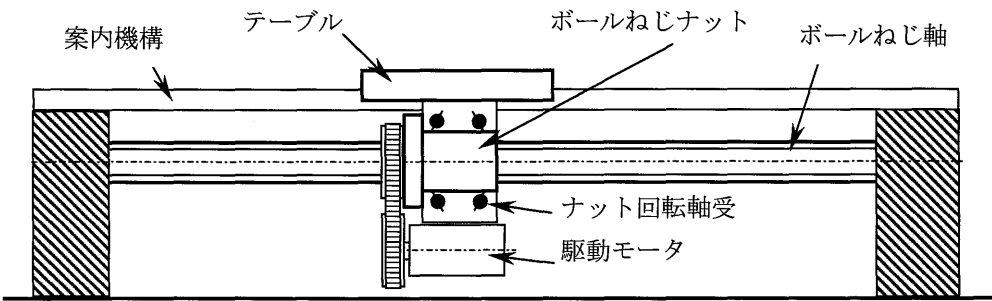


図 7-7 ナット回転のボールねじ高速試験装置の概要

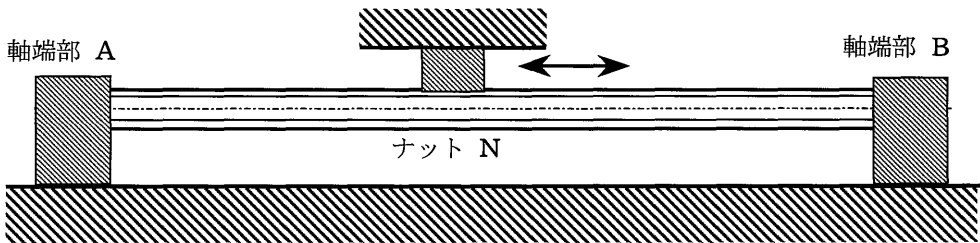


図 7-8 ボールねじ軸の支持モデル

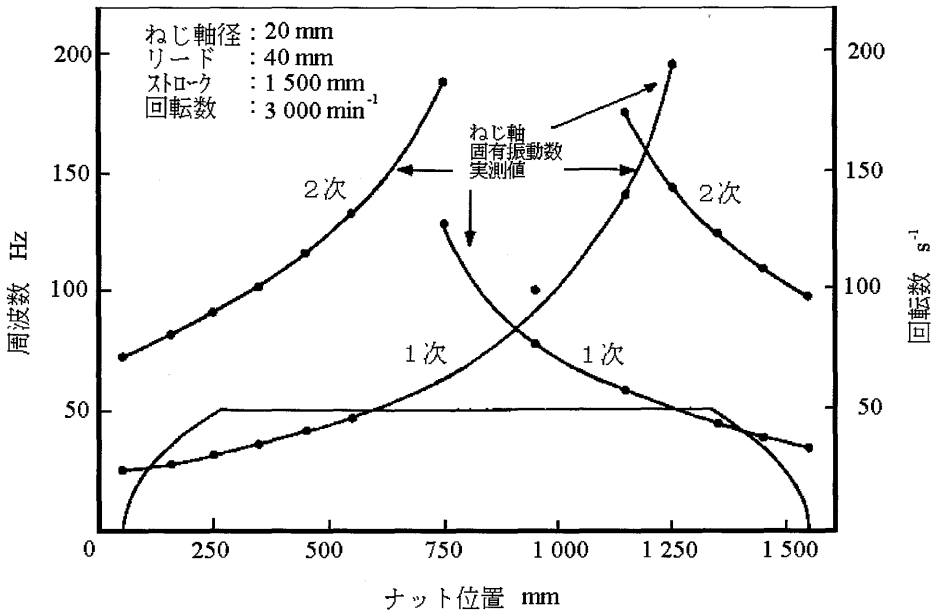


図 7-9 運転パターンとねじ軸の固有振動数

7.4 検証試験の結果と考察

7.4.1 振動・騒音への対処法

(1) 大リード化と小径ボールの効果

3 種類の仕様のボールねじについて、騒音レベルを測定した結果を、ボールねじの仕様、速度条件と併せて、表 7-2 に示す。表 7-2 において、同じ回転速度 $3\,000\text{ min}^{-1}$ について比較すると、ボール径を 7.9375 mm から 6.35 mm に小さくした効果が現われ、騒音レベルが 3 dB 低下している。これは、式 (7-1) から計算される上記したボール径の違いによる騒音レベルの差 2.4 dB にかなり近い値である。また、同じ送り速度 48 m/min について比較すると、ボール径を小さくしたことによる効果に、リードを 16 mm から 20 mm , 32 mm へとそれぞれ大きくして回転速度を下げたことによる効果が加えられて、騒音レベルがそれぞれ 5 dB および 10 dB 低下している。この結果は、式 (7-1) から計算される騒音レベルの差 4.9 dB および 10.0 dB によく一致している。このように、ボール径を 7.9375 mm から 6.35 mm へと小さく、また、リードを 16 mm から 32 mm へと大きくした結果では、送り速度を同じとした条件で、騒音レベルを 10 dB 低減することができた。

ただし、ボール径を 7.9375 mm から 6.35 mm へ小さくしたことによってボールねじの負荷容量は 基本動定格荷重 C_a で $69\,200\text{ N}$ から $51\,900\text{ N}$ へと 25% 低下した。

表 7-2 ボールねじの仕様と測定された騒音レベル

試料	ねじ軸径×リード (mm)	ボール径 (mm)	送り速度 (m/min)	回転速度 (min^{-1})	騒音レベル (dB)
①	40×16	7.9375	48	3 000	89
②	40×20	6.35	48	2 400	84
			60	3 000	86
③	40×32	6.35	48	1 500	79
			96	3 000	86

(2) 軽量（セラミック）ボールと保持ピースの効果

合計 4 仕様のボールねじを用いて、回転速度 $800\sim 2\,400\text{ min}^{-1}$ で騒音レベルを測定した、その結果を比較して図 7-10 に示す。図 7-10 から、従来仕様のボールねじと比較して、各ボール間に保持ピースを挿入することによって $2\sim 3\text{ dB}$ 、ボールの材料を鋼からセラミックへと変更することによって $4\sim 5\text{ dB}$ 、両者を合わせると 7 dB 程度騒音レベルが低減するという効果が得られたことがわかる。

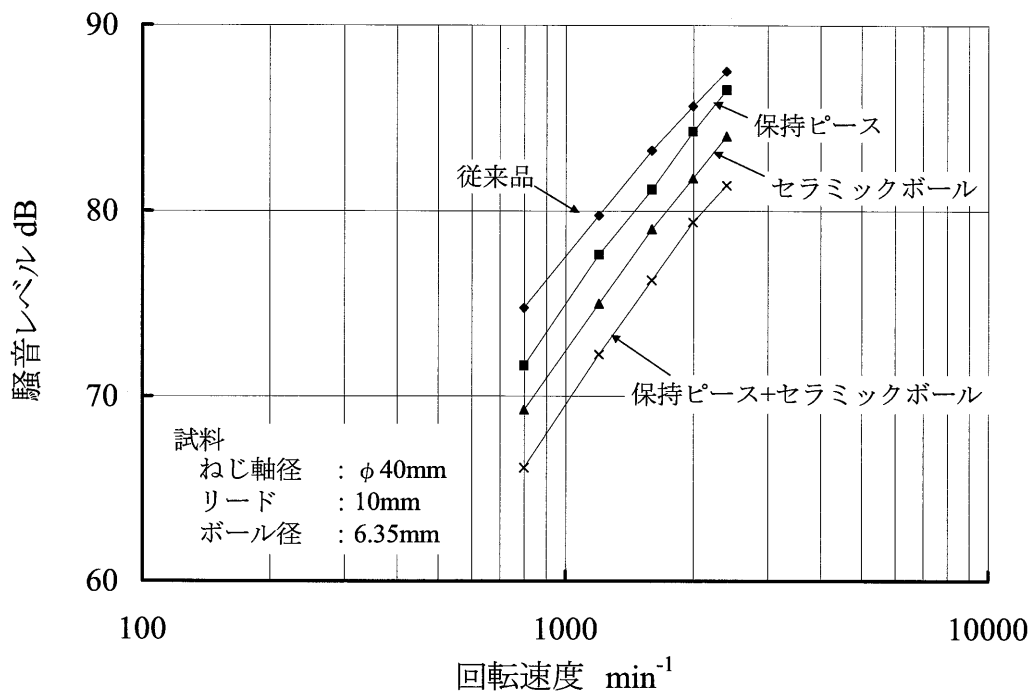


図 7-10 セラミックボールと保持ピースの効果

(3) 新しいボール循環構造の効果

従来のリターンチューブ循環式ボールねじと新しく開発したエンドデフレクタ循環式ボールねじの騒音レベルを測定した結果を図 7-11 に示す. 図 7-11 中の「従来方式のボールねじ 平均値」とは, 式 (7-1) から計算される, 従来の精密ボールねじの平均値とされている値である. 図 7-11 から, 従来方式の騒音レベルは, その平均値と同等であるのに対して, エンドデフレクタ循環式の騒音レベルは, これらに比べて 5~7dB 低減している.

このように騒音レベルに顕著な差が生じた主な原因は, 従来のリターンチューブ循環式のボール循環路が公転軌道の接線方向に対して 20 度の角度を有していたのに対して, エンドデフレクタ循環式のボール循環路は公転軌道の接線方向に形成されているので, ボール循環路内のボール軌跡が安定し, 循環路内壁へのボール衝突力が減少し, ボール循環音が減少したためである. 松田らの解析⁸³⁾ではエンドデフレクタ循環式の循環路内壁へのボール衝突力はリターンチューブ循環式に対して約 1/15 に減少している.

これを, 図 7-11 の横軸にとった回転数との関係で考察すると, エンドデフレクタ循環式ボールねじを 2500min^{-1} で駆動したときの騒音レベルは, 従来品の 1500min^{-1} のときの騒音レベルにはほぼ等しいので, エンドデフレクタ循環式ボールねじは, 回転速度を従来のボールねじの 5/3 倍に大きくしても騒音レベルが従来よりも大きくならないという結果になる. また, 別の観点から, 仮にボールねじの数を 2 倍に増やすと 3dB, 4 倍に増やすと 6dB 騒音レベルが理論上大きくなるので, エンドデフレクタ循環式ボールねじを 4 本同時に動かしたときの騒音レベルが, 従来のボ

ールねじ 1 本分に相当することになる。

図 7-11 に示したデータのうち、回転数 $2\,500\text{ min}^{-1}$ における騒音の測定データを周波数分析した結果を図 7-12 に示す。図 7-12 から、エンドデフレクタ循環式は従来方式に比べて騒音レベルが大幅に低減しているが、特に 3 kHz 以上の高周波領域においてその差が大きいことがわかる。このことは、高周波のかん高い音が小さくなることを意味しており、人間の耳にも感じられる好音色の傾向に合致している。図 7-13 に、回転数 $2\,500\text{ min}^{-1}$ の振動の測定データを周波数分析した結果を示す。図 7-13 から、振動も騒音と同様に、高周波領域において従来方式に比べて大幅に低減している。

次に、回転数 $2\,500\text{ min}^{-1}$ で測定された騒音と振動の時間波形を図 7-14 に示す。図 7-14 の横軸は時間の経過を示しており、従来方式ではボールの通過周期に相当する約 2.7 msec の間隔で振動・騒音が大きくなっているのに対して、エンドデフレクタ循環式ではそれらが判別できないレベルにまで小さくなっていることがわかる。

これらの結果から、循環機構を改良することによって、ボール循環部で発生する振動が大幅に低減し、ボールねじの低振動、低騒音、さらに好音色化に高い効果があることがわかった。

