

平成19年度戦略的基盤技術高度化支援事業

「2段階作動方式リニア駆動ユニットの実用化」

研究開発等成果報告書

平成20年3月

委託者 近畿経済産業局

委託先 財団法人新産業創造研究機構

# 目 次

第1章 研究開発の概要	
1-1 研究開発の背景・目的	2
1-2 研究開発の目標	2
1-3 研究実施内容	2
1-4 研究実施場所	3
1-5 研究体制	5
1-6 成果の概要	6
1-7 当該プロジェクトの連絡窓口	8
第2章 機構設計手法の確立	
2-1 目的	9
2-2 目標	9
2-3 研究内容	9
2-4 結果	9
2-5 成果	19
第3章 ネジ接触面の変形を構造解析	
3-1 目的	20
3-2 目標	20
3-3 研究内容	20
3-4 結果	27
第4章 機構特性向上	
4-1 摩擦係数低減	28
4-2 摩耗特性改善	34
第5章 機構ねじ部品開発・試作	
5-1 機構ねじ軸	45
5-2 機構ねじナット	46
5-3 ねじ軸端部摩擦圧接方法の開発	48
第6章 小型化ユニット実証試作	
6-1 構造部材小型化	59
6-2 モーター・駆動回路小型化	67

## 第1章 研究開発の概要

### 1-1 研究開発の背景・目的

我が国の自動車・家電産業を支える1個流し生産方式（セル生産方式）において、ワークの位置決め・クランプは必要不可欠な基本動作である。従来、位置決め・クランプ動作は、空気圧駆動が主流であったが、エネルギー効率の悪さや、動力源単一化の方向の中で、電動化の方向にある。しかしながら、従前の機構と電動モーターの組み合わせでは、高速と大出力を両立する位置決め・クランプユニットを、小型、安価に作る事が出来ないため、この克服が大きな課題となっている。

この課題を克服するため、全く新しい概念の機構を開発し、「兵庫県COEプログラム」による基礎研究を進めて、新方式リニア駆動機構の有効性を確認した。

本委託事業によって、生産現場で多用される位置決め・クランプ機構を、コンパクトで安価、安全性が高く、省エネルギー性を持つ「2段階作動リニア駆動ユニット」として実現し、本委託事業から派生する「新方式リニア駆動機構要素」とあわせて、我が国製造業の国際競争力の強化および新たな事業の創出に資することを目的とする。

### 1-2 研究開発の目標

日本の生産方式の主流である1個流し生産ラインにおいて多用される位置決め・クランプ機構を、新しいリニア駆動機構の概念を用いて、コンパクトで安価、安全性が高く、省エネルギー性を持つ「2段階作動リニア駆動ユニット」によって実現する。「2段階作動リニア駆動ユニット」は、負荷が小さい時は高速移動し、クランプ位置になれば自動減速して大推力を発生するとにより、高精度位置決めを可能にする。

### 1-3 研究実施内容

#### ① 機構設計手法の確立：サブテーマ番号【1】

（サイエンティフィックテクノロジーズ有限会社・財団法人新産業創造研究機構）  
基礎データによる定式化（3 k N， 1. 5 k N用）を行う。

##### a. ネジ接触中心半径の同定計算と減速比の計算式（6 k N検証、3 k N、1. 5 k N）

H18年度研究で6 k N用TR20ねじの理論接触点が得られたが、実験で得たねじの実測データと理論計算値には大きな差があり、修正の必要がある。

本年度は、3 k N， 1. 5 k N用ネジの接触点理論計算を実施すると同時に、ねじの実接触中心を推定し、実用に足る計算式に修正する。

##### b. 推力に対する必要駆動モータ容量の計算を定式化（6 k N検証、3 k N、1. 5 k N）

本年度実験により、ユニット各部の固有摩擦ロスを推定して必要動力計算の定式化を行う。

#### ② ネジ接触面の変形解析：サブテーマ番号【2】

（兵庫県立工業技術センター）

基本となるねじ諸元とねじ公差、偏心量が持つ公差を考慮したソリッドモデルの作成、メッシュ切りを行い、検証試験データのフィードバックによりFEM解析時の境界条件出しを行い、ねじ接触面の変形、接触応力、実効接触点半径を推定する。

#### ③ 機構特性向上（摩擦係数低減）：サブテーマ番号【3-1】

（神戸市立工業高等専門学校・サイエンティフィックテクノロジーズ有限会社）

⑤で炭素鋼を転造加工した送りねじの送りねじ山表面を、摩擦特性を向上（目標 $\mu = 0.015$ 以上）させるため、マイクロショットブラストで表面改質したねじと加工精度が得やすい銅合金製雌ねじ及び硬度の高い炭素鋼雌ねじを用いて、その特性を向上するための調査・検討と試験（6kN、3 k N、1. 5 k N用）を行なう。

#### ④ 機構特性向上（摩擦特性改善）：サブテーマ番号【3-2】

（神戸市立工業高等専門学校）

摩擦係数を低減させたねじ組み合わせにおいて、二硫化モリブデンなど極圧添加剤を附加した

グリースを機構部に封入して、無給油耐久寿命（メンテナンスフリー）特性の向上を図り、100万回以上の耐久性能を目指して摩耗耐久試験(6kN、3kN、1.5kN用)を実施する。

⑤ 機構ねじ部品開発・試作：サブテーマ番号【4】

(小木曾工業株式会社、兵庫県立工業技術センター)

H18年度に導入したねじ転造盤、ねじ形状測定器、マイクロショットブラストおよび転造ダイスを使用して転造ねじの試作(TR12, TR15)が完了し、良好な結果を得た。

本年度は、TR20ねじの転造試験とユニット試験用送りねじの試作、銅合金雌ねじの試作加工、炭素鋼雌ねじの試作加工、マイクロショットブラストによる表面改質処理、大推力駆動機構に使用可能なねじ軸端部摩擦圧接方法の開発を行い、動力伝達効率が高く(低摩擦係数)、耐摩耗特性を合わせ持つ大推力ユニット用台形送りねじとナットを試作・開発(6kN、3kN、1.5kN用)する。

⑥ 小型化ユニット実証試作(構造部材小型化)：サブテーマ番号【5-1】

(サイエンティフィックテクノロジーズ有限会社)

昨年度、空気圧シリンダーISO規格取付寸法に適合した6kN推力ユニットを実現した。(内径φ80、回り止め溝、SW取付溝、タイボルトガイド付き)本年度、内径φ63、φ50で、回り止め溝、SW取付溝、タイボルトガイド付きの筐体を兼用させるに足る寸法精度と強度を持つアルミ押し出し材を使用した実証ユニットを試作・評価(3kN、1.5kN用)する。さらに、被試験ユニットにワークテーブル(スライドガイド)を模した負荷抵抗を与え、クランプ完了までの動作を再現し、駆動ユニットの減速開始設定ばね力の再評価とクランプ電流検出回路の有効性を確認する。

⑦ 小型化ユニット実証試作(モーター・駆動回路小型化)：サブテーマ番号【5-1】

(株式会社マイクロテック)

昨年度、100Wモーターをベースとした駆動回路と過電流制御、運転制御基板を完成しモーター単独での試験を行った。

本年度も、6kN用200W、1.5kN用30~50Wの駆動モーターと、駆動制御回路の熱容量アップにより20%デューティー比において、2倍定格電流程度に耐える駆動モーター、駆動制御回路、過負荷駆動回路の設計を行い、基板試作とユニットへの実装評価を行う。

⑧ プロジェクトの管理・運営

(財団法人新産業創造研究機構)

プロジェクトの研究開発進捗状況、研究開発成果、経費使用状況の管理(再委託先の指導・監督)及び委員会の運営を行う。

1-4 研究実施場所

① 事業管理者

財団法人新産業創造研究機構 (最寄り駅：ポートライナー先端医療センター前駅)

〒650-0047 神戸市中央区港島南町1丁目5-2

(神戸キメックセンタービル6F)

② 研究実施場所

サイエンティフィックテクノロジーズ有限会社

(最寄り駅：神戸市営地下鉄海岸線御崎公園駅)

〒652-0884 兵庫県神戸市兵庫区和田山通1丁目2-25

神戸市ものづくり復興工場D217A

小木曾工業株式会社 本社

(最寄り駅：JR東海鉄道東海道本線名古屋駅)

〒454-0823 愛知県名古屋市中川区富船町2-1

株式会社マイクロテック

(最寄り駅：JR東日本鉄道京葉線船橋駅)

〒273-0005 千葉県船橋市本町6丁目8-7

神戸市立高等工業専門学校

(最寄り駅：神戸市営地下鉄西神・山手線学園都市駅)

〒651-2194 兵庫県神戸市西区学園東町8丁目3番地

兵庫県立工業技術センター

(最寄り駅：JR西日本鉄道山陽本線鷹取駅)

〒654-0037 兵庫県神戸市須磨区行平町3丁目1-12

財団法人新産業創造研究機構

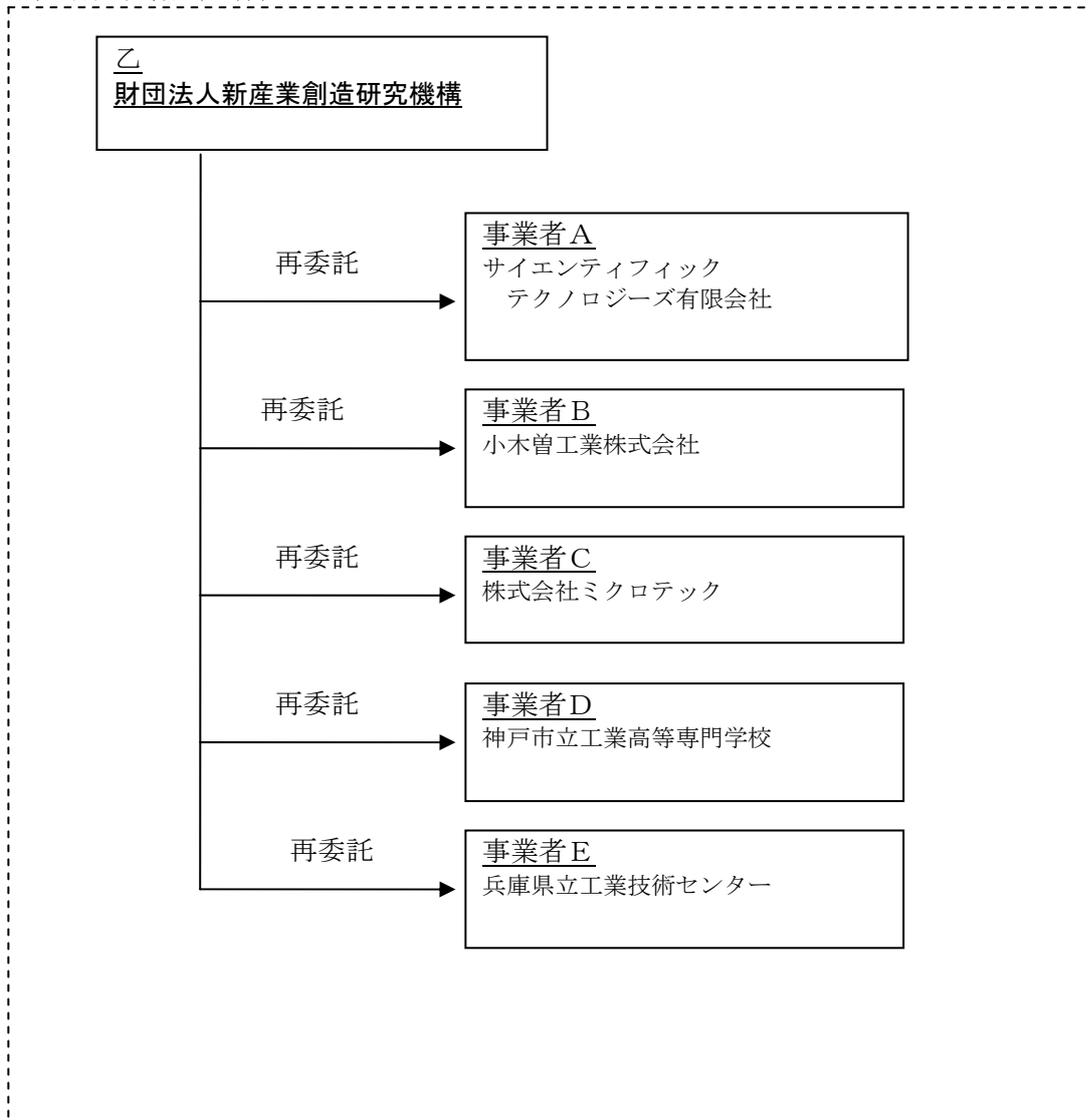
(最寄り駅：神戸ポートライナー鉄道線先端医療センター前駅)〈再掲〉

〒650-0047 神戸市中央区港島南町1丁目5-2

1-5 研究体制

(1) 研究組織及び管理体制

1) 研究組織 (全体)



総括研究代表者 (P L)  
所属・役職・氏名  
サイエンティフィック  
テクノロジーズ有限会社  
代表取締役 村尾 良男

副総括研究代表者 (S L)  
所属・役職・氏名  
神戸市立工業高等専門学校  
教授 教務主事  
中辻 武

(2) 管理員及び研究員

【事業管理者】 財団法人新産業創造研究機構

①管理員

氏名	所属・役職	実施内容(番号)
山口 寿一	産学官連携推進員	⑧

②研究員

氏名	所属・役職	実施内容(番号)
熱田 稔雄	イノベーションセンター コーディネータ	①

【再委託先】 ※研究員のみ

サイエンティフィックテクノロジーズ有限会社

氏名	所属・役職	実施内容(番号)
村尾 良男	代表取締役	①, ③, ⑥

小木曾工業株式会社

氏名	所属・役職	実施内容(番号)
小木曾 茂	代表取締役	⑤
田辺 尚巳	生産技術部長	⑤
永井 太郎	研究員	⑤

株式会社マイクロテック

氏名	所属・役職	実施内容(番号)
小平 宏	代表取締役	⑦
菊田 勝也	取締役	⑦

神戸市立工業高等専門学校

氏名	所属・役職	実施内容(番号)
中辻 武	機械工学科 教授・教務主事	③, ④
山本 伸一	電気工学科 助教授	④

兵庫県立工業技術センター

氏名	所属・役職	実施内容(番号)
安東 隆志	ものづくり開発部 主任研究員	②
阿部 剛	技術支援部 主任研究員	②
有年 雅敏	ものづくり開発部 部長	⑤
後藤 浩二	ものづくり開発部 研究主幹	⑤
野崎 峰男	ものづくり開発部 主任研究員	⑤
山口 篤	ものづくり開発部 研究員	⑤
中嶋 剛	ものづくり開発部 特別研究員	⑤

1-6 成果概要

昨年度より継続して実用化研究を進めた「2段階動作位置決めクランプユニットの実用化」プロジェクトが完了することとなり、2年にわたり実用化研究・実証試作・試験の結果得られた成果の

概要を報告する。

本プロジェクトは、次のテーマを参加企業及び各機関が連携・分担して実施し、それぞれ有用な成果を得た。

- ① 機構設計手法の確立（サイエンティフィックテクノロジーズ）
- ② ねじ接触面の変形解析（兵庫県立工業技術センター）
- ③ ねじ機構の特性向上（神戸高専、サイエンティフィックテクノロジーズ）
- ④ 機構ねじ部品の開発・試作（小木曾工業、兵庫県立工業技術センター）
- ⑤ 小型化ユニットの実証試作（サイエンティフィックテクノロジーズ、マイクロテック）

#### 1.6.1 機構設計手法の確立

機構設計手法の確立では、下記の成果が得られ当初目標とした設計手法が確立できた。

- ① 遍心組み合わせしたねじ接触点を理論的に求め、減速比を求める計算手法が確立でき、計算と構造解析で求めた接触点との一致により計算法が検証された。
- ② ねじ機構の推力を求める計算式を定式化した。さらに、実証試験によって、トルク常数・修正係数を定め、実用的な1次関数式を得た。
- ③ 必要推力と速度から必要モーター容量を計算する簡易式を得た。

#### 1.6.2 接触面の変形解析

ねじ接触面の変形解析においては、次の成果を得て、目標とした設計手法確立と機構特性向上の基礎データを提供した。

- ① 遍心ねじ組み合わせを3次元モデル化し、ねじ接触点をソフトウェアモデル上で求める手法を確立した。
- ② ねじ組み合わせの3次元モデルをメッシュ切りし、FEM解析によってねじ接触点近傍の応力解析と、最大接触応力を得た。

#### 1.6.3 ねじ機構特性向上

ねじ機構部の機構特性向上は、ねじ面見かけ摩擦係数の低減と摩擦特性改善を、具体的目標として、ねじ面の見かけ摩擦係数  $\mu = 0.015$ 、ユニットねじ機構の摩擦耐久性能 100万回以上に目標設定して研究を進めた。

ねじ面摩擦係数低減においては、

- ① 台形雌ねじに一般的に使用される銅合金材料に替えて、炭素鋼材ナットの優位性を見だし、試作により有効性を確認した。
- ② 塑性加工（転造）送りねじと特殊タップ加工による炭素鋼ナットが良好なねじ山面粗度を実現し、試験により、偏芯ねじ機構のねじ面摩擦係数が  $\mu = 0.011 \sim 0.020$  を示すことを確認した。

摩擦特性改善においては、

- ① 摩擦試験機による潤滑剤比較試験を行い、ねじ接触面の変形解析で得た接触応力を個体接触理論に当てはめ、理論解析した。
- ② 理論解析の結果から、2硫化モリブデンによる潤滑によって、偏芯ねじ接触点のせん断応力と降伏応力の比  $(\tau/\sigma_y)$  が、 $\tau/\sigma_y = 0.10$  となることが解明でき、異常摩擦を発生しない範囲にあることが確認できた。
- ③ ねじ表面原子間力顕微鏡 (AFM) の100万回耐久後のねじ表面観察し、表面凹部の二硫化モリブデンが、接触部 (Junction) の成長を押さえ異常摩擦や焼付き防止していることを確認した。
- ④ 最も厳しい摩擦条件と考えられる6kNユニットが、100万回以上の耐久試験をクリアできた。

#### 1.6.4 機構ねじ部品の開発・試作

ねじの転造試験とユニット試験用送りねじの試作、マイクロショットブラストによる表面改質処理、ナットの試作、大推力駆動機構に使用可能なねじ軸端部摩擦圧接方法の開発を行なった。

- ① TR20、15、12のマイクロショット処理したユニット用転造ねじを試作し、良好な結果をえた。
- ② 調質炭素鋼を特殊タップで加工し、全サイズのユニット用ナットを完成した。
- ③ 給油口穴を加工した転造ねじに穴加工した軸端部を摩擦圧接し、3サイズの送りねじについて強度と加工コストを両立させた摩擦圧接加工技術を開発した。

#### 1.6.5 小型化ユニットの実証試作

複合機能を持つアルミ押し出し材を使用し、モーター・駆動回路小型化により、小型化ユニットの実証試作と負荷試験により小型化ユニットの有効性を確認できた。

- ① 本年3kN、1.5kNユニットを試作し、昨年度と合わせ空気圧シリンダーに対比して小径の3機種のクランプユニットの実証試作が完了した。
- ② 3機種のユニットに合わせた制御基板、モータが完成した。
- ③ 負荷試験によって、実用に足るクランプユニットの性能が確認できた。

#### 1-7 当該プロジェクトの連絡窓口

当該プロジェクトの連絡窓口

財団法人新産業創造研究機構 兵庫県産学官連携イノベーションセンター

産学官連携推進員 山口 寿一

TEL 078-306-6801 FAX 078-306-6812

E-mail : [yamaguti@niro.or.jp](mailto:yamaguti@niro.or.jp)

## 第2章 機構設計手法の確立

### 2-1 目的

「2段階作動方式リニア駆動ユニット」に使用するねじ駆動機構は、有効直径の異なったナットと送りねじを偏芯して組み合わせ、送りねじに対して偏芯配置したナットを回転固定・回転自由にするこ  
によって2段階動作を実現している。

ここで使用する偏芯ねじ機構は、一般的なねじ駆動機構とは全く異なったねじ送り機構であり、このねじ機構特性を明らかにして、リニア駆動ユニットの機構設計手法を明らかにする。

### 2-2 目標

有効直径の異なったナットと送りねじを偏芯して組み合わせたねじ機構の解析を行い、リニア駆動ユニット設計に必要な、出力（推力）－入力トルク、必要推力に対する駆動モーター容量計算の定式化を行う。

### 2-3 研究内容

直径の異なるねじを偏芯してかみ合わせた場合、理論的なねじ接触点は各ねじピッチ毎に1点で接触し、この接触点を求めることが設計手法確立のポイントとなる。

ねじ機構による回転トルク－推力変換は、偏芯配置してかみ合わせた台形ねじにおいてもねじ接触点の力学解析によって得られると考える。

本年度研究においても昨年度に引き続き

- ① ねじ接触中心半径の同定計算
- ② 実接触中心による減速比の計算式
- ③ 実接触中心による入力トルク／出力（推力）計算式
- ④ 推力に対する必要駆動モータ容量の計算を定式化

を行い、試作ユニットによる試験で常数を設定した。

## 2.4 結果

### 2-4-1 ねじ接触点の解析

ねじ接触点を次のように求める

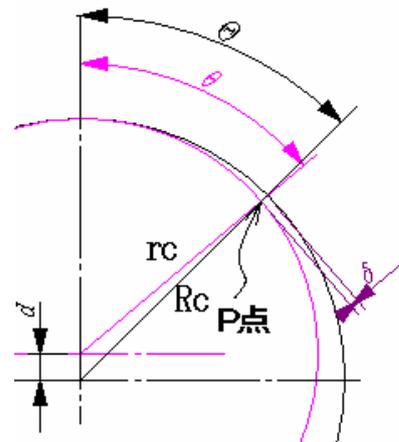
X－Y平面の原点を ナット中心

原点からY軸に  $+d$  偏心して送りねじ中心

接触点送りねじ半径： $r_c$

接触点ナット半径： $R_c$

接触点： $P$



点 P の Z 座標  $Z_s$  は、ねじ山角の  $1/2$  を  $\beta$  とすれば、

$$Z_s = \frac{p}{2\pi} \theta + \delta \tan \beta$$

ナット上の点 P の Z 座標  $Z_n$  は、

$$Z_n = \frac{p}{2\pi} \arctan \left( \frac{(r - \delta) * \sin \theta}{(r - \delta) * \cos \theta + d} \right) + \tan \beta \left( R - \sqrt{(r - \delta)^2 \sin^2 \theta + ((r - \delta) \cos \theta + d)^2} \right)$$

ねじ接触点は、 $\delta$  を  $0 \sim r$ 、 $\theta$  を  $0 \sim 2\pi$  の間で  $Z_s$ 、 $Z_n$  を計算し、 $Z_n - Z_s$  が最小となる点 P が接触点となる。(H18 年度成果)

以上の手順によって、各ネジねじ諸元を元に接触点を数値計算すると、次ぎに示す送りねじ/ナット接触点と接触点近傍のクリアランス Fig.2-4-1-1~Fig.2-4-1-6 が得られる。

