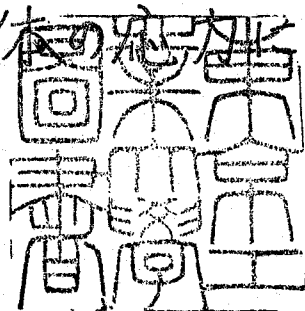


論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	ねじ結合体の応力に関する研究
Title(English)	
著者(和文)	丸山一男
Author(English)	KAZUO MARUYAMA
出典(和文)	学位:工学博士, 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:乙第654号, 授与年月日:1976年1月21日, 学位の種別:論文博士, 審査員:吉本勇
Citation(English)	Degree:Doctor of Engineering, Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:乙第654号, Conferred date:1976/1/21, Degree Type:Thesis doctor, Examiner:
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

ねじ結合体の応力に関する研究



丸山一男

目 次

	頁
緒 言	1
第1章 従来の研究の展望	3
第2章 環状Vみぞつき丸棒の応力解析	5
2.1 有限要素法による応力の計算	5
2.1.1 計算方法	5
2.1.2 計算結果	10
2.2 銅めつき法による応力の測定	13
2.2.1 実験方法	13
2.2.2 実験結果	21
2.3 考 察	24
2.4 結 論	26
第3章 ねじ結合体の応力解析	27
3.1 有限要素法による応力の計算	27
3.1.1 計算方法	27
3.1.2 計算結果	34
3.2 銅めつき法による応力の測定	38
3.2.1 実験方法	38
3.2.2 実験結果	42
3.3 考 察	45
3.4 結 論	50
第4章 ねじ結合体の応力に及ぼすピッチ誤差及び フランク角誤差の影響	51
4.1 有限要素法による応力の計算	51

	頁
4.1.1 計算方法	51
4.1.2 計算結果	54
4.2 銅めっき法による応力の測定	56
4.2.1 実験方法	56
4.2.2 実験結果	62
4.3 考察	66
4.4 結論	71
第5章 ねじ結合体の応力集中を緩和する方法	72
5.1 従来の提案に対する批判	72
5.2 新しい方法の提案	75
結言	78
文献	80
付録	85
1 本研究に用いた有限要素法のプログラム	
2 銅めっき法の実験に使用した疲れ試験機の荷重精度の向上	

緒言

ねじは機械部品として最も多く使用されている機械要素の一つである。その用途は広く機械や構造物の部分と部分を結合したり、回転運動を直線運動に変えて位置決めなどを行ったり、万力のように大きな力を発生させることもできる。さて、ねじの応力が問題になるのは、主に機械や構造物の部分と部分を締付けて結合するのに用いられるボルトで、繰返し荷重が作用するところに使用されるものである。このようなボルトは (1) ボルト頭首下部、(2) 不完全ねじ部、(3) ナット負荷座面に近いボルト側のネジねじ谷底近傍、のいずれかで疲れ破損することがある。ボルト頭首下部および不完全ねじ部に鋭い切欠きができないように注意すれば、ボルト・ナットの破壊は (3) のナット負荷座面に近いボルトのネジねじ谷底で生じる。この原因はふつうこの点に最も大きな応力集中を生じているためで、この応力集中はねじ結合体の合理的設計にとって重要な因子の一つである。

この応力集中を知るために従来いくつかの研究が行われてきた。これらの研究では理論解析は主に二次弾性論により、実験は主に光弾性の方法により行われている。二次弾性論による解析結果は、Neuber の方法で補正して三次元の値に換算するのが普通であるがその補正法に問題がある。光弾性実験では三次元応力凍結法を用いても、試験片の材質が実際のボルト・ナットの材質と異なるために、各ねじ山の荷重分担の点に疑問が残る。

最近急速に発達し三次元の応力解析にも用いられる有限要素法および大気保により開発された銅めっき応力測定法は上記の疑問点を解決する有力な手段と考えられる。

この研究では上記の二つの方法を併用してねじ結合体における応力分布を解析することを目標としている。さらに国際的にもISO等でねじ山形を従来の山形と変えてねじの疲れ強さを向上させようという試みもあるが、これに対しても応力解析の面から検討を行っている。

本論文ではまずねじの応力解析に関する従来の代表的な研究の概要と特徴について述べている。つぎに応力解析の第一歩として、軸方向に引張荷重を受ける環状Vみぞつき丸棒のVみぞ底における応力分布を取扱い、有限要素法と銅めっき応力測定法を利用した新しい形状係数測定原理について説明し解析結果について述べる。さらにポイントマッチング法を有限要素法と併用してねじ山の荷重分布を求める方法を説明し、ねじ山形の因子(ボルトねじ谷底丸み, フランク角, ボルトとナットのピッチ差)を変えた場合について、応力解析を行っている。そしてねじの形状係数を小さくするためには、ねじ山形をどのようにするのが良いかを検討している。

第1章 従来の研究の展望

ねじ谷底の応力分布を知るために従来いくつかの研究が行われてきた^{(1)~(21)}。これらの研究には光弾性による実験を主体としてねじ谷底の応力を解析したもの^{(1)~(11)}とナットとはめ合ったボルトのねじ山の荷重分担を光弾性実験により、あるいは材料力学的に解析したもの^{(12)~(21)}とがある。

西田⁽¹⁾による二次元光弾性による解析では、ねじ板の一樣引張によってねじ谷底に生じる応力と一つのねじ山フランクに荷重が加わった場合にねじ谷底に生じる応力とを重ねてねじ谷底の応力を求め、Neuber⁽²²⁾の方法によって三次元の値に換算している。重ねる場合のねじ山の荷重分担の計算法とNeuberの方法による三次元の値への換算法に問題がある。また光弾性実験で Hetényi⁽³⁾は三次元応力凍結法を用いているが、試験片の材質が実際のボルト・ナットの材質と異なるために、各ねじ山の荷重分担の点に疑問が残る。すなわち応力凍結温度(約130°C)では縦弾性係数 E は数 kgf/mm^2 に低下し、ポアソン比 ν は 0.5程度になるため模型の変形状態が実際のボルト・ナットと異なりその影響を無視できなくなる。

そこで最近では局部応力を測定するのに適した銅めっき応力測定法がボルトのねじ谷底の応力を測定するのに応用され形状係数が求められている^{(24)~(28)}。銅めっき応力測定法は太田保⁽²³⁾により開発された表面応力の測定法の一つで、銅めっきした試験片に繰返し荷重を作用させると、めっき層の組織に変化が起りその表面に微細な黒かっ色のはん点が生ずる現象を利用したものである。清家⁽²⁸⁾もこの方法を用いて M20 のねじの

応力を測定しているが、応力分布は従来の結果とかなり異なる傾向を示している。この原因は試験片の材質あるいは加工精度に問題があるように思われる。なお、銅めっき応力測定法では実際のボルト・ナット結合体について応力が測定できるので光弾性法よりも確かな情報が得られるが、実験したボルトに対しては精度の高いデータが得られても、ねじの寸法が変わると形状係数が変わるためどうしても理論解析が必要になってくる。

従来、ねじの応力分布に関しては光弾性実験に基づく実験式が西田⁽¹⁾によって提案されていた程度であるが、最近大滝はねじを二次元弾性体問題として解析し、Newberの方法で三次元の値に換算している。^{(29)~(31)} この場合も二次元光弾性による解析と同様の手法を用いているので、ねじ山の荷重分担の計算と三次元の値への換算法に問題がある。

そこで本研究ではボルト・ナット結合体を弾性二体接触問題として扱い、ポイント・マッチング法⁽³²⁾⁽³³⁾と有限要素法⁽³⁴⁾とを併用してねじ山の荷重分担を求め、その荷重分担下における応力を求めそれより形状係数を算出した。また銅めっき応力測定法によって形状係数を測定し理論値と比較検討した。

なお、従来の研究の内、最近の研究について詳しくは文南⁽⁴⁸⁾を参照されたい。

第2章 環状Vみぞつき丸棒の応力解析

ボルトにナットを組合わせたねじ結合体のボルトねじ谷底の応力分布を解析するために有限要素法および銅めっき法を併用するにあたり、これらの解析精度を確かめるために比較的簡単な形状の環状Vみぞについて解析を行なう。まず軸方向に引張荷重を受ける環状Vみぞつき丸棒のVみぞ底における応力分布を有限要素法により求め、それから得られる形状係数を銅めっき法により確かめる。

2.1 有限要素法による応力の計算

2.1.1 計算方法

三次元軸対称問題の有限要素法による応力解析についてはすでにいろいろな文献^{(34) ~ (36)}に述べられているので、ここでは応力解析モデルの形状と要素分割および荷重条件について簡単に述べる。

(a) 解析モデル

図2.1は数値計算に用いたモデルの形状を示す。環状VみぞはM24の基準ねじ山形に相應するようにVみぞの角度 $\omega = 60^\circ$ 、深さ $t = 2 \text{ mm}$ 、谷径 $d = 20 \text{ mm}$ 、長さ $l = 48 \text{ mm}$ とし、谷の丸み半径 r を 0.2 mm 、 0.4 mm 、 0.6 mm の3段階に変えて計算を行なう。対称性を考慮して全体の $1/4$ (斜線部)について解析を行なう。

(b) 要素分割

要素分割は3角形リング要素によるもので図2.2にその一例を示す。

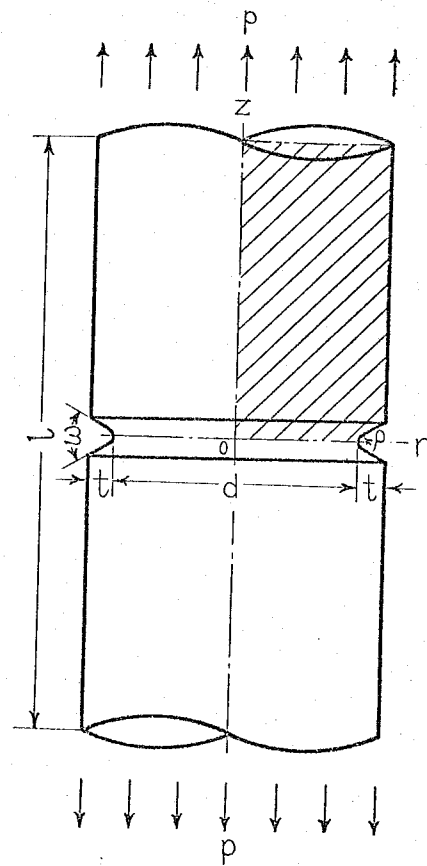
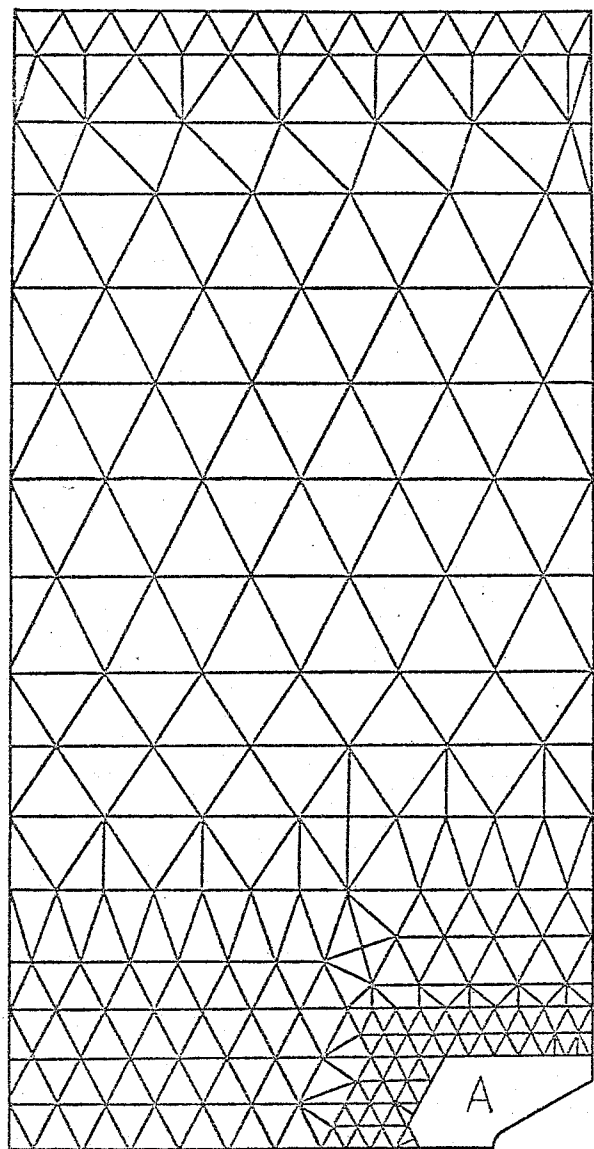
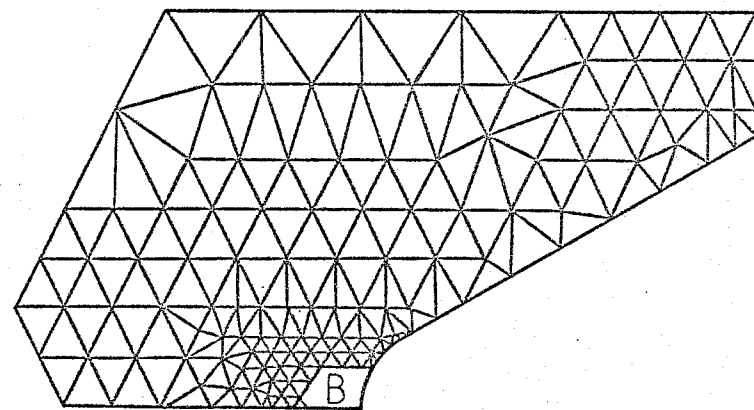


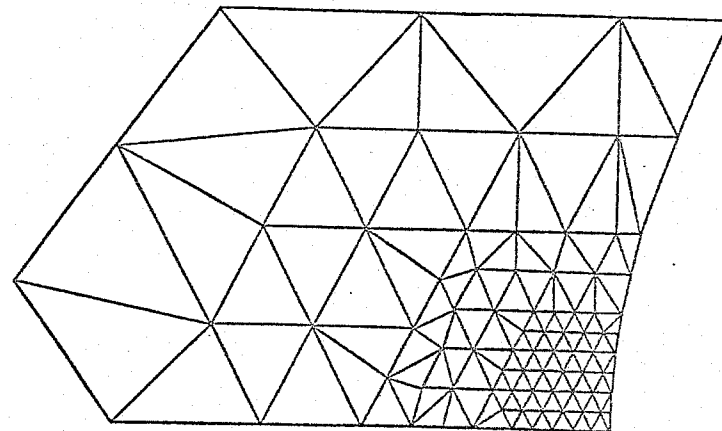
図 2.1 応力解析モデル



(a)



(b) A部拡大図 ($A \times 4$)



(c) B部拡大図 ($B \times 10$)

図 2.2 要素分割

これは $\rho = 0.4 \text{ mm}$ の場合で、応力集中が生じる V 溝谷底部ではメッシュが非常に小さくなっている。本研究では最小メッシュの大きさをいろいろ変えて応力集中点附近の要素の応力が安定するまでメッシュをこまかくする。

(c) 荷重条件

V 溝谷底軸直角断面における公称応力が 1 になるように軸両端面の荷重を決めると、谷底の軸方向応力 σ_z の最大値が形状係数となる。両端面には等分布荷重 p が加わると仮定し境界上の節点荷重を決める。 p は次式で求められる。

$$p = \frac{\pi}{4} d^2 / \frac{\pi}{4} (d+2t)^2 = \left(\frac{20}{24}\right)^2 = \frac{25}{36} \text{ Kg/mm}^2$$

この等分布荷重を節点荷重にふり分けると図 2.3 に示すようになる。節点力が軸から外周に行くに従って大きくなっているのは軸対称の場合要素の節点を形成している円の全周にそって作用している力の組合せ効果が節点力になるためである。端面上の節点 i の半径を r_i とすれば節点力 F_i は次式で表わされる。

$$F_i = \pi \left\{ \left(\frac{r_{i+1} + r_i}{2} \right)^2 - \left(\frac{r_i + r_{i-1}}{2} \right)^2 \right\} p$$

なお計算の際、縦弾性係数 $E = 21000 \text{ Kg/mm}^2$, ポアソン比 $\nu = 0.3$ を用いる。計算に使用した有限要素法のプログラムは文献 (34) に記載されている二次元用プログラムを参考に、東京大学大型計算機センターの HITAC 5020E に適するように主プログラムを改造するとともに軸対称問題解析用サブルーチンを作製し、二次元用サブルーチンと交換し 2 倍精度で計算

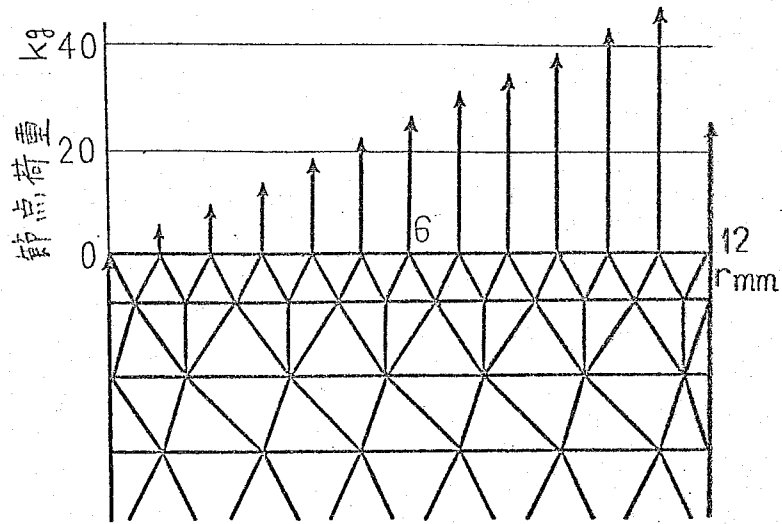


図 2.3 荷重条件

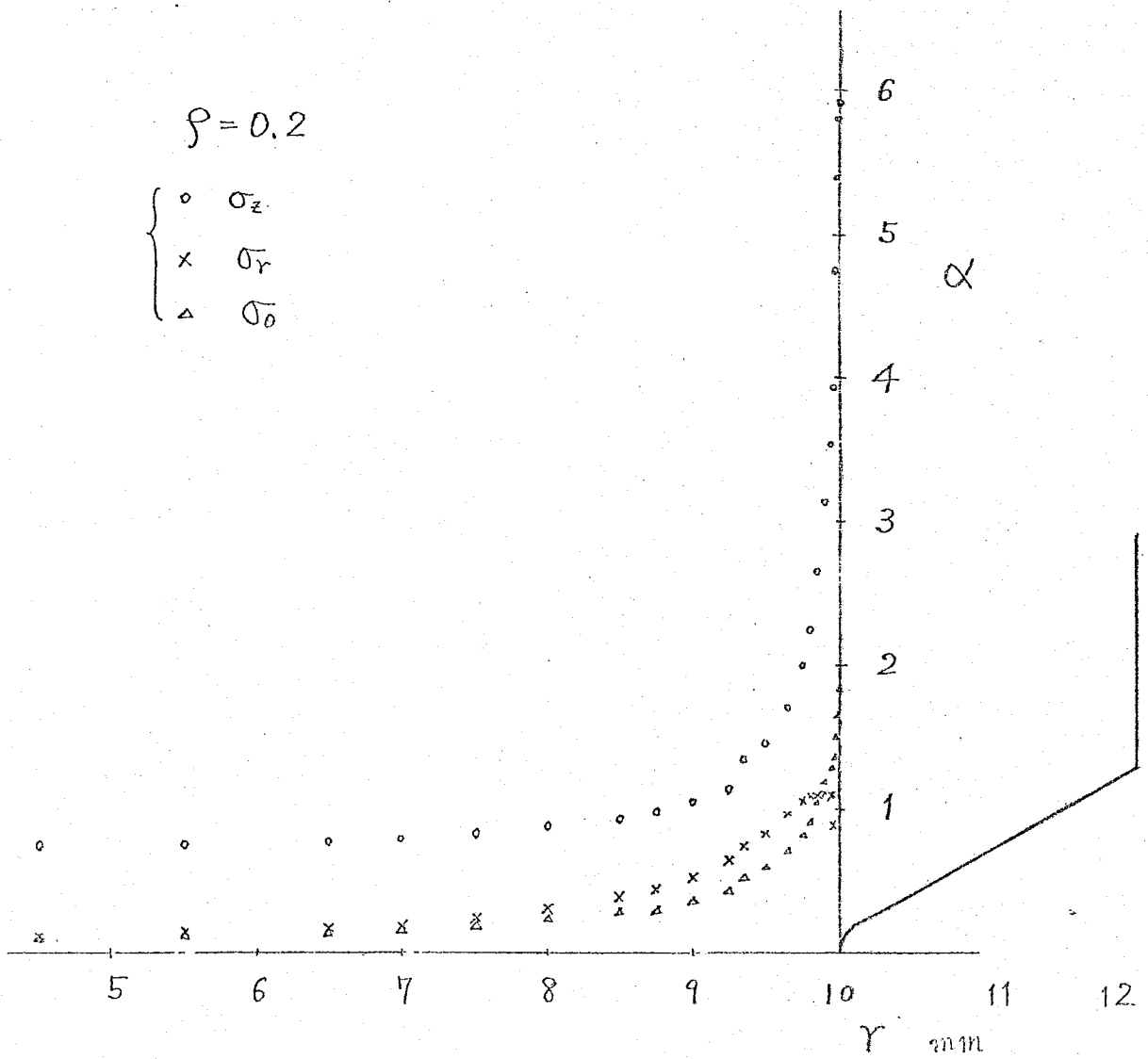


図 2.4 最小断面の応力分布 ($\beta = 0.2$)

するようにしてある。フローチャートおよびプログラムを附録1に示す。

2.1.2 計算結果

図2.4~図2.6に有限要素法によって計算された環状Vみぞ付丸棒のVみぞ谷底近傍の応力分布を示す。横座標は軸心に対する半径を、縦座標は形状係数を表わす。図にプロットされている点は各節点の応力である。節点の応力は節点のまわりの要素の応力を平均して求める。

図2.7はVみぞ底近傍における r - z 面内の主応力の分布を示す。図2.4~2.6における半径方向応力 σ_r および円周方向応力 σ_θ の乱れおよび図2.7において計算値が平滑な曲線にのらない理由はメッシュの分割に問題があるように思われる。

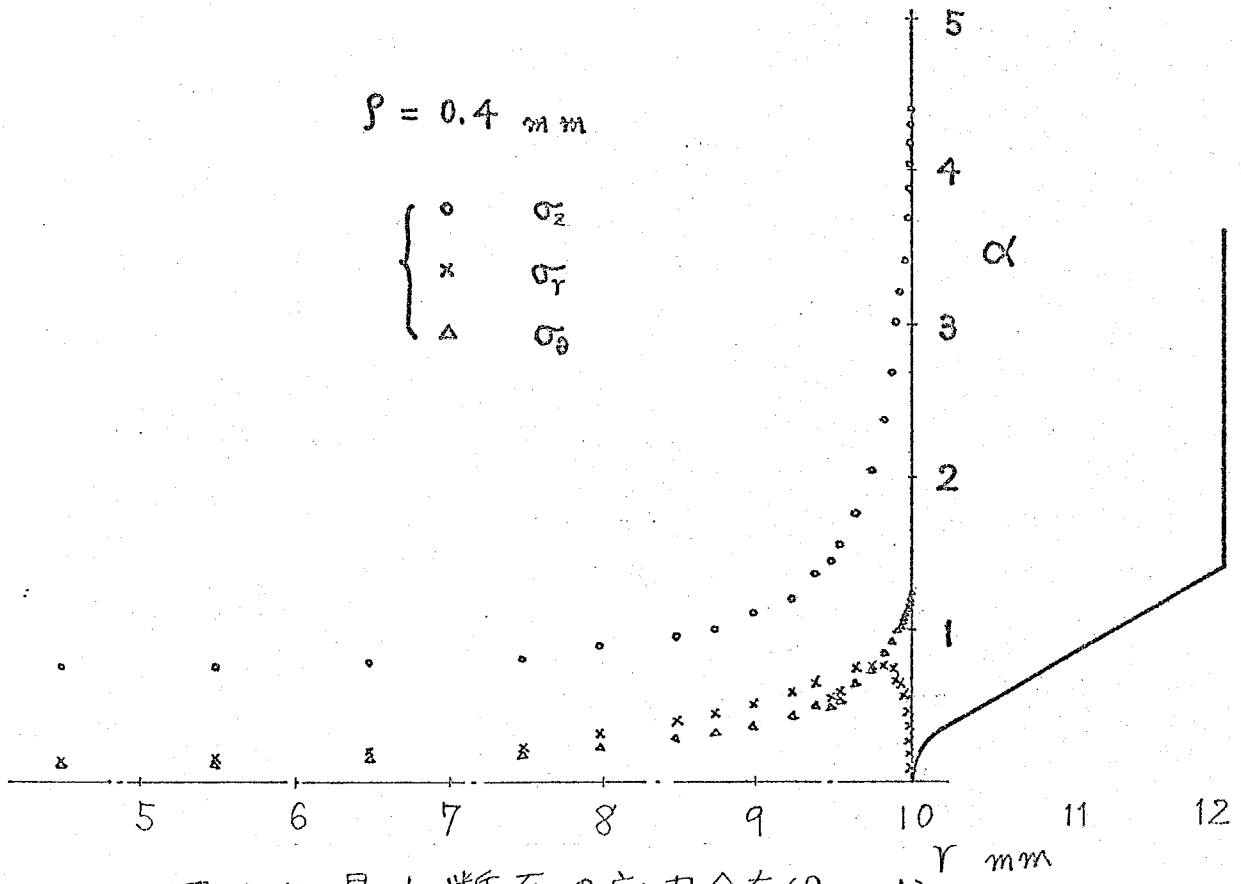


図 2.5 最小断面の応力分布($\rho=0.4$)

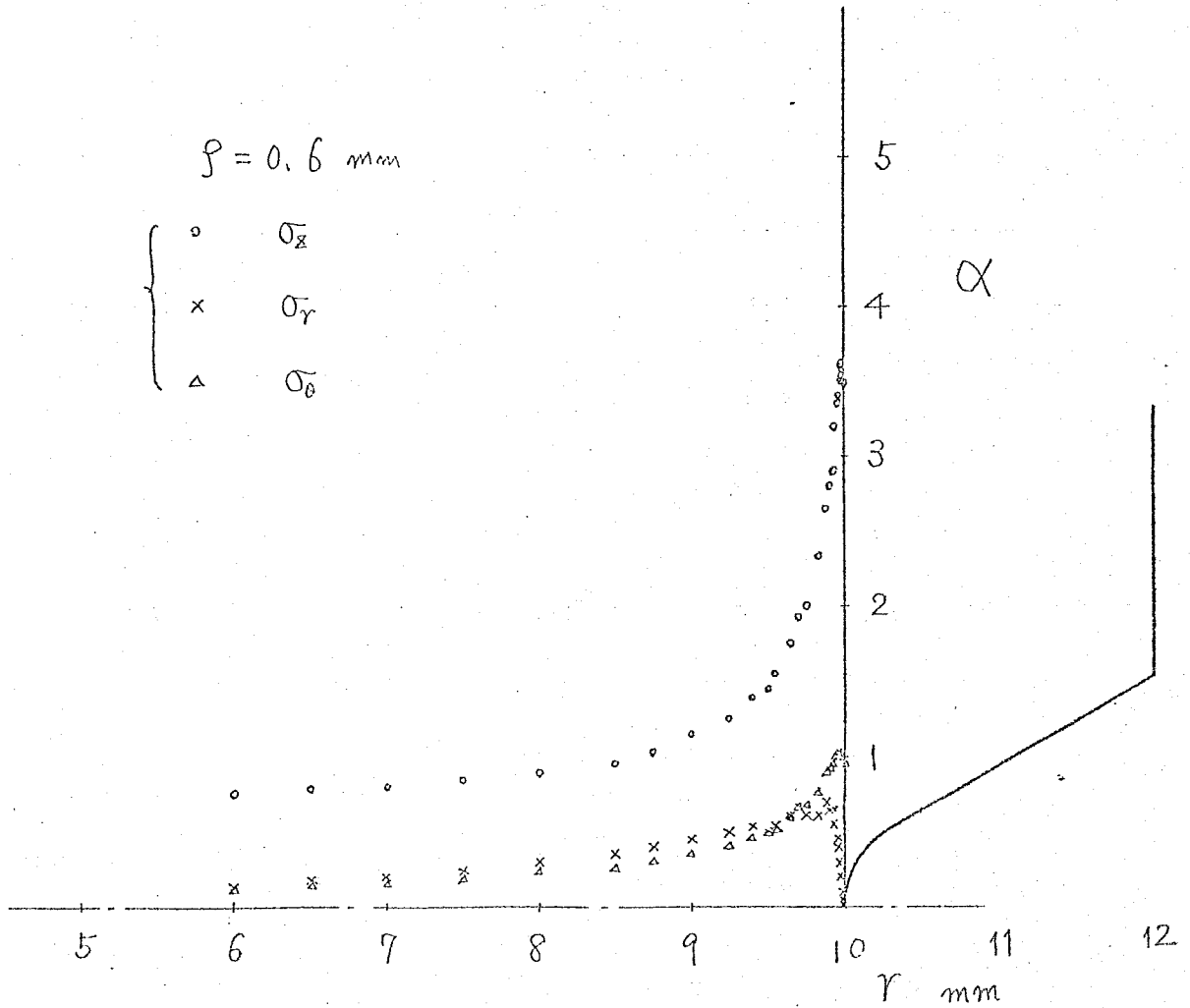


図 2.6 最小断面の応力分布($\rho=0.6$)

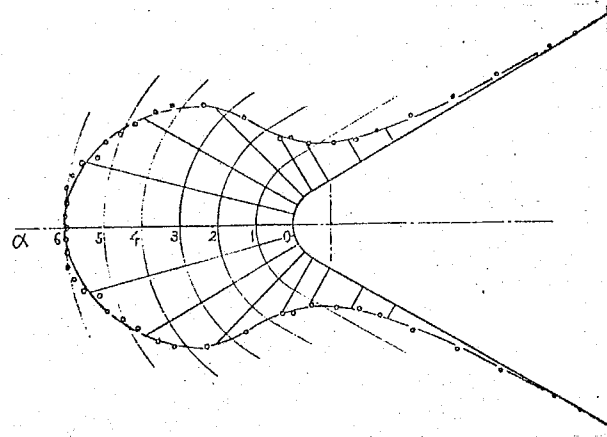
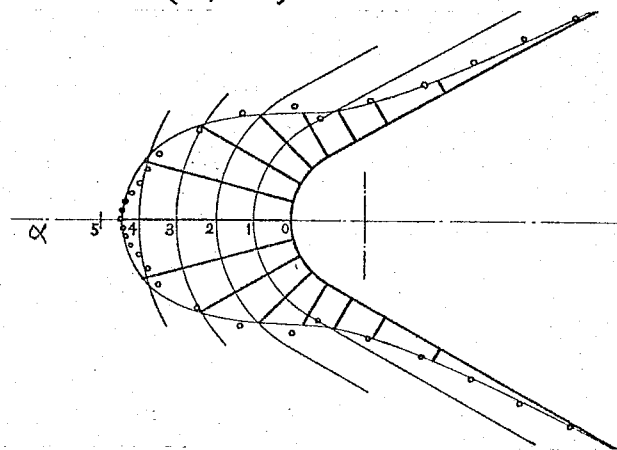
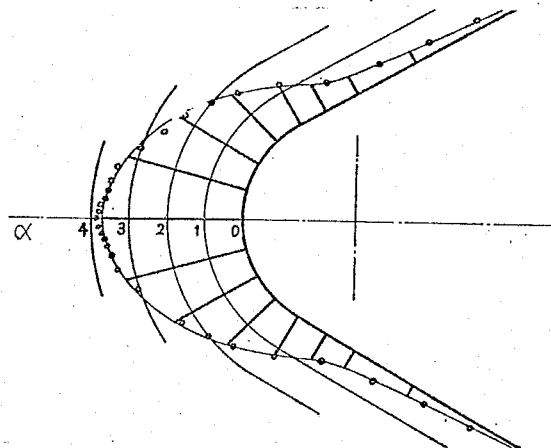
(a) $p = 0.2$ (b) $p = 0.4$ (c) $p = 0.6$

