

卒業論文

実機環境を考慮した
電子コンポーネント用小ねじ締結体の
ゆるみ評価

2022 年 1 月 28 日 提出

03-200160 秋口 侑太郎

指導教員 泉 聡志 教授

目次

図一覧	4
表一覧	5
第 1 章 序論	6
1.1 研究背景	6
1.2 研究対象	7
1.3 本研究の目的	9
1.4 本論文の構成	9
第 2 章 実機環境下における小ねじの軸力の評価	10
2.1 緒言	10
2.2 軸力評価の解析手法	10
2.3 解析結果	15
2.4 考察	17
2.5 結言	18
第 3 章 振動実験の条件下における締結体のゆるみ評価	19
3.1 緒言	19
3.2 加振スweep試験 [9]	19
3.3 解析モデル [5]	22
3.4 解析条件	26
3.5 解析結果	30
3.6 考察	30
3.7 結言	31
第 4 章 軸直角方向外力による締結体のゆるみ性能評価	32
4.1 緒言	32
4.2 解析手法	32
4.3 解析結果	35
4.3.1 軸力の挙動	35
4.3.2 荷重と変位の関係	35

4.3.3 接触状態.....	36
4.4 考察.....	40
4.5 結言.....	42
第 5 章 結論.....	43
5.1 結論.....	43
5.2 今後の展望.....	44
参考文献.....	45
謝辞.....	46

図一覧

図 1-1 電子コンポーネント	8
図 1-2 端子台	8
図 2-1 有限要素モデル	11
図 2-2 有限要素モデル詳細	12
図 2-3 荷重条件	13
図 2-4 温度変化条件 (最低温度 0°C)	13
図 2-5 温度変化条件 (最高温度 70°C)	14
図 2-6 温度変化条件 (最高温度 100°C)	14
図 2-7 温度-時間線図	16
図 2-8 軸力-温度	16
図 3-1 振動試験機	20
図 3-2 データ収集装置	20
図 3-3 加速度ピックアップ (3 軸)	21
図 3-4 解析モデルと座標軸	21
図 3-5 ねじの CT スキャン画像	22
図 3-6 有限要素モデル	23
図 3-7 有限要素モデル詳細	24
図 3-8 プリント基板モデル寸法・電子部品モデル配置	24
図 3-9 締結部断面	26
図 3-10 大質量法模式図	27
図 3-11 FFT 算出結果 (X 方向)	28
図 3-12 FFT 算出結果 (Y 方向)	29
図 3-13 FFT 算出結果 (Z 方向)	29
図 3-14 座面の接線方向力と完全座面すべりが生じる臨界力の比較	30
図 4-1 変位条件	33
図 4-2 解析モデル	33
図 4-3 ねじ面の初期状態	34
図 4-4 軸力低下曲線	35
図 4-5 荷重変位曲線	36
図 4-6 荷重変位曲線(1 サイクル分)と表 4-3 で示した地点の対応	37
図 4-7 凡例	37
図 4-8 それぞれの地点における接触状態	39
図 4-9 軸直角方向外力とねじ面すべりが生じる臨界力の比較	41

表一覧

表 2-1 解析条件表.....	15
表 2-2 物性値表.....	15
表 2-3 各温度における軸力.....	16
表 3-1 実験機器.....	19
表 3-2 実験条件.....	20
表 3-3 電子部品寸法・密度.....	25
表 3-4 ねじ・端子台物性値.....	25
表 3-5 プリント基板物性値.....	25
表 3-6 電子部品物性値.....	25
表 3-7 解析条件表.....	27
表 3-8 振動試験での固有振動数.....	28
表 3-9 加振加速度の周波数および振幅.....	29
表 4-1 解析条件表.....	34
表 4-2 物性値表.....	34
表 4-3 荷重変位曲線上の地点.....	37

第1章 序論

1.1 研究背景

ねじ締結は、構造物の結合法の一つとして、機器や精密機械などの多くの分野で採用されてきており、安価であることや取り付け取り外しが容易に行えるという特長を持つ。近年では、機械に樹脂材料が多く用いられるようになったことに伴い、小ねじやセルフタッピンねじによる締結も多く使用されるようになった。しかし、ねじが締結されている部分では、振動や衝撃などの外力によりゆるみが生じる恐れがあり、被締結物の脱落のような事故につながる危険性もある。このような背景から、現在に至るまでにねじのゆるみに関する数多くの研究が行われてきた。

1960年代には Junker [1]により、ボルト・ナット締結体においては、ボルト軸直角方向の外力が作用する場合に最もゆるみが生じやすいということが示された。それ以降、軸直角方向に外力を負荷した場合のゆるみの研究が進められ、賀勢ら [2]によって、座面に巨視的なすべりが無い場合であっても微小なゆるみが発生することが明らかとなった。

また、近年計算機の性能向上により、三次元有限要素法を用いたゆるみの解析が可能となっている。横山 [3]は三次元有限要素法を用いて、Junker 式ゆるみ試験を模擬したボルトのゆるみシミュレーションを行った。このシミュレーションにおいて、接触面の力学挙動をモデル化し、荷重変位関係と回転ゆるみの進行を解析により再現した。これにより、軸直角方向外力により発生するゆるみのメカニズムが解明されている。

このように、金属を金属のねじで締結した場合に関してはゆるみのメカニズムが詳細に解明されている。しかし、樹脂を締結した小ねじのゆるみに関しては十分に検討が進められていないことが問題点であった。

そこで、久米 [4]により、相手材が樹脂である小ねじ締結体に対して、樹脂の粘弾性特性による応力緩和を考慮した締め付け過程の解析、および締結体に振動を加えた解析が実施された。これにより相手材の樹脂に対してねじ締結を行った際に、相手材の応力緩和や熱収縮により締結後に軸力が低下することや、締結体の振動特性によりゆるみに対する裕度が異なるということが明らかになった。

さらに、鈴木 [5]により、ねじの締め付け時の摩擦による温度変化に起因する熱膨張・収縮の影響を考慮した解析と株式会社小松製作所で行われた軸力試験 [6]において

確認された締結後の軸力低下の比較が行われた。これにより、相手材の応力緩和や熱膨張・収縮が締結後の軸力低下に実際に寄与していることが明らかとなった。また、プリント基板および電子コンポーネントの振動特性を再現するモデルの作成と株式会社小松製作所で行われた実験モデル解析 [7][8]と固有モードの比較が行われた。これにより、プリント基板モデルの妥当性が確認されている。さらに、電子コンポーネント締結体モデルに振動外力を与える解析を行い、座面すべりに起因するゆるみの評価が行われた。これにより、軸力試験で確認された程度の軸力が生じている箇所では、ねじにゆるみが生じないことが明らかとなった。この研究を発展させ、実機的环境を考慮したゆるみに関する評価が可能になれば、実際の建設機械における機材の安全性の検討が可能になると考えられる。

1.2 研究対象

本研究の対象とする建設機械の電子コンポーネントについて記載する。図 1-1 に、電子コンポーネントの全体を示す。これは端子台を 3 つ並べたものに、プリント基板をセルフタッピンねじで締結したものである。締結部は図 1-1 において丸で囲った 8 箇所である。便宜上、1 箇所のみ色を変えている。また、端子台の下面が建設機械本体に固定されており、建設機械本体からこの締結体に振動が伝達することによってねじにゆるみが生じ、機械の不具合や重大な事故につながる危険性がある。

図 1-2 に、端子台の全体を示す。端子台の材質は PPS 樹脂であり、4 箇所にセルフタッピンねじ締結用の下穴を有する。端子台の下面には金属製のベース板が埋め込まれており、その 4 隅が建設機械に締結される。

本研究の対象とするセルフタッピンねじは S45C 製で M2.5、ピッチは 0.95mm であり、端子台の下穴は直径 2.25mm の非貫通のものである。また、プリント基板はガラスエポキシ製であり、ねじ締結のために直径 3mm の貫通穴を有する。

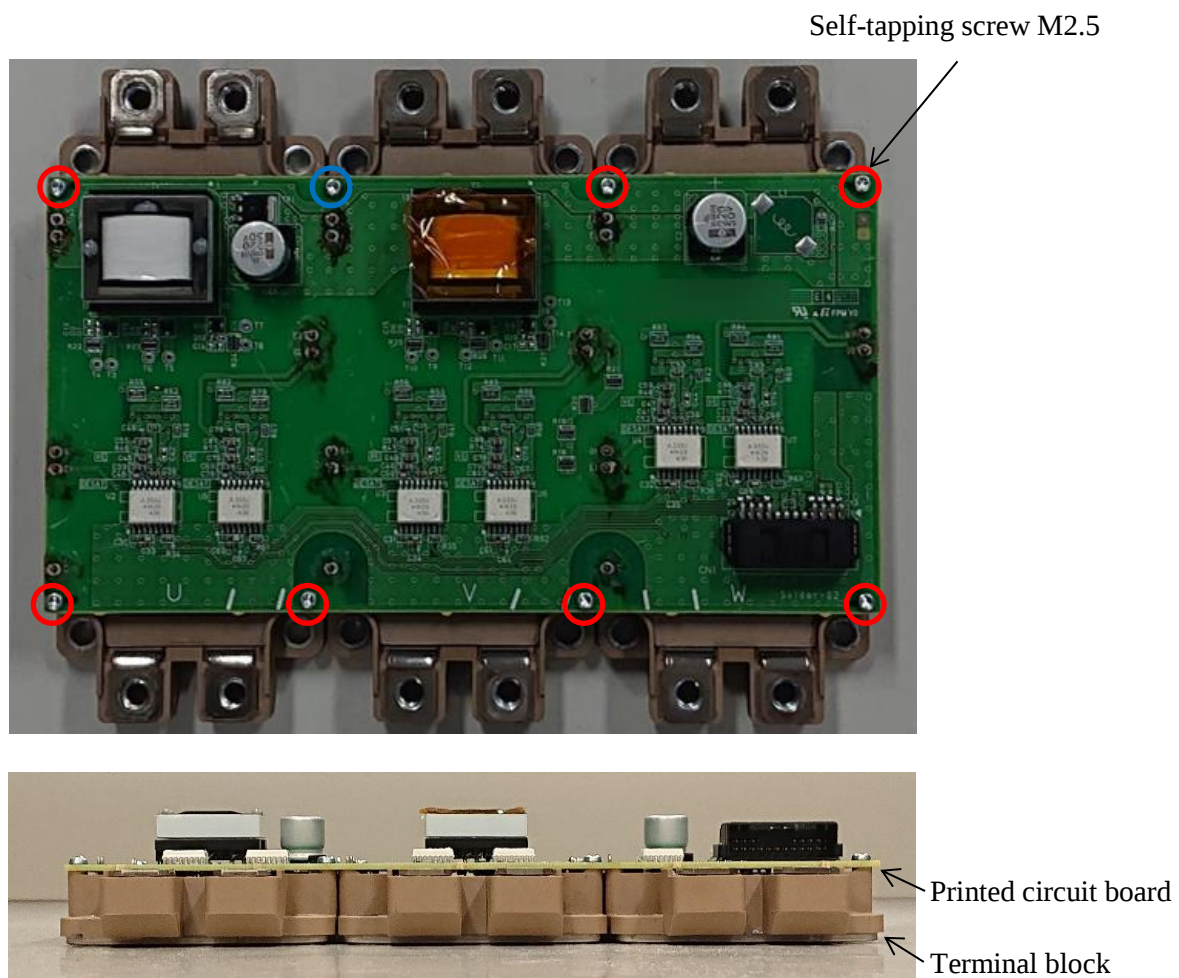


図 1-1 電子コンポーネント



図 1-2 端子台

1.3 本研究の目的

本研究では、三次元有限要素法を用いて樹脂を相手材に持つ小ねじ締結体の、実機環境下でのゆるみ評価を行うことを目的とする。

基本的に、ねじのゆるみに関して評価するには軸力の算出が必要不可欠であり、軸力が低下することによってゆるみが生じると考えられている。軸力低下の原因としては、環境温度による熱応力起因の軸力低下、および軸直角方向外力による座面・ねじ面すべりによる軸力低下が挙げられる。本研究においては、以上の2点について議論する。

そのために、実機の環境を考慮した温度条件下での小ねじの軸力の挙動や、建設機械の振動を再現する外力下での締結体の挙動を解明する。これらをもとに、実機環境下での小ねじ締結体のゆるみの発生の有無について解析による評価を行う。

1.4 本論文の構成

第1章では、本研究の背景および研究の目的について述べた。

第2章では、小ねじを用いて被締結体を樹脂の相手材に締結する過程、および締結後の実機環境を考慮した温度条件下での解析を行い、周囲の環境が小ねじの軸力に及ぼす影響について考察する。

第3章では、実機の環境を考慮した加振試験を元に、同条件下においてゆるみ評価を行い、実機環境下での小ねじ締結体のゆるみ評価を行う。

第4章では、締結体モデルに対して軸直角外力による締結体ゆるみ性能評価を行い、小ねじの座面およびねじ面のすべりに及ぼす影響について考察する。

第5章では、本研究の結論についてまとめ、今後の展望を述べる。

第2章 実機環境下における小ねじの軸力の評価

2.1 緒言

ねじのゆるみの主な原因として、締結において発生する軸力が不十分であり、ねじの座面やねじ面に生じる摩擦力が低下することが挙げられる。したがって、ねじのゆるみについて検討するためには軸力に関する評価を行うことが必要不可欠である。さらに、実機の環境を考慮するためには、締結において発生した軸力がとある温度条件下でいかに変動するかについて検討する必要がある。