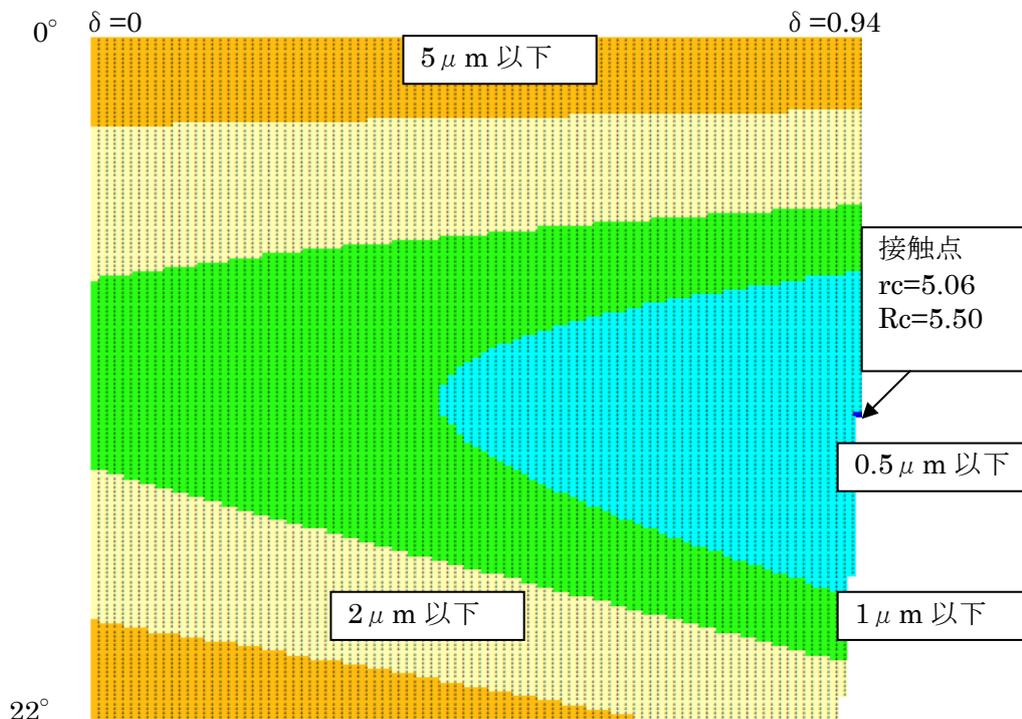


Fig.2-4-1-1 TR12/13 d=0.45 接触点・クリアランス

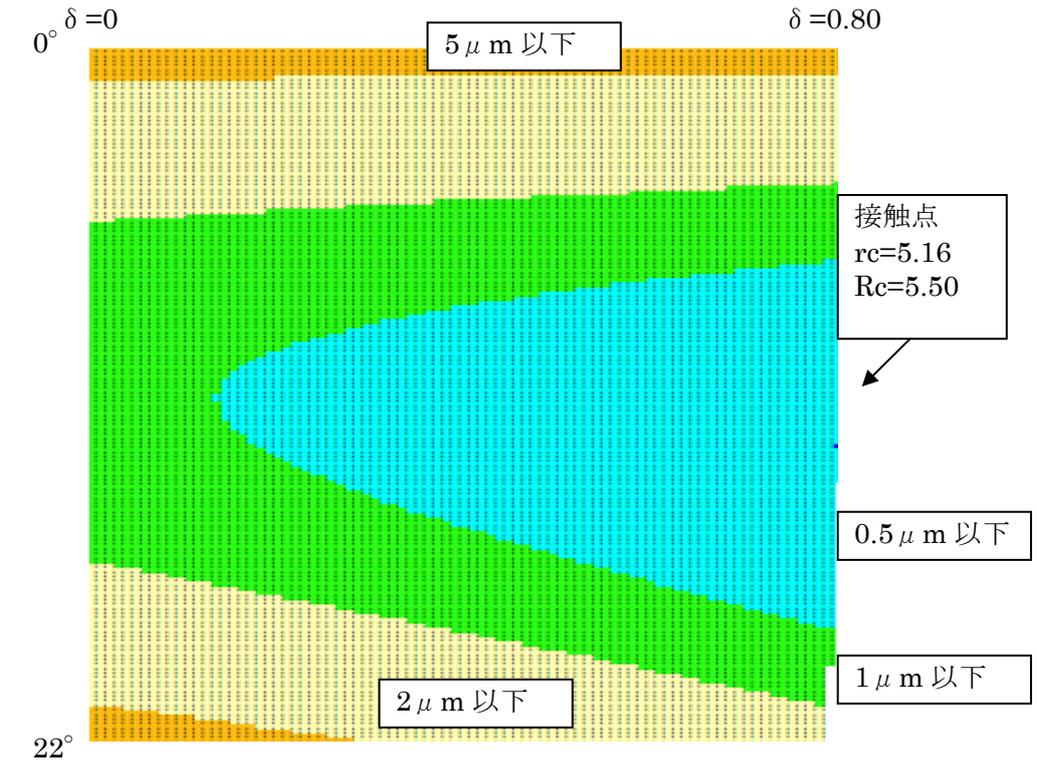


Fig.2-4-1-2 TR12/13  $d=0.35$  接触点・クリアランス

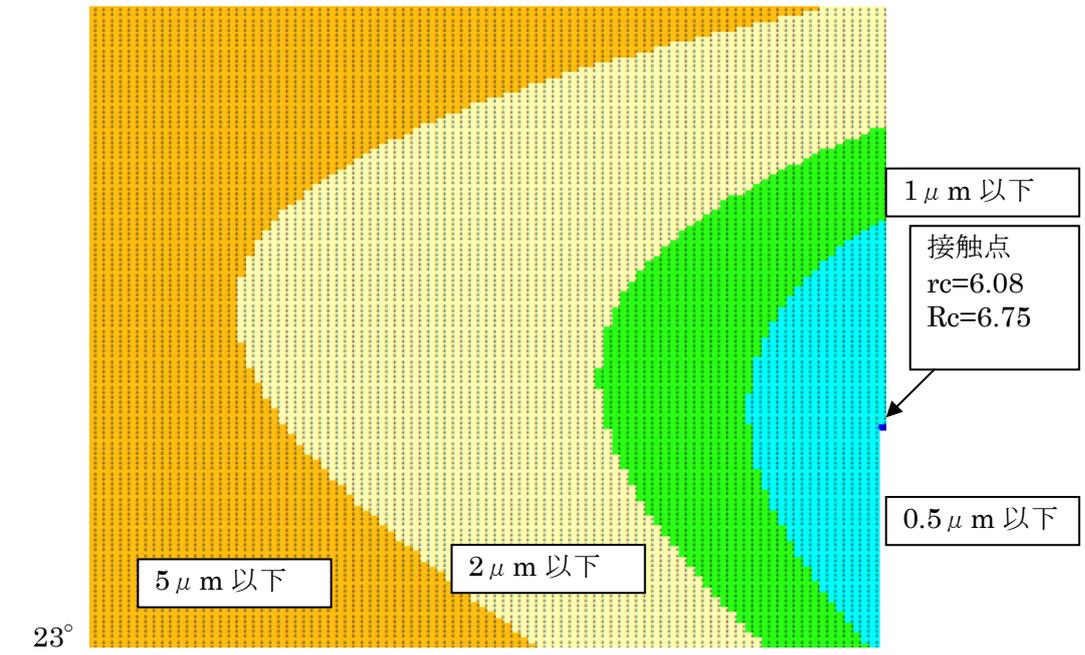
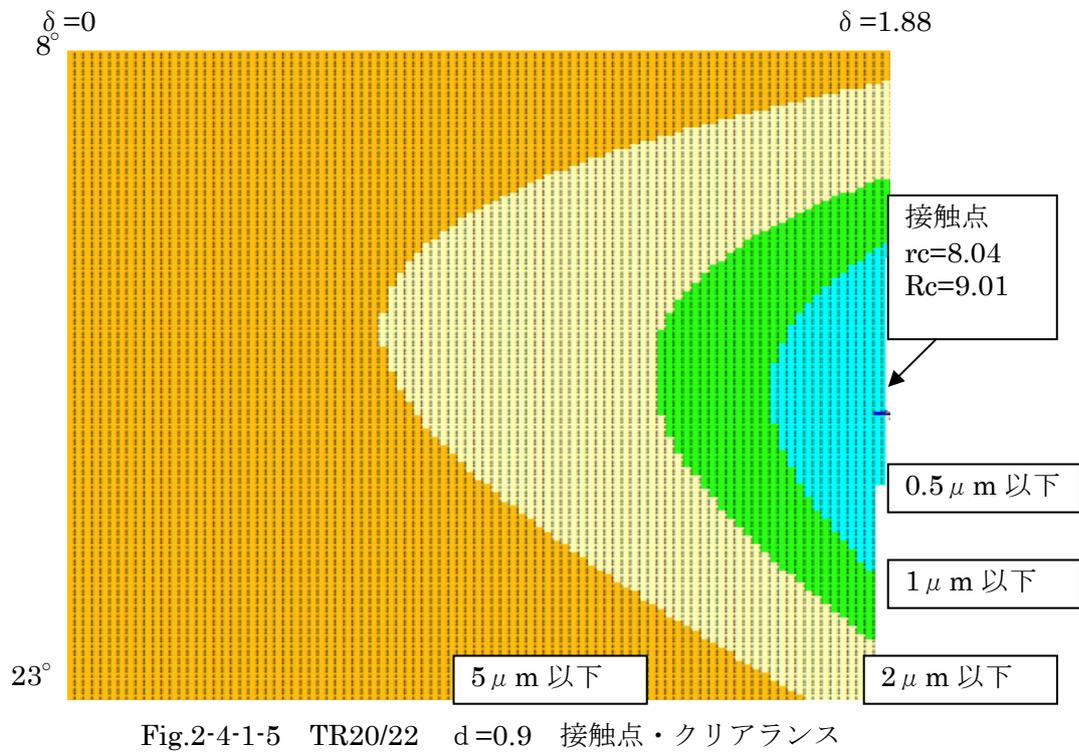
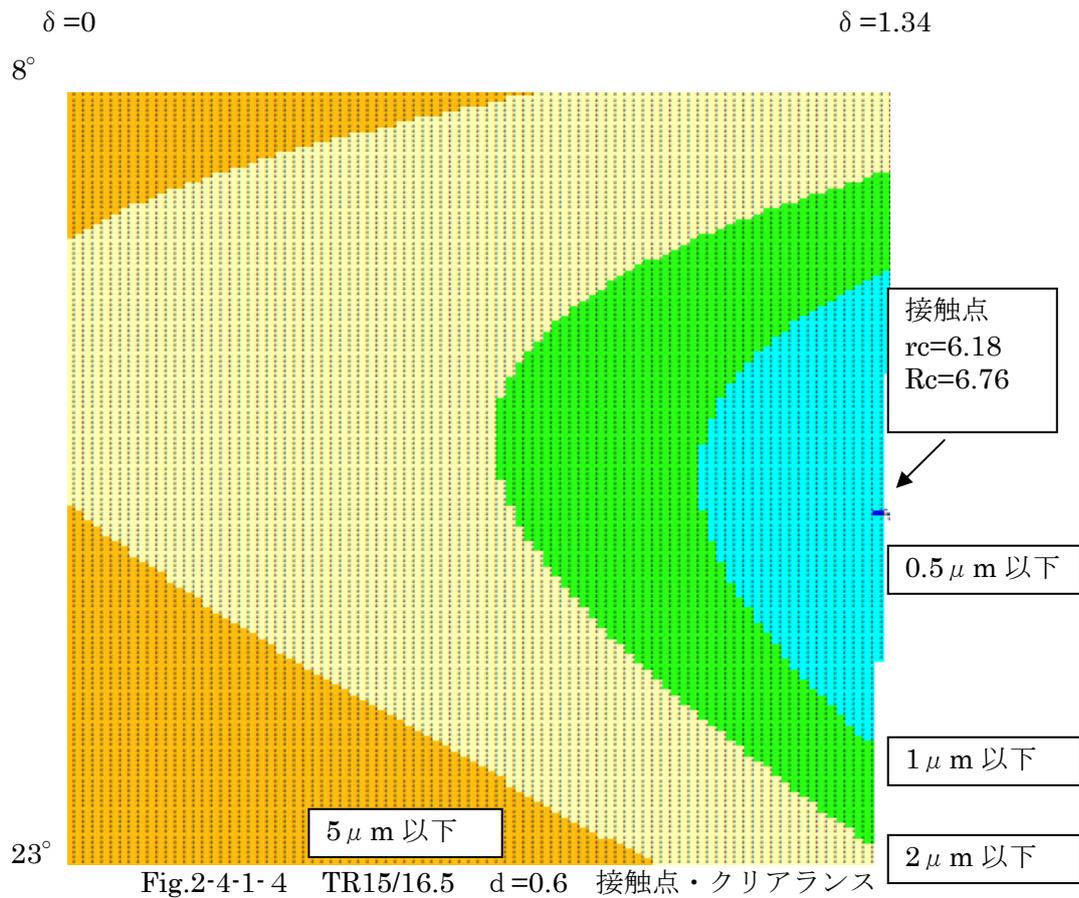


Fig.2-4-1-3 TR15/16.5  $d=0.7$  接触点・クリアランス



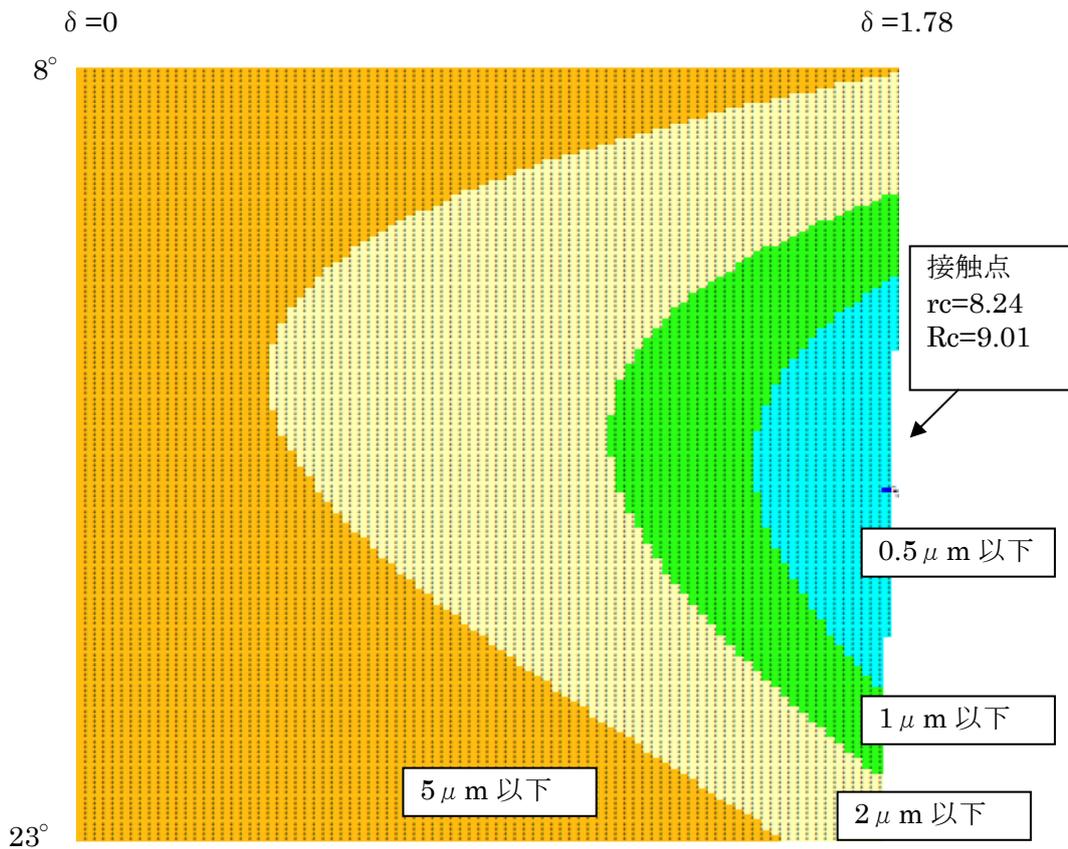


Fig.2-4-1-6 TR20/22 d=0.8 接触点・クリアランス

接触点座標から接触点半径  $r_c$ 、 $R_c$  を求め、次の table2-4-1-1 に示す。

ねじ組み合わせ	偏芯量 $d = m$ $m$	接触点半径	
		$r_c = \text{mm}$	$R_c = \text{mm}$
TR 12 / 13 × 2 (公差考慮)	0.45	5.060	5.500
	0.35	5.160	5.502
TR 15 / 16.5 × 3 (公差考慮)	0.7	6.075	6.750
	0.6	6.180	6.758
TR 20 / 22 × 4 (公差考慮)	0.9	8.140	9.007
	0.8	8.240	9.011

table2-4-1-1 ネジ組み合わせ—偏芯量と接触点半径

## 2-4-2 減速比の計算

減速比  $\gamma$  は

$$\gamma = \frac{Rc}{Rc - rc}$$

送りねじ接触点の半径  $rc$   
 ナット接触点の半径  $Rc$

で表すことができる。(H18 年度成果)

ネジ接触点解析で求めた理論接触点半径と加工公差を考慮して求めた接触点半径により計算した減速比を table2-4-2-1 に示す。

ねじ組み合わせ	偏心量 d = mm	接触点半径		減速比 $\gamma$
		rc = mm	Rc = mm	
TR 12 / 13 × 2 (公差考慮)	0.45	5.060	5.500	12.497
	0.35	5.160	5.502	16.106
TR 15 / 16.5 × 3 (公差考慮)	0.7	6.075	6.750	10.000
	0.6	6.180	6.758	11.687
TR 20 / 22 × 4 (公差考慮)	0.9	8.140	9.007	10.389
	0.8	8.240	9.011	11.687

table2-4-2-1 ネジ組み合わせによる減速比

## 2-4-3 ねじ推力の計算

ねじ推力と入力トルクの関係は次の式で与えられる。

ねじ推力： $F$ ，入力トルク： $T$  ねじ山半角： $\beta$ ，ねじリード角度： $\alpha$ ，  
 ねじ面摩擦係数： $\mu$  送りねじ接触点半径： $rc$  とすれば

$$F = \frac{T}{rc} \frac{1 - \tan \alpha \frac{\mu}{\cos \beta}}{\left( \frac{\mu}{\cos \beta} + \tan \alpha \right)} = A \frac{T}{rc}$$

ここで

$$A = \frac{1 - \tan \alpha \frac{\mu}{\cos \beta}}{\left( \frac{\mu}{\cos \beta} + \tan \alpha \right)}$$

として表すことができる。(H18年度成果)

さらに、機構内部ベアリングによる損失トルク  $T_b$ 、送りねじにかかるねじ山角分力による摩擦力  $F'$ 、ユニット固有抵抗力  $F''$  を考慮すると

$$F = \frac{T - T_b}{rc} A - F' - F''$$

ここで  $F'$  は、送りねじ・ガイドベアリング間の摩擦係数  $\mu''$  とすれば

$$F' = \mu'' \times F \times \tan \beta$$

ベアリング回転摩擦係数  $\mu'$ 、ベアリング半径  $r_b = n \times r_s$  とすれば、 $T_b$  は

$$T_b = 2 \times \mu' \times F \times n \times rc$$

で表され、ここで  $k$  を摩擦修正係数として

$$k = \frac{1}{1 + \mu'' \tan \beta + 2 \times n \times \mu' \times A}$$

とすれば、

最終的に推力  $F$  は、入力軸トルク  $T$  の1次関数として表すことができる。

$$F = k \left( \frac{A}{rc} T - F'' \right)$$

A：トルク－推力定数

トルク－推力定数、摩擦修正係数は、ユニットの使用部品により決まり、

ねじ山半角： $\beta = 15^\circ$

ねじリード角度： $\tan \alpha = 0.008$

送りねじ側面摩擦係数： $\mu'' = 0.15$

ベアリング回転摩擦係数  $\mu' = 0.0015$

ねじ接触点摩擦係数： $\mu = 0.03 \sim 0.012$

送りねじ接触点半径  $rc$ 、ユニット固有抵抗力の推定値  $F''$

を代入することによりユニットの計算に使用する定数が決まる。

試作ユニットにより決まっている各パラメータと実測値をそれぞれ与えると、ユニットの定数  $A$ 、 $k$  が次の表の通り求められる。

ねじ 組み合わせ	接触半径 $R_c$ (mm)	減速比 $\gamma$	摩擦 $\mu$	固有抵抗 $F''$ (N)	$A$	$k$
TR 1 2 / 1 3 × 2	5.160	16.106	0.020	250	49.70	0.708
TR 1 5 / 1 6.5 × 3	6.180	11.687	0.018	300	47.01	0.718
TR 2 0 / 2 2 × 4	8.240	11.687	0.011	400	64.22	0.657

table2-4-3-1 試作ユニットのトルク-推力常数、摩擦修正係数

table2-4-3-1 により求めた常数によりトルク-推力直線を実測データに重ね合わせると次ぎに示す Fig2-4-3-1~Fig2-4-3-3 となり、計算の有効性が確認できた。

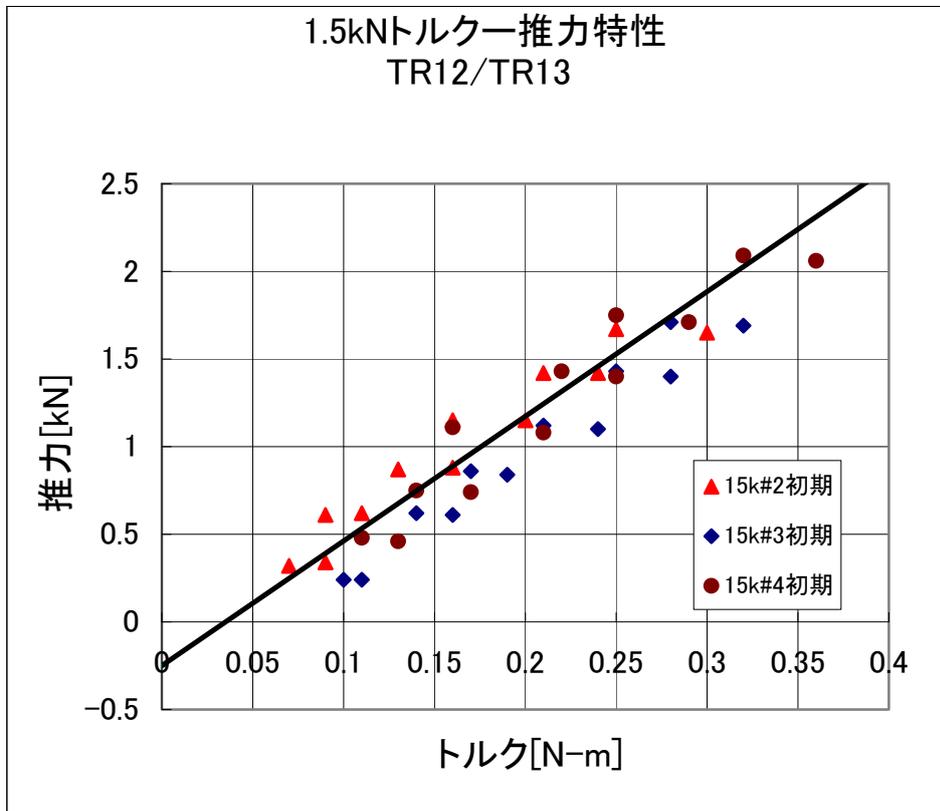


Fig.2-4-3-1 1. 5 kN 試作ユニットトルク-推力特性

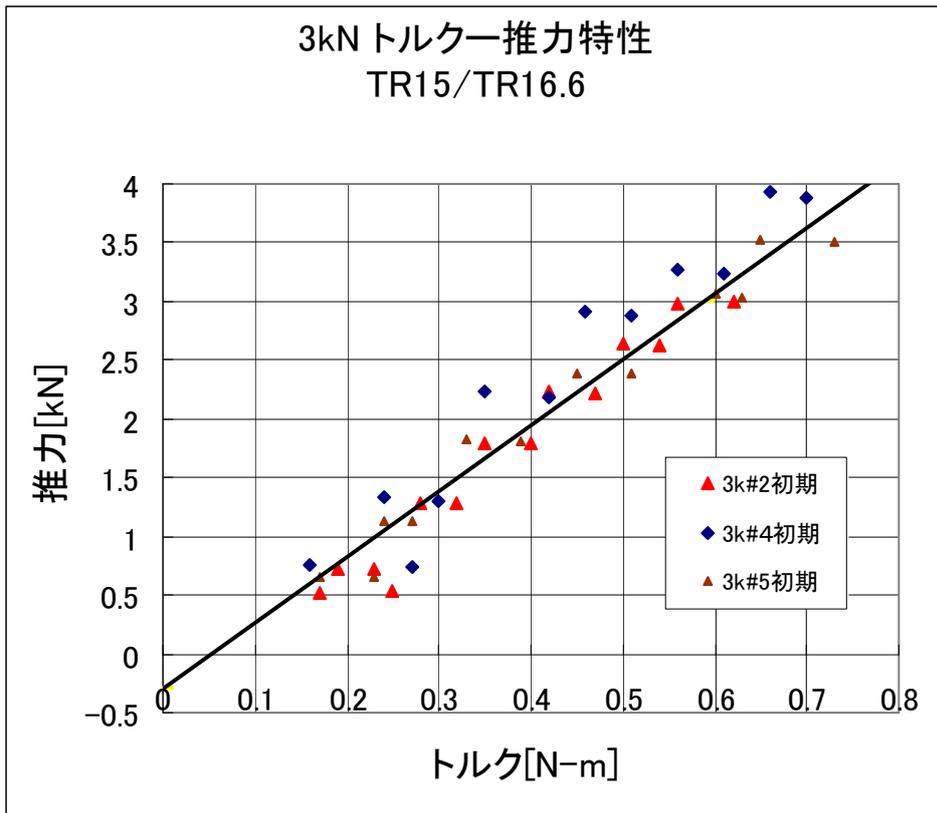


Fig.2-4-3-2 3 k N 試作ユニットトルクー推力特性

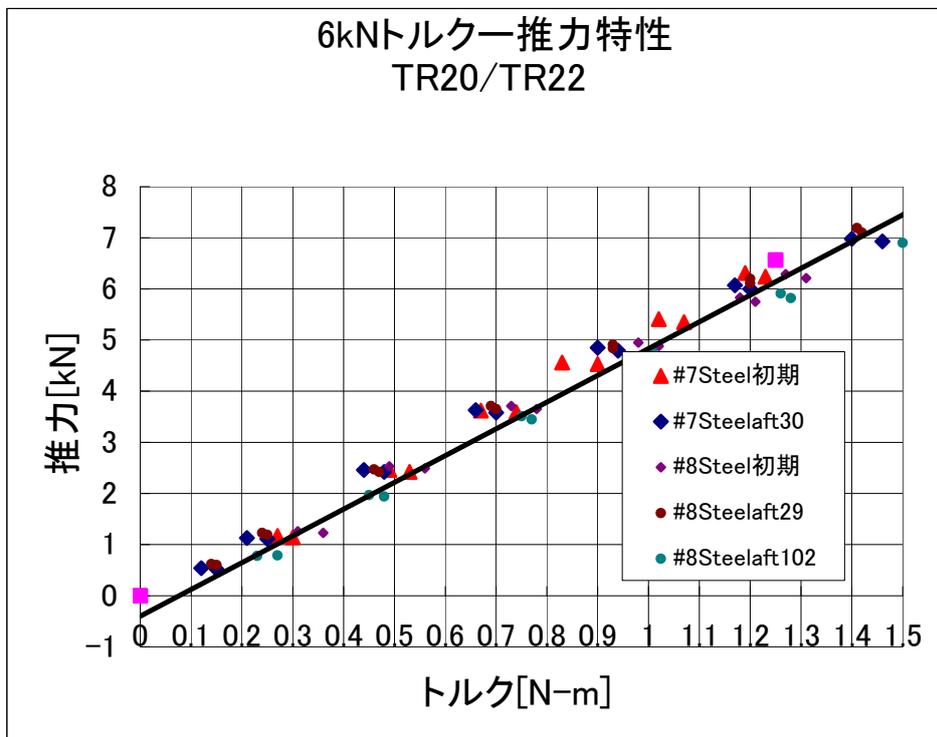


Fig.2-4-3-3 6 k N 試作ユニットトルクー推力特性

#### 2-4-4 推力に対する必要駆動モーター容量の計算

位置決めクランプユニットに必要とされるモータ容量  $P_m$  は、

$$P_m = T \times n \times 2\pi \quad \begin{array}{l} T : \text{モータートルク (N}\cdot\text{m)} \\ n : \text{モーター回転数 (rev/s)} \end{array}$$

として求められ、トルクと推力の関係は前項 2, 4, 3 で求めたとおりであるから、これを变形して、

$$T = \frac{rc}{A} \left( \frac{1}{k} F - F'' \right)$$

必要回転数  $n$  は、ユニット減速時速度  $v$  (m/s)、ネジピッチ  $p$  (m)、減速比  $\gamma$  とすれば、

$$n = \frac{v \times \gamma}{p}$$

として求めることができる。これをまとめれば、必要モーター容量  $P_m$  は、

$$P_m = \frac{rc}{A} \left( \frac{1}{k} F - F'' \right) \times \frac{\gamma}{p} \times v = \Delta (F - kF'')v$$

ここで

$$\Delta = \frac{rc \times \gamma}{A \times k \times p}$$

$\Delta$ ,  $k$  は、ねじ組み合わせが決まれば自動的に定まる定数

即ち、ねじ組み合わせが決まれば、接触点半径  $rc$ 、トルク常数  $A$ 、摩擦修正係数  $k$ 、ねじピッチ  $p$ 、減速比  $\gamma$  は自動的に決まり、固有摩擦力  $F''$  を推計した後、要求仕様から決まる必要推力  $F$  とユニット減速時速度  $v$  によって、モーター容量を簡単に求めることができる。

さらに、Fig2-4-4-1 に代表して示す実測データのように、試作ユニットのクランプ動作にかかる時間は 0.25~0.3 秒程度であるため、クランプ時電流は、モーター定格容量の 2~3 倍程度の電流を流しても、モータ温度上昇は少なく、上記計算で求めたモーター容量の 1/2 程度のモーターが使用できることが確認できた。