図 2.7 V みぞ底近傍の主応力

2.2 銅めっき法による応力の測定

2.2.1 実験方法

普通銅めっき応力測定法によって応力を測定するには、標準試験片によって限界応力 σ_p^* と繰返し数 N との関係を求め $\sigma_p \sim N$ 曲線を描き、つぎに被測定物に同条件で銅めっきを行ない、繰返し荷重を作用させてはん点か認められた繰返し数と $\sigma_p \sim N$ 曲線から応力を推定するのであるが、本実験では測定精度を向上するため次に述べる方法を考案し、この方法によって環状 ∇ みぞの谷底の応力を測定した。

(a) 測定原理

図2.8に示すような形状の銅めっきされた試験片のホルトとナットの間に P_a なる繰返し荷重が作用し繰返し数 N のときに、ホルトのテーパ部では直径 d_t のところまではん点か広がりそのとき ∇ みぞの谷底にはじめてはん点か現われたとするとテーパ部のその部分と ∇ みぞの谷底のその部分の応力は等しい。さてテーパ部の直径が d_t のところの応力 σ_t は

$$\sigma_t = \frac{4 P_a}{\pi d_t^2} \quad (2.1)$$

であり、谷底の公称応力 σ_n は谷の径を d とすると

$$\sigma_n = \frac{4 P_a}{\pi d^2} \quad (2.2)$$

である。したがって谷底の形状係数 α は式(2.1)、(2.2)より

$$\alpha = \frac{\sigma_t}{\sigma_n} = \left(\frac{d}{d_t} \right)^2 \quad (2.3)$$

となる。以上より環状 ∇ みぞの谷底の形状係数を測定するには、疲れ試験機をときどき止めて、谷底のはん点かをいじめて

* ある繰返し数 N ではん点か現われるのに必要な最小応力振幅

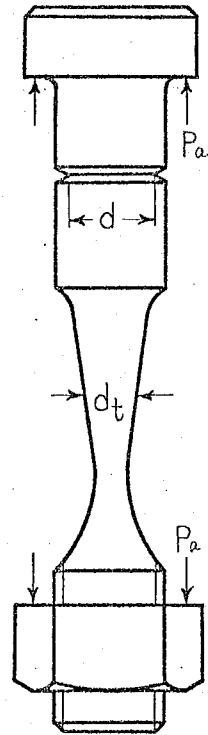


図 2.8 測定原理説明図

現われたときテーパ部ではいくらの直径のところまではん点か広がったかを調べれば良い。こうすればVみぞとテーパ部とは同時にめっきを施し、同時に繰返し荷重を作用させるので、めっき条件の違いおよび荷重の変動による測定誤差とさけることができる。

(b) 試験片

実験に用いた試験片の形状および寸法を図2・9に示す。試験片はM24のボルトとナットから構成されており、ボルトは環状Vみぞ部とテーパ部をもっている。環状Vみぞ部は有限要素法による計算の場合と同じく、M24の基本ねじ山形に相應するようにVみぞの角度60度、深さ2mm、谷の丸み半径 R が0.2, 0.4, 0.6mmの3種類の試験片をそれぞれ4本ずつ製作した。試験片のVみぞ部の製作精度は外径および谷径 ± 0.1 mm以下、谷の丸み半径 ± 0.02 mm以下、Vみぞ部の角度 ± 20 分以下であった。なお外径、谷径、丸み半径、角度の測定はSIP万能測定機で行った。また座面の直角度にも特に気をつけて製作した。図2・10は製作した試験片に銅めっきを施した写真である。ボルトの頭部およびねじ部にはめっきを行わない。

図2・11はVみぞ部の工具顕微鏡による拡大写真で各谷底丸みの試験片の一例である。写真からわかるように円弧と直線の接続部もなめらかにつながり、また円弧の部分も拡大同心円を透明板に描いて投影器でも重ね合わせたところ ± 0.02 mm以内の精度で工作されていた。

表2・1は試験片の素材を示す。銅めっき法で応力を測定する際、はん点か現われる前に地金が疲れ破損することが

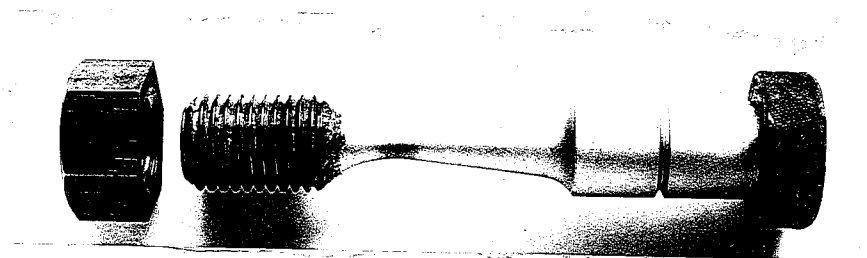
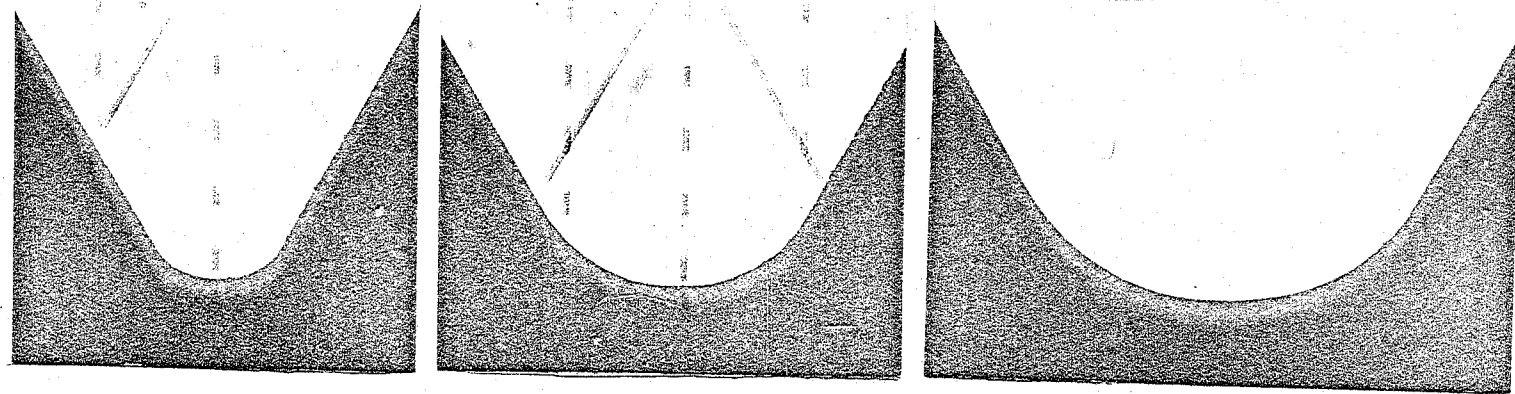


図 2.10 試験片の写真



(a) $p = 0.2 \text{ mm}$

(b) $p = 0.4 \text{ mm}$

(c) $p = 0.6 \text{ mm}$

図 2.11 Vみぞ谷底の拡大写真

表2-1 試験片の素材

	材質	素材の状態	化 学 成 分									熱処理	かたさ
			C	Si	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr	Mo		
ボルト	SCM3	38φ 黒皮丸棒	0.35	0.25	0.75	0.08	0.20	0.21	0.06	0.99	0.17	焼入れ 焼戻し	Hv 300
ナット	S45C	二面巾35 みがき六角棒	0.48	0.30	0.73	0.022	0.018	0.03	—	—	—	受入のまま	Hv 238

あるので、ボルトの素材として クロム モリブデン鋼を用い 荒仕上
の後 熱処理し最後に研削仕上して実験を行った。ナツトの素
材は一般構造用炭素鋼で これらの素材は ボルト・ナツトの組合せ
にふつう良く用いられている。またボルト およびナツトの座面の
中心軸に対するふれは $20\ \mu\text{m}$ 以下であった。

(C) 銅めっき液 および めっき条件

試験片の V 溝部およびテーパ部に銅めっきをして試験を
するが、めっき条件を一定にするために 地金の表面 あらさが V 溝部
部とテーパ部で 同いになるようにテーパ部を 400 番の紙
やすりで仕上げた。V 溝部は研削仕上であるがテーパ部の
表面あらさを V 溝部と同程度になるようにした。V 溝部
およびテーパ部の表面あらさは $0.3\ \mu\text{m}$ 以下であった。

つぎに 20% の塩酸水に 1 分程度浸し前処理した後、炭
酸カルシウムで脱脂してから予備のアルカリめっきを施す。めっき条
件を表 2.2 に示す。アルカリめっき後表面を水洗し炭酸カルシ
ウムでみがいてから酸めっきを施す。酸めっき後 蒸留水を
めっき面に万遍なくかけて水洗した後、整髪用のドライヤーで
みやかに乾燥させる。V 溝部谷底などの水滴は濾紙で吸いと
って乾燥させるとめっき面がきれいに仕上る。

図 2.12 はめっきに用いられる配線を示したものである。電
源としては定電流電源を使用した。アルカリめっきの場合は分極
現象が起り浴電圧が変化するので、良く攪拌する必要があった。
めっき後試験片を軸断面で切断してめっき層の厚さを顕微
鏡で測定したところ 約 $0.01\ \text{mm}$ 弱であった。

表2.2 めっき液の組成およびめっき条件

	アルカリめっき		酸めっき	
組成	CuCN	23 g	CuSO ₄ ·5H ₂ O	250 g
	NaCN	30 g	H ₂ SO ₄	80 g
	Na ₂ CO ₃	10 g		
	蒸留水	1000 cc	蒸留水	1000 cc
PH	11.50		0.18	
電流密度	0.006 mA/mm ²		0.30 mA/mm ²	
温度	30 °C		23 °C	
浴電圧	0.46 V		0.70 V	
めっき時間	20 Min.		15 Min.	

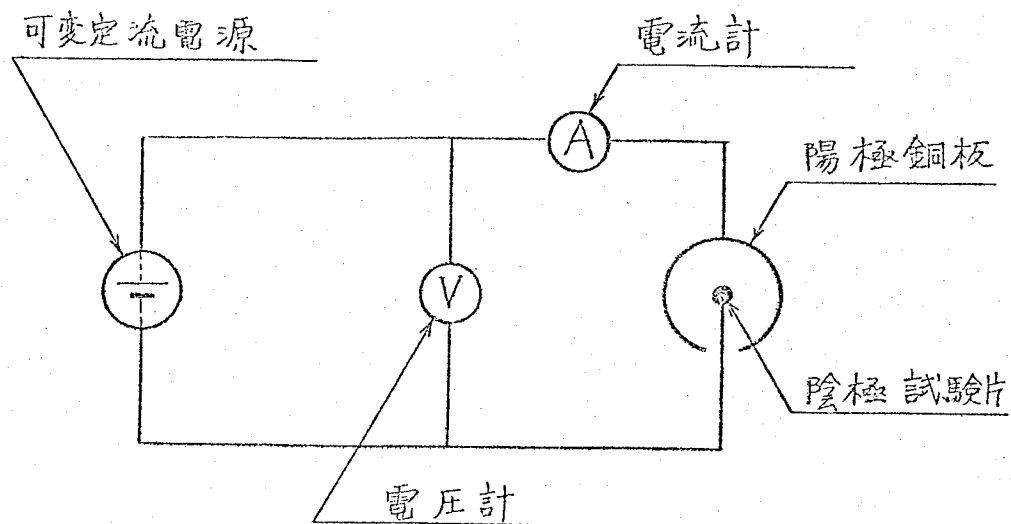


図 2.12 めっき装置の配線図

(d) 繰返し引張り疲れ試験機

繰返し引張り荷重を試験片に作用させるのには久野式引張圧縮疲れ試験機 RTC-K10を使用する。この試験機の仕様は最大荷重 $\pm 5000 \text{ kg}$ ，繰返し速度 3000 回/分である。この試験機は昭和 16 年頃 明石製作所で製作されたもので、繰返し荷重の変動が大きく本研究の目的に合わなかったので制御系の改造を行ない荷重変動率を 2% 以内にすることができた。これについては附録 2 に詳しく述べる。図 2.13 は疲れ試験機の写真であり、図 2.14 は試験機の試験片取付部の写真である。試験片に作用させる荷重を表 2.3 に示す。

2.2.2 実験結果

銅めっき法によって応力を測定する際試験片に曲げの影響が加わらないように、ホルトの座面の直角度および疲れ試験機の試験片取付部などの平行度が $20 \mu\text{m}$ 以下になるように調整した。その結果 V みぞの谷底部には図 2.15 に示すようにほとんど同程度にはん点が現れた。この図は同一試験片の V みぞ部の円周を四等分する点のはん点の写真である。この図から曲げの影響はほとんど無視して良いと思われる。

図 2.16 は V みぞの谷底の丸み半径 r の違いによって現れるはん点の分布がどのように変わるかを示す一例で r が大きくなるともにはん点が広い部分に現われる。これは r が小さくなると形状係数が V みぞの谷底の一部で急激に大きくなるためである。またはん点の大きさが異なるのは荷重の繰返し数が異なるためで、一般に銅めっき法では繰返し応力が小さいとはん点が現

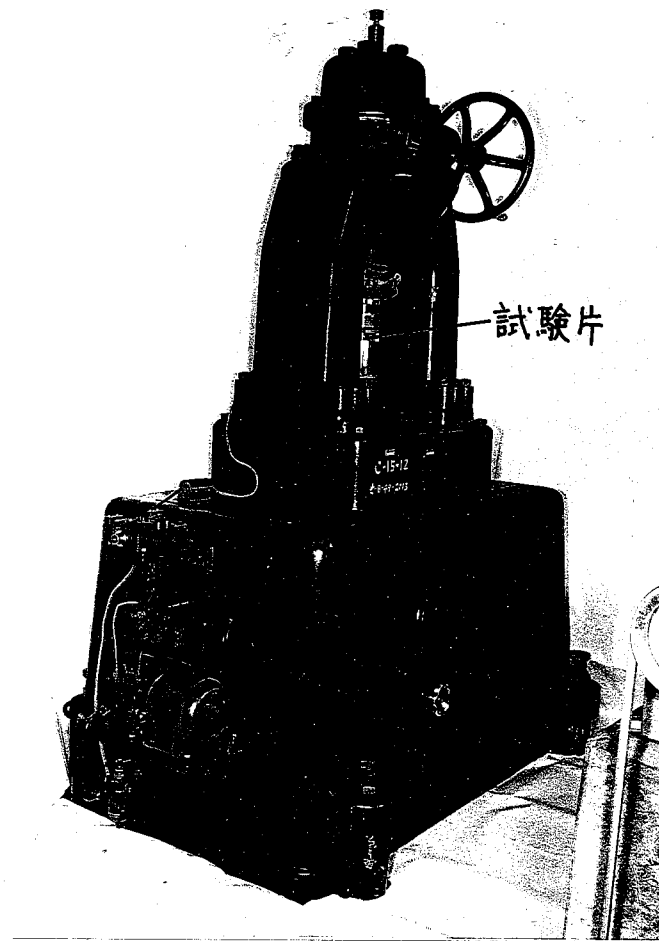
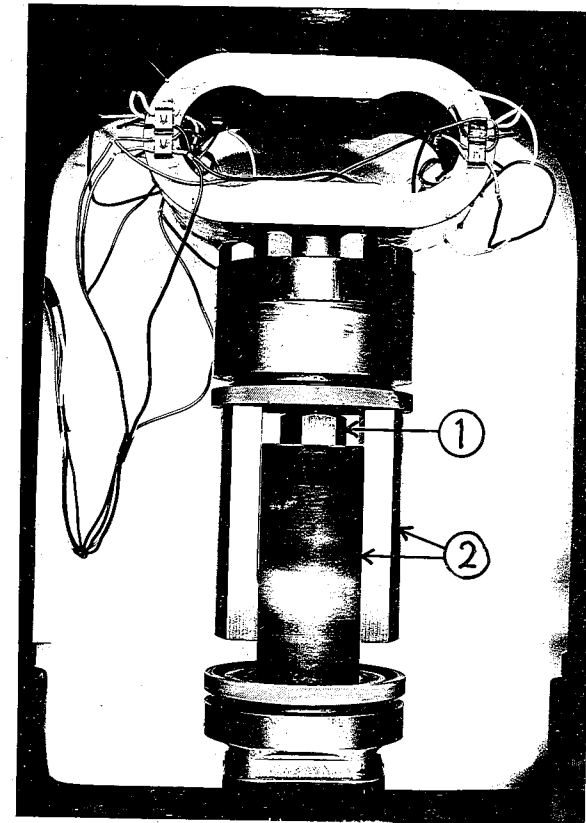


図 2-13 久野式引張圧縮疲れ試験機



1. 試験片
2. U型アタッチメント

図 2-14 試験機の試験片取付部

図 2-15 Vみぞ底
のはん点の発生状況
(曲げの影響)

$$f = 0.2 \text{ mm}$$

$$N = 1.58 \times 10^6$$

$$P_{\text{mean}} = 1.1 \times 10^3 \text{ Kg f}$$

$$P_a = \pm 0.9 \times 10^3 \text{ Kg f}$$

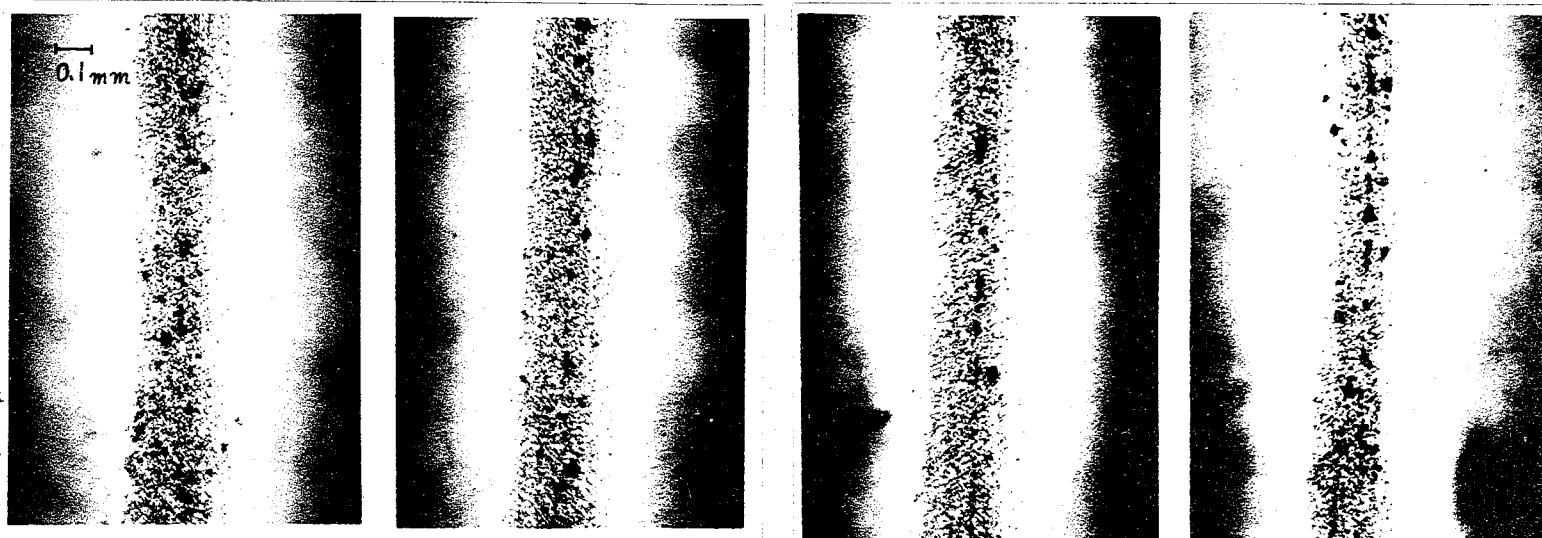
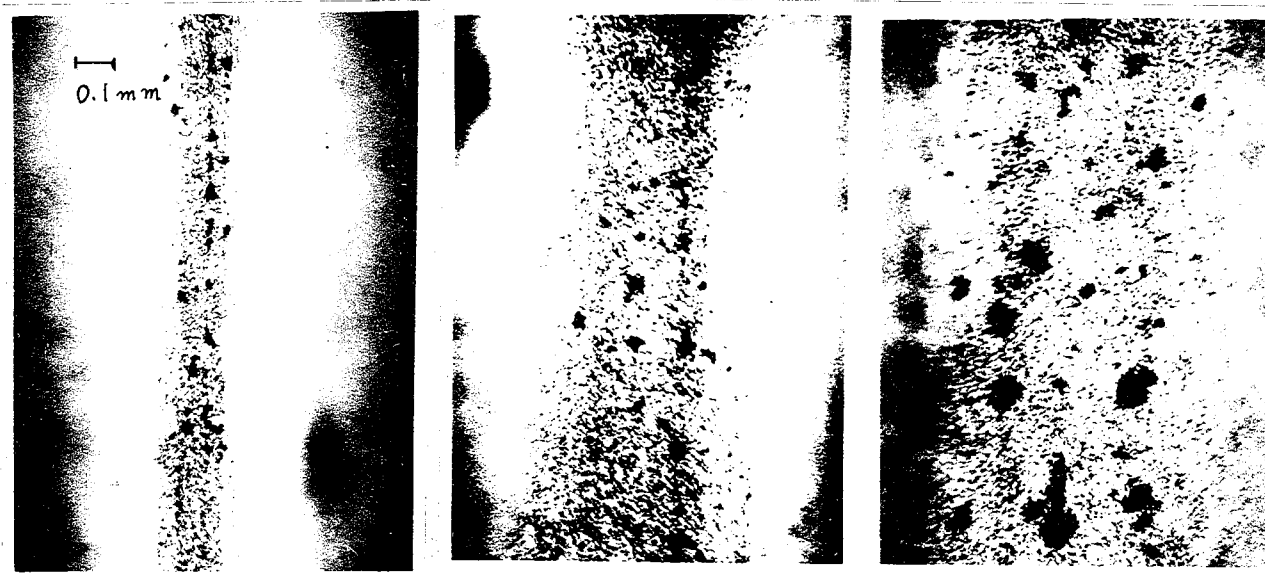


図 2-16 Vみぞ底のはん点の
発生状況 (谷底の丸み半径の
影響)



(a) $f = 0.2$

(b) $f = 0.4$

(c) $f = 0.6$

おれろきでの繰返し数は大きくなり、はん点の大きさも大きくなる。試験片の数は各谷底丸み半径に対して各4本ずつであったが $r = 0.6 \text{ mm}$ の場合、最初の1本だけ平均荷重 $1.7 \times 10^3 \text{ kgf}$ 、荷重振幅 $1.5 \times 10^3 \text{ kgf}$ の荷重で破損してしまつたため実験値の数が少なくなつてゐる。

図2・17に銅めつき法による形状係数の測定値を示す。

2・3 考察

図2・17には銅めつき法による実験値のほか有限要素法による計算値および Neuber の三角則による理論値も示してある。有限要素法による結果は銅めつき法による実験値と非常に良く一致してゐる。U型切欠きをもつ平板および半円切欠きをもつ丸棒の引張りの場合、Neuber の値は有限要素法による値より小さな値を与える⁽³⁵⁾⁽³⁶⁾とす²に言われてゐるが、Vみぞの場合もいづらか小さな値を与えるようである。

表 2.3 作用荷重

試験片の種類	谷の丸み半径 mm	平均荷重 $\times 10^3 \text{kgf}$	振動荷重 $\times 10^3 \text{kgf}$
2 V	0.2	1.1	± 0.9
4 V	0.4	1.5	± 1.2
6 V	0.6	1.6	± 1.3

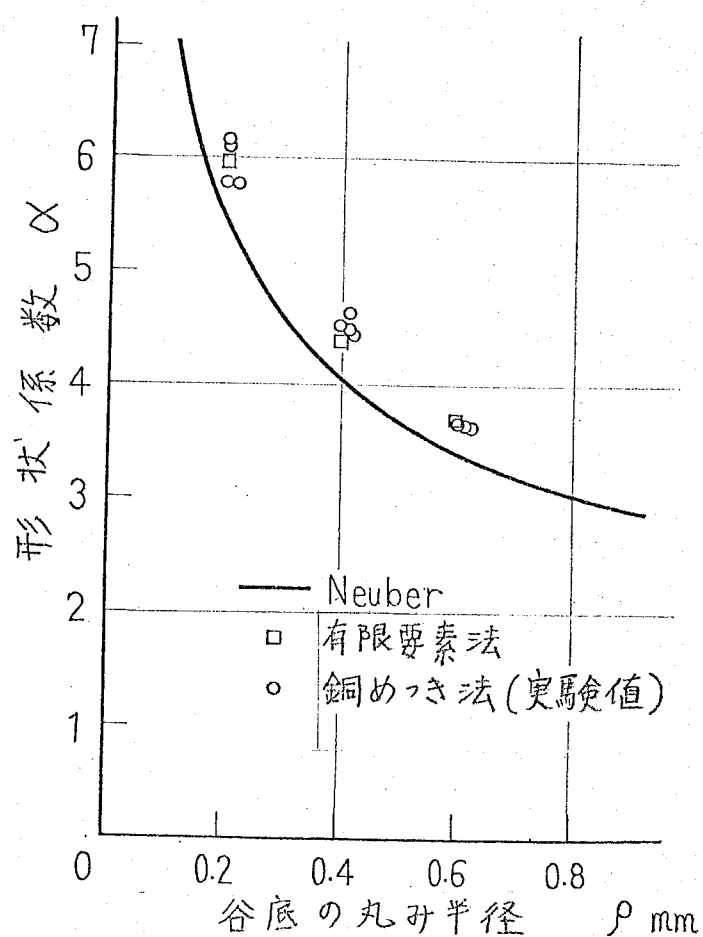


図 2.17 実験値と計算値の比較

$\left(\begin{array}{ll} \text{V みぞの角度} & \omega = 60^\circ \\ \text{深さ} & t = 2 \text{ mm} \\ \text{谷径} & d = 20 \text{ mm} \end{array} \right)$

2.4 結 論

本章における研究結果をまとめると次のことがいえる。

(1) 銅めつき法によって形状係数を精度良く測定する方法を確立した。

(2) (1)の方法による形状係数の測定値は有限要素法による計算値と非常に良く一致したが、ノイバーによる計算結果はこれらよりいくらか小さな値を与える。

(3) 環状Vみぞ付き丸棒の谷底の丸み半径と形状係数の関係を明らかにした。

以上より有限要素法による解析および筆者が改良を加えた銅めつき法による形状係数測定法は、おのれの形状係数を検討するのにきわめて有効であるということができる。

第3章 ねじ結合体の応力解析

ボルトにナットを組合わせたねじ結合体の合理的設計にとって重要な因子の一つはボルトの谷底における応力分布である。この応力分布を解析するための第一歩として軸方向に引張荷重を受ける環状Vみぞ付丸棒のVみぞ底における応力分布を有限要素法により求め、それから得られる形状係数が銅めつき法による実験値とよく一致することを確かめたことを第2章で述べた。

ボルト谷底の応力を計算する際めねじとはめ合ったおねじの各山がどのように荷重を分担するかが問題となる。この荷重分担を求める方法として、Madhuschka⁽¹⁴⁾の方法が広く使用されているがこれは材料力学的な近似解で、いまのところ厳密解はみあたらない。そこでまず三次元軸対称2体接触問題としてポイント・マッチング法⁽³²⁾⁽³³⁾と有限要素法⁽³⁴⁾を併用してねじ山の荷重分担を計算しMadhuschkaの方法による値と比較検討した。つぎにこれらの荷重分担のもとでボルト谷底に生ずる応力を計算し、これから得られる形状係数と銅めつき法による実験値を比較検討する。本章ではピッチ誤差やフランク角誤差のない標準山形のねじ結合体を取扱う。

3.1 有限要素法による応力の計算

3.1.1 計算方法

弾性接触問題に対する一種の近似解法であるポイント・マッチング法を利用して有限要素法によってボルト・ナットの接触面、すなわちねじ山フランクの荷重分布を求め、それから各山の荷重分担を計算する。つぎにこれらの荷重が各ねじ山フランクに作用したときの谷底の応力を求める。ポイント・マッチング法と有限

要素法を併用して弾性スベリ接触問題を解く方法については文献⁽³²⁾, ⁽³⁷⁾等に報告されているので解析モデル, 接触条件などから説明をはじめ。

(a) 解析モデル

図3・1に示すようにボルトとナットで被締付け物を締付ける場合を想定して, ボルトとナットがはめ合っている部分およびその近傍について解析を行なう。ボルト・ナットのサイズはメートル並目ねじ M24 に相当し, その軸直角断面積が六角ナットの軸直角断面積にほぼ等しくなるような外径をもった丸ナットを考える。また軸対称問題として簡単に解析するために, ねじ部はらせん状に連なっていないで"そろばん玉状"の山があると考える。以上の仮定のもとでは, 対称性を考慮して図3・1の斜線部について解析を行なえば良い。またナット座面は簡単のため軸方向には変位しないと仮定する。

(b) 要素分割および荷重条件

図3・2にボルトのねじ部およびナットの要素分割を示す。ボルトは節点数 496, 要素数 825, ナットは節点数 374, 要素数 626 である。ボルトの下面は一樣に軸方向に変位するとし, ナット座面の軸方向変位を固定する。ねじ部の寸法を表3・1に示す。ねじ山の荷重分担を求める際, おねじの谷底丸み半径を 0.2 mm, 0.4 mm, 0.6 mm と3段階に変えて計算を行う。

(c) ねじ部の接触条件

ねじ面の摩擦を無視すると, 圧力はねじ面に垂直に作用する。図3・3において, ナットとはめあっているボルトのねじ面上の節点 i

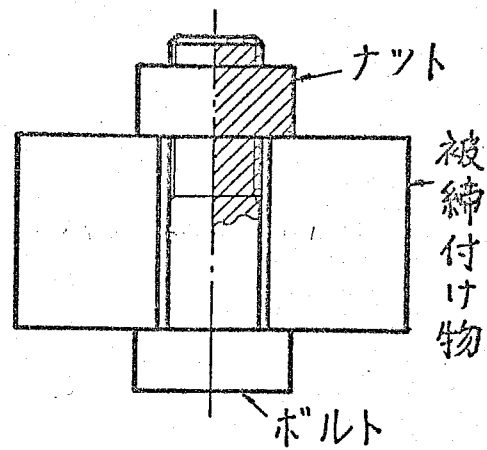


図 3.1 解析モデル

表3.1 ねじ部寸法 (単位 mm)

	谷底丸み	外径	有効径	谷の径
おねじ	0.2 mm	24.0	21.898	19.7
	0.4	24.0	21.898	20.1
	0.6	24.0	21.898	20.5
めねじ	—	谷の径	有効径	内径
	—	24.2	22.122	21.2