本章では、樹脂の相手材に金属の小ねじを締結する過程、および締結後に実機環境を考慮した過程について三次元有限要素解析を行い、軸力の挙動について検討する。これにより、周囲の環境が小ねじの軸力に及ぼす影響を明らかにする。

2.2 軸力評価の解析手法

鈴木 [5]が実施した締め付け過程の解析に加え、締め付け後の実機環境を考慮した条件下における解析を実施した。本解析では簡単のため、ねじ自身が下穴にめねじを切りながら締結を行うセルフタッピングの過程を考慮せず、相手材にはあらかじめめねじが切られているものとしてモデル化を行った。したがって、めねじの形状やねじ面の接触状況に関しては実際の現象と異なる可能性があるが、本解析で目的としている巨視的な軸力の評価には大きな影響を及ぼさないとしてよいと考えた。

図 2-1 に本解析で仕様した有限要素モデルを示す。プリント基板を模擬したガラスエポキシの被締結材と、PPS 樹脂製の相手材を、S45C 製の小ねじにより締結したものである。図 2-1 に示したように、Y 軸をねじ軸方向上向きにとり、右方向に X 軸、手前方向に Z 軸をとるものとする。

図 2-2 に、モデル各部の寸法を示す．中の寸法の単位はいずれも mm である．ねじは呼び径 2.5mm，ピッチ 0.95mm であり，相手材のめねじ形状は直径 2.25mm の下穴からおねじと重なる部分を除いたものとなる．

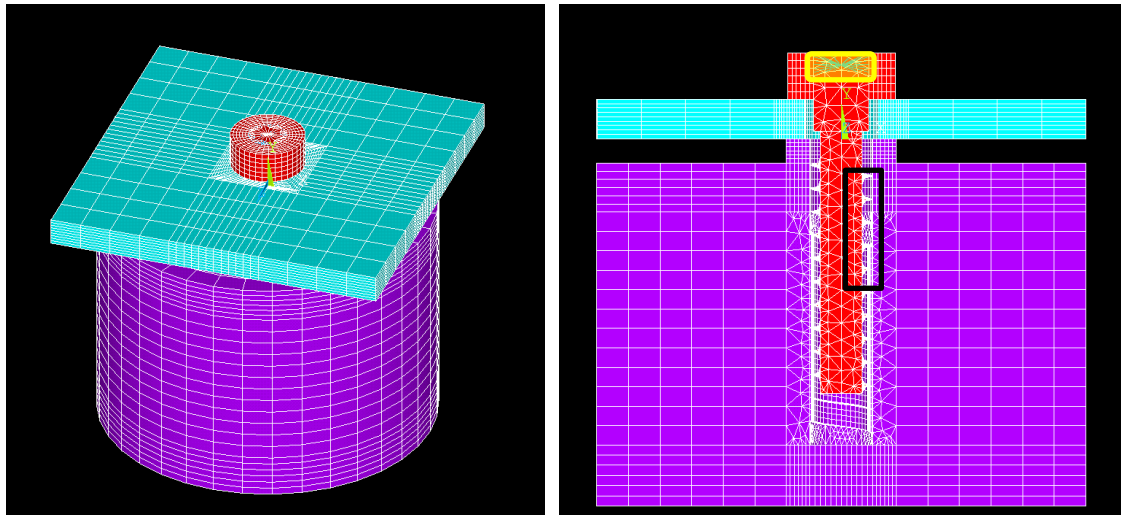
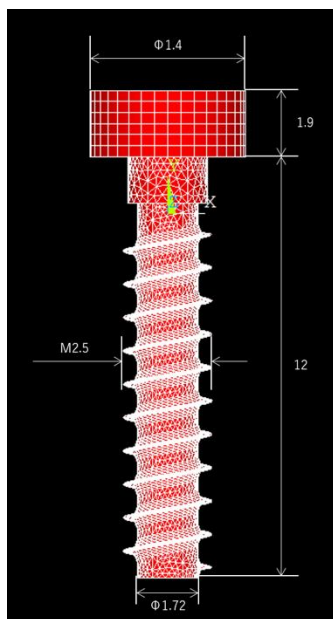
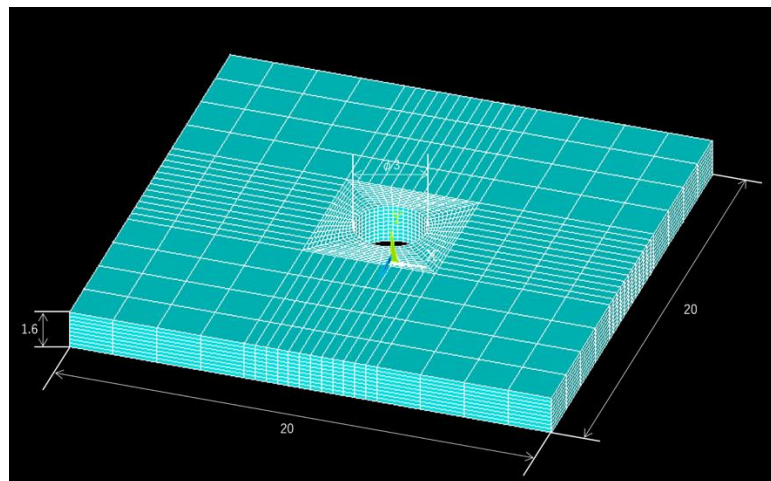


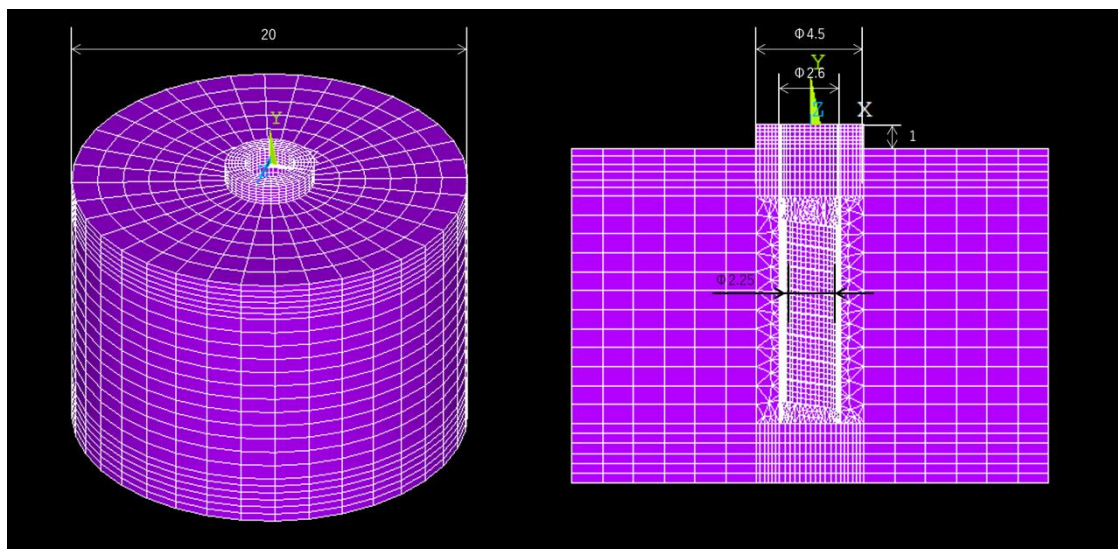
図 2-1 有限要素モデル



(a) ねじ



(b) 被締結材



(c) 相手材

図 2-2 有限要素モデル詳細

荷重条件は、鈴木 [5]によって行われたものと同様に、図 2-1 中に黄色の枠で示したねじ頭部の中央部分を剛体領域として定義し、この部分に締め付けトルクを負荷するものとした。締め付けトルクは軸力試験をもとにそれを簡易的に模擬し、図 2-3 に示したように設定した。ただし、本解析は実際とは異なりセルフタッピング過程を考慮せず、ねじが着座した状態から解析を行うため、トルク負荷の開始と同時に軸力が発生し、その 0.5 秒後にトルクが規定の 450Nmm に達するように設定した。20 秒以降は除荷しているため、図 2-3 では省略している。また、座面およびねじ面の摩擦係数は 0.3 とした。

本解析では、まずは鈴木 [5]の行った解析と同様の手法で、最初の締め付け時ににおいて、トルク負荷中の 5 秒間に温度が 25℃から 40℃まで摩擦による発熱の影響で線形に上昇、その後 25℃からの温度差が指数関数的に低下して 25℃に漸近すると仮定した。さらに、40 秒が経過した後で、実機の環境に合わせた温度を 3 種類設定し、全ての部材について、その温度にまで一様に上昇ないし下降させる過程をとった。その温度変化は図 2-4、図 2-5、図 2-6 に示している。それぞれの最終的な温度は、0℃、70℃、100℃である。

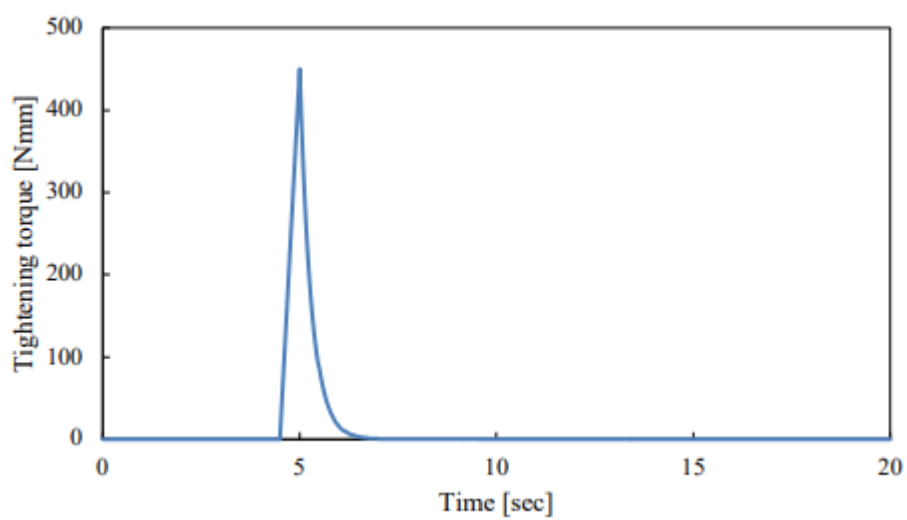


図 2-3 荷重条件

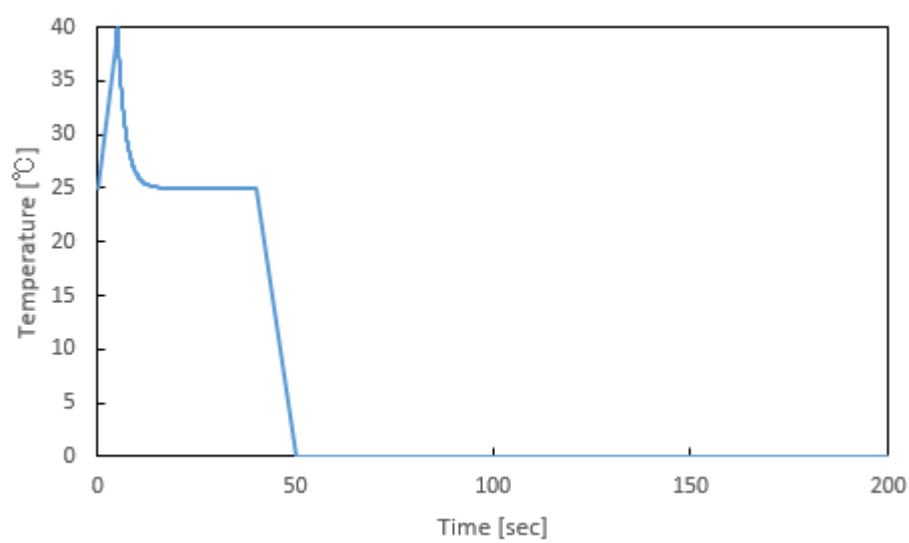


図 2-4 温度変化条件 (最低温度 0°C)

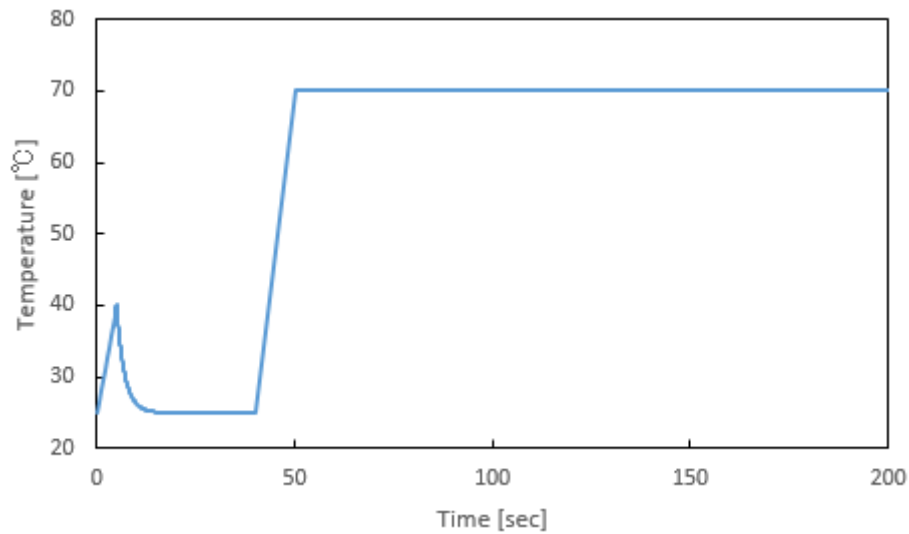


図 2-5 温度変化条件 (最高温度 70°C)