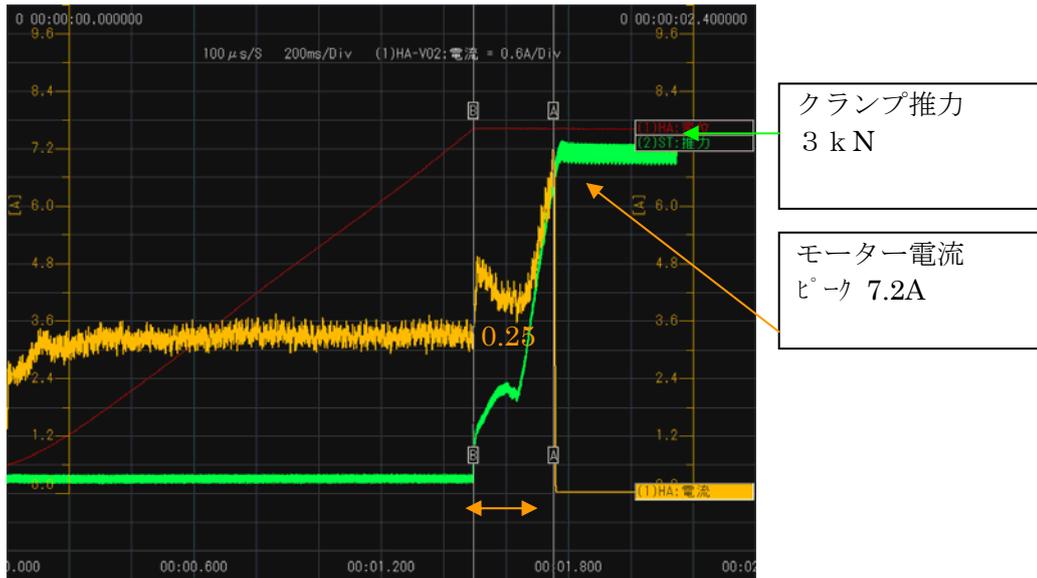


Fig.2-4-4-1 3 kN 試作ユニットのクランプ電流特性

## 2-5 成果

昨年より継続してきた機構設計手法の確立ための研究、検証実験によって、当初目標とした

- ① ねじ接触中心半径の同定計算
- ② 実接触中心による減速比の計算式
- ③ 実接触中心による入力トルク／出力（推力）計算式
- ④ 推力に対する必要駆動モータ容量の計算を定式化

について、計算式、ねじ組み合わせによって決まる定数、係数を定めることができ、任意の推力、速度についてクランプユニットを設計する場合の設計手法が決定できた。

### 第3章 ネジ接触面の变形解析

#### 3-1 目的

本章では、新方式リニア駆動機構における偏心ネジ機構の接触面および接触圧を明らかにすることを目的とする。ネジとナットを3次元CADモデル化し、干渉解析および構造解析を行う。

#### 3-2 目標

偏心ネジ機構の接触面を明らかにするために、3次元CADにより機構部の3次元CADモデルを作成する。作成したモデルを基に、干渉解析を行い、接触点およびネジの移動量を求める。さらに、CADモデルをメッシュ化した後、構造解析を行い、接触面の変形量および接触圧力を明らかにする。

#### 3-3 研究内容

##### 3-3-1 機構部の3次元CADモデル化

Table3-3-1-1 に示す送りネジとナットの組み合わせを3次元CADソフトのSolidWorksにより3次元CADモデル化を行った。

送りネジ	Tr20x4
ナット	Tr22x4
ナットの偏心量(mm)	0.9

Table3-3-1-1 3次元CADモデル化したネジとナットの組み合わせと偏心量



Fig.3-3-1-1 送りネジとナットの3次元CADモデル

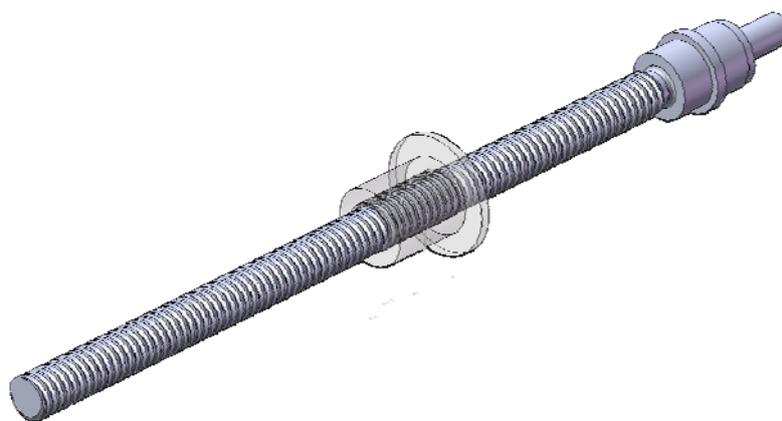


Fig.3-3-1-2 送りネジとナットの3次元CADモデル

Fig.3-3-1-1 に示すように、3次元CADモデル化を行う際、送りネジ、ナットを別々にモデル化した後、送りネジの山の中心とナットの谷の中心をあわせ、Table3-3-1-1 に示すように偏心量も設計値にあわせて3次元CADモデルのアセンブリ(組み合わせ)を行う。Fig3-3-1-2 は送りネジ Tr20×4 とナット Tr22×4 をCADモデル化した後、アセンブリしたものである。

### 3-3-2 3次元 CAD モデルを用いた干渉解析

作成した3次元 CAD モデルを用いて、ネジとナットの接触点を求めるために、干渉解析を行った。前節で作成した、ネジの山中心とナットの谷中心を合わせたアセンブリモデルでは、干渉を起こしていない。そこで、Fig.3-3-2-1 に示すように1) 送りネジを固定し、2) ナットを 0.01[ $\mu\text{m}$ ]単位で矢印方向に移動させ、それぞれのモデルに対して干渉する位置を求めた。

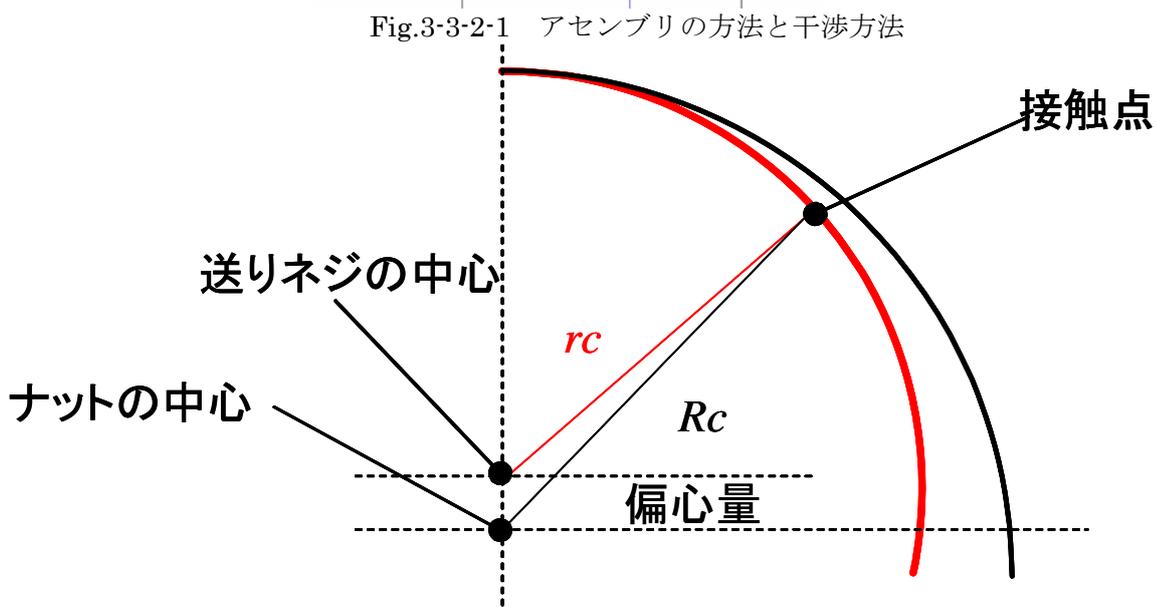
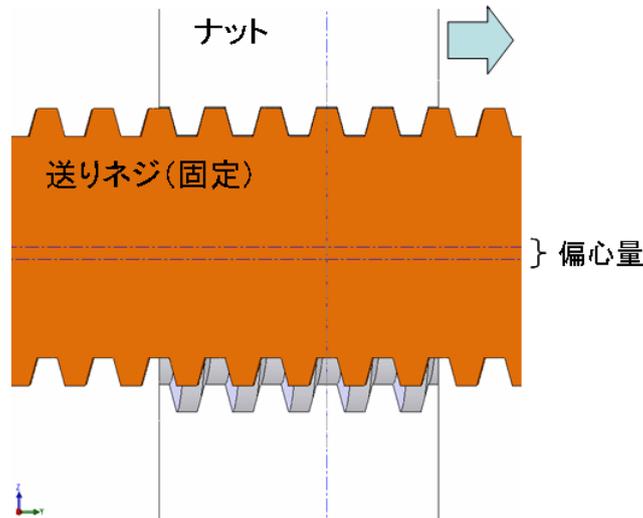
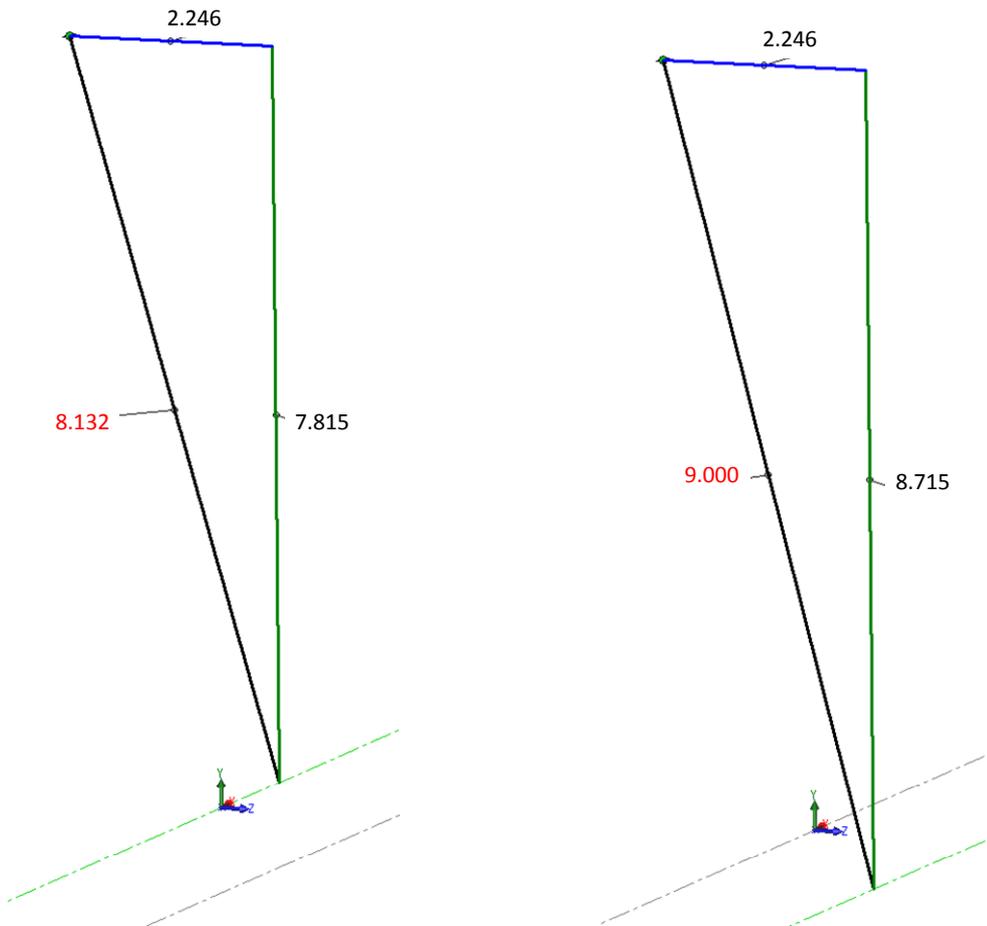


Fig.3-3-2-2 に、偏心量と接触点の関係を示す。 $r_c$  は送りネジの中心から接触点までの距離で、 $R_c$  はナットの中心から接触点までの距離である。Fig.3-3-2-3 は、送りネジ Tr20 $\times$ 4 とナット Tr22 $\times$ 4 の組み合わせで干渉解析を行った結果である。それぞれ、3次元 CAD 上で $r_c$ と $R_c$ を求めた。



赤字は接触点送りネジ半径 :  $r_c$

赤字は接触点ナット半径 :  $R_c$

Fig.3-3-2-3 送りネジ上の干渉部分 (送りネジ Tr20×4 とナット Tr22×4 の組み合わせ)

今回の組み合わせに関して求めた結果を table3-3-2-1 に示す。なお、今回求めた接触点に関して、CAD 上では点として求めるのは不可能だった。微小な体積を持つ干渉部分として求められたものに対して、ナットの中心と送りネジ中心から距離の計算を行った結果である。

送りネジ	Tr20x4
ナット	Tr22x4
$r_c$ (mm)	8.132
$R_c$ (mm)	9.000
ナットの移動量( $\mu$ m)	5.67

table3-3-2-1 CAD モデルによる接触点の位置

以上より、干渉解析からネジとナットの接触部位を求めることが出来た。干渉部分は点ではなく微細な面積 :  $1363.04\mu\text{m}^2$  (マイクロメートル平方) を持つことが明らかになった。

### 3-3-3 構造解析による接触面推定

#### 3-3-3-1 はじめに

本説では、構造解析により接触面応力（接触圧）の推定を行った結果について報告する。

#### 3-3-3-2 CAD モデルに関して

ネジとナット全体で解析を行う際に、メッシュ生成が出来ない場合や、メッシュ生成が出来ても、要素数が多すぎて解析が不可能な場合があった。そこで、本駆動機構を対称モデルと見なして、Fig.3-3-2-2-1 に示したように、接触することが分かっている 1/4 の部分でメッシュ生成及び解析を行った。

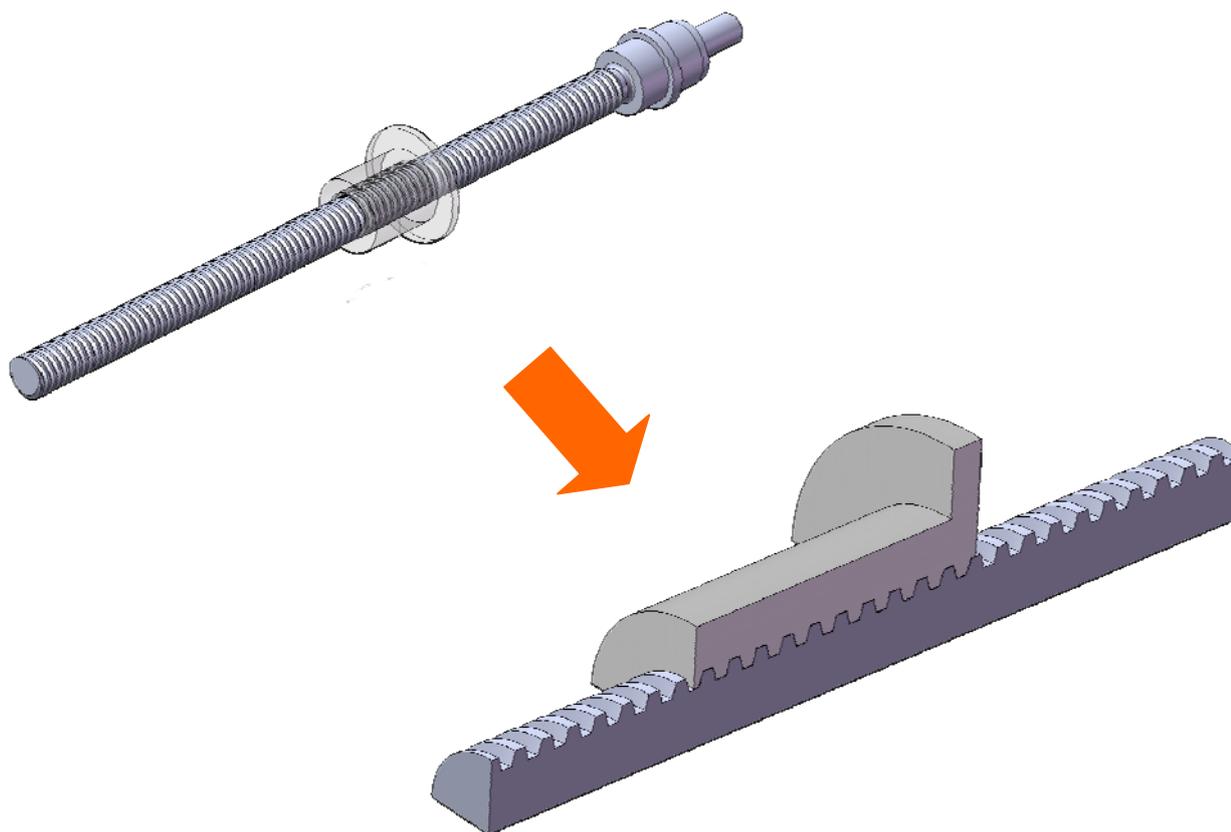


Fig.3-3-3-2-1 解析に使用した 3 次元 CAD モデル (Tr22 ナット、Tr20 ネジ)

#### 3-3-3-3 メッシュ生成と解析条件

本報告の解析対象は、Tr22 のナットと Tr20 のネジの組み合わせである。解析にあたって、ネジに対してナットを干渉が発生する位置（軸方向に 5.67 $\mu$ m）まで移動させてある。Fig.3-3-2-3-1 での軸方向の荷重は、実験により得られた Tr22 のナットと Tr20 のネジの組み合わせの推進力 6000[N]とし、材料特性はネジ：S45C (AISI1045)、ナット：S45C (AISI1045) とした。接触面の摩擦係数は 0.167 とした。

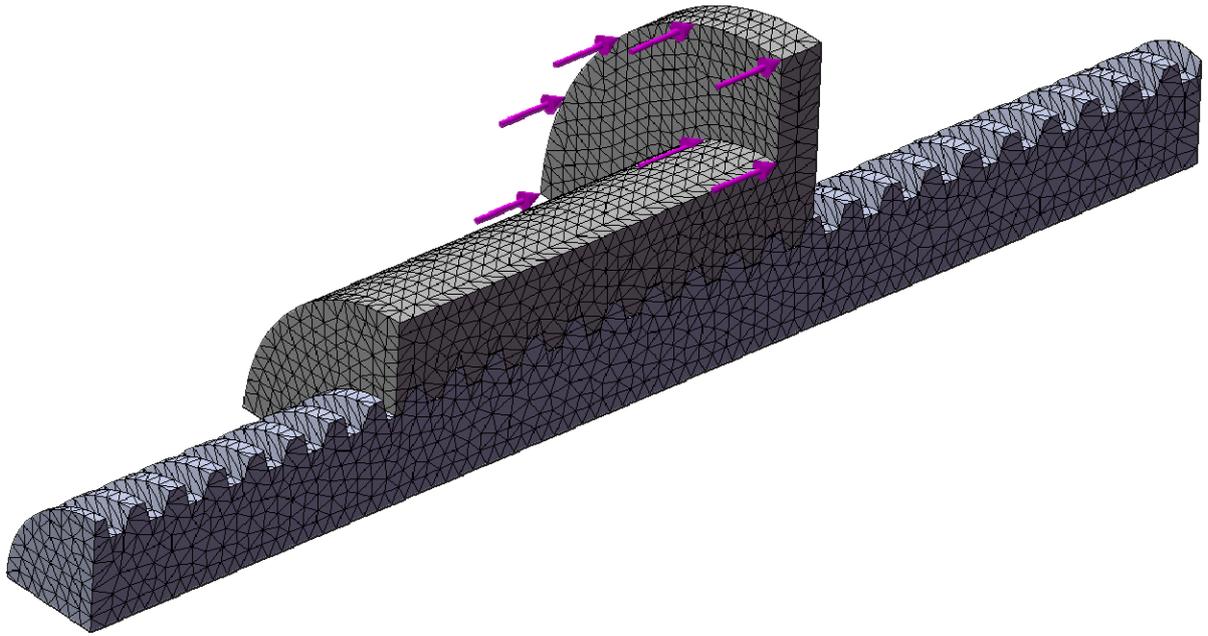


Fig.3-3-3-3-1 メッシュ生成したモデルと軸方向の荷重

### 3-3-3-4 解析結果

解析の目的は、本駆動機構における接触面応力(接触圧)の推定である。Fig.3-3-3-4-1、Fig.3-3-3-4-2、Fig.3-3-3-4-3 に構造解析結果を示す。

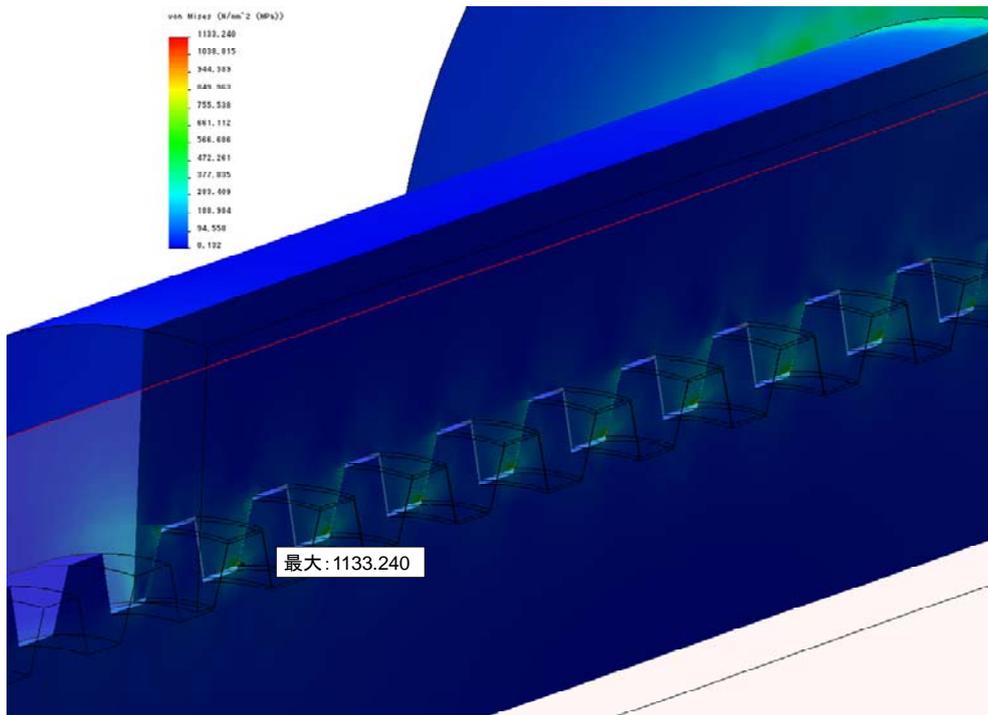


Fig.3-3-3-4-1 構造解析結果 (応力)

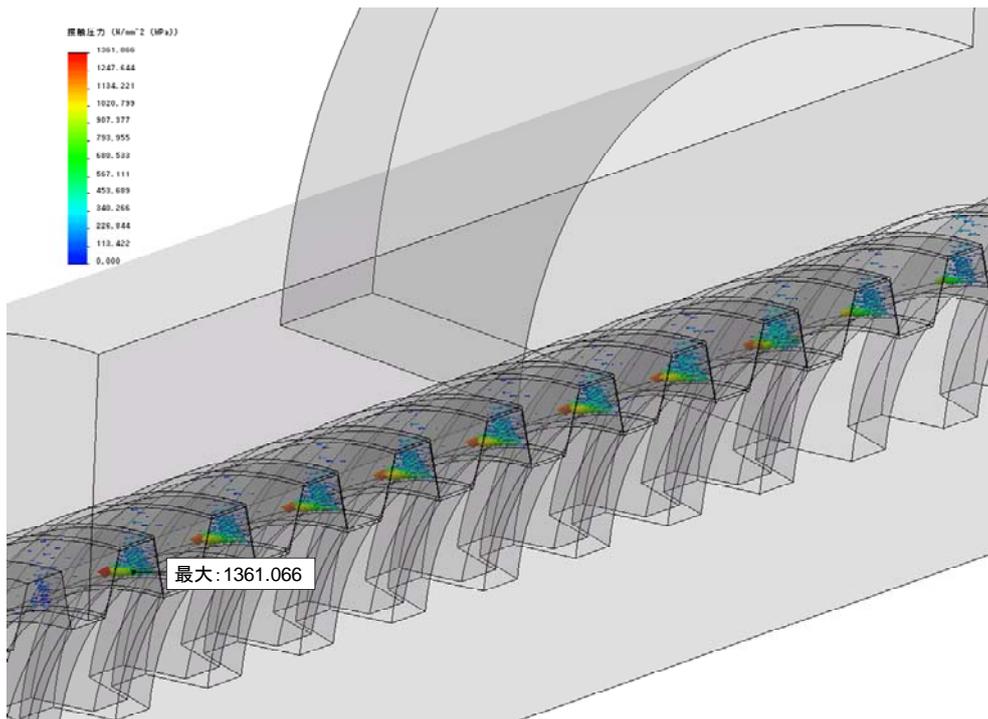


Fig.3-3-3-4-2 構造解析結果（接触圧力）

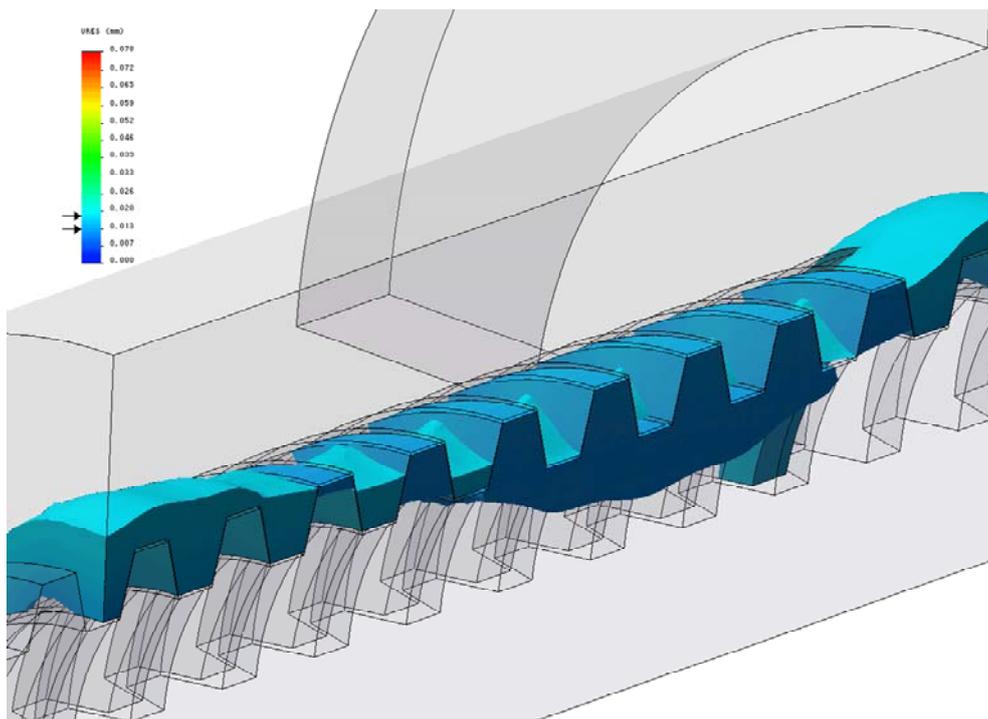


Fig.3-3-3-4-2 構造解析結果（変位）

接触圧力はナット側で最大値：1361.066MPa を示した。ほぼ同じ位置のボルト側の最大値は、575.783MPa となった。接触部分のネジ部、ナット部の変位は 13 $\mu$ m $\sim$ 18 $\mu$ m となった。

