卒業論文

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

2021年1月29日 提出

03-190201 鈴木 優太

指導教員 泉 聡志 教授

目次

図一覧.	•••••		.4
表一覧.			.6
第1章	序	<па	.7
1.1	研究	【背景	.7
1.2	研究	已対象	. 8
1.3	本研	千究の目的1	0
1.4	本諸	全文の構成1	0
第2章	趌	対脂を締結した小ねじの軸力の評価1	1
2.1	緒言	i 1	1
2.2	軸力	1試験 [5]	1
2.2.	1	試験概要1	1
2.2.	2	試験結果1	3
2.3	動的	5粘弹性測定1	6
2.3.	1	試験概要1	6
2.3.	2	試験結果1	8
2.4	締付	†け過程の解析1	9
2.4.	1	粘弾性材料のモデル化1	9
2.4.	2	解析手法2	26
2.4.	3	解析結果2	29
2.4.	4	考察	31
2.5	結言	<u>.</u>	\$2
第3章	フ	プリント基板モデルの合わせこみ	\$4
3.1	緒言	÷	34
3.2	実騎	きモーダル解析 [7]	34
3.2.	1	試験概要	34
3.2.	2	試験結果	36
3.3	有阻	3要素モーダル解析	37
3.3.	1	解析手法	37

-	2		
-			
	4	,	
-	q	۰.	
		,	

3.3.	.2	解析結果	
3.3.	.3	考察	41
3.4	結言		
第4章	緕	結体モデルの合わせこみ	44
4.1	緒言		
4.2	実験	モーダル解析 [8]	
4.2.	.1	試験概要	
4.2.	.2	試験結果	
4.3	有阻	要素モーダル解析	
4.3.	.1	解析手法	
4.3.	.2	解析結果	
4.3.	.3	考察	
4.4	結言		
第5章	扔	動外力を受ける小ねじ締結体のゆるみ評価	54
5.1	緒言	·	
5.2	解材	手法	
5.3	解析	結果	
5.4	考察	· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·	
5.5	結言		61
笛 6 音	*	:∋∆	62
第0年 (1	小口	、四冊	
6.2	加明]	
0.2	~~ 1\$	の成主	
参考文	献		64
謝辞			65

図一覧

义	1-1	電子コンポーネント	9
义	1-2	端子台	9
义	2-1	PC トルクアナライザー	12
义	2-2	締結部拡大図	12
义	2-3	軸力測定位置	13
义	2-4	トルク・軸力—時間線図(計測位置 2)	14
义	2-5	トルク・軸力—時間線図(計測位置 4)	14
义	2-6	トルク・軸力—時間線図(計測位置 6)	15
义	2-7	トルク・軸力—時間線図(計測位置 7)	15
汊	2-8	動的粘弹性物性計測装置	17
汊	2-9	PPS 試験片	17
汊	2-10	試験片支持部拡大図	18
汊	2-11	貯蔵弾性率,損失弾性率,損失正接計測結果	19
汊	2-12	時間―温度換算因子の決定・マスターカーブ作成手法概略	20
汊	2-13	貯蔵弾性率,損失弾性率,損失正接マスターカーブ(基準温度 T _R = 100℃)	21
汊	2-14	時間—温度換算因子(基準温度 T _R = 100°C)	21
汊	2-15	2 要素 Maxwell モデルと一般化 Maxwell モデル	22
汊	2-16	貯蔵弾性率,損失弾性率カーブフィット結果(基準温度 T _R = 100°C)	24
汊	2-17	緩和弾性率カーブフィット結果(基準温度 T _R = 100℃)	24
汊	2-18	有限要素モデル	26
义	2-19	有限要素モデル詳細	27
义	2-20	解析における荷重条件	28
义	2-21	解析における相手材の温度条件	28
义	2-22	軸力—時間線図	30
义	2-23	軸力—時間線図(図 2-22 の締め付け直後を拡大したもの)	30
义	2-24	軸力—時間線図(図 2-22 の 100sec 以降を拡大したもの)	31
义	2-25	解析結果と試験結果(計測位置 2)の比較	32
义	3-1	電子部品配置	35
义	3-2	加振位置	36
义	3-3	ハンマリング試験 モード形状	37
図	3-4	有限要素モデル	38
図	3-5	プリント基板モデル寸法・電子部品モデル配置	39
図	3-6	プリント基板モデル モード形状	41

义	3-7	電子部品を質点として定義したプリント基板モデル モード形状 [4]	. 42
汊	4-1	加速度センサ取り付け方法	. 45
汊	4-2	振動試験	. 45
汊	4-3	振動試験 モード形状	. 47
汊	4-4	有限要素モデル	. 48
汊	4-5	有限要素モデル詳細	. 49
汊	4-6	締結部断面図	. 49
汊	4-7	電子コンポーネント締結体モデル モード形状	. 51
汊	5-1	大質量法模式図	. 55
汊	5-2	振動耐久試験 加振波形 (株式会社小松製作所提供)	. 56
汊	5-3	完全座面すべりが生じる力と座面の接線方向力の比較(ねじ1)	. 57
汊	5-4	完全座面すべりが生じる力と座面の接線方向力の比較(ねじ2)	. 58
汊	5-5	完全座面すべりが生じる力と座面の接線方向力の比較(ねじ3)	. 58
汊	5-6	完全座面すべりが生じる力と座面の接線方向力の比較(ねじ4)	. 58
汊	5-7	完全座面すべりが生じる力と座面の接線方向力の比較(ねじ5)	. 59
义	5-8	完全座面すべりが生じる力と座面の接線方向力の比較(ねじ6)	. 59
义	5-9	完全座面すべりが生じる力と座面の接線方向力の比較(ねじ7)	. 59
义	5-10	完全座面すべりが生じる力と座面の接線方向力の比較(ねじ8)	. 60

表一覧

表 2-1	最大軸力および十分時間後の軸力	16
表 2-2	計測条件	17
表 2-3	Prony 級数同定結果(基準温度 T _R = 100℃)	25
表 2-4	解析条件表	29
表 2-5	物性值表	29
表 2-6	解析終了時の軸力	31
表 3-1	実験機器	34
表 3-2	電子部品および基板単体の質量	35
表 3-3	ハンマリング試験 固有振動数	37
表 3-4	電子部品寸法・密度	39
表 3-5	プリント基板物性値	39
表 3-6	電子部品物性值	40
表 3-7	解析条件表	40
表 3-8	プリント基板モデル 固有振動数	40
表 3-9	実験モーダル解析と有限要素モーダル解析の固有振動数比較	43
表 4-1	実験機器	44
表 4-2	振動試験 固有振動数	46
表 4-3	解析条件表	50
表 4-4	物性値表	50
表 4-5	周波数応答解析 固有振動数	51
表 5-1	解析条件表	55
表 5-2	加振加速度の周波数および振幅	57

序論

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械や精密機器などの幅広い分野に採用さ れている.近年、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ている.ねじ締結は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一方、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考えられる.

