OUKA
The University of Osaka
Institutional Knowledge Archive

Title	鋼管構造接合部の力学性状に関する実験的研究
Author(s)	東郷, 武
Citation	大阪大学, 1967, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://hdl.handle.net/11094/2151
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

https://ir.library.osaka-u.ac.jp/

The University of Osaka

鋼管構造接合部の力学性状に関する実験的研究

1967年1月10日

東郷 武

序　文

現在，わが国で，構造部材として用いられている鋼管は，管径管厚比が，15～35程度のものが多く，一般型鋼に比較してかなり薄肉である。鋼管は閉鎖型の円筒シェルであるから，このように薄肉にして，断面の効率を高くしても，一般型鋼，軽量型鋼などに比較して，局部座屈や捩れに強く，しかも密閉すれば，錆の発生が外側からのみで，開断面材よりも錆による断面欠損の心配が少ないという点などが，その長所である。

しかし，鋼管の断面は円形であるから，平面集成断面材に比べて，接合部が複雑な形になり，従って，力の伝達が円滑に行われない場合も少なくはなく，応力集中や，局部変形の問題が生じてくる。特に，管厚が薄いと，この局部変形によって，接合部の剛性と強度が著しく低下する場合がある。たとえ，接合部自体が強度上安全であっても，剛性が低下すると，過大な変形や，全体としての座屈など，構造物全体へ悪影響をおよぼすことが予想される。

このような，接合部の応力集中，局部変形，剛性の低下などの問題は，他の鋼構造にも共通のものではあるが，いはば，平面の集合からなっている一般型鋼材や，軽量型鋼の接合部とは，当然その形式がかなり異なってくる。しかも，鋼管構造は，これらに比べて歴史が浅いため，色々な経験の試錬を受けることがいまだ少なく，十分安全性が確かめられる段階には至っていないといえる。

鋼管構造の接合部に関して初めて行われた系統的研究は，1948年に発表されたドイツのマンネスマン社における，鋼管トラス節点の研究[1]である。

この研究は，溶接トラスのK型節点試験体のう部材に軸力が生じるような装置を工夫し，節点の偏心，支管の管端加工，補強方法を種々変化させ

た実験を行い，節点の強度を効率の形で求め，経済性を比較したものである。この研究では，試験体の引張支管の断面が，圧縮支管に比べてかなり小さいこと，および，現在ほど溶接技術が進んでいないために，ほとんど引張支管の溶接部で破壊しており，主管の局部変形の例はわずかであった。

この研究発表の10年後，我国でも，鋼管接合部の研究が行われるようになり，鷲尾，黒羽らは，上記マンネスマン社の研究の追試を行い，主管と支管の溶接部よりも，むしろ主管の局部変形による強度低下が問題になることを示した。[2)3)]

J. G. Bouwkamp も同じような研究を行い，主管の局部変形を生じ難くする為に，節点の偏心を負にすることが望ましいと述べた。[4)]

この段階までの，トラス節点の研究では，定性的な傾向はある程度つかめたとは云え，定量的には，資料不足で，設計資料として利用するのに十分といえるまでには至らなかった。

1964年に黒羽は，弦材管が60.5φの節点の偏心をうつに変化させた試験体について，上記と同じような方法で広範囲な実験を行い，圧縮支管と主管の径の比 d/D と，両支管の間隙 g をパラメーターとする実験式[5)]を導いた。しかし，この実験式も，主管の管径管厚比 D/T が22.8より大きい場合には適用することが出来ない。

このような，マンネスマン方式のトラス節点実験とは別に，T型接合部の研究が，金谷により1965年に発表された。[6)7)8)] この研究では，主管の管径管厚比 D/T と，支管と主管の管径比 d/D を変化させた直交T型分岐継手について，実験を行い，その最大荷重，降伏荷重（General Yield Load），主管の水平方向の弾性変形等を，D/T, d/D をパラメーターとする実験式で表わしている。この実験式については，両支管の間隙 g が0より大きいトラス節点に適用すれば，安全側の値を与えることが述べられている。この研究によって

，主管に働く曲げモーメントが比較的小さい場合の，T型分岐継手の挙動は，或程度明らかになってきたが，実験式を得るために用いた実験値のばらつきは，かなり大きく，また，本文で述べるように，この実験式をトラス節点に適用すれば，節点の強度をかなり過小評価することになる。