### ナットの接触圧力

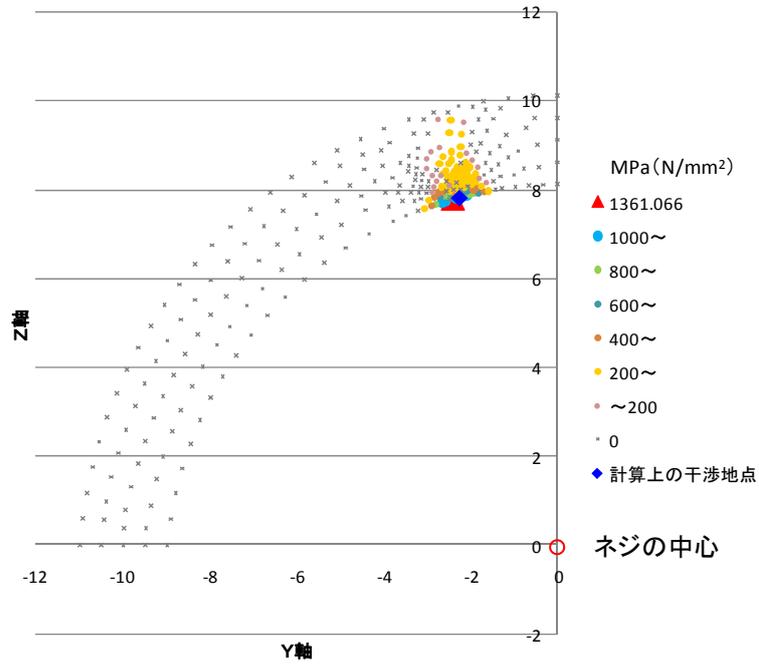


Fig.3-3-3-4-3 ナットの接触圧力と位置

### ネジの接触圧力

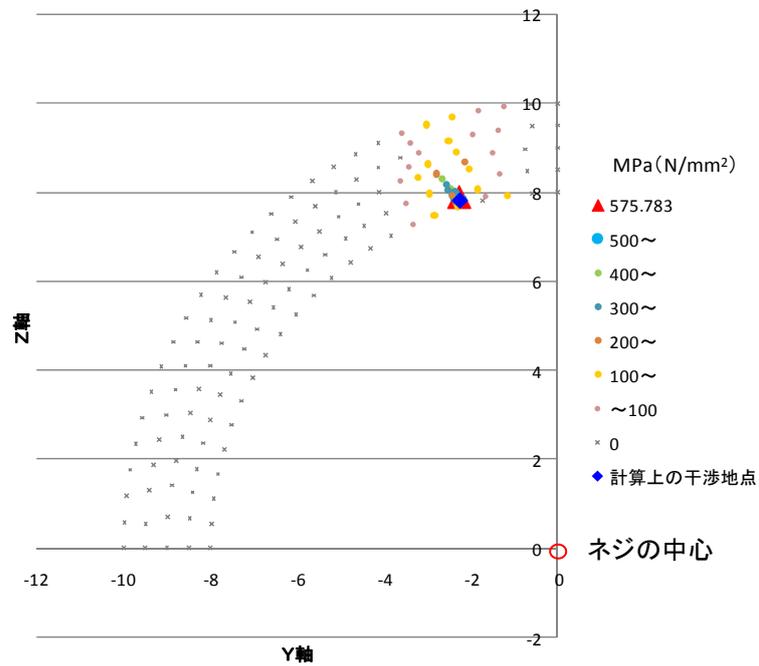


Fig.3-3-3-4-4 ネジの接触圧力と位置

	干渉解析	構造解析ネジ側	構造解析ナット側
座標(z,y)	(-2.246, 7.815)	(-2.276, 7.9026)	(-2.3982, 7.7746)
rc (mm)	8.132	8.224	8.136
座標(z,y)	(-2.246, 8.715)	(-2.276, 8.8026)	(-2.3982, 8.6746)
Rc (mm)	9.000	9.092	9.000

table3-3-3-4-1 干渉解析と構造解析の接触点の位置の比較

Table3-3-3-4-1 に干渉解析による、rc、Rc の値と位置と構造解析によるものとの比較を示す。構造解析で求められた位置は、ネジ、ナットそれぞれで最大値を示した部分とした。この結果より、静的な干渉解析で求められた位置と、荷重がかかった時に最大の接触圧を示す位置がよく一致することが明らかになった (Fig.3-3-3-4-3、Fig.3-3-3-4-4)。

### 3-3-3-5 おわりに

ネジとナットの 1 / 4 モデルの構造解析結果より、接触部位の応力、変位量、接触圧が明らかになった。

### 3-4 結果

ネジとナットの CAD モデルにより、干渉解析と接触を考慮した構造解析を行った。その結果、以下の事が明らかになった。

- (1) ネジとナットの静的な接触位置は、点では無く微小な面積を持つこと
- (2) 接触圧力が最大で 1361.066MPa になること
- (3) 干渉解析と構造解析で求めた接触点がほぼ一致していること

### 参考文献

- [1]ソリッドワークスジャパン：COSMOSWorks Designer2007 トレーニングマニュアル
- [2]ソリッドワークスジャパン：COSMOSWorks Professional2007 トレーニングマニュアル
- [3]ソリッドワークスジャパン：COSMOSMotion2007 トレーニングマニュアル

## 第4章 機構特性の向上

### 4-1 摩擦係数低減

2段階動作クランプユニットに採用した自動変速リニア駆動機構では、高負荷時の自動減速メカニズムによるねじ差動回転によって、通常の摺動ねじ接触に比べてねじ接触面の摩擦係数は大幅に低減されることが、予備的な知見から解っている。

本研究の主眼である位置決めクランプユニットとしての用途では、動力伝達効率よりも、微少移動距離の間、大推力が得られればユニットとしての目的を達するため、いたずらに摩擦係数低減を目指す必要は少ないとも考えられる。

しかしながら、ねじ機構にとってねじ接触面の摩擦係数低減は、動力伝達効率向上と同時に摩耗とも密接に関係するため、偏心かみ合わせしたねじ接触面（幾何学的には接触点）の摩耗という観点から見れば、避けて通ることの出来ない課題である。

#### 4-1-1 実施内容

具体的な摩擦係数低減のため次ぎに示す項目を改良・変更して部品を試作し、実証ユニットに組込試験を実施した。

- ① ナット材質の変更（高力黄銅 → 炭素鋼）
- ② ねじ・ナット表面粗さの改良
- ③ ナット長（ナット支持長）の延長（傾き防止）

#### 4-1-2 ナット材質の変更

昨年度試験では、銅合金材料の中から引っ張り強度の高い（硬度も高い）高力黄銅を選定してナットを製作し、試験を行った。

当初のねじ材質選定理由は、

- ① 市販台形ねじナットでの使用実績が多い
  - ② 加工性が良く、良好な仕上がり面を持ったナットが製作出来る
  - ③ 送りねじと異種材質であり、焼き付きの心配がない
- のであった。

しかしながら、本研究で使用するねじ機構は、前節で報告の通り、点接触であり、荷重によるネジ接触点近傍でのねじ山形状変形によって、本来、接触点で転がり摩擦により動力伝達すべきところが、接触点近傍でのねじ山変形により滑り（にじり）摩擦が発生し、減速不良につながったと考えられ、ナット材質の変更を行った。

加重によるネジ接触点近傍の変形は、構造解析の結果を待たなければならなかったが、簡易計算での球体接触による鋼／黄銅のヘルツ応力／最大面圧を比較すると、荷重－最大面圧／最大せん断応力の関係は次の table4-1-2-1 の通りとなり、材質変更の有効性が確認できた。

材料 組合せ	荷重 N	球半径 mm	最大面圧 MPa	最大せん断応力 MPa
鋼－黄銅	14000	40	3328	1032
鋼－黄銅	6000	40	2509	778
鋼－鋼	6000	40	3716	1031
鋼－鋼	3000	40	2641	819

table4-1-2-1 簡易計算による接触応力

直感的には、[ひずみ  $\varepsilon$ ] = [応力  $\sigma$ ] / [ヤング率  $E$ ] の関係から、ひずみは、同一応力に対して材料が固有に持つヤング率によって変化し、ヤング率の小さな材料ほどひずみが大きいことから明かである。ちなみに、黄銅、鋼鉄のヤング率はそれぞれ 100.6 [GPa]、206[GPa] 程度である。

#### 4-1-3 送りねじ、ナットねじ山表面粗さの改善

本年度研究においては、メンバー企業である小木曽工業㈱でのねじ転造、鋼製ナットの製作が進み、良質の送りねじとナットによって試験を行うことができた。

Fig.4-1-3-1~4 に、従前の機械切削による送りねじと転造ねじの比較写真を、Fig4-1-3-5~8 に、旋削加工による炭素鋼製ナットと今年度に製作した特注タップによるタップねじ加工による調質炭素鋼製ナットの比較写真を示す。



Fig.4-1-3-1 TR20 切削加工ねじ x 30 倍



Fig.4-1-3-2 TR20 切削加工ねじ x 100 倍

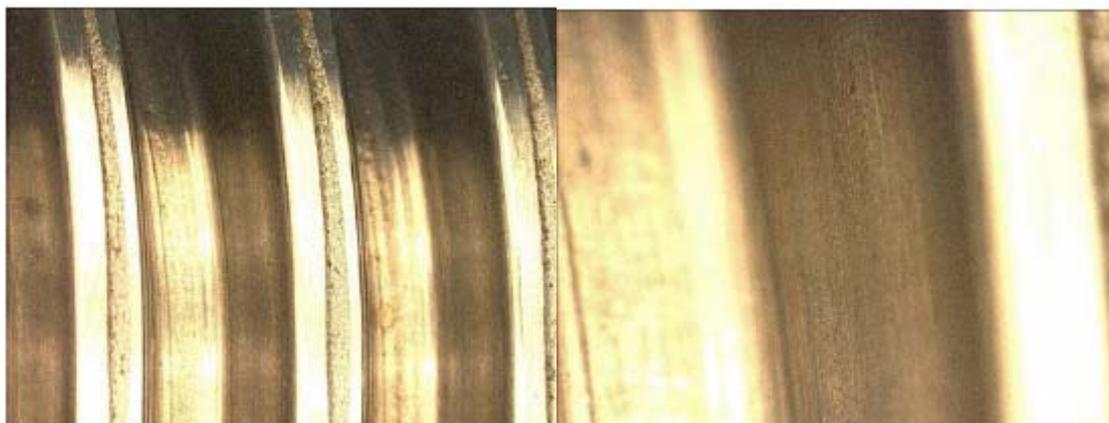


Fig.4-1-3-3 TR20 転造加工ねじ x 30 倍

Fig.4-1-3-4 TR20 転造加工ねじ x 100 倍

Fig.4-1-3-1~4 は、それぞれ比較のため同一倍率で撮影している。写真からも解るとおり、ねじ山面の表面粗度は転造によって作られたものが格段に優れている。

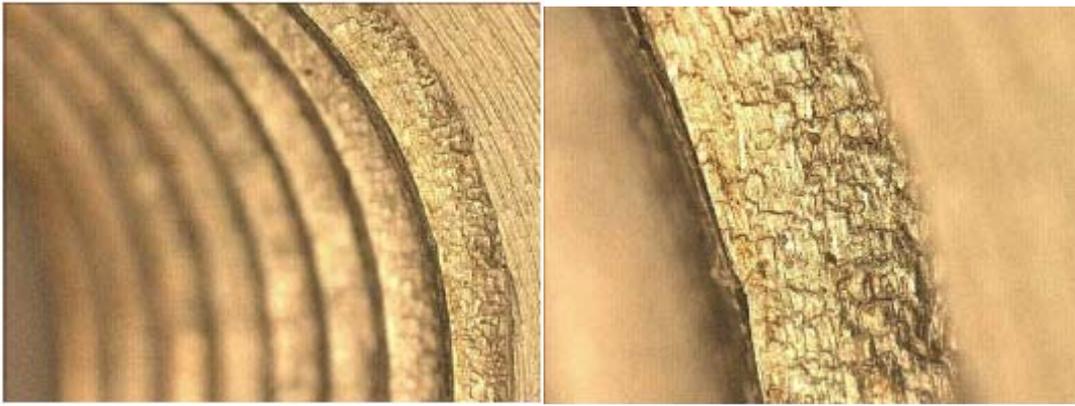


Fig.4-1-3-5 TR22 旋削加工ナット x 30 倍 Fig.4-1-3-6 TR22 旋削加工ナット x 100 倍

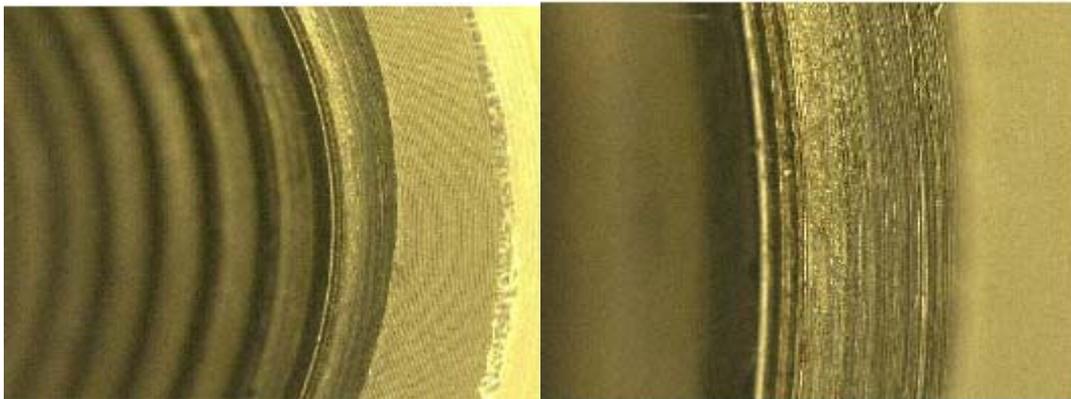


Fig.4-1-3-7 TR22 タップ加工ナット x 30 倍 Fig.4-1-3-8 TR22 タップ加工ナット x 100 倍

写真からも解るとおり、ねじ山面の表面粗度はタップ加工によって作られたものが格段に優れている。

TR12、TR15 転造送りねじのねじ山表面も同等の表面粗さであった。同様に、特注タップで加工された他の調質炭素鋼製ナットのねじ山面も同等の表面粗さであった。

これらねじ山面粗さが良好なネジ組み合わせを組み込んだ、6 kN ユニットの検証試作ユニットの特性から導いた見かけのねじ面摩擦係数は、2-4-3 節の table2-4-3-1 で示したとおり、 $\mu = 0.011$  が観察され、通常ねじの摩擦係数と比較して圧倒的に良好な特性を示した。3 kN、1.5 kN ユニットについても摩擦係数  $\mu = 0.018 \sim 0.020$  程度の特性を持ち、当初の予測値  $\mu = 0.015$  には及ばないものの、通常ねじに比べ1ケタ程度良い摩擦特性を持つことが確認できた。

#### 4-1-4 ナット長（ナット支持長）の延長

今年度、機構特性改善のためナット長さを延長し、偏芯ナットを支持するベアリング数を増加させ、ナット支持ピッチを広げた。

送りねじと偏芯してかみ合わされたナットは、送りねじと円周上の1点で接するため、送りねじとナットの接触点で発生した力はナットを傾斜させる。ナットの傾斜は、ネジ接触点を大きく変え、減速比を変化させる。クランプユニットとしてのみの用途では、ユニット後退時に高速後退することは問題とはならないが、ナットの不安定な傾きは性能に悪影響を与える要素となる。

自動変速メカニズムは、概略 Fig4-1-4-1 に示す構造となっており、ナット支持ピッチを広げることで不安定さを解消した。

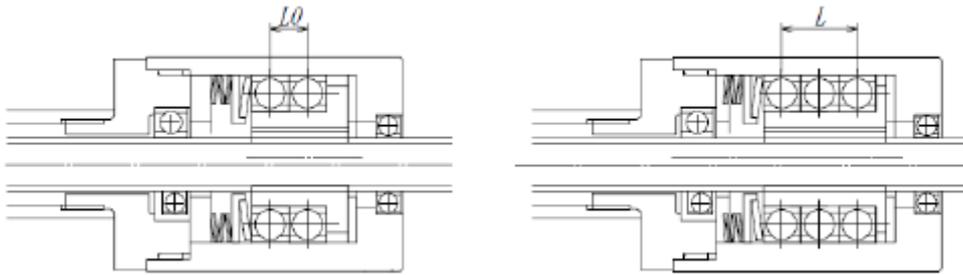


Fig4-1-4-1 自動変速機構部内部構造 (左: 変更前 右: 変更後)

Fig4-1-4-2、Fig4-1-4-3 に 6 kN ユニットの構造変更前後の代表的実測データを示す。  
 図の横軸は時間 (500ms/目盛)、赤色線は変位(10mm/目盛)、濃紺線は推力 (0.5 kN/目盛)、青色線、ピンク線はトルク、回転数に対応する。

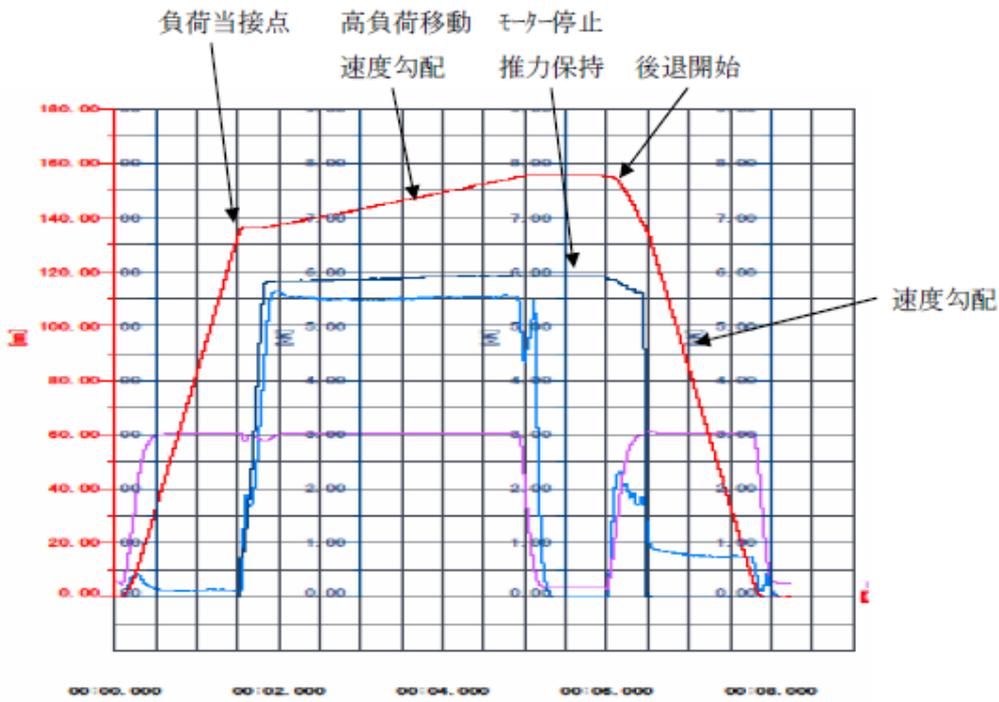


Fig.4-1-4-2 ナット長さ変更前の 6 kN ユニット特性データ

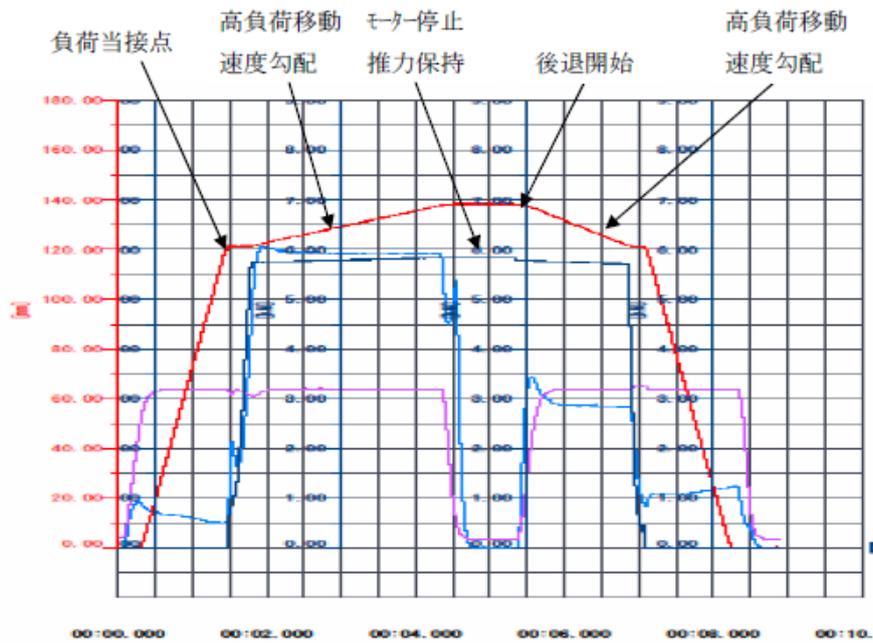


Fig.4-1-4-3 ナット長さ変更後の6 kN ユニット特性データ

#### Fig.4-1-4-2 のクランプユニット動作説明

- ① モーター回転（ピンク線上昇）で変位増加（赤色線上昇）
- ② ユニットが負荷に当たるとモータトルク増加（青色線上昇）推力増加（濃紺線上昇）
- ③ 推力が負荷力（空気圧シリンダー推力）を越えると減速・低速移動
- ④ ユニット前進端でモーター回転停止、トルク下降、ユニットは推力保持
- ⑤ モーター逆転でモータトルク上昇（回転、トルクは図中±同方向）ユニット後退（ナット傾きによるナット回転不良により後退速度はほぼ高速と同じ）
- ⑥ ユニット後退端でモーター停止

#### Fig.4-1-4-3 の改良クランプユニット動作説明

- ① モーター回転（ピンク線上昇）で変位増加（赤色線上昇）
- ② ユニットが負荷に当たるとモータトルク増加（青色線上昇）推力増加（濃紺線上昇）
- ③ 推力が負荷力（空気圧シリンダー推力）を越えると減速・低速移動
- ④ ユニット前進端でモーター回転停止、トルク下降、ユニットは推力保持
- ⑤ モーター逆転でモータトルク上昇、ユニットは低速後退（ナット傾斜防止の効果で安定動作が可能になった）
- ⑥ 負荷シリンダーの力を受けなくなれば、ユニットは高速後退して後退端停止

実証試作ユニットによる動作解析で、本年度開発した試作機がクランプユニットとしての基本機能を満たしていることが確認できた。

#### 4-1-5 成果

昨年度から継続して実施した、摩擦係数低減を中心にした機構特性向上に対する目標は、次の通りほぼ達成できた。

- ① ねじ面の見かけ摩擦係数目標  $\mu = 0.015$  に対し
  - 6 kNユニット  $\mu = 0.011$
  - 3 kNユニット  $\mu = 0.018$  が実現できた。
  - 1.5 kNユニット  $\mu = 0.020$

通常ねじの見かけ摩擦係数が  $\mu = 0.1 \sim 0.2$  で有ることを考えれば、十分実用化に耐える結果である。

- ② 転造送りねじ（炭素鋼製）と同種材である調質炭素鋼ナットの組合せの実用化が確認できた。

最も条件が過酷であると考えられる6 kNユニットでの100万回耐久が、転造送りねじとタップ加工

調質炭素鋼ナットで完了し、部品の量産化目処がついた。

③ 同種材質送りねじとナットの潤滑に、2 硫化モリブデンの有効性が、耐久試験と、潤滑理論両面から確認できた。

量産時コストアップにつながる送りねじのマイクロショット処理工程を省略できる可能性が出てきた。

④ ナット支持方法変更により、理論計算減速比と実減速比の差が小さくなった。

現状設計でクランプユニットとしての実用化には問題にならないが、より高度化のために解決すべき問題点が明らかにできた。

## 4-2 摩耗特性改善

### 4-2-1 研究の目的（潤滑剤選定の根拠）

潤滑剤選定に関しては、点接触試験が可能な高速四球形摩擦試験機と真実接触部の固体接触理論に基づいて行った。以下に摩擦試験機のデータと固体接触理論による解析結果を示す。

### 4-2-2 摩擦試験機による摩擦と摩耗のデータ

Fig.4-2-2-1 は試験に用いた摩擦試験機を示す。Fig.4-2-2-2 は試験機の主要部であるオイルカップと球の設置状態を示している。カップ上部には1個の回転球、下部には3個の固定球が設置されている。荷重はオイルカップ下部から油圧によって負荷される。回転球と固定球間の摩擦は、カップ下部に取り付けられたトーシヨンバに貼付された抵抗線ひずみゲージによって測定される。球の材質はSUJ2、直径1/2インチのJIS1級高炭素クロム軸受用鋼球である。その表面硬度はHV7840MPaである。また、表面粗さは算術平均粗さで $Ra=0.01\mu m$ となっていた。