このような背景から,現在まで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やすいということが示された.それ以降,軸直角方向の外力下 でのゆるみの研究が進められ,賀勢ら [2]により,座面に巨視的なすべりがない場合で あっても微小なゆるみが発生することが示されている.

また,近年計算機の性能が向上したことに伴い,三次元有限要素法を用いたゆるみの 解析が可能になっている. 横山 [3]は三次元有限要素法を用い, 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なった. このシミュレーションでは,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が解析により表現され 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 に解明されているが、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 ていない現状がある.

そこで、久米 [4]により、樹脂を相手材にもつ小ねじ締結体に対して、樹脂の粘弾性 に起因する応力緩和を考慮した締め付け過程の解析や、振動を加振する解析が行われた. これにより樹脂の相手材にねじ締結を行なった際に相手材の応力緩和や熱収縮により 締結直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.この研究を発展させ、詳細なモデルを用いてゆるみに 関する定量的な評価が可能になれば、実機の設計段階において解析を用いた安全性の検 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図を示す.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.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でねじにゆるみが生じると, 電子コンポーネントとしての機能上の不具合や被締結物の脱落等が発生することが懸 念される.締結部分は図 1-1 内に示したように便宜上番号を振った.本論文においては この番号を用いて締結部を示すこととする.

図 1-2 に,端子台の全体図を示す.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の材質は S45C 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.

プリント基板の材質はガラスエポキシであり、ねじ締結のために直径 3mm の貫通穴 を有する.

Self-tapping screw M2.5



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振動外力 下でのゆるみ評価を行うことを目的とする.

そのために、相手材の樹脂の特性が小ねじの軸力に及ぼす影響を解明する.また、締結体の振動特性を解明し、振動外力下での締結体の挙動を再現するモデルを作成する. これらをもとに、振動外力を受ける小ねじ締結体のゆるみの発生の有無および発生箇所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の解析を行い、 軸力試験との比較により樹脂の特性が軸力に及ぼす影響を評価する.

第3章では、プリント基板の有限要素モデルに対しモーダル解析を行い、実験でのモ ーダル解析との比較によりプリント基板モデルの妥当性を検証する.

第4章では、電子コンポーネント締結体の有限要素モデルを実験モーダル解析と比較し、ゆるみの評価に使用するモデルの妥当性を評価する.

第5章では、電子コンポーネント締結体の振動解析を実施し、振動外力が作用する小 ねじ締結体のゆるみ評価を行う.

第6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 樹脂を締結した小ねじ の軸力の評価

2.1 緒言

ねじのゆるみの主な原因として,発生する軸力が不十分な場合に座面やねじ面に生じ る摩擦力が小さくなることですべりが生じるということが考えられる.したがって,ね じのゆるみについて検討する際には軸力に関する評価を行うことが必要である.

本章では、金属製の小ねじを用いて被締結体を樹脂製の相手材に締結する過程につい て三次元有限要素解析を行い、株式会社小松製作所で実施された軸力試験との比較を行 う.特に相手材の樹脂が持つ粘弾性特性に着目し、相手材の物性については株式会社メ カニカルデザインで実施された動的粘弾性測定により取得したものを解析に用いる.こ れにより、相手材の樹脂の特性が小ねじの軸力に及ぼす影響を明らかにする.

2.2 軸力試験 [5]

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の小ねじ 締結部について,締め付け時のトルクおよび軸力の変化を計測する実験が行われた.

2.2.1 試験概要

トルクの計測には図 2-1 に示したベクトリックス株式会社製の PC トルクアナライザ -Ver.5 を使用した.図 2-2 に計測時の締結部の拡大図を示す.軸力は,プリント基板 と端子台の間にワッシャー型圧力センサを挟み計測した.

測定は,図 2-3 に示した 2,4,6,7 番の 4 箇所に対して実施した. 締結条件は実際の組



み立て工程を模擬し、締め付けトルクを規定の450Nmmに制御して計測が行われた.

図 2-1 PC トルクアナライザー



図 2-2 締結部拡大図



図 2-3 軸力測定位置

2.2.2 試験結果

各計測位置におけるトルクおよび軸力の時刻歴変化を図 2-4~図 2-7 に示す.4箇所 いずれの計測位置においても,締め付けトルクが規定の 450Nmm に到達した直後に軸 力が最大となっている.その後,軸力が徐々に減少していくことが確認された.





図 2-7 トルク・軸力一時間線図(計測位置 7)

計測機器の仕様により,締め付けトルクが規定の 450Nmm に達し,その後 350Nmm に低下するところまでしか測定値のデータが出力されない.しかし,試験中はリアルタイムに軸力センサの読み値を見ることができ,図 2-4~図 2-7 に示した時間以降も,軸力が低下することが確認された.表 2-1 に,規定トルク到達直後の最大の軸力と,十分

時間がたち軸力の低下が収まった後の最終的な軸力を示す.

封测位墨	—————————————————————————————————————			
可侧亚巴	締め付け直後	軸力低下後		
2	304.2	140		
4	434.0	140		
6	291.7	130		
7	316.5	180		

表 2-1 最大軸力および十分時間後の軸力

2.3 動的粘弹性測定

2.3.1 試験概要

株式会社メカニカルデザインによって, PPS 樹脂製の相手材から切り出した試験片に 対して,図 2-8 に示した TA Instruments 社製の動的粘弾性物性計測装置を用いた粘弾性 物性の計測が行われた.計測の対象とした試験片を図 2-9 に示す.

試験片の支持部の拡大図を図 2-10 に示す. 試験片に 3 点曲げのモードで正弦波ひず み ϵ を入力し,応答応力 σ と位相差 δ を計測する. これらから次式により貯蔵弾性率 E', 損失弾性率 E', 損失正接 tan δ を求める.

$$E'(\omega) = \frac{\sigma_0}{\varepsilon_0} \cos \delta$$
$$E''(\omega) = \frac{\sigma_0}{\varepsilon_0} \sin \delta$$
(2-1)
$$\tan \delta = |E'(\omega)/E''(\omega)|$$

ここで、 ω は角周波数、 σ_0 は応力振幅、 ϵ_0 はひずみ振幅である.

以上のように,各角周波数で計測を行なった.また,多くの高分子材料はその分子構造の特徴および構成分子の熱運動によって粘弾性力学挙動を示す.したがって温度の変化によっても挙動が異なり,著しい温度依存性が見られるため,温度を変化させて計測した.表 2-2 にこれらの計測条件を示す.

温度範囲	-60~282 [°C]				
昇温速度	2 [°C/min]				
角周波数	3.16, 6.28, 10, 31.6, 62.8 [rad/sec]				

表 2-2 計測条件



図 2-8 動的粘弹性物性計測装置



図 2-9 PPS 試験片



図 2-10 試験片支持部拡大図

2.3.2 試験結果

図 2-11 に, 貯蔵弾性率 E', 損失弾性率 E', 損失正接 tan δ の計測結果を示す. 温度に より値が変化しており, 粘弾性力学挙動の温度依存性を示している.