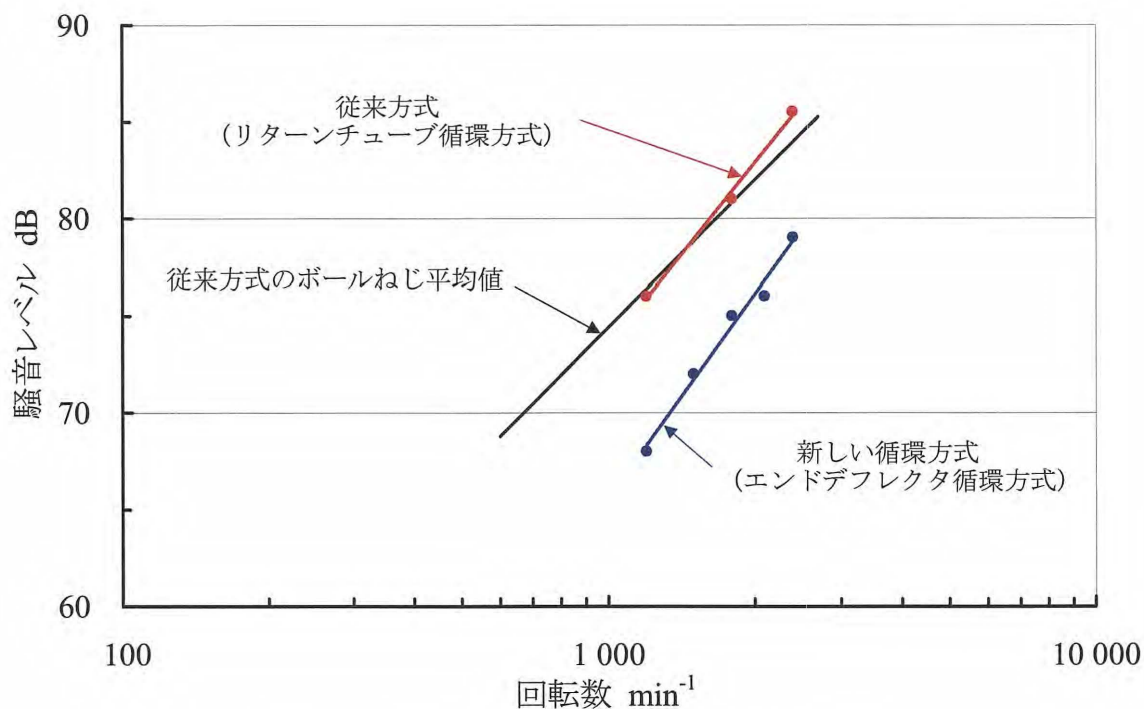


図 7-11 循環方式の違いによる騒音レベルの相違

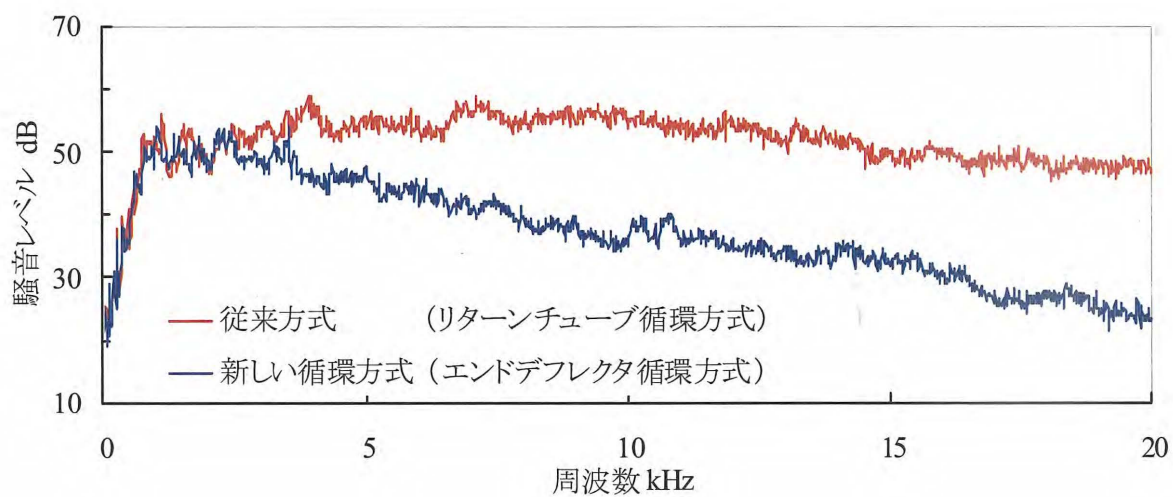


図 7-12 従来方式と新しい循環方式の場合の騒音の周波数分布の比較
(回転数 $2\,500\text{ min}^{-1}$)

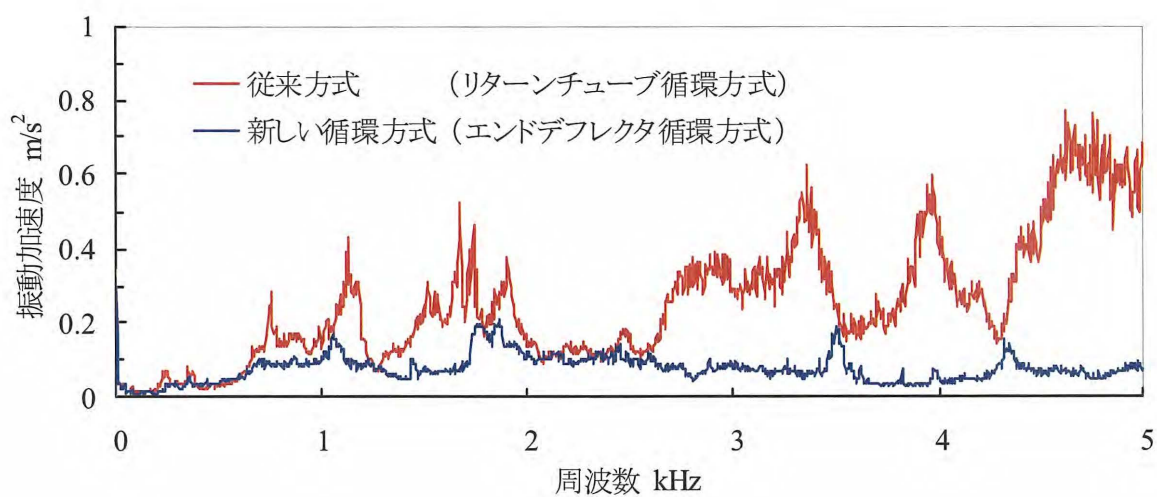


図 7-13 従来方式と新しい循環方式の場合の振動の周波数分布の比較
(回転数 $2\,500\text{ min}^{-1}$)

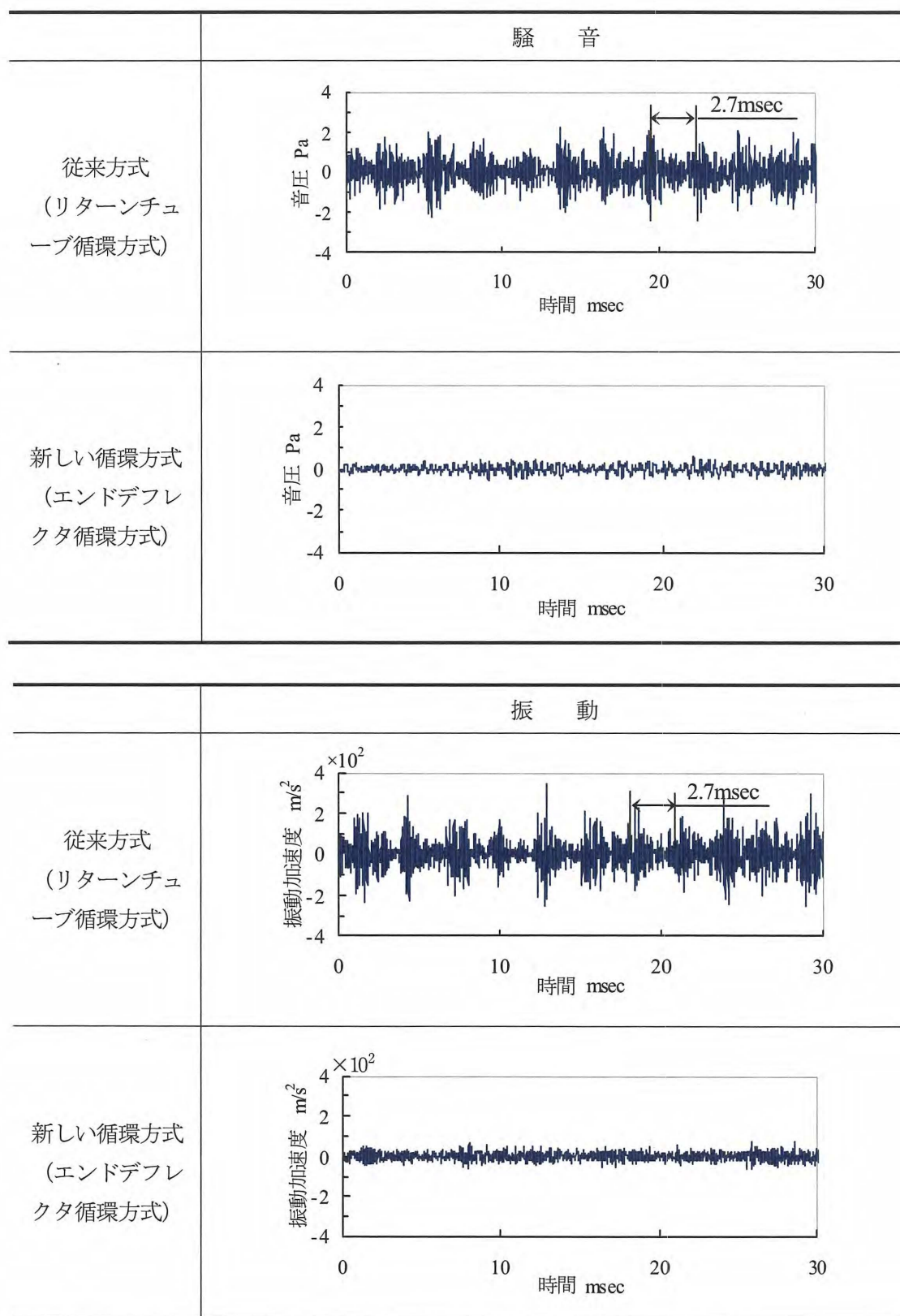


図 7-14 従来方式と新しい循環方式の場合の騒音と振動の時間波形の比較

7.4.2 危険速度への対処法

まず、ねじ軸上のナットのストローク位置を変化させて、ダンパシャフト付きのボールねじ軸を両端部を試験台に固定して正弦波加振したときに測定された振動波形を周波数分析した。得られたねじ軸の固有振動数とコンプライアンスの関係を図 7-15 に示す。図 7-15 から、ほぼ周波数 20Hz を境にして、固有振動数がそれ以下の領域では低周波タイプのダンパシャフトが有効であり、それ以上の領域では高周波タイプのダンパシャフトがより有効であること、両ダンパシャフトを組み合わせることによって、広い周波数領域をカバーして高い有効性を発揮できることがわかった。

図 7-7 に示した装置を用いて実際にボールねじの高速回転試験を行なって測定した、振動の時間波形を図 7-16 に示す。ダンパシャフトを内蔵していない従来方式の場合は、危険速度を通過する時に大きな振動が発生し、運転が止まった状態でも振動があまり減衰せずが続いている。なお図 7-16 において、往路と復路とで振動の大きさに違いが見られるが、これは、ねじ軸に加速度計を取り付けた位置と、ナットの移動方向との関係によって生じた違いである。それに対して、ダンパシャフトを内蔵した場合は、減衰能の向上によって共振らしい現象がほとんど認められていない。なお、図 7-16 は回転速度 $3\,000\text{ min}^{-1}$ での測定結果であるが、このダンパシャフトを内蔵したボールねじは $4\,000\text{ min}^{-1}$ の高速回転でも何の問題もなく、 160 m/min の高速送りを達成することができた。

もちろん、一般的にはボールねじは危険速度以下で使用することが望ましいが、高速化と機械のコンパクト化のために、危険速度を越える条件にならざるを得ないことがある。このような場合はダンパシャフト内蔵ナット回転ボールねじが有効であることがわかった。ただし、実用に当たってはダンパシャフトは機台や取り付け条件などによって特性が変化することがあるため、事前に十分な確認が必要である。