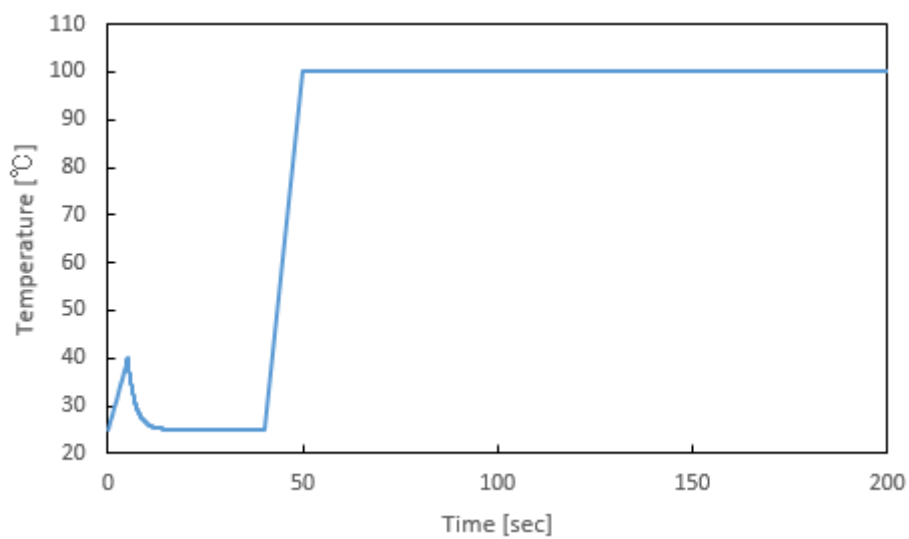


図 2-6 温度変化条件 (最高温度 100°C)

解析には有限要素解析ソフト ANSYS21.0 を使用した。解析条件を表 2-1 に示す。

今回の解析では、実機の環境下では、相手材の粘弾性特性が軸力に及ぼす影響は少ないと考え、全てのモデルを弾性体としてモデル化を行った。さらに、全ての部材に対して線膨張係数を定義し温度変化に伴う膨張・収縮が起こるものとした。表 2-2 に、使用した物性値を示している。

表 2-1 解析条件表

解析ソフト		ANSYS21.0
解析手法		陰解法
単位系		[ton][mm][MPa]
要素タイプ		三次元二次伝熱ソリッド要素 SOLID279
要素数		75244
拘束条件	被締結材	側面 XZ 方向変位拘束
	相手材	側面全方向変位拘束
荷重条件		ねじ頭部中央に図 2-3 に示したトルクを負荷
温度条件		全体に図 2-4, 図 2-5, 図 2-6 に示した温度を定義
接触	要素タイプ	TARGE170, CONTA174
	アルゴリズム	ペナルティ法

表 2-2 物性値表

	材質	密度 [ton/mm ³]	ヤング率 [MPa]	ポアソン 比	線膨張係数 [°C ⁻¹]
ねじ	S45C	7.87×10^{-9}	2.05×10^5	0.3	1.2×10^{-5}
被締結材	ガラスエポキシ	1.8×10^{-9}	1.995×10^4	0.16	1.4×10^{-5}
相手材	PPS	1.35×10^{-9}	2.24×10^4	0.37	4.6×10^{-5}

2.3 解析結果

各温度条件下における軸力の経過を図 2-7 に示す。まず、トルクが最大となる 5 秒で軸力が最大となり、その後それぞれ設定した温度変化と同じような形で軸力が低下していく様子が確認できる。さらに、新たに温度条件を追加する 40 秒付近で軸力は一気に増大または減少し、その後は変動が見られないことが分かる。各温度における軸力の最終的な収束値および軸力増大・減少直前の温度である 25°C における軸力の値を表 2-3 に示す。また、それらの関係をグラフとして図 2-8 に示す。

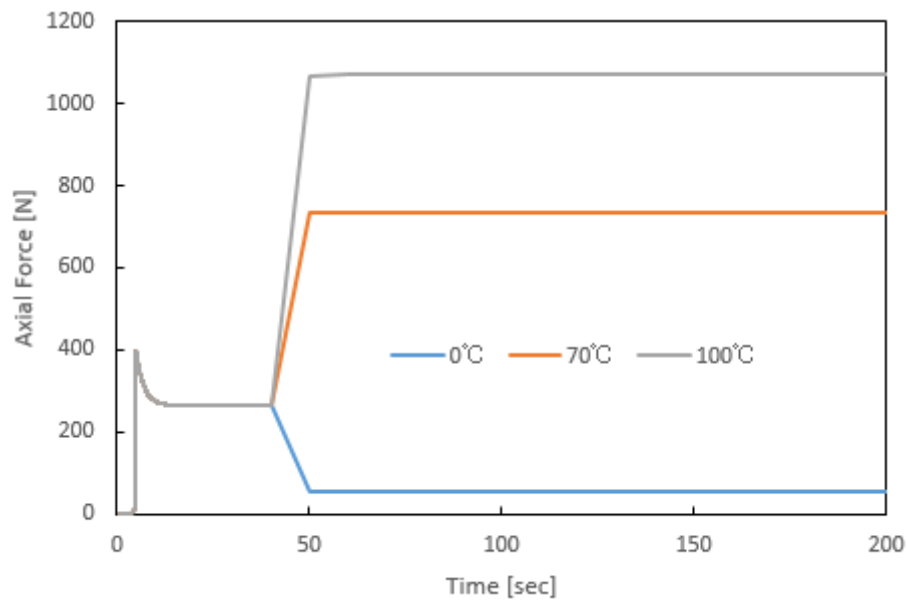


図 2-7 温度-時間線図

表 2-3 各温度における軸力

温度 [°C]	軸力 [N]
0	56.66
25	264.71
70	734.21
100	1069.12

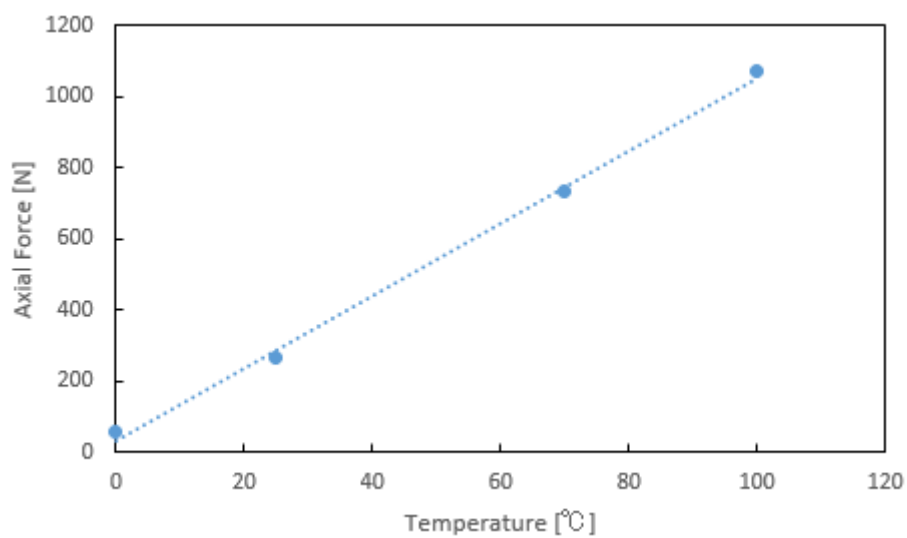


図 2-8 軸力-温度

2.4 考察

図 2-7 で示した結果より、温度上昇・下降後の最終的な軸力値は温度によって大きく異なるが、図 2-8 より、温度と軸力の関係はおおよそ線形であることが分かる。これは、全ての部材を弾性体であると仮定したために、各部材の熱膨張率やヤング率が温度によらず一定値を取るため、線形的に熱膨張や熱収縮が生じることによって、最終的な温度による軸力値が定まることによって生じたと考えられる。すなわち、実機が作動することによって、解析対象である電子コンポーネント締結体が発熱するが、その熱が大きいほど最終的な軸力が高まるため、より強固に締結体を支えることが可能となることが分かる。一方、極低温度下では軸力が消失してしまうので注意が必要である。

これらの現象を材料力学的視点から考察する。最終的な軸力値が温度によって大きく異なるのは、表 2-2 に示してある通り、相手材の熱膨張係数と、被締結材および締結材の熱膨張係数に大きな差があるためである。接触している部材同士の熱膨張係数に大きな差があると、温度変化あたりの部材の変位の差も大きくなるため、熱膨張係数の大きい素材の膨張・収縮が、小さい素材の膨張・収縮を押しつけるような形になってしまう。これが仮に等しければ、お互いの膨張や収縮を打ち消しあうので、変位は変わらないことになる。さらに、締結体の形状も大きく影響していると考えられる。図 2-1 に示した断面図を見ると、この部材は被締結材と相手材の間に、樹脂によるでっぱり部分を有することが分かる。このでっぱり部分の影響により、ねじの締結部と、ねじと相手材が噛み合う部分までの距離が長くなっている。これにより、熱ひずみによるねじの変位が大きくなることによって、温度変化による軸力の変動量も大きくなる。以上のことが、本解析における、低温度下での軸力低下につながっているものであると考えられる。

以上を踏まえると、建設機械をある程度温暖な気候の地域で使用する際には設計上軸力低下のリスクは少ないと言えるが、シベリアなどの極寒地域で使用する際には、実機が稼働することによって伝わる熱を差し引いても電子コンポーネント締結体の温度は非常に低くなることが予想されるため、そのような地域での実機の使用は非常に気を付けなければならないことが分かる。これの解決策としては、部材間の熱膨張係数をなるべく揃える、あるいは相手材のでっぱり部分をなるべく小さくすることによって、より安全性が保たれることと考えられる。

2.5 結言

全ての部材に熱膨張および熱収縮を定義して、樹脂を小ねじで締結する過程、および締め付け後の実機環境を考慮した温度条件下での解析を行った。軸力と温度の関係は、ほぼ線形的であることが分かった。また、被締結材と相手材の間に存在するでっぱり部分、および部材間の熱膨張係数の差が、軸力変動に大きな影響をもたらしていることも確認された。さらに解析の結果より、極寒地域で実機を使用する際は軸力低下に細心の注意を払う必要があると予想される。

第3章 振動実験の条件下における 締結体のゆるみ評価

3.1 緒言

本章では、実際の建設機械における振動を模した加速度試験を考慮した加振条件の下での解析を行い、ねじの座面すべりの有無について評価する。これにより、実機の環境を考慮した小ねじのゆるみの発生の有無および発生箇所について検討する。

3.2 加振スイープ試験 [9]

株式会社小松製作所により、本研究で対象とする電子コンポーネント締結体に対して、取り付けられている建設機械における振動を模した加振加速度試験が行われ、そのデータが提供された。試験機器を表 3-1 に示し、試験条件を表 3-2 に示す。さらに、試験機を図 3-1 に、データ収集装置を図 3-2 に、加速度ピックアップ装置を図 3-3 に示す。また、座標軸は図 3-4 に示したモデル内で定義されたものを使用する。加振は、基板面外方向に表 3-2 で示した加速度をランダム波で与えている。また、株式会社小松製作所により提供されたねじの CT スキャン画像を図 3-5 に示す。

表 3-1 実験機器

使用機器	メーカー	型式
振動試験機	EMIC	F-65000BDHH/SLS60
データ収集装置	デイシー	DR600
加速度ピックアップ (3 軸)	デイシー	ATP-316-3

表 3-2 実験条件

周波数範囲	5Hz～1kHz
実験手法	正弦波対数掃引
掃引時間	7.5min
加速度	0.5G



図 3-1 振動試験機

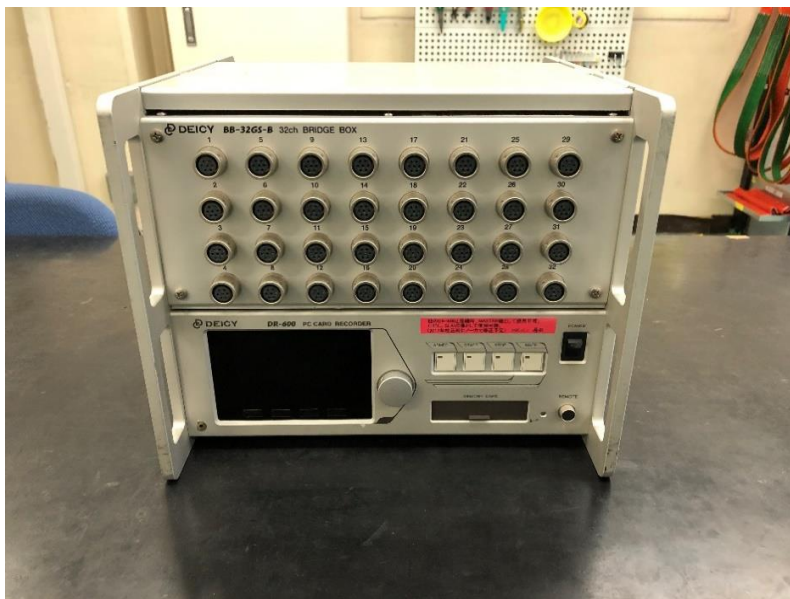


図 3-2 データ収集装置



図 3-3 加速度ピックアップ (3 軸)