貯蔵弾性率 E'に着目すると,-60~100℃付近では温度依存性が小さく,ガラス領域に 相当すると考えられる.100~260℃付近では温度が上昇するごとに緩やかに軟化し,遷 移領域に相当すると考えられる.また,260℃以上で急激に軟化し,282℃以上では3点 曲げの状態が維持できなくなり,計測不可となった.

損失弾性率 E"に着目すると、115℃付近にピークが見られ、エネルギーの損失が大き いことを示す.

損失正接 tan δ に着目すると、120℃付近にピークが見られ、エネルギーの損失の割合 が大きいことを示す.

また、ガラス転移温度 Tgは E'の軟化温度から約 100℃であると考えられる.



図 2-11 貯蔵弾性率,損失弾性率,損失正接計測結果

2.4 締付け過程の解析

2.4.1 粘弾性材料のモデル化

前節では,相手材から切り出して作成した PPS 樹脂試験片に対して動的粘弾性計測 を行い,粘弾性力学特性を取得した.その結果を用いた,有限要素解析に粘弾性物性を 適用するための物性モデルの作成が株式会社メカニカルデザインによって行われた.

粘弾性材料の力学挙動には、高温において短時間で現れる現象が、低温において長時間で現れる現象と同じになるというような、時間一温度換算則が見られることが多い. 本解析で対象とする相手材の PPS 樹脂においても、この時間一温度換算則が成り立つ と考え、図 2-11 に示した広い温度範囲で計測した狭い時間範囲の力学特性から、一定 の温度下での広い時間範囲の力学特性、すなわちマスターカーブを導く.

計測温度での時間から任意温度のマスターカーブでの時間への変換は,温度一時間換 算因子 α を用いて次式のように表す.

$$\alpha(T) = t/t' \tag{2-2}$$

ここで,tは計測温度 T において現象を観察する際の物理時間,t'は同じ現象をある基準温度 T_Rにおいて観察した場合の換算時間である.

角周波数を用いて換算すると次式のようになる.

$$\alpha(T) = \omega'/\omega \tag{2-3}$$

ここで、 ω は計測温度 T において現象を観察する際の物理角周波数、 ω 'は同じ現象をある基準温度 T_Rにおいて観察した場合の換算角周波数である.

株式会社メカニカルデザインが開発した,数値近似を用いたプログラムを用いて時間 一温度換算因子の関数化およびマスターカーブの作成を行なった.その手法の概略を図 2-12 に示す.計測温度ごとの時間一温度換算因子 α を図 2-12 に示した手法で決定し, 各計測角周波数の E', E", tan δ をシフトさせ, E' - ω ', E" - ω ', tan δ - ω 'がそれぞれ一本 の曲線になるようにマスターカーブを作成する.



図 2-12 時間―温度換算因子の決定・マスターカーブ作成手法概略

図 2-11 に示した貯蔵弾性率 E', 損失弾性率 E", 損失正接 tan δの計測結果を用いて マスターカーブを作成した.対象とする温度範囲は,計測温度のうち全領域の-60~ 282[°]Cの範囲とする.また,基準温度 T_R はガラス転移温度 $T_g = 100[°]$ Cとした.作成した マスターカーブ(基準温度 $T_R = 100[°]$ Cの E'- ω ',E"- ω ',tan δ - ω ')を図 2-13 に,時間 一温度換算因子 α (基準温度 $T_R = 100[°]$ Cとしたとき,一本の曲線となるようなシフト量) を図 2-14 に示す.幅広い角周波数範囲の滑らかなマスターカーブを得ることができた.



図 2-13 貯蔵弾性率,損失弾性率,損失正接マスターカーブ(基準温度 T_R = 100℃)



図 2-14 時間一温度換算因子(基準温度 T_R = 100℃)

粘弾性材料のモデル化には、一般化 Maxwell モデルを使用した.粘弾性材料の力学挙 動は一般化 Maxwell モデルによって精度よく再現できることが確認されており [6]、多 くの有限要素解析ソフトに一般化 Maxwell モデルを用いた粘弾性物性が採用されてい る.一般化 Maxwell モデルとは、図 2-15 に示したように、N 個の2 要素 Maxwell モデ ルと長時間領域の弾性を表現するための単独スプリング要素を並列に繋いだ組み合わ せになっている.



(a) 2 要素 Maxwell モデル
(b) 一般化 Maxwell モデル
図 2-15 2 要素 Maxwell モデルと一般化 Maxwell モデル

一般化 Maxwell モデルの緩和弾性率 Er, すなわちステップ状の定ひずみ ϵ_0 とその応答 応力 σ との比は, 次式のように, Prony 級数の形式で表される.

$$E_r(t) = \frac{\sigma(t)}{\varepsilon_0} = E_e + \sum_{i=1}^N E_i \exp\left(-\frac{t}{\tau_i}\right)$$
(2-4)

ここで、E_eは単独スプリング要素の弾性係数、E_iおよびτ_iはi番目の2要素 Maxwell モデルの弾性係数および粘性係数である.これらの係数を Prony 級数係数と呼び、有限要素解析ソフトへはこの Prony 級数係数を粘弾性物性値として入力する.

次式により,貯蔵弾性率 E',損失弾性率 E"と Prony 級数係数 E_e, E_i, τ_iを関係付ける ことができる. E', E"のマスターカーブを再現する Ee, E_i, τ_iを決定すれば,有限要素解 析ソフトへの入力パラメータを同定することができる.

$$\begin{cases} E'(\omega') = E_e + \sum_{i=1}^{N} \frac{\tau_i^2 {\omega'}^2}{1 + \tau_i^2 {\omega'}^2} E_i \\ E''(\omega') = \sum_{i=1}^{N} \frac{\tau_i {\omega'}}{1 + \tau_i^2 {\omega'}^2} E_i \end{cases}$$
(2-5)

Prony 級数係数を決定するために,株式会社メカニカルデザインの粘弾性カーブフィットプログラムを用いて,次式のような相対誤差形式の評価関数 F を,準ニュートン法によって最小化する計算が行われた.

$$F = \sum_{j=1}^{J} \left[\left(\frac{E'(\omega'_j) - P'(\omega'_j)}{E'(\omega'_j)} \right)^2 + \left(\frac{E(\omega'_j) - P(\omega'_j)}{E''(\omega'_j)} \right)^2 \right]$$
(2-6)

ここで,Jは計測値の総数,E',E"は計測より得られた貯蔵,損失弾性率のマスターカーブ,P',P"は式 (2-5)から計算される貯蔵,損失弾性率である.

以上の手順で、図 2-13 のマスターカーブを対象に、Prony 級数近似が行われた.対象 とする換算角周波数範囲は、マスターカーブ全領域の $10^{-29} \sim 10^{23}$ rad/sec とした. Prony 級数の項数は 65 項とした. 図 2-16 に、 $T_R = 100^{\circ}$ の Prony 級数近似結果を示す. E', E" 共にマスターカーブによく一致する結果が得られている.