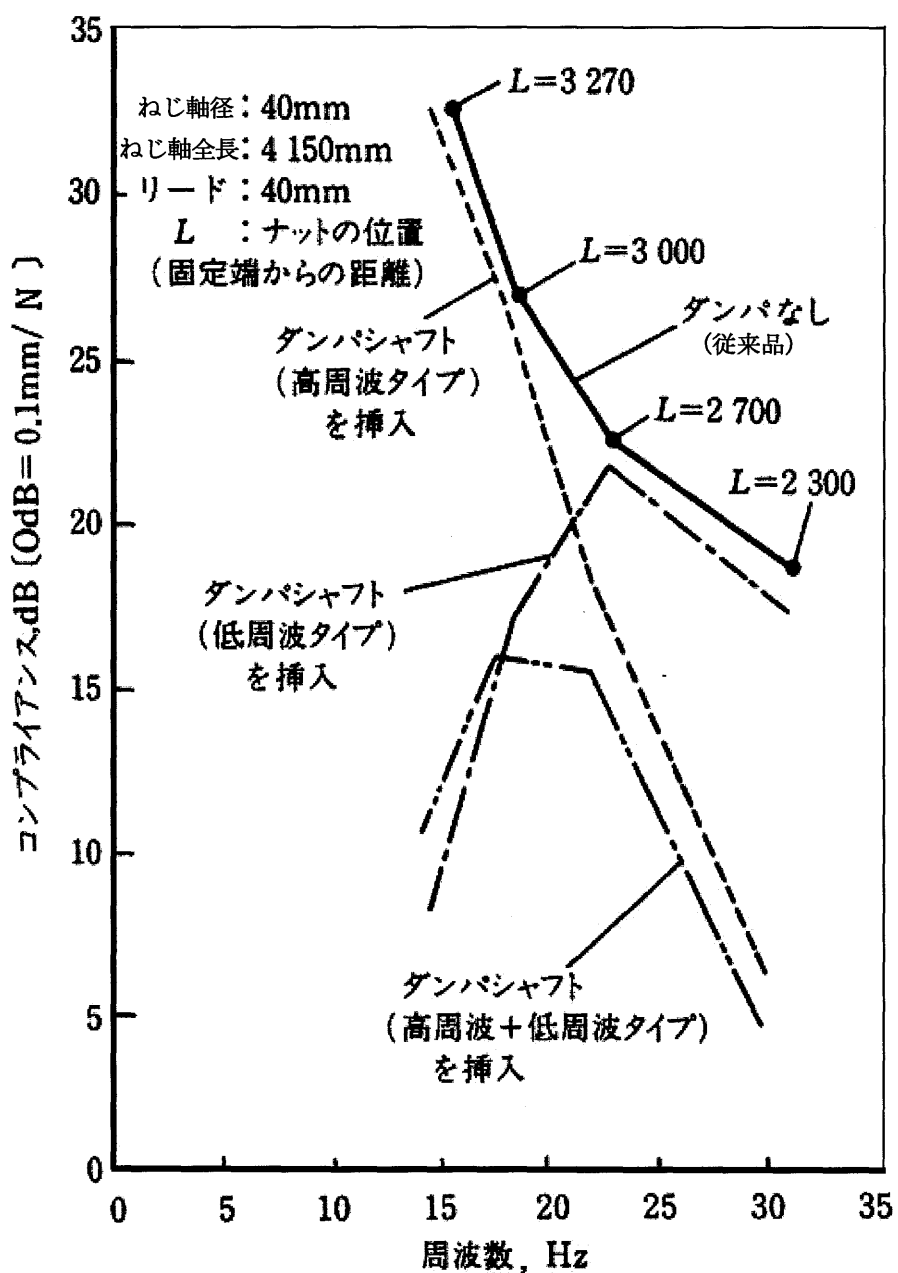


図 7-15 各種ダンパシャフトを挿入した場合に測定された
ねじ軸の固有振動数とコンプライアンス

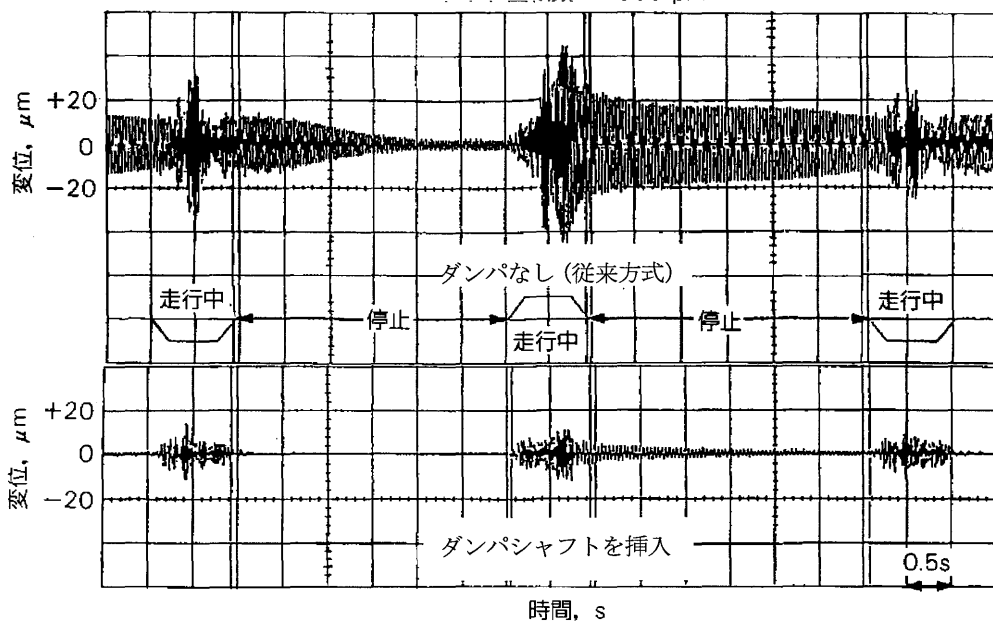


図 7-16 ダンパーの有無がねじ軸のラジアル振動の変位に及ぼす影響の測定結果
(ボールねじ軸径 20 mm, リード 40 mm, ねじ軸全長 2 000 mm, ナット回転速度 3 000 min⁻¹)

7.5 結論

本章では、ボールねじ送り駆動機構の高速化のために解決せねばならない大きな課題の一つである、振動・騒音特性を改善するための種々な対処法について研究した、本章で得られた主な結論は次の通りである。

- (1) ボールねじのボール径を小さくすることや、リードを大きくして回転速度を下げることは、騒音レベル低減に有効であり、それらの効果は、式 (7-1) によってほぼ予測できることがわかった。そして例えば、ボール径を 7.9375 mm から 6.35 mm に小さく、また、リードを 16 mm から 32 mm へと大きくすることによって、同じ送り速度での騒音レベルを 10dB 低減することができた。
- (2) 従来のボールねじに比べて騒音レベルが、各ボール間に樹脂製の保持ピースを挿入することによって 2~3dB、鋼製ボールの代わりにセラミックボールを使用することによって 4~5dB、そして両者を併わせると 7dB 程度低減する効果が得られた。
- (3) 従来にはない新しいエンドフレクタ方式のボール循環構造によって、従来に比べて騒音レベルを 5~7dB 低減することができることなど、ボールねじの低振動、低騒音、さらに好音色化に高い効果があることがわかった。
- (4) ねじ軸の中空穴にダンパシャフトを内蔵させたナット回転ボールねじは、従来は使用できないとされていた危険速度以上の高速条件下でも、十分に使用できることがわかった。

第 8 章 熱特性の改善

8.1 緒論

第 6 章で検討したように、ボールねじ送り駆動機構の高速化を達成するためには、解決しなければならない問題が多数ある。本章では、その 1 つであるボールねじ送り駆動系の発熱・温度上昇を低減する方法について研究する。

ボールねじは本来、摩擦損失が小さい送りねじであるため、高精度を得るためにある程度の大きさの予圧を与えても、その摩擦による発熱はそれほど大きくない。それでもボールねじの温度上昇・熱変位が重要な問題となる理由は、日本ではリニアスケールを用いないセミクローズドループ方式の NC が 90%以上を占めていることに加えて、ボールねじは細長く、その長手方向に高い精度が要求されることにある。

また、NC 工作機械の送り駆動機構用のように高精度が必要な場合は、ねじ軸の支持構造を両端固定（ダブルアンカ）方式として、ねじ軸に予張力を与えるのが一般的である⁸⁰⁾。しかしながら、第 2 章で述べたように、高速化に伴って温度上昇が大きくなると、ねじ軸に負の大きな張力、すなわち大きな圧縮力が発生する問題を生じるので、通常はモータ側軸受は固定とするが、反モータ側軸受は伸びにはフリーになる半固定と呼ぶ構造にせざるを得ず、セミクローズドループ制御の場合は、位置精度が低下する。また、第 2 章の図 2-4 からわかるように、温度上昇に伴ってボールねじの予圧の大きさが変化するなど、送り駆動機構の剛性が変化して、ロストモーションやスティックモーションの量を変化させ、運動誤差を増大させる原因にもなっている。

そこで本章では、ボールねじの温度上昇・熱変位を低減して、送りの高速と高精度を両立させるために、発熱量を減少させる方法と放熱量を増大させる方法について研究することとした。発熱対策としては、ボールねじの大リード化による回転速度の低減や、予圧荷重の大きさの抑制、適正化による摩擦トルクの低減がある⁸⁴⁾が、本章ではとくに後者をさらに一步押し進めた、予圧切り換えボールねじの有効性について検討する。また、積極的な放熱対策として、ねじ軸に貫通穴をもつ中空ボールねじを用いた軸心強制冷却による温度制御法⁸⁵⁾について検討する。さらに、温度上昇を抑制することによって、ねじ軸両端を固定（ダブルアンカ）方式として、ねじ軸に予張力を与える支持構造を、無理なく採用可能とする方法について検討することとした。

本章の 8.2 節ではボールねじナット部からの発熱と温度上昇、また、ねじ軸の支持構造と送り系の軸方向剛性についての理論解析を行ない、8.3 節ではそれらの対策を検討、立案する。8.4 節では対策の効果を検証するための試験の装置と方法について述べ、8.5 節では検証試験を行ない、そこで得られた結果について考察する。8.6 節は以上をまとめた本章の結論である。

8.2 発熱と温度上昇，軸方向剛性の理論解析

8.2.1 熱変形機構

図 8-1 は，ボールねじがその摩擦トルクによって発熱して温度上昇を招き，それによって生じる熱変位が位置決め精度に影響を及ぼす一連の流れと，それにかかわる要因を整理したものである．ボールねじの側からの熱問題への対策として有効なものは，発熱を小さくすること，放熱を大きくして温度上昇を低減させること，支持構造を軸方向に剛にして熱変位を抑制することであることがあらためてこの図からもわかる．

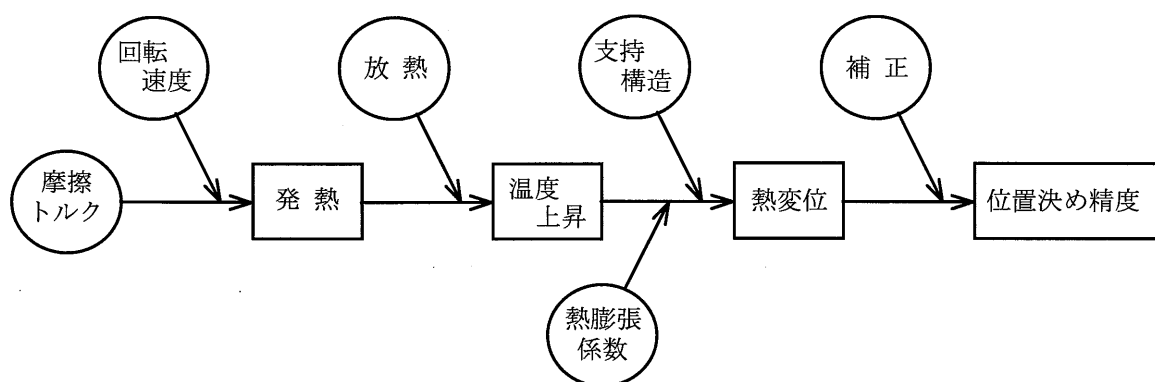


図 8-1 熱問題の要因と相関

8.2.2 発熱と温度上昇の解析

2章で述べたように，ボールねじからの単位時間あたりの発熱量 Q_t は，式 (8-1) に示すように摩擦トルク T と回転速度 n の積に比例する．(式 (2-12) の再掲)．

$$Q_t = T \times 60n \times 2\pi \div 1000 = 0.12\pi \cdot n \cdot T \quad (8-1)$$

ここに， Q_t ：ボールねじからの単位時間あたりの発熱量 (kJ/h)

n ：回転速度 (min^{-1})

T ：摩擦トルク (N·m)

ボールねじの温度上昇値 θ_t は，ボールねじ全体の温度が均一であると仮定すると，式 (8-2) で与えられる (式 (2-14) の再掲)．

$$\theta_t = \frac{Q_t}{\beta_t} \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{\beta_t}{CM} \cdot t\right) \right\} \quad (8-2)$$

ここに， θ_t ：温度上昇値 (K)

β_t ：単位時間，単位温度差あたりの放熱量 (kJ/h/K)

CM : ボールねじの熱容量 (kJ/K)

t : 時間 (h)

式 (8-2) の右辺の{ }内は時間の経過に伴う変化を表わしており、時間 t を大きくとれば{ }内は1になって、温度安定時の飽和値 Q_i/β_i が得られる。このように温度上昇値は発熱量に比例し、放熱量に反比例するので、発熱を小さくすること、放熱を大きくすることが温度上昇対策として有効である。また、温度安定状態に達するまでの時間は放熱量に反比例するので、強制冷却などによって放熱を大きくすることによって、温度上昇を抑制するとともに、温度安定状態に達するまでの時間を短縮するという2つの効果が得られる⁸⁵⁾。

なお、図 8-1 にも示したように、熱変位の大きさは、温度上昇とねじ軸の熱膨張係数で単位長さあたりの、軸方向に拘束がないときの伸び量が決まり、それに支持軸受・ハウジング・締結部などの支持構造の全体としての剛性によって実際の変位が決まる。さらに制御・補正との組合せで位置精度への影響が決まる。

8.2.3 ねじ軸支持構造によって定まる軸方向剛性の解析

第2章の2.3.4 (2) でも述べたように、ボールねじの軸方向剛性は、ボールと転動溝との間のいわゆるヘルツの弾性接触理論²¹⁾で計算できる、ねじ軸・ナット間の軸方向剛性 (式 (8-3) の K_n) だけが問題とされる場合があるが、実用上はこの他に、ねじ軸や支持軸受などの軸方向剛性を含めた全体としての剛性が重要であり、これをボールねじ系の軸方向剛性と呼ぶこととする。

ボールねじ系の軸方向剛性 K_t は、式 (8-3) で決まる (式 (2-7) の再掲)。

$$\frac{1}{K_t} = \frac{1}{K_s} + \frac{1}{K_n} + \frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_h} \quad (8-3)$$

ここに、 K_t : ボールねじ系の軸方向剛性 (N/mm)

K_s : ねじ軸の軸方向剛性 (N/mm)

K_n : ナットの軸方向剛性 (N/mm)

K_b : 支持軸受の軸方向剛性 (N/mm)

K_h : ナットおよび軸受の取付部の軸方向剛性 (N/mm)

ただし式 (8-3) における K_s や K_b の値は、ねじ軸や支持軸受のそれぞれ単体での剛性ではなく、送り駆動系に組み込まれた状態で、送り駆動系 (ナット) に作用する荷重とねじ軸や支持軸受の変位との関係から定まるものでなければならない。送り駆動系に組み込まれた状態では、ねじ軸は支持軸受やナットによって軸方向の変位が拘束されるので、ねじ軸両端の支持構造やナットのストローク位置によって、ナットで2分割されるねじ軸の両側に作用する荷重の配分が変化し、それに伴って K_s , K_b の大きさも変化する。したがって、これらの算出方法はかなり複雑になるが、過去にこの算出方法を明らかにした報告は見当たらない。

そこで、 K_s , K_b の算出方法を導くとともに、具体例についての計算を行なって、その結果から

温度上昇、ねじ軸の支持構造と送り系の軸方向剛性との関係について考察を加えることとする。
 なお、ナットおよび軸受のブラケットと締結部の剛性 K_h は、他の剛性値に対し充分大きい値であることを前提として本研究では考慮しない。

以上のことを考えれば、ボールねじ系の軸方向剛性の計算式 (8-3) は式 (8-4) に簡単化できる。

$$\frac{1}{K_t} = \frac{1}{K_n} + \frac{1}{K_{sb}} \tag{8-4}$$

ここに、 K_{sb} ：ねじ軸と支持軸受とを組み合わせた軸方向剛性 (N/mm)