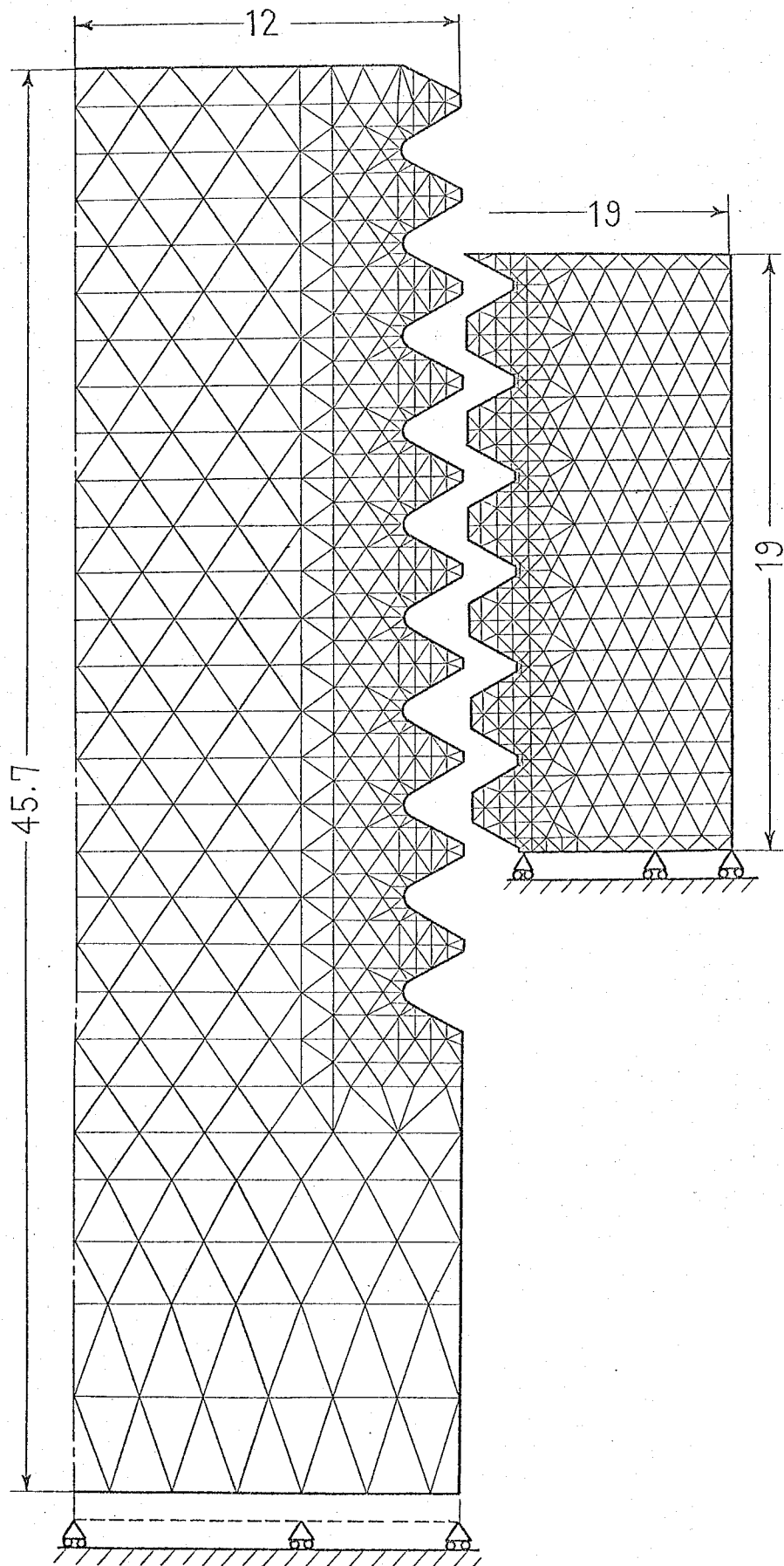


图 3.2 要素分割

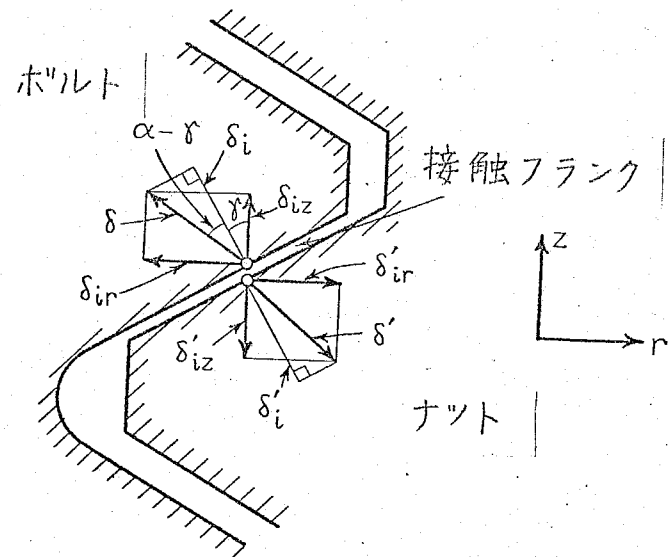
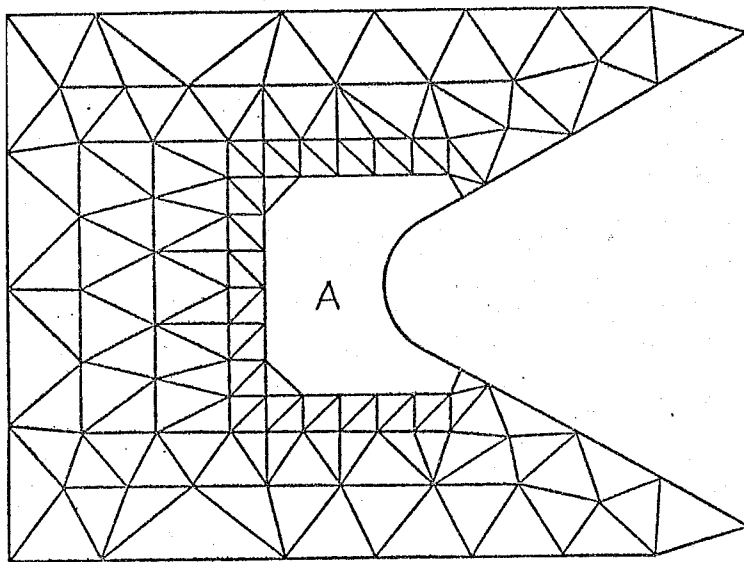
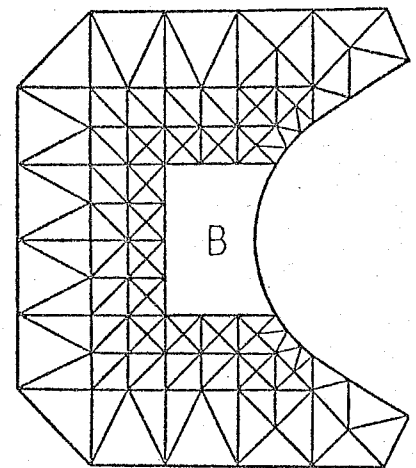


図 3.3 接触条件

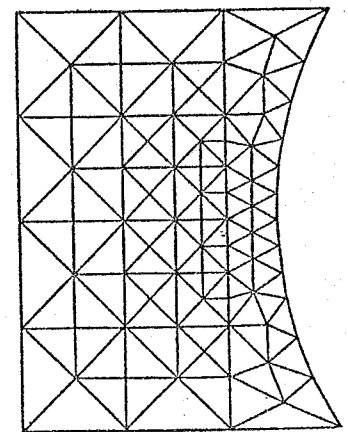


(a) 谷底部全体



(b) A部拡大図

図 3.4 谷底部の要素分割
($P=0.4 \text{ mm}$ の場合)



(c) B部拡大図

の変位を δ , δ の r, z 方向成分をそれぞれ δ_{ir}, δ_{iz} とすれば, ねじフラング法線方向成分 δ_i は次式で表わされる. γ をねじ山フラング角, α を変位方向と z 方向のなす角とすると

$$\begin{aligned}\delta_i &= \delta \cos(\alpha - \gamma) = \delta \cos \alpha \cos \gamma + \delta \sin \alpha \sin \gamma \\ &= \delta_{iz} \cos \gamma + \delta_{ir} \sin \gamma\end{aligned}\quad (3.1)$$

同様に相應するナットのねじ面上の節点 i' の変位成分を $\delta_{i'r}, \delta_{i'z}$ とすると法線方向成分 $\delta_{i'}$ は

$$\delta_{i'} = \delta_{i'z} \cos \gamma + \delta_{i'r} \sin \gamma \quad (3.2)$$

で表わされる. 接触面上に節点が m 個あるとすれば, 変形後もすきまなく接触しているためには, それらすべてに対して

$$\delta_i + \delta_{i'} = C \quad (i = 1, 2, \dots, m) \quad (3.3)$$

とならなければならぬ. C は任意の定数である.

つぎに座面上の節点に作用する節点力を $F_i, F_{i'}$ とし, 影響係数を $c_{ij}, c_{ij'}$ とすると $\delta_i, \delta_{i'}$ は次式で表わされる.

$$\begin{aligned}\delta_i &= c_{i1} F_1 + c_{i2} F_2 + \dots + c_{ii} F_i + \dots + c_{im} F_m \\ &= \sum_{j=1}^m c_{ij} F_j\end{aligned}\quad (3.4)$$

$$\delta_{i'} = \sum_{j=1}^m c_{ij'} F_{j'} \quad (3.5)$$

なお, ホルトの影響係数 c_{ij} を求める際, 図 3.2 に示すようにホルト下端面の軸方向変位を固定とし, またナットの影響係数 $c_{ij'}$ を求める際はホルト座面の軸方向変位を固定とした. ホルトに作用する節点力 F_i とナットに作用する $F_{i'}$ とは大きさは等しいから

$$F_i = F_{i'} \quad (3.6)$$

節点力 F_i の総和の軸方向成分はホルトに作用する軸力 W に等しいから次式が成り立つ。

$$W = \sum_{i=1}^m F_i \cos \gamma \quad (3.7)$$

軸力 W を与えると式 (3.3) ~ (3.7) より F_i が求まる。

つきにこれらの式より F_i を求める手順を示す。式 (3.4), (3.5) (3.6) を式 (3.3) に代入すると、

$$\sum_{j=1}^m (C_{ij} + C'_{ij}) F_j = G \quad (i=1, 2, \dots, m) \quad (3.8)$$

式 (3.8) において G を消去するために $i=1$ に対する式を、 $i=2, 3, \dots, m$ に対する式の両辺から各々引くと

$$\sum_{j=1}^m \{ (C_{ij} + C'_{ij}) - (C_{1j} + C'_{1j}) \} F_j = 0 \quad (i=2, 3, \dots, m) \quad (3.9)$$

ここで

$$(C_{ij} + C'_{ij}) - (C_{1j} + C'_{1j}) = k_{ij} \quad (i=2, 3, \dots, m) \quad (3.10)$$

とおくと式 (3.9) は

$$\sum_{j=1}^m k_{ij} F_j = 0 \quad (i=2, 3, \dots, m) \quad (3.11)$$

と表わされる。つきに式 (3.7) および式 (3.11) をマトリックスで表わすと

$$\begin{bmatrix} \cos \gamma & \cos \gamma & \cdots & \cos \gamma \\ k_{21} & k_{22} & \cdots & k_{2,m} \\ k_{31} & k_{32} & \cdots & k_{3,m} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ k_{m,1} & k_{m,2} & \cdots & k_{m,m} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ \vdots \\ F_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} W \\ 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

となる。式(3・12)を F_i について解くと次式のように F_i が求まる。

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ F_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\gamma & \cos\gamma & \cdots & \cos\gamma \\ k_{21} & k_{22} & \cdots & k_{2,m} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ k_{m,1} & k_{m,2} & \cdots & k_{m,m} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} W \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3 \cdot 13)$$

なお、この F_i を式(3・8)に代入すると C_i が求まる。また F_i を各ねじ山ごとに合計して各山の荷重分担率を求める。

(d) ボルトねじ谷底の応力の計算

図3・2に示したボルトの要素分割の谷底の部分をさらに細かくわけた要素分割について計算を行なう。すなわち逐次分割法で計算する。谷底の丸み半径 $\rho = 0.4 \text{ mm}$ についての例を図3・4に示す。境界上の節点には図3・2の要素分割で得られた変位を与えて計算する。なお計算の際、縦弾性係数 $E = 21000 \text{ Kgf/mm}^2$ 、ポアソン比 $\nu = 0.3$ を用いる。

3・1・2 計算結果

(a) ねじ山の荷重分担率

図3・5に谷底丸み半径 ρ を 0.2 mm , 0.4 mm , 0.6 mm と3段階に変えた場合の各ねじ山の荷重分担率を示す。荷重分担率はボルトとナットのねじのピッチ誤差によって変わるが、ピッチ誤差がない場合である。図には比較のため、Maduschka⁽¹⁴⁾の方法によって計算した値も記載されている。ナットの負荷座面から数えてボルトの1山目にかかる荷重はMaduschkaの値より大きくなっているが、2山目, 3山目などはいくらか小さい。

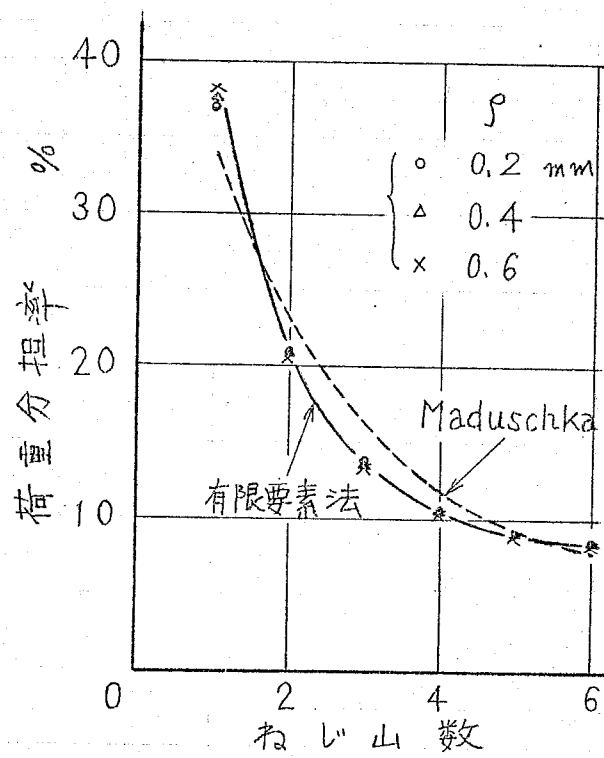


図 3.5 ねい山の荷重分担率 (M24)
(谷底丸み半径の影響)

(b) ホルトねじ谷底の応力

図3.6にねじ谷底近傍における r - z 面内の主応力の分布を示す。図にプロットされている点は谷底軸直角断面における公称応力に対する比である。プロットされている点は各節点の応力で節点のまわりの要素の重心の応力を平均したものである。負荷座面から最初の谷底(第1の谷底), すなわち負荷座面からのねじ山数では0.5山目に最大の引張応力が発生し, 次の谷では $1/3$ 程度になる。第1の谷底に発生する応力の最大点の角位置は谷底丸み半径が大きくなるに従って圧力側フランクに寄っていく傾向がある。これは切欠き底に生ずる引張による応力集中よりもねじ山の曲げによる応力の影響が, 谷底丸みが大きくなるに従って大きくなるためと思われる。第2以後の谷ではこの傾向が著しい。

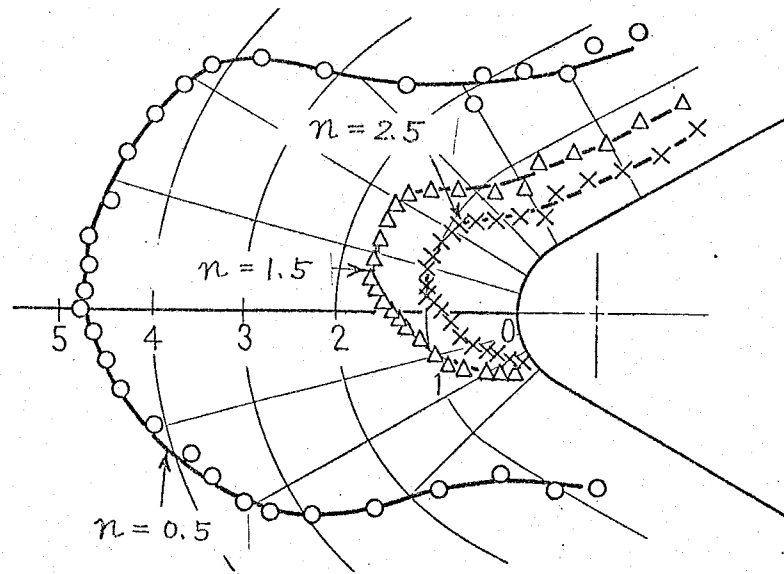
(a) $\rho = 0.2 \text{ mm}$

$\alpha_{\max} = 4.8$

計算条件(谷底部
の要素分割)

節点数 288

要素数 512

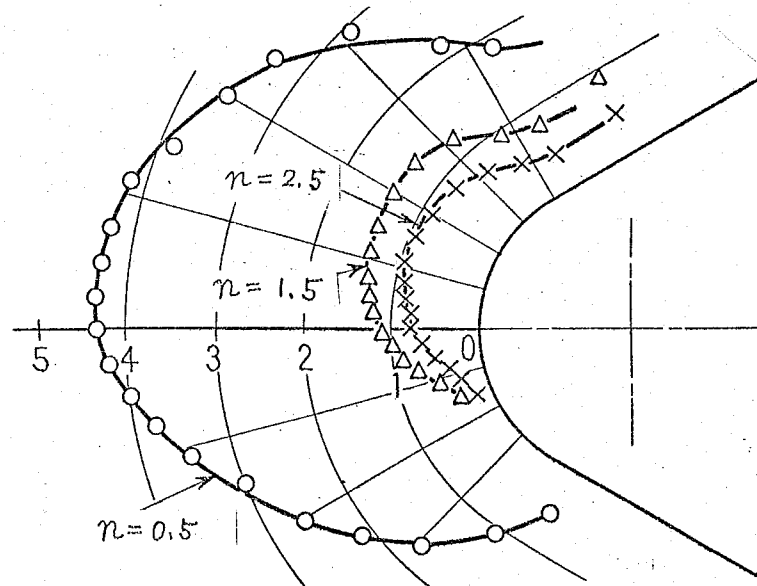


(b) $\rho = 0.4 \text{ mm}$

$\alpha_{\max} = 4.4$

節点数 237

要素数 424



(c) $\rho = 0.6 \text{ mm}$

$\alpha_{\max} = 4.2$

節点数 203

要素数 357

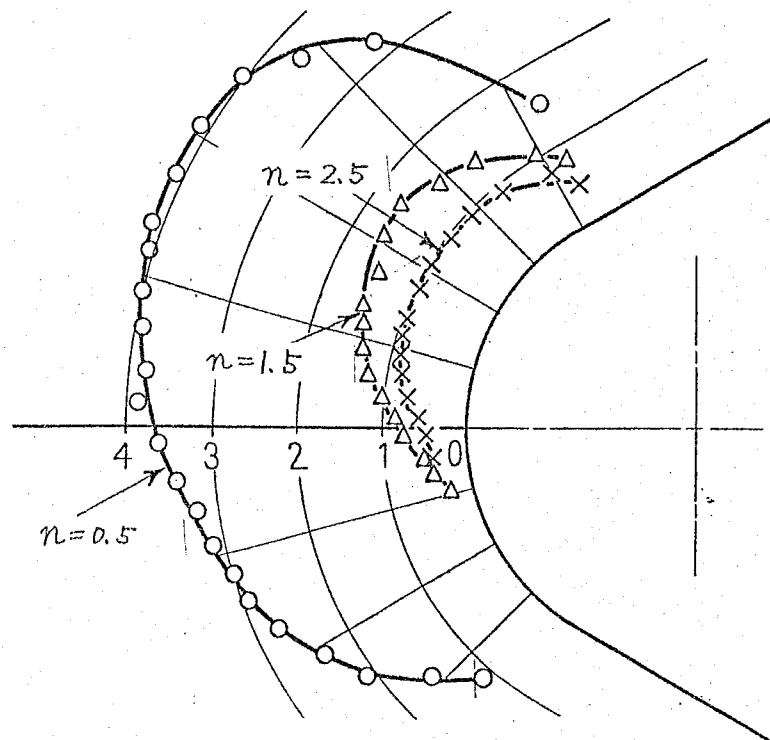


図 3.6 ねじ谷底の
主応力

3.2 銅めつき法による応力の測定

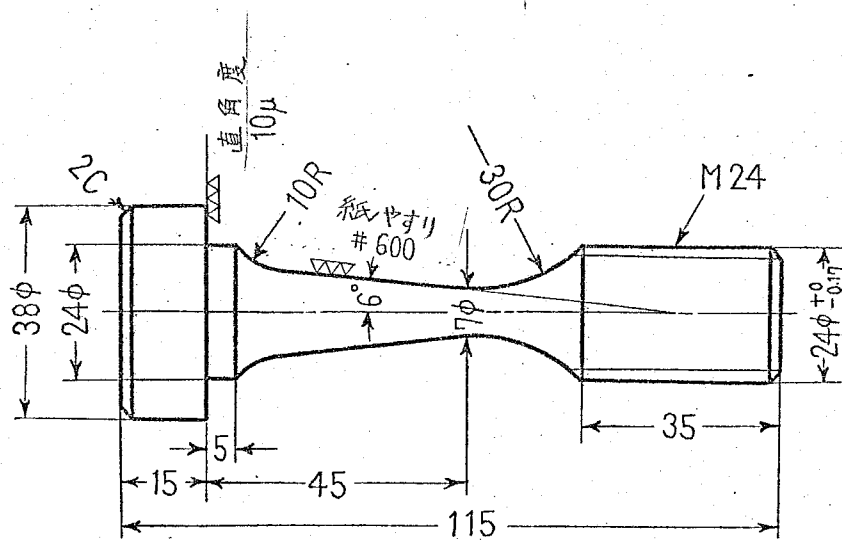
3.2.1 実験方法

銅めつき応力測定法によってホルトねじ谷底の応力分布を測定する。ホルト試験片には第2章で述べた測定原理が適用できるようにテーパ部とねじ部がある。応力集中が起るねじ谷底には、ナットとはめ合わせた状態ですき間があるため銅めつき法で応力を測定することができる。測定方法は第2章と同じである。

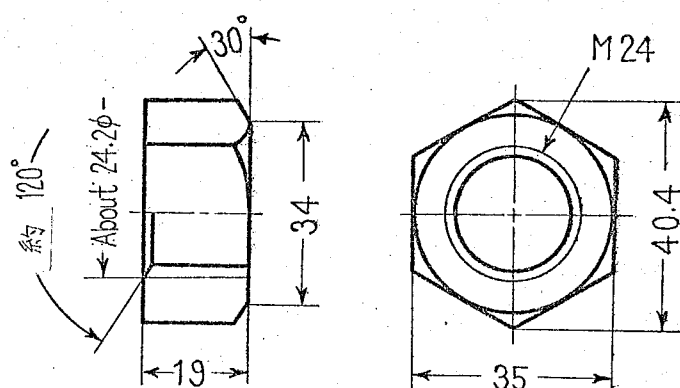
(a) 試験片

図3.7に実験に用いた試験片の形状および寸法を示す。またこの試験片の写真を図3.8に示す。試験片はM24(ピッチ3mm)のホルトとナットから構成されており、ホルトの中央部には応力較正用のテーパ部がある。動的強さが問題となるねじに対して規格で許されるおねじの谷の丸みはM24の場合0.3~0.43mmである。この実験ではもっと範囲をひろげ谷の丸みとして0.2mm, 0.4mm, 0.6mmとした。各試験片は5本ずつ製作した。ホルトのねじ部は旋盤加工後研削仕上している。谷底部の仕上精度は、応力集中に大きな影響を与えると思われるので特に気をつけて研削した。図3.9は谷底部の工具顕微鏡による拡大写真で谷底丸み半径 r が、0.2, 0.4, 0.6mmの試験片の一例である。写真からわかるように円弧と直線部分の接続もなめらかで円弧の部分も透明板に拡大同心円を描いて重ね合わせたところ ± 0.02 mm以内の精度で工作されていた。

ねじ部の精度はSIP万能測定機で測定した。ホルトの圧力



(a) ホルト



(b) ナツト

図 3.7 試験片の形状および寸法

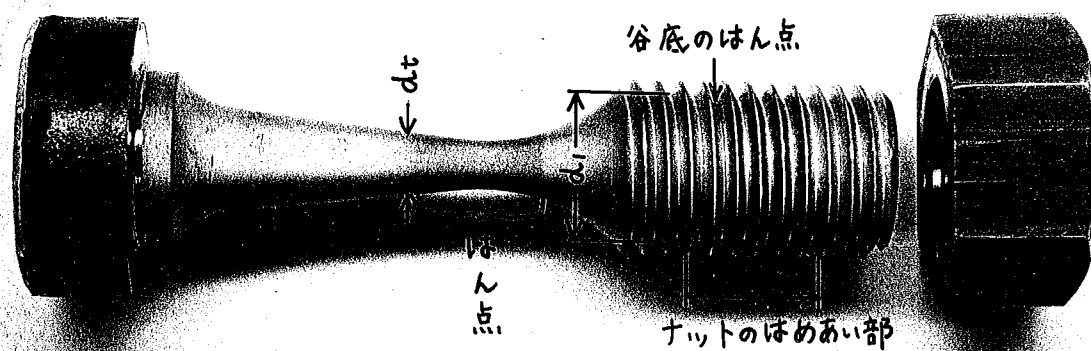
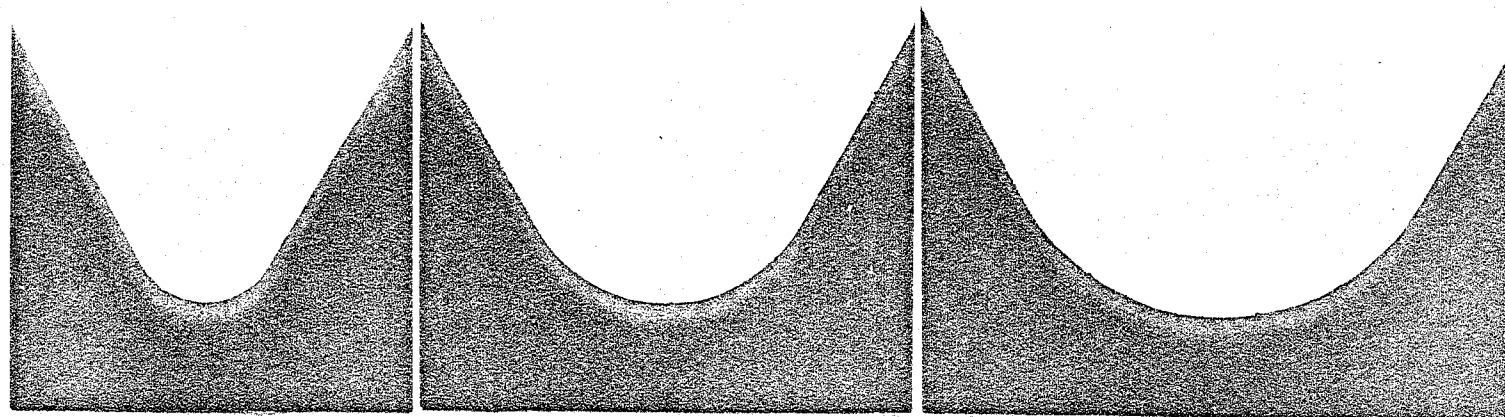


図 3.8 試験片の写真



(a) $p = 0.2 \text{ mm}$

(b) $p = 0.4 \text{ mm}$

(c) $p = 0.6 \text{ mm}$

図 3.9 ホルト谷底の拡大写真

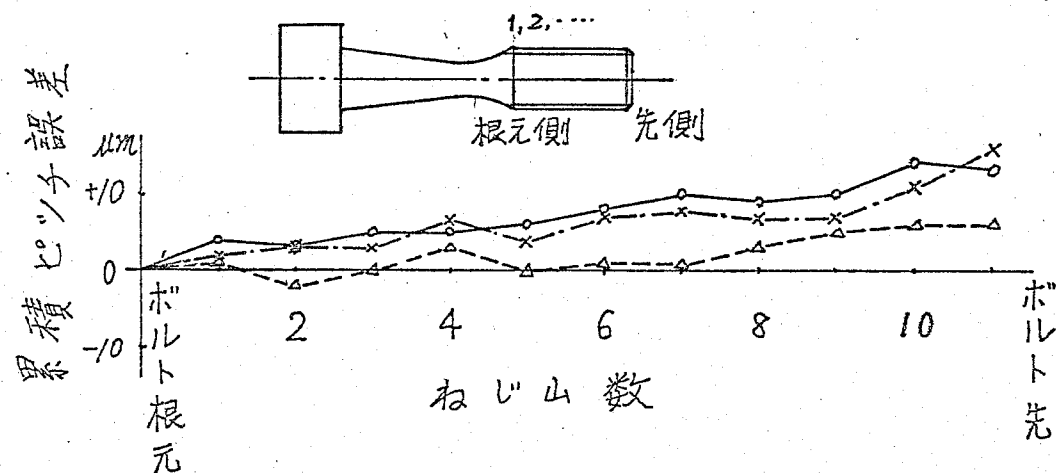


図 3.10 ホルトのねじのピッチ精度

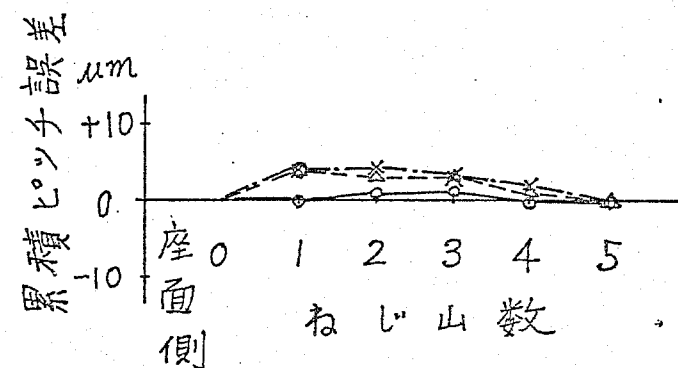


図 3.11 ナットのねじのピッチ精度

側フランクのピッチ精度の測定例を図3・10に示す。横軸がねじ山数、縦軸が累積ピッチ誤差を示す。ねじのピッチはいくらか伸びているが、締付け用ねじとしては非常によい精度である。

ナットのねじ部は旋盤で荒切削の後、みぞなしタップで仕上げた。ナットのねじみぞ中心ピッチ精度の測定例を図3・11に示す。ナットのピッチ精度も圧力側フランクのピッチ精度を測定するのが望ましいが、有効径にテーパがないことを確かめてあるので両者に差がないとみなされる。その他、ホルト・ナットのねじの外径、有効径、内径などの精度はJISの2級の公差範囲には入っている。またホルト・ナットに曲げが作用しないように座面の加工に留意した。とくにナット座面の仕上に当っては、ねじやといを作り、それにナットをはめて仕上げた。その結果座面の軸心に対する直角度は20mm以下であった。

試験片の素材は第2章の表2・1に示したものと同一で、銅めっき法で応力を測定する際、はん点が見れる前に地金に疲れ破損することがあるのでホルトの素材としてクロムモリブデン鋼を用い、荒仕上、熱処理後研削仕上げしたナットの素材は一般構造用炭素鋼で高張力が作用する場所によく使用されるホルト・ナットの組合せである。

(b) 銅めっき液およびめっき条件

本実験に用いためっき液の組成およびめっき条件は第2章と同じで、前章のV字めっき試験片のめっきに使用しためっき液を再度使用したがpH濃度がいくらか変っていた。アルカリめっき液のpHは平均で12.25、酸めっき

液は 0.19 である。試験片のボルトのねじ部およびテーパ部にアルカリめっきを行ない、つぎに酸めっきをする。

(c) 繰返し引張試験

ボルト・ナットに引張力を作用させるには図 3・12 に示すコの字形アタッチメントを使用し上下端から加えられた圧縮力がボルト・ナットに引張力となって作用するようにした。繰返し荷重をボルト・ナットに作用させるには前章と同様に夕野式引張圧縮疲れ試験機 RTC-K10 を使用した。表 3・2 にボルト・ナットに作用させた繰返し引張荷重を示す。ボルトのねじの谷の丸み半径が大きい場合には作用荷重が大きいのは、形状係数が小さくとも、現われるはん点の数が少なくならないようにするためである。

3・2・2 実験結果

図 3・13 は応力分布を測定した結果の一例である。ボルトの谷の丸み半径は 0.4 mm の場合で、横軸は負荷座面からのねじ山数である。かみ合山数は約 6.3 山で縦軸は形状係数である。斜線を施してある部分はいろいろな繰返し数で試験機をとめ、そのときはん点の出ている部分に対応する。はん点は負荷座面から 1 山目までの間に大多數が現われる。ナットとはめ合っているねじの谷全部にはん点が現れるまで実験することが望ましいが、そのためには繰返し荷重を大きくしなければならない。しかし荷重を大きくするとボルトが疲れで破断してしまうので、最大形状係数が求まる程度の荷重で実験を行なった。0~1 山間の平均値を求める際、まだはん点が現れていない部分についてはつぎのように取扱った。形状係数のいちばん下の