図 2-17 に,得られた Prony 級数近似結果から式 (2-4)を用いて算出した緩和弾性率 Er を示す. 10⁻²⁴~10²⁸sec の幅広い時間範囲の緩和弾性率が得られている.



図 2-16 貯蔵弾性率,損失弾性率カーブフィット結果(基準温度 T_R=100℃)



図 2-17 緩和弾性率カーブフィット結果(基準温度 T_R=100℃)

表 2-3 に,同定した Prony 級数係数を示す.

		5			
i	E _i [Pa]	τ i [sec]	i	E _i [Pa]	τ i [sec]
1	3.8089E+08	2.0624E-24	34	6.2175E+08	9.0097E+02
2	2.5627E+08	1.3233E-23	35	5.8977E+08	5.7809E+03
3	2.2932E+08	8.4905E-23	36	5.4249E+08	3.7092E+04
4	2.4969E+08	5.4477E-22	37	4.9256E+08	2.3799E+05
5	2.2873E+08	3.4954E-21	38	4.4183E+08	1.5270E+06
6	2.3715E+08	2.2428E-20	39	3.9061E+08	9.7978E+06
7	2.2332E+08	1.4390E-19	40	3.5186E+08	6.2865E+07
8	2.3344E+08	9.2331E-19	41	3.2342E+08	4.0336E+08
9	2.2973E+08	5.9242E-18	42	3.0386E+08	2.5881E+09
10	2.1843E+08	3.8011E-17	43	2.9251E+08	1.6606E+10
11	2.1107E+08	2.4389E-16	44	2.9269E+08	1.0655E+11
12	1.9765E+08	1.5649E-15	45	2.9204E+08	6.8364E+11
13	2.2637E+08	1.0041E-14	46	3.0190E+08	4.3864E+12
14	1.9795E+08	6.4424E-14	47	3.1434E+08	2.8144E+13
15	1.9437E+08	4.1336E-13	48	3.1959E+08	1.8058E+14
16	2.1044E+08	2.6522E-12	49	3.3410E+08	1.1587E+15
17	1.9902E+08	1.7018E-11	50	3.6911E+08	7.4343E+15
18	1.9669E+08	1.0919E-10	51	3.7338E+08	4.7701E+16
19	2.1491E+08	7.0059E-10	52	4.2936E+08	3.0606E+17
20	1.8981E+08	4.4952E-09	53	4.7008E+08	1.9638E+18
21	2.1669E+08	2.8842E-08	54	4.4218E+08	1.2600E+19
22	2.0547E+08	1.8506E-07	55	4.6081E+08	8.0846E+19
23	2.1327E+08	1.1874E-06	56	4.5132E+08	5.1873E+20
24	2.2866E+08	7.6187E-06	57	4.3528E+08	3.3283E+21
25	2.4190E+08	4.8884E-05	58	4.2405E+08	2.1355E+22
26	2.9075E+08	3.1365E-04	59	4.0137E+08	1.3702E+23
27	3.5933E+08	2.0125E-03	60	3.7714E+08	8.7917E+23
28	4.4597E+08	1.2913E-02	61	3.4010E+08	5.6410E+24
29	5.2644E+08	8.2851E-02	62	3.0200E+08	3.6194E+25
30	5.7723E+08	5.3159E-01	63	3.0979E+08	2.3223E+26
31	6.1898E+08	3.4108E+00	64	1.3907E+08	1.4901E+27
32	6.4875E+08	2.1885E+01	65	3.2738E+08	9.5607E+27
33	6.3690E+08	1.4042E+02	Ee	4.8407E+08	-

表 2-3 Prony 級数同定結果(基準温度 T_R = 100°C)

2.4.2 解析手法

軸力試験を模擬した締め付け過程の解析を実施した.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なった.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ものと考える.

図 2-18 に本解析で仕様した有限要素モデルを示す. PPS 樹脂の相手材に,プリント 基板を模擬したガラスエポキシの被締結材を S45C 製の小ねじにより締結したものであ る.図 2-18 に示したように,Y軸をねじ軸方向上向きにとり,図右方向にX軸,図手 前方向にZ軸をとる.

図 2-19 に,有限要素モデル各部の寸法を示す.図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である.



図 2-18 有限要素モデル



(c) 相手材図 2-19 有限要素モデル詳細

荷重条件は,図 2-18 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する.締め付けトルクは軸力試験を 簡易的に模擬し,図 2-20 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.また,座面およびねじ面の摩擦係数は 0.3 とした.

本解析では締め付け時に摩擦により発熱し温度が上昇すると想定し,相手材の温度を

図 2-21 に示したように一様に変化させた.ここで、トルク負荷中の5秒間に温度が27℃から35℃まで線形に上昇し、その後27℃からの温度差が指数関数的に低下して27℃に漸近すると仮定した.温度の低下の仕方を、case 1~3の3通り定義した.







図 2-21 解析における相手材の温度条件

解析には有限要素解析ソフト ANSYS17.0 を使用した. 解析条件を表 2-4 に示す. ねじおよび被締結材は弾性体としてモデル化を行い,相手材は前項に示した方法で粘 弾性体としてモデル化を行なった.また,相手材には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 2-5 に,使用した物性値を示す.

解析》	リフト	ANSYS17.0		
解析	手法			
単位	立系	[ton][mm][MPa]		
要素》	タイプ	三次元二次構造ソリッド要素 SOLID186		
要弄	素数	75244		
均古冬伊	被締結材	側面 XZ 方向変位拘束		
拘束未任	相手材	側面全方向変位拘束		
荷重条件		ねじ頭部中央に図 2-20 に示したトルクを負荷		
温度条件		相手材全体に図 2-21 に示した温度を定義		
七之在山	要素タイプ	TARGE170, CONTA174		
1女 門出	アルゴリズム	ペナルティ法		

表 2-4 解析条件表

表 2-5 物性值表

	材質	密度	ヤング率	ポアソン	線膨張係数
		[ton/mm ³]	[MPa]	比	$[^{\circ}C^{-1}]$
ねじ	S45C	7.87×10 ⁻⁹	2.05×10^{5}	0.3	
被締結材	ガラスエポキシ	1.8×10 ⁻⁹	1.995×10^{4}	0.16	
相手材	PPS	1.35×10 ⁻⁹	(粘弹性体)	0.37	5.5×10 ⁻⁵

2.4.3 解析結果

各温度条件下における軸力の経過を図 2-22 に示す.図 2-22 のうち特に軸力の変化 が大きい 20sec までの軸力の変化を図 2-23 に示す.トルクが最大となる 5sec で軸力が 最大となり,その後各温度の履歴に酷似する形で指数関数的に急激に軸力が低下した. その後温度が一定になっても解析終了の 300sec の時点まで軸力が緩やかに低下し続け た.その様子を図 2-24 に示す. 300sec 時点での軸力の値を表 2-6 に示す.