上述したように、ボールねじや支持軸受が同じであっても、 K_{sb} の値は支持構造やナットのストローク位置、場合によってはねじ軸に加えられる予張力などによっても変化する。そこで、支持構造ごとの K_{sb} の計算方法を以下に導く。なお、支持軸受単体の剛性は、一般には軸方向荷重の大きさなどによって変化するが、予圧の有効範囲内であればほぼ一定値と見なすことができるので、ここではこれを一定値として解析を行う。一定値と見なせない場合には、その分計算式がさらに複雑になるとともに計算結果へ及ぼす影響は小さいので省略するが、同様な考え方で計算を行なうことができる。また、ここで解析の対象とする支持構造では、少なくとも片方の支持軸受（通常はモータ側軸受）は常に固定とするので、説明の都合上これをモータ側支持軸受と呼び、他方の支持軸受は固定とする場合も含めて反モータ側支持軸受と呼ぶこととする。ボールねじ送り駆動系の支持軸受の構成を図 8-2 に示す。

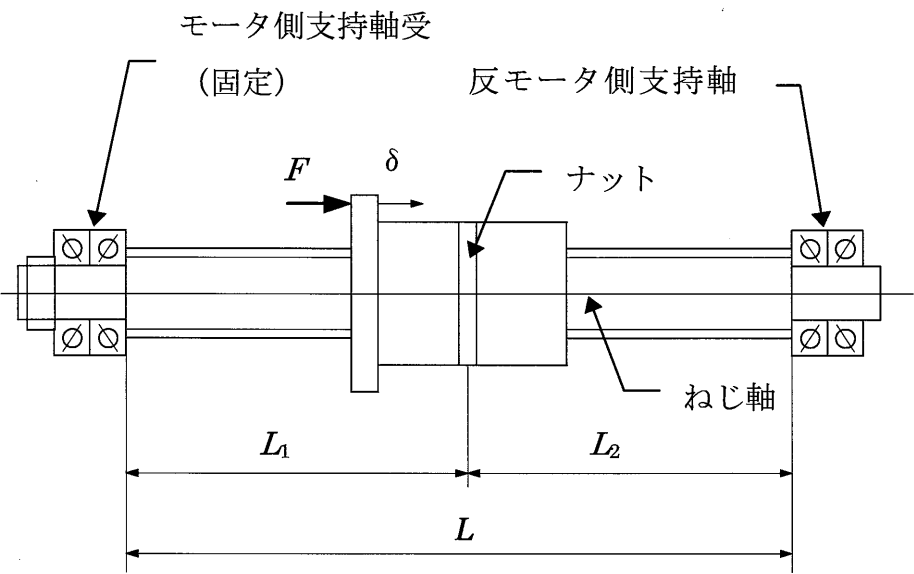


図 8-2 ボールねじ送り駆動系の支持軸受の構成

(1) 支持構造が固定－固定の場合

支持構造が固定－固定の場合の K_{sb} の計算式を、解析の途中経過は煩雑になるので省略して、式(8-5)に示す。

$$K_{sb} = \frac{1}{\frac{1}{K_{b1}} + \frac{L_1}{E_s A_s}} + \frac{1}{\frac{1}{K_{b2}} + \frac{L_2}{E_s A_s}} \quad (8-5)$$

ここに、 K_{b1} ：モータ側支持軸受単体の軸方向剛性 (N/mm)

K_{b2} ：反モータ側支持軸受単体の軸方向剛性 (N/mm)

L_1 ：ナットとモータ側支持軸受との間のねじ軸長さ (mm)

L_2 ：ナットと反モータ側支持軸受との間のねじ軸長さ (mm)

E_s ：ねじ軸の縦弾性係数 (Mpa)

A_s ：ねじ軸の断面積 (mm²)

式 (8-5) において、 $K_{b1}=K_{b2}$ すなわち両側の支持軸受単体の剛性が等しいとすると、 $L_1=L_2=L/2$ ，すなわちナットがねじ軸の中央に位置するときに K_{sb} が最小となり、その最小値は式 (8-6) となる。

$$\frac{1}{K_{sb0}} = \frac{1}{2K_{b1}} + \frac{L}{4E_s A_s} \quad (8-6)$$

ここに、 K_{sb0} ： K_{sb} の最小値 (N/mm)

L ：両側の支持軸受間のねじ軸長さ (mm)

式(8-6)において、右辺の第 1 項が支持軸受の剛性の逆数、第 2 項がねじ軸の剛性の逆数を表わしている。

(2) 支持構造が固定－支持（軸方向自由）の場合

支持構造が固定－支持（軸方向自由）の場合の K_{sb} の計算式は、式 (8-5) に $K_{b2}=0$ を代入することによって得られ、式 (8-7) で表わされる。

$$\frac{1}{K_{sb}} = \frac{1}{K_{b1}} + \frac{L_1}{E_s A_s} \quad (8-7)$$

この場合は、 L_1 が大きくなるほど、すなわちナットが支持側の軸端に近づくほど K_{sb} は小さくなる。また式 (8-7) の場合も、右辺の第 1 項が支持軸受の剛性の逆数、第 2 項がねじ軸の剛性の逆数を表わしている。

ここで、固定－固定および固定－支持（軸方向自由）の支持構造について、中型の工作機械を想定した条件でボールねじ系の軸方向剛性、変位を、式 (8-6)、式 (8-7) を用いて計算した結果

を表 8-1 に示す．ここに，ボールねじのねじ軸径 40 mm，リード 10 mm，両側の支持軸受間のねじ軸長さ 1 200 mm とし，有効回路数 2.5 巻 2 列のナット 2 個で予圧が与えられたダブルナットがねじ軸長さの中央に位置して，軸方向荷重 3 000 N が作用するとした．また支持軸受はねじ軸両端ともに，内径 30mm のボールねじサポート用スラストアンギュラ玉軸受⁸⁸⁾の 2 列 (DF) 組合せとした．

表 8-1 から，固定－固定の支持構造の方が固定－支持（軸方向自由）の支持構造に比べて大幅にボールねじ系の軸方向剛性が高いが，その内容を分析すると，いずれの場合もねじ軸の剛性が最も低く，その変位が全体の 1/2 を越えていることがわかる．また，ここではナットがねじ軸長さの中央に位置するとしたが，支持構造が固定－支持の場合には，ナットのモータ側軸受（固定）からの距離がさらに大きくなると，ねじ軸の軸方向変位もそれに比例して大きくなるので，剛性がさらに低下することになる．

表 8-1 ボールねじ系の軸方向剛性，変位の計算結果

支持構造	軸方向剛性 (N/μm)			変位	
				(μm)	(%)
固定-固定	ボールねじ系	K_t	325	9.2	100
	ナット	K_n	973	3.1	33
	ねじ軸	$2E_s A_s / L$	638	4.7	51
	支持軸受	K_{b1}	2 060	1.5	16
固定-支持	ボールねじ系	K_t	195	15.4	100
	ナット	K_n	973	3.1	20
	ねじ軸	$2E_s A_s / L$	319	9.4	61
	支持軸受	K_{b1}	1 030	2.9	19

(3) 支持構造が固定－半固定の場合

次に，支持構造が固定－半固定の場合について検討する．この場合には，軸方向剛性に関して次の 2 つの領域に分けて考えることができ，条件によってその両者の組合せで，全体としての軸方向剛性が決まる．

- ① 温度上昇によるねじ軸の膨張および軸方向荷重が加わっても予張力が打ち消されずに残っている領域．この領域での軸方向剛性は固定－固定の支持構造の場合と同じになる．
- ② 温度上昇によるねじ軸の膨張や軸方向荷重によって予張力が打ち消されてその効果を失った領域．この領域の軸方向剛性は固定－支持（軸方向自由）の特性と同じになる．

予張力が打ち消される軸方向荷重は式 (8-8) で計算できる．

$$F_0 = \frac{\frac{1}{K_{b1}} + \frac{1}{K_{b2}} + \frac{L}{E_s A_s}}{\frac{1}{K_{b1}} + \frac{L_1}{E_s A_s}} \times F_p \quad (8-8)$$

ここに、 F_0 ：（予張力が低減する方向に作用する）予張力が打ち消される軸方向荷重（N）

F_p ：予張力、ただし温度上昇した場合には、それに相当する分を差し引いた値（N）

軸方向荷重が予張力が低減する方向に作用して、その大きさが F_0 を越える場合には、 F_0 を境にして軸方向剛性が固定—固定から固定—支持（軸方向自由）の特性へと変化することになるが、全体としての軸方向変位は式（8-9）で計算することができる。

$$\delta_{sb} = \left(\frac{1}{K_{b1}} + \frac{L_1}{E_s A_s} \right) (F - F_p) \quad (8-9)$$

ここに、 δ_{sb} ：ねじ軸および支持軸受の軸方向変位の和（mm）

F ：軸方向荷重（ $F > F_0$ ）（N）

表 8-1 に示した特性をもつボールねじ系について、式（8-5）、式（8-7）および式（8-9）を用いて、軸方向荷重とねじ軸および支持軸受の軸方向変位の和との関係を計算した結果を図 8-3 に示す。ここに、ナットとモータ側支持軸受との間のねじ軸長さ L_1 は、両側の支持軸受間のねじ軸長さ L の 1/4、1/2、3/4 の 3 条件とし、軸方向荷重は予張力が低減する方向とした。また、固定—半固定の支持構造の場合は、予張力（温度上昇したとすると、それに相当する分を差し引いた値）を 3 450N（温度上昇 1.5 K 相当）とした。

支持構造を固定—固定としたときの計算結果を太線で示し、固定—半固定の場合を細線で示し、固定—支持（軸方向自由）の場合を破線で示した。なお、固定—固定については、 $L_1=300$ と $L_1=900$ とは左右対称の位置関係になるので、両者の計算結果は同じである。また、固定—半固定（細線）については、ナットの位置がモータ側支持軸受に近い $L_1=300$ では、図 8-3 の軸方向荷重の範囲では予張力が打ち消されないで残っているため、固定—固定の太線と完全に重なっている。 $L_1=600$ および $L_1=900$ では、太線の途中で予張力が打ち消されてその効力を失い、それ以降は細線へと折れ曲がって、固定—支持（破線）の場合の線図と平行線を描いている。

以上のことから、温度上昇が大きいために支持構造を固定—固定とすることができない場合でも、固定—支持（軸方向自由）の支持構造を固定—半固定の支持構造へ変更でき、予張力を与えることによって、軸方向変位が大幅に抑制される。しかし、予張力が有効な条件の範囲では固定—固定の支持構造と同じ特性になるが、温度上昇や軸方向荷重が大きくなって予張力の効果が失われると剛性と精度が低下することになる。したがって、支持構造を固定—固定とすることが高精度化に対して最も有利であるが、固定—固定の支持構造が採用できるようにするためにも、発

熱を小さく、放熱を大きくして温度上昇を低減させることが重要である。

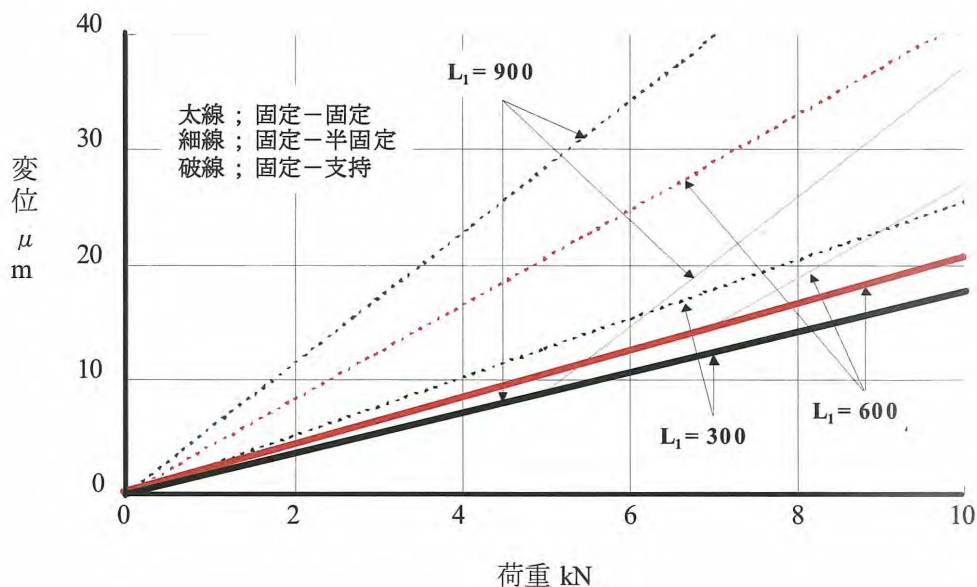


図 8-3 支持構造と軸方向剛性の関係

8.3 発熱と温度上昇の抑制法

8.3.1 発熱量の抑制法

(1) 摩擦トルク、回転速度の減少

式 (8-1) からわかるように、ボールねじからの発熱量を抑制するためには、摩擦トルクおよび回転速度の減少がその対策として有効である。

ボールねじの摩擦トルク T は式 (8-10) に示すように、荷重項 T_l と速度項 T_v の和で与えられる。

$$T = T_l + T_v \quad (8-10)$$

ここに、 T_l : 摩擦トルクの荷重項 (N・m)

T_v : 摩擦トルクの速度項 (N・m)

ボールねじの摩擦トルクは、一般に荷重項の大きさが支配的である。荷重項は力に関係した摩擦であり、ボールねじに与えられる予圧荷重の大きさでほぼ決定される。外部から荷重が加わった場合でも、予圧荷重が変化することによってこれが吸収されて、トータルの摩擦はほとんど変化しない⁸⁵⁾。したがって、予圧の適正な選択が重要となる。高精度のためにはある程度の大きさの予圧が必要であり、予圧を大きくするとねじ軸・ナット間の軸方向剛性は、予圧の 1/3 乗に比