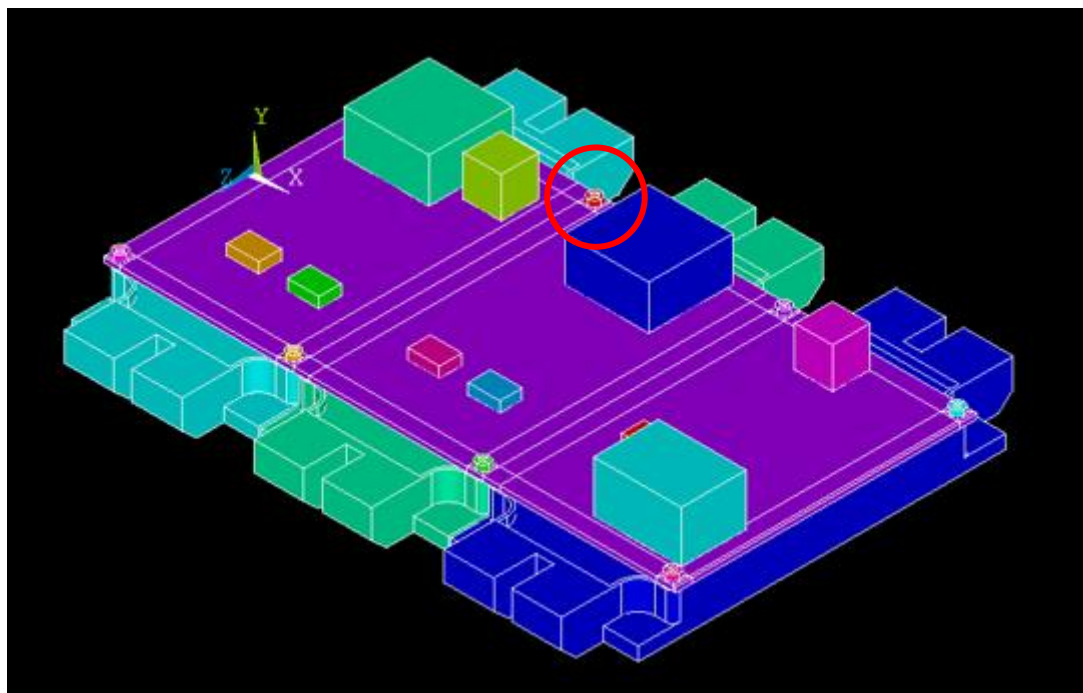


図 3-4 解析モデルと座標軸

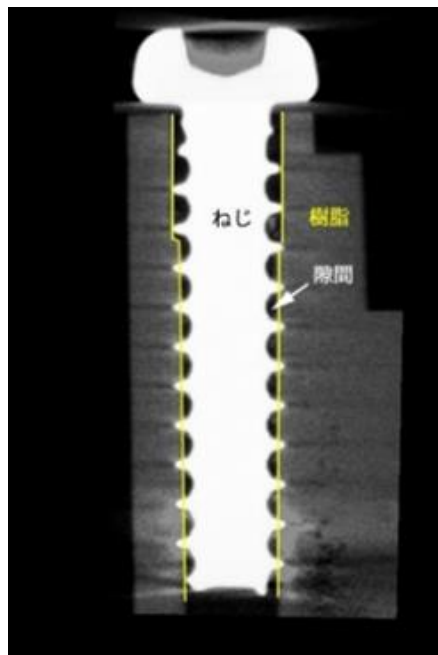


図 3-5 ねじの CT スキャン画像

3.3 解析モデル [5]

本解析のために作成していたモデルは図 3-4 に示している。また、鈴木 [5]の使用していた解析モデルは、基板部分の妥当性は確認されていたが、ねじ部分のねじ面の形状が再現できていないという問題点があった。そこで、鈴木 [5]により、加振時の軸力の変動量が最も大きかった部分のねじは、図 1-1 において青丸で示したもの、また図 3-4 において赤丸で囲った部分のねじであることが明らかとなっている。これは、図 1-1 における 8 つのねじのうち、最もゆるみが生じやすいねじであることを示している。そのため、鈴木 [5]の使用した解析モデルの、当該箇所のねじの形状のみを変更し、そのねじ面に発生するすべりに起因するゆるみの評価を行えば、モデル全体のゆるみの有無を評価できると考えた。

しかし、本解析モデルは非常に解析対象が大きくなってしまい、非常に効率が悪いという問題が生じた。ここで、鈴木 [5]が解析により用いた解析モデルと同一のものを使用して加振を行い、当該箇所の座面付近の接線方向力を読み取ることによって、実機環境下において締結体の小ねじのゆるみが生じるか否かについての評価を行う。そのモデルを図 3-6 に示し、部材の詳細を図 3-7 に示す。また、プリント基板モデルおよび電子部品モデルの詳細は、別途に図 3-8 に示し、電子部品の寸法および密度を表 3-3 に示

す. さらに, ねじと端子台の物性値を表 3-4 に示し, プリント基板と電子部品の物性値をそれぞれ表 3-5 および表 3-6 に示す. また, ねじの締結部は図 3-9 に示している. 本解析では, 完全座面すべりに関して評価を行うため, ねじ面が再現されていないモデルを使用した. さらに, 図 3-6 に示した通りに, X 方向は水平方向右下向き, Y 方向は鉛直方向, Z 方向は水平方向左下向きとする.

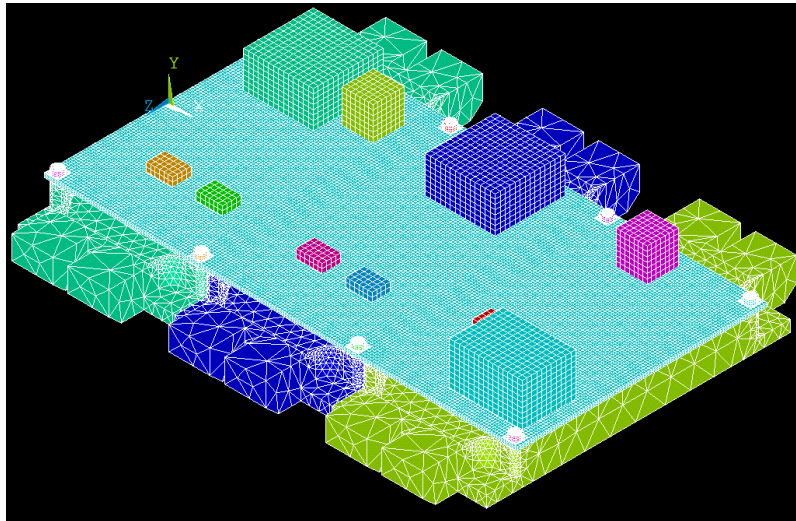
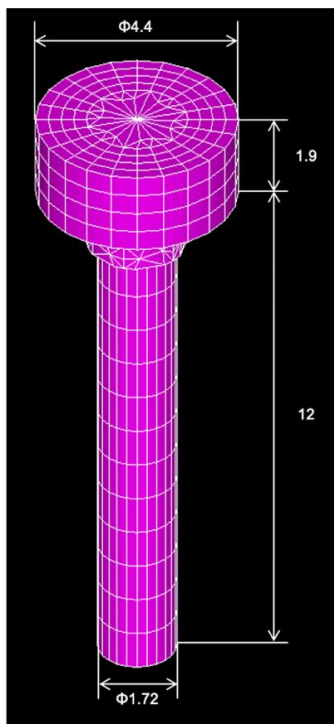
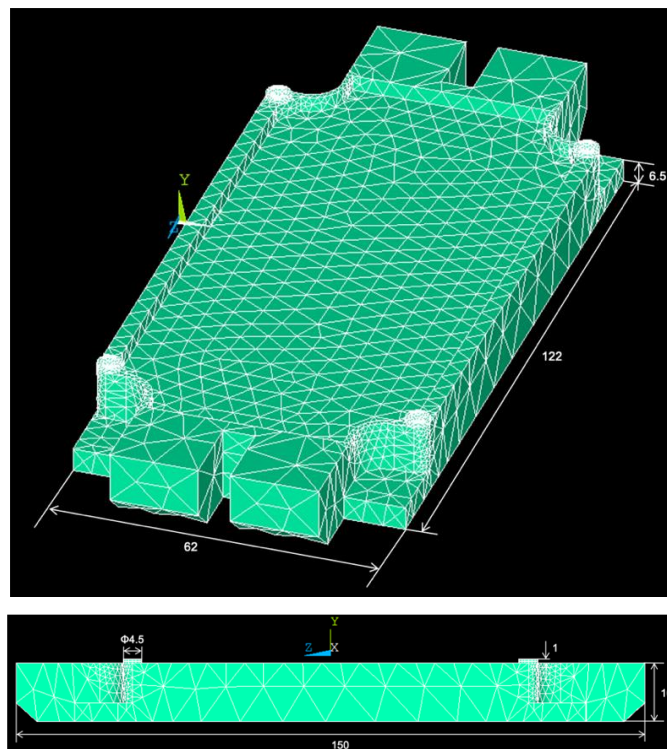


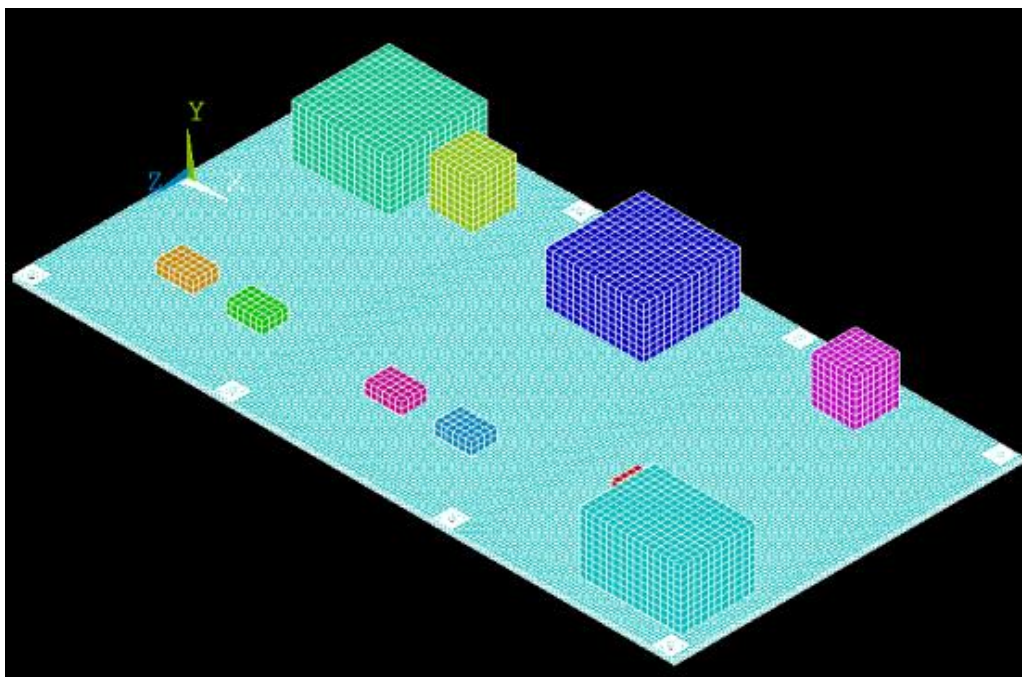
図 3-6 有限要素モデル



(a) ねじ



(b) 端子台



(c) プリント基板

図 3-7 有限要素モデル詳細

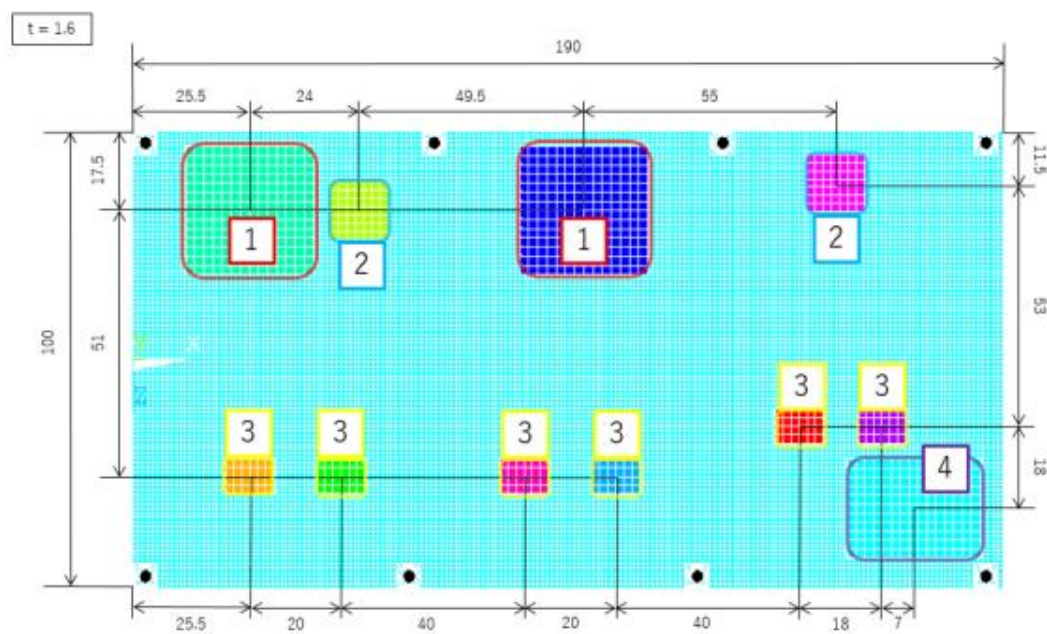


図 3-8 プリント基板モデル寸法・電子部品モデル配置

表 3-3 電子部品寸法・密度

	X 方向長さ [mm]	Y 方向長さ [mm]	Z 方向長さ [mm]	密度 [ton/mm ³]
電子部品 1	28	14.66	28	1.66×10^{-9}
電子部品 2	12.5	13.35	12.5	1.20×10^{-9}
電子部品 3	10.56	3.54	7.45	2.30×10^{-9}
電子部品 4	29.1	17.09	21.53	1.93×10^{-9}