図 2-23 軸力―時間線図 (図 2-22 の締め付け直後を拡大したもの)



図 2-24 軸力―時間線図(図 2-22 の 100sec 以降を拡大したもの)

温度条件	300sec での軸力 [N]
2.5 秒で温度低下	206.01
5 秒で温度低下	206.18
10 秒で温度低下	206.35

表 2-6 解析終了時の軸力

2.4.4 考察

各温度条件において,温度が指数関数的に低下するに伴い軸力も指数関数的に低下している.またその低下する時間も温度の低下時間への一致がみられることから,15secまでの温度変化が起こる時間範囲では,軸力の低下量には温度低下に伴う相手材の熱収縮が支配的であると考えられる.

温度変化が収まった後も、緩やかに軸力が低下している.それまでの温度履歴に関わらずいずれの温度条件においても同様な低下量であり、最終的な軸力値も表 2-6 に示したようにほぼ一致している.この軸力の低下は相手材の粘弾性特性に起因する応力緩和によるものと考えられる.

解析結果と軸力試験(計測位置 2)の軸力の時間経過を比較して図 2-25 に示す.

図 2-25 解析結果と試験結果(計測位置2)の比較

締め付け後の軸力の低下の仕方を比較すると、概ね同様の低下速度であるが、締め付け終了直後の短時間の間の軸力低下は解析と比較して試験の方が急である.この原因については二点考えられる.本解析においては荷重を締め付けトルクのみ定義しているが、 実際には締め付け時にねじを相手材側へ押し付ける力が働くことが考えられる.この力がトルク除加時に除かれることによって、急激な軸力の低下が起こっていた可能性が考えられる.また、温度変化が本解析で定義したものより急激で、熱収縮による軸力の低下が急激に起こった可能性も考えられる.

また,軸力の最大値を比較すると,軸力試験の結果でかなりばらつきがあり,軸力試 験と解析での一致はみられない.これは座面およびねじ面の摩擦にばらつきがあるため だと考えられる.特にこの締結体はセルフタッピンねじによる締結であるためねじ面の 接触状況が毎回同じではなく,摩擦のばらつきが大きくなっていると考えられる.

2.5 結言

相手材の粘弾性力学特性および熱膨張を定義して、樹脂を小ねじで締結する過程の解析を行った.軸力試験において締め付け時の軸力にばらつきがあったが、軸力の低下速

度に関しては解析とほぼ一致していた. 締め付け後, 数秒間にわたり主に相手材の温度 低下による熱収縮により軸力が低下し, その後数分間にわたり相手材の応力緩和により 軸力が低下することがわかった.

第3章 プリント基板モデルの 合わせこみ

3.1 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,解析に使用する締結体モデ ルが実際の締結体と同等の振動特性を有している必要がある.

本章では、電子コンポーネントに使用されているプリント基板のモデルを作成し、振動モードを有限要素解析により求め、株式会社小松製作所で行われた実験モーダル解析 との比較を行う.これにより、締結体モデルのうち、プリント基板部分のモデルの妥当 性を検証する.

3.2 実験モーダル解析 [7]

株式会社小松製作所により,電子コンポーネントに使用されているプリント基板に対 してハンマリング試験によるモーダル解析が行われた.

3.2.1 試験概要

本試験で使用された実験機器および解析機器を表 3-1 に示す.

インパルスハンマ	PCB 製 ICP® Impact Hammer 086C03	
FFT アナライザ	小野測器製 DS-3000 シリーズ	
加速度センサ	PCB 製 ICP® Accelerometer 352C65	

表 3-1 実験機器

プリント基板上の電子部品の配置を図 3-1 に示す. 各電子部品を図 3-1 中に示した 番号で呼称することにする. また, 各電子部品の質量および電子部品を除いた基板の質 量を表 3-2 に示す.

図 3-1 電子部品配置

	質量 [g]
部品 1	19.1
部品 2	2.50
部品 3	0.64
部品 4	20.7
基板単体	55.26

表 3-2 電子部品および基板単体の質量

本試験では図 3-2 に示したように基板の裏面を 15 分割し,各領域をインパルスハン マで加振した.図 3-2 内に黄枠で示した位置に加速度センサを取り付け,応答加速度を 測定した.それぞれの領域を 5 回ずつ加振し,周波数応答関数の振幅の平均値を出力デ ータとして取得した.

図 3-2 加振位置

3.2.2 試験結果

ハンマリング試験において確認された固有モードの固有振動数を順に 3 次モードまで表 3-3 に示す.また,各固有モードのモード形状を図 3-3 に示す.

2	
固有モード	固有振動数 [Hz]
1次	167
2 次	299
3次	383

表 3-3 ハンマリング試験 固有振動数

(a) 1 次モード

(b) 2 次モード

(c) 3 次モード図 3-3 ハンマリング試験 モード形状

3.3 有限要素モーダル解析

3.3.1 解析手法

プリント基板の振動を再現するモデルを作成し、その振動モードおよび固有振動数を 評価するため、モーダル解析を実施した.

本解析に用いたプリント基板の有限要素モデルを図 3-4 に示す.本解析では簡単のた

め、プリント基板上の電子部品は直方体としてモデル化した.図 3-5 に、プリント基板 モデルの寸法と電子部品モデルの配置を示す.座標軸は図 3-4 に示したように、基板長 手方向に X 軸を、基板短手方向に Z 軸をとり、これらに直行するように上向きに Z 軸 を設定した.プリント基板・電子部品間には接触要素を定義し、固着接触を定義した. 電子部品モデルの寸法は、各電子部品の外寸を用いて設定した.密度は、表 3-2 に示

した質量に一致するように設定した.表 3-4 に,各電子部品の寸法および密度を示す. プリント基板は表 3-5 に示した物性値を使用し,直交異方性材料として定義した.また,電子部品は表 3-6 に示した物性値を使用し,等方性材料として定義した.

解析条件を表 3-7 に示す.本解析ではモデルに自由度の拘束を行わないため, 0Hz 付近に弾性変形を伴わない 6 自由度分の剛体モードが出力されるが, これらは除外して考えるものとする.

図 3-4 有限要素モデル

図 3-5 プリント基板モデル寸法・電子部品モデル配置

	X方向長さ	Y 方向長さ	Z方向長さ	密度
	[mm]	[mm]	[mm]	[ton/mm ³]
電子部品 1	28	14.66	28	1.66182×10^{-9}
電子部品 2	12.5	13.35	12.5	1.1985×10 ⁻⁹
電子部品 3	10.56	3.54	7.45	2.30239×10 ⁻⁹
電子部品 4	29.1	17.09	21.53	1.93326×10 ⁻⁹

表 3-4 電子部品寸法・密度

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]	$\begin{split} E_x = E_z = 1.71 \times 10^4 \\ E_y = 1.995 \times 10^4 \end{split}$
せん断弾性係数 [MPa]	$G_{xy} = G_{yz} = 4.75 \times 10^{3}$ $G_{xz} = 1.1115 \times 10^{4}$
ポアソン比	$v_{xy} = v_{yz} = 0.3$ $v_{xz} = 0.12$

密度 [ton/mm ³]	表 3-4 に示した.
ヤング率 [MPa]	1.9×10^{3}
ポアソン比	0.37

表 3-6 電子部品物性值

表	3-7	解析条件表
1	$J^{-}I$	

解析ソフト		ANSYS17.0
解析手法		陰解法
単位系		[ton][mm][MPa]
要素タイプ		3 次元構造ソリッド要素 SOLID185
要素数		85512
坛庙	要素タイプ	TARGE170, CONTA174
1女/四	アルゴリズム	拡大ラグランジュ法

3.3.2 解析結果

解析において確認された固有モードの固有振動数を順に 4 次モードまで表 3-8 に示 す.また,各固有モードのモード形状を図 3-6 に示す.