例して大きくなる。しかしながら、表 8-1 にも示したように、軸方向荷重が作用したとき、ボールねじ系全体に占めるねじ軸・ナット間の変位は比較的小さいので、必要最小限の考え方で予圧荷重が低めに設定されている。速度項は高速になるほどその摩擦トルクに占める割合が増大するが、これは潤滑剤の粘性抵抗や攪拌抵抗による摩擦であり、潤滑剤の粘度の影響が支配的である⁸⁵⁾。したがって、潤滑剤の適正な選定が必要である。

一方回転速度は、送り速度を一定とするとリードに反比例するので、リードを大きくすることが、支持軸受からの発熱や、摩擦の速度項を低減する意味も含めて有効な対策であり、高速工作機械用のボールねじでは、20～30mm 程度のリードが採用されることが多くなってきている^{89),90)}。

しかしながらこれらの対策には限界があり、近年の、あるいは今後予想される高速化に対しては十分なものとは言えない。そこで、さらなる発熱量の低減を目的とした予圧切り換えボールねじを研究開発することとした。

(2) 予圧切り換えボールねじ

予圧切り換えボールねじは、予圧荷重を小さくすることによって発熱量を抑制するという考え方をさらに一步押し進めたものである。すなわち、高い位置決め精度が要求されるとき（これは低速送りのときが多い）には所定の大きさの予圧を与え、精度が重視されないとき（これは高速送りのときが多い）には予圧荷重を小さくする、あるいはゼロにすることによって、発熱量を大幅に低減することを目的とする。

研究開発にあたっての主なねらいは次のとおりである。

① 有効な次の機能を付加する。

- ・ 発熱、温度上昇を低減する。
- ・ 予圧の切り換えが容易に、かつ確実に行なわれる。
- ・ 予圧が平均的に小さく、ボールねじ系の耐久性・精度寿命を向上させる。
- ・ これらの裏返しとして、必要に応じてより高予圧の設定が可能になる。

② 従来の次の機能を損なわない。

- ・ ボールねじの外回り寸法はできるだけ変化させない。
- ・ 定圧予圧特性ではなく、定位置予圧特性に極力近づけることによって、軸方向剛性を低下させない。
- ・ 予圧切り換えの操作に伴う精度誤差が生じない。

8.3.2 強制冷却による放熱量の増大

放熱の大きさは、一般にはボールねじ表面から雰囲気（空気）への熱伝達、ねじ軸長手方向の熱伝導、ナットブラケットへの熱伝達などの和で決定される⁹¹⁾が、これに強制冷却を加えると放熱量を桁違いに大きくすることができるので、温度上昇対策として有力な手段である。また、強制冷却によって放熱を大きくすることは、8.2.2 でも述べたように、温度上昇を小さくするだけでなく、温度安定状態に達するまでの時間を短縮する効果もある。さらには、8.2.3 でも述べたように、ボールねじ軸両端の支持構造を固定－固定にしやすいので、熱変位の抑制や軸方向剛性の向

上にも寄与することができる。

そこで、強制冷却の代表的な方法として、熱変位が直接問題になるねじ軸を中空にして、そこに冷却流体を通す構造について研究することとした。

8.3.3 予備的数値解析

検証試験に先立って、数値解析を行なって試験結果を予測し、その結果から、ねじ軸両端に固定—固定の支持構造を無理なく採用できる様にするを目的として、冷却流体の種類とその流量を選定することとする。

数値解析の対象とする冷却流体としては、水、冷却専用油、スピンドル油および空気の4種類を用いる。これらの冷却流体の20℃における特性を比較して表8-2に示す。なお、冷却専用油⁹²⁾にも多くの種類のものがあるが、そのなかからNSK ジェット潤滑オイル JX-1⁹³⁾を選定して使用することとした。表8-2において、右端に記した乱流必要流量比とは、中空穴内の流体の流れを、冷却機能に有利な乱流とするために必要な流量について数値解析した結果を、水の場合を1とした比で示したものである。また、右から2番目に記した必要流量比(乱流時)とは、乱流の条件下で、同等の冷却効果を持たせるために必要な流量について数値解析した結果を、同様に水の場合を1とした比で示したものである。この数値で比較すると、水は粘度が小さく、熱伝導度、比熱および密度が大きいので、スピンドル油に比べて1桁程度、空気に比べると3桁以上冷却効果が大きく、冷却専用油は主として粘度が低いために、スピンドル油に比べて3倍程度の冷却効果を有していることがわかる。

以上の条件の下で、強制冷却を施さない場合を含めて、これらの冷却流体を用いた場合のボールねじの温度上昇について式(8-1)、式(8-2)を用いて数値解析して得られた温度上昇の飽和値を表8-3に示す。また、運転経過時間と温度上昇の関係の数値解析結果は、後述する検証試験結果と併せて図8-10に示す。ここに、各冷却流体の流量は、その種類によって適宜設定した。また、実際の運転時のボールねじの摩擦トルクは、JISの予圧動トルク測定方法⁷¹⁾で計測された値187 N・cmを用いた。表8-3からも、水が極めて高い冷却効果を示しているが、防錆などの面から採用されることが多い冷却専用油の冷却性能も十分に実用的といえる。また、後掲する図8-10から、8.2.2で述べたように、放熱が大きいほど温度安定状態に達するまでの時間が短くなる結果になっている。

次に、表8-3に示した結果から、ねじ軸両端に固定—固定の支持構造が無理なく採用できるか否かについて検討する。ねじ軸に加える予張力の大きさは、支持軸受の負荷容量や機台剛性などとの兼ね合いで設定されるが、一般に温度上昇3Kに伴うねじ軸の伸びに相当する大きさが目安とされている⁸⁵⁾ことから、ここでもその値を用いることとする。なお、温度上昇3K相当とすると、このモデルの場合、予張力はおよそ9300 N、支持軸受間長さ1100 mmのねじ軸の予張力による伸びはおよそ0.04 mmとなる。この場合、温度上昇が3Kであれば予張力がキャンセルされてゼロになり、温度上昇がその2倍の6Kになれば支持軸受や機台には、予張力とは反対の方向に予張力と同じ大きさの力が作用することになるので、6Kまでの温度上昇が固定—固定の支持構

造が無理なく採用できる範囲であると考えられる。したがって表 8-3 より、冷却流体、流量として水 2 (l/min)、あるいは冷却専用油 5 (l/min) であれば、固定－固定の支持構造を無理なく採用できると予測できる。この結果から、試験に用いる冷却流体としては冷却専用油を選定し、その流量は 5 (l/min) とし、強制冷却を施さない場合との比較評価を行なうこととする。

表 8-2 各種の冷却流体の特性

区分	熱伝導度 λ {W/ (m·K)}	粘度 μ (Pa·s)	比熱 C_p {kJ/ (kg·K)}	密度 ρ (kg/m ³)	必要流量比 [乱流時]	乱流必要 流量比
水	0.602	1.002×10^{-3}	4.183	998	1	1
冷却専用油	0.147	0.419×10^{-3}	2.052	759	5.8	1.6
スピンドル油	0.144	13.12×10^{-3}	1.851	871	18	15
空気	0.026	0.018×10^{-3}	1.005	1.16	2.5×10^3	15

表 8-3 各種の冷却流体を用いた場合の飽和温度上昇値

流体の種類	流量 (l/min)	飽和温度上昇値 θ_t (K)
冷却なし	—	23
水	2	0.6
冷却専用油	5	2.1
スピンドル油	5	5.2
空気	200	11

8.4 試験装置と方法

8.4.1 予圧切り換え機構

試作した予圧切り換え機構をもつボールねじの主な仕様を表 8-4 に示し、ボールねじの構造を図 8-4 に示し、予圧切り換え機構を図 8-5 に示す。図 8-4 を通常のダブルナット予圧ボールねじと比べると、図の中央の予圧切り換え機構の部分が軸方向に若干長いだけであり、ナット外径寸法等は変化していない。

図 8-5 において、予圧切り換えは油圧を用いて行なうが、油圧が OFF の状態では④部がわずかなすきまになっており、油圧が ON されるとシリンダーが押し込まれて④部が密着し、さらに押し込まれることによって所定の予圧が与えられる。油圧で予圧を与える一般的な方法では定圧予圧特性となるが、本機構を用いることによって定圧予圧ではなく、定位置予圧に近い剛性が得られる。

検証試験には表 8-4 に示した仕様のボールねじを使用するが、通常の定位置予圧用の間座も別に用意しておき、予圧切り換え機構と入れ替えて用いることにより、両者の性能を比較する。温度上昇・熱変位についての試験は、予圧（油圧）ON のみ、ON-OFF（切り換え）、OFF のみの 3 通りの条件で行ない、結果を比較評価する。その試験条件を表 8-5 に示す。

表 8-4 予圧切り換えボールねじの主な仕様

ねじ軸径 (mm)	32
リード (mm)	10
ねじ部長さ (mm)	680
ボール回路数 (巻数×列数)	2.5×2
予圧形式	ダブルナット予圧
予圧荷重 (N)	3 800

表 8-5 予圧切り換えボールねじの試験条件

区分	速度 (m/min)	時間比 (%)	走行距離比 (%)	予圧		
				ON のみ	切換	OFF のみ
早送り	24	30	72	ON	OFF	OFF
切削送り	4	70	28	ON	ON	OFF

ストローク：400 mm，潤滑剤：グリース LRL3（基油粘度 37 mm²/s）

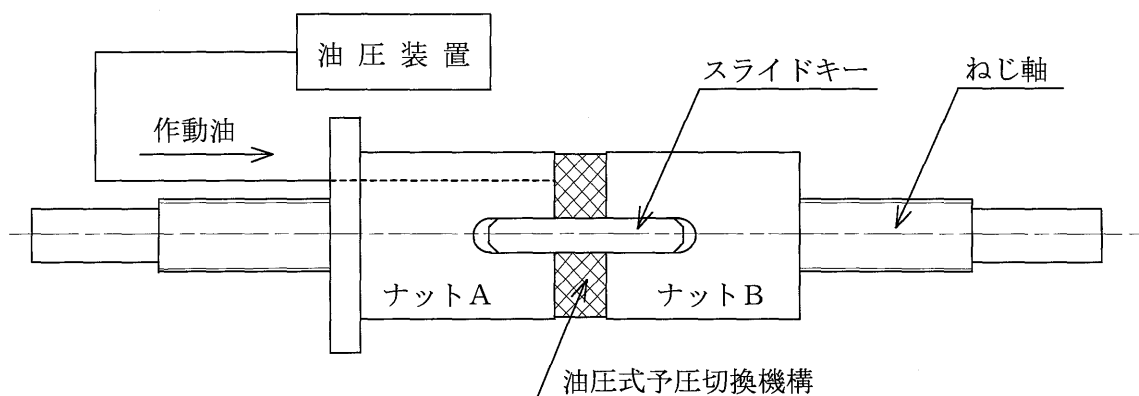


図 8-4 予圧切り換え機構付きボールねじの構造

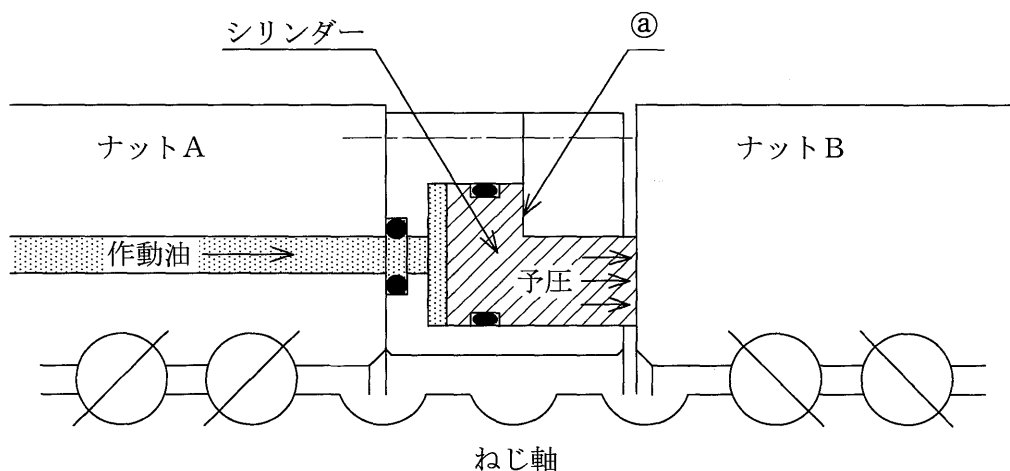


図 8-5 予圧切り換え機構

8.4.2 中空ボールねじによる強制冷却

中空軸ボールねじ送り駆動機構の仕様および試験条件を以下のように設定する。用いるボールねじ送り駆動機構の構造を図 8-6 に示し、試験装置を写真 8-1 に示す。

ねじ軸径 45 mm、リード 30 mm の高速工作機械用ボールねじを用い、ねじ軸両端に内径 40 mm のボールねじ支持用スラストアングュラ玉軸受の 3 列組合せを配して、固定－固定の支持構造とし、ねじ軸に予張力を与えて試験機台に取り付ける。ナットに組付けたテーブルには質量 2 000 kg のワークを搭載して、最高回転数 $2\,000\text{ min}^{-1}$ でボールねじ軸を駆動するものとする。ボールねじ、支持軸受の仕様などを表 8-6 に示す。なお、ボールねじ軸は中空で、その穴径は 15 mm である。これは、中空穴によるねじ軸の軸方向剛性の低下を 10% 程度に留めることや、一定量の冷却流体を通すことができれば、穴径はむしろ小さい方が冷却効率が高く、放熱効果が大となることな