表 3-4 ねじ・端子台物性値

	ねじ	端子台
密度 [ton/mm ³]	7.87×10^{-9}	1.35×10^{-9}
ヤング率 [MPa]	2.05×10^5	1.95×10^3
ポアソン比	0.3	0.4

表 3-5 プリント基板物性値

密度 [ton/mm ³]	1.818×10^{-9}
ヤング率 [MPa]	$E_x = E_z = 1.71 \times 10^4$ $E_y = 1.995 \times 10^4$
せん断弾性係数 [MPa]	$G_{xy} = G_{yz} = 4.75 \times 10^3$ $G_{xz} = 1.11 \times 10^4$
ポアソン比	$\nu_{xy} = \nu_{yz} = 0.3$ $\nu_{xz} = 0.12$

表 3-6 電子部品物性値

密度 [ton/mm ³]	表 3-3 の通り
ヤング率 [MPa]	1.9×10^3
ポアソン比	0.37

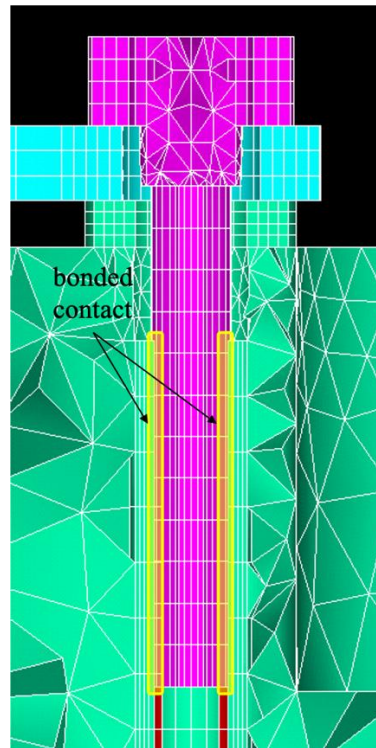


図 3-9 締結部断面

3.4 解析条件

電子コンポーネント締結体の有限要素モデルに対して、実機的环境下での振動を模した振動外力を負荷する解析を実施した。有限要素モデルは、図 3-6 に示してある。小ねじと基板の間、基板と端子台の間には接触要素を定義し、摩擦係数を 0.1 とする。図 3-9 に示したねじ面に相当する部分は、固着とした。さらに、プリント基板と電子部品の間にも固着接触を定義した。さらに、プリント基板には、端子台から伸びた端子にはんだ付けされた部分が存在するが、基板の節点の並進変位を端子台上部の節点にカップリング拘束することで再現している。

本解析では、軸力試験 [6]において計測された軸力のうち最も小さい値である 130N より安全にとり、65N の軸力が発生するように座面の接触部分に初期食い込みを与えた。

解析条件を表 3-7 に示す。物性値は表 3-4、表 3-5、表 3-6 に示した通りである。

荷重条件としては、建設機械本体から伝達される振動を想定し、正弦波的に変化する加速度として、端子台下面に与えた。加速度の設定には大質量法を用いた。模式図を図 3-10 に示す。モデル全体の 10^6 倍程度の質量を有する質点を大質量要素として加振位置

に固定し、大質量要素に対して加速度×大質量の大きさの荷重を負荷することによって加振する。

端子台の下面には金属のベース板が埋め込まれており、それぞれの四隅が建設機械本体に対して締結される。本解析ではベース板の剛性が十分に高く変形は起こらないものとして考え、端子台下面すべての質点を大質量要素に対して拘束した。

表 3-7 解析条件表

解析ソフト		ANSYS21.0
解析手法		陰解法
単位系		[ton][mm][MPa]
要素タイプ	小ねじ, 端子台	三次元二次構造ソリッド要素 SOLID186
	基板, 電子部品	三次元構造ソリッド要素 SOLID185
要素数		174380
拘束条件	はんだ付け部分	基板の節点を端子台の節点に変位カップリング拘束
	端子台下面	端子台下面を大質量要素に対して拘束
荷重条件		大質量要素に加振加速度に相当する力を負荷
接触	要素タイプ	TARGE170, CONTA174
	アルゴリズム	拡大ラグランジュ法

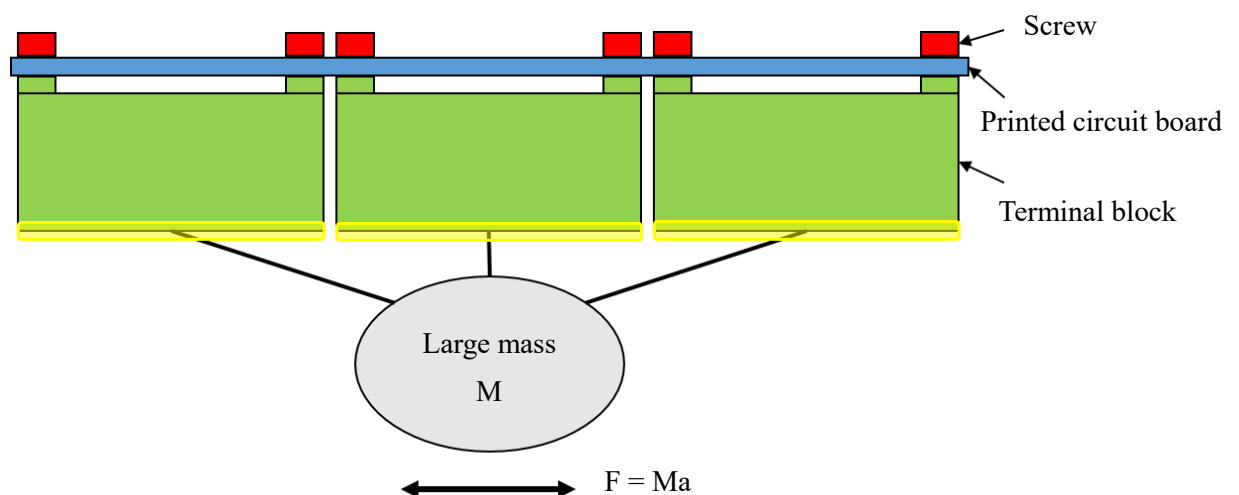


図 3-10 大質量法模式図

本解析の加振条件として、株式会社小松製作所で実施された加速度試験における入力波形を想定する。この試験において、入力された 0.5G の加振加速度に対して、最も大きい共振が見られる周波数と、その時の加速度振幅の値を FFT により算出し、その周

波数を用いて正弦波的に加速度を変化させる加振を行うものとする。最も大きい共振が見られる周波数は、スイープ加振の過程において、株式会社小松製作所による振動試験[8]において確認された固有振動数付近の周波数によって加振されている区域を取り出して FFT 算出し、振幅の値が最も大きかった周波数としている。その固有振動数を表 3-8 に示す。X, Y, Z 方向における周波数と加速度振幅の関係をそれぞれ図 3-11, 図 3-12, 図 3-13 に示す。また、加振方向に負荷する加速度の振幅及び周波数を表 3-9 に示す。各方向は、図 3-6 で示したとおり、X 方向は水平方向右下向き、Y 方向は鉛直方向、Z 方向は水平方向左下向きとする。

表 3-8 振動試験での固有振動数

固有モード	固有振動数 [Hz]
1 次	182
2 次	320
3 次	386
4 次	443
5 次	492
6 次	525

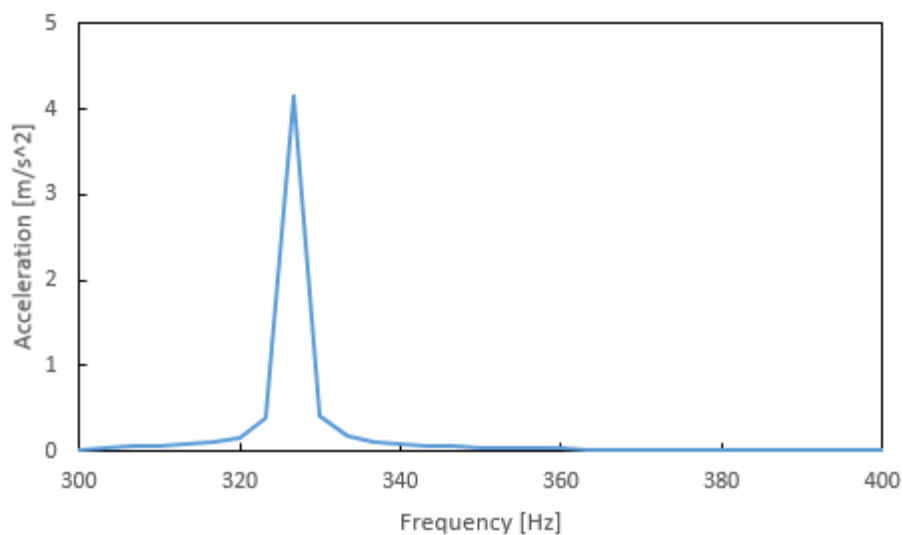


図 3-11 FFT 算出結果 (X 方向)

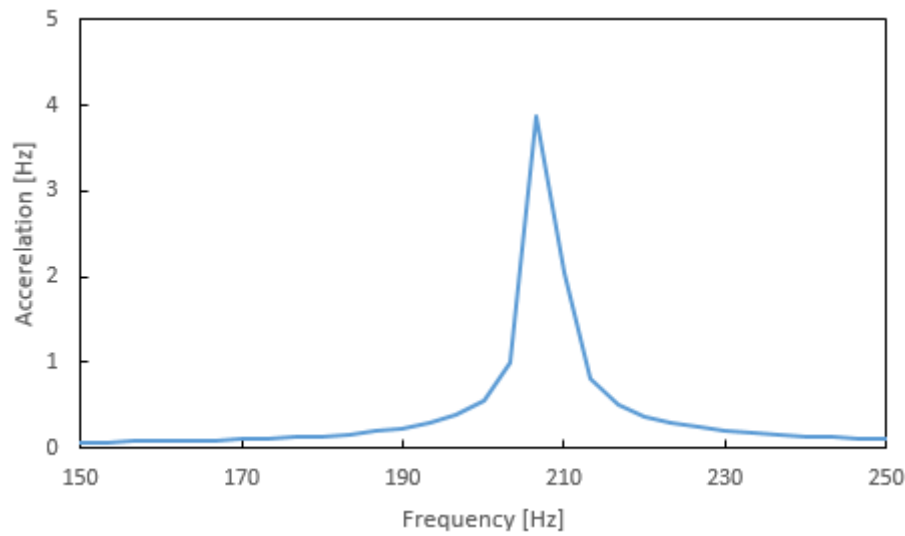


図 3-12 FFT 算出結果 (Y 方向)

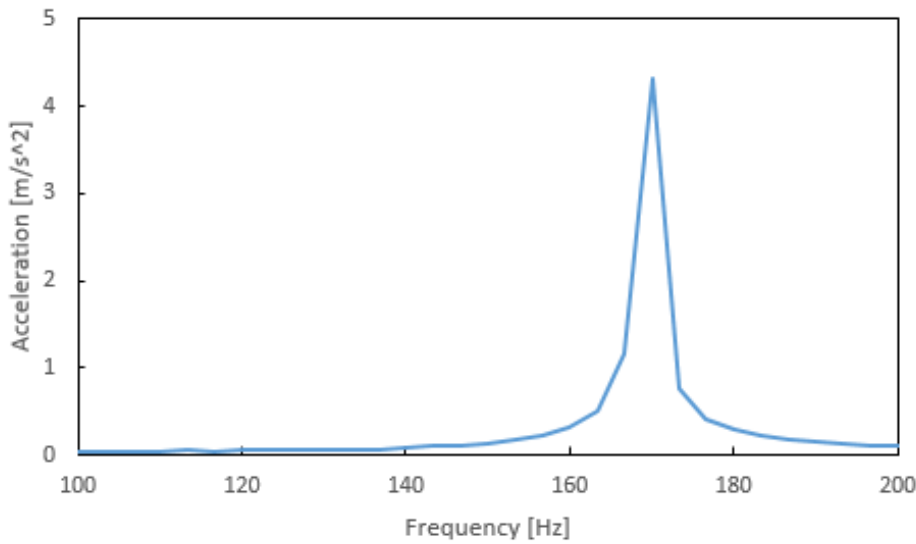


図 3-13 FFT 算出結果 (Z 方向)

表 3-9 加振加速度の周波数および振幅

加振方向	周波数 [Hz]	振幅 [m/s ²]
X 方向	327	4.15
Y 方向	207	3.87
Z 方向	170	4.32

3.5 解析結果

表 3-9 示した加振条件下での、座面の接線方向力と、座面すべりが生じる臨界力との比較を図 3-14 に示す。本解析における摩擦係数は 0.1 であり、ねじに生じる軸力に 0.1 を乗じた値が座面すべりを生じさせるための臨界力であり、座面の接線方向力が臨界力を上回ると、完全座面すべりが生じる。また、本結果では、表 2-3 において確認した、0℃における軸力の値を用いて比較を行っている。図 1-1 において青丸で示した箇所のねじについて評価している。