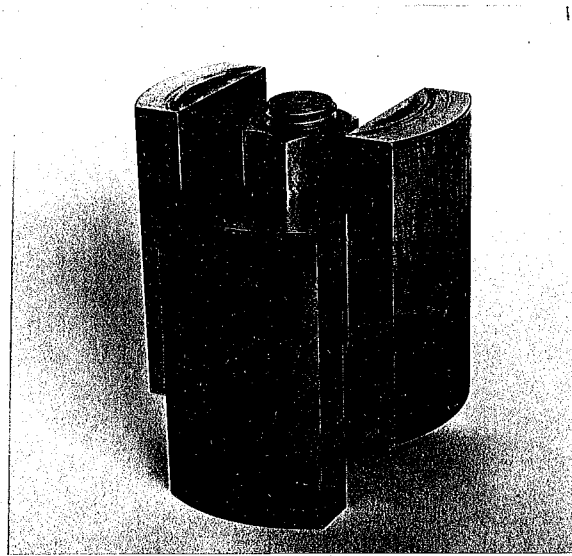
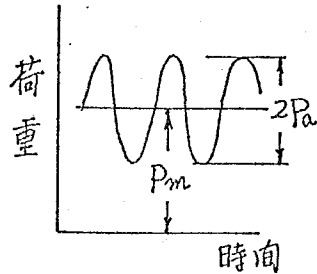


図 3.12 U 字形 アタッチメントに
取付けた ホルト・ナット

表 3.2 作用荷重

	ボルトの谷の 丸み半径	平均荷重 P_m	振動荷重 P_a
	0.2 mm	$2.0 \times 10^3 \text{ Kg}$	$0.8 \times 10^3 \text{ Kg}$
	0.4	2.0	0.8
	0.6	2.4	1.0

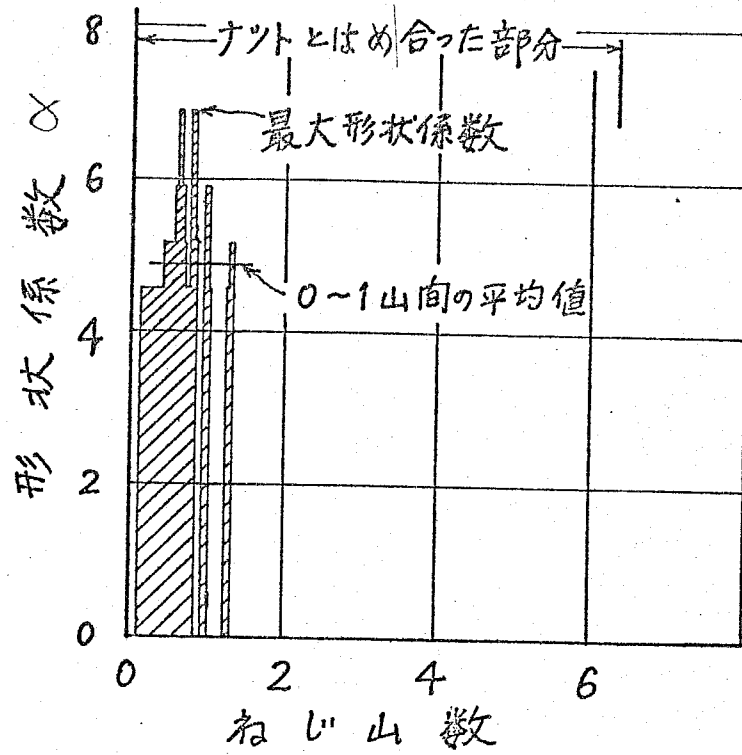


図 3.13 応力分布

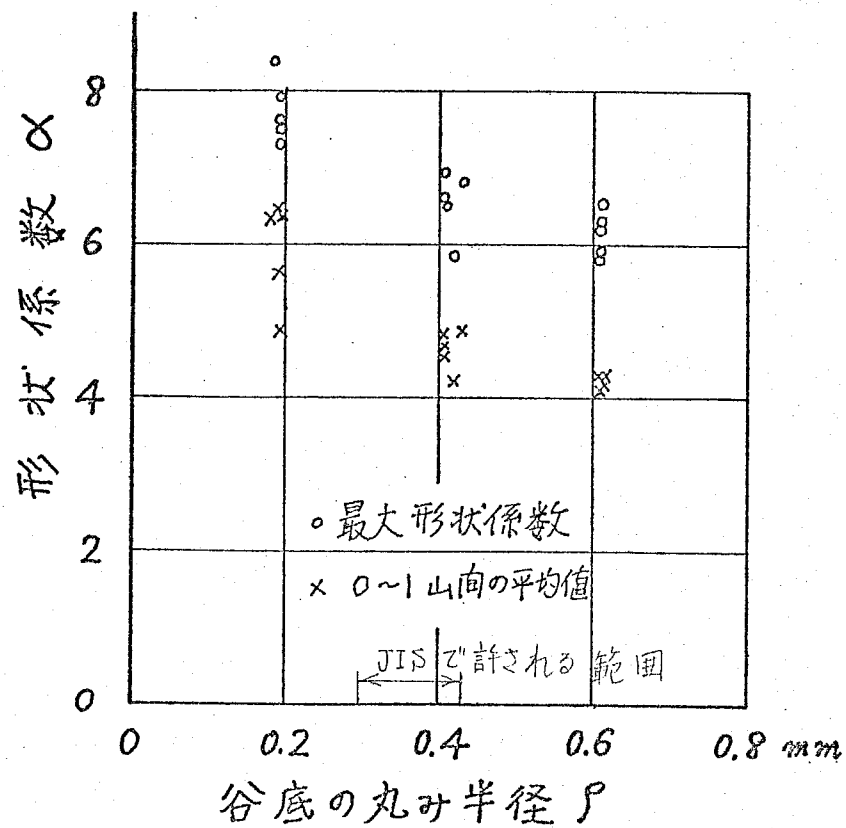


図 3.14 形状係数の測定値 (M24)

段階より、各段階の幅の平均値に相当する分だけ下った形状係数のところで、0～1山目ではすべてはん点が現れたとして求める。このようにして得られた形状係数とねじの谷の丸み半径の関係を図3・14に示す。なお図3・13において応力分布が不連続であるのはホルルトとナットのあたりが一樣でないためと思われる。

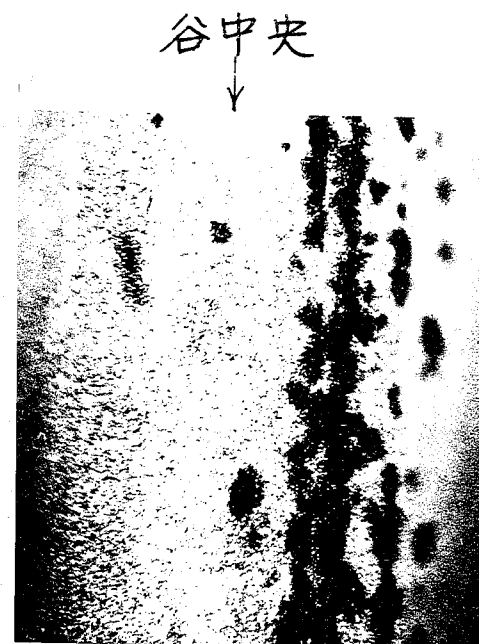
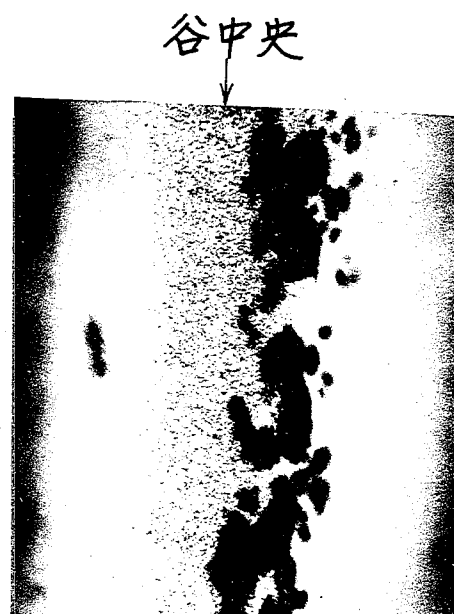
つぎに図3・15に谷底に発生したはん点の一例を示す。これは負荷座面からのねじ山数を表わす。はん点はねじの谷底中央ではなくねじ山の圧力側フランクにいくらか寄った位置に発生する。これを図3・16におけるホルルトのねじ断面において、点A, B, はん点Cの座標 x_A, x_B, x_C をSIP万能測定機で測定することにより、谷底中央からの角位置 θ を次式によって求め図3・17に示す。○△×□は試験片による違いを示す。

$$\theta = \sin^{-1} \frac{x_C - (x_A + x_B)/2}{p} \quad (3.14)$$

3.3 考察

有限要素法によって得られた谷底断面の最大応力を谷径断面の公称応力で割って得られる値を形状係数として、銅めっき法によって得られた実験値と比較したのが図3・18である。有限要素法による解析の際、そうはん玉状のねじ（厳密にはねじでない）を考えたので、図には実験値として、0～1山間の平均値が記入されている。

計算値と実験値はかなり近い値を示しているが、 p が小さいところでは、実験値が計算値より高い値を示す。この原因としては、ねじのような軸対称でない形状のものを



(a) $f=0.2\text{ mm}$, $n=0.5$ (b) $f=0.4\text{ mm}$, $n=0.64$ (c) $f=0.6\text{ mm}$, $n=0.63$

図 3.15 谷底に生じた斑点, ($N=8.89 \times 10^6$)

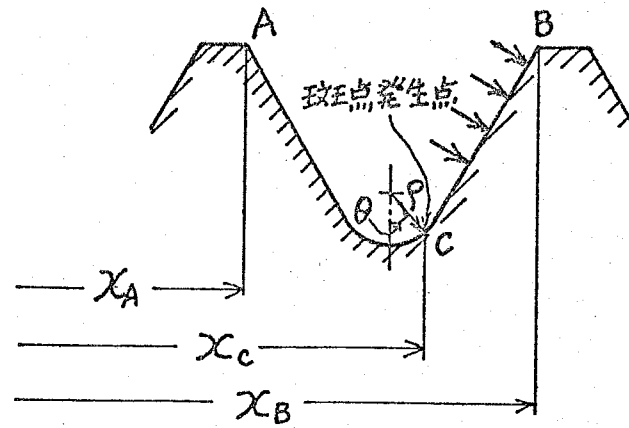


図3.16 ホルトのねじ断面

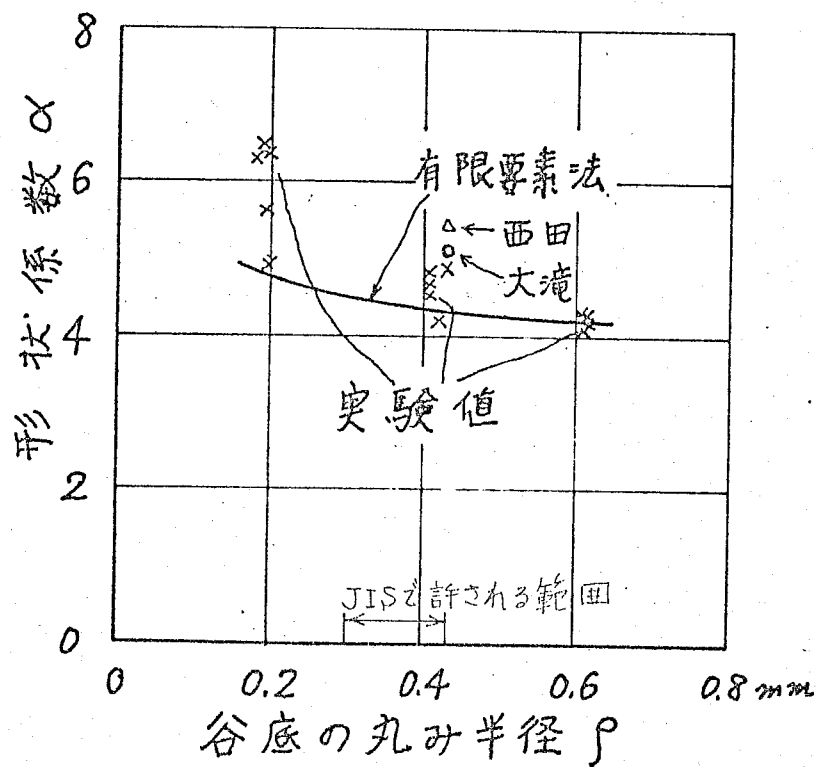
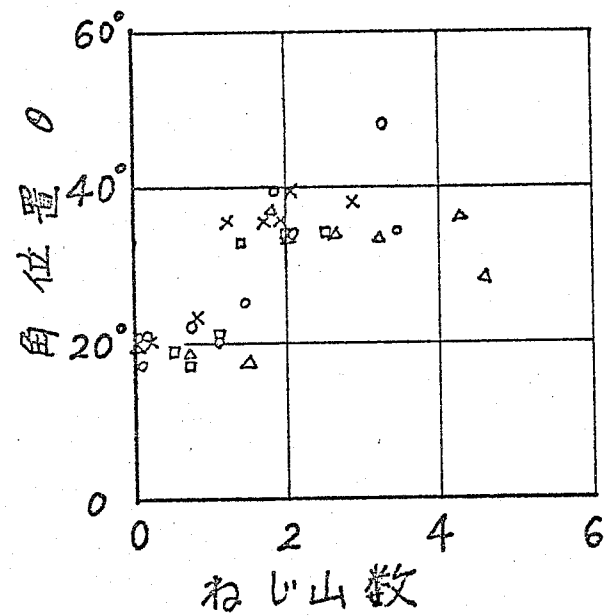
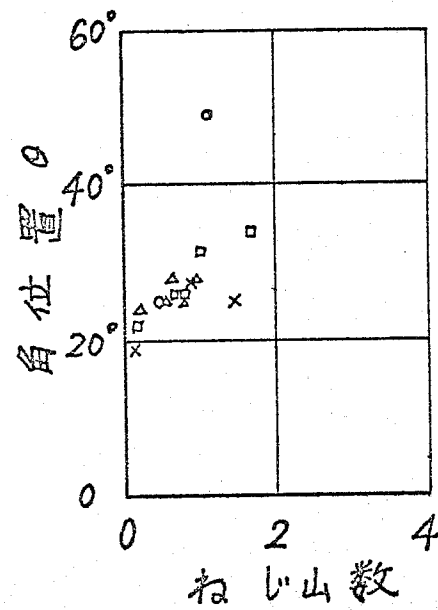


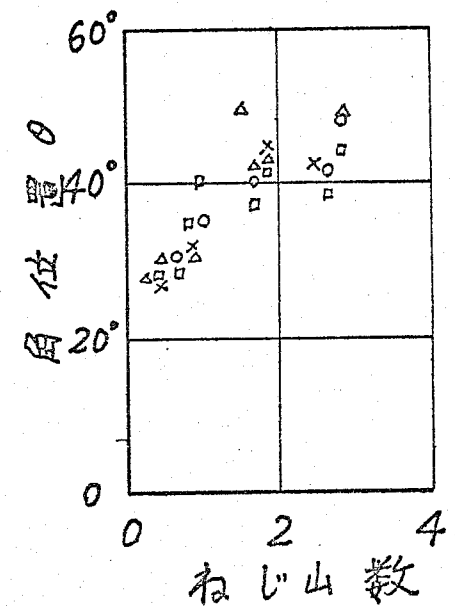
図3.18 計算値と実験値の比較(M24)



(a) $p = 0.2 \text{ mm}$



(b) $p = 0.4 \text{ mm}$



(c) $p = 0.6 \text{ mm}$

図 3.17 応力集中点の谷中央からの角位置

そろばん玉状のねじとして解析したこととか、有限要素法によって解析するにはあまりにも応力集中点の数が多いいことなどが計算精度を悪くしていると考えられる。また実験においてもボルトとナットがねじフランクにおいて一様にあたらないこととか、局所的な応力集中があまりにも大きいため、テーパ部の最小径を小さくせねばならず、したがって平均荷重を大きくすることができず、ピッチ精度の影響を受けやすいことなどの問題点が考えられる。図3・18には参考としてW1に対する西田⁽¹⁾、大滝⁽²⁹⁾の理論値が記入されている。西田、大滝の値はいずれも実験値よりいくらか大きい値を示す。

形状係数は谷底の丸み半径が大きくなるに従って小さくなるが0.4 mmと0.6 mmとの差は0.2 mmと0.4 mmとの間の差に比較して小さい。したがって谷底丸みをJISで規定されている0.3～0.43 mmを越えて大きくしてもあまり疲れ強さは大きくはならないと考えられる。しかし小さい方の限界を越えると疲れ強さは急激に小さくなると考えられる。

谷底断面における最大応力集中点の位置は図3・17に示すようにナット座面からのねじ山数によってかなり変化することが実験的に確かめられた。また谷底丸み半径によっても最大応力集中点の角位置が変化する。ねじ山数0.5における角位置は $P=0.2, 0.4, 0.6$ mmに対してほぼ $20^\circ, 25^\circ, 29^\circ$ で図3・6の計算結果と同様に谷底丸み半径が大きくなるに従って、谷の中央から圧力側フランクのほうへのかたよりが、大きくなる傾向がある。

3・4 結 論

本章ではねじ結合体における応力を有限要素法および銅めっき法を用いて解析し、つぎの結果が得られた。

(1) めねじとはめ合わされたおねじの各山がどのように荷重を分担するかをポイント・マッチング法と有限要素法を併用して三次元の2体接触問題として解いた。

(2) 銅めっき法による形状係数の測定値は有限要素法による計算値とかなり近い値を与えるが、有限要素法によって応力集中点が多くあるおねじのような複雑な形状の物体を扱うのは要素分割の面でかなり困難である。

(3) 銅めっき法による測定によれば、ねじ谷底断面の最大応力点は谷の丸み半径が大きくなるに従って谷の中央から圧力側フラックのほうへのかたよりが大きくなる。これは有限要素法による計算結果の傾向と一致する。

(4) おねじの形状係数と谷底の丸み半径の関係を明らかにした。その結果谷の丸み半径をJISに規定されている範囲を越えて大きくしても形状係数はあまり小さくはならないが、小さい方の限界を越すと急激に大きくなる。

第4章 ねじ結合体の応力に及ぼすピッチ誤差及びフランク角誤差の影響

第3章ではねじ山にピッチ誤差や、フランク角誤差がないボルト・ナットの組合わせに引張荷重が作用した場合のボルトのねじ谷底の応力について第2章と同様の方法で解析を行ない谷の丸みの影響を調査したので、本章では、ねじ山のピッチ誤差およびフランク角誤差がねじ谷底の応力分布にどのように影響するかを前章と同様の方法で解析する。すなわち、三次元軸対称2体接触問題としてポイント・マッチング法と有限要素法を併用してねじ山の荷重分担を計算し、これらの荷重分担のもとでボルトのねじ谷底に生ずる応力を求め、これから得られる形状係数と銅めっき法による実験値を比較検討する。

4.1 有限要素法による応力の計算

4.1.1 計算方法

前章と同様の方法で「おねじ」と「めねじ」のピッチがわずかに異なる場合および「おねじ」の圧力側フランク角が30度でない場合についてポイント・マッチング法と有限要素法を併用して、ボルト・ナットの接触面、すなわちねじ山フランクに沿っての荷重分布を求め、それから各ねじ山の荷重分担を計算する。つぎにそれらの荷重が各ねじ山フランクに作用したときのねじ谷底の応力を求める。

(a) 解析モデル

解析モデルの形状および境界条件は前章と同じである。(図3.1)

(b) 要素分割および荷重条件

ボルトのねじ部およびナットのねじ部の要素分割方式は前章の図3・2と同じであるが、ボルトとナットのピッチ差の影響を調べる場合は要素分割上のねじ寸法にはピッチ差を与えないで、次節で述べるねじ部の接触条件を与える際に考慮する。圧力側フランク角誤差の影響を調べる場合には、ボルトねじ部の圧力側フランクの座標を変えて、圧力側フランク角が所定の角度になるようにした要素分割で計算を行なう。

ねじ部の寸法を表4・1に示す。おねじの谷の丸み半径は 0.4 mm で一定とし、おねじのピッチが基準の 3 mm に対して $-4\text{ }\mu\text{m/ピッチ}$, $-2\text{ }\mu\text{m/ピッチ}$, $0\text{ }\mu\text{m/ピッチ}$, および $+2\text{ }\mu\text{m/ピッチ}$ の誤差をもつ場合に対して計算を行なう。またフランク角誤差の影響を考える際は、おねじの圧力側フランクを 30 度の基準に対して、 -2.5° , 0° , $+2.5^\circ$, $+5^\circ$ の誤差をもつ場合に対して計算を行なう。

(c) ねじ部の接触条件

ねじ面の摩擦を無視すると、圧力はねじ面に垂直に作用する(図4・1(a))。ボルトのねじ山の圧力側フランク角誤差が -2.5° の場合は図4・1(b)に示すようにナットのおねじ面に垂直に、また $+2.5^\circ$ および $+5^\circ$ の場合(図4・1(c))はボルトのおねじ面に垂直に圧力が作用すると仮定する。

つぎに図4・2において、ナットのおねじ山とはめ合っているボルトのおねじ面上の節点 i の変位を δ , δ の γ , z 方向成分をそれぞれ $\delta_{i\gamma}$, δ_{iz} とすれば、ねじフランク法線方向成分 δ_i は次式で表わされる。 γ をフランク角(ボルトのフランク角に -2.5° の

表4.1 ねじ部寸法

	圧力側フランク角誤差	谷の丸み	外径	有効径	谷の径
おねじ	-2.5°	0.4 mm	24.0 mm	21.898 mm	20.028 mm
	0°	0.4	24.0	21.898	20.100
	$+2.5^\circ$	0.4	24.0	21.898	20.169
	$+5^\circ$	0.4	24.0	21.898	20.237
めねじ	圧力側フランク角誤差	—	谷の径	有効径	内径
	0°	—	24.2	22.122	21.2

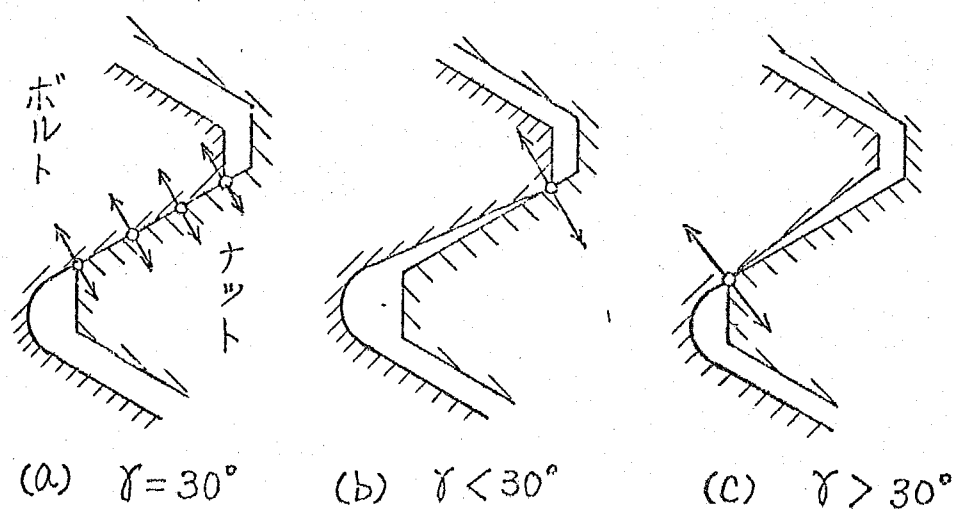


図4.1 接触フランクの圧力作用方向

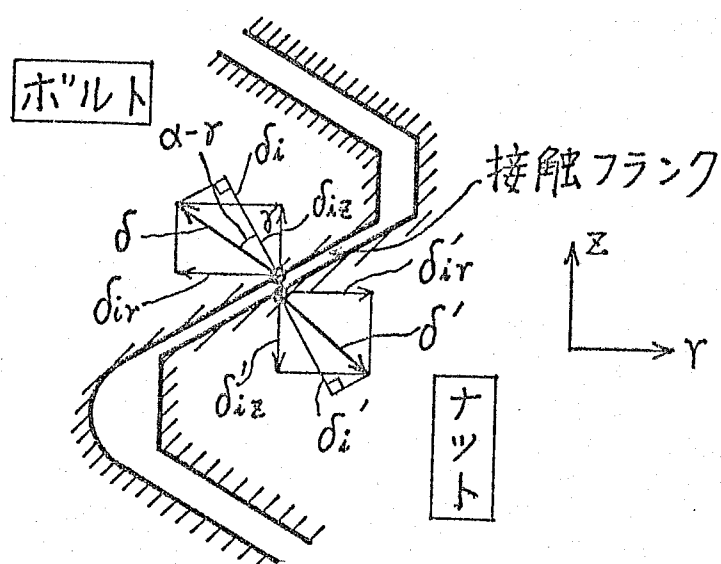


図4.2 接触条件

誤差がある場合はナットのフランク角 30° を γ とする), α を変位方向と Σ 方向のなす角とすると前章で述べた式(3.1) ~ (3.7) が有効である。

しかしおねいだけに一定のピッチ誤差 δ_p があり, 節点 i がナット座面から数えて n 番目のねじ山フランク上にあるとすると式(3.3)は次のようになる。

$$\delta_i + \delta_i' = C - (n-1) \delta_p \cos \gamma \quad (4.1)$$

おねいに圧力側フランク角誤差 δ_r がある場合は, ホルトとナットのねじ部の接点について式(3.1) ~ 式(3.7) が有効である。

軸力 W を与えると前章と同様に式(3.1) ~ 式(3.7) および式(4.1)より P_i が求まる。もし P_i が負になった場合は, 実際にはこの節点 i は変形後接触していない点であるから, この節点に関する規定条件を取除いて計算を繰返し, P_i に負の値が出て来なくなったときの値が実際にねじ山に作用する値であると考え。つぎにこの P_i を各ねじ山ごとに合計して各ねじ山の荷重分担率を求める。

(d) ホルトねじ谷底の応力の計算

前章と同様に, 図3.2に示したような要素分割の谷底の部分をも, さらに細かくわけた要素分割について逐次分割法で計算を行なう。境界条件の与え方は前章と同様である。

4.1.2 計算結果

図4.3にホル트의ピッチ誤差 δ_p を後述の実験と関連して $-4, -2, 0, +2 \text{ } \mu\text{m/ピッチ}$ の4段階に変え, 軸力 $2 \times 10^3 \text{ Kgf}$

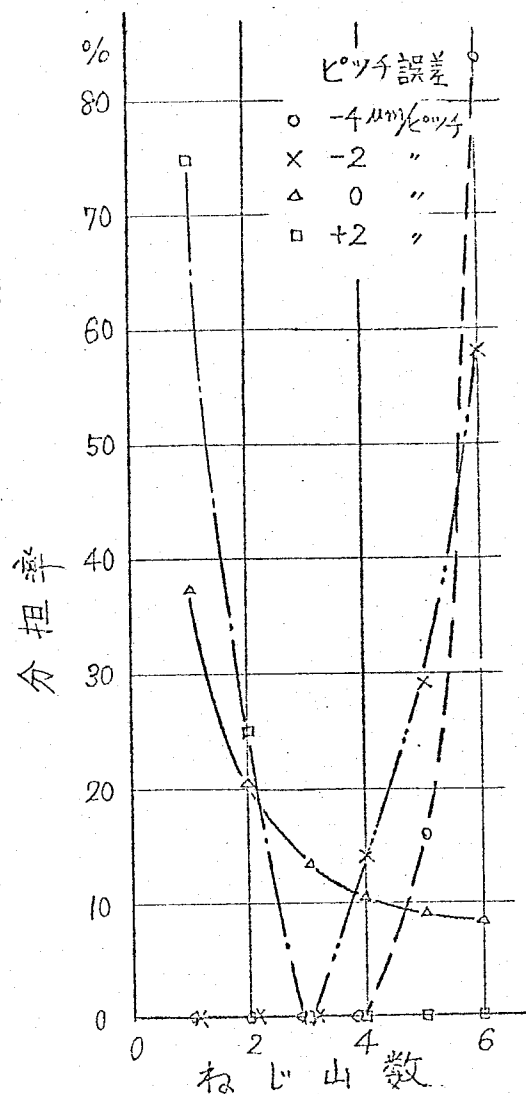


図4.3 荷重分担率(ピッチ誤差の影響)

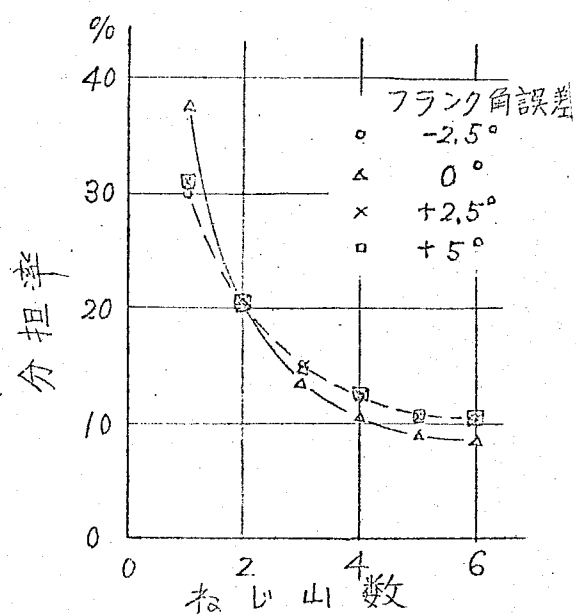


図4.4 荷重分担率(フランク角誤差の影響)

を M24 の ホルト・ナット に作用させた場合の各ねじ山の荷重分担率を示す。図 4・4 にはホルトの圧力側フランク角誤差 δ_r を $-2.5^\circ, 0^\circ, +2.5^\circ, +5^\circ$ の 4 段階に変えた場合の荷重分担率を示す。これらの図において横座標はナット座面からのねじ山数を示している。ねじ山の荷重分担率はおねじとめねじのピッチ差によって大きな影響を受けるが、フランク角の違いによる影響はかなり小さい。

つぎに図 4・5 および図 4・6 にホルト谷底近傍の主応力の分布を示す。 n は座面からのねじ山数を示し、座標は公称応力に対する比である。これらの図をまとめ、ピッチ誤差やフランク角誤差が各ねじの谷底の応力分布に与える影響を比較したのが図 4・7 および図 4・8 である。図 4・7 よりピッチ誤差によりホルト谷底の応力分布はかなり変化し最大応力も非常に変ることがわかる。特にピッチ誤差が $0 \mu\text{m}/\text{ピッチ}$ と $-2 \mu\text{m}/\text{ピッチ}$ の間で各ねじ谷底の応力分布が一樣になり最大形状係数が極小となるピッチ誤差が存在することが推定される。また図 4・8 よりフランク角誤差によつては、各ねじ谷底の応力分布はそれほど変化しないため、フランク角誤差を変えても各ねじ谷底の応力分布はそれほど変わらないと考えられる。