T型分岐継手については，主管と支管の溶接部の疲労の問題と，主管の局部変形の問題を調べるための，基礎的研究として，主管に一様な矩形分布の荷重が働く場合の変形と応力分布の解析が，A. A. Toprac[9][10]，藤本ら[11][12]および金谷[7]によって行われている。これらの解析は，P. P. Bijlaard の方法[13]によって行われたものであるが，A. A. Toprac は，支管と主管の半径（mean radius）の比 β が0.2より大きい場合，溶接部近傍の応力は，実験値と一致しないので，計算値を実験値と一致させるためには，計算値を補正する必要がある事を述べている。[10] 藤本の解析結果は，実験値とよくあっているが，この解析は $\beta = 0.12$ に対してのみ行われたものである。金谷の，主管の水平方向変形の解析でも，β が大きい場合は，実験値と一致しないことが述べられている。

実際の接合部は，本文中に述べるように，主管に働く荷重が複雑であり，しかも，主管は，かなり低荷重で一部塑性に入ってしまうので，このような弾性解析から，実際の接合部の挙動を推測しようとする方法では，満足な結果を得るまで，まだまだ道が遠い。

このほか，鋼管の十字型接合部について，金谷の圧縮試験がある[6]。しかし，この接合部については，最も単純な形であるにもかかわらず研究資料が少なく，設計に利用出来る段階までには至っていないといえる。

筆者は，1962年以来，鷲尾，黒羽らの「溶接トラス節点に関する研究」の1部である「鋼管トラス節点の研究」を継承することから始まり，いくつかの鋼管接合部の実験を行ってきた。そして，最も基本的な接合形式で

ある十字型接合部と，K型トラス節点，および，割り込みガセットプレート接合部について，非常に限られた範囲ではあるが，最も重要であると思われるいくつかのパラメターが，接合部の強度に与える影響に関する実験式を得た。

鋼管素材の異方性，残留応力，歪硬化域の性質，溶接の熱影響，試験体に働く2次応力などの影響についてはまだ明らかでなく，実験式の誤差も5～10%に達するが，研究過程における1つの区切り目にきたものと考えてここに1つにまとめておいた。

本文は3篇よりなり，各篇の内容は次のとうりである。

第1篇　十字型接合部に関する研究

まず第1章で，鋼管素材の基本的性質を知るためのCrushing Test*1)を行い，管周方向と管軸方向の降伏点の比較を行う。

第2章では，鋼管と鋼管の十字型接合部*2)，第3章では，鋼管と鋼板の十字型接合部の実験結果について述べる。

第2篇　K型トラス節点に関する研究

第1章では，これまで，鷲尾研究室で行われてきた，節点の偏心をうつに変化させたトラス節点の実験の追試を，従来よりも径の大きい管を用いて行った結果*3)を述べ，第2章では，両支管の間隙gが0より大きい試験体について，種々のパラメターを変化させた実験結果について述べる。*4)

第3篇　割り込みガセットプレート接手に関する研究

第1章では，割り込みガセットプレートの引張試験*5)について述べ，第2章では圧縮試験について述べる。

註　*1) 文献14)15)に加筆したものである。
*2) 文献16)をまとめ直したものである。
*3) 文献17)に加筆したものである。
*4) 1部は文献18)に報告した。
*5) 故妹尾の圧縮試験の結果と一緒に1つにまとめて，文献19)に報告したものである。
文献は本文の最後に掲げる。

謝辞

この研究は，大阪大学工学部鷲尾研究室で行われている鋼構造の接合部に関する研究の1部として行われてきたもので，終始懇切な御指導を戴いた鷲尾健三教授に心から感謝いたします。

また，常に，助言と鞭撻を戴いた，熊本大学の黒羽啓明助教授，名古屋大学の小阪義夫教授，研究について深い理解と援助を戴いた，大和ハウス工業株式会社の石橋信夫社長，安藤貞一専務，青木正一部長をはじめ技術開発課の方々，鋼材について配慮をいただいた住友金属工業株式会社，試験体の製作を担当していただいた大和ハウス工業堺工場，株式会社片山鉄工所，川崎重工業株式会社，さらに，実験にあたって，多くの助言をいただいた大阪大学の脇山広三助手，実験の手伝いをしていただいた榎本繁一氏，三井宜之氏，その他鷲尾研究室の方々に，紙上をかりて厚くお礼を申し上げます。