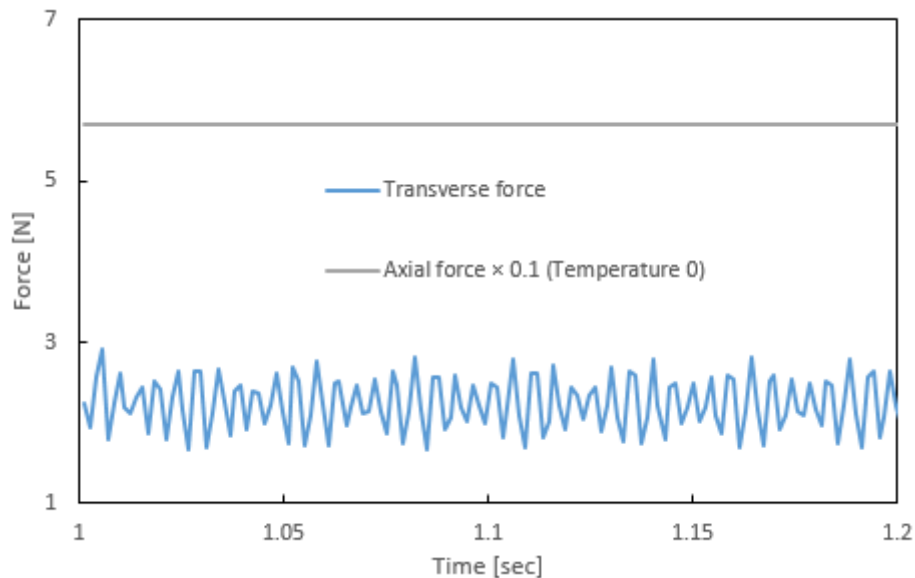


図 3-14 座面の接線方向力と完全座面すべりが生じる臨界力の比較

3.6 考察

本解析における加振条件下での完全座面すべりに関する検討を行う。図 3-14 において示した両者を比較すると、座面の接線方向力は、0℃において完全座面すべりが生じる臨界力を下回っていることが分かる。従って、本解析条件においては完全座面すべりは生じないと考えられる。ここから、座面すべりとねじ面すべりのメカニズムを解明すれば、実機環境におけるねじ面すべりに関して評価を行うことができると考えられる。

しかし、表 3-9 に示した周波数は表 3-8 にて示した固有振動数と必ずしも一致しておらず、解析に用いた締結体モデルと、実際の振動試験における締結体の状況に差異があると考えられる。そのために、締結体モデルをさらに改良し、実際の締結体の振動特性にさらに近似させたり、異なる周波数を用いて複数条件下で解析を行うことによって、より正確な議論が行えると考えられる。

3.7 結言

締結体モデルに対して実機環境下での振動を再現した条件の下で解析を行うために、解析条件の設定、解析手法の確立を行った。さらに、株式会社小松製作所において行われた加振加速度試験のデータを読み取り、本解析における加振条件を決定した。最後に、この条件を用いて締結体モデルに加振を行い、完全座面すべりが生じないことを確認した。しかし、本解析モデルではねじ面が再現できていないため、ねじ面すべりに起因するゆるみの評価は行えていない。次章では、ねじ面が再現されている簡易モデルを用いて、軸直角方向外力によるゆるみ性能の評価を行い、座面すべりとねじ面すべりの生じるメカニズムについて解明する。これにより、ねじ面すべりに起因するゆるみについての検討を行う。また、加振周波数については固有振動数とのずれが見られるため、全体モデルの見直しや、周波数と振幅を再設定して複数条件下で解析を行うことによって、より精度の高い評価を行うことが期待される。

第4章 軸直角方向外力による締結体のゆるみ性能評価

4.1 緒言

小ねじ締結体の振動下でのゆるみ評価を行うにあたって、締結体に生じる軸直角方向外力が締結体の座面およびねじ面のすべりに関してどのように影響を与えるかを考える必要がある。

本章では、締結体の有限要素モデルに軸直角方向外力を発生させた際の挙動を解析により明らかにし、小ねじの軸力および座面およびねじ面の接触状態について検討する。これにより、締結体におけるゆるみの発生の有無および発生箇所について検討する。

4.2 解析手法

小ねじ締結体の有限要素モデルに対して、軸直角方向外力を発生させるために、変位を加える解析を実施した。有限要素モデルは、図 2-1 に示したものと同一ものを使用している。

本解析において使用した変位条件を図 4-1 に示す。最大変位は正方向負方向ともに、すべりが生じるために十分大きな値である 0.48mm とした。本解析においては具体的な時刻を設定せず、図 4-1 に示してある通り、「正方向に変位を加える→原点に戻す→負方向に変位を加える→原点に戻す」という 4 つのステップを 1 サイクルとし、それを 5 サイクル分、すなわち 20 ステップ分の解析を行った。また、軸力の初期値は、図 2-8 において示した、30℃付近の値である 370N とした。

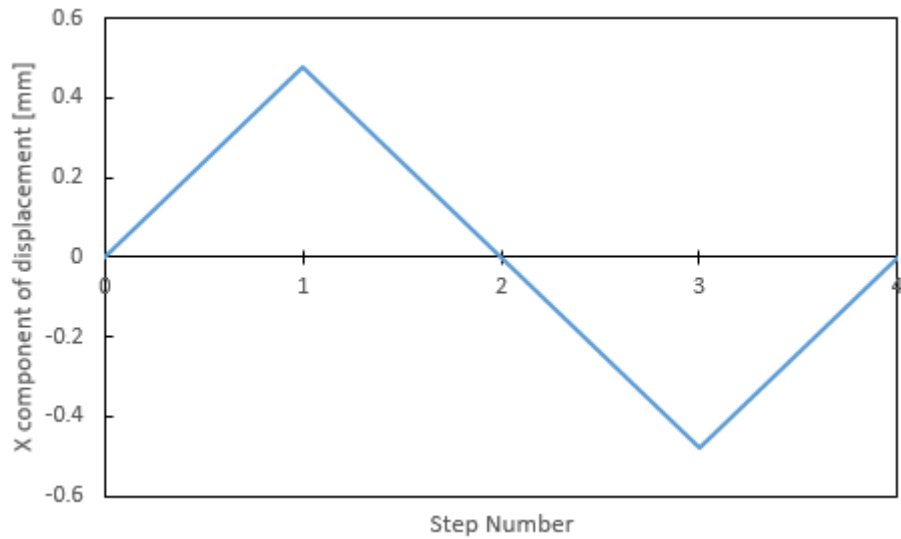


図 4-1 変位条件

さらに、解析モデルを図 4-2 に示す。水色で示した基板部分全体に、水平方向に変位を加えた。図 4-1 における正方向の変位は、図 4-2 において右方向の変位であり、図 4-1 における負方向の変位は、図 4-2 における左方向の変位である。さらに、本解析におけるねじ面の初期状態を図 4-3 に示す。本解析においては、ねじ面と相手材の隙間はないものとして検討する。ここでは、X 方向は図 4-2 における、黄色で囲った面に垂直な方向、Y 方向は鉛直方向、Z 方向は黄色で囲った面に平行な方向とする。

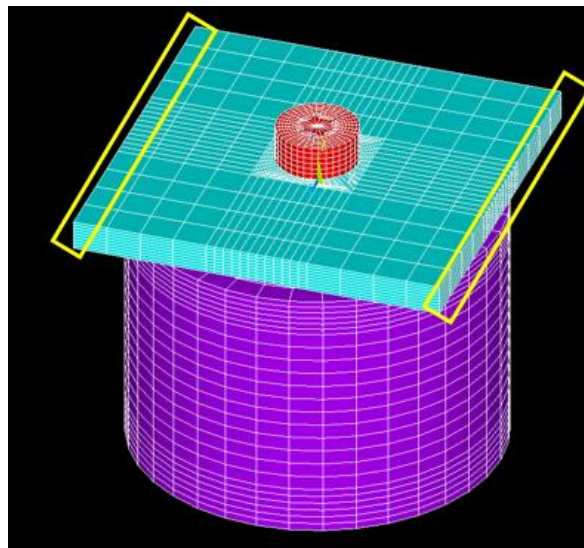


図 4-2 解析モデル

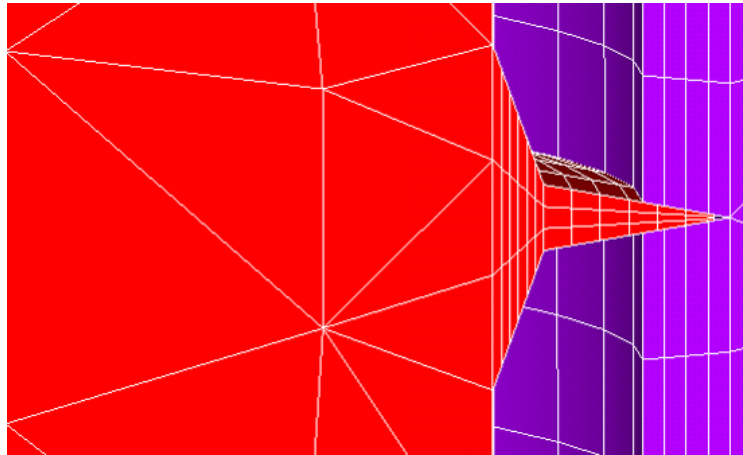


図 4-3 ねじ面の初期状態

以上で述べた解析条件を表 4-1 にまとめて示す．また，各部材の物性値は表 4-2 に示した通りである．さらに，各部材間の摩擦係数は 0.1 としている．

表 4-1 解析条件表

解析ソフト		ANSYS21.0
解析手法		陰解法
単位系		[ton][mm][MPa]
要素タイプ		三次元二次構造ソリッド要素 SOLID186
要素数		75244
拘束条件	被締結材	YZ 方向変位拘束
	相手材	側面全方向変位拘束
変位条件		被締結材全体に，図 4-1 に示した変位を設定
接触	要素タイプ	TARGE170, CONTA174
	アルゴリズム	ペナルティ法

表 4-2 物性値表

	材質	密度 [ton/mm ³]	ヤング率 [MPa]	ポアソン 比	線膨張係数 [°C ⁻¹]
ねじ	S45C	7.87×10^{-9}	2.05×10^5	0.3	1.2×10^{-5}
被締結材	ガラスエポキシ	1.8×10^{-9}	1.995×10^4	0.16	1.4×10^{-5}
相手材	PPS	1.35×10^{-9}	2.24×10^4	0.37	4.6×10^{-5}

4.3 解析結果

4.3.1 軸力の挙動

図 4-1 に示した変位条件下での軸力の挙動を図 4-4 に示す。最初のステップにおける軸力の初期値は、前節で述べた通り、図 2-8 における 30℃付近の軸力の値に準ずるものである。まず、1 つの荷重サイクル内で軸力が振動するとともに、1 サイクルが経過するごとに軸力が振動しながら低下していく様子が確認できる。

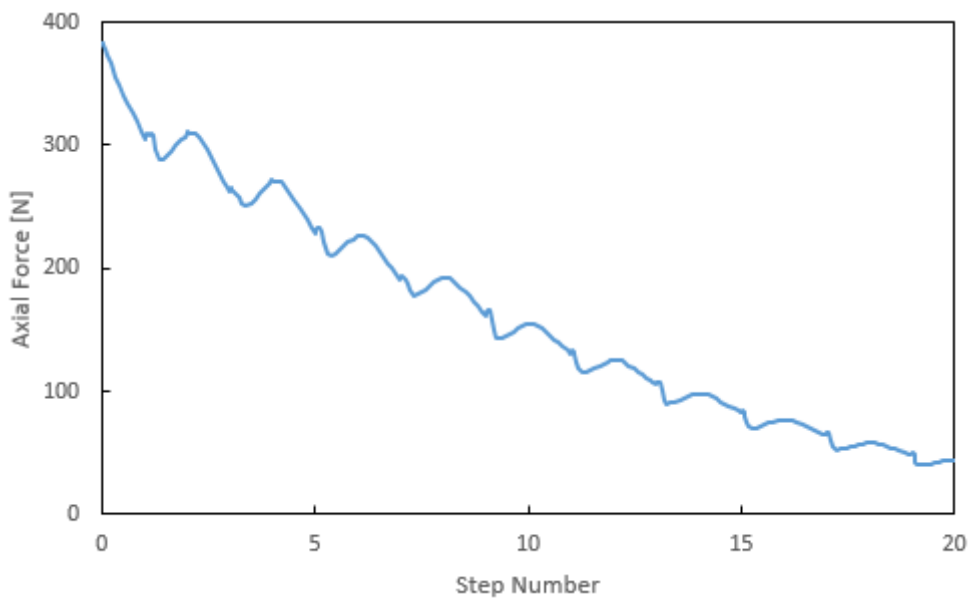


図 4-4 軸力低下曲線

4.3.2 荷重と変位の関係

図 4-1 に示した変位条件下における、荷重と変位を図 4-5 に示す。ここでの荷重は、図 4-2 において黄色い四角で囲った部分の面にかかる軸直角方向外力として算出している。まず、原点から始まり、赤い矢印の方向に沿って、1 番外側の曲線から内側の曲線へ順番に向かって 5 サイクル分循環している。