固有モード	固有振動数 [Hz]
1次	103.20
2 次	173.96
3次	292.83
4 次	347.87

表 3-8 プリント基板モデル 固有振動数

3.3.3 考察

図 3-3 に示した実験で得られたモード形状と図 3-6 に示した有限要素解析で得られ たモード形状を比較する.有限要素解析で確認された 2,3,4 次の固有モードが,実験で 確認された 1,2,3 次の固有モードに対応している.一方,有限要素解析の 1 次モードに 相当する固有モードはハンマリング試験においては確認されていない.この原因として は、この固有モードの周波数応答関数のピークが低く他の固有モードと識別できなかっ たことや、今回のハンマリング試験の加振方法では現れにくいモード形状であったこと が考えられる.

図 3-7 に、プリント基板上の電子部品を質点として定義したプリント基板モデルのモ ード形状を示す.このモデルの作成およびモーダル解析は久米 [4]により行われた.図 3-6 に示した本解析のモード形状と比較すると、プリント基板全体としての曲がり方は 同様であるが、久米 [4]のモデルでは電子部品を質点として定義したのに対し、本解析 においては電子部品に形状を与えたため、本解析では電子部品が取り付けられている部 分はプリント基板が比較的曲がっておらず平らに近いと言える. ハンマリングによる実験モーダル解析と本章において作成した有限要素モーダル解 析で確認された固有モードの固有振動数および,久米 [4]のモデルの固有振動数を表 3-9にまとめる.実験モーダル解析と本解析で対応する固有振動数間で比較すると,実 験の1,2次モードと有限要素解析の2,3次モードはいずれも誤差が5%以内,実験の3 次モードと有限要素解析の4次モードは誤差が10%以内である.久米 [4]のモデルの方 が実験モーダル解析に近い固有振動数を示しているが,本解析のモデルに関しても実験 モーダル解析で求めたプリント基板の振動モードを再現できていると言えるため,電子 部品の形状を考慮しているという点でより実形状に近いと考えて次章以降の解析にお いては本解析と同じプリント基板モデルを使用する.

(a) 1 次モード

(b) 2 次モード

宇殿エーダル解析		有限要素モーダル解析		有限要素モーダル解析	
天破て	クノレ州牛牧日	(本角	解析)	(久米のモ	デル) [4]
田右エード	固有振動数	田右エード	固有振動数	田右モード	固有振動数
回有て一下	[Hz]	回有モート	[Hz]	回有モート	[Hz]
		1次	103.20	1次	98.10
1次	167	2 次	173.96	2 次	162.22
2 次	299	3 次	292.83	3 次	308.42
3次	383	4 次	347.87	4 次	382.51

表 3-9 実験モーダル解析と有限要素モーダル解析の固有振動数比較

3.4 結言

プリント基板の有限要素モデルを作成し、モーダル解析を実施した.固有モードを実物の実験モーダル解析と比較し、振動特性が一致することを確認した.次章では、本章において妥当性を確認したモデルを用いて電子コンポーネント締結体全体のモデルを 作成し、振動特性の合わせこみを行う.

第4章 締結体モデルの合わせこみ

4.1 緒言

本章では,前章で妥当性を確認したプリント基板モデルを用いて電子コンポーネント 締結体モデルを作成し,株式会社小松製作所で行われた振動試験との比較を行う.これ により,次章の解析に用いる締結体モデルの妥当性を検証する.

4.2 実験モーダル解析 [8]

株式会社小松製作所により,電子コンポーネント締結体に対して,振動試験によるモ ーダル解析が行われた.

4.2.1 試験概要

本試験で使用された実験機器および解析機器を表 4-1 に示す.

加振装置	EMIC 製 F-65000BDHH/SLS60
データ収集装置	デイシー製 DR600
FFT アナライザ	小野測器製 DS-3000 シリーズ
加速度センサ(治具に使用)	リオン製 PV-91C
加速度センサ(基板上に使用)	リオン製 PV-90B
ひずみゲージ	共和電業製 KFGS-2-120-D16-11L3M3S

表 4-1 実験機器

本試験では,前章のハンマリング試験の際と同様に,図 3-2 に示したようにプリント 基板を 15 分割の領域に分割して各領域に関して計測を行なった.図 4-1 に示したよう に, 基板上の測定点および参照点, さらに電子コンポーネントを加振装置に固定するための治具上に加速度センサを取り付けた. 図 3-2 に示したプリント基板を分割した領域のうち,1番の位置は参照点として各測定点の計測の際に常に加速度センサを取り付け, 加速度を計測した.

図 4-1 加速度センサ取り付け方法

図 4-2 に,振動試験の様子を示す.加振は基板面外方向に 0.5G の加速度をランダム波 で与え,各測定点に関して計測を 1min 程度行なった.

図 4-2 振動試験

4.2.2 試験結果

振動試験において確認された固有モードの固有振動数を順に 6 次モードまで表 4-2 に示す.また,各固有モードのモード形状を図 4-3 に示す.

· ↓ +-2 瓜卦	而你 固日瓜别妖
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

表 4-2 振動試験 固有振動数

(c) 3 次モード

(d) 4 次モード

図 4-3 振動試験 モード形状

4.3 有限要素モーダル解析

4.3.1 解析手法

電子コンポーネントの小ねじ締結体の有限要素モデルを作成し、その振動モードおよ び固有振動数を評価するため、モーダル解析を実施した.

本解析に用いた有限要素モデルを図 4-4 に示す.これは, PPS 樹脂製の端子台を3つ 並べたものに,プリント基板を8本の小ねじを用いて締結したものである.プリント基 板は前章において妥当性を確認したモデルを使用した.その他のモデルに関しては図 4-5 に詳細を示す.本解析では簡単のため,図 4-6 に示したように小ねじおよび端子台 はねじ山を省略したリベット形状でモデル化を行った.座標軸は図 4-4 に示したよう に,基板長手方向に X 軸を,基板短手方向に Z 軸をとり,これらに直行するように上 向きに Z 軸を設定した.

小ねじ・端子台間,小ねじ・プリント基板間およびプリント基板・端子台間には固着 接触を定義する.また,前章と同様に,プリント基板・電子部品間にも固着接触を定義 した.