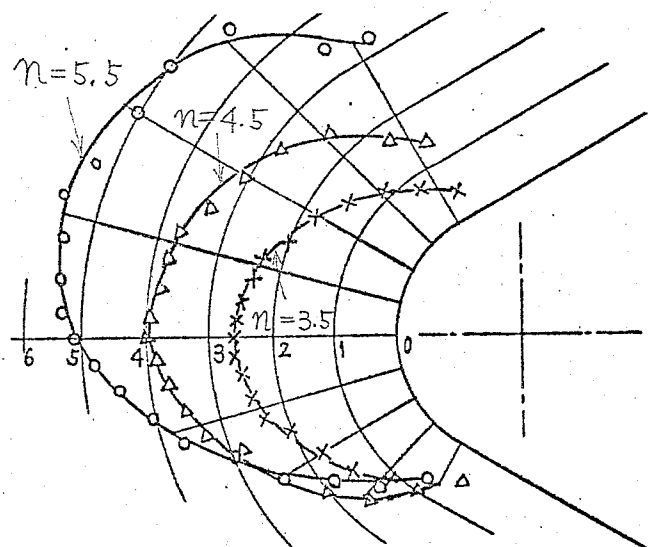
4・2 銅めつき法による応力の測定

4・2・1 実験方法

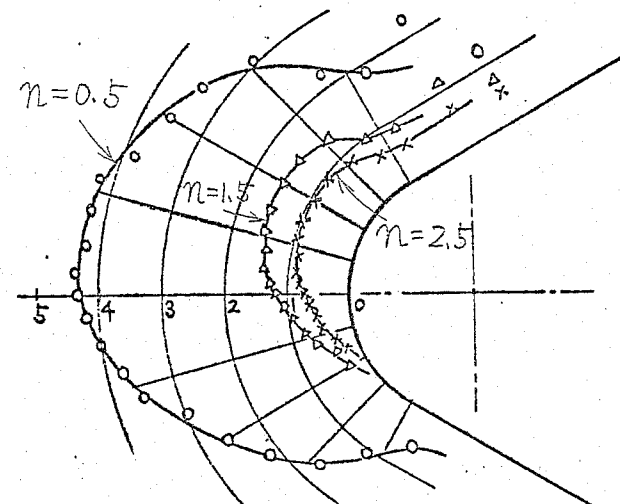
第 3 章と同様に銅めつき応力測定法によりホルトねじ谷底の応力を測定する。

(a) 試験片

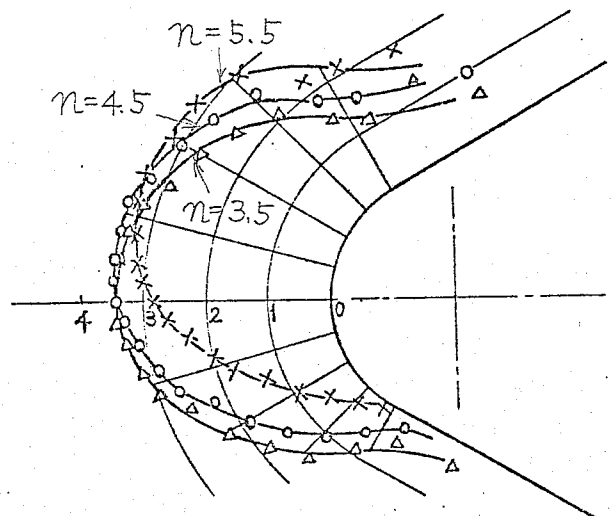
実験に用いた試験片の形状および寸法は第 3 章と同じで



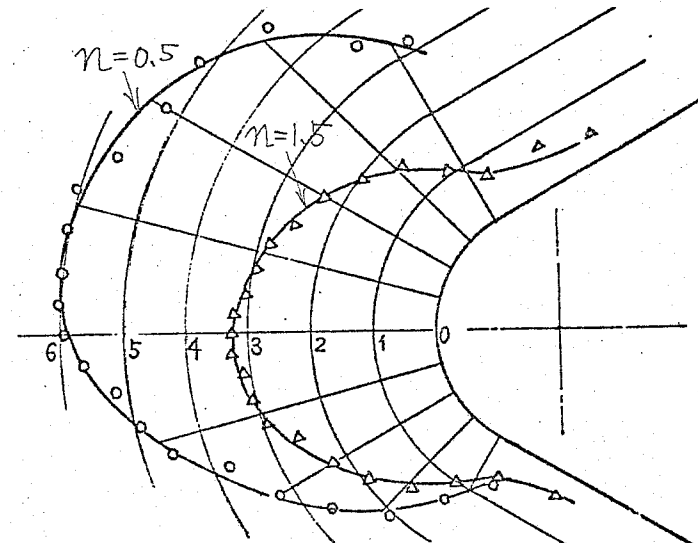
(a) $\delta_p = -4 \mu\text{m}/\text{ピッチ}$



(c) $\delta_p = 0 \mu\text{m}/\text{ピッチ}$

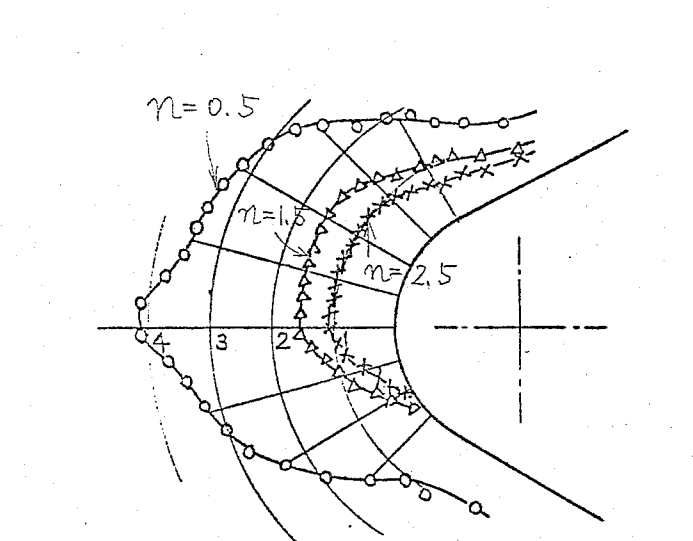


(b) $\delta_p = -2 \mu\text{m}/\text{ピッチ}$

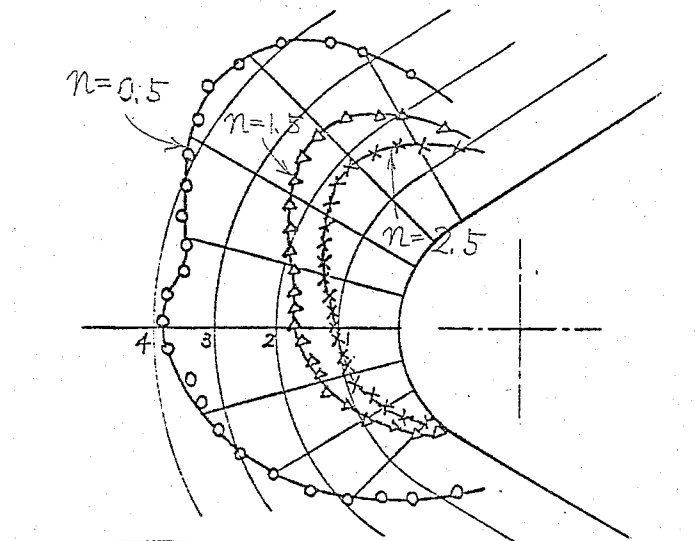


(d) $\delta_p = +2 \mu\text{m}/\text{ピッチ}$

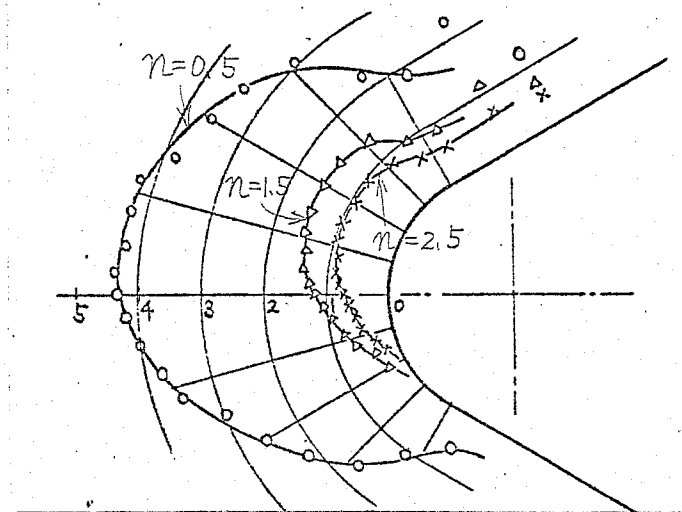
図 4.5 谷底近傍の応力分布(ピッチ誤差の影響)



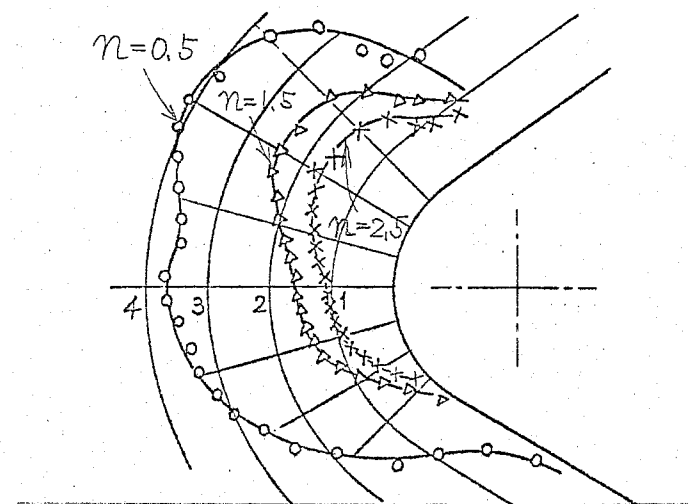
(a) $\delta_r = -2.5^\circ$



(c) $\delta_r = +2.5^\circ$



(b) $\delta_r = 0^\circ$



(d) $\delta_r = +5^\circ$

図4.6 谷底近傍の応力分布(フランク角誤差の影響)

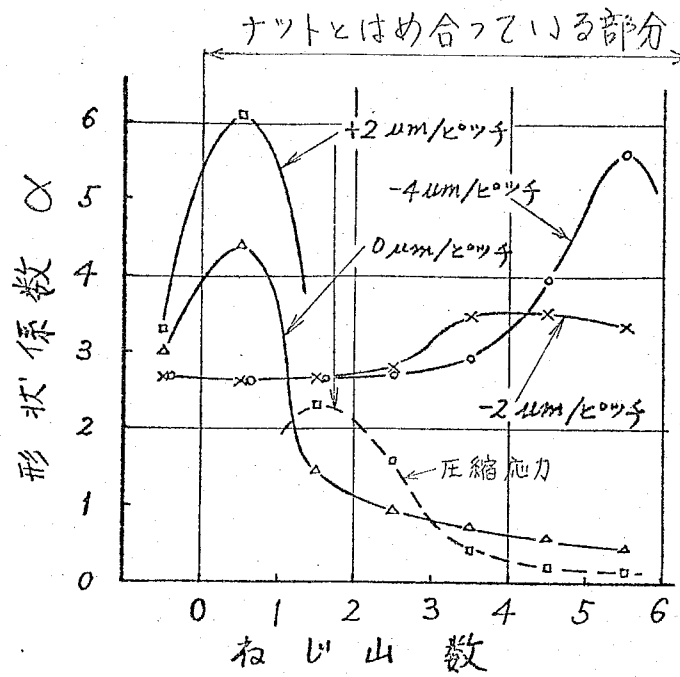


図 4.7 谷底の応力分布
(ピッチ誤差の影響)

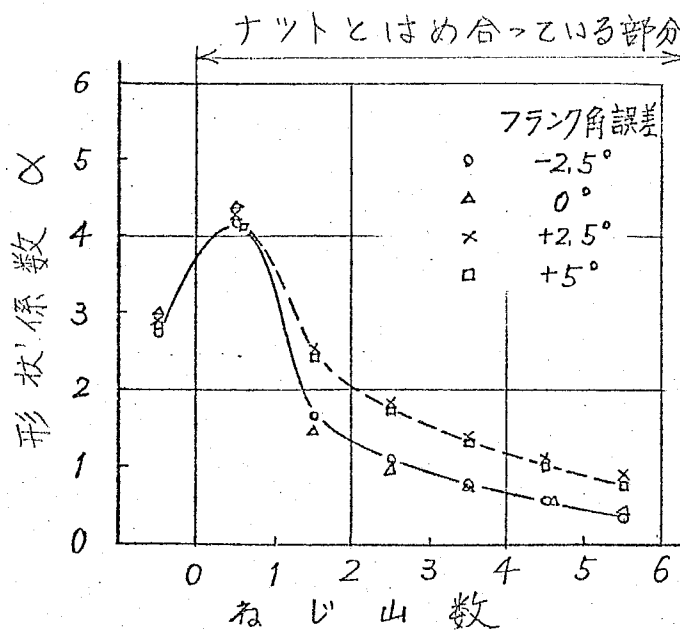


図 4.8 谷底の応力分布
(フランク角誤差の影響)

ある。試験片は M24 (ピッチ 3 mm) のボルトとナットから構成されておりボルトの中央部には応力校正用のテーパ部がある。規格で許されるねじの谷の丸み半径は M24 の場合 0.3 ~ 0.43 mm であり、すでに第3章で谷の丸み半径の影響については調査したので、本章の実験では 0.4 mm に一定として、ピッチ誤差とフランク角誤差の影響を調べることに主眼を置いた。実験ではボルトのねじだけに 1 ピッチ当り $-4 \mu\text{m}$, $-2 \mu\text{m}$, $0 \mu\text{m}$, $+2 \mu\text{m}$ で一様に伸縮する試験片を各々 4 本づつ製作した。またフランク角誤差についてはボルトのねじの圧力側フランク角だけを変えてフランク角誤差の影響を調査した。フランク角誤差として -2.5° , 0° , $+2.5^\circ$, $+5^\circ$ の試験片を各々 4 本づつ製作し実験を行った。ボルトのねじ部は旋盤加工後研削仕上げしてある。谷底部の仕上精度は応力集中に大きな影響を与えると考えられるので特に気をつけて研削した。図 4・9 は谷底部の工具顕微鏡による拡大写真で圧力側フランク角誤差 (図の右側のフランク) が -2.5° , 0° , $+2.5^\circ$, $+5^\circ$ の試験片の一例である。写真からわかるように円弧と直線部の接続もなめらかで円弧の部分も透明板に拡大同心円を描いて重ね合わせたところ $\pm 0.02 \text{ mm}$ 以内の精度で製作されていた。

ねじ部のピッチ精度、フランク角精度は SIP 万能測定機で測定した。図 4・10 にボルトの圧力側フランクのピッチ精度の一例を示す。ほぼ予定のピッチ精度に仕上げられていることがわかる。フランク角も ± 20 分以内の精度で製作されていた。

ナットのねじ部の加工方法は前章と同じであり、仕上り精度も前章と同様であった。試験の素材も前章と同じで、ボルトは SCM3, ナットは S45C である。

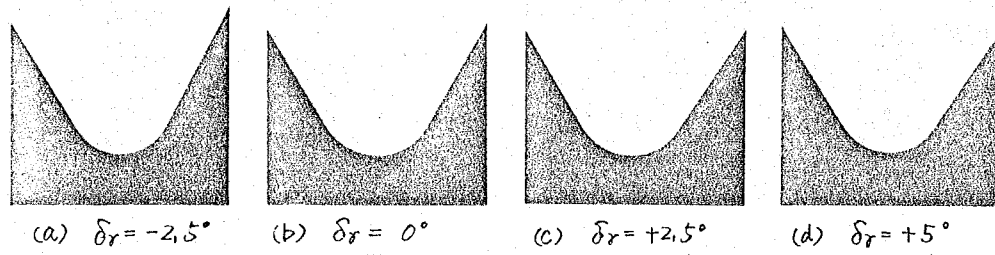


図4.9 ホルト谷底の拡大写真
(右側が圧力側フラック)

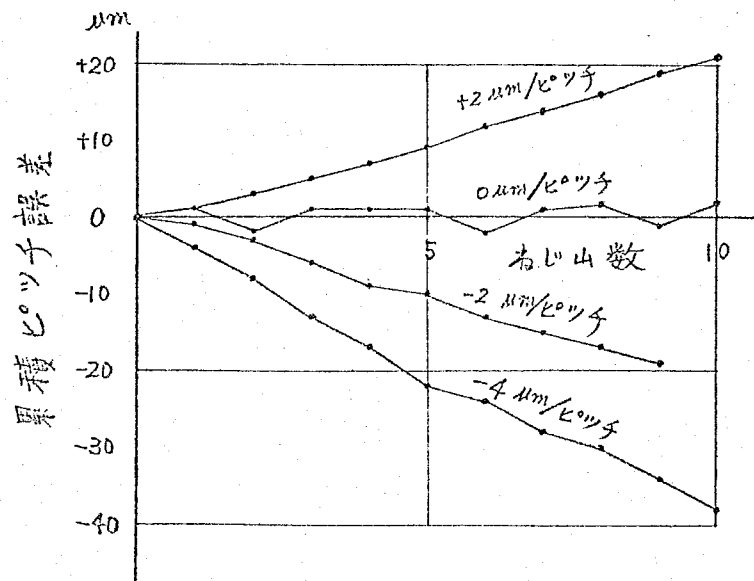


図4.10 ホルトねじ部のピッチ精度

(b) 銅めっき

本実験で用いためっき液の組成およびめっき条件は前章と同様である。試験片のボルトのねじ部およびテーパー部にアルカリめっきを行い、つぎに酸めっきを行う。

(c) 繰返し引張試験

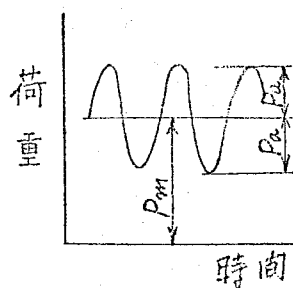
繰返し引張荷重をボルト・ナットに作用させるには前章と同様に久野式引張圧縮疲れ試験機 RTC-K10を使用した。表 4.2 にボルト・ナットに作用させた繰返し引張荷重を示す。

4.2.2 実験結果

図 4.11 は応力分布を測定した結果の一例である。横軸は負荷座面からのねじ山数を示し、はめ合い山数は約 6.3 山である。縦軸は応力を形状係数で示す。黒く塗りつぶしてある部分はいろいろな繰返し数で試験機をとめそのときはん点の出ている部分に対応し、斜線部は圧縮応力によりはん点が発生した部分に対応する。はん点かはめ合っているねじ山のどの位置に現れるかは、ねじのピッチ誤差の大きさによって非常に異なる。

また、前章と同様の方法で 1 山ごとの平均値を求めた。すなわち、平均値を求める際またはん点が見れていない部分についてはつぎのように取扱った。形状係数の一番下の段階より、各段階の幅の平均値に相当する分だけ下った形状係数のところで、その 1 山にはすべてはん点が見れたとして求める。図 4.12 および図 4.13 に上記のようにして得られた 1 山ごとの形状係数の平均値の最大値とピッチ誤差の関係およびフランク角誤差との関係を示す。なお図 4.11 において応力分布が不連続であるのはボルトとナットのあたりが一樣でないためと思われる。

表4.2 作用荷重



ピッチ誤差または フランク角誤差	平均荷重 P_m	振動荷重 P_a
$-4 \text{ } \mu\text{m/ピッチ}$	$2.0 \times 10^3 \text{ Kgf}$	$0.9 \times 10^3 \text{ Kgf}$
-2	2.0	1.5
0	2.0	0.9
+2	2.0	0.9
-2.5°	$2.0 \times 10^3 \text{ Kgf}$	$0.9 \times 10^3 \text{ Kgf}$
0	2.0	0.9
+2.5	2.0	1.5
+5	2.0	1.5

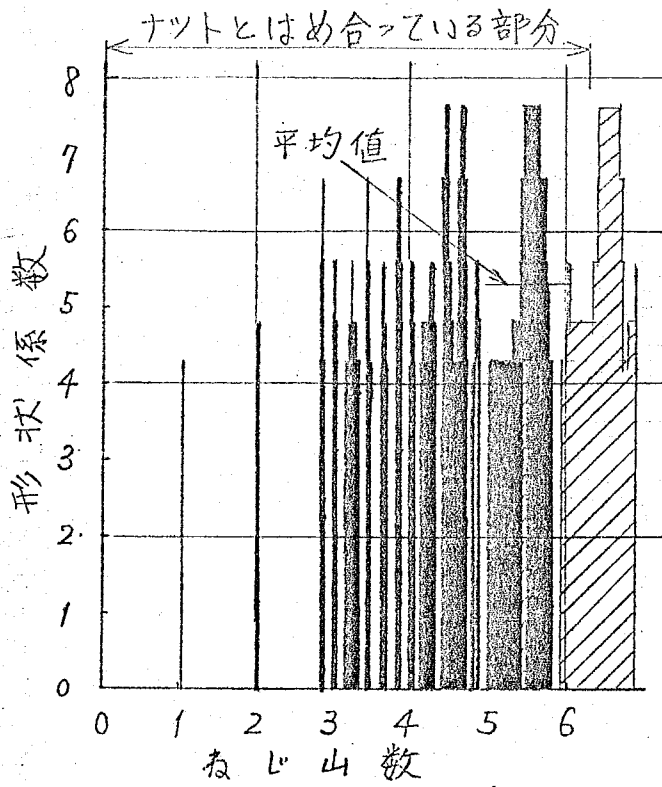
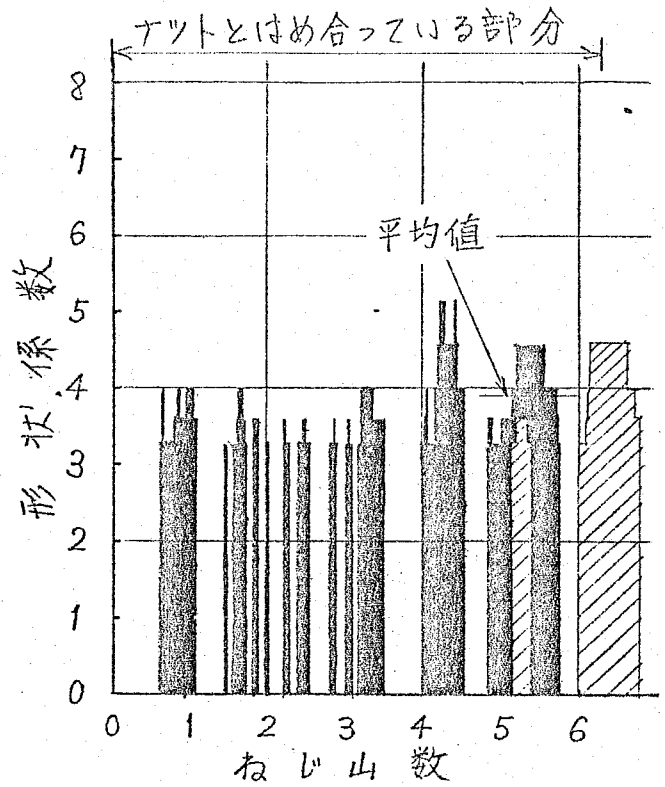
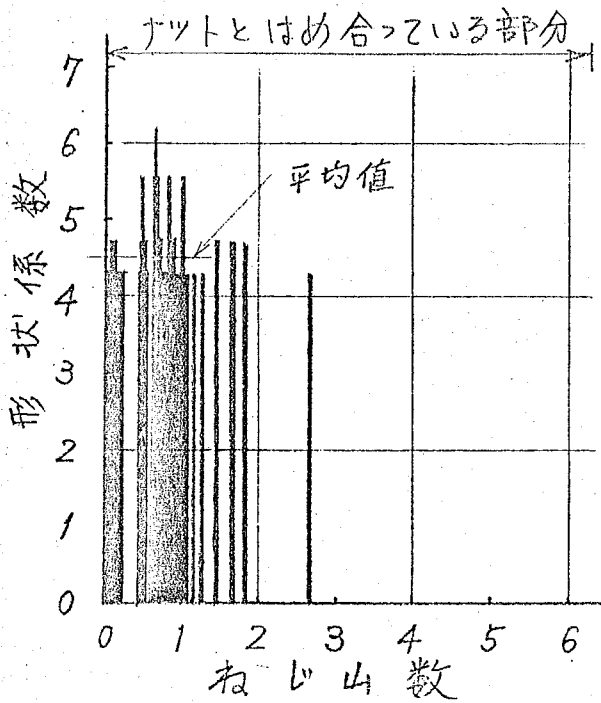
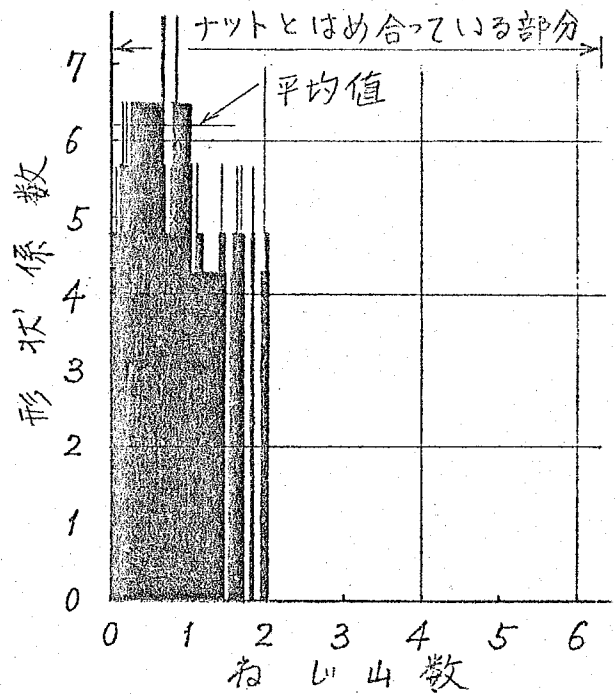
(a) $\delta_p = -4.0 \mu\text{m}/\text{ピッチ}$ (b) $\delta_p = -2.0 \mu\text{m}/\text{ピッチ}$ (c) $\delta_p = 0 \mu\text{m}/\text{ピッチ}$ (d) $\delta_p = +2.0 \mu\text{m}/\text{ピッチ}$

図4.11 応力分布(ピッチ誤差の影響)

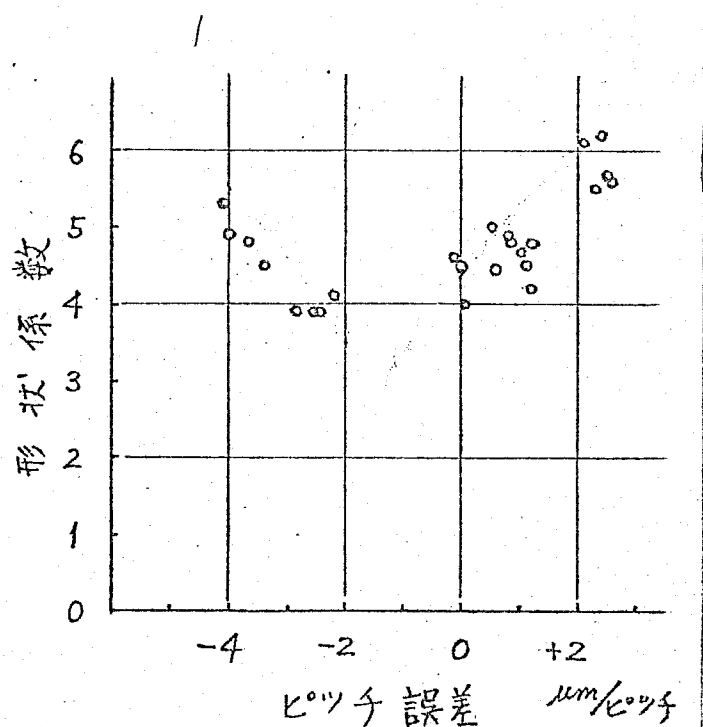


図4.12 形状係数とピッチ誤差の関係
(実験値)

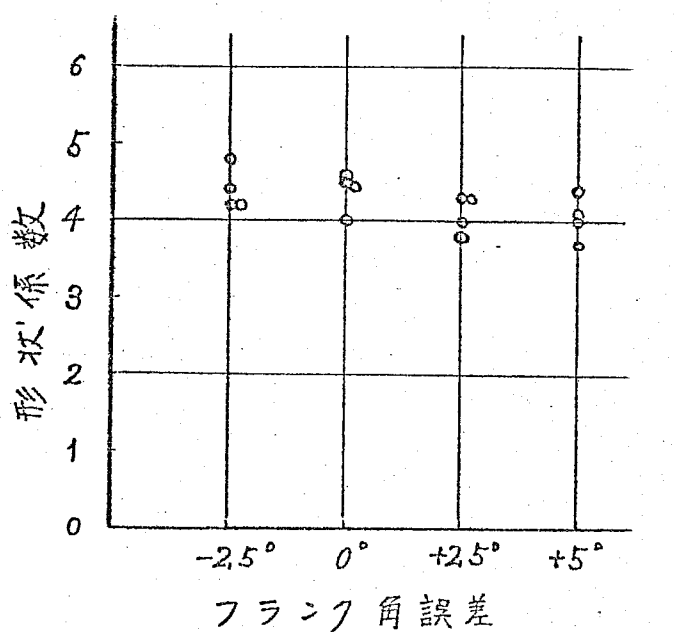


図4.13 形状係数とフランク角誤差の関係
(実験値)

つぎに図4・14に谷底に発生したはん点の例を示す。これは負荷座面からのねじ山数を表わす。はん点はねじの谷底中央ではなくねじ山の圧力側フランクに寄った位置に生ずる。これをホルトのねじ断面(図4・15)において点A, B, はん点Cの座標 x_A, x_B, x_C をSIP万能測定機で測定することにより谷底中央からの角位置 θ をほぼ前章と同様に次式により求め図4・16および図4・17に示す。○△ロ×等は試験片の違いを示す。

$$\theta = \sin^{-1} \frac{x_C - x_m}{\rho} \quad (4 \cdot 2)$$

$$\text{ここで } x_m = \frac{x_A \tan \gamma + x_B \tan \beta}{\tan \gamma + \tan \beta} \quad \text{である。}$$

4・3 考察

有限要素法によって得られた谷底断面の最大応力を谷底断面の公称応力で割って得られる値を形状係数として、銅めっき法によって得られた実験値と比較したのが図4・18および図4・19である。実験と計算値はかなり良く一致している。とくに形状係数はピッチ誤差の影響を受け、軸力 $2 \times 10^3 \text{ kgf}$ ではめねじに対しおねじが 1.4 mm /ピッチ程度の割合で一様に縮んでいるとき形状係数が最小になることがわかる。車由力が大きくなるとそれに比例してピッチ誤差も大きくしてやれば、同じ形状係数になることが式(3・3)～式(3・7)および式(4・1)よりわかる。

図4・19では実験結果と計算結果の傾向がフランク角誤差 -2.5° の場合だけ多少異なるが、これは有限要素法による計算値のばらつきの中に入ると考えられる。実験結果および計算結果よりフランク角を大きくすると形状係数はいくらか小