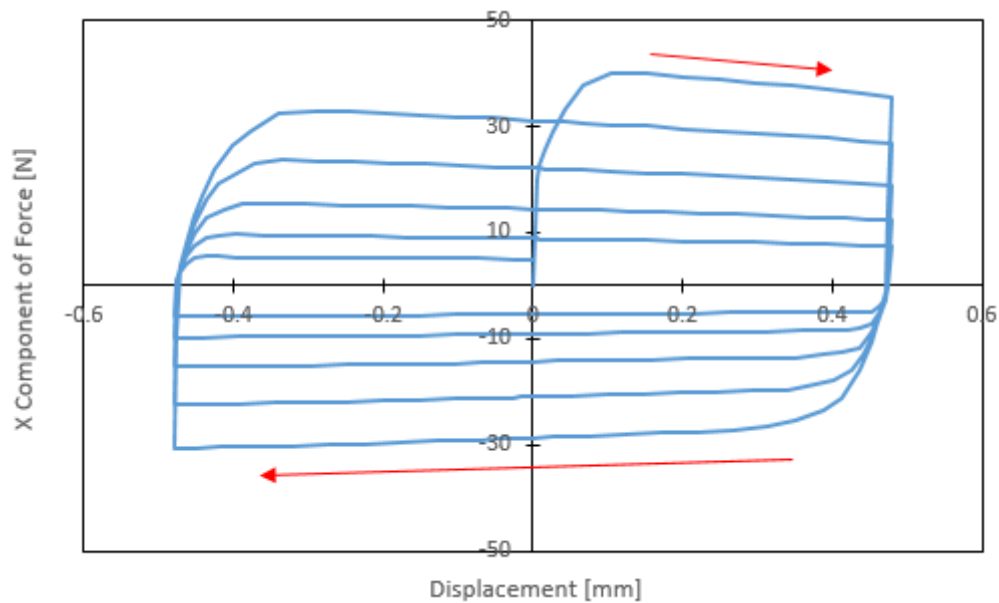


図 4-5 荷重変位曲線

4.3.3 接触状態

締結体に生じる軸直角方向外力が、座面及びねじ面におけるすべりに及ぼす影響を評価するために、図 4-5 に示した荷重変位曲線上の荷重および変位について、その荷重と変位が生じている状況における座面およびねじ面の接触状態について議論する。ここでは簡単のため、最初の 1 サイクル分について検討する。まず、荷重変位曲線の 2 つの特徴に注目する。図 4-5 を見ると、初期状態付近および最大変位 0.48mm 付近の急勾配部と、それ以外の平坦部に分かれていることが確認できる。これら 2 つに着目し、1 サイクル分の荷重変位曲線内において接触状態を示した地点と、その位置での荷重と変位の値を表 4-3 にまとめて示す。また、それぞれの地点を 1 サイクル分の荷重変位曲線内に図示したものが図 4-6 である。表 4-3 に示した地点における座面およびねじ面の接触状態を図 4-8 に示す。凡例は、図 4-7 に示した通りである。

表 4-3 荷重変位曲線上の地点

地点番号	荷重 [N]	変位 [mm]
地点 1	20.01	0.0048
地点 2	37.00	0.393
地点 3	-16.01	0.436
地点 4	-26.66	0.315
地点 5	-30.30	-0.369
地点 6	17.11	-0.442
地点 7	32.47	-0.340
地点 8	31.10	0

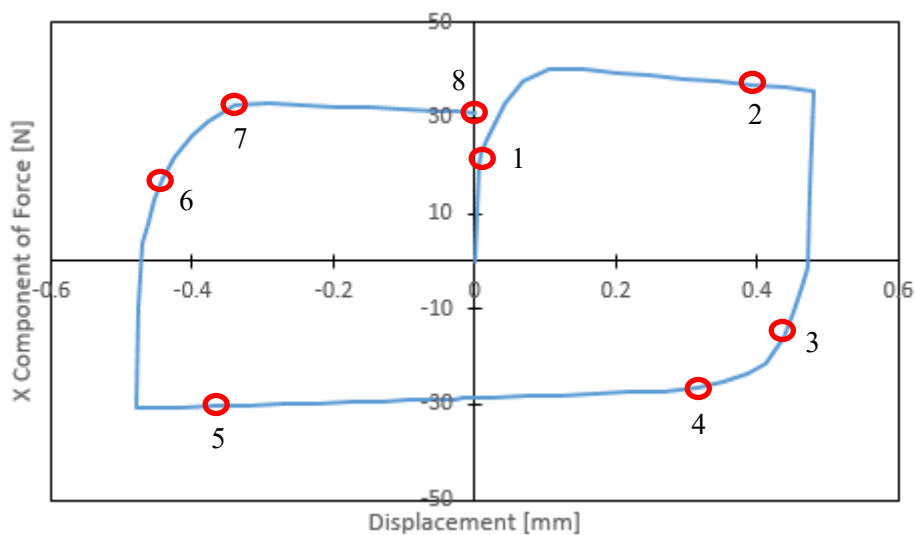


図 4-6 荷重変位曲線(1 サイクル分)と表 4-3 で示した地点の対応

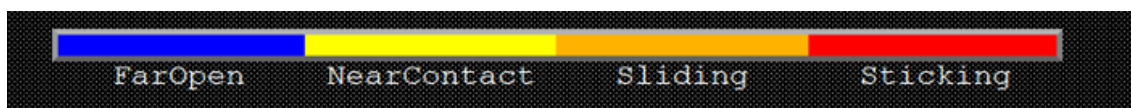
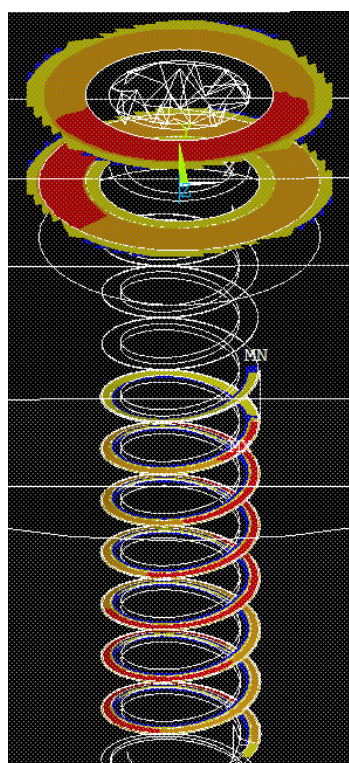
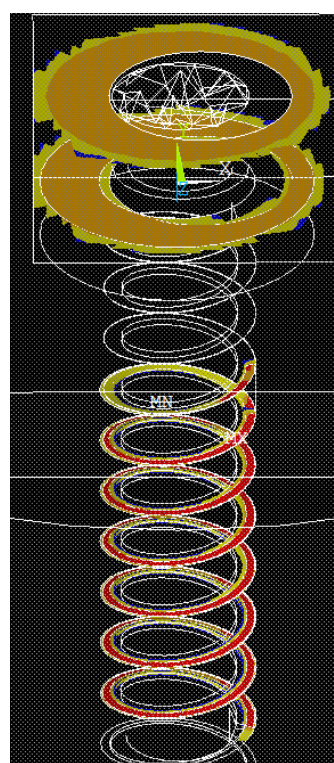


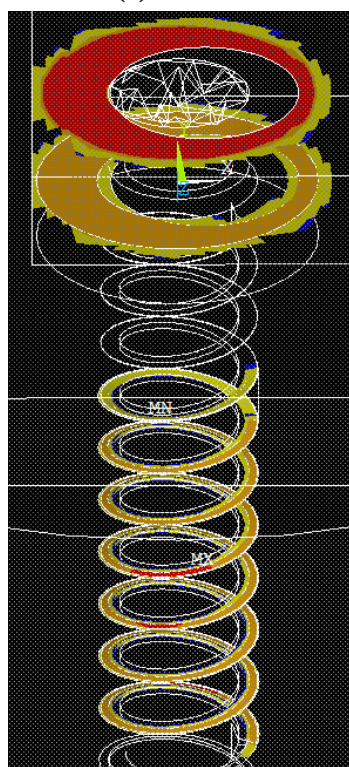
図 4-7 凡例



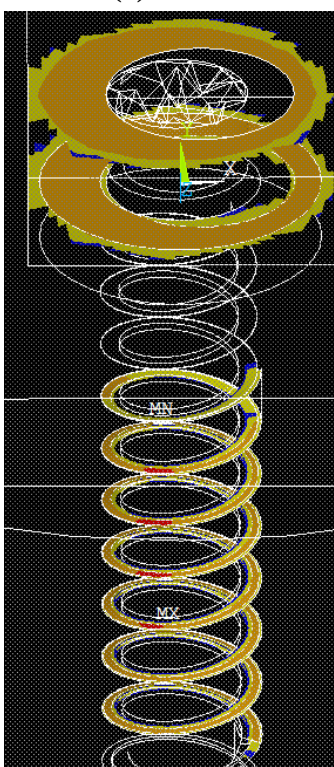
(a) 地点 1



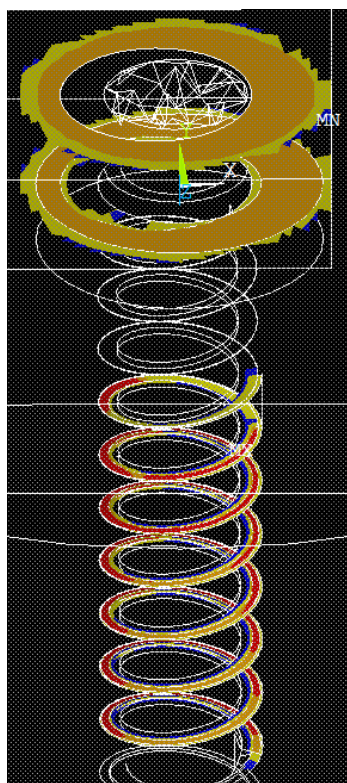
(b) 地点 2



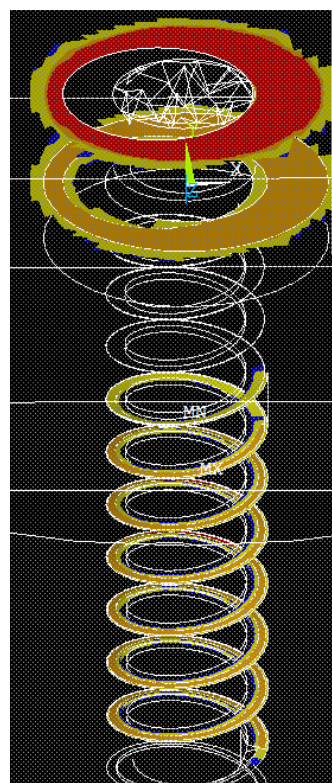
(c) 地点 3



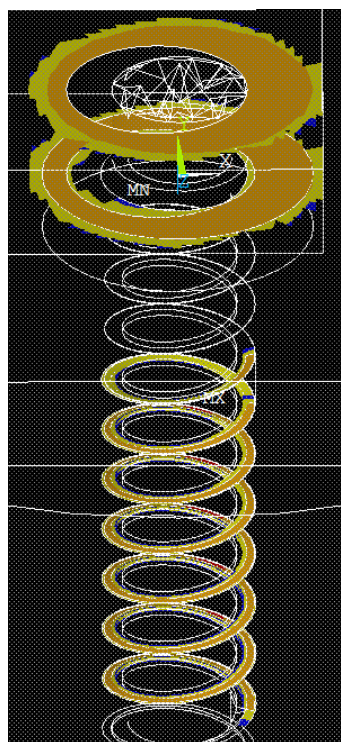
(d) 地点 4



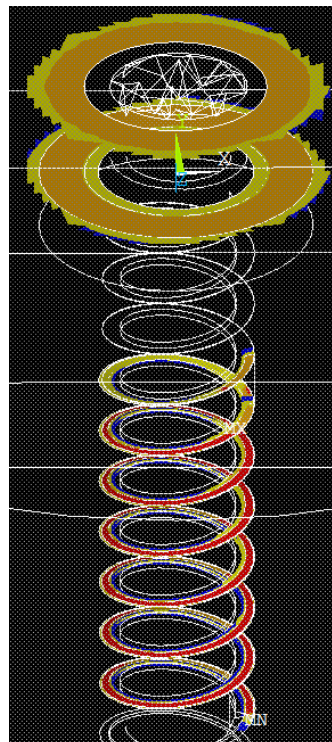
(e) 地点 5



(f) 地点 6



(g) 地点 7



(h) 地点 8

図 4-8 それぞれの地点における接触状態

4.4 考察

これらの結果をもとにすべりの有無や発生箇所と、軸直角方向外力や変位による影響について検討する。まず、図 4-8 について、地点 1 から 8 までのすべりの状況について順番に検討する。まず初期状態から変位を発生させることで、座面、ねじ面ともに一部分ですべりが生じる。これが図 4-8(a)に示した地点 1 での接触状態である。これは、他の地点と比較すると、座面およびねじ面の初期状態の影響により特殊な傾向が見られる。

その後、座面が完全にすべり始めることによって、変位に対する軸直角方向外力の変化が小さい平坦部となるが、その間に存在する地点 2 ではねじ面ですべりが生じず固着していることが図 4-8(b)より分かる。