どを考慮して決めている。

試験に用いる運転速度パターンを図 8-7 に示す。最高速度を 60 m/min, 加速度を $12\,700\text{ mm/s}^2$ (1.3 G) として, トータルストローク 600 mm を 200 mm と 400 mm の 2 ステップに分けて起動・停止する往復運動を繰り返すものとする。このときの, 停止時間を含めた平均速度は 10m/min (平均回転数 333 min^{-1}) となり, 工作機械の平均速度としてはトップレベルの高速機の条件である。また, 駆動モータは 12kW の AC サーボモータ, テーブルの案内にはレール幅 45 mm の転がりガイドを使用し, 冷却流体の温度制御装置⁹⁴⁾ は冷却能力 310 W, 温度変動幅 $\pm 0.5\text{ K}$ 以下のものとする。

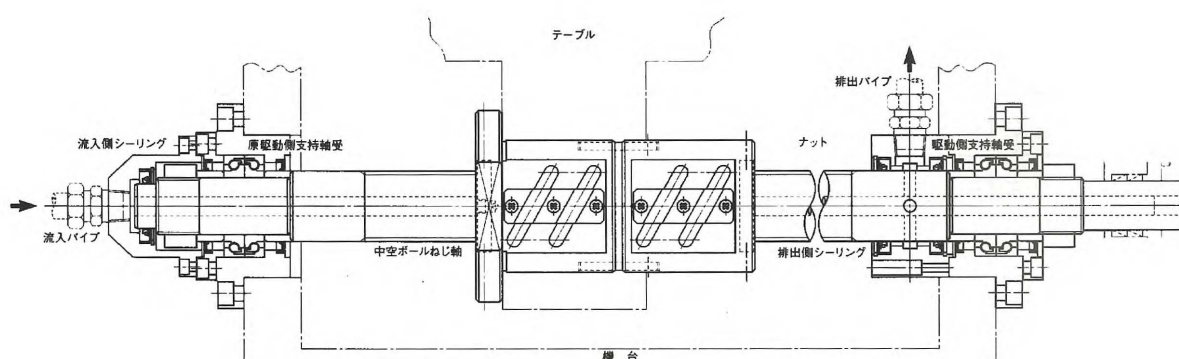


図 8-6 中空軸ボールねじによる強制冷却の構造

中空軸ボールねじ



冷却流体の温度制御装置



写真 8-1 中空軸ボールねじ強制冷却試験装置

表 8-6 ボールねじと支持軸受の仕様

項目	仕様
ねじ軸径 (mm)	45
リード (mm)	30
ボール回路数 (巻数×列数)	2.5×3
条数	3
基本動定格荷重 (N)	91 700
基本動静格荷重 (N)	256 000
予圧荷重 (N)	3 000
ねじ軸中空径 (mm)	15
ねじ軸支持軸受間距離 (mm)	1 100
支持軸受	40TAC90DFD
支持軸受定格荷重 (N)	95 500
潤滑剤	グリース LRL3 (基油粘度 37 mm ² /s) を定期的に補給する.
最高回転数 (min ⁻¹)	2 000

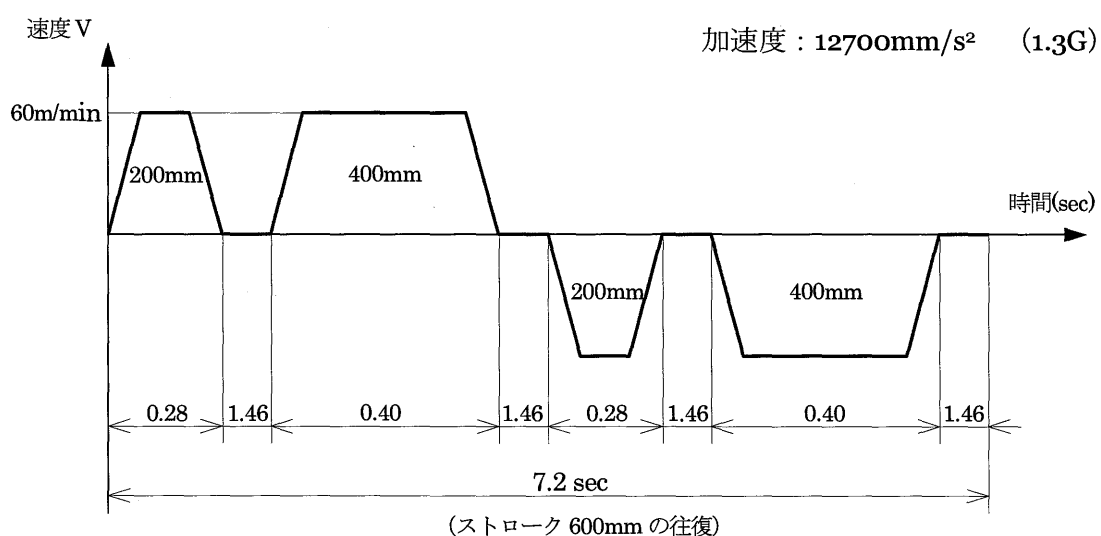


図 8-7 試験運転速度パターン

8.5 試験結果と考察

8.5.1 予圧切り換え機構

表 8-4 の仕様のボールねじを、表 8-5 に示した試験条件で運転した時に測定された、ボールねじ軸の温度上昇と伸び量を図 8-8 に示す。図 8-8 から、予圧 ON のみ（通常の予圧状態）に比べて予圧切り換えでは、ねじ軸の温度上昇、伸びともにおよそ 1/2 に減少している。なお図 8-8 において、予圧 OFF のみの温度上昇、伸びが比較的大きいが、これは図中に破線で示したモータ側支持軸受近傍のねじ軸の温度上昇（予圧 OFF）が大きいことからわかるように、モータ側支持軸受の発熱による影響が大きいためである。そこで、温度上昇、伸びを、予圧 OFF のみを基準として、そこからの増分で比較すると、予圧切り換え（3.6 K, 0.03 mm）では予圧 ON のみ（12.2 K, 0.11 mm）に比べておよそ 30%に減少している。これは、表 8-5 に示したように、予圧切り換えのときの予圧 ON での走行距離が全体の 28%であることによく合致しており、予圧切り換えがよく機能していることがわかる。

次に、予圧荷重を同一とした条件で軸方向剛性を測定して比較した結果を図 8-9 に示す。図 8-9 は、軸方向荷重と変位との関係について、定位置（間座）予圧での理論計算と実測、予圧切り換え機構付きでの理論計算と実測、および定圧予圧の理論計算の線図を並べたものである。図 8-9 から、定位置予圧、予圧切り換えともに理論計算値と実測値とがよく一致している。また、定圧予圧では他に比べて剛性が低く、荷重の方向による剛性の違いが大きいものに対して、予圧切り換えの剛性特性はそれとは明らかに異なっており、一般の定圧予圧を用いた場合の特性ではなく、定位置予圧特性にかなり近づいていることがわかる。

次に、予圧の切り換えが確実に行なわれているかどうかについて、また、予圧切り換えの操作に伴う位置誤差の有無について、2 通りの方法で検証試験を実施した。その一つは、ボールねじが停止した状態で予圧 ON・OFF の切り換えだけを繰り返したときのテーブル位置の再現性試験である。もう一つは、予圧 OFF の状態でテーブルを早送りし、停止後に予圧を ON にしたときのテーブル位置をマイクロメータで測定して、この操作を繰り返すことによる位置の再現性試験を行ない、その結果を同様にして行なった定位置予圧ボールねじによる測定結果と比較して表 8-7 に示す。2 通りの試験結果は、そのいずれにおいても測定精度以内のレベルで良い再現性が得られ、また定位置予圧と比較しても両者同等の結果である。

以上の検証試験の結果から、試作した予圧切り換えボールねじは、当初の目的がよく達成されており、従来のボールねじに比べて、特に機能を損なうことなく、発熱、温度上昇を大幅に低減することができることがわかった。

表 8-7 予圧切り換えボールねじを用いた場合の予圧 ON-OFF によるテーブル位置の再現性

運転パターン	ボールねじ	予圧状態	位置の再現性
停止	予圧切り換え ボールねじ	予圧 OFF と ON の 700 回の繰り返し	1 μ m 以下
ストローク 400 mm を 速度 4 m/min で送り後 に停止を 700 回繰り返 す	予圧切り換え ボールねじ	送り時は予圧 OFF で停止 後に予圧 ON の繰り返し	1 μ m 以下
	定位置予圧 (間座) ボールねじ	(予圧 ON)	1 μ m 以下

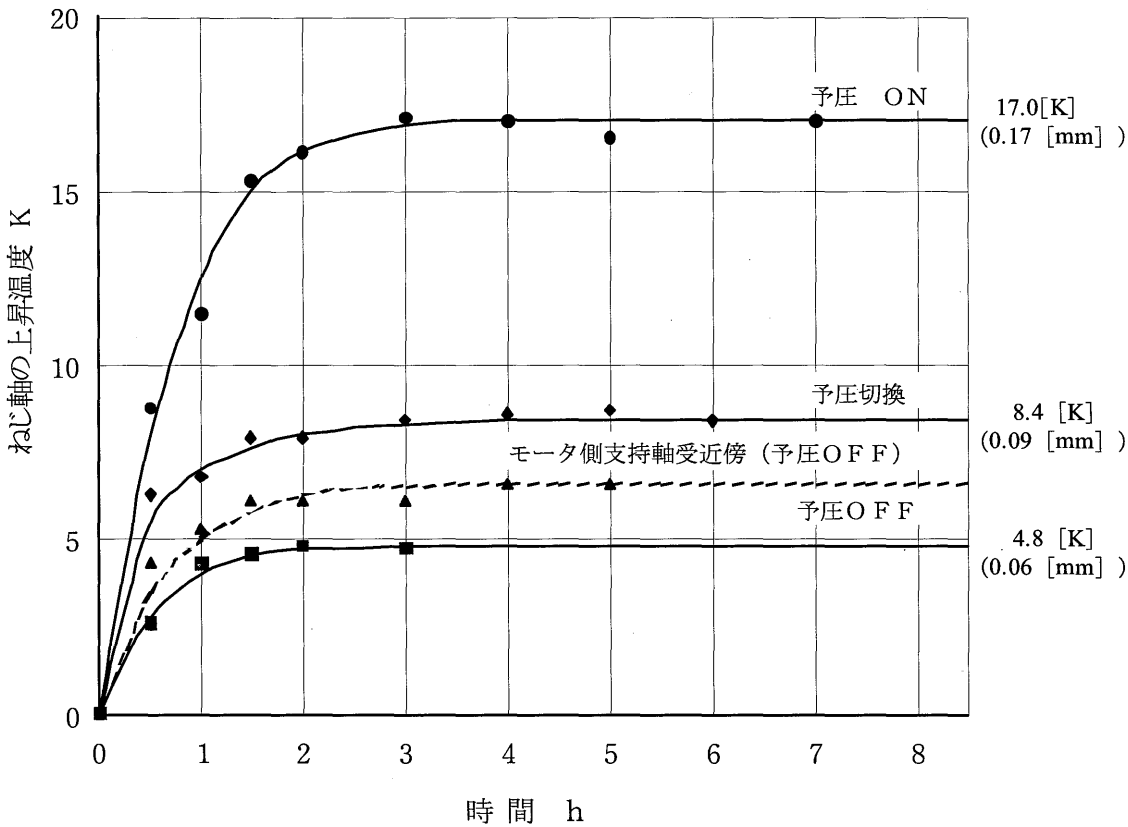


図 8-8 予圧切り換えを用いた場合のねじ軸の温度上昇と熱変位
(ボールねじ軸径 32 mm, リード 10 mm, 予圧荷重 3 800 N)

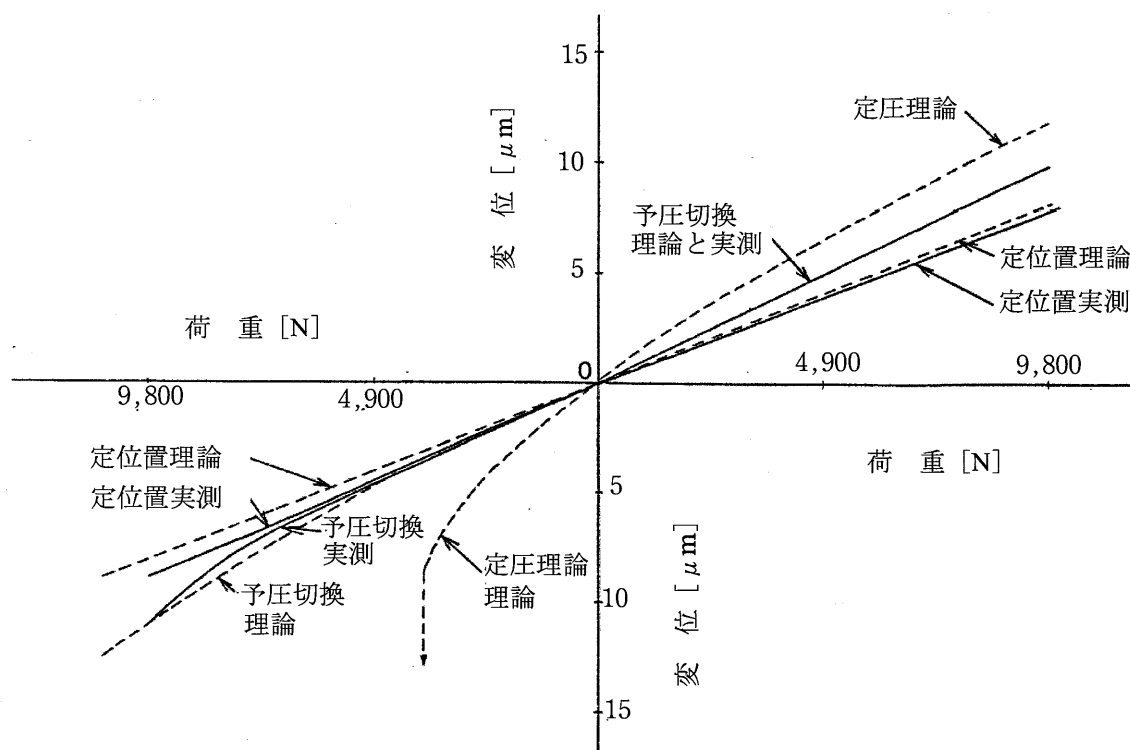


図 8-9 予圧切り換えボールねじの軸方向剛性の比較
(ボールねじ軸径 32 mm, リード 10 mm, 予圧荷重 3800 N)