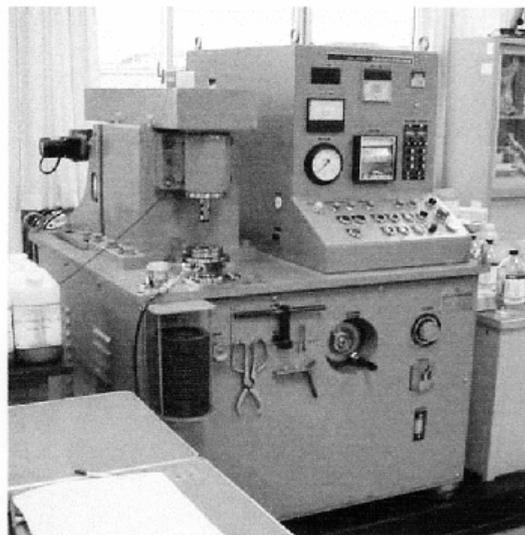


Fig.4-2-2-1 シェル式高速四球形摩擦試験機

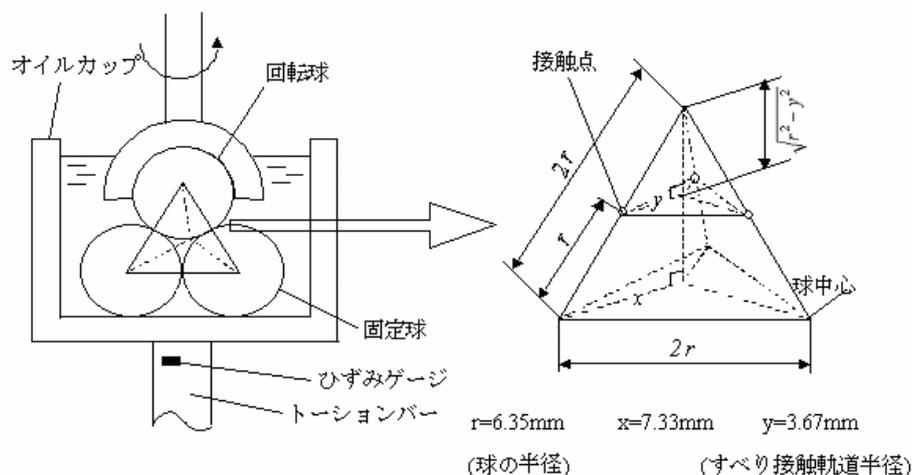


Fig.4-2-2-2 オイルカップと試験球の設置状態図

実験は、回転球と固定球のすべり速度  $V=0.384\text{m/s}$  一定の下、荷重を4段階に変化させて行った。その際、荷重比  $\alpha$  ( $=\sigma_{\text{max}}/\text{HV}$ 、最大ヘルツ応力 / ビッカース硬度) は、 $\alpha=0.32$  (medium load)、 $\alpha=0.51$  (high load)、 $\alpha=0.70$  (very high load)、 $\alpha=0.82$  (extremely high load) の4段階とした。潤滑油は table4-2-2-1 の通常よく用いられる無添加の ISO VG 32 タービンオイル (SAE10 番エンジンオイル) を基油とし、7

種類の極圧添加剤を混入したものを用いた。作用時間（試験機の運転時間）は900秒とした。ここで無次元量 $\alpha$ は次のように定義されている。

$$\alpha = \sigma_{\max}/HV = \sigma_{\max}/3\sigma_y = 0.33\sigma_{\max}/\sigma_y \quad (\sigma_y \text{ は材料の引張における降伏応力})$$

$\alpha = 0.1 \sim 0.2$  は低荷重域

$\alpha = 0.2 \sim 0.35$  は中荷重域（機械要素設計では、適正值として $\alpha = 0.25$ を使用）

$\alpha > 0.35$  ( $\simeq 0.33$ ) は高荷重域（接触面で塑性流動が始まる）

table4-2-2-1 潤滑油における添加剤の添加量とその際の真の元素含有量

各添加油	添加剤の内訳〔質量%〕	元素成分〔質量%〕
無添加	—	—
P系単体添加油	P添加剤 2%	P 0.102%
S系単体添加油	S添加剤 5%	S 0.475%
C1系単体添加油	C1添加剤 4%	C1 2%
S-P系ブレンド添加油	S添加剤 5%	S 0.475%
	P添加剤 2%	P 0.102%
C1-P系ブレンド添加油	C1添加剤 4%	C1 2%
	P添加剤 2%	P 0.102%
MoS <sub>2</sub> 添加油	MoS <sub>2</sub> 添加剤 5%	Mo 0.4%
		P 0.28%
		S 0.635%
カルシウムスルホネート添加油	カルシウムスルホネート添加剤 10%	Ca 1.55%
		S 0.15%

Fig.4-2-2-3 に $\alpha = 0.51$ 、各種潤滑剤における摩擦係数の変化を示す。このような高荷重下においては、無添加基油は摩擦係数 $\mu = 0.112$ の金属接触状態を示した。それに対してMoS<sub>2</sub>二硫化モリブデン入り潤滑油は $\mu = 0.029$ の流体潤滑に近い摩擦係数を示した。Fig4-2-2-4 は $\alpha = 0.70$ 、各種潤滑剤における摩擦係数の変化を示す。作用開始直後、無添加基油は $\mu = 0.600$ の摩擦係数値を示し焼付いた。二硫化モリブデン入り潤滑油は作用後1分程度まで $\mu \simeq 0.049$ の境界潤滑下の摩擦係数値を示した。Fig4-2-2-5 は $\alpha = 0.82$ の結果を示す。基油は作用直後、 $\mu = 0.700$ 以上の摩擦係数値を示し焼付いた。二硫化モリブデン入り潤滑油も作用開始直後、 $\mu = 0.268$ の金属接触状態を示した。このような超高荷重下ではりん系の添加剤、とくに、C1-P系ブレンド添加剤入り潤滑油が低摩擦を示していることがわかる。

Fig4-2-2-6 には固定球の摩耗こん径  $d_w$  と荷重比 $\alpha$ の関係が示されている。図中の破線は弾性接触を想定したヘルツ接触面径である。図中の実線（ $\alpha = 0.70$  から $\alpha = 0.82$  にかけて引かれている線）は塑性変形を想定した接触面径である。 $\alpha = 0.51$ の高荷重下では、無添加基油は理論接触面径の2倍を越える1mm近い大きな摩耗こん径を示した。それに対して二硫化モリブデン入り潤滑油は、理論接触面径に近い摩耗こん径を示した。 $\alpha = 0.82$ の超高荷重下では、無添加基油および二硫化モリブデン入り潤滑油は、大きな摩耗こん径を示したが、このような荷重下では前述の摩擦係数値同様、りん系とくにC1-P系ブレンド添加剤入り潤滑油が、理論接触面径に近い小さな摩耗こん径を示した。

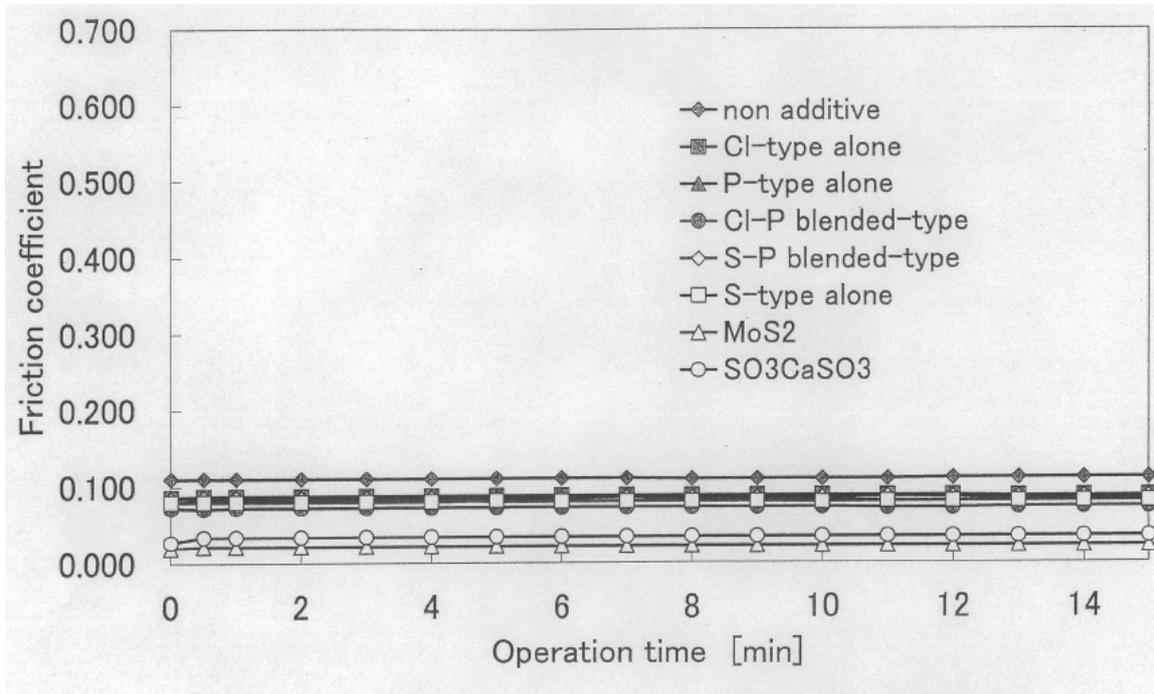


Fig.4-2-2-3 Variation of friction coefficient versus operation time  
(a high load  $\alpha = 0.51$ )

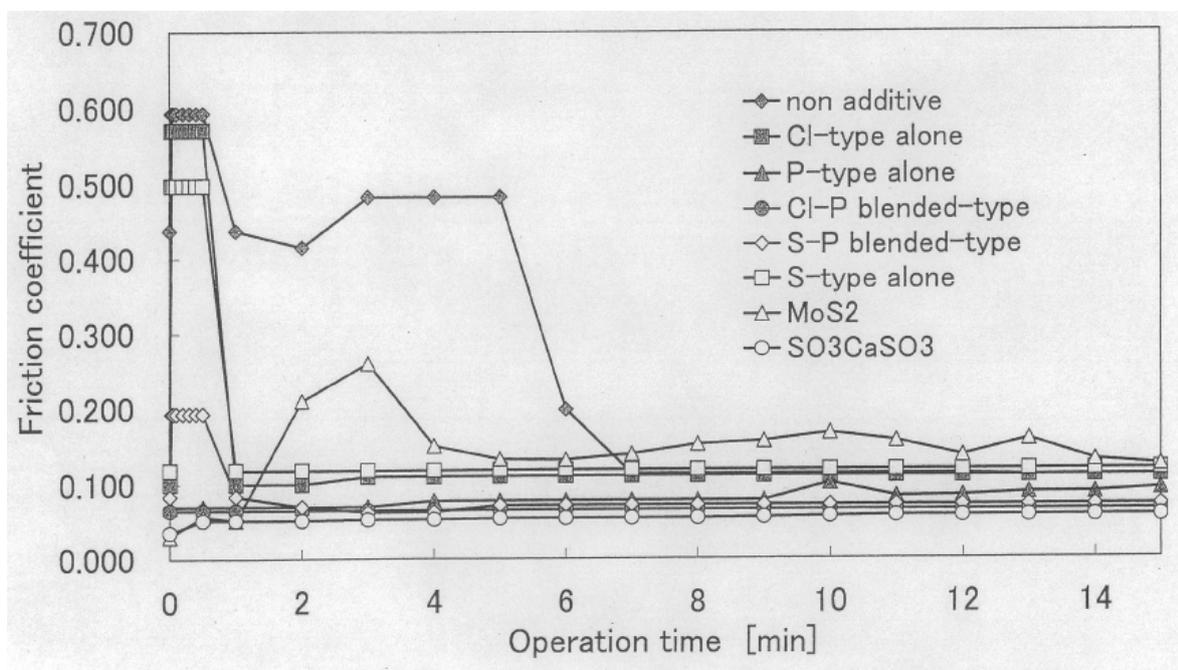


Fig.4-2-2-4 Variation of friction coefficient versus operation time  
(a very high load  $\alpha = 0.70$ )

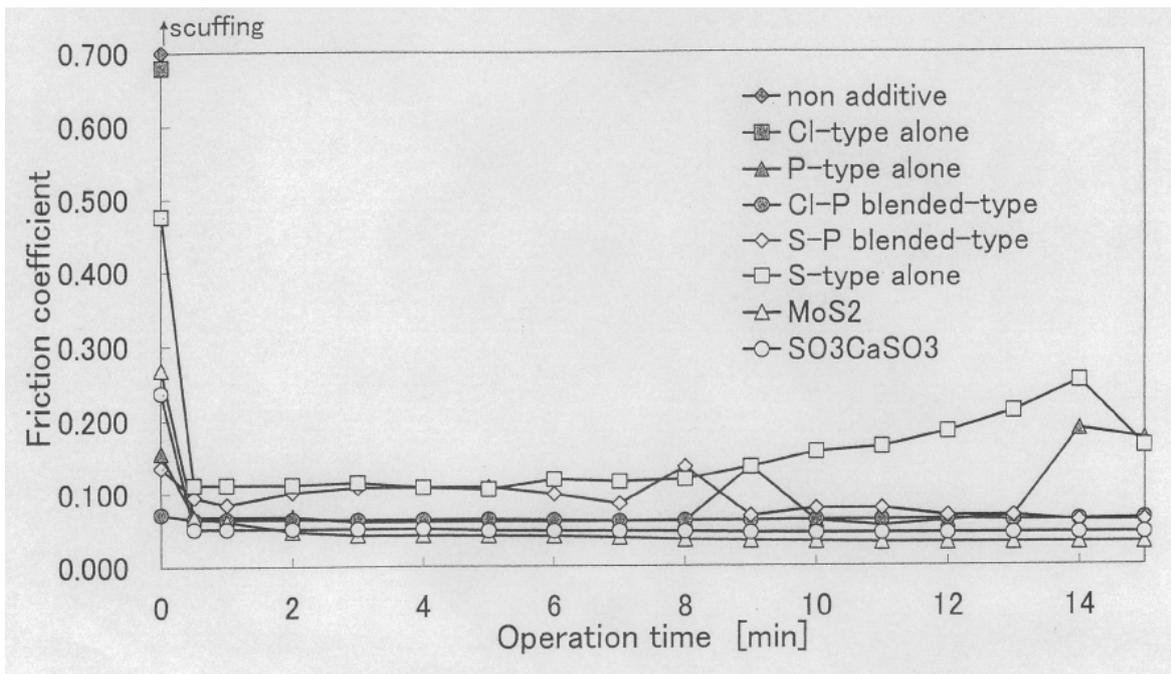


Fig.4-2-2-5 Variation of friction coefficient versus operation time  
(an extremely high load  $\alpha=0.82$ )

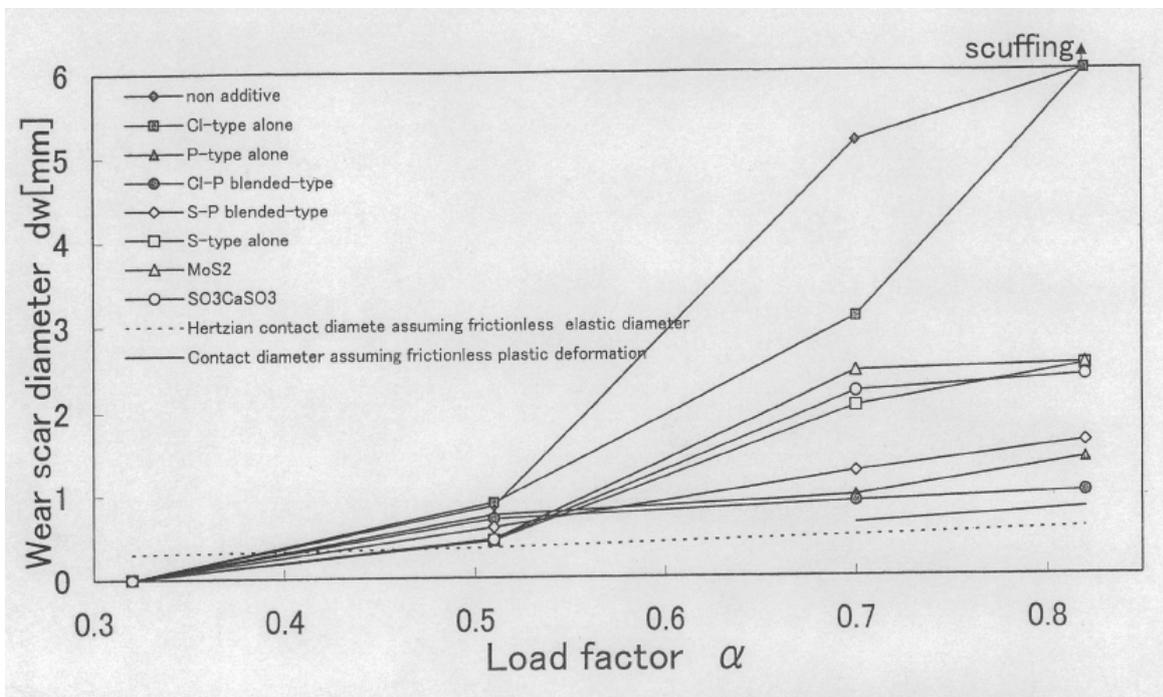


Fig.4-2-2-6 Relation between wear scar diameter and load factor  
After 15 min operation

#### 4-2-3 真実（金属）接触部の固体理論

Fig.4-2-3-1 は負荷下における表面粗さ真実接触部の接触状態を示す。

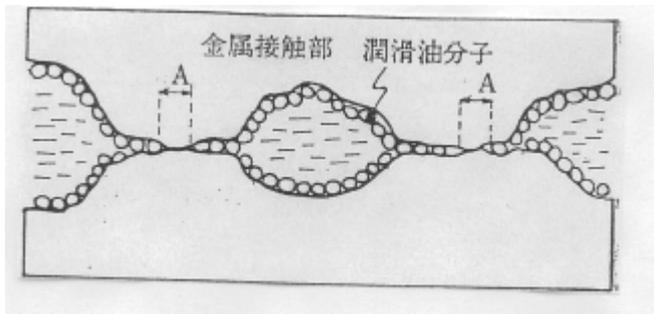


Fig.4-2-3-1 表面粗さにおける真実（金属）接触部の接触モデル【上部より荷重 P が加わり、その荷重を真実接触部で支えている状態】

図において、真実接触部の個数を  $n$  とすると、真実接触部の総面積は  $nA = A_1 + A_2 + \dots + A_n$  となる。負荷荷重を  $P$ 、表面硬度を  $HV$ 、摩擦力を  $F$ 、摩擦係数を  $\mu$ 、真実接触部のせん断応力を  $\tau$  とすると、

$$nA = P/HV$$

$$F = \mu P$$

$$F = \tau nA$$

より

$$\mu = F/P = nA \tau / nAHV = \tau / HV$$

となる。 $\tau$  は  $0.5\sigma_y$ 、 $HV$  は  $3\sigma_y$  であるから、金属接触開始時の摩擦係数は理論的には約 0.167 となる。

#### 4-2-4 摩擦試験機によるデータと固体接触理論に基づく潤滑剤の選定

作動ねじ接触部の加圧時、接触点における接触応力の数値解析結果（兵庫県立工業技術センター）を Fig.4-2-4-1 に示す。また、Tr20-TR22 のねじ軸とナット面の硬度  $HV$ （工学単位）の測定結果（小木曾工業株式会社）を table4-2-4-2 に示す。これらより、最大接触応力（1361MPa）と表面硬度（2878MPa）の比  $\alpha$  は 0.47 となり、前述の摩擦試験機のデータを  $\alpha \doteq 0.50$  で論じればよいことが分かる。

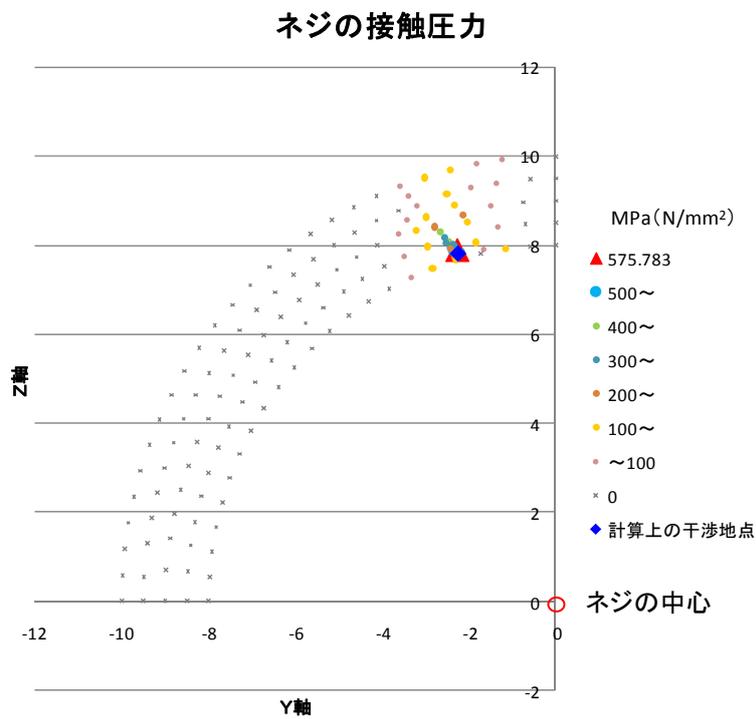
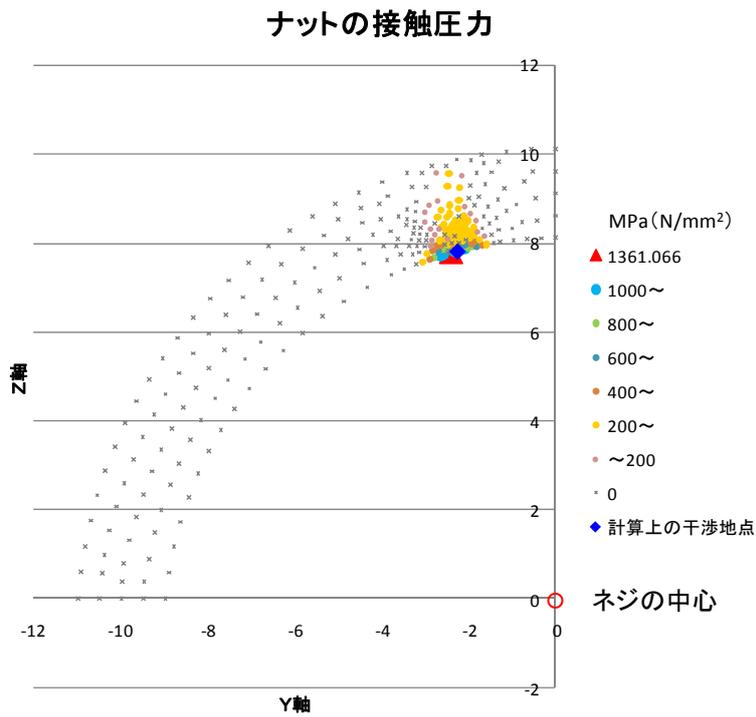


Fig.4-2-4-1 作動ねじ接触部の加圧時、接触点における接触応力の数値解析結果

table4-2-4-1 機構ねじおよびナットの表面硬度

機構ねじ軸・ナットの硬度測定 (Hv、荷重100Kg)						
品目		測定位置(ねじ山×5山):Hv				
		No.1	No.2	No.3	No.4	No.5
ねじ軸	Tr20×P4	297	302	297	274	297
	Tr15×P3	309	297	297	285	297
	Tr12×P2	297	297	285	285	285
ナット	TR22×P4	285	274	297	297	297
	TR16.5×P3	285	285	274	274	274
	Tr13×P2	274	264	254	254	274

また、Fig.4-2-4-2 より、作動ねじ接触部の最大接触点での摩擦係数値は推察値として以下のよう  
に求められる。見かけの摩擦係数は、図の異常  
摩耗開始時には、推力  $F=7\text{kN}$  とトルク  $T=1.4\text{Nm}$   
より、ねじの締め付け時の式に適用すると、 $\mu$   
 $=0.01346$  となる。異常摩耗時には、 $F=7\text{kN}$  と  
 $T=2.2\text{Nm}$  より、 $\mu=0.0253$  となる。いま異常摩  
耗を問題にしているので、金属接触を開始した  
として、最大接触応力位置の摩擦係数値を前述  
の金属接触の理論値  $0.167$  とすると、異常摩耗  
時の摩擦係数は  $0.167 \times (0.0253 \div 0.01346) =$   
 $0.316$  となる。この値から、摩擦せん断応力  $\tau$   
を求めると、 $\tau=0.316 \times 1361=430$  [MPa] とな  
る。これと流動応力  $\sigma_y=1/3 \times HV=959$  [MPa] の  
比  $\tau/\sigma_y$  をとると  $0.45$  となる。また、異常摩耗開始時の  $\tau/\sigma_y$  は  $0.23$  である。

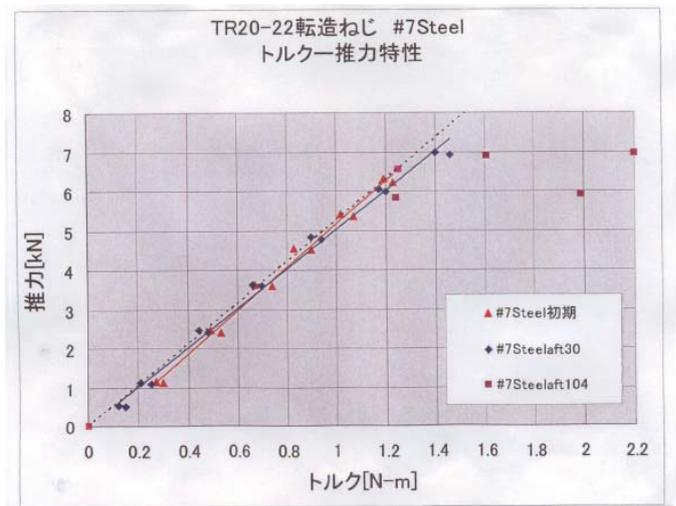


Fig.4-2-4-2

一方、摩擦試験機の  $\alpha=0.51$  のデータで大きな摩耗径（異常摩耗と捉える）を示した時の  
摩擦係数は  $0.112$  であった。この実験は、すべり速度が  $0.384\text{m/s}$  と大きく、比較的高い油粘度に  
よる流体膜の形成も見られるため、摩擦係数は作動ねじ部の  $0.316$  よりも低く現れていたが、金  
属接触部が存在し、異常摩耗を生じている点では、作動ねじ接触部と本質的には同様の状態を呈  
していると推察される。したがって、同様にして、最大接触応力 ( $3998\text{MPa}$ ) から、 $\tau=0.112 \times$   
 $3998=447$  [MPa] となる。これと流動応力  $\sigma_y=1/3 \times HV=2613$  [MPa] の比  $\tau/\sigma_y$  をとると  $0.17$  と

なる。また、二硫化モリブデンによって異常摩耗を抑えられたときの  $\tau/\sigma_y$  は 0.04 となる。以上の結果を表にすると、table4-2-4-2 のようになる。

table4-2-4-2 接触部のせん断応力と降伏応力の比 ( $\alpha \approx 0.5$  の場合)