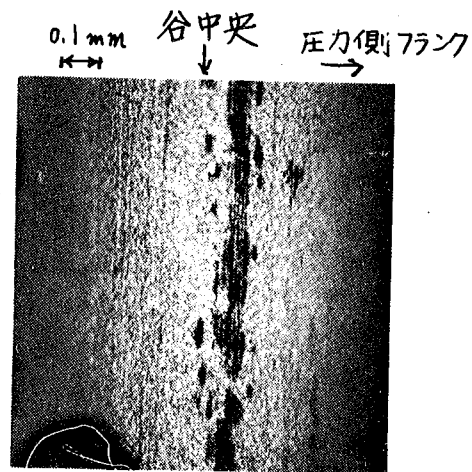


図4.14 谷底に発生したはん点
 $(\delta\gamma = +2.5^\circ, n=0.5)$

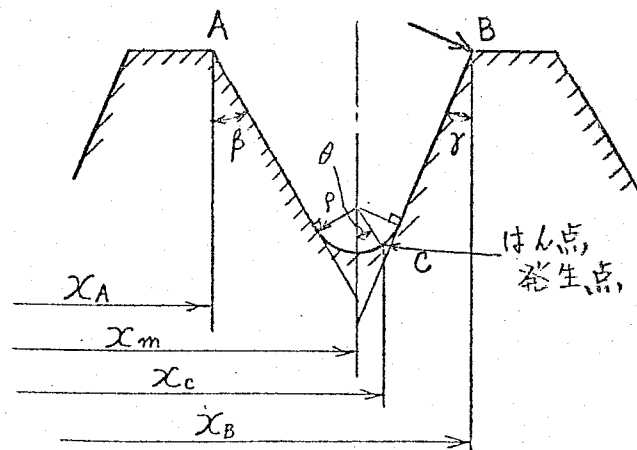
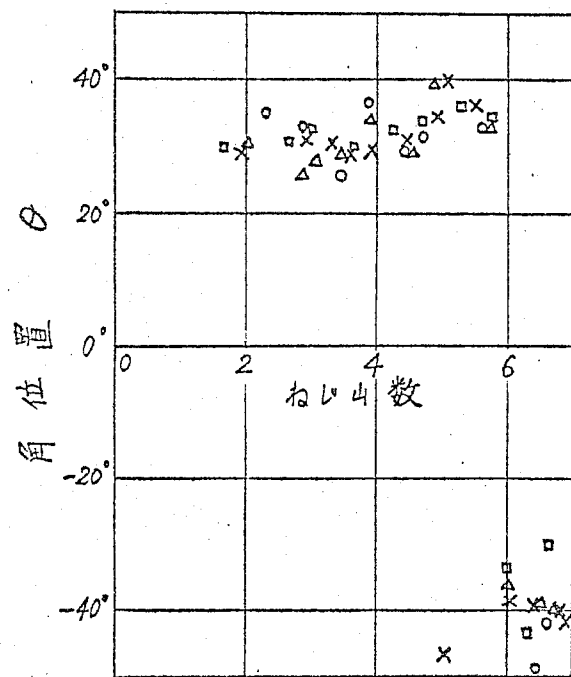
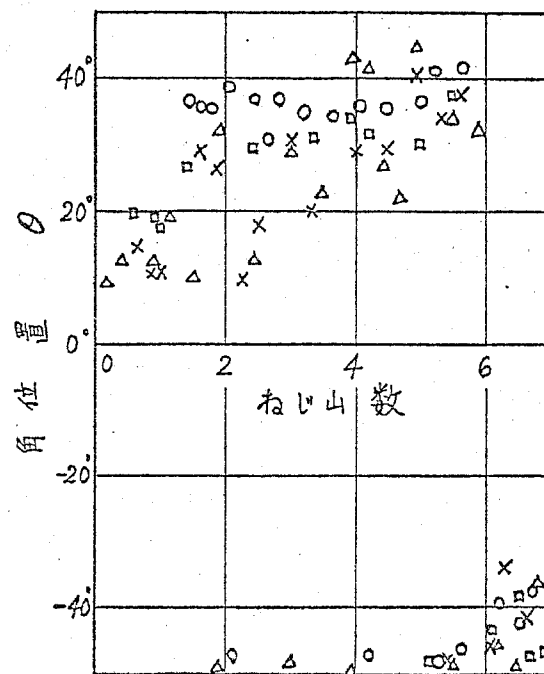


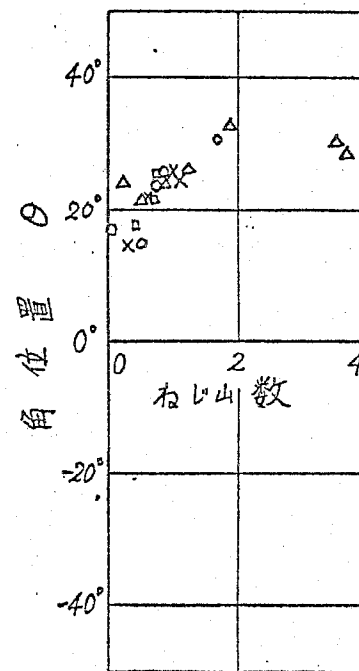
図4.15 θ の求め方



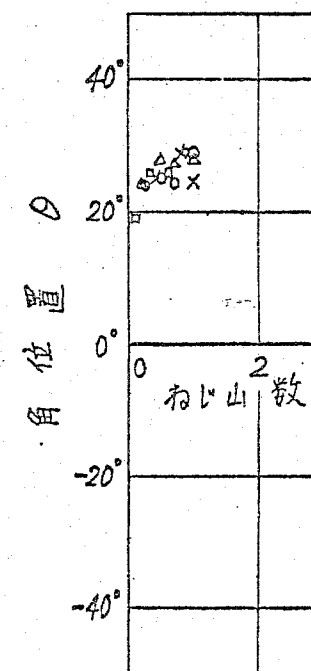
(a) $\delta_p = -4 \mu\text{m}/\text{ピッチ}$



(b) $\delta_p = -2 \mu\text{m}/\text{ピッチ}$

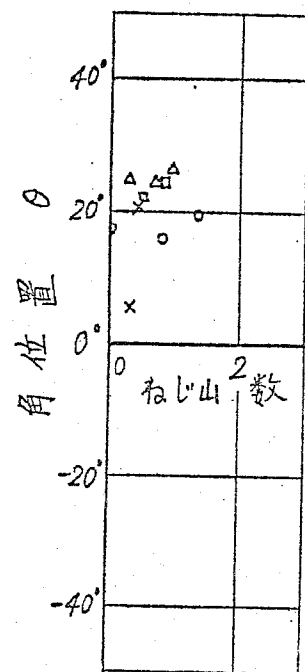


(c) $\delta_p = 0 \mu\text{m}/\text{ピッチ}$

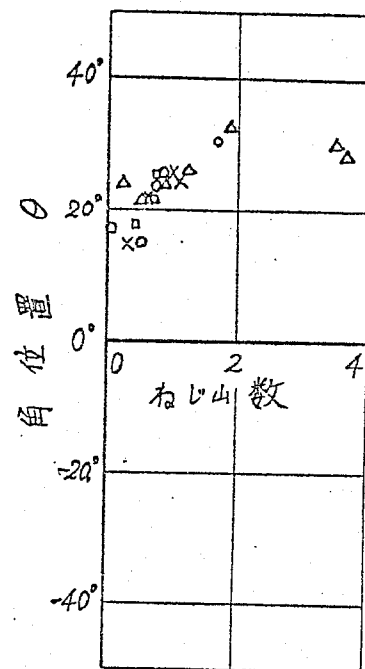


(d) $\delta_p = +2 \mu\text{m}/\text{ピッチ}$

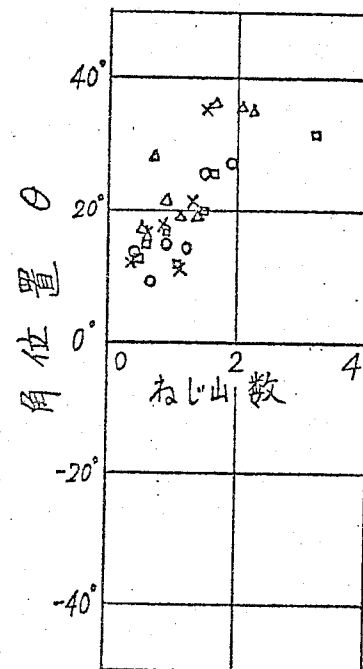
図4.16 はん点発生位置 (ピッチ誤差の影響)



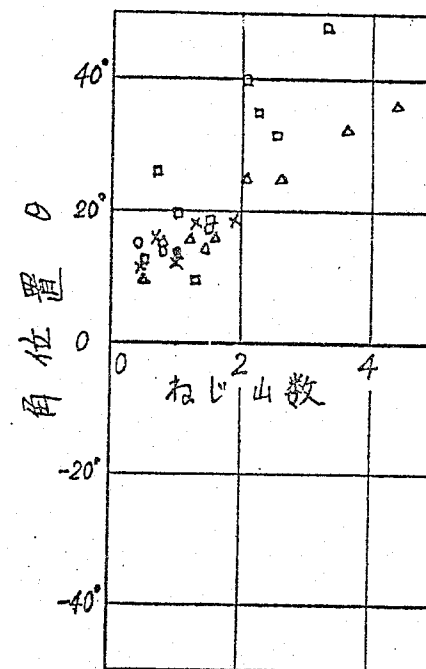
(a) $\delta r = -2.5^\circ$



(b) $\delta r = 0^\circ$



(c) $\delta r = +2.5^\circ$



(d) $\delta r = +5^\circ$

図4.17 はん点発生位置 (フランク角誤差の影響)

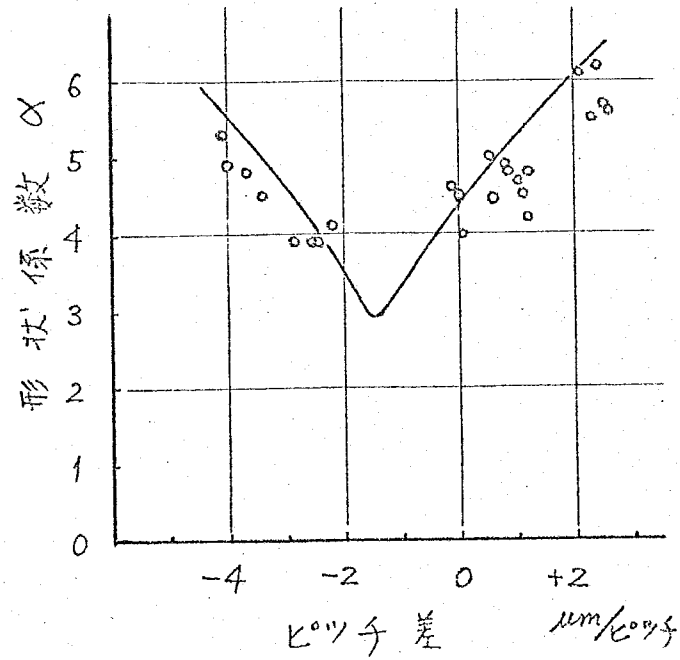


図4.18 計算値と実験値の比較
(形状係数とピッチ誤差の関係)
M24, 軸力 $2 \times 10^3 \text{ Kgf}$

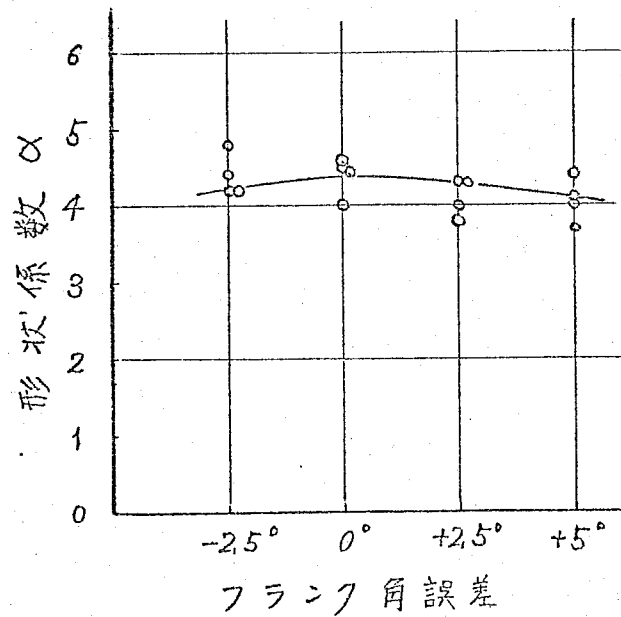


図4.19 計算値と実験値の比較
(形状係数とフランク角誤差の関係)
M24, 軸力 $2 \times 10^3 \text{ Kgf}$

さくなるか"あまり変化しないことがわかる。さらにねじ谷底の応力は座面から最初の谷底で最大になるか、この値はほぼ"多重V溝付き丸棒の引張による応力とねじ山の曲げ"による応力の和と考えられるから、フランク角を変えてもそれほど形状係数は小さくならないことは予想される。

また、ねじ谷底における応力集中点の位置は座面近くの谷では谷中央に近く、ねじ山数が増すと、ねじ山の曲げ"による圧縮力の影響を受け圧力側フランクの方によって行くことが図4・5, 図4・6(計算値), 図4・16, 図4・17(実験値)よりわかる。

4・4 結論

ホルトのねじ山のピッチ誤差および圧力側フランク角誤差が、ねじ結合体におけるホルト谷底の応力にどのように影響を与えるかを有限要素法および銅めっき法を用いて解析し、つぎの結果が得られた。

- (1) めねじとはめ合ったおねじにピッチ誤差がある場合には、各ねじ山の荷重分担および谷底の応力分布は相当変化し、形状係数を小さくするためにはめねじとはめ合ったおねじの各ねじ谷底の応力分布を一樣にすることが必要である。
- (2) めねじとはめ合ったおねじの圧力側フランク角誤差を変えても形状係数はあまり変化しない。
- (3) おねじの疲れ強さを向上させるためには(1), (2)よりピッチ修正を施す方がフランク角を変えるより効果が大きいと思われる。

第5章 ねじ結合体の応力集中を緩和する方法

ねじ結合体の応力集中を緩和する方法が従来よりいろいろ提案されているが、本章ではまずそれらの方法について概説し、その得失について述べ、つぎに第3章、4章の研究を基にして新しい方法を提案しそれについて検討する。

5.1 従来の提案に対する批判

ねじ結合体の応力集中を緩和する方法はいろいろ提案されている。まず Den Hartog⁽¹²⁾ は ホルトとナットのねじにピッチ差を与える方法について検討し、一様なピッチ差では、はめ合ったねじ山の荷重分担を完全には一様にすることはできないことを見出し、完全に一様にする一つの方法として、めねじのねじ山の有効径を座面側で大きくなるように放物線状に変化させる方法を提案している。Madschka⁽¹⁴⁾ は 引張ナットを提案し、外径を変化させ荷重分担が一様になるようにしている。その後 Hetényi⁽²⁾ は 三次元光弾性実験(応力凍結法)により ホルト・ナット結合体のホルトのねじ谷底の応力分布を測定している。ワットウォース並目ねじ1インチのホルトに対して6種類の形状の異なるナットで実験を行い、テーパねじ付ナットおよびテーパリップ付ナットを使用した場合、形状係数が標準のナットの場合より小さくなることを見い出している。西田⁽¹⁾ は 二次元光弾性による実験で実験式を導き、ねじ谷底の丸み半径やフランク角、ピッチ、ねじ山形の影響などについて言及している。そしてねじの応力集中を緩和する方法をつぎの三つに大別している。

- (1) ねじ山の分担する荷重の不均一を軽減する方法。
- (2) 片持梁としてつけ根に生ずる応力集中を減少させる方法。

(3) 引張荷重による応力集中を減らす方法.

これらのうち(1)に属する方法として

- (a) ナットの肉厚を上方より下方になるに従って薄く作る.
- (b) ボルトの上部を中空にくり抜く.
- (c) ナットの支持点を上方に移す.
- (d) ボルトに対しナットに縦弾性係数の小さい材料を用いる.
- (e) 各ねじ山の荷重が一樣になるように予めピッチ差を与える.

(2) および(3)に属する方法として

- (a) ねじの谷の丸み半径を大きくする.
- (b) ねじ山のフランク角を大きくする.
- (c) 外径に対してピッチを小さくする.
- (d) ねじ山の頂部を削り落す.
- (e) ナットとはめ合うねじ以外のねじ山をなるべく大きい曲率半径 R をもつように削り落す.

をあげている. しかし大別(1)については本研究により、さらによい方法が見出されている. これについては次節で述べる.

また Sopwith⁽¹⁶⁾ はねじ山の荷重分担について理論解析を行い、ピッチ差を与える方法、ねじ山にテーパをつける方法、およびナットに縦弾性係数の小さい材料を使用する方法について検討している.

最近の研究では大滝⁽²⁰⁾ は二次元弾性論により、ねじ呼び径、ナット高さ、ピッチ、ねじ谷底の丸み半径などが形状係数に与える影響を研究している. また清家⁽²²⁾ は銅めっき応力測定法により、ナットの高さおよび形状、ナットの材質と形状係数の関係を M20 のねじについて実験している.

以上は主として形状係数の点からねじの強度を取扱っているが、いろいろなねじ山形のねじを製作し疲れ試験によってねじ山形の各因子の影響を検討した研究がある^{(38) ~ (47)}。これらについてはここでは深くはふれない。

上述のようにねじ結合体の応力集中を緩和する方法はいろいろあるが、基本的な一つの流れとしてのねじ山の荷重分担を一樣にして形状係数を小さくしようとする差には重大なミスがある。それはねじ山にかかる荷重とそのねじ谷底に生ずる応力が比例すると考えていることである。ねじ谷底にはねじ山の曲げにより生ずる応力のほかに引張による応力があることを見落してはならない。それ故従来の提案による引張ナットの形状やピッチ差の計算式には問題がある、またナットの形状を変えて引張ナットにすることは実用的ではないし、ナットの材料を変えて縦弾性係数の小さい材料を使用すること、一般に縦弾性係数の小さい材料は引張強さも小さく高価であることを考えると問題がある。

つぎに西田の分類の(2)及び(3)に属する方法のうち、谷の丸み半径を大きくすること及びねじ山のフランク角を大きくすることは、ある程度の効果はあるが、現在使用されているJIS規格のねじの谷底丸みをさらに大きくしたり、フランク角を大きくしても効果はあまりないということが第3章及び第4章の解析結果からわかる。

5.2 新しい方法の提案

従来の研究ではねじ山の荷重分担を一樣にすれば、ねじ谷底の応力分布は一樣になると考えられていた。しかしそれは誤りであることをまず示す。

第4章の図4.18で、M24のねじの場合、軸力 $2 \times 10^3 \text{ kgf}$ ではめねじに対しておねじが 1.4 mm/ピッチ 程度の割合で一樣に縮んでいるとき形状係数が最小になることがわかった。この場合のねじ山の荷重分担及びねじ谷底の応力分布を計算してみると図5.1のようになり、応力分布はほぼ一樣になるが荷重分担は一樣にはならない。荷重分担はナットの負荷座面側で小さくほぼ等比級数的に増加している方が良いことがわかる。すなわち各ねじ谷底の応力分布が一樣になるようにナットとボルトにピッチ差を与えてやれば、形状係数は小さくなり多重Vみぞ付き丸棒の値にかなり近づけることができると考えられる。

上述のピッチ差 -1.4 mm/ピッチ は繰返し演算によって得た値であるがM24のボルトを各強度区分の材質について降伏荷重の70%の締付け力で締付けた場合の最適ピッチ修正量を比例計算によって求め表5.1に示す。なお表5.1にはM24と相似形であるM10×1.25のねじについての最適修正量を相似則により求めて掲載してある。ISOの文書⁽⁴²⁾ではピッチ修正量を -0.15% としているが、本研究の値より小さく、この値はねじ山の荷重分担を一樣にすることを基礎にしているのではないかと思われる。

上記のようにピッチ修正したボルトを使用すれば、形状係数は普通のボルトの場合の64%となり、今仮りに疲れ強さが

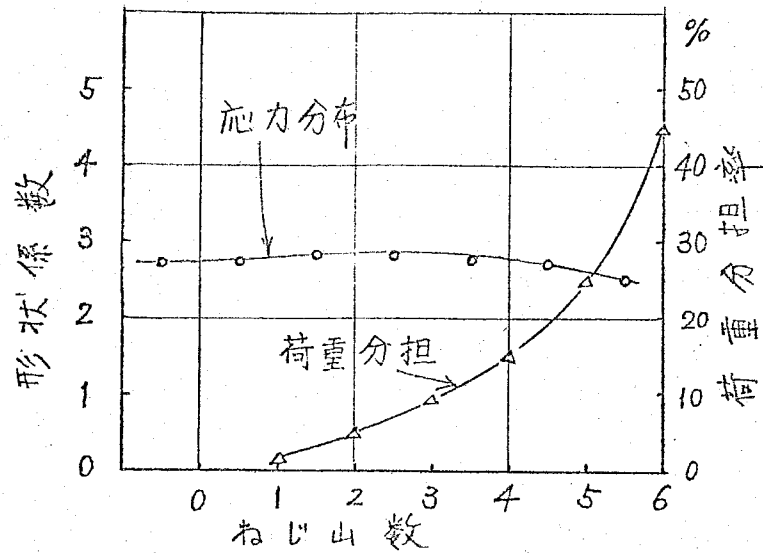


図5.1 $\delta_p = -1.4 \mu\text{m}/\text{ピッチ}$ の場合の荷重
分担率および応力分布
(M24, 軸力 $2 \times 10^3 \text{ kgf}$)

表5.1 最適ピッチ修正量

			強度区分				
			4.8	6.8	8.8	10.9	12.9
M24	締付け力($\times 10^3 \text{ kgf}$)		7.91	11.9	15.8	22.2	26.7
	ピッチ 修正量	$\mu\text{m}/\text{ピッチ}$	-5.54	-8.33	-11.1	-15.5	-18.7
		%	-0.19	-0.28	-0.37	-0.52	-0.62
M10 x1.25	締付け力($\times 10^3 \text{ kgf}$)		1.37	2.06	2.74	3.86	4.63
	ピッチ 修正量	$\mu\text{m}/\text{ピッチ}$	-2.31	-3.47	-4.63	-6.46	-7.79
		%	-0.19	-0.28	-0.37	-0.52	-0.62

形状係数に逆比例するとすれば、疲れ強さは普通のボルトの150%となる。ISOでは非対称ねじ山形が提案されているが、本研究によると山形を非対称にするより、ピッチ修正の方が効果があると考えられるので、疲れ強さが問題となるねじにはピッチ修正を施すのが良いと考える。

疲れ強さが問題となる場所に使われるボルトは現在のところ強度区分12.9のものがよく使用されるが、このボルトではピッチ修正量は-0.62%でM10×1.25のボルトではめ合い長さ0.8dとして約50μmに達する。有効径当量では $1.732 \times 50 = 87 \mu m$ になる。それ故実用上普通のナットでははめ合わないことが起る。従ってこのようなボルトはピッチ修正に相当する分だけ有効径を小さくしておくことが必要である。

また一般に使用されているボルト・ナットに対してもピッチの公差範囲をボルトに対しては基準ピッチに対して負側に、ナットに対しては正側に与えるようにすれば疲れ強さも全体として増加し、ばらつきも少なくなるのではないかと考える。

結 言

本論文では機械要素の一つとして最も重要であるにもかかわらず、その形状が複雑であるため、二次元の近似解や弾性モデルによる実験的解析はあるが、いまだに厳密には明らかにされていないねじの応力について、理論的には有限要素法により三次元軸対称問題としてはいじめて解析を行った。また実験的には銅めつき応力測定法の測定精度を向上させる方法を提案し、これによりホルト・ナットの組合せについて応力を測定することができ、この結果は解析結果とかなりよく一致している。これらによりねじ谷底の応力とねじ山形因子の関係を明らかにすることができ、ねじ結合体を合理的に設計するための資料が得られた。またねじ結合体の応力集中を緩和させる方法について従来の提案を検討し、その内ねじ谷底の応力とねじ山荷重の関係については従来の考えに重大な誤りがあることを指摘し、新しい応力集中緩和法を提案した。

今後ねじ結合体の応力については理論的には三次元軸対称問題としてではなく、純粋に三次元的に解析することが残されておりこれには最近の急速な電子計算機の大型化、高速化などの発展を考えると有限要素法が最も有力であろう。また実用的には形状係数と切欠係数の関係も明らかにされねばならぬ問題の一つである。これに関連して、実験的には疲れ試験によりねじ山形因子の影響を確かめる必要がある。

最後に、この研究の端緒を与えられた東京工業大学精密工学研究所の山本晃教授、また長年にわたり終始御助言、御鞭撻をいただいた同研究所の吉本勇教授に厚く御礼申し上げる。また東京大学の宮本博教授、名古屋大学の久保肇名誉教授、東京工業大学

の水野俊彦助教授, 中野和夫助教授, 松島皓三助教授に適切な御助言をいただいた。また試験片の製作に御協力下さった東京工業大学精密工学研究所附属工場 および 日本精機株式会社の方々に深く感謝します。なおこの研究における計算は東大大型計算機センターの HITAC-5020E および 東工大情報センターの HITAC-8700 によって行った。

また本研究の一部は、文部省科学研究費によって行った。ここに記して厚く感謝の意を表したい。

文献

- (1) 西田, おいの応力について, 理化学研究所彙報, 22-5 (1943-5), 385. および 23-10~12 (1945-7), 物 271.
- (2) Hetényi, M., A Photoelastic Study of Bolt and Nut Fastening, J. Appl. Mech., Trans. ASME, 10 (1943), A-93.
- (3) Hetényi, M., The Distribution of Stress in Threaded Connection, Proc. SESA, 1-1 (1944), 147.
- (4) Heywood, R. B., Tensile Fillet Stresses in Loaded Projections, Proc. Inst. Mech. Engrs., 159 (1948), 384
- (5) Heywood, R. B., Designing by Photo-Elasticity, (1952), Chapman & Hall.
- (6) 平木, 島村, 金衛, チタン材ボルト・ナットの研究 (オ1報), ユニゾイネジの形状係数, 機械試験所所報, 10-6 (1956), 213
- (7) 島村, 野口, ネジ接手の研究 (オ1報), ボルト・ナットのネジ径寸法差が応力分布に及ぼす影響について, (オ2報), ネジ山のこまかさが応力に及ぼす影響について, 機械試験所所報, 11 (1957), 67 & 162.
- (8) 島村, 機械要素における光弾性解析の応用, 日本機械学会誌, 65-533 (1963-6), 823.
- (9) 西田, 応力集中 (1967), 森北出版, 666.
- (10) Chalupnik, J. D., Stress Concentrations in Bolt-thread Roots, Exper. Mech., 8-9 (1968), 398.
- (11) Brown, A. F. C. & Hickson, V. M., A Photo-Elastic Study of Stresses in Screw Threads, Proc. Inst. Mech. Engr., 1B-12 (1952~1953), 605.
- (12) Den Hartog, J. P., The Mechanics of Plate Rotors for Turbo

Generators, J. Appl. Mech., Trans. ASME, 51 (1929), Paper APM-51-1.

- (13) 久保, ボルトに生ずる応力に就て, 九大工学部彙報, 10-2 (1935), 101.
- (14) Madschka, L., Beanspruchung von Schraubenverbindungen und zweckmäßige Gestaltung der Gewindeträger, Forschung, 7-6 (1936), 299.
- (15) Goodier, J. N., The Distribution of Load on the Threads of Screws, J. Appl. Mech., Trans. ASME, 62(1940), A-10.
- (16) Sopwith, D. G., The Distribution of Load in Screw Threads, Proc. Inst. Mech. Engr., 159-45 (1948), 373.
- (17) 西原, 藤井, ねじ山のたわみが"非線型的"である場合のねじ山荷重分布について, 日本機械学会論文集, 18-65(1952), 1.
- (18) 奥田, ねじ部の破損をめぐる諸問題, 日本機械学会誌, 56-412 (1953), 315.
- (19) 吉本, 微分方程式(1)-ねじ継手におけるねじ山の荷重分布, マシナリー, 1963年12月1日号, 1924.
- (20) Paland, E. G., Gewindelastverteilung in der Schrauben-Mutter-Verbindung, Konstruktion, 19-9 (1967), 345.
- (21) 山本, ねじ締結の理論と計算, 養賢堂 (1970), 49.
- (22) Neuber, H., Kerbspannungslehre, J. Springer, Berlin (1937).
- (23) 大久保, 銅めっき応力測定法, 朝倉書店 (1965).
- (24) 加賀, 広瀬, 細野, 銅めっき応力測定法によるねじの応力集中率の精密測定, 日本機械学会論文集, 36-282 (1970), 209.
- (25) 清家, 加賀, 細野, 伊藤, 銅めっき応力測定法によるねじの応力集中率の精密測定(オ2報) 不完全ねじ部およびナット結合の影響,

日本機械学会論文集, 38-312 (1972), 1975.

- (26) 丸山, 有限要素法および銅めっき法によるねじ結合体の応力解析 (第1報, 引張荷重を受ける環状「V」みぞ底の応力), 日本機械学会論文集, 38-312 (1972), 1975.
- (27) 丸山, 有限要素法および銅めっき法によるねじ結合体の応力解析 (第2報, 引張荷重を受けるホルト谷底の応力), 日本機械学会論文集, 39-324 (1973), 2340.
- (28) 清家, 佐々木, 細野, ナット結合時におけるねじの応力集中度の測定, 日本機械学会論文集, 40-329 (1974), 140.
- (29) 大滝, ホルト・ナット結合体のホルト谷底における応力分布 (第1報, ホルト谷底に生じる最大応力について), 日本機械学会論文集, 37-303 (1971), 2197.
- (30) 大滝, ホルト・ナット結合体のホルト谷底における応力分布 (第2報, 形状係数およびねじ疲れ限度の推定), 日本機械学会論文集, 38-311 (1972), 1885.
- (31) 大滝, ホルト・ナット結合体のホルト谷底における応力分布 (第3報, ホルトに曲げモーメントが作用する場合), 日本機械学会論文集, 38-313 (1972), 2379.
- (32) Parsons, B. & Wilson, E. A., A Method for Determining the Surface Contact Stresses Resulting from Interference Fits, Trans. ASME, Ser. B, 92-1 (1970), 208.
- (33) 尾田, 柴原, 宮本, 円柱と円筒のはめあい応力の解析, 日本機械学会論文集, 38-306 (1972), 241.
- (34) Zienkiewicz, O. C. & Cheug, Y. K., The Finite Element Method in Structural and Continuum Mechanics (1967) McGraw-Hill.

- (35) 宮本, 三好, 中島, 有限要素法による形状係数の計算, 日本機械学会講演論文集, No 212 (1969-10), 123.
- (36) 桜井, 斎藤, 宮本, Finite Element Method による三次元軸対称応力の解析, 日本機械学会講演論文集, No 187 (1968-4), 45.
- (37) 丸山, 吉本, 中野, ねじ締結における被締め付け物のばね定数について, 日本機械学会論文集, 41-344 (1975-4), 1289.
- (38) MIL-S-8879(ASG), Screw Threads, Controlled Radius Root with Increased Minor Diameter (1960)
- (39) ISO/TC1/WG11-N71 (1970)
- (40) 山本, 航空宇宙工業用ねじ山形に関する ISO/TC1/WG11 の報告解説, 日本ねじ研究協会誌, 2-7 (1971), 201
- (41) Walker, R. A. & Finkelston, R. J., Effect of Basic Thread Parameters on Fatigue Life, Trans. SAE, 79-700851 (1970), 2529.
- (42) ISO/TC1/SC5 (Germany-4) 17E, Threads for High Fatigue Applications, (1972-5).
- (43) United State Patent. 3,323,402, Thread Forms, (1967).
- (44) United State Patent 3,433,117, High Fatigue Bolt Thread, (1969).
- (45) United State Patent 3,205,756, Thread System, (1965).
- (46) Yakushev, A. I., Effect of Manufacturing Technology and Basic Thread Parameters on the Strength of Threaded Connections, Pergamon Press, (1964)
- (47) Thomala, W., Das Metrische Gewindeprofil als Streitobjekt, Industrie-Anzeiger, 96-99 (1974), 2215.

- (48) 丸山, ねじの形状係数に関する最近の研究, 機械の研究,
27-1 (1975), 215.