また,プリント基板のうち端子台から伸びた端子にはんだ付けされた部分に関しては, プリント基板の節点の並進変位を端子台の上部の節点にカップリング拘束することで はんだ付けによる拘束を再現した.

図 4-4 有限要素モデル

(a) ねじ

図 4-5 有限要素モデル詳細

解析ソフトは ANSYS17.0 を使用した. 解析条件を表 4-3 に示す. プリント基板および電子部品の物性値は前章と同様に設定した. ねじおよび端子台の物性値を表 4-4 に示す.

表 4-3 解析条件表

解析ソフト		ANSYS17.0	
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		174379	
拘束条件		はんだ付け部分に対して、基板の節点を	
		端子台の節点に変位カップリング拘束	
接触	要素タイプ	TARGE170, CONTA174	
	アルゴリズム	拡大ラグランジュ法	

表 4-4 物性值表

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

4.3.2 解析結果

周波数応答解析において確認された固有モードの固有振動数を順に 6 次モードまで 表 4-5 に示す.また,各固有モードのモード形状を図 4-7 に示す.

固有モード	固有振動数 [Hz]
1次	298.52
2 次	351.79
3 次	470.70
4 次	590.86
5 次	677.11
6次	744.23

表 4-5 周波数応答解析 固有振動数

(a)1次モード

(b) 2 次モード

(c) 3 次モード

(d) 4 次モード

(e) 5 次モード(f) 6 次モード図 4-7 電子コンポーネント締結体モデル モード形状

4.3.3 考察

電子コンポーネント締結体モデルの振動モードは,前章に示したプリント基板モデル に対して行なったモーダル解析と比較すると,ねじやはんだ付けによる拘束がかかって いるため固有振動数が大きくなっている.

前節に記載した振動試験による実験モーダル解析と比較すると、モード形状に関して も固有振動数に関しても一致がみられない.この理由について考察する.

まず振動試験の手法による影響を考察する.振動試験の際には図 3-2 に示したように プリント基板を 15 の領域に分割して,図 4-1 に示したように加速度センサを取り付け 各領域の加速度を計測したが、3,5,11 の領域には大きい電子部品があり、領域の中央 の加速度を計測できなかった.また,仮に加速度センサをとりつけた 15 箇所の計測位 置以外に振幅の大きな振動が現れるとしたら、その振動が捉えられないことになる.こ のように加速度センサの取り付け位置に起因して振動モードが適切に求められなかっ た可能性がある.

次に有限要素解析の手法による影響を考察する.実験モーダル解析の際にはプリント 基板上に加速度センサを取り付けて試験を行なったが,本解析においては加速度センサ が取り付けられている影響は考慮していない.しかし,表 3-2 に示したプリント基板上 の電子部品の質量と比較して加速度センサの質量は 1.2g と,無視できるほど小さいと はいえないため,本解析において加速度センサの取り付けに関する考慮をしていないこ とによる結果の差異が現れた可能性がある.また,端子台とプリント基板の間のはんだ 付けによる拘束に関しては,カップリング拘束により簡易的にモデル化しているが,は んだ付けされる端子をモデル化して基板との接触を定義するなどして,より詳細な拘束 が必要であった可能性がある.

4.4 結言

電子コンポーネント締結体の有限要素モデルを作成し、周波数応答解析を実施した. 実機を対象に行われた振動試験によるモーダル解析と比較したが、固有モードに一致は みられなかった.これは振動試験の実施条件により適切に固有モードが取得できなかっ た可能性と、有限要素モデルの設定が実機に十分に合わせられなかった可能性のいずれ も考えられる.

本章において作成した電子コンポーネント締結体モデルの振動特性の妥当性は確認

できなかったが、次章ではこのモデルが実機の振動特性を再現できていると仮定し、振動加振下でのゆるみ評価を行う.

第5章 振動外力を受ける小ね じ締結体のゆるみ評価

5.1 緒言

本章では,前章で作成した電子コンポーネント締結体の有限要素モデルに対して振動 外力を負荷し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の接線方向 の力を評価する.このような手法で,座面すべりによる小ねじのゆるみの発生の有無お よび発生箇所を検討する.

5.2 解析手法

電子コンポーネント締結体の有限要素モデルに対して,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 4-4 に示した,前章と同様のものを使用し,はんだ付け部分の拘束も同様に定義する.

小ねじ・プリント基板間およびプリント基板・端子台間に接触要素を定義する. 摩擦 係数は 0.1 とした. 図 4-6 に示したねじ面に相当するリベットの接触部分については固 着接触を定義した.

本解析では表 2-1 に示した軸力試験で計測した締め付け後の軸力のうち最も小さい 130N より安全側にとり,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 5-1 に示す.物性値は前章と同様に,プリント基板は表 3-5 に示したものを,基板上の電子部品は表 3-6 に示したものを,ねじおよび端子台は表 4-4 に示したものを使用した.

入力する荷重は加速度の振動として与えた.加速度の設定には大質量法を用いた.模

式図を図 5-1 に示す.この手法では,モデル全体の 10⁶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 を負荷することで所望の加速度を加振位置に与える.

各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節点を大質量要素に対して拘束した.

解析ソフト		ANSYS17.0		
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		
坛庙	要素タイプ	TARGE170, CONTA174		
按照	アルゴリズム	拡大ラグランジュ法		

表 5-1 解析条件表

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ている振動耐久試験における 入力波形を想定する.振動耐久試験では,建設機械に対して複数の加振パターンが不規 則に繰り返し負荷されるが,そのうち最も負荷される回数の多い,図 5-2 に示した加振

図 5-2 振動耐久試験 加振波形(株式会社小松製作所提供)

この入力波形について、主成分を特定するためのスペクトル解析が久米 [4]により行われた.本解析では、スペクトル解析の結果得られたパワースペクトルのピーク周波数 と同じ周波数を用いて、正弦波的に加速度を変化させる加振を行う.各方向に負荷する 加速度の振幅および周波数を表 5-2 に示す.

加振方向	周波数 [Hz]	振幅 [×10 ⁵ mm/sec ²]
X 方向	14	1.22
Y 方向	35	1.73
Z 方向	15	1.11

表 5-2 加振加速度の周波数および振幅

5.3 解析結果

8本の小ねじそれぞれに対して完全座面すべり発生の有無を評価する.完全座面すべりが生じるのは、ねじの座面に作用する接線方向の力が座面の静止摩擦力を上回った時である.そこで、軸力に摩擦係数 0.1 を乗じた値と接線方向力を比較して図 5-3~図 5-10 に示した.ねじの番号の付け方は図 1-1 に示している.

解析の結果,軸力および接線方向力が変動することが確認された.また,その変動の 大きさは小ねじの位置によって異なる値となった.