8.5.2 中空ボールねじによる強制冷却

中空軸ボールねじを ± 0.5 K に制御した冷却専用油で強制冷却した場合の温度上昇試験の結果を、強制冷却なしで行った試験結果と併せて、また 8.3.3 で行なった数値解析の結果と対比して図 8-10 に示す。図 8-10 から、強制冷却したねじ軸の温度上昇実測値は 5.0 K であり、強制冷却を施さない場合の実測値 21 K に比べて大幅に低減していることがわかる。

次に、温度上昇の実測値と数値解析結果とを比較する。強制冷却を施さない場合の温度上昇の飽和値 21 K は、表 8-3 に示した数値解析結果 23 K にかなりよく一致している。その一方で、試験立上がりのところで、両者の温度上昇カーブにずれが見られる。これは、数値解析においてはボールねじの摩擦トルクを一定としているのに対して、実際の試験では、初期は温度上昇後に比べて温度が低いので、潤滑剤の粘性抵抗による摩擦トルクが温度上昇後よりも大きかったためであると考えられる。強制冷却を施した場合の温度上昇の飽和値 5.0 K は、数値解析結果 2.1 K よりも大きくなっている。これは、数値解析では駆動モータや支持軸受からの発熱を考慮していないこと、冷却することによって潤滑剤の粘性抵抗が冷却なしの場合よりも高くなったためにボールね

じの摩擦トルクが大きくなったこと、その他の試験・測定誤差などの影響によるものと考えられる。数値解析結果と試験結果との誤差は、比で見れば大きいようでもあるが、差で見れば 2.9 K に過ぎず、これらの影響を考慮すれば両者はかなりよく一致していると判断される。

いずれにしても、強制冷却によってねじ軸の温度上昇が大幅に抑えられ、8.3.3 で考察した温度上昇の範囲 6 K を下回っているので、ここで設定した高速条件下においても、冷却専用油を用いた強制冷却を施すことによって、固定－固定の支持構造を無理なく採用できることが確認された。8.2.3 に計算例を示したように、ねじ軸両端を固定－固定の支持構造にすることで送り系の剛性は、一方の軸端を半固定構造とした場合に対して 50% 程度向上する。また、温度上昇の抑制は剛性、精度を向上させるだけでなく、転がり要素の潤滑性能や耐久性などの面でも有利になるといえる。

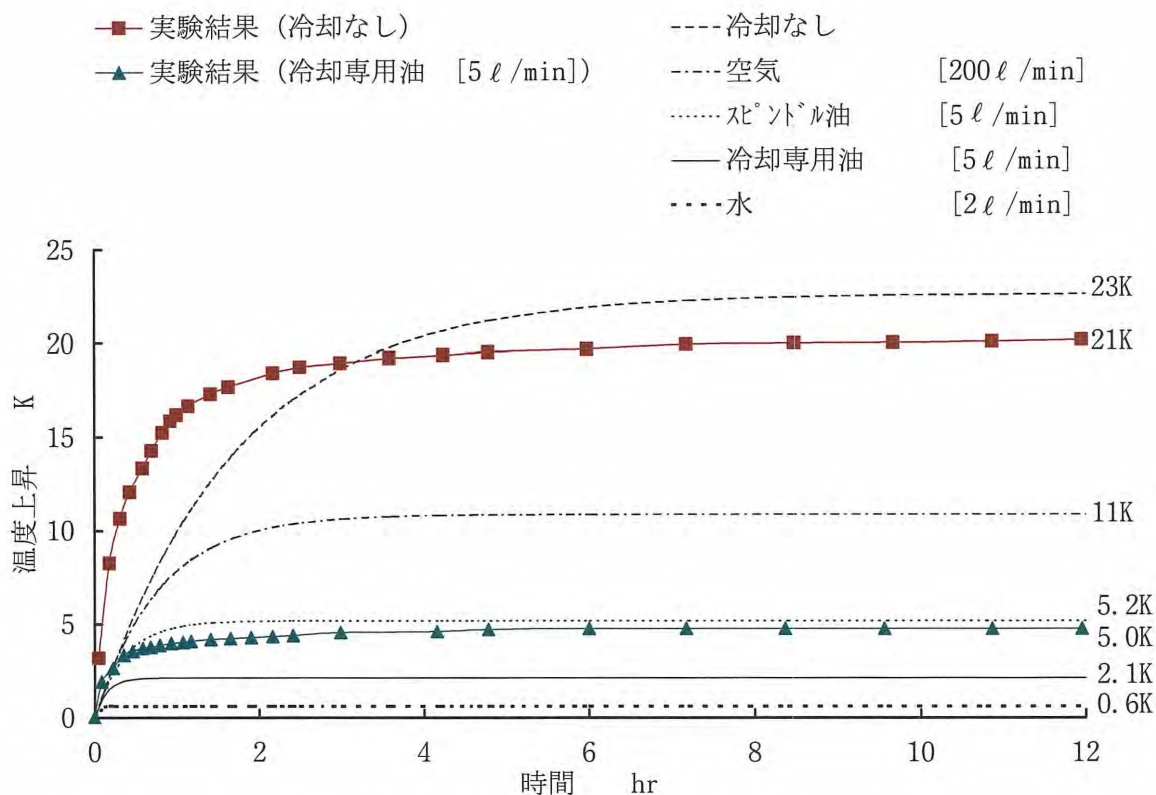


図 8-10 中空ボールねじの強制冷却試験結果

(ボールねじ軸径 45 mm, リード 30 mm, ねじ軸中空径 15 mm, 予圧荷重 3 000 N)

8.6 結論

ボールねじ送り駆動機構の熱特性に関して、発熱、温度上昇、軸方向剛性についての理論解析を行なった。また、発熱を抑制するための予圧切り換えボールねじ、放熱を大きくして温度上昇を低減するための強制冷却について検討して、試作を行ない、検証試験によってそれらの有効性を確かめた。本章で得られた主な結論は次の通りである。

- (1) 熱特性を向上させるためには、発熱、放熱、支持構造などの個々についての改善を行なうとともに、これらを相互に関連付けた総合的な対策が重要である。
- (2) ボールねじの 2 K 程度の温度上昇に対応した予張力を与えることは、その熱特性を改善するために非常に有効である。
- (3) 試作した予圧切り換えボールねじは、その他の機能を損なうことなく、発熱量を大幅に抑制することができることが確認された。
- (4) 中空軸ボールねじによる強制冷却は、温度上昇を大幅に小さく抑えることとともに、温度安定状態までの時間も大幅に短縮する効果がある。また、ボールねじ駆動の高速工作機械においても、強制冷却を用いることによって、ねじ軸両端に固定-固定の支持構造を採用することができる範囲内に温度上昇が抑えられるので、高速送りと高剛性・高精度とを両立させることが可能である。

第9章 結 言

NC 工作機械で代表される産業用の機器の送り駆動機構には、ボールねじが多用されている。ボールねじ送り駆動機構の性能はこれらの産業用機器の性能を支配する極めて重要な要素であるので、ボールねじ送り駆動機構の高速・高精度を主眼とした性能向上を目的として研究を行なった。まず、ボールねじ送り駆動機構の特性が各機構因子の相互関係で定まるかについて考察し、ボールねじの摩擦特性の違いが運動精度におよぼす影響を研究した。次に、高速・高加減速の使用で問題になる寿命延長の方策として、ナット内負荷分布の均一化による効果を解析し、検証試験による確認を行なった。さらに、高速・高加減速度で長時間運転したときの、位置決め精度の経年劣化におよぼすボールねじの摩耗劣化の影響について検討した。また、最高速度の障害となるボールねじ循環部の改善についてリターンチューブの場合について研究し、騒音・振動の低減化としてボール循環音とねじ軸の危険速度による障害を回避する方策を研究した。さらに、高速送りと高精度送りの両立で問題となるボールねじの発熱・温度上昇と強制冷却などの方策について解析して、検証試験による確認を行なった。

本研究で得られた主な結論は以下の通りである。

第2章 ボールねじ送り駆動とそのダイナミクスについて

- (1) ボールねじ送り駆動機構の特性すなわち、最高送り速度、最高送り加速度、負荷能力、剛性、固有振動数、運動誤差、温度上昇が、駆動機構のどの因子とそれらの相互関係であるダイナミクスによって定まるかについて考察し、各特性と仕様との関係式を整理し、ボールねじ送り駆動機構の構造、特性と性能の関係を明らかにした。

第3章 摩擦特性が運動精度に及ぼす影響について

- (2) 運動方向反転時に生じる運動誤差は、ボールねじの摩擦変化が影響していると考え、ボールねじの運動反転時にボールの接触点数が変化する領域をボール接触点数変化領域と名付けて、この領域の新しい摩擦モデルを導いて理論解析を行なった。
- (3) 測定されたボール接触点数変化領域と理論解析結果はほぼ一致し、理論解析が妥当であることを明らかにした。
- (4) ダブルナット予圧方式のボールねじでは、運動反転後のある範囲でボール接触点数の変化に伴って摩擦トルクが減少することが、象限切換時に生じる運動誤差の原因であることがわかった。
- (5) 大負荷用に改良したオーバーサイズボール予圧方式のボールねじでは、運動反転後の摩擦トルクが変動せず、運動精度が向上することが解析と試験により確かめられた。

第4章 高負荷用ボールねじのナット内負荷分布の均一化とそれによる寿命延長について

- (6) 高負荷用ボールねじのナット内負荷分布の均一化とそれによる寿命延長を検討するために、ボールねじに軸方向荷重が加わったとき、特に荷重が大きい場合にボール相互間に生じる負荷分布の不均一に着目して、そこには狭範囲の変動成分と広範囲の変動成分とが存在することにあわせて、それらの変動成分の要因を明らかにした。
- (7) それらの変動成分の要因に対して、ボールが循環する回路の配列に工夫を加えるなど、幾つかの改良を組み合わせることによって、ボール相互間の負荷分布を従来よりも大幅に均一化して負荷能力を向上させ、ボールねじの寿命を2倍以上延長させることができた。

第5章 高速・高加減速化にともなう精度の経年劣化について

- (8) ボールの転走距離によるボールの直径摩耗率 U_j を式 (5-2) として提案した。
- (9) 高速かつ高加減速度の送り条件で、計算寿命の6倍に相当する長期連続運転を行なった。それによるボールねじの摩耗は、ボール、ねじ軸とナットの溝面の軸方向の全摩耗量で $3\ \mu\text{m}$ 程度であることがわかった。
- (10) その摩耗によってボールねじの予圧トルクが減少するが、まだ65%以上残存していて、ナット剛性は12%減少するが送り系の軸方向剛性、縦方向の固有振動数、ロストモーション量の変化はいずれもわずか6%以内と極めて小さいことがわかった。予圧トルクがこの程度残存すれば、摩耗による精度劣化は大きな問題にならないことがわかった。

第6章 高速性能の向上について

- (11) ボールねじの最高回転速度の限界を決めている一因は、リターンチューブの解析からタング部根元部分の疲労強度であることを明らかにし、タング部の根元部分の形状を変更するとともに、リターンチューブの材質を変更することによって、 $d_m \cdot n$ 値の限界を従来の8万から16.5万に向上できることがわかった。さらに、リターンチューブの厚さ寸法の変更を加えることにより、最高回転速度の限界を $d_m \cdot n$ 値19万へと向上できることがわかった。
- (12) その効果として、ボールねじの軸径40 mm、リード30 mmの場合には、最高送り速度139 m/minが可能となり、従来の50 m/minに比べて大幅な高速送りを達成した。

第7章 振動・騒音特性の改善について

- (13) 振動・騒音特性を改善するための方策として、ボールねじのボール径を小さくすることや、リードを大きくして回転速度を下げることは、騒音レベル低減に有効であり、例えば、ボール径を7.9375 mmから6.35 mmに小さく、また、リードを16 mmから32 mmへと大きくすることによって、同じ送り速度での騒音レベルを10dB低減することができた。

- (14) 従来のボールねじに比べて、各ボール間に樹脂製の保持ピースを挿入することによって2～3dB、鋼製ボールの代わりにセラミックボールを使用することによって4～5dB、両者を合わせると7dB程度の騒音レベルの低減効果が得られた。
- (15) 新しいボール循環構造を採用することによって、従来に比べて騒音レベルを5～7dB低減することができ、ボールねじの低振動、低騒音、さらに好音色化に高い効果があることがわかった。
- (16) ねじ軸の中空穴にダンパシャフトを内蔵させたナット回転ボールねじは、従来は使用できないとされていた危険速度以上の高速条件下でも、十分に使用するようにできることがわかった。

第8章 熱特性の改善について

- (17) 熱特性に関して、発熱、温度上昇、熱変位、軸方向剛性などについての理論解析を行なった。熱特性を向上させるためには、発熱、放熱、支持構造などの個々についての改善とともに、これらを相互に関連付けた総合的な対策が重要である。
- (18) ボールねじの2K程度の温度上昇に対応した予張力を与えることは、その熱特性を改善するために非常に有効である。
- (19) 試作した予圧切り換えボールねじは、その他の機能を損なうことなく、発熱量を大幅に抑制することができることが確認された。
- (20) 中空軸ボールねじによる強制冷却は、温度上昇を大幅に抑えられることと、温度安定状態までの時間が短縮される効果がある。ボールねじ駆動による高速工作機械においても本冷却を用いることで、ねじ軸両端に固定構造を採用できる範囲内に温度上昇が抑えられ、高速送りと高剛性・高精度の両立が可能であることがわかった。