付 録

付録 1. 本研究に用いた有限要素法のプログラム

ここで述べるプログラムは文献(34)に記載されている平面応力解析用プログラムを、三次元軸対称問題用に改造したものである。図6・1にメインプログラムのフローチャートを示す。計算の流れの概要はこの図からわかるが詳しくは文献(34)を参照されたい。このプログラムはメインプログラムと次の8つのサブルーチンから成っている。

1. FEM 要素の剛性マトリックスと応力マトリックスの計算
2. SOLVE 連立一次方程式を解く
3. STRESS 各要素の応力の計算と印刷
4. LOAD 物体力によって生じる節点力の計算
5. MATM マトリックス積 $D \cdot B$ の計算
6. MATTM マトリックス積 $D^T \cdot B$ の計算
7. PRIN 主応力の計算
8. MATINV 逆行列演算および連立一次方程式の計算

この内 1. と 7. のプログラムが新しく作られ、その他のプログラムはそれに合わせてディメンジョン等が修正された。また中間書込に、HITA C-5020E では磁気テープを2本しか使用できないので、残りの2本の磁気テープの代りにドラムを使用した。そのプログラムを次頁から示す。

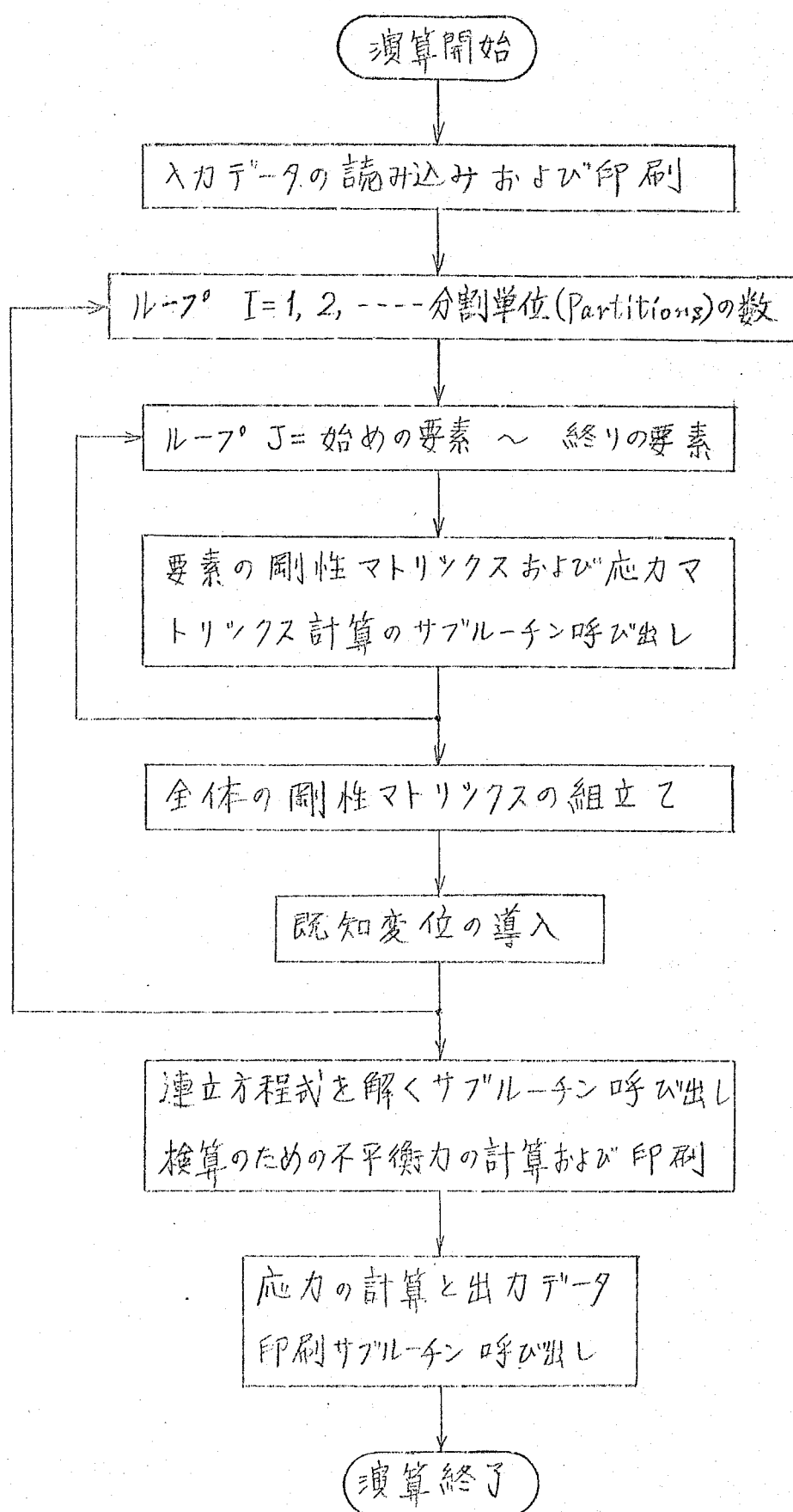


図 6.1 メインプログラムのフローチャート

HARP 5020 COMPILED LIST

EXTERNAL FORMULA NUMBER - SOURCE STATEMENT - INTERNAL

```

C MAIN PROGRAM
  DIMENSION X(500,2),XE(3,2),NF(50),NB(50,2),BV(50,2),NOD(1000,3);
1 INSTART(25),NEND(25),NFIRST(25),NLAST(25)
2 ,NCON(4)
  COMMON C(6,6),DBA(4,6),DB(4,6),B(4,6),ST(50,100),U(1000,4)
1,CT(50,50)
  DRUM COMMON DRA(125000),DRB(5000)
  DOUBLE PRECISION X,XE,C,DBA,DB,B,ST,U,CT,DRA,DRB,G
  READ(5,10)NPROB
  DO 20 LA=1,NPROB
    WRITE(6,12)LA
10 FORMAT(8I4,2F16.8)
11 FORMAT(1H0,74H NPART NPOIN NELEM NBOUN NCOLN NYM NFREE NCONC
1 DENSIT EARTH//1H ,8I6,2F16.8)
12 FORMAT(1H1//1H ,5HPROB=,I3)
C READING AND PRINTING OF DATA
  READ(5,10) NPART,NPOIN,NELEM,NBOUN,NCOLN,NYM, NFREE,NCONC,DENSIT
1,EARTH
  WRITE(6,11)NPART,NPOIN,NELEM,NBOUN,NCOLN,NYM, NFREE,NCONC,DENSIT
1,EARTH
  READ(5,10) (NCON(I),I=1,NCOLN)
  WRITE(6,90) (NCON(I),I=1,NCOLN)
90 FORMAT(1H0,9HNCONC 1 =,I3,12H NCONC 2 =,I3,12H NCONC 3 =,I3,
112H NCONC 4 =,I3)
  DO 30 I=1,NPOIN
    READ(5,35)X(I,1),X(I,2)
    IF(MOD(I-1,50)) 52,54,52
52 IF(MOD(I-1,5)) 30,53,30
53 WRITE(6,55)
    GO TO 30
54 WRITE(6,37)
30 WRITE(6,36)I,X(I,1),X(I,2)
35 FORMAT(5F14.6)
36 FORMAT(1H ,I5,5F14.6)
37 FORMAT(1H1//1H ,5HPOINT,6X,1HR,13X,1HZ/)
55 FORMAT(1H )
  READ(5,10)NCARD
  IF(NCARD-NPOIN)110,111,110
110 STOP
111 CONTINUE
  DO 40 I=1,NELEM
    READ(5,45) (NOD(I,J),J=1,3)
    IF(MOD(I-1,50)) 57,59,57
57 IF(MOD(I-1,5)) 40,58,40
58 WRITE(6,55)
    GO TO 40
59 WRITE(6,47)
40 WRITE(6,46)I,(NOD(I,J),J=1,3)
45 FORMAT(3I4,2F16.8,I4)
46 FORMAT(1H ,I7,3I5,2F16.8,I5)
47 FORMAT(1H1//1H ,22HELEMENT NOD1 NOD2 NOD3/)
48 FORMAT(1H1//1H ,30HBOUNDARY NF NBR NRZ BVR,13X,3HBVZ/)
  READ(5,10)NCARD
  IF(NCARD-NELEM)120,121,120
120 STOP
121 WRITE(6,48)
  DO 50 I=1,NBOUN
    READ(5,45)NF(I),NB(I,1),NB(I,2),BV(I,1),BV(I,2)

```

HARP 5020 COMPILED LIST

	EXTERNAL FORMULA NUMBER	SOURCE STATEMENT	INTERNAL
50		WRITE(6,46)I,NF(I),NB(I,1),NB(I,2),BV(I,1),BV(I,2)	
		WRITE(6,51)	
51		FORMAT(1H1//1H ,28HPART START END FIRST LAST/)	
		DO 60 I=1,NPART	
		READ(5,10) NSTART(I),NEND(I),NFIRST(I),NLAST(I)	
60		WRITE(6,61)I,NSTART(I),NEND(I),NFIRST(I),NLAST(I)	
61		FORMAT(1H ,I4,4I6)	
62		FORMAT(1H0,2X,3HNYM,6X,2HE1,12X,2HE2,13X,2HP1,12X,2HP2,12X,1HG/)	
		WRITE(6,62)	
		DO 64 I=1,NYM	
		READ(5,35)E1,E2,P1,P2,G	
64		WRITE(6,36)I,E1,E2,P1,P2,G	
		DO 65 J=1,NCOLN	
		IF(NCONC)6,7,6	
7		WRITE(6,21)	
21		FORMAT(1H0,27HPOINT UR UZ/)	
		DO 66 I=1,NPOIN	
		READ(5,35)U(2*I-1,J),U(2*I,J)	
		WRITE(6,36)I,U(2*I-1,J),U(2*I,J)	
66		CONTINUE	
		GO TO 65	
6		NPOIN2=NPOIN*2	
		DO 68 I=1,NPOIN2	
68		U(I,J)=0.	
		WRITE(6,34)	
34		FORMAT(1H0,29HCONC U1 U2/)	
		NCONC=NCON(J)	
		DO 69 I=1,NCONC	
		READ(5,33) K,U(2*K-1,J),U(2*K,J)	
69		WRITE(6,22) K,U(2*K-1,J),U(2*K,J)	
65		CONTINUE	
33		FORMAT(14,2F16.8)	
22		FORMAT(1H ,I4,2F16.8)	
C		CALCULATION OF LOADS DUE TO BODY FORCES	
		IF(DENSIT)880,882,880	
882		IF(EARTH)880,881,880	
880		NCOLN=NCOLN+1	
		CALL LOAD(X,XE,NOD,NCOLN,NPOIN,U,DENSIT,EARTH,NELEM)	
C		FORMATION OF MATRICES	
881		INTER=0	
		REWIND 1	
		REWIND 2	
		WRITE(6,51)	
		DO 70 II=1,NPART	
		DO 75 I=1,50	
		DO 75 J=1,100	
75		ST(I,J)=0.	
		NST=NSTART(II)	
		NEN=NEND(II)	
		K=NFIRST(II)	
		L=NLAST(II)	
		MINUS=K-1	
		DO 80 LK=NST,NEN	
		MM=LK-INTER	
		DO 85 I=1,3	
		JJ=NOD(LK,I)	
		XE(I,1)=X(JJ,1)	
85		XE(I,2)=X(JJ,2)	

HARP 5020 COMPILED LIST

EXTERNAL FORMULA NUMBER - SOURCE STATEMENT - INTERNAL

C CALCULATION OF ELEMENT STIFFNESS AND STRESS MATRICES
CALL FEM(XE,E1,E2,P1,P2,G,C,MM)

DO 80 LL=1,3

DO 80 KK=1,3

IF(NOD(LK,KK)-K)80,131,131

131 IF(NOD(LK,KK)-L)132,132,80

132 M=NFREE*(NOD(LK,KK)-K)

N=NFREE*(NOD(LK,LL)-K)

I=NFREE*(KK-1)

J=NFREE*(LL-1)

IF(N)80,900,900

900 DO 5 NJ=1,NFREE

DO 5 MI=1,NFREE

MMI=M+MI

NNJ=N+NJ

IMI=I+MI

JNJ=J+NJ

5 ST(MMI,NNJ)=ST(MMI,NNJ)+C(IMI,JNJ)

80 CONTINUE

C INTRODUCTION OF PRESCRIBED DISPLACEMENTS

INTER=NEN

MI=NFREE*MINUS+1

NJ=NFREE*L

M=NJ-MI+1

IF(II-NPART)115,116,115

115 NA=NFREE*(NLAST(II+1)-MINUS)

GO TO 117

116 NA=M+1

117 N=NA-M

MM=M+1

DO 25 J=MM,NA

JJ=J-MM+1

DO 25 I=1,M

25 CT(I,JJ)=ST(I,J)

DO 290 I=1,NBOUN

MA=NF(I)-K

MMA=NF(I)-1

IF(II-NPART)28,27,27

27 LLN=L

GO TO 29

28 LLN=NLAST(II+1)

29 MMB=MA-LLN+K

IF(MA)290,242,242

242 IF(MMB)244,244,290

244 IF(MA-L+K)243,243,245

243 DO 230 J=1,NFREE

IF(NB(I,J))230,345,230

345 NMI=NFREE*MA+J

DO 26 NMB=1,NA

26 ST(NMI,NMB)=0.

ST(NMI,NMI)=1.

DO 233 JJ=1,NCOLN

JNJ=NFREE*MMA+J

233 U(JNJ,JJ)=BV(I,J)

230 CONTINUE

GO TO 290

245 DO 231 J=1,NFREE

IF(NB(I,J))231,232,231

HARP 5020 COMPILED LIST

EXTERNAL FORMULA NUMBER - SOURCE STATEMENT - INTERNAL

```

232 NMI=NFREE*MA+J-M
DO 234 NMB=1,M
234 CT(NMB,NMI)=0.
231 CONTINUE
290 CONTINUE
WRITE(6,61)II,NST,NEN,K,L
70 WRITE(2) M,N,((ST(I,J),I=1,M),J=1,M),((ST(I,J),I=1,M),J=MM,NA),
1((CT(I,J),I=1,M),J=1,N),((U(I,J),I=MI,NJ),J=1,NCOLN)
REWIND 1
REWIND 2
C SOLUTION OF TRIDIAGONAL MATRICES AND CALCULATION OF RESIDUALS
CALL SOLVE(NPART,NCOLN)
C CALCULATION OF STRESSES
CALL STRESS(NPART,NFIRST,NLAST,NCOLN,NELEM,NOD,NFREE,NPOIN)
20 CONTINUE
STOP
END

```

EXTERNAL FORMULA NUMBER - SOURCE STATEMENT - INTERNAL

```

C SUBROUTINE FOR FORMATION OF ELEMENT STIFFNESS AND STRESS MATRICES
SUBROUTINE FEM(XE,E1,E2,P1,P2,G,C,MM)
DIMENSION D(4,4),CC(3,3),XE(3,2),ZK(3),ZX(3),ZY(3),A(3,2),ALR(3)
COMMON C(6,6),DBA(4,6),DB(4,6),B(4,6),ST(50,100),U(1000,4)
1,CT(50,50)
DOUBLE PRECISION D,CC,XE,ZK,ZX,ZY,A,ALR,C,DBA,DB,B,ST,U,CT,G,ORX,
1ORY,Z,EE,DEN,VOL,AI1,AI2,AI31,AI32,AI3
DO 20 J=1,6
DO 21 I=1,4
B(I,J)=0.
21 DB(I,J)=0.
DO 20 I=1,6
20 C(I,J)=0.
DO 22 J=1,4
DO 22 I=1,4
22 D(I,J)=0.
ORX=(XE(1,1)+XE(2,1)+XE(3,1))/3.
ORY=(XE(1,2)+XE(2,2)+XE(3,2))/3.
ZK(1)=XE(2,1)*XE(3,2)-XE(3,1)*XE(2,2)
ZK(2)=XE(3,1)*XE(1,2)-XE(1,1)*XE(3,2)
ZK(3)=XE(1,1)*XE(2,2)-XE(2,1)*XE(1,2)
ZX(1)=XE(2,2)-XE(3,2)
ZX(2)=XE(3,2)-XE(1,2)
ZX(3)=XE(1,2)-XE(2,2)
ZY(1)=XE(3,1)-XE(2,1)
ZY(2)=XE(1,1)-XE(3,1)
ZY(3)=XE(2,1)-XE(1,1)
Z=ZK(1)+ZK(2)+ZK(3)
IF(Z) 51,51,50
51 WRITE(6,52)MM,Z
52 FORMAT(1H0,3HMM=,14,2HZ=,E10,3/)
50 CONTINUE
B(2,1)=ZX(1)/Z
B(3,1)=(ZK(1)/ORX+ZX(1)+ZY(1)*ORY/ORX)/Z
B(4,1)=ZY(1)/Z
B(1,2)=B(4,1)
B(4,2)=B(2,1)
B(2,3)=ZX(2)/Z
B(3,3)=(ZK(2)/ORX+ZX(2)+ZY(2)*ORY/ORX)/Z
B(4,3)=ZY(2)/Z
B(1,4)=B(4,3)
B(4,4)=B(2,3)
B(2,5)=ZX(3)/Z
B(3,5)=(ZK(3)/ORX+ZX(3)+ZY(3)*ORY/ORX)/Z
B(4,5)=ZY(3)/Z
B(1,6)=B(4,5)
B(4,6)=B(2,5)
C ELASTICITY MATRIX FOR STRAIN
EE=E1/E2
DEN=1.-P1-2.*EE*P2**2
D(1,1)=(1.-P1)*E2/DEN
D(2,1)=E1*P2/DEN
D(1,2)=D(2,1)
D(2,2)=E1*(1.-EE*P2**2)/(1.+P1)/DEN
D(3,1)=D(2,1)
D(3,2)=E1*(P1+EE*P2**2)/(1.+P1)/DEN
D(2,3)=D(3,2)
D(1,3)=D(2,1)

```

EXTERNAL FORMULA NUMBER - SOURCE STATEMENT - INTERNAL

```

D(3,3)=D(2,2)
D(4,4)=G
DO 30 J=1,6
DO 30 I=1,4
DO 30 K=1,4
30 DB(I,J)=DB(I,J)+D(I,K)*B(K,J)
C STRESS MATRIX IS FORMED
IF(MM)126,126,127
127 WRITE(1) ((DB(I,J),I=1,4),J=1,6),ORX,ORY
126 VOL=3.1415926*Z*ORX
DO 40 J=1,6
DO 40 I=1,6
DO 40 K=1,4
40 C(I,J)=C(I,J)+B(K,I)*DB(K,J)*VOL
DO 10 I=1,3
IF(ZY(I))1,2,1
1 A(I,1)=-ZK(I)/ZY(I)
A(I,2)=-ZX(I)/ZY(I)
GO TO 10
2 A(I,1)=0.
A(I,2)=0.
10 CONTINUE
DO 13 I=1,3
IF(XE(I,1)) 11,12,11
12 ALR(I)=0.
GO TO 13
11 ALR(I)=DLOG(XE(I,1))
13 CONTINUE
AI1=((A(3,1)-A(2,1))*ALR(1)+(A(1,1)-A(3,1))*ALR(2)+(A(2,1)-A(1,1))
1*ALR(3))/Z*2.
AI2=((A(3,1)**2-A(2,1)**2)*ALR(1)+(A(1,1)**2-A(3,1)**2)*ALR(2)+(A(
12,1)**2-A(1,1)**2)*ALR(3)-2.*(A(2,1)*A(2,2)*ZY(2)+A(1,1)*A(1,2)*ZY
2(1)+A(3,1)*A(3,2)*ZY(3))+.5*(A(2,2)**2*(XE(3,1)**2-XE(1,1)**2)+A(1
3,2)**2*(XE(2,1)**2-XE(3,1)**2)+A(3,2)**2*(XE(1,1)**2-XE(2,1)**2)))
4/Z
AI31=2./3.*(A(3,1)**3-A(2,1)**3)*ALR(1)+(A(1,1)**3-A(3,1)**3)*ALR
1(2)+(A(2,1)**3-A(1,1)**3)*ALR(3))-2.*(A(2,1)**2*A(2,2)*ZY(2)+A(1,1
2)**2*A(1,2)*ZY(1)+A(3,1)**2*A(3,2)*ZY(3))
AI32=A(2,1)*A(2,2)**2*(XE(3,1)**2-XE(1,1)**2)+A(1,1)*A(1,2)**2*(XE
1(2,1)**2-XE(3,1)**2)+A(3,1)*A(3,2)**2*(XE(1,1)**2-XE(2,1)**2)+2./9
2.*(A(2,2)**3*(XE(3,1)**3-XE(1,1)**3)+A(1,2)**3*(XE(2,1)**3-XE(3,1)
3**3)+A(3,2)**3*(XE(1,1)**3-XE(2,1)**3))
AI3=(AI31+AI32)/Z
DO 3 J=1,3
DO 3 I=1,3
CC(I,J)=3.1415926*D(3,3)/Z*(ZK(J)*ZK(I)*(AI1-1./ORX)+(ZK(I)*ZY(J)+
1ZK(J)*ZY(I))*(AI2-ORY/ORX)+ZY(I)*ZY(J)*(AI3-ORY**2/ORX))
3 C(2*I-1,2*J-1)=C(2*I-1,2*J-1)+CC(I,J)
C STIFFNESS MATRIX C IS FORMED
RETURN
END

```

EXTERNAL FORMULA NUMBER - SOURCE STATEMENT - INTERNAL

```

C SUBROUTINE FOR SOLUTION OF EQUATIONS. CALCULATION AND PRINTING OF
C RESIDUALS
SUBROUTINE SOLVE(NPART,NCOLN)
  DIMENSION AM(50,50),BM(50,50),YM(50,50),TF(50,4),RS(50,4),F(50,4),
1 DIS(50,4),CM(50,50)
  COMMON C(6,6),DBA(4,6),DB(4,6),B(4,6),ST(50,100),U(1000,4)
1 CT(50,50)
  DRUM COMMON DRA(125000),DRB(5000)
  DOUBLE PRECISION AM,BM,YM,TF,RS,F,DIS,CM,C,DBA,DB,B,ST,U,CT,DRA,DR
1 B
  EQUIVALENCE(AM(1),ST(1)),(BM(1),ST(2501)),(TF(1),U(1)),
1 (DIS(1),U(1001)),(RS(1),U(2001)),(F(1),U(3001))
2 ,(CM(1),CT(1))
  DO 140 I=1,50
    DO 141 J=1,NCOLN
      TF(I,J)=0.
141 RS(I,J)=0.
    DO 140 J=1,50
140 YM(I,J)=0.
    IDA=1
    DO 144 LL=1,NPART
      READ(2) M,N,((AM(I,J),I=1,M),J=1,M),((BM(I,J),I=1,M),J=1,N),
1 ((CM(I,J),I=1,M),J=1,N),((F(I,J),I=1,M),J=1,NCOLN)
      WRITE(6,10)LL,M,N
10 FORMAT(1H ,5HPART=,I4,4H M=,I4,4H N=,I4)
      DO 424 I=1,M
        DO 425 J=1,NCOLN
          F(I,J)=F(I,J)-TF(I,J)
425 DIS(I,J)=F(I,J)
        DO 424 J=1,M
424 AM(I,J)=AM(I,J)-YM(I,J)
      CALL MATINV(AM,M,DIS,NCOLN)
C MATINV*****STANDARD IBM INVERSION PROGRAM*****
      WRITE DRUM DRA(IDA),M,N,(AM(I),I=1,2500),(BM(I),I=1,2500),(F(I),I=
11,200)
      IDA=IDA+5205
      IF(NPART-LL)437,437,432
432 CALL MATM(AM,F,DIS,M,M,NCOLN)
      CALL MATTM(CM,DIS,TF,N,M,NCOLN)
      DO 110 J=1,N
        DO 110 I=1,M
          YM(I,J)=0.
          DO 110 K=1,M
110 YM(I,J)=YM(I,J)+AM(I,K)*BM(K,J)
          DO 111 J=1,N
            DO 111 I=1,N
              AM(I,J)=0.
              DO 111 K=1,M
111 AM(I,J)=AM(I,J)+CM(K,I)*YM(K,J)
          DO 112 I=1,N
            DO 112 J=1,N
112 YM(I,J)=AM(I,J)
144 CONTINUE
437 REWIND 2
      IDB=1
      WRITE DRUM DRB(IDB), (DIS(I),I=1,200)
      IDB=IDB+200
      IF(NPART-1)600,600,601

```

HARP 5020 COMPILED LIST SOLV

EXTERNAL FORMULA NUMBER - SOURCE STATEMENT INTERNAL

```

601 NA=NPART-1
    IDA=IDA-5205
    DO 441 LL=1,NA
    IDA=IDA-5205
    READ DRUM DRA(IDA),M,N,(AM(I),I=1,2500),(BM(I),I=1,2500),(F(I),I=1
1,200)
    CALL MATM(BM,DIS,TF,M,N,NCOLN)
    DO 444 J=1,NCOLN
    DO 444 I=1,M
444 F(I,J)=F(I,J)-TF(I,J)
    CALL MATM(AM,F,DIS,M,M,NCOLN)
    WRITE DRUM DRB(IDB),(DIS(I),I=1,200)
441 IDB=IDB+200
    WRITE(6,515)
515 FORMAT(1H1//1H ,10H RESIDUALS)
    IDB=IDB-200
    DO 800 LL=1,NPART
    READ(2) M,N,((AM(I,J),I=1,M),J=1,M),((BM(I,J),I=1,M),J=1,N),
1((CM(I,J),I=1,M),J=1,N),((F(I,J),I=1,M),J=1,NCOLN)
    READ DRUM DRB(IDB),(DIS(I),I=1,200)
    IDB=IDB-200
    READ DRUM DRB(IDB),(TF(I),I=1,200)
    DO 510 J=1,NCOLN
    DO 510 I=1,M
    F(I,J)=F(I,J)-RS(I,J)
    DO 512 K=1,M
512 F(I,J)=F(I,J)-AM(I,K)*DIS(K,J)
    DO 510 L=1,N
510 F(I,J)=F(I,J)-BM(I,L)*TF(L,J)
    CALL MATM(CM,DIS,RS,N,M,NCOLN)
31 FORMAT(1H /5(1H ,10E12.3/))
    DO 700 J=1,NCOLN
    WRITE(6,31) (F(I,J),I=1,M)
700 CONTINUE
800 CONTINUE
600 CONTINUE
    RETURN
    END

```

HARP 5020 COMPILED LIST STRE

EXTERNAL FORMULA NUMBER - SOURCE STATEMENT INTERNAL

```

C SUBROUTINE FOR CALCULATION OF STRESSES
  SUBROUTINE STRESS(NPART,NFIRST,NLAST,NCOLN,NELEM,NOD,NFREE,NPOIN)
  DIMENSION NOD(1000,3),NFIRST(25),NLAST(25),UD(50,4)
  COMMON C(6,6),DBA(4,6),DB(4,6),B(4,6),ST(50,100),U(1000,4)
  1,CT(50,50)
  DRUM COMMON DRA(125000),DRB(5000)
  DOUBLE PRECISION UD,C,DBA,DB,B,ST,U,CT,DRA,DRB,ORX,ORY
  IDB=1
  DO 600 II=1,NPART
  JJ=NPART+1-II
  M=NFREE*(NFIRST(JJ)-1)+1
  N=NFREE*NLAST(JJ)
  READ DRUM DRB(IDB),(UD(I),I=1,200)
  IDB=IDB+200
  NM1=N-M+1
  DO 600 J=1,NCOLN
  DO 600 I=1,NM1
  IM1=I+M-1
  600 U(IM1,J)=UD(I,J)
  WRITE(6,32) (I,(U(2*I-1,J),U(2*I,J),J=1,NCOLN),I=1,NPOIN)
  32 FORMAT(1H1//1H ,5HPOINT,3X,7HR-DIS 1,7X,7HZ-DIS 1,7X,7HR-DIS 2,7X,
  17HZ-DIS 2,7X,7HR-DIS 3,7X,7HZ-DIS 3,7X,7HR-DIS 4,7X,7HZ-DIS 4//10(
  25(1H ,14,8E14,6//))
  625 FORMAT(1H1//1H ,120HELEM NO1 NO2 NO3 OR-R OR-Z Z-STRESS
  1 R-STRESS C-STRESS ZR-STRESS STRESS-1 STRESS-2
  2 ANGLE/)
C PRINCIPAL ANGLE IS THE ANGLE BETWEEN R AXIS AND STRESS-1
  DO 20 LL=1,NELEM
  READ (1) ((DB(I,J),I=1,4),J=1,6),ORX,ORY
  DO 620 J=1,NCOLN
  DO 620 I=1,3
  JJ=NOD(LL,I)
  C(2*I-1,J)=U(2*JJ-1,J)
  620 C(2*I,J)=U(2*JJ,J)
  DO 630 J=1,NCOLN
  DO 630 I=1,4
  B(I,J)=0.
  DO 630 K=1,6
  630 B(I,J)=B(I,J)+DB(I,K)*C(K,J)
  CALL PRIN(B,C,NCOLN)
  IF(MOD(LL-1,10)) 10,12,10
  10 IF(MOD(LL-1,5)) 55,11,55
  11 WRITE(6,13)
  GO TO 55
  12 WRITE(6,625)
  55 CONTINUE
  WRITE(6,31)LL,(NOD(LL,J),J=1,3),ORX,ORY, ((B(I,J),I=1,4),(C(I,J),
  1I=1,3),J=1,NCOLN)
  20 CONTINUE
  13 FORMAT(1H )
  31 FORMAT(1H ,4I4,3F10.6,5F13.6,F9.2/3(1H ,33X,6F13.6,F9.2//)
  RETURN
  END

```

HARP 5020 COMPILED LIST LOAD

EXTERNAL FORMULA NUMBER - SOURCE STATEMENT - INTERNAL

```

C SUBROUTINE FOR CALCULATION OF LOADS DUE TO BODY FORCES
SUBROUTINE LOAD(X,XE,NOD,NCOLN,NPOIN,U,DENSIT,EARTH,NELEM)
DIMENSION X(500,2),XE(3,2),NOD(1000,3),U(1000,4)
DOUBLE PRECISION X,XE,U,VOL,VT,UT
NPOIN2=NPOIN*2
DO 10 I=1,NPOIN2
10 U(I,NCOLN)=0.
DO 20 II=1,NELEM
DO 85 I=1,3
JJ=NOD(II,I)
XE(I,1)=X(JJ,1)
85 XE(I,2)=X(JJ,2)
VOL=.349066*(XE(1,1)+XE(2,1)+XE(3,1))*(XE(2,1)*(XE(3,2)-XE(1,2))+X
1E(1,1)*(XE(2,2)-XE(3,2))+XE(3,1)*(XE(1,2)-XE(2,2)))
VT=VOL*DENSIT
UT=VOL*EARTH
DO 86 I=1,3
JJ=NOD(II,I)
U(2*JJ-1,NCOLN)=U(2*JJ-1,NCOLN)+UT
86 U(2*JJ,NCOLN)=U(2*JJ,NCOLN)+VT
20 CONTINUE
RETURN
END

```

HARP 5020 COMPILED LIST MATM

EXTERNAL FORMULA NUMBER - SOURCE STATEMENT - INTERNAL

```
C SUBROUTINE FOR MATRIX MULTIPLICATION ***DB=(D)*(B)
SUBROUTINE MATM(D,B,DB,L,M,N)
DIMENSION D(50,50),B(50,4),DB(50,4)
DOUBLE PRECISION D,B,DB
DO 110 J=1,N
DO 110 I=1,L
DB(I,J)=0.
DO 110 K=1,M
110 DB(I,J)=DB(I,J)+D(I,K)*B(K,J)
RETURN
END
```

HARP 5020 COMPILED LIST MATT

EXTERNAL FORMULA NUMBER - SOURCE STATEMENT - INTERNAL

```
C SUBROUTINE FOR MATRIX MULTIPLICATION *****DR=(D)**T*(B) ***  
SUBROUTINE MATTM(D,B,DB,L,M,N)  
DIMENSION D(50,50),B(50,4),DB(50,4)  
DOUBLE PRECISION D,B,DB  
DO 110 J=1,N  
DO 110 I=1,L  
DB(I,J)=0.  
DO 110 K=1,M  
110 DB(I,J)=DB(I,J)+D(K,I)*B(K,J)  
RETURN  
END
```

HARP 5020 COMPILED LIST

PRIN

EXTERNAL FORMULA NUMBER

SOURCE STATEMENT

INTERNAL

C SUBROUTINE FOR CALCULATION OF PRINCIPAL STRESSES OF ELEMENTS
SUBROUTINE PRIN(D,C,N)
DIMENSION D(4,6),C(6,6)
DOUBLE PRECISION D,C
DO 20 J=1,N
C(1,J)=(D(1,J)+D(2,J))*0.5+DSQRT((D(1,J)-D(2,J))**2/4.+D(4,J)**2)
C(2,J)=(D(1,J)+D(2,J))*0.5-DSQRT((D(1,J)-D(2,J))**2/4.+D(4,J)**2)
IF(D(2,J)-D(1,J)) 10,11,10
11 IF(D(4,J)) 13,14,15
13 C(3,J)=-45.
GO TO 20
14 C(3,J)=0.
GO TO 20
15 C(3,J)=45.
GO TO 20
10 C(3,J)=28.64789*DATAN(2.*D(4,J)/(D(2,J)-D(1,J)))
IF(D(2,J)-D(1,J)) 12,20,20
12 IF(D(4,J)) 16,17,17
16 C(3,J)=C(3,J)-90.
GO TO 20
17 C(3,J)=C(3,J)+90.
20 CONTINUE
RETURN
END