作動ねじ接触部のせん断応力と降伏応力の比, $\tau/\sigma_y$	油膜切れによる異常摩耗開始時	油膜切れによる異常摩耗時
	0.23	0.45
摩擦試験機点接触部のせん断応力と降伏応力の比, $\tau/\sigma_y$	二硫化モリブデンによる潤滑時	無添加基油による異常摩耗時
	0.04	0.17

table4-2-4-2 は  $\alpha = 0.5$  近傍の接触部の流動のし易さを表す指標としてまとめたものである。

table4-2-4-3 は  $\alpha = 0.7$  の摩擦試験におけるデータをまとめたものである。

table4-2-4-3 接触部のせん断応力と降伏応力の比 ( $\alpha \approx 0.7$  の場合)

摩擦試験機点接触部のせん断応力と降伏応力の比, $\tau/\sigma_y$	二硫化モリブデンによる潤滑時	無添加基油による異常摩耗時
	0.10	1.26

通常の潤滑下では  $\tau/\sigma_y = 1.26$  となり、かなり激しい異常摩耗を生じていたが、このような潤滑下でも 1 分以内のすべりであれば、二硫化モリブデンで潤滑すると、 $\tau/\sigma_y = 0.10$  が実現でき、異常摩耗が防止できていることがわかる。よって、表 3 の作動ねじ接触部の油膜切れによる異常摩耗時の  $\tau/\sigma_y = 0.45$  は、二硫化モリブデン使用によって、容易に  $\tau/\sigma_y = 0.10$  以下 (0.04 に近い) まで下げることができ、異常摩耗を防止できると推察される。

流動が即、異常摩耗に連動するとは限らないが、流動のし易さが凝着のし易さと相関し、異常摩耗をもたらす要因の一つとなっていると考えれば、表 3 と表 4 の結果より、厳しい潤滑下にある作動ねじ接触部の異常摩耗開始時に二硫化モリブデンにより潤滑すると、作動ねじ接触部で、1/10 減速からのすべりすなわちすべり速度  $V = 0.36\text{m/s}$  (すべり速度は  $[(2\pi n/60) \times 8]/1000$ )  $\times 1/10 = 0.36\text{m/s}$ ,  $n=4300\text{rpm}$ , 8 は図 8 の最大接触点位置 8mm) が単発的に生じたとしても、異常摩耗は生じないと考えられる。作動ねじの負荷試験において、このような油膜切れによる異常摩耗や無添加グリースを用いた負荷試験における 40 万回転における焼付き事例はあるが、以上の結果より、二硫化モリブデン入りグリースを 50 万回転で接触部に再入すると、100 万回転の使用に耐えることができると考えられる。実際、このような対処をして負荷試験を実施すると、作動ねじ接触部に焼付きは生じず、100 万回転の使用が実現できた。

#### 4-2-5 作動ねじ接触部の観測

以上述べてきた作動ねじ接触部を AFM で観測してみた。

##### 4-2-5-1 AFM の原理

原子間力顕微鏡(AFM)は、ナノスケールのトライボロジー研究に今や日常的に応用されている。AFM のトライボロジーへの自然な拡張は、サンプル表面におけるナノメートルサイズの AFM プローブの動きに基づくものであり、伝統的なトライボロジーについては AFM による検査は行われていないが、多くの新しいアプリケーションが考えられる。

AFM のトライボロジーへの応用例には次のようなものがある。

- ・ 記憶媒体のトラックの磨耗または表面の傷の三次元視覚化。
- ・ ナノメートル厚さ、あるいは単分子層厚さの固体および液体の潤滑剤の厚さ測定。
- ・ ナノメートルスケールでの摩擦力分布の測定。
- ・ 形態、組成、粗さ等の表面の特徴付け。
- ・ 硬さ、弾性、塑性変形等の機械特性のナノメートルスケールでの評価。

トライボロジー研究における AFM の際立った利点は、全種類の材料について日常的に使用できることである。一般的に研究されている材料には、セラミクス、金属、ポリマー、半導体、磁気材料、光材料、生体材料、等があり、AFM による測定は通常は大気中で行われるが、サンプルを真空または液体環境中に設置して測定を行うことも可能である。

##### ナノスケール磨耗解析

精密機械における許容誤差が年々小さくなることを受けて、ナノメートルスケールでの磨耗の影響は精密機械の最適化および安定性においてますます重要になってきている。光学顕微鏡や走査型電子顕微鏡等の伝統的な顕微鏡は、磨耗の様子を二次元で視覚化することはできるが、三次元の情報を得ることは困難である。例えば、SEM では磨耗したトラックの拡大像を得ることが出来るが、水平方向の情報しか得られないため、磨耗の深さを測定するには断面出しが必要となる。

AFM はトラックの磨耗や傷を直に三次元視覚化することができ、イメージは、二次元または三次元投影により表示される。AFM イメージから断面プロファイルを抽出することにより、簡単に磨耗の深さをも測定することができるため、我々は AFM を購入し評価手法として選択した。

まずはじめに、走査電子顕微鏡 (SEM) の実験結果を示す。

##### 4-2-5-2 走査電子顕微鏡 (SEM) の観察結果

以下のデータはリニア駆動の連続実験で、摩擦の大きな領域と小さな領域を観察した SEM 観察のデータ (画像) である。Fig.4-2-5-2-1 : 負荷 (摩擦) が小さいと考えられる領域の SEM 観察結果を示す。Fig.4-2-5-2-2 : 負荷 (摩擦) が大きいと考えられる領域の SEM 観察結果である。2 枚の SEM 写真は、すべて同じ倍率 70 倍で観察されている。また、Fig.4-2-5-2-2 写真内の矢印で示した領域は非常に荒れており、摩擦の度合いは、Fig.4-2-5-2-1 に比べて大きいと思われる。

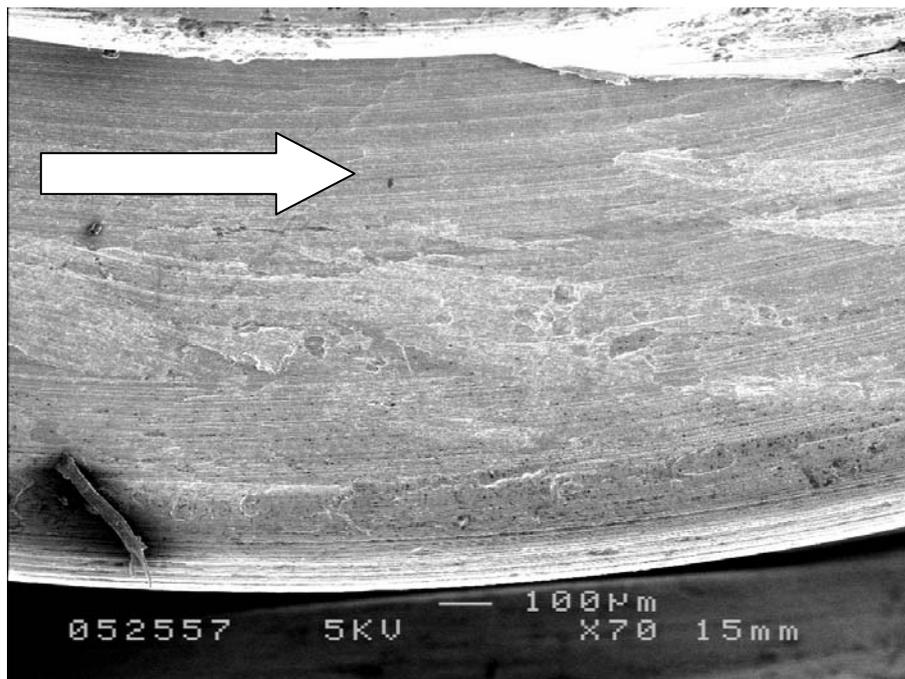


Fig.4-2-5-2-1 負荷(摩擦)が小さなサンプルの SEM 観察結果

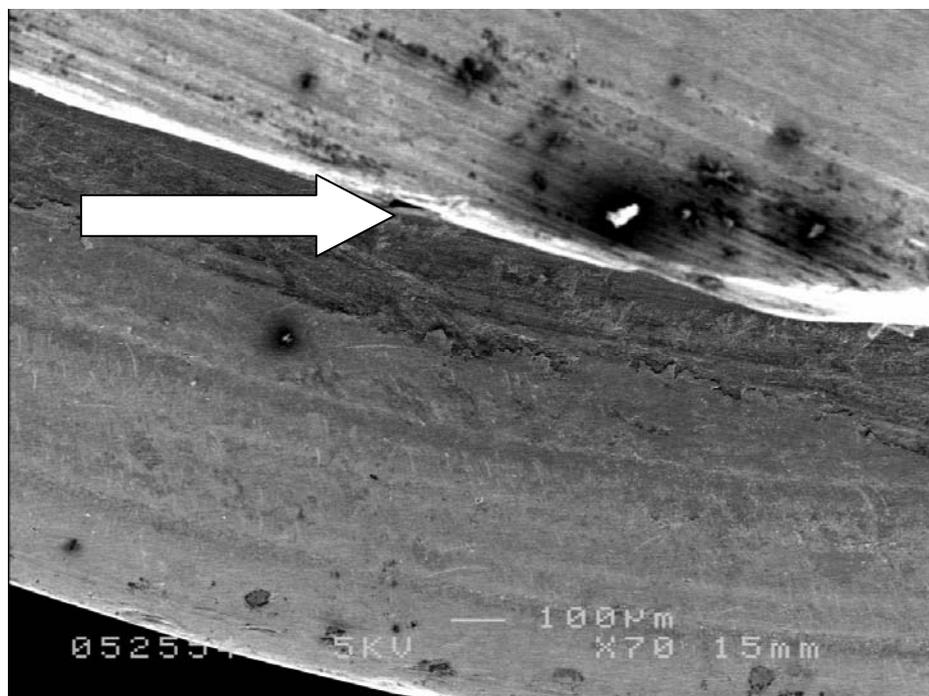


Fig.4-2-5-2-1 負荷(摩擦)が大きなサンプルの SEM 観察結果

#### 4-2-6 原子間力顕微鏡(AFM)の観察結果

以下のデータはリニア駆動の連続実験で、摩擦の大きな領域と小さな領域を観察した AFM 観察のデータ(画像)である。Fig.4-2-6-1：負荷(摩擦)が小さいと考えられるサンプルの AFM 観察結果 (Fig.4-2-5-2-10 のサンプル) を示す。凹凸の大きさは、p-p(ピークツーピーク)で 350nm であった。Fig.4-2-6-2：負荷(摩擦)が大きいと考えられるサンプルの AFM 観察結果である (F4-2-5-2-2 のサンプル)。凹凸の大きさは、860nm であった。凹凸の大きさからも図 13 で観察した領域の摩擦度合いが大であることは SEM 観察結果と同様であった。

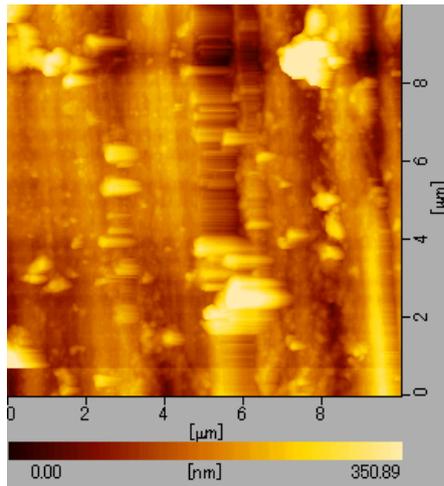


Fig.4-2-6-1

負荷(摩擦)が小さなサンプルの AFM 観察結果

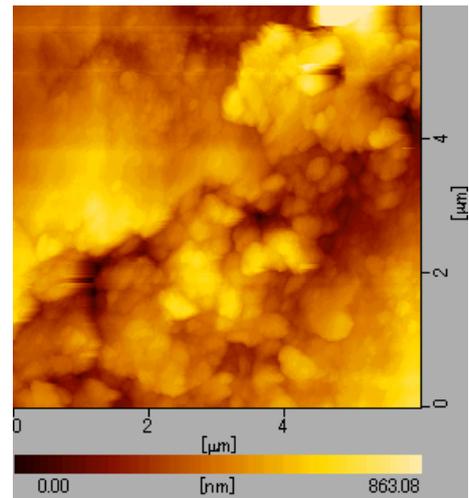


Fig.4-2-6-2

負荷(摩擦)が大きなサンプルの AFM 観察結果

以上の結果より、異常摩耗開始時の作動ねじ接触部の面の凹凸の大きさは 860nm と考えられ、このような凹凸が 350nm から 860nm にまで大きくなるということは、作動ねじ回転時に単発的にすべりが生じていることを物語っている。この凹部に二硫化モリブデンの固体潤滑剤が満たされ、接触部 (Junction) の成長が押さえられ異常摩耗や焼付きが防止できるものと考えられる。Junction の成長は、摩擦係数の増加を促し、せん断応力を増加させ、異常摩耗や焼付きの原因となっていることは、Junction 成長理論より容易に推察される。

## 第5章 機構ねじ部品開発・試作

### 5-1 機構ねじ軸

平成18年度に開発したねじ軸において、機構ねじ組付けを目的とするナットとねじ軸受け部形状の開発を行った。

#### 5-1-1 ねじ軸外径精度

ねじ軸上をナットが円滑移動するために、ねじ軸外径精度を向上させ、ナットのガイド機能の付加を検討した。ねじ軸転造ダイス形状と転造母材径を再設計し、ねじ軸外径を拡大した。その拡大径をセンターレスグラインダー加工で外径 $\phi 20$ 許容差 $-0.007/-0.02$ に仕上研削加工を施す。しかしながら、センターレスグラインダー加工において、回転調整車で被研削材の回転数を一定にできず、研削外径寸法が定まらない現象が発生した。調整車に接触する面積比が30%に減少しており、調整車のグリップ力が不足することになっていた。そして、被研削材に安定したリード送り効果を与えられなかったと考える。これを改善するには、接触するねじ山幅を拡大させるねじ形状の再設計があり、接触面積比を70%まで向上させるならば効果的である。

このねじ形状の変更は動力伝達効率に影響を与え、機構ねじの再設計に戻るため、更なる探究は中止し今後の課題とする。現在の転造ねじ軸外径精度 外径 $\phi 20$  許容差 $-0.02/-0.1$ で軸受け部の形状開発に進んだ。

#### 5-1-2 軸受け部形状

ねじ軸の軸受け部に市販軸受け部品を使用するため、ねじ軸外径よりも太い軸受け部外径が必要になる。この形状は分割する軸端部を組付ける、または溶接取付が考えられる。後者の溶接加工において、機構ねじ中心部に配する、グリース給脂穴の深穴加工を考慮した摩擦圧接継手形状の開発が重要となるため、兵庫県立工業技術研究センターに開発を委託した。

摩擦圧接加工開発に加え、分割する軸端部を圧入・ピン止め加工し、耐久試験を実施した。

(機構ねじ軸の基本設計評価はサイエンティフィックテクノロジーズの耐久試験結果に従う)

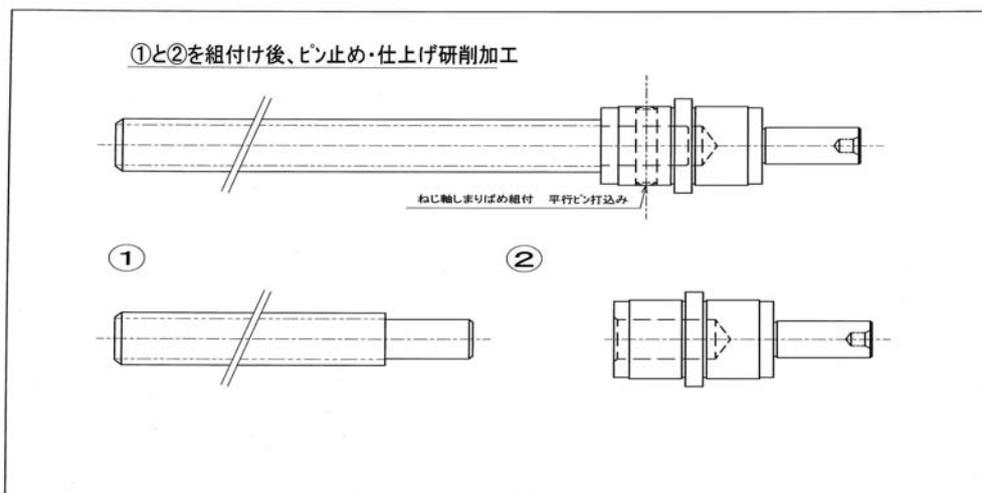


Fig.5-1-2-1 Tr-20 Tr-15 Tr-12 機構ねじ 軸受け部形状

## 5-2 機構ねじナット

機構ねじにおいて、ねじ軸とナットのねじ溝リード及び形状の整合性が動力伝達効率に影響を与える。ねじ軸ねじ溝を成形する転造ダイスとナットねじ溝を成形する切削工具の設計は、これを十分に考慮する必要がある。しかしながら、母材組成により加工リード及び形状のバラツキは避けられない。従来台形ねじにおいて、ナットの母材は高力黄銅を使用し、初期磨耗変形を経て、ねじ軸に整合する効果を活用してきた。

これまでの、技術に従い高力黄銅を母材とし、以下の組合せでナットを製作した。

- ①ねじ軸 Tr-20 … ナット TR-22 及び TR-24
- ②ねじ軸 Tr-15 … ナット TR-16.5 及び TR-18
- ③ねじ軸 Tr-12 … ナット TR-13 及び TR-14

①の耐久試験で、4ユニット中の2ユニットにおいて減速不良が発生した。

### 5-2-1 ナット母材とねじ溝形状

ナット TR-22 の耐久試験で、減速不良が発生したユニットを分解し、ナットねじ溝の偏磨耗を発見した。さらに、残る2ユニットにおいても、明らかに初期磨耗を超える磨耗変形を発見した。サイエンティフィックテクノロジーズ社の基礎研究結果をふまえ、ナット母材をS 4 5 C焼入れ焼戻し処理材に変更し、表面硬度を高める改善を行なった。

ナット母材変更により、切削工具の再設計を行なった。これにより、ねじリードの再調整が必要となり、ねじ軸転造加工時の条件変更で、ねじ軸ねじリードを調整しナットへの整合性を高めた。

そして、以下がS 4 5 Cナット加工後のねじ溝形状である。

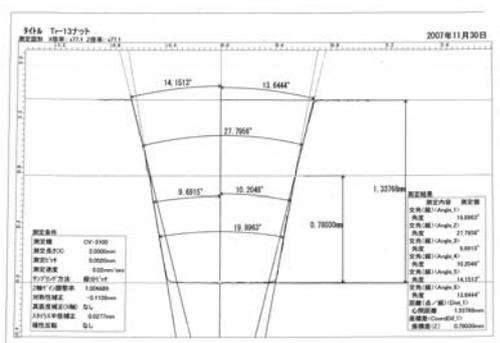


Fig.5-2-1-1 Tr-13 ナットねじ溝形状

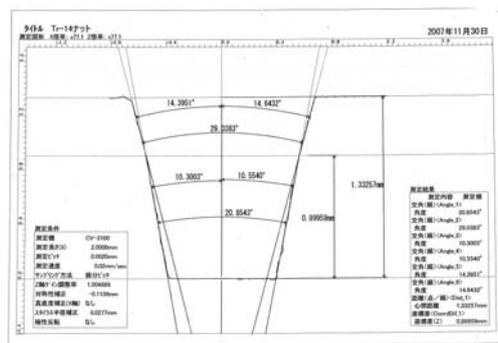


Fig.5-2-1-2 Tr-14 ナットねじ溝形状





圧接後は、圧接部に形成された焼入れ硬化組織を熱処理によって焼戻しをしなければならない。転造ネジと軸端部の接合材では、摩擦圧接部のみを熱処理する必要があるため、試料全体を加熱することができない。そこで、高周波誘導加熱によって、圧接部を局部的に加熱して熱処理を施すことにした。予備実験では、試験片全体を熱処理炉に入れ、熱処理を施して金属組織の変化および硬さを調べた。次に、高周波誘導加熱の条件を変化させて熱処理を行い、熱処理条件が硬さ分布に及ぼす影響を調べることによって高周波条件を選定した。

以上の予備実験によって決められた圧接条件、高周波熱処理条件をもとにして、実装部品である転造ネジと軸端部の摩擦圧接を行った。

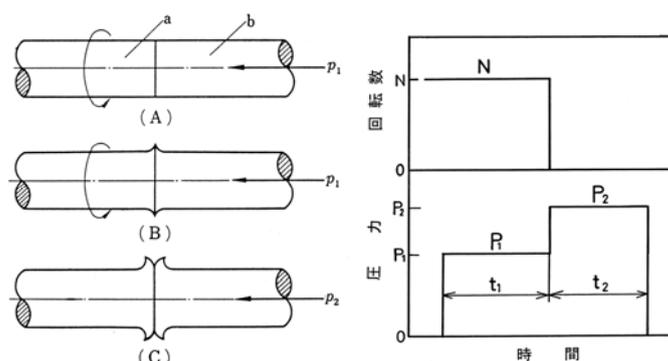


Fig.5.3.1.2 使用したブレーキ式圧接サイクル

table 5.3.1.1 3種類の転造ネジの寸法

外径 / mm	谷底径 / mm	穴径 / mm
19.85	15.25	5.0
14.93	11.32	5.0
11.92	9.32	5.0

table 5.3.1.2 使用した摩擦圧接条件

摩擦圧力 $P_1$ (MPa)	50
摩擦時間 $t_1$ (s)	0.5 ~ 4.0
アプセット圧力 $P_2$ (MPa)	0、100
アプセット時間 $t_2$ (s)	6.0
回転数 $N$ (rpm)	2400

### 5-3-2 摩擦圧接の予備実験

(備考：予熱圧力 20MPa を 1.0s を付加後、摩擦圧力を負荷)

リニア駆動ユニットには、出力に応じて table 5.3.1.1 に示すような直径の異なる 3 種類の転造ネジが用いられる。転造ネジと軸端部との摩擦圧接を想定し、予備実験では Fig.5.3.2.1 のような試験片（谷底径  $\phi 15.25$ mm の例）を用いて圧接実験を行った。材質は、転造ネジおよび軸端部と同じ S45C 鋼である。摩擦圧接する継手形状は、転造ネジの谷底径を外径、潤滑油の経路を内径とした。

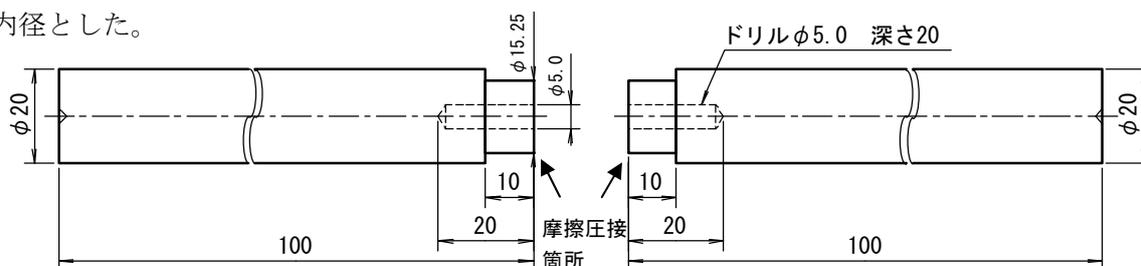


Fig.5.3.2.1 転造ネジを想定した摩擦圧接試験片形状と寸法（谷底径  $\phi 15.25$  mm の例）

摩擦圧接は、摩擦圧力 50 MPa、回転数 2400 rpm を一定として、摩擦時間およびアプセット圧力の有無を変化させて実験した。

摩擦圧接後の外観および圧接部を軸方向に切断し、研磨、腐食処理を施して圧接部断面マクロ組織を撮影した。一例を Fig.5.3.2.2 に示す。いずれの直径においても、摩擦時間が長い程、アプセット圧力を負荷した場合程、バリが大きく発生する傾向がみられた。また、摩擦熱によって黒く変色した部分の幅は、摩擦時間とともに増加していた。この断面観察結果から、谷底径  $\phi 15.25$  mm では摩擦時間 1 s 以上、谷底径  $\phi 11.32$  mm および谷底径  $\phi 9.32$  mm では 0.5 s 以上の摩擦時間で未密着部分なく接合できることが明らかになった。

しかしながら、潤滑油の流路となるパイプ内側にバリが多く発生し、その流路を塞ぐ結果となった。流路を確保するには、後工程で内バリを除去するか、あるいは試験片形状や圧接条件を変更して内バリの発生を抑制するかを選択する必要がある。後者の内バリを抑制する方法については、後節で述べる。

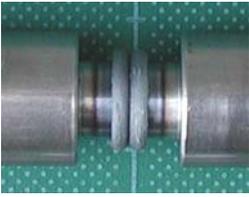
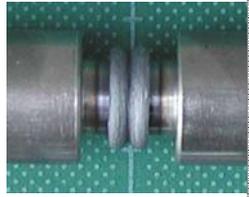
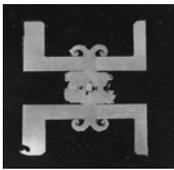
	アプセット圧力 [s] [MPa] 摩擦時間	なし $P_2 = 0$	あり $P_2 = 100$
		谷底径 $\phi 15.25$ mm	2.0
谷底径 $\phi 11.32$ mm	1.0		 
谷底径 $\phi 9.32$ mm	1.0		 

Fig.5.3.2.2 外観および圧接部断面写真の例

炭素鋼の摩擦圧接では、急熱・急冷されるため、圧接面付近に非常に硬く、脆い組織が形成される。圧接部における破断防止や、内バリをドリル加工によって除去するためにも、熱処理によって標準化する（焼戻し）工程が必要となる。本事業では、高周波誘導加熱によって圧接部を局部的に熱処理した。それに先立ち、熱処理炉による加熱実験を行い、その焼戻し状態を光学顕微鏡組織、硬さ、強度試験によって評価した。熱処理条件は、 $600^{\circ}\text{C}$  - 30 分保持・空冷とした。光学顕微鏡観察は、圧接材の断面を耐水研磨紙で #1200 まで研磨した後、粒径  $0.3\ \mu\text{m}$

のアルミナ粉末によって琢磨し、3%硝酸アルコール（ナイトル）で腐食処理を施して行った。Fig.5.3.2.3 は、谷底径  $\phi 15.25$  mmの接合材の母材 (a)、接合面付近圧接後 (b) および接合面付近熱処理後 (c) である。

母材部(a)は、フェライト組織およびパーライト組織の2相組織であり、結晶粒は水平方向に伸張している金属組織が観察された。それに対して、圧接材の接合面付近の圧接後の金属組織(b)は、摩擦熱による温度上昇と自己冷却によって、一部パーライト組織を含むマルテンサイト組織を呈していた。熱処理後(c)は、マルテンサイト組織を焼戻した場合に見られるソルバイト組織となっていた。これらの金属組織を観察した結果、摩擦圧接によって硬化した組織は600℃以上で熱処理を施すことによって十分に焼戻しが可能であることが分かった。