参考文献

第1章

- 1) 大塚二郎：精密位置決め用送りねじ，日経メカニカル，(1992.2.17) 110-118.
- 2) 梶田敏治：ボールねじを用いた精密位置決め技術，自動化技術，30-7，(1998)，37-41.
- 3) 清水，坂戸：アンケート調査に見る超精密位置決め技術に関する現状と期待，精密工学会誌，61-12，(1995)，1650.
- 4) 白石昌武，楠井直樹：超精密位置決めにおける文献とアンケート調査，精密工学会誌，65，6(1999) 799～804.
- 5) 大塚二郎，羽山定治，大橋康二：精密・超精密位置決めの実状と将来予測，精密工学会誌，67，2 (2001)，173.
- 6) 井澤實：精密位置決め技術，工業調査会，(1989)，53-55.
- 7) 最新精密位置決め技術集成，総合技術センター，(1986)，77-78.
- 8) 垣野義昭，稲崎一郎，森脇俊道，古川勇二：工作機械のダイナミックス (1) - その評価と設計への応用，機械の研究，30，2 (1978) 79.
- 9) 黎子椰：NC 工作機械送り駆動機系の特性向上に関する研究、京都大学学位論文，(1992) 92.
- 10) 谷腰欣司：位置決め制御の基礎と回路技術，総合電子出版社，(1985)，1-9.
- 11) 矢部四郎司：送りの高速・高精度化最新技術，第 32 回工作機械関連技術者会議資料，(2000).
- 12) 大塚二郎：精密・超精密位置決め②工作機械，ステッパの高速化にかかわる位置決め技術，日経メカニカル，(2001.6 No561) 118-129.
- 13) 月刊トライボロジ編集部：本年 10 月 JIMTOF 開催!! 工作機械の技術動向を見る，月刊トライボロジ，174，(2002.2)，28-30.
- 14) 二宮瑞穂：ボールねじの動向，トライボロジスト，44-11，(1999)，839-844.
- 15) たとえば ファナック株式会社：Ai 電動射出成形機 ROBOSHOT カタログ No. RSHOT S-2000iA (J) -04，(2003.5)
- 16) 黎子椰：NC 工作機械送り駆動機系の特性向上に関する研究、京都大学学位論文，(1992) 2.
- 17) 玉置明：超高速、低騒音テーブルとその要素，自動化技術 25-3，(1993)，45.

第2章

- 18) 加賀敬悦，井上正允，太田実：はめあい・交差の最適設計とその事例・ボールねじ，機械設計，29，5 (1985)，77-82.

- 19) たとえば 三菱電機㈱：AC サーボモータ カタログ，No. 名-0212 (MDOC) (2002)，2.
- 20) 竹下虎男：CNC サーボシステムの特性解析と性能向上に関する研究，京都大学学位論文 (1999)，37-64.
- 21) H.Hertz：Gesammelte Werke,Band 1,(1895),155.
- 22) 垣野義昭,井原之敏,中津善夫,篠原章翁：NC 工作機械の運動精度に関する研究 (第 6 報) — 円弧補間送り時のスティックモーションの生成機構とその補正 —，精密工学会誌，56，4(1990)139.
- 23) 山口利明：位置決め精度に対するボールねじ・直動案内の影響，NSK Technical Journal，650，1989，36.
- 24) 藤田純：NC 工作機械送り駆動系の特性解析と輪郭運動性能向上に関する研究，京都大学学位論文 (2001)，19-38.
- 25) 和田功：ボールねじの特性と使用法,応用機械工学，6，(1988)，150-155.
- 26) 二宮瑞穂：ボールねじの発熱と対応策，応用機械工学，28，4 (1987) 98.

第 3 章

- 27) 黎子椰：NC 工作機械送り駆動機系の特性向上に関する研究、京都大学学位論文，(1992) .
- 28) 羽山定治：NC 工作機械の運動誤差解析とその向上に関する研究，京都大学学位論文 (1997) .
- 29) 金子敏夫，数値制御，オーム社，(1972)，114.
- 30) C. D. Walrath, Adaptive Friction Compensation Based on Recent Knowledge of Dynamic Friction, Automatica, 20, 6, (1984), 717.
- 31) D. Karnopp, Computer Simulation of Stick-Slip Friction in Mechanical Dynamic Systems, Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Contr., 107, (1985), 100.
- 32) B. Armstrong, Friction: Experimental Determination, Modeling and Compensation, Proc. the 1988 IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation, (1988), 1422.
- 33) D. A. Haessig, Jr. and B. Friedland, On the Modeling and Simulation of Friction, Trans. ASME, J.Dyn.Syst.Meas.Contr. , 113, (1991), 354.
- 34) A. Harnoy, B. Friedland and H. Rachoor, Modeling and Simulation of Elastic and Friction Forces in Lubricated Bearings for Precise Motion Control, Wear, 172, (1994), 155.
- 35) 堤正臣，大友誠司，岡崎裕一，酒井浩二，山崎和雄，葛東方：摩擦を考慮した CNC 工作機械の送り駆動機構の数学モデル，精密工学会誌，61，10，(1995)，1458.
- 36) 深田茂生，成瀬慎也，松本貴広：ボールねじの微視的変位挙動に関する研究，1997 年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集，1997，581.
- 37) 深田茂生，松本貴広：ボールねじの微視的変位挙動に関する研究 (第 2 報)，予圧方式が異なる場合の比較試験)，1999 年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集，1999，128.

- 38) 下田博一, 水口淳二: ボールねじとボールガイドの極微動時挙動, 1999 年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集, 1999, 592.
- 39) 下田博一, 水口淳二: ボールねじとボールガイドの極微動時挙動 (第 2 報), 2000 年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集, 2000, 457.
- 40) 平田二郎, 二宮瑞穂: ボールねじの摩擦, 潤滑, 23, 11, (1978), 841-844.
- 41) 深田茂生, 成瀬慎也, 松本貴広: ボールねじの微視的変位挙動に関する研究 (第 1 報) — 準静的特性に関する基礎実験, 精密工学会誌, 66, 7, (2000), 1070.
- 42) 平田二郎, 柏木季雄, 二宮瑞穂: ボールねじの諸特性について, NSK Bearing Journal, 634, (1973), 1-3.

第 4 章

- 43) 稲葉善治: 電動サーボ式射出成形機と精密成形, 日刊工業新聞社, 1999.
- 44) 電動サーボプレス機械の最前線, 日本金属プレス工業会主催 第 35 回金属プレス加工技術研究会 資料, (2001) .
- 45) 村田力: 直動式デジタルサーボプレス ZEN Former とプレス複合加工について, 日本金属プレス工業会主催 第 41 回金属プレス加工技術研究会 新しいコンセプトに基づくプレス機械とプレス成形法の開発 資料, (2001). 11-13.
- 46) 信朝雅弘, 柴田靖史, 牛田公人, 和田貴之: 電動サーボ射出成形機用ボールねじの取り組み, NTN Technical Review, No69 (2001), 118.
- 47) 白井武樹, 道岡英一, 丹波宏, 黄水平, 藤田聡: 高負荷ボールねじ (HBN) の開発, 2003 年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集, 2003, 596.
- 48) 下田博一, 安藤陽一, 井澤實: ボールねじの負荷分布に関する研究 (第 1 報), 精密機械, 41, 10, (1975), 954.
- 49) 吉田孝文, 東崎康嘉, 松本将: ボールねじの負荷分布とボールの運動に関する研究, トライボロジスト, 第 48 巻 第 8 号 (2003) 659~666.
- 50) 高橋潤, 下田博一: “工作誤差および取付け誤差を考慮したボールねじの負荷分布”, 2001 年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集, 2001, 449.
- 51) 下田博一, 高橋潤: ボールねじの製作誤差および取付け誤差が玉荷重分布に及ぼす影響, 2003 年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集, 2003, 593.
- 52) 下田博一, 井澤實: ボールねじの寿命に関する研究 (第 4 報), 精密工学会誌, 53, 8 (1987) 1195.
- 53) 下田博一: 長寿命ボールねじの開発と寿命試験, トライボロジスト, 39, 3 (1994) 263.
- 54) 稲葉善治, 伊藤進: 電動サーボ式射出成形機用ボールねじの寿命に関する研究, 精密工学会誌, 65, 6 (1999) 805.
- 55) 日本精工(株): 精機製品カタログボールねじ技術解説編, No.3161a, (2003) ,B521.

- 56) 井上正允：産業ロボット用ボールねじ，NSK Technical Journal, No.645 (1985) 40.
- 57) 井澤實：ボールねじとその応用技術，工業調査会，(1990)，27-42.
- 58) 高負荷駆動用ボールねじカタログ：No. 3218a (2000)，2.
- 59) 下田博一，井沢実：ボールねじの揺動特性(第1報，定位置予圧ボールねじの揺動トルク)，日本機械学会論文集 (C編)，53，491 (1987) 1495.
- 60) 信朝雅弘：ボールねじの揺動特性，NTN Technical Review, No58 (1990)，30.
- 61) 転がり軸受工学編集委員会編：転がり軸受工学，養賢堂，(1975)，164.
- 62) 桜井俊男，岡本純三，角田和雄：転がり軸受，幸書房 (1981)，58.
- 63) 井澤實：ボールねじとその応用技術，工業調査会，(1990)，95.
- 64) 日本精工(株)：カタログ，精機製品 NSK リニアガイド・ボールねじ，No.3151C, (1994) A78.
- 65) 日本精工(株)：カタログ，超大リード精密ボールねじ
- 66) 加藤将人：高速静音ボールねじの開発，NSK Technical Journal, 676，(2003)，26.

第5章

- 67) 藤田純：NC 工作機械の送り駆動系の特性解析と輪郭運動性能向上に関する研究，京都大学学位論文，(2001),48.
- 68) 垣野義昭，井原之敏，中津善夫，篠原章翁：NC 工作機械の運動精度に関する研究(第6報) —円弧補間送り時のスティックモーションの生成機構とその補正—，精密工学会誌，**56**，4 (1990) 139.
- 69) 藤田純，濱村実，斯波和広，垣野義昭，松原厚，大脇悟史：NC 工作機械の円弧象限切換時運動誤差に与える案内機構の影響，精密工学会誌，**68**，3 (2002) 435.
- 70) 平田二郎，山口利明，矢部四郎司：最近におけるボールねじの技術動向，NSK Technical Journal,646，(1986)，62.
- 71) 日本工業規格 ボールねじ JIS B1192-1997，日本規格協会，(1997)，17.
- 72) 日本精工(株)：精機製品カタログボールねじ技術解説編，No.3161a，(2003) ,B521.

第6章

- 73) 二宮瑞穂，宮口和男：“ボールねじの最近の技術動向”，NSK Technical Journal, 664,1997, 1.
- 74) 日本精工(株)：精機製品カタログボールねじ技術解説編，No.3161a，(2003) ,B512.
- 75) 例えば 機械学会：材料の疲れ強さ資料調査分科会報告

第7章

- 76) 平田二郎，山口利明，矢部四郎司：最近におけるボールねじの技術動向，NSK Technical

Journal,646, (1986), 59.

- 77) 二宮瑞穂：ボールねじの動向，トライボロジスト，44-11，(1999)，841.
- 78) 梶田敏治，石川昭彦：“精密ボールねじの騒音レベル”，NSK Technical Journal, 656, 1993, 50.
- 79) 山口利明：“ボールねじの高性能化技術”，精密工学会誌，61-3，1995，332.
- 80) 佐藤秀之：“制振ダンパ付ナット回転ボールねじ”，NSK Technical Journal, 660, 1995, 39.
- 81) 玉置 明：“超高速，低騒音テーブルとその要素”，自動化技術，25-3 (1995) 43.
- 82) R.ガッシュ/H, ピュツナー原著，三輪修三 訳：回転体の力学，5-45，森北出版，1978
- 83) 松田靖之，籠田吉就，谷口雅人：高速静音ボールねじの性能解析，2004 年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集，2004，89-90.

第 8 章

- 84) 加賀敬悦：新世代NC工作機械の開発 高精度NC工作機械とボールねじ，34 13 機械技術，20.
- 85) 二宮瑞穂：ボールねじの発熱と対応策，応用機械工学，28， 4 (1987) 99.
- 86) 堤正臣，廣田康宏，陳亮：数値制御工作機械の位置決め精度向上に関する研究（第 2 報、ナットの温度を利用した補正），1997 年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集，1997，591.
- 87) 堤正臣，廣田康宏，陳亮：数値制御工作機械の位置決め精度向上に関する研究（第 1 報、ボールねじ軸心冷却の効果），1997 年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集，1997，583.
- 88) 日本精工(株)：精密転がり軸受カタログ，No.1254a, (2002) ,96-103.
- 89) 超精密送り位置決め機構の設計・評価，トリケプス (1987) 75.
- 90) 松原厚：リニアモータ VS ボールねじ，モーションエンジニアリングシンポジウム，(2002)，G5-1-1.
- 91) 二宮瑞穂：ボールねじの摩擦と温度上昇，NSK Bearing Journal No.637(1978),9
- 92) 関東精機(株)：低温用低分子熱交換油カタログ.
- 93) 日本精工(株)：カタログ 工作機械用精密転がり軸受精密スピンドルユニット，No.1240a,(1994). C14.
- 94) 関東精機(株)：オイルマチック 液温自動調整機交換油カタログ，2004.02.