HARP 5020 COMPILED LIST MATI

EXTERNAL FORMULA NUMBER - SOURCE STATEMENT - INTERNAL

```

C SUBROUTINE FOR MATRIX INVERSION WITH ACCOMPANYING SOLUTION OF LINE
C AR EQUATIONS
SUBROUTINE MATINV(A,N,B,M)
DIMENSION IPIVOT(50),A(50,50),B(50,4),INDEX(50,2),PIVOT(50)
DOUBLE PRECISION A,B,PIVOT,DETERM,AMAX,SWAP,T
C INITIALIZATION
DETERM=1.
DO 20 J=1,N
20 IPIVOT(J)=0
DO 550 I=1,N
C SEARCH FOR PIVOT ELEMENT
AMAX=0.
DO 105 J=1,N
IF(IPIVOT(J)-1)60,105,60
60 DO 100 K=1,N
IF(IPIVOT(K)-1)80,100,740
80 IF(ABS(AMAX)-ABS(A(J,K)))85,100,100
85 IROW=J
ICOLUM=K
AMAX=A(J,K)
100 CONTINUE
105 CONTINUE
IPIVOT(ICOLUM)=IPIVOT(ICOLUM)+1
C INTERCHANGE ROWS TO PUT PIVOT ELEMENT ON DIAGONAL
IF(IROW-ICOLUM)140,260,140
140 DETERM=-DETERM
DO 200 L=1,N
SWAP=A(IROW,L)
A(IROW,L)=A(ICOLUM,L)
200 A(ICOLUM,L)=SWAP
IF(M)260,260,210
210 DO 250 L=1,M
SWAP=B(IROW,L)
B(IROW,L)=B(ICOLUM,L)
250 B(ICOLUM,L)=SWAP
260 INDEX(I,1)=IROW
INDEX(I,2)=ICOLUM
PIVOT(I)=A(ICOLUM,ICOLUM)
C DEVIDE PIVOT ROW BY PIVOT ELEMENT
A(ICOLUM,ICOLUM)=1.
DO 350 L=1,N
350 A(ICOLUM,L)=A(ICOLUM,L)/PIVOT(I)
IF(M)380,380,360
360 DO 370 L=1,M
370 B(ICOLUM,L)=B(ICOLUM,L)/PIVOT(I)
C REDUCE NON-PIVOT ROWS
DO 380 L1=1,N
IF(L1-ICOLUM)400,550,400
400 T=A(L1,ICOLUM)
A(L1,ICOLUM)=0.
DO 450 L=1,N
450 A(L1,L)=A(L1,L)-A(ICOLUM,L)*T
IF(M)550,550,460
460 DO 500 L=1,M
500 B(L1,L)=B(L1,L)-B(ICOLUM,L)*T
550 CONTINUE
C INTERCHANGE COLUMNS
DO 710 I=1,N

```

HARP 5020 COMPILED LIST

MATI

EXTERNAL FORMULA NUMBER

SOURCE STATEMENT

INTERNAL

```
L=N+1-I
IF (INDEX(L,1)-INDEX(L,2))630,710,630
630 JROW=INDEX(L,1)
JCOLUM=INDEX(L,2)
DO 705 K=1,N
  SWAP=A(K,JROW)
  A(K,JROW)=A(K,JCOLUM)
  A(K,JCOLUM)=SWAP
705 CONTINUE
710 CONTINUE
740 RETURN
END
```

MEMORY MAP

SYSTEM, INCLUDING MINIMUM IOCS

0 THRU 10843, AND 63232 THRU 65279

OBJECT PROGRAM

CORE 10844 THRU 54205, DRUM

0 THRU 259999

LOWER SEGMENT

DRUM SEGMENT

/	/	10844 -	34059
/@SFXT00012/		34060 -	34066
/@SFXT00008/		34068 -	34074
/@SFXT00100/		34076 -	34176
/@SFXT02000/		34178 -	34182
/@SFXT01000/		34184 -	34187
/@SFXT00006/		34188 -	34191
/@SFXT00050/		34192 -	34194
H&OVFL		34196 -	34272
BTODCONV		34274 -	34314
H&RDM		34316 -	34337
P&DRSI		34338 -	34366
DLOG		34368 -	34473
DATAN		34474 -	34576
DSQRT		34578 -	34631
ERRM5		34632 -	34637
H&SUB1		34638 -	35348
H&DRI		35350 -	37180
H&BRI		37182 -	37506
H&STOP		37508 -	37534
H&REWD		37536 -	37570
H&SUB2		37572 -	37682
H&SUB3		37684 -	37827
		37828 -	44724
FEM		44726 -	45896
SOLVE		45898 -	51933
STRESS		51934 -	52804
LOAD		52806 -	53033
MATM		53034 -	53126
MATM		53128 -	53220
PRIN		53222 -	53446
MATINV		53448 -	54204

/ / 0 - 259999

UNUSED STORAGE

CORE 54206 THRU 63231, DRUM 260000 THRU 262143

付録2. 銅めつき法の実験に使用した疲れ試験機の荷重精度の向上

1. 緒言

銅めつき法によりねじ結合体の形状係数を求める実験⁽¹⁾⁽²⁾には引張圧縮疲れ試験機を必要とする。筆者の勤務する研究所には昭和16年頃明石製作所で試作された久野式引張圧縮疲れ試験機 RTC-KID⁽³⁾があったのでこれを用いることにした。この試験機は回転不釣合円板の遠心力を利用する方式で、繰返し速度は3000回/分で比較的早い方である。荷重振幅を変えるには不釣合円板の偏心量を変えるだけで良く、その他の操作も比較的簡単であるが、つきのような問題点があった。

- 1) 試験片に作用している荷重の読み取り精度が十分でない。
- 2) 繰返し荷重の振幅の安定度が十分でない。

そこで(1)に関しては荷重検出に抵抗線歪計を用い、(2)に関しては三位置制御の手法を利用して、これらの問題点を解決した。(2)の繰返し荷重の振幅の安定化にあたって、まず試験機各部のステップ応答を測定しこれをもとにして試験機の制御特性を明らかにした。引張圧縮疲れ試験機には電石共振式、油圧式、電気油圧式などいろいろな方式のものがあるが、いずれもその荷重制御が大きな問題点となつていたので、上述の回転体の不釣合による遠心力を利用する試験機に対し筆者の採用した荷重制御方式およびその特性を以下に報告する。

2. 試験機の概要

試験機の仕様は、最大荷重 $\pm 5000 \text{ kgf}$ 、繰返し速度 3000

回/分である。図 7.1 に示すように歯車で結合された 2 個の不釣合円板を主モータ（直流，1 馬力）で回転することによって、試験片に繰返し荷重を作用させる。発生する荷重は不釣合円板の重錘の釣合点からの偏心角を調節することによって変えることができる。荷重の制御はリンクの振動変位を誘電圧型の検出器で検出し、増幅してメータリレーで設定値と比較し、誤差があれば制御モータを回転し、歯車減速機を介して主モータの界磁抵抗を変えて主モータの回転数を変えて行なう。試験片に加わっている荷重は荷重測定用ループに内蔵した測微顕微鏡とスリットによってループの撓みを読んで測定される。以上が改造前の試験機の構成であるが、荷重振幅を制御するメータリレーの接点かしばしばチャタリングを起し焼付いてしまい荷重振幅は不安定であった。また測微顕微鏡では荷重の読取り精度が著しく低かった。これらをつぎのように改造した。

試験片に加わる荷重を読み取りやすくするため、抵抗線歪計を用いることにし、試験片になるべく近い箇所で荷重を検出するために荷重測定用ループに歪ゲージを貼りつけた。（図 7.2）歪ゲージは計 8 枚でその平均値が歪計に表示される。荷重と歪の関係は図 7.3 に示すように良い直線性を示している。いちいち歪を荷重に換算するのは不便であるから、次の方法で直接荷重をメータに指示させる。荷重成分には図 7.4 に示すように平均荷重成分 W_m と振動荷重成分 W_a があるので、荷重の分離回路を製作し平均荷重と荷重振幅を別のメータで表示するようにする。製作した荷重分離表示回路を図 7.5 に示す。荷重振幅を表示するメータにはメータリレーを使用し、荷重振幅表示器と荷重振幅を制御するための比較設定装置とをかね

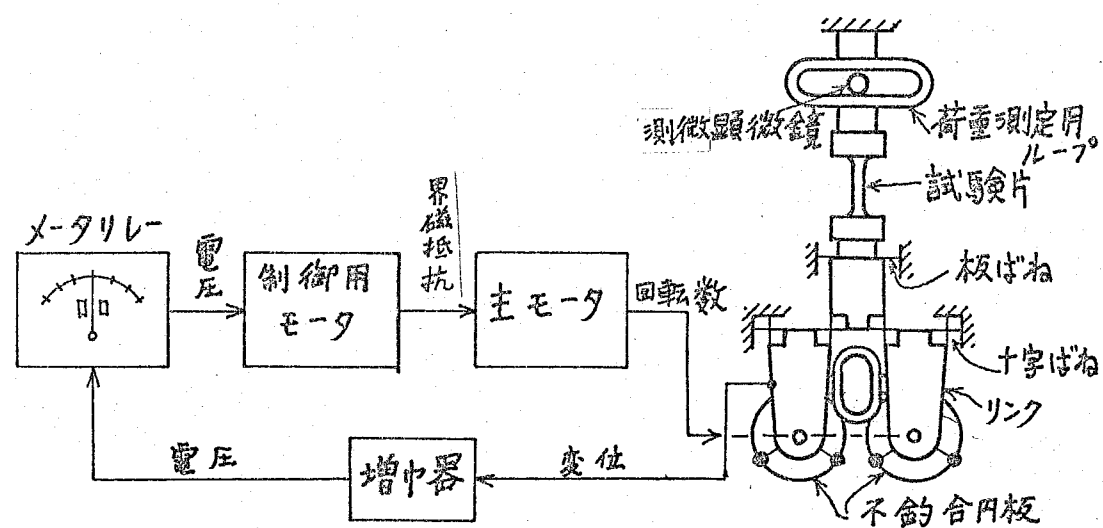
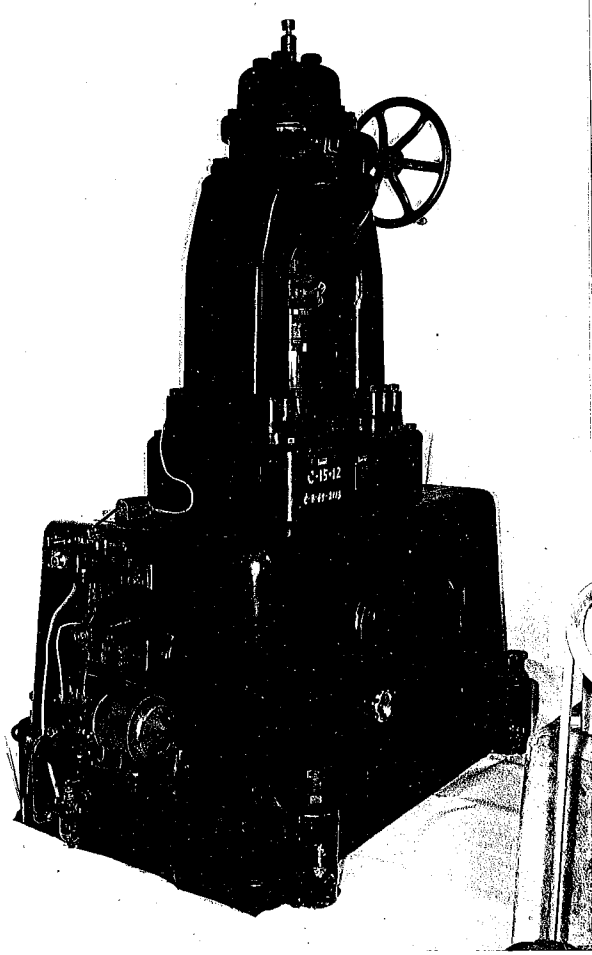
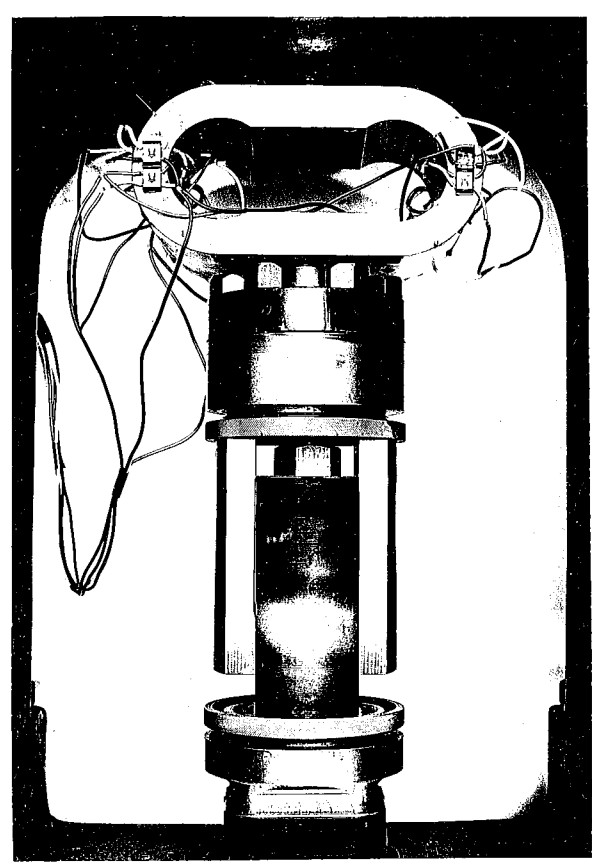


図 7.1 試験機概要



(a) 疲れ試験機本体



(b) 荷重測定用ルーフ部

図 7.2 歪ゲージと貼りつけた荷重測定用ルーフ

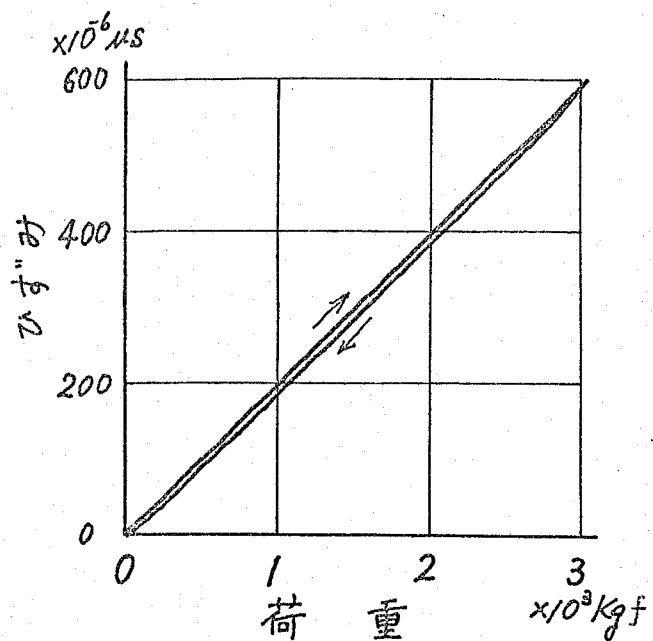


図7.3 荷重とひずみの関係

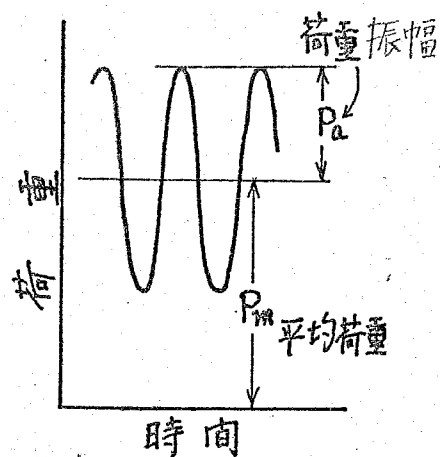


図7.4 繰返し荷重

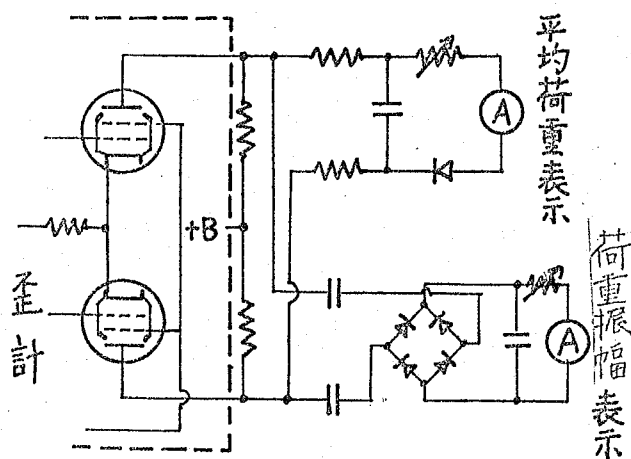


図7.5 荷重分離表示回路

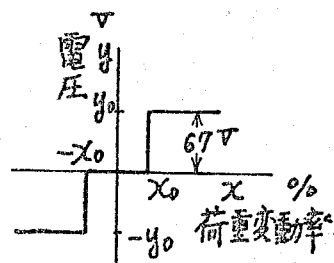


図7.6 メータリレーの特性

させる。なおメータリレーにはチャタリング防止のため無接点式メータリレーを使用する。

3. 制御系各部の特性の測定

前節に述べた改造により試験機は一応動くようになったが、制御系がリミットサイクルを起して振動荷重の振幅が変動するので、制御系の各部の特性を測定し、伝達関数を求める。

3.1 メータリレーの特性

メータリレーは非線形要素として図 7.6 に示すように三位置動作とするから、記述関数 $G_N(\alpha)$ によって信号伝達特性が表わされる。^{(4), (5)} 記述関数 $G_N(\alpha)$ は入力信号としての荷重変動率を $x = X_0 \sin \omega t$, 出力信号としての電圧を $y = B \sin(\omega t + \varphi)$ とすると

$$\alpha = \frac{X_0}{x_0} \leq 1 \text{ のとき } G_N(\alpha) = 0, \varphi = 0 \quad (7.1)$$

$$\alpha = \frac{X_0}{x_0} > 1 \text{ のとき } G_N(\alpha) = \frac{4y_0}{\pi X_0} \sqrt{1 - \frac{1}{\alpha^2}}, \varphi = 0 \quad (7.2)$$

で表わされる。測定の結果、 y_0 は 67V で一定であり、動作する x_0 は最小 1.5% 程度までメータリレーのつまみを回して調整できる。

3.2 界磁抵抗制御部の特性

制御用モータの回転に従って摺動抵抗が 0Ω から 120Ω まで変化する。図 7.7 にステップ応答の測定例を示す。この部分に対する伝達関数は次式で表わされる。

$$\begin{array}{ccc} \text{電圧} & \boxed{\frac{0.15 e^{-0.7s}}{s}} & \text{抵抗} \\ \downarrow & & \downarrow \\ V & & \Omega \end{array} \quad (7.3)$$

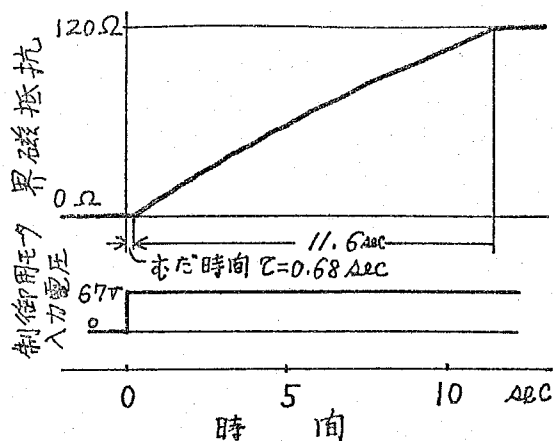


図7.7 界磁抵抗制御部のステップ応答

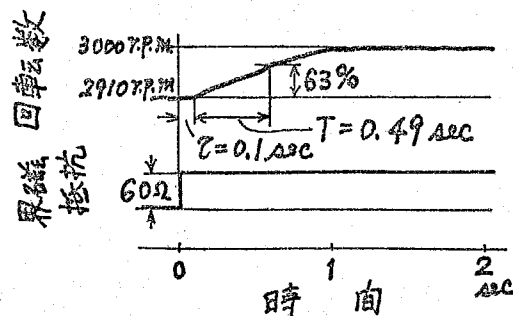


図7.8 主モータのステップ応答

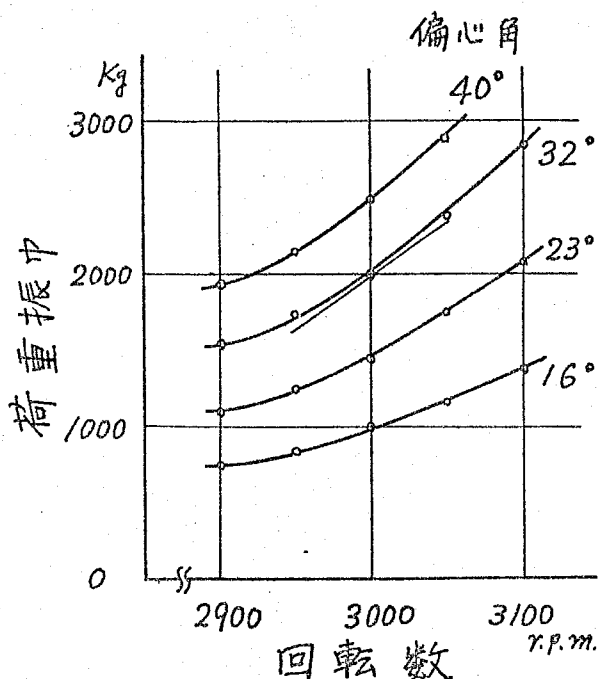


図7.9 不釣合円板部の特性

表 7.1 荷重変動率

荷重振巾	偏心角	荷重変動率
1000 Kg	16°	0.31 %/rpm
1500	23	0.32
2000	32	0.31
2500	40	0.29

3.3 主モータの特性

界磁抵抗をステップ状に変化させたときの応答の測定例を図 7.8 に示す。この図より主モータの伝達関数はむだ時間をもつ一次遅れで近似することができ次式で表わされる。

$$\begin{array}{c} \text{抵抗} \\ \Omega \end{array} \rightarrow \boxed{\frac{1.5 e^{-0.1s}}{1 + 0.5s}} \rightarrow \begin{array}{c} \text{回転数} \\ \text{r.p.m.} \end{array} \quad (7.4)$$

3.4 不釣合円板部の特性

図 7.9 に不釣合円板部の回転数と荷重振幅の関係を示す。3000 回転/分における各曲線への接線の勾配をその回転における荷重振幅で割った値として荷重変動率の回転数変化に対する割合が求まる。この値は表 7.1 に示すようにほぼ一定である。従ってこの部分の伝達関数は次式で表わされる。

$$\begin{array}{c} \text{回転数} \\ \text{r.p.m.} \end{array} \rightarrow \boxed{0.31} \rightarrow \begin{array}{c} \text{荷重変動率} \\ \% \end{array} \quad (7.5)$$

3.5 電源電圧変動に対する主モータの特性

電源電圧をステップ状に変化させたときの主モータの特性は図 7.8 と同様になり、伝達関数は次式で表わされる。

$$\begin{array}{c} \text{電圧} \\ V \end{array} \rightarrow \boxed{\frac{15 e^{-0.05s}}{1 + 0.5s}} \rightarrow \begin{array}{c} \text{回転数} \\ \text{r.p.m.} \end{array} \quad (7.6)$$

4 制御系の特性解析 および安定化

3 節で得た測定値をもとにして荷重制御系を考えると、荷重変動率に対して図 7.10 に示すブロックダイヤグラムが得られる。この制御系の安定性を Nyquist の方法により解析す

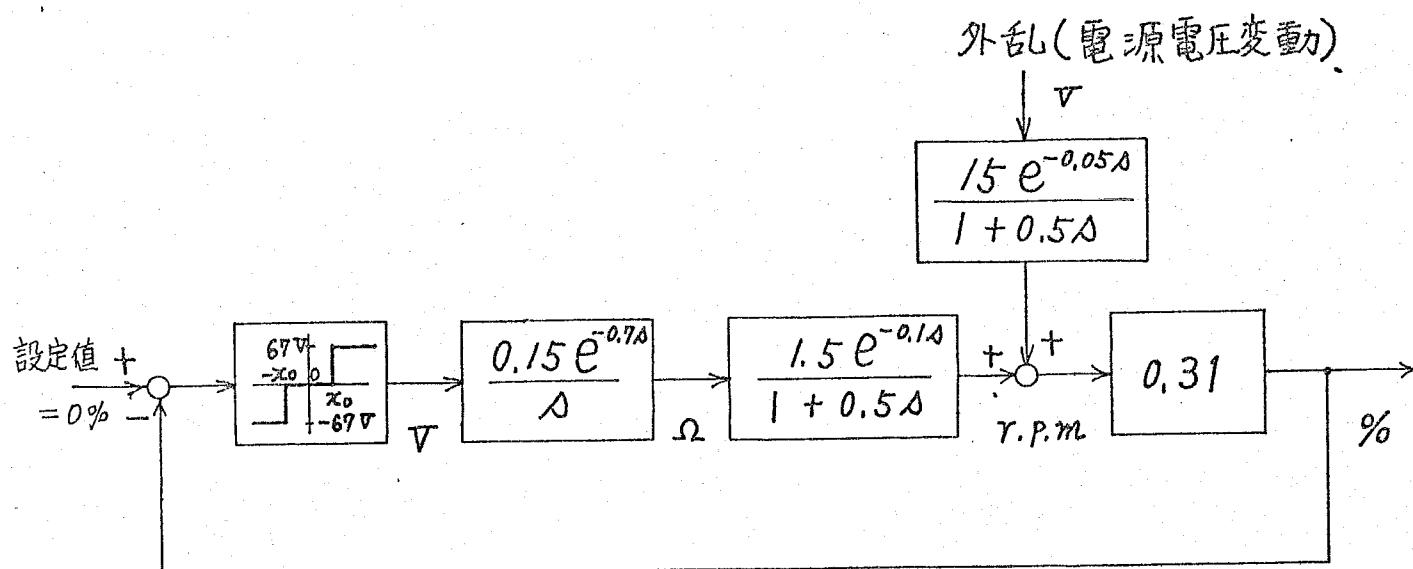


図 7.10 制御系ブロックダイアグラム

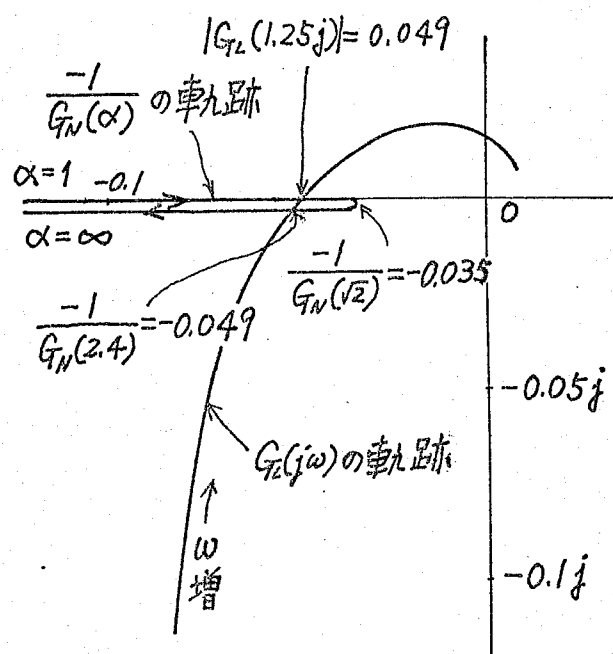


図 7.11 周波数特性

ると、一巡伝達関数の線形要素 $G_L(s)$ は次式で表わされる。

$$G_L(s) = \frac{0.07 e^{-0.8s}}{s(1 + 0.5s)} \quad (7.7)$$

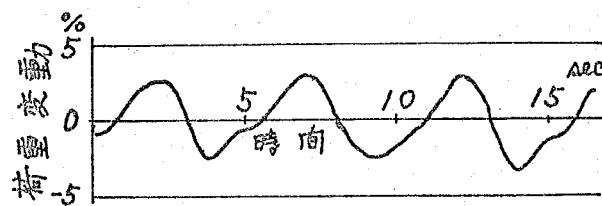
式(7.2)において x_0 の最小値を考慮して $x_0 = 1.5\%$ とし、 $-1/G_L(s)$ および $G_L(j\omega)$ のベクトル軌跡を描くと図7.11のようになる。この図から理論的にもリミットサイクルが起ることがわかり、その振幅を計算すると 3.6% 、周期5秒となった。平均荷重 $W_m = 1000 \text{ Kgf}$ 、荷重振幅 $W_a = 600 \text{ Kgf}$ 、繰返し速度3000回/分の場合の抵抗線歪計および電磁オシロによる荷重変動の測定例を図7.12(a)に示す。解析結果は測定値とかなり良く一致しており、試験機の各部の特性を測定すれば総合特性を推定できることがわかる。

図7.12(a)のリミットサイクルをなくす方法として次のような手法が考えられる。

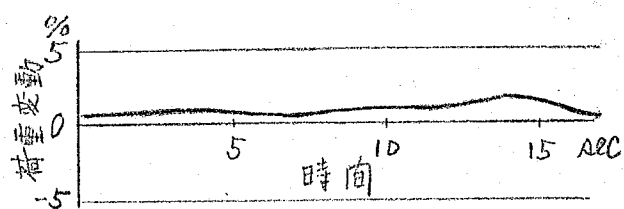
- 1) 一巡伝達関数 $G_L(s)$ のゲインを減らす。
- 2) 動作すきま x_0 を大きくする。

上記の2)項の方法によるとリミットサイクルを抑えることはできるが荷重の振幅変動率が大きくなってしまい、本試験機の目的に合わない。それ故1)項の方法によりリミットサイクルを抑えることを考える。

一巡伝達関数 $G_L(s)$ のゲインを減らすためには、界磁抵抗制御部、主モータ、不釣合円板部の内のどれかのゲインを減らさねばならない。主モータや不釣合円板部の制御特性(ここではゲイン)を変えることは簡単にはできないが、界磁抵抗制御用モータの回転速度は比較的簡単に変えることが



(a) 改造前



(b) 改造後

図 7.12 荷重変動の測定値

できる。

ここで一巡伝達関数 $G_N(s)$ のゲインをどのくらい減らせばリミットサイクルが生じないかを計算する。図 7.11 において $G_L(j\omega)$ の軌跡と $-1/G_N(s)$ の軌跡が交わらないようにすれば良から、 $G_L(j\omega)$ のゲイン、すなわち界磁抵抗制御部のゲイン 0.15 を次式で表わされる値以下に減らす必要がある。

$$0.15 \times \frac{\left| \frac{-1}{G_N(\sqrt{2})} \right|}{\left| G_L(1.25j) \right|} = 0.15 \times \frac{0.035}{0.049} = 0.11 \quad (7.8)$$

このため、安全をみて界磁抵抗制御用モータの電源に直列に 300Ω の抵抗を挿入して回転速度を半分に下げ、リミットサイクルを抑えることができた。

電源電圧変動による外乱に対してはゲインがかなり大きいので瞬時的電圧変化に対しては荷重振幅が変動し応答しきれないので、鉄共振型定電圧装置を使用した。その結果荷重変動率は図 7.12 (b) に示すように $\pm 2\%$ 以内に抑えることができた。

5. 結 言

回転体の不釣合による遠心力を利用した引張圧縮疲れ試験機の荷重制御の精度向上に關し、次の成果が得られた。

- 1) 荷重検出に抵抗線歪計を使用し荷重の読取り精度を向上し、また荷重制御に三位置制御の手法を利用し繰返し荷重の振幅変動率を 2% 以内にすることができた。
- 2) 試験機各部のステップ応答を測定して制御系の特性

を明らかにした。

3) リミットサイクルの発生原因をつきとめ、一巡伝達関数のゲインを小さくしてその発生を防止することに成功した。

文献'

- 1) 丸山, 機論, 38-312 (昭47-8), 1975.
- 2) 丸山, 機論, 39-324 (昭48-8), 2340.
- 3) 竹中, 機論, 7-29 (昭16-11), I-12.
- 4) 池辺ほか3名, 解説サーボ機構とその要素, (昭37), オーム社, 115.
- 5) 高井, 自動制御理論, (昭36), オーム社, 296.