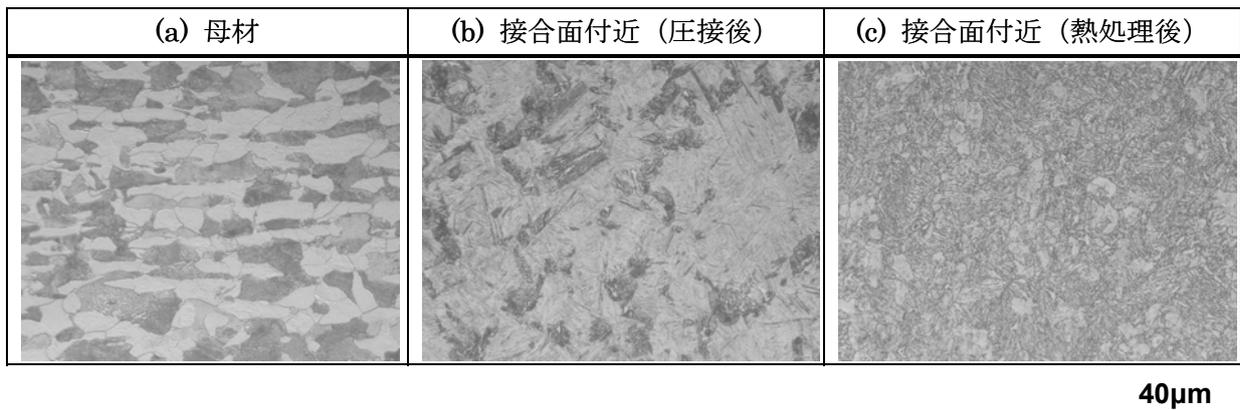
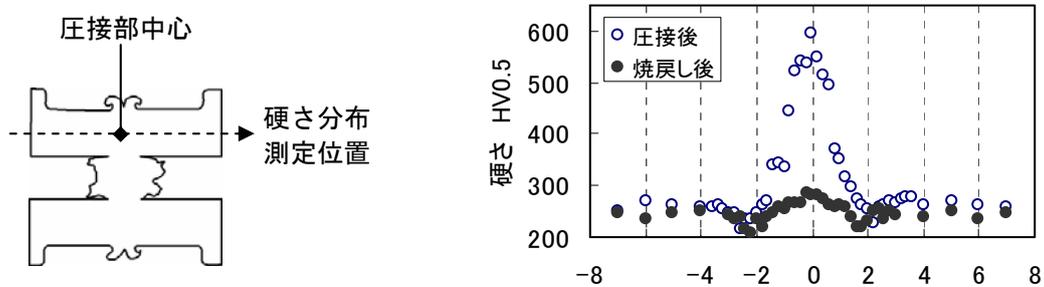


Fig.5.3.2.3 母材および熱処理前後の接合面付近の光学顕微鏡組織 (谷底径  $\phi 15.25$  mm)

圧接部の硬化組織が焼戻しされたことを確認する目的で、Fig.5.3.2.4 (a) に示す位置の硬さ分布を調べた。使用したマイクロビッカース硬さ試験機は(株)アカシ製 MVKH100A2 であり、負荷荷重を5Nとした。Fig.5.2.2.4 (b) は、谷底径  $\phi 15.25$  mm の圧接部付近の硬さ分布測定結果である。圧接後の最大硬さは約600HVで、母材部に比べて高い値となっている。これは、摩擦熱によって加熱され、接合後空冷されたことによって、接合部付近が焼入れ硬化したことによる。熱処理後の硬さは、すべての直径においても、硬化部は焼戻され、母材とほぼ同程度の硬さとなることが確認された。直径によって差異はわずかであるがみられたが、圧接部を中心にして軸方向に-4 mm ~ +4 mm の範囲が摩擦熱による影響部と考えられる。これは、転造ネジと軸端部の圧接においてあまり影響を及ぼさない範囲であった。



(a) 測定位置

(b) 谷底径  $\phi 15.25$  mm の場合の硬さ分布

Fig.5.3.2.4 硬さ分布測定位置および熱処理前後の硬さ分布

一般に、摩擦圧接による圧接継手は、母材と同等の強度が要求される。そこで、熱処理後の圧接材の強度を調べるために引張試験を行った。熱処理後の3種類の圧接材を、平行部20 mm、平行部の直径15.0 mm、11.0 mm、9.0 mmに加工し、引張速度を5 mm/minで引張試験した。

Table 5.3.2.1は、母材および摩擦圧接継手の引張試験結果である。継手効率（継手の引張強さを母材の引張強さで除した数値）は、99.0%、98.4%、94.6%となり、圧接材は焼戻すことによって、母材とほぼ同等で十分な接合強度を有することが確認できた。一例として、谷底径φ9.32 mmの場合の試験後外観写真をFig.5.3.2.5に示す。圧接材は母材部で破断していることが分かる。他の直径の圧接材についても、同様に母材破断した。

table 5.3.2.1 母材および摩擦圧接継手の引張試験結果

谷底径 /mm	母材		摩擦圧接継手	
	引張強さ /MPa	引張強さ /MPa	破断位置	継手効率 [%]
φ 15.25	776.7	768.9	母材部	99.0
φ 11.32	760.4	748.2		98.4
φ 9.32	757.6	716.4		94.6

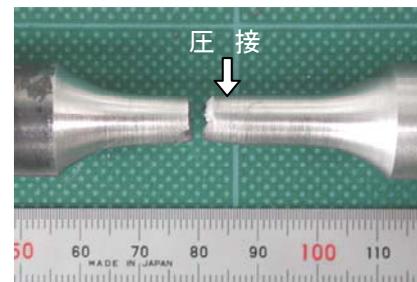


Fig.5.3.2.5 引張試験後の外観  
(谷底径φ9.32 mmの場合)

### 5-3-3 内バリの形成量を抑制するための接合実験

5-3-2で述べた予備実験結果から、接合継手が平面な場合の摩擦圧接では未密着部のない良好な接合が可能であることが分かった。転造ネジと軸端部との圧接後は、潤滑油の経路となる貫通穴が必要となる。この流路を摩擦圧接後も確保できれば、ドリル加工による除去が不要で、工程数、コストダウンを図る上で有利である。摩擦圧接では、内バリの発生を防ぐことは困難であるが、発生を極力抑えることができれば潤滑油の流路を確保できる。一般に、外径が30 mm以上のパイプの摩擦圧接では、継手形状を工夫することによって、内径側のバリ発生を抑制する方法が用いられている。そこで、開先形状と圧接条件を変化させて摩擦圧接し、内径側バリ形成状態を調べた。前節の予備実験と本試みの変更点は次に示す。

#### (a) 摩擦圧接条件の変更

- ・摩擦時間を短くする。 例えば、谷底径φ15.25 mmの場合、1 s → 0.5 s
- ・摩擦圧力( $P_1$ )を下げる。  $P_1=50$  MPa →  $P_1=40$  MPa

#### (b) 継手形状の変更

開先面が平面な場合（開先なし）、斜めの場合（全開先）、一部斜めの場合（一部開先）の3種の継手形状を用意し、それらを組合せて摩擦圧接を行った（Fig.5.3.3.1）。φ15.25 mmを例に挙げると、開先面が平面な継手（開先なし）、斜め開先加工を全面に施した継手（全開先）、2 mmの平行面と一部の斜め開先加工を施した継手（一部開先）の3種類を組合せ、接合実験を行った。

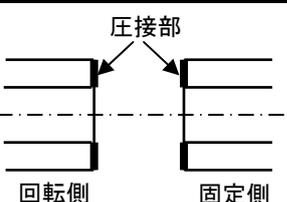
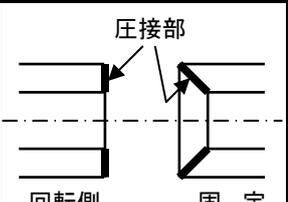
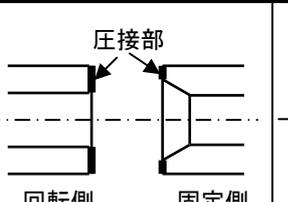
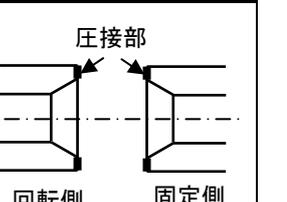
開先面が平行な場合 (開先なし - 開先なし)	開先面が斜めの場合 (開先なし - 全開先)	開先面が一部斜めの場合 (開先なし - 一部開先)	開先面が一部斜めの場合 (一部開先 - 一部開先)
 <p>圧接部</p> <p>回転側 固定側</p>	 <p>圧接部</p> <p>回転側 固定</p>	 <p>圧接部</p> <p>回転側 固定側</p>	 <p>圧接部</p> <p>回転側 固定側</p>

Fig.5.3.3.1 種々の継手形状の組合せ

Fig.5.3.3.2 に一例として、回転側を開先なし、固定側を全開先で実験した場合の外観および断面写真を示す。前節の Fig.5.3.2.2 で紹介した開先形状を有しない場合の外観写真および断面写真と比較すると、外径側バリ、内径側バリ共に形成量は減少している。しかし、他の条件を含めて、本実験の条件範囲では、内径側バリが潤滑油の経路を塞ぐ結果となった。いくつかの条件下では、内径側バリの発生が抑えられた結果、潤滑油の流路が一部確保できているものがあるが、その流路は極めて狭く、バリの形状も不均一に形成されることがわかった。

以上の結果、外径が 20 mm 以下の小径材パイプの摩擦圧接の場合では、開先面の形状や圧接条件を種々変化させても、内径側に生じるバリを完全に抑制することは困難であることが明らかになった。実際の転造ネジと軸端部の摩擦圧接が市販の汎用装置で接合されることを考慮すると、内バリを抑制するために極めて狭い条件下で摩擦圧接に供することは困難であると考えられる。

このような状況から判断した結果、内径側に生じたバリは、接合後に超硬合金製のドリルで旋削加工することによって除去することにした。

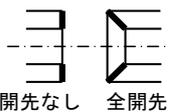
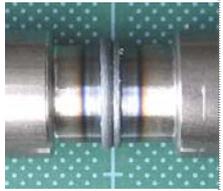
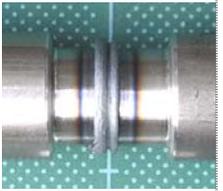
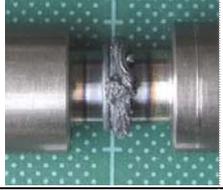
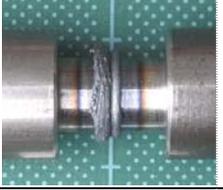
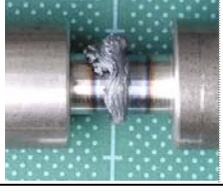
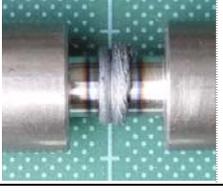
継手形状 谷底径	アプセット圧力 [s] [MPa] 摩擦時間	なし $P_2=0$		あり $P_2=100$	
	 <p>開先なし 全開先</p> <p><math>\phi 15.25</math> mm</p>	0.5			
$\phi 11.32$ mm	0.5				
$\phi 9.32$ mm	0.3				

Fig.5.3.3.2 開先面形状を工夫して接合した接合部の外観(左段)および断面写真(右段)の一例

### 5-3-4 転造ネジと軸端部の摩擦圧接

予備実験によって、摩擦圧接条件および高周波熱処理条件が決定された。それらの条件を適用してリニア駆動ユニットに組み込まれる転造ネジと軸端部を摩擦圧接し、接合状態の最終的な確認を行う。

3種類の転造ネジと軸端部の形状を Fig.5.3.4.1（谷底径  $\phi 11.4\text{mm}$  の例）に示す。接合部の直径（谷底径）はそれぞれ、 $\phi 15.3\text{mm}$ 、 $\phi 11.4\text{mm}$ 、 $\phi 9.4\text{mm}$  であり、転造ネジと軸端部には内径  $\phi 5\text{mm}$  および  $\phi 4\text{mm}$  の潤滑油経路を有している。本接合には、これまでの予備実験によって選定された摩擦圧接条件と高周波熱処理条件（table 5.3.4.1）を適用した。

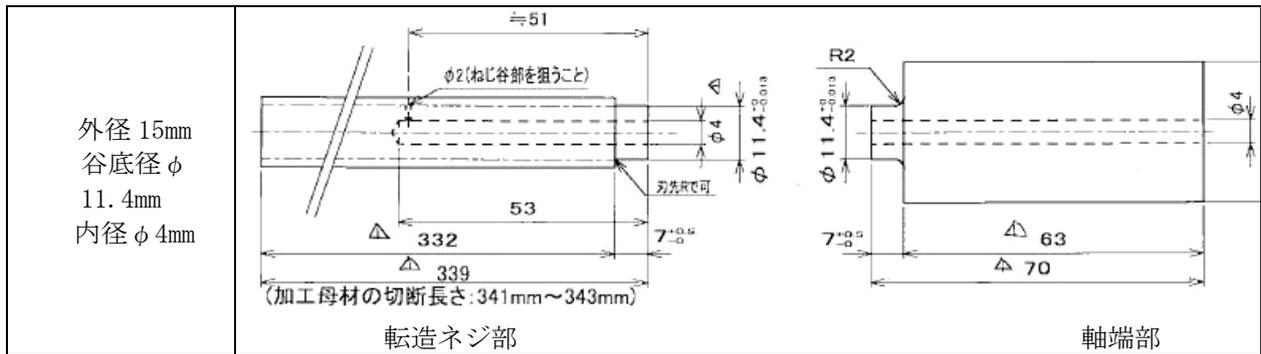


Fig.5.3.4.1 転造ネジと軸端部の形状（谷底径  $\phi 11.4\text{mm}$  の例）

table 5.3.4.1 圧接条件と高周波熱処理条件

	(a) 圧接条件					(b) 高周波熱処理条件			
	$P_1$ /MPa	$P_2$ /MPa	$t_1$ /s	$t_2$ /s	N /rpm	高周波出力 /kW	温度 /°C	加熱時間 /s	除冷 方法
谷底径 $\phi 15.3\text{mm}$	50	100	2.0	6.0	2400	50	800	15	ヒル コン
谷底径 $\phi 11.4\text{mm}$			1.0						
谷底径 $\phi 9.4\text{mm}$			1.0						

Fig.5.3.4.2は転造ネジと軸端部の摩擦圧接の状況であり、圧接前(a)およびアプセット圧力負荷中(b)である。転造ネジ側を専用の治具で固定し、軸端部を2400 rpmで回転させて近づけ、一定の圧力 ( $P_1=50\text{MPa}$ ) で押し付ける。その後、回転を止め、直ちに  $P_2=100\text{MPa}$  のアプセット圧力を負荷する。接合面付近は、摩擦熱によって Fig.5.3.4.2(b)のように赤熱し、その後の空冷によって焼入れ硬化組織となる。

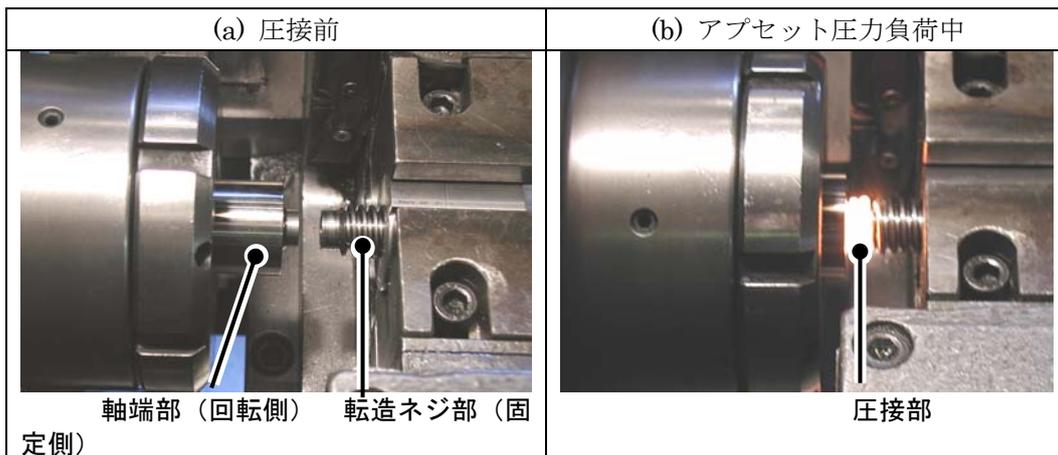
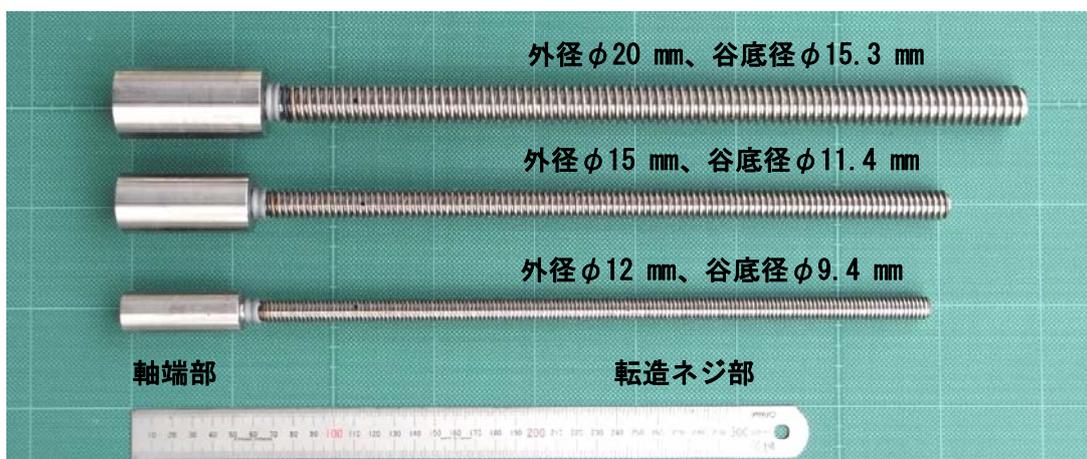


Fig.5.3.4.2 転造ネジと軸端部の摩擦圧接の状況

圧接後は、table 5.3.4.1(b)の高周波熱処理条件下で焼戻し熱処理を行う。3種類の接合材はすべて、800℃で15 s保持された後、ヒルコン（除冷用砂地）中に投入され、ゆっくりと冷却させた。

接合材の全体写真および高周波熱処理前後の接合部拡大写真を Fig.5.3.4.3 に示す。熱処理後は高周波の熱影響によって、転造ネジ部および軸端部に変色した領域が観察できる。この変色は表面層の酸化によるもので、寸法変化等の性能に大きな影響を及ぼすものではない。



転造ネジの種類	圧接後	高周波熱処理後
外径φ15 mm 谷底径φ11.4 mm 内径φ4 mm		

Fig.5.3.4.3 転造ネジと軸端部の摩擦圧接後の外観写真および高周波熱処理前後の拡大写真

Fig.5.3.4.4 は、谷底径φ11.4 mmの接合材の断面マクロ写真である。他の直径についても、光学顕微鏡による金属組織を観察した結果、圧接部は未密着部のない接合であることを確認し

た。高周波熱処理後の濃く変色している部分が熱影響部である。転造ネジのネジ山にはその影響は見られず、圧接部付近、外バリ、内バリおよび軸端部の角部が加熱されたことが分かる。軸端部の角部の熱影響は、

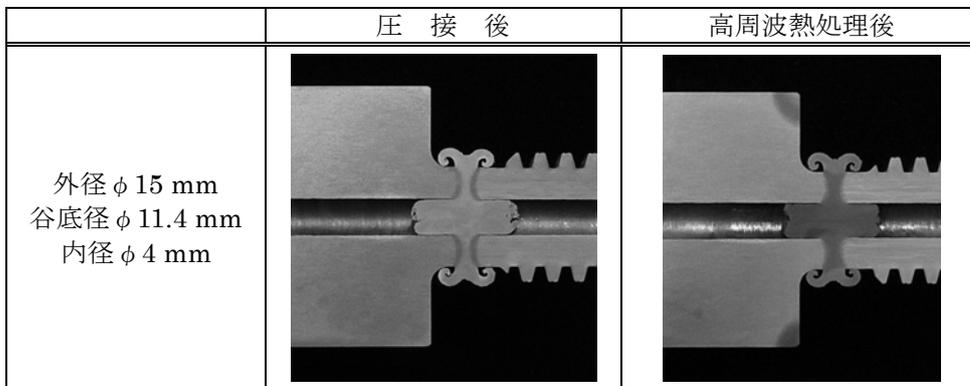


Fig.5.3.4.4 高周波熱処理前後の摩擦圧接部断面写真（谷底径  $\phi$  11.4 mm の場合）

接合部を局部的に加熱するために高周波コイルを近づけるために避けることができない。この熱影響部の光学顕微鏡組織観察および硬さ測定では、数 mm 程度の焼入れ硬化組織が確認された。しかし、軸端部角部は使用上応力があまり負荷されない部位であるため、この熱影響はほとんど問題とならない。

Fig.5.3.4.5 は、高周波熱処理前後の接合部付近の光学顕微鏡組織写真である。圧接後(a)では、一部に未変態なパーライト組織を含むマルテンサイト組織となっていた。熱処理後(b)はソルバイト組織がみられ、マルテンサイト組織が焼戻されたことが分かった。

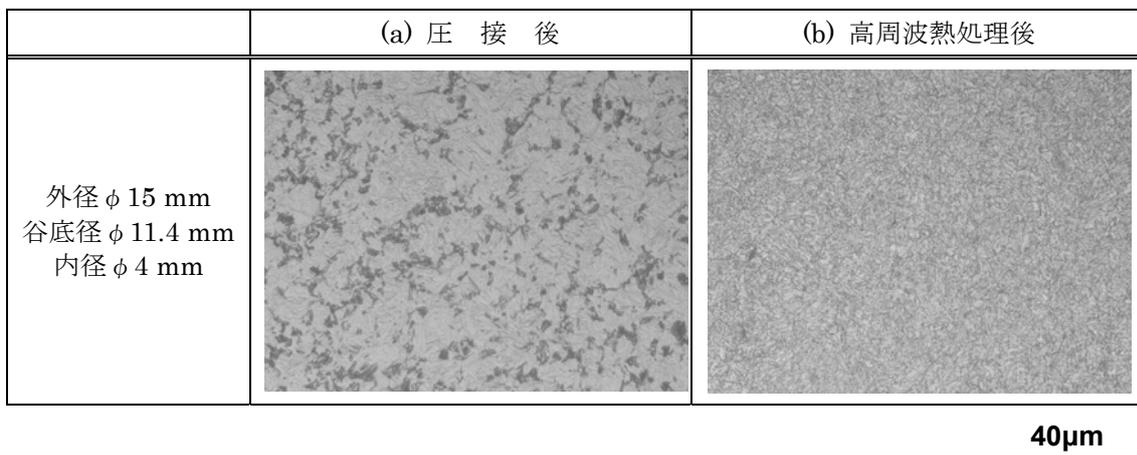


Fig.5.3.4.5 熱処理前後の圧接部付近光学顕微鏡写真

硬さ分布を測定した結果を、Fig.5.3.4.6 に示す。圧接部の最大硬さは、谷底径  $\phi$  11.4 mm の場合 600 HV を超え、組織観察でみられたように硬化組織を形成していることが分かった。高周波熱処理は、その硬化部を 400 HV 以下まで抑えることができた。他の直径についても同様な結果が得られている。熱処理後は、内径側バリを超硬製ドリルで除去する必要がある。圧接

後の内バリ部の硬さは 700 HV を超えるものもあり、圧接のままではドリル除去が困難である。高周波熱処理は 350 HV 程度まで低下できており、容易にドリル加工できる硬さであった。

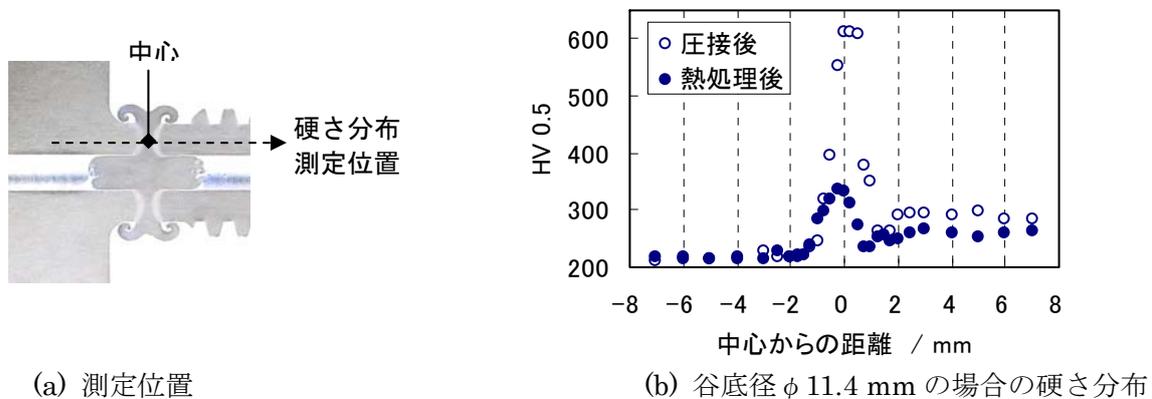


Fig.5.3.4.6 硬さ分布測定位置および高周波熱処理前後の硬さ分布

### 5-3-5 まとめ

予備実験では、まず、摩擦時間やアプセット圧力の有無などを変更し、圧接条件を検討した。次に、接合部の硬化部の焼戻しを目的として、熱処理炉や高周波誘導加熱を用いて、熱処理条件を検討した。これらの条件を適用し、実機に組み込まれる転造ネジと軸端部の摩擦圧接を行った。接合後は、断面マクロ組織観察、光学顕微鏡ミクロ組織観察、硬さ測定を行い、その接合状態を確認した。本実験によって製作された圧接材は、後工程で内径側バリをドリルで除去され、駆動ユニットへ組み込まれた。