次に、正方向最大変位まで到達後、変位を逆向きにし、負方向に加え始めた急勾配部の地点 3 では、再び座面が固着し、ねじ面においてすべりが生じることが図 4-8(c)により分かる。さらに、図 4-8(d)および(e)を参照すると、再び平坦部に到達し、完全座面すべりが生じ始める地点 4 ではねじ面ですべりが生じたままであるが、負方向に変位を加え続けた地点 5 では、地点 2 と同様にねじ面ですべりが生じなくなり、固着している。

また、負方向最大変位まで到達後に変位を逆向きにし、正方向に加え始めた急勾配部の地点 6、平坦部に到達する地点 7、正方向に変位を加え続けた地点 8 においては、変位の向きが正負逆であるのみで、それぞれ地点 3,4,5 と同じ傾向が見られることも図 4-8 により分かる。

以上を総括すると、初期状態から遷移する地点 1 を除くと、図 4-5 に示した荷重変位曲線の急勾配部と平坦部における座面およびねじ面のすべりの有無については、一定の傾向が見られ、変位に対する荷重の変動が大きい急勾配部では座面が固着しねじ面ですべりが生じる一方、荷重がほぼ一定となる平坦部では完全座面すべりが生じるとともに、ねじ面は固着することが分かる。従って、ねじ面の接触による若干の差異は存在するものの、本解析にて評価した樹脂によるセルフタッピング小ねじ締結体のゆるみ特性に関しては、金属を用いた通常ねじのゆるみ特性と似た傾向が見られることが示された。

続いて、軸力や荷重変位曲線のサイクルごとの変動について検討する。図 4-4 に示した通り、小ねじの軸力がサイクルを経過するごとに減少するために、座面すべりが生じる臨界力が減少していくと考えられる。その結果、軸直角方向外力がより小さくなっても座面すべりが生じやすくなるため、軸直角方向外力がほぼ一定となり、完全座面すべりの生じている平坦部の荷重の絶対値は、サイクルを経過するごとに小さくなることが図 4-5 により分かる。

しかし、図 4-5 において示した平坦部での荷重の値は完全に一定ではなく、ゆるやかに減少もしくは増加することも分かる。これは、樹脂の特性が影響していると考えられるが、この原因については検討を行えていない。今後、似た傾向を持つ金属を用いた通

常ねじのゆるみ発生メカニズムとの相違点について検討することによって、樹脂を考慮したゆるみ特性についてより深い議論が行えると考ええる。

さらに、表 4-3 において、地点 3 と地点 5、および地点 6 と地点 8 を比較すると、ねじ面すべりは座面すべりのおおよそ半分の荷重で生じることが分かる。すなわち、ねじ面すべりを考慮した場合の評価は、完全座面すべりのみを考慮した評価と比較すると、0.5 の安全裕度が必要と言える。従って、図 3-14 に示した完全座面すべりの生じる臨界力の半分の値を用いれば、ねじ面すべりを考慮した場合のゆるみ評価を行えることになる。その値と、実機環境における座面の接線方向力との比較を図 4-9 に示す。評価は、図 3-14 の場合と同様に、低軸力となる 0℃における値を用いて行っている。部材間の摩擦係数は 0.1 である。

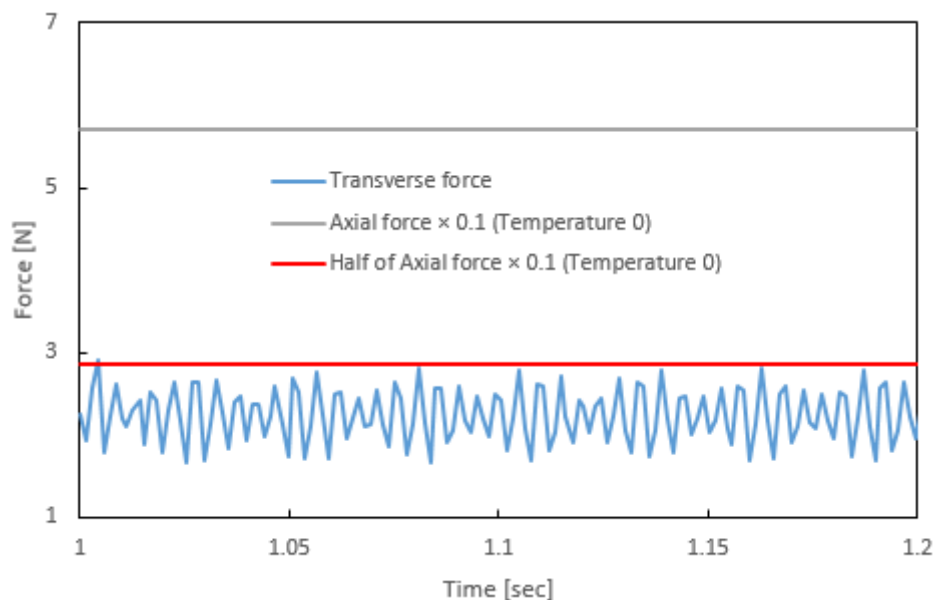


図 4-9 軸直角方向外力とねじ面すべりが生じる臨界力の比較

図 4-9 において赤線で示した値が、ねじ面すべりが生じるための臨界力である。この値は、青線で示した軸直角方向外力を上回っているものの、十分に安全であるとは言えないことが分かる。すなわち、実機環境を考慮した条件下では、完全座面すべりに関しては安全であると言えるが、ねじ面すべりに関しては安全ではないと結論付けられる。

4.5 結言

締結体モデルに対して変位を加える解析を行い、小ねじの軸力や接触状態について検討することによって、座面およびねじ面においてすべりが生じるメカニズムについて検討を行った。荷重および変位と、すべりの有無や発生箇所に関しては一定の傾向が見られ、本解析における樹脂の締結に関するゆるみ特性は、金属を使用した場合のゆるみ特性と変わらないことが示された。さらに、ねじ面すべりが生じるための臨界力は、完全座面すべりが生じるための臨界力の半分であることが示され、実機環境下におけるねじ面すべりに関する評価を実施した。その結果、ねじ面すべりに関しては十分に安全な条件であるとはいえないことが分かった。また、荷重変位曲線の平坦部における荷重の微小な変化については、金属と樹脂の両方のゆるみ特性を比較することによって検討が可能になると考えられる。

第5章 結論

5.1 結論

本研究では建設機械の電子コンポーネントを対象に、実際の建設機械の置かれた環境を考慮したゆるみの評価を行った。以下に本研究の結論を述べる。

まず、ねじのゆるみに関して検討する際に重要な要因となる軸力について、全ての部材における、ねじの締め付け時の摩擦および実機の環境温度に起因する熱膨張・収縮の影響を考慮した解析を行った。その結果、建設機械が稼働することにより電子コンポーネント締結体に高温の熱が伝わるような環境下においては、軸力は十分に大きな値に保たれるために安全性の観点から考えると大きな問題は生じにくいと考えることができる。しかし、相手材の樹脂の粘弾性特性による応力緩和の影響を考慮すると、十分に軸力の値が大きい場合影響は少ないとはいえ長期間での軸力低下は見込まれるので、長期的な使用には慎重になる必要があるとも予測できる。一方、建設機械の稼働による熱を差し引いても締結体全体が低温に保たれることが予測されるほどの極寒地域での使用は、解析により軸力損失のリスクが伴うことが分かっているので、非常に慎重にならないと予測される。軸力が損失することで機材の締結が行われなくなり、実際に重大な事故につながることを懸念される。これを少しでも防ぐためには、部材同士の熱膨張係数の差をなくす、あるいは部品の形状そのものを見直して樹脂のでっぱり部分をなくすことにより、低温度下における軸力低下を抑えることができると考えられる。

次に、締結体モデルに対して実機の振動を模した加振を行うことによって、実機環境下での締結体のゆるみの評価を行った。ねじに生じる軸力に摩擦係数を乗じた値が最大静止摩擦力であり、この値が部材にはたらく水平方向の力を上回ることによってすべりが生じると考えられている。株式会社小松製作所により提供された加振加速度試験データを読み取り解析条件を決定し、この解析条件をもとに、全体モデルに関する加振を行い、座面にはたらく水平方向の力を算出した。この値を、0℃における軸力の値に摩擦係数 0.1 を乗じた値と比較することで評価を行い、実機環境を考慮した条件下では完全座面すべりは生じないことが確認された。しかし、本解析において使用した周波数と、実際の締結体の固有振動数に若干の差異が見られるため、異なる周波数を用いて複数条件下での解析を行うことによって、より精度の高い評価を行うことができると考える。

さらに、締結体モデルに対して水平方向変位を加えることにより、締結体に生じる軸

直角方向外力および変位と、座面及びねじ面の接触状態との関係を求めることによって、樹脂を締結した場合の座面やねじ面で発生するすべりについてのメカニズムについて検討を行った。荷重と変位の関係は、変位に対する荷重の変動が大きい部分と、荷重がほとんど変化しない部分に分かれることが明らかとなり、前者では座面で固着しすべりが生じず、ねじ面ですべりが生じ、後者では座面ですべり、ねじ面で固着しすべりが生じないことが分かった。これにより、樹脂を締結した場合のゆるみ特性は、金属を用いた通常ねじのゆるみ特性と似た傾向を持つことが示された。さらに、ねじ面すべりが生じる臨界力は完全座面すべりが生じる臨界力のおおよそ半分であることが判明し、これを利用して、実機環境条件下でのねじ面すべりに関する評価を行った。その結果、加振試験の条件は十分に安全とは言えないことが確認された。しかし、荷重変位曲線内での荷重の挙動が金属の締結の場合に比べて特殊であり、樹脂の特性によるものであると考えられるが具体的な検討を行えていない。金属と樹脂のゆるみ特性の相違点について検討することによって、樹脂の特性を考慮したより深い議論が可能になると考えられる。

5.2 今後の展望

建設機械の実機での使用は、温度条件に注意をすればおおよそ大きな問題は生じないと予測できる。しかし、本研究においては、低温度下での軸力損失を抑えるための明確な解決策が生み出せておらず、熱膨脹係数の調整および部材の形状の検討にとどまっている。今後、極寒地域を考慮した低温度下でのゆるみ評価について、低温に強いモデル形状や材料の開発が進み、それによる解析を行うことができれば、より具体的な安全対策を打ち立てることができ、実機の設計が最適化されるのではないかと考える。

また、実機での振動を考慮した解析については、解析に使用する周波数を複数設定して解析を行ったり、締結体モデルを実際の締結体を用いた振動試験の状況に合わせた改良を行えば、より高精度な評価を行うことができると考える。

さらに、樹脂を使用した場合のゆるみ特性には、金属の場合と比べるとより特殊な性質が見られるため、両者を比較して検討を行うことが期待される。

参考文献

- [1] G. H. Junker, “New Criteria for Self-Loosening of Fasteners Under Vibration,” SAE Transactions, vol. 78, pp. 314-335, 1969.
- [2] 賀勢晋司, 石村光敏, 大橋宣俊, “巨視的座面すべりがない場合のねじのゆるみ挙動,” 精密工学会誌, 54 巻, 7 号, pp. 1381-1386, 1988.
- [3] 横山喬, “軸直角方向外力を受けるボルト締結体挙動の力学モデルの構築,” 東京大学博士論文, 2009.
- [4] 久米一輝, “電子コンポーネント用小ねじ締結体のゆるみ評価手法の開発,” 東京大学卒業論文, 2020.
- [5] 鈴木優太, “実働荷重を用いた電子コンポーネント用小ねじ締結体のゆるみ評価,” 東京大学卒業論文, 2021.
- [6] 株式会社小松製作所, “電子コンポーネント締結部の軸力測定,” 実験レポート, 2019.
- [7] 株式会社小松製作所, “プリント基板を対象とする実験モーダル解析,” 実験レポート, 2019.
- [8] 株式会社小松製作所, “電子コンポーネントを対象とする実験モーダル解析,” 実験レポート, 2020.
- [9] 株式会社小松製作所, “電子コンポーネントを対象とする加速度試験(スweep),” 実験レポート, 2021.

謝辞

本研究を行うにあたり、多くの方に多大なるご協力をいただきました。ここに感謝の意を表したいと思います。

本研究は、株式会社小松製作所の皆様の手厚いご支援のおかげで行うことができました。昨今の情勢により対面での会議が行えない状況でも、メールや web 会議等により幾度もやりとりをしていただきました。お忙しい中でもわからないことがあると都合をつけてくださり、貴重なご意見や実験データをいただきましたこと、心より御礼申し上げます。

また、泉教授には研究や教育にお忙しい中であってもなかなか研究の進まない私の進捗を気にかけていただき、多くの助言をいただきましたことを深く感謝いたします。来年度からは研究室を離れることとなりますが、この一年間で指導していただいたことを今後の人生にも活かしていきたいと思います。

波田野講師、榎間助教には、研究会にて多くの助言をいただきましたことを深く感謝いたします。

研究について親身に相談に乗ってくださった久米さんをはじめとした研究室の先輩方、研究室こそ異なりますがメール等でやりとりをしてくださった鈴木さんにも大変お世話になりました。研究に限ることに限らず、いつでも誰かに相談できる居心地のいい研究室でした。また、研究室の同期の皆とは互いに切磋琢磨しつつ共に研究することができ、非常に心強かったです。ありがとうございました。

最後に、これまで支えてくださった家族に感謝を申し上げます。

簡単ではございますが、以上を私からの謝辞とさせていただきます。

以上

P.1~P.46 完

卒業論文

03-200160 秋口 侑太郎

指導教員 泉 聡志 教授