図 5-3 完全座面すべりが生じる力と座面の接線方向力の比較(ねじ1)

図 5-4 完全座面すべりが生じる力と座面の接線方向力の比較(ねじ2)

図 5-5 完全座面すべりが生じる力と座面の接線方向力の比較(ねじ3)

図 5-6 完全座面すべりが生じる力と座面の接線方向力の比較(ねじ4)

図 5-7 完全座面すべりが生じる力と座面の接線方向力の比較(ねじ5)

図 5-8 完全座面すべりが生じる力と座面の接線方向力の比較(ねじ6)

図 5-9 完全座面すべりが生じる力と座面の接線方向力の比較(ねじ7)

図 5-10 完全座面すべりが生じる力と座面の接線方向力の比較(ねじ8)

5.4 考察

軸力の変動量に関して締結位置ごとの値を比較すると、2番の小ねじにおいて確認された、両振幅で約10Nの変動が最も大きい.次いで3,8,7番の小ねじの順で変動が大きく、逆に4,5番の小ねじにおいてはが両振幅で約3Nと、軸力の変動が小さい.図1-1、図3-1および表3-2を見て比較すると、締結部の近くに質量の大きい電子部品が取り付けられていると、軸力の変動が大きくなっていると言える.一方、座面の接線方向力の最大値に関して締結位置ごとに比較すると、2番の小ねじが最大で約2.3N、5番の小ねじが最小で約2.1Nというように締結部の近くに質量の大きい電子部品が取り付けられているねじの方が大きい値が出るという傾向はあるが、軸力の変動量ほど締結位置による差はない.これは、図4-7に示したように、本解析の締結体においてはプリント基板が曲げ変形をし、基板上の電子部品が上下方向に振動するという振動モードを持つため、基板面内方向の振動と比較し、基板面外方向の振動の方が電子基板の影響を受けやすいためだと考えられる.

次に、本解析の加振条件下での完全座面すべりに関する検討を行う.本解析の時間範 囲内での、軸力の最小値に摩擦係数0.1を乗じた値を、接線方向の力の最大値で除した 値を完全座面すべりに対する裕度として考える.裕度が最も低い締結部は2番であり、 2番のねじの完全座面すべりに対する裕度は2.3程度である.したがって、完全座面す べりに対しては十分な裕度が取れていて、本解析の荷重条件では発生しないと考えられ る. 一方,振動のような繰り返し荷重が負荷される際には,微小座面すべりによるゆるみ の進展に関しても評価が必要である.微小座面すべりが発生する荷重は完全座面すべり が発生する荷重の50%程度であると言われている[9].したがって,本解析の荷重条件 においては微小座面すべりに対する裕度は1.15程度と,十分な裕度があるとは言えな い.しかし,本解析では安全側の条件として,軸力試験で確認された軸力の半分の軸力 を設定して解析を行なっているため,軸力試験で確認された程度の軸力が発生していれ ば,微小座面すべりに関しても本解析の荷重条件では発生しないと考えられる.

5.5 結言

実機の振動耐久試験で使用される加振条件を模擬した加振下において,座面すべりに 関する検討を行なった.以下に本章の結論を述べる.

締結位置ごとの軸力の変動を比較して、振動加振下の軸力の変動に、電子部品の配置 が寄与しているように考えられる.したがって、電子部品を配置する際に特定のねじに 荷重が集中することを避ければゆるみが発生しづらくなる可能性がある.

また,完全座面すべりおよび微小座面すべりに対する裕度を求めた.軸力試験で確認 された程度の軸力が発生している場合,小ねじのゆるみは発生しないものと考えられる. しかし,軸力がその半分程度しか発生していない場合,微小座面すべりによるゆるみが 発生することが懸念される.

ただし、本解析に用いた電子コンポーネント締結体のモデルについて、実験との比較 による妥当性の確認はできていないため、このモデルの振動特性が妥当であるか、さら なる検討の余地がある. 結論

第6章 結論

6.1 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,樹脂を金属の小ねじで締結した 締結体のゆるみの評価を行なった.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,相手材の 樹脂の粘弾性力学特性に起因する応力緩和および,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を行なった.この解析により株式会社小松 製作所で行われた軸力試験で確認された締め付け後の軸力低下を再現できたことから, 応力緩和および熱膨張・収縮が,樹脂を小ねじで締結した際の軸力低下に寄与している と考えられる.特に温度変化の履歴の変更による影響を強く受けていたことから,軸力 低下挙動には温度変化が支配的であると考える.しかし,小ねじを締結する際に小ねじ を相手材に押し付ける力や,ねじ面および座面に働く摩擦力に関しては詳細に考慮して いないため,これらの要因についても検討することで今回行った軸力の評価がより一般 的に行えるようになると考える.

次に、電子コンポーネントの振動特性を再現するモデルを作成し、株式会社小松製作 所で行われた実験モーダル解析と固有モードの比較を行なった.プリント基板および基 板上の電子部品のモデルに関しては妥当性が確認できたが、それを端子台に締結した電 子コンポーネント締結体のモデルに関しては妥当性の確認が取れていない.これに関し ては実験の条件および解析モデルについてさらなる検討をし、解析モデルの再構築が必 要である.

さらに、電子コンポーネント締結体モデルに対し振動外力を与える解析を行い、座面 すべりによるゆるみについて検討を行なった.解析の結果から、プリント基板上の電子 部品の配置により、振動下での軸力の変動量が変わるという傾向が見られた.したがっ て、一部のねじに荷重が集中しないように電子部品の配置を工夫することで、ねじのゆ るみが生じづらくなると考えられる.また、完全座面すべりおよび微小座面すべりに対 する裕度を求め、評価を行なった.軸力試験で確認された程度の軸力が発生している場 合、ねじにゆるみは生じないと考えられる.

6.2 今後の展望

樹脂にねじを締め付けた後に軸力が低下する挙動が再現でき,温度変化による影響が 大きいということが明らかになった.したがって,軸力と同時に相手材の温度を計測す るような実験を行えば,軸力のばらつきが大きい樹脂のセルフタッピング締結に関して より一般的な議論が可能な結果が得られるのではないかと考える.

本研究でゆるみ評価に用いた締結体モデルについては実機との振動特性の合わせこ みができていないため、モデルの改良および妥当性の確認をした上で、再びゆるみに対 する評価を行う必要がある.また、本研究のゆるみ評価においてはねじ面の接触状況に ついては考慮しておらず、座面すべりに関する評価しかできていないため、ねじ面のす べりによるゆるみに関しても評価できる解析を行いたい.

参考文献

- 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] 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.
- [6] 藤川正毅,隆雅久, "Collocation 法を基にした線形粘弾性マクスウェルモデルの Prony 級数近似法," 実験力学,3巻,4号,pp. 278-284, 2003.
- [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] 木村成竹, "三次元有限要素法解析によるダブルナット締結法およびばね座金のゆ るみ止め性能評価," 東京大学修士論文,2008.

謝辞

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 より感謝いたします.

また,泉教授,波田野講師,榊間助教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になりますが,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.

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,研究室の先輩方 にもいつもお世話になりました.研究に関することに限らず,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苦戦しなが らも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、これまで日々そば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.66 完

卒業論文

03-190201 鈴木 優太

指導教員 泉 聡志 教授