本実験で得られた主な結果を以下に述べる。

- (a) 転造ネジと軸端部を想定した予備実験から、摩擦時間は、谷底径  $\phi$  15.25 mm、 $\phi$  11.32 mm、 $\phi$  9.32 mm の場合でそれぞれ、1 s、0.5 s、0.5 s 以上で未密着部なく接合できることが分かった。
- (b) 接合面の形状や、圧接条件を種々変化させても、内径側のバリを完全に抑制することは困難であった。内径側バリは、熱処理後にドリル加工によって除去することができた。
- (c) table 5.3.4.1 に示す圧接条件および高周波熱処理条件の下で、転造ネジと軸端部を摩擦圧接し、接合部を局部的に熱処理した。接合部は、断面マクロ組織観察や光学顕微鏡組織観察によって未密着部のない完全な接合であることを確認した。

table 5.3.5.1 転造ネジと軸端部の摩擦圧接条件および高周波熱処理条件

転造ネジの種類	圧接条件					高周波熱処理条件			
	$P_1$ /MPa	$P_2$ /MPa	$t_1$ /s	$t_2$ /s	N /rpm	高周波出力 /kW	温度 /°C	加熱時間 /s	除冷方法
谷底径 $\phi$ 15.3 mm	50	100	2.0	6.0	2400	50	800	15	ヒルコン※
谷底径 $\phi$ 11.4 mm			1.0						
谷底径 $\phi$ 9.4 mm			1.0						

※ 除冷用砂地中で冷却

- (d) 高周波熱処理前後の硬さ分布測定から、圧接後は 600 HV 以上であった接合面付近の焼入れ硬化組織は、高周波熱処理によって焼戻すことができた。また、内径側バリの硬さは、超硬製ドリルで旋削加工できる硬度まで低減していることを確認した。
- (e) 高周波熱処理後の圧接材は、圧接後に内径側バリを除去され、リニア駆動ユニット (Fig.5.3.5.1) へ組み込まれた。



Fig.5.3.5.1 谷底径  $\phi 11.4$  mm の転造ネジが組み込まれた 3 kN 用リニア駆動ユニット

## 第6章 小型化ユニット実証試験

### 6-1 構造部材小型化

小型大推力ユニットを実現するに当たり、ユニットの筐体部にアルミ押出型材を使用して出力軸ガイド、回転防止、ベアリング保持、スイッチ取付などの機能複合化と軽量化、加工工数削減に対する有効性が確認でき、位置決めクランプユニットの実用化に有効であると判断できた。(H18年度成果)

本年度においても、設計に対する基本思想を変えず、アルミ押出材を使用して3 kN、1.5 kNのクランプ力を持つ2段階動作クランプユニットの実証試作を行った。

アルミ型材を使用した小型化実証試作機の外観写真を Fig.6-1-1 に、外形図を Fig.6-1-2 に示す。アルミ型材の使用によって、外観的には位置検出SW、タイボルト保護、内部的には、出力ロッド回り止め、横加重ガイドなど小型化、美観、機能とも向上させることができた。



Fig.6-1-1 実証試作機 (手前より1.5 kN、3 kN、6 kNユニット)

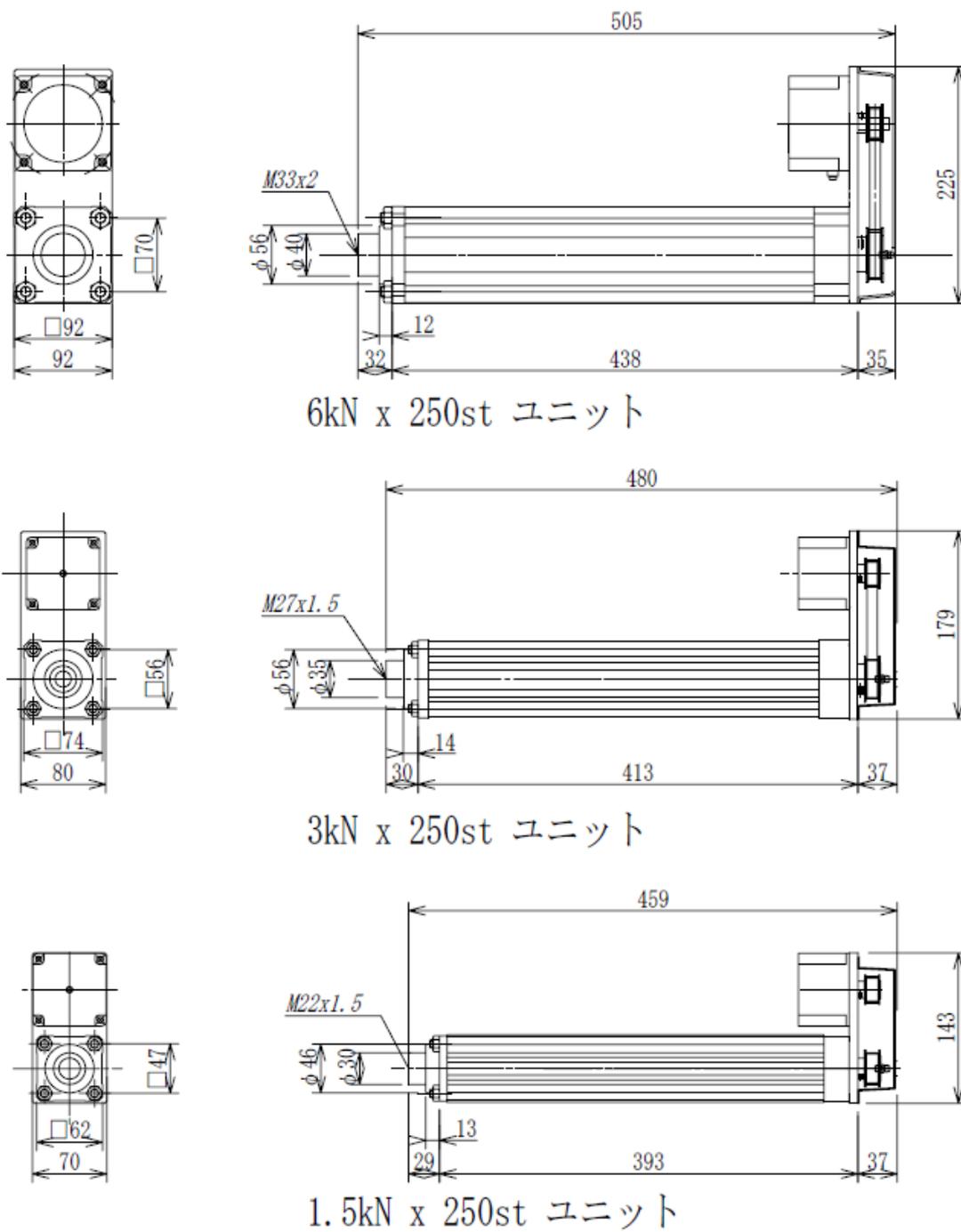


Fig.6-1-2 実証試作ユニット外形図

### 6-1-2 市販ユニットとの比較（小型化の確認）

現在市販されている、空気圧シリンダー、電動シリンダーとの比較を行う。  
比較一覧表を table6-1-2-1~3 に、外観寸法比較を Fig.6-1-2-1~3 に示す。

名称	型式	主要な仕様	備考
実用化試作品 (6 kN ユニット) H18 年度試作	未定	駆動源 : 電気 最大推力 : 6000 N 最大速度 : 150 mm/s 使用モータ : 120W ブラシレス 外形 : 92 x 92 x 505 + 折り返しモーター部	出力必要部分のみ 減速高推力 無負荷部分を高速移動
空気圧シリンダー (T社製)	10A-6 φ125x250st	駆動源 : 空気 推力 : 6000 N (0.5Mpa 供給時) 最大速度 : 300 mm/s 以上 必要コンプレッサ : 1.5 kW 以上 外形 : 136 x 136 x 366	圧縮空気を無駄に消費 シリンダー制御のため 空気圧制御機器、回路 が必要
超高推力 ロボットシリンダー (I社製)	RSC2-RA13R	駆動源 : 電気 定格推力 : 5100 N (最大 10kN) 最大速度 : 不明 使用モータ : 750W サーボモータ 外形 : 130 x 130 x 690 + 折り返しモーター部	リード2.5 mm ボール ねじを大出力サーボ モータにより強制駆動 最大推力 10 kN の力保持 は出来ない

table6-1-2-1 6 kN 出力競合製品比較

名称	型式	主要な仕様	備考
実用化試作品 (3 kN ユニット)	未定	駆動源 : 電気 最大推力 : 3000 N 最大速度 : 120 mm/s 使用モータ : 60W ブラシレス 外形 : 74 x 74 x 480 + 折り返しモーター部	出力必要部分のみ 減速高推力 無負荷部分を高速移動
空気圧シリンダー (T社製)	10A-6 φ80x250st	駆動源 : 空気 推力 : 2500 N (0.5Mpa 供給時) 最大速度 : 300 mm/s 以上 必要コンプレッサ : 1 kW 以上 外形 : 94 x 94 x 395	圧縮空気を無駄に消費 シリンダー制御のため 空気圧制御機器、回路 が必要
電動シリンダー	市販されるものに直接比較できるものは見られない		

table6-1-2-2 3 kN 出力競合製品比較

名称	型式	主要な仕様	備考
実用化試作品 (1.5 kN ユニット)	未定	駆動源 : 電気 最大推力 : 1500 N 最大速度 : 100 mm/s 使用モータ : 60W ブラシレス 外形 : 62 x 62 x 45.9 + 折り返しモーター部	出力必要部分のみ 減速高推力 無負荷部分を高速移動
空気圧シリンダー (T社製)	10A-6 φ63x250st	駆動源 : 空気 推力 : 1500 N (0.5Mpa 供給時) 最大速度 : 300 mm/s 以上 必要コンプレッサ : 1 kW 以上 外形 : 75 x 75 x 363	圧縮空気を無駄に消費 シリンダー制御のため 空気圧制御機器、回路 が必要
電動シリンダー	市販されるものに直接比較できるものは見られない		

table6-1-2-3 1.5 kN 出力競合製品比較

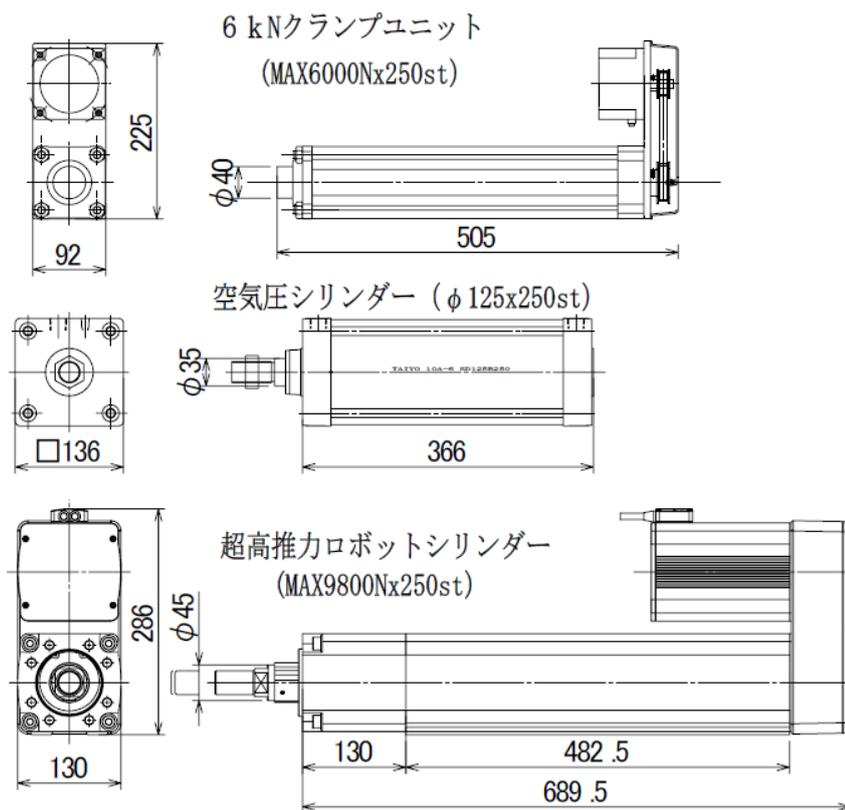


Fig.6-1-2-1 6 kN ユニットの他方式外観比較

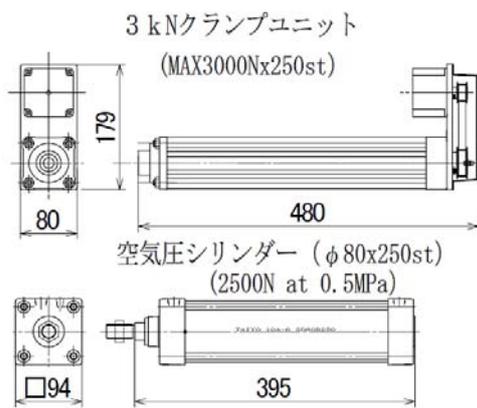


Fig.6-1-2-2 3 k Nユニット外観比較

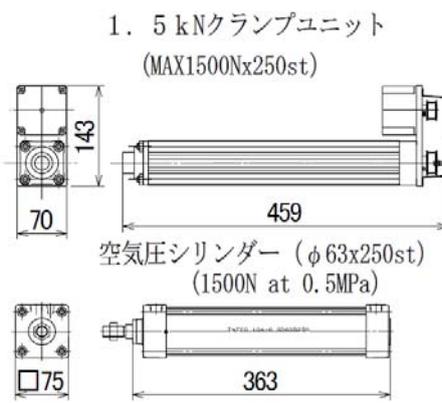


Fig.6-1-2-3 1.5 k Nユニット外観比較

### 6-1-3 負荷試験によるクランプ動作シミュレーション

試作した3機種のカランプユニットを、より実使用状態に近い条件で運転し、クランプ動作を確認した。

試験目的は、試作したクランプユニットが無負荷高速動作時にどの程度のワーク搬送能力を持つかを確認し、減速開始時のピーク電流がクランプ設定電流と干渉しない範囲を明らかにするためである。

負荷試験ジグ外観を Fig.6-1-3-1 に示す。



Fig.6-1-3-1 負荷試験ジグ外観

クランプ動作の代表例として、Fig.6-1-3-2に、3 kN クランプユニット 150N 負荷試験データを、Fig.6-1-3-3に、3 kN クランプユニット 320N 負荷試験データを示す。

赤色：変位（15mm/目盛） 緑色：推力（0.25kN/目盛） 橙色：モーター電流（0.6A/目盛）  
クランプ開始点 クランプ完了点

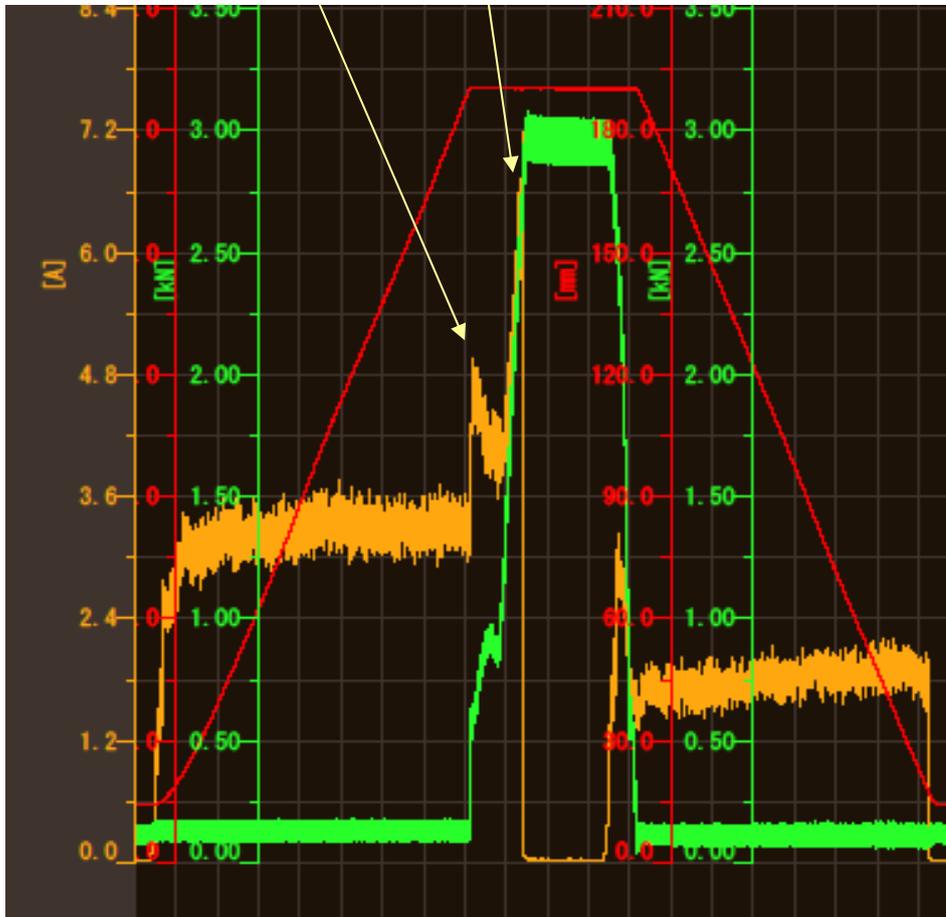


Fig.6-1-3-2 3 kN クランプユニット 150N 負荷

クランプ動作の説明

- ① スタート信号でクランプユニット高速前進、モーター電流 3.2 A  
高速移動速度 125mm/s 移動距離 176mm
- ② ワーク当接クランプ開始点で減速、ピーク電流発生（5 A）
- ③ ユニット内部でクランプばねを押したため、クランプ力発生
- ④ クランプ力モーターピーク電流（7 A）を検出して電源遮断・モーター停止  
クランプ時間 0.25s 全移動距離 178mm 全時間 1.8s
- ⑤ 電流遮断後もクランプ力保持（3 kN）
- ⑥ クランプ解除信号でモーター逆転、クランプ離脱の後、高速後退し後退端で停止



Fig.6-1-3-3 3 kN クランプユニット 3 2 0 N 負荷

#### クランプ動作の説明

前述の 1 5 0 N 負荷をかけたユニットと同様の動作をするが、負荷が 3 2 0 N に増加しているため、高速移動時の電流が大きく（平均 5 A）限界負荷である。減速開始点のピーク電流も大きく（6. 7 A）、クランプ設定電流（7 A）と干渉しやすい。

本年の製作した実証試作機によるクランプ動作シミュレーションによって、実証試作機の機能評価を終え、実用上十分な性能を持つことが確認できた。

#### 6-1-4 成果（実用化の検証）

小型化ユニット実証試作によって、当初目標とした構造部材の小型化、クランプユニットが持つべき性能など、下記の通り検証できた。

- ① 同等推力を持つ ISO 取付寸法空気圧シリンダー内径に対し、1 ランク小径の取付断面寸法の位置決めクランプユニットが実現できた。

6 kN クランプユニット（ $\phi 80$  相当断面）：空気圧シリンダー  $\phi 125$

3 kN クランプユニット（ $\phi 63$  相当断面）：空気圧シリンダー  $\phi 80$

1.5 kN クランプユニット（ $\phi 50$  相当断面）：空気圧シリンダー  $\phi 63$

- ② 負荷試験によりクランプユニットが持つべき基本性能が確認できた。

- ・ クランプ位置への高速移動
- ・ 負荷を検知して減速・大推力を発生してクランプ動作
- ・ 設定クランプ力をモーター電流で検出して、電流遮断・モーター停止、停止後もクランプ力を保持
- ・ モーター消費電流を高低速切替により有効利用を確認

## 6-2 モーター・駆動回路小型化

### 6-2-1 装置仕様

アクチュエータの3種類の仕様に合わせたモーター・駆動回路の仕様を Fig.6-2-1-1 の様に決定した、回路は昨年度の研究成果を生かし、低コスト化実現のために予備部分の回路を削除し、一部設計変更を行った。

また制御信号とソフトウェアでの可変項目はそれぞれ Fig.6-2-1-2 と Fig.6-2-1-3 のように決定した。

項目	6kN 用	3kN 用	1.5kN 用
電源電圧	DC24V±10%		
定格電流	7A	2A	
最大電流（目標）	14A 程度	6A 程度	
回転数可変範囲	200～ 3500rpm		
連続定格トルク	0.35N・m	0.13N・m	
瞬間最大トルク （目標値）	0.7N・m	0.4N・m	
	1 秒以内		

Fig.6-2-1-1 モーター・駆動回路の仕様

種別	名 称	条 件
入力	前進端 LS	リミットスイッチ入力（非常時動作）
	後退端 LS	リミットスイッチ入力（常時動作）
	前進	前進開始
	後退	後退開始
	非常停止	瞬時停止（最優先で停止）
	リセット	エラーのリセット
	ALM、PLS	（ドライバ占有）
出力	動作中	前進、後退中に出力
	エラー	エラー内容は点滅によって通知
	CW/CCW、RUN/BRK/STP	（ドライバ占有）

Fig.6-2-1-2 制御信号

クランプ電流切り替え	クランプを検知する値を設定
クランプ電流検出時間	上記の値のフィルタ値設定
リミッタ電流	モーター保護のための使用電流検知
リミッタ電流検出時間	上記の許容時間
後退端停止時間	後退端 LS 後の停止までのデレイ値

Fig.6-2-1-3 ソフトウェアでの可変項目

## 6-2-2 回路設計

外形寸法は昨年同様 90mm角、外観は Fig.6-2-2-1 のような形状で設計製作いたしました。

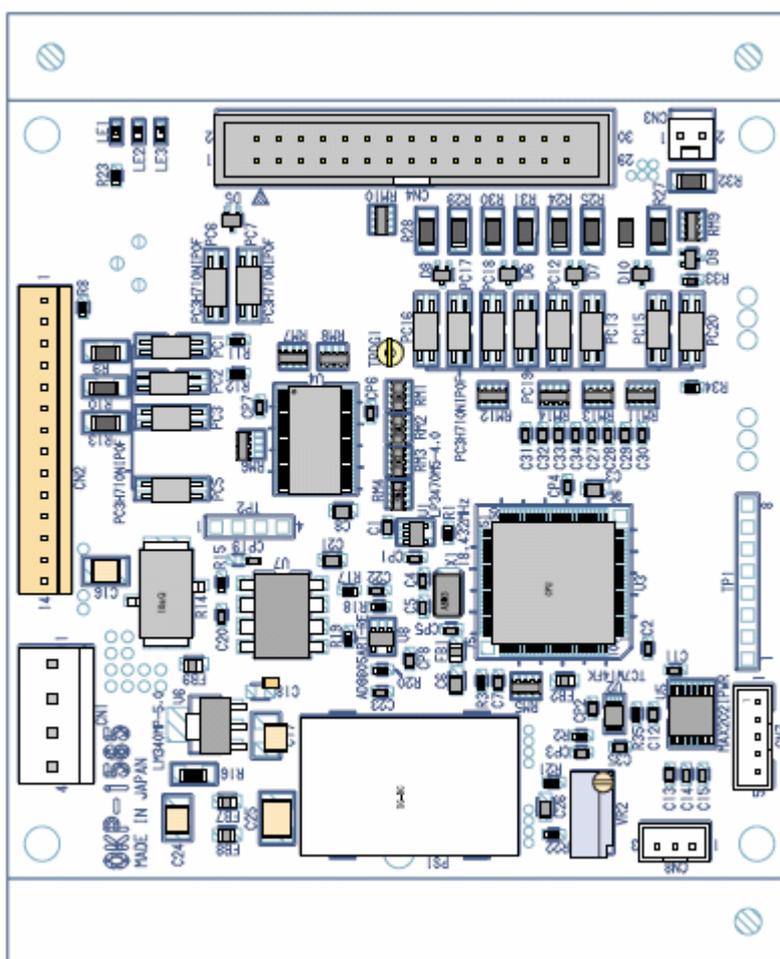


Fig.6-2-2-1 外形寸法

### 6-2-3 完成品写真

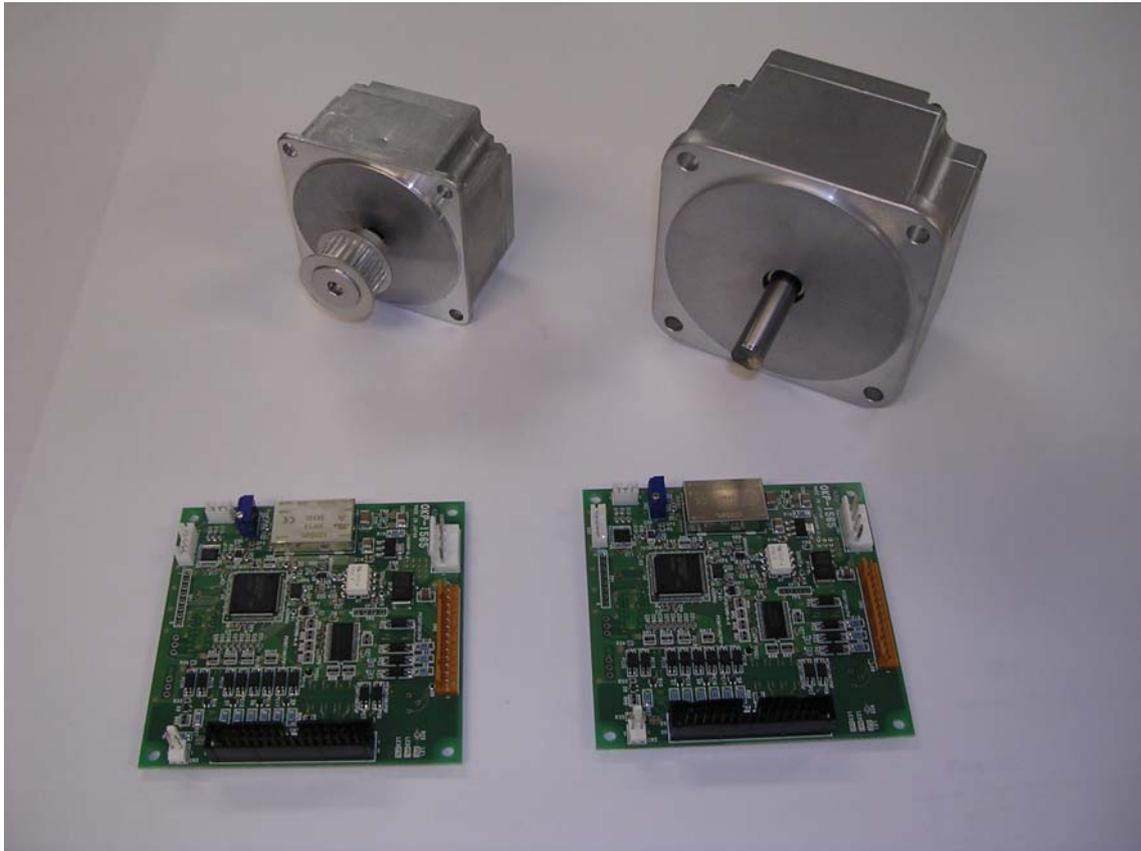


Fig.6-2-3-1

### 6-2-4 成果と今後の取り組み

目的の3種類のシリーズ化を完成した。制御基板は共通で使用し、量産効果を期待する。

また、モーターとその制御回路は非常に良い結果を得ることが出来ている。アクチュエータに組み込んだ場合も速度、クランプ力（推力）は当初目的をクリアでき実用化に対応可能なレベルに到達したと思われる。