1967年　1月　10日

目次

第1篇　十字型接合部に関する研究　1

第1章　鋼管のCrushing Test　2

まえがき　2

1・1　試験体　2

1・2　試験方法，および，試験結果　3

1・2・1　Crushing Test　3

1・2・2　鋼管の管軸方向の素材試験　6

1・2・3　管周方向の残留応力の測定　6

1・3　試験結果についての考察　7

1・3・1　載荷点の影響　7

1・3・2　リングの崩壊荷重　8

1・3・3　管軸方向と管周方向の降伏点の比較　9

1・3・4　残留応力について　10

まとめ　11

第2章　鋼管と鋼管の十字型接合部に関する実験　12

まえがき　12

2・1　実験概要　13

2・1・1　試験体　13

2・1・2　実験方法　13

2・2　接合部の挙動についての基礎的考察　21

2・2・1　支管の応力分布　21

2・2・2　主管の応力分布　23

2・3　圧縮試験体の挙動と各種パラメターの関係　26
2.3.1　主管長の変化について　26
2.3.2　支管と主管の管径比α，および主管の管径管厚比D/tの変化について　32
2.3.2.1　接合部の強度　32
2.3.2.2　リングの塑性解に基づく最大荷重の実験式　36
2.3.2.3　荷重変形曲線　41
2・4　主管に軸力を受ける圧縮試験体の挙動　51
2.4.1　接合部の強度　51
2.4.2　荷重変形曲線　54
2・5　圧縮試験と引張試験の比較　57
2.5.1　接合部の強度　57
2.5.2　荷重変形曲線　58
まとめ　60

第3章　鋼管と鋼板の十字型接合部に関する実験　62
まえがき　62
3・1　実験概要　63
3.1.1　試験体　63
3.1.2　実験方法　65
3・2　ガセットプレートの歪度分布　65
3・3　接合部の強度　68
3.3.1　圧縮試験体の強度　68
3.3.2　引張試験体の強度　71
3・4　荷重変形曲線　72
まとめ　77

第2篇 K型トラス節点に関する研究 78
第1章 偏心を変化させたトラス節点の実験 79
まえがき 79
1・1 実験概要 81
1・1・1 試験体 81
1・1・2 実験方法 84
1・1・3 実験結果 87
1・2 節点の形状変化の影響について 95
1・2・1 節点の偏心による影響 95
1・2・2 支管変化の影響 99
1・2・3 弦材管の厚み変化の影響 100
1・2・4 溶接部の強度 101
まとめ 102
第2章 両支管が重ならないトラス節点の実験 104
まえがき 104
2・1 実験概要 104
2・1・1 試験体 104
2・1・2 試験方法 111
2・2 節点の挙動についての基礎的考察 113
2・2・1 支管径の変化と支管の歪度分布 113
2・2・2 両支管の間隙gの変化と支管の歪度分布 115
2・2・3 T型接合部の主管の応力分布 117
2・2・4 節点中央部の弦材管の剪断歪度分布 119
2・2・5 弦材管の破壊形態 121

2・3　節点の強度と各種パラメターの関係　130
2.3.1　弦材管の管厚管径比の変化　131
2.3.2　支管と弦材管の管径比の変化　135
2.3.2.1　リングの塑性解との比較　135
2.3.2.2　最小二乗法による実験式　142
2.3.3　圧縮支管と弦材管の交角θ_1の変化　142
2.3.4　両支管の間隙gの変化　147
2.3.5　T型接合部との比較　153
2.3.6　既往の実験結果との比較　155
2.3.6.1　黒羽の実験値との比較　155
2.3.6.2　金谷の直交T型接合部の実験値との比較　158
2・4　荷重変形曲線と各種パラメターの関係　160
2.4.1　D/T, d/D, g/D の変化と荷重変形曲線　160
2.4.2　θ_1の変化と荷重変形曲線　169
まとめ　171

第3章　弦材の軸力変化の影響に関する実験　173
まえがき　173
3・1　実験概要　174
3.1.1　試験体　174
3.1.2　実験方法　174
3・2　実験結果とその考察　179
3.2.1　試験体各部材の軸力と荷重の関係　179
3.2.2　弦材の軸力変化と節点の強度　179
3.2.3　文献[5]の黒羽の実験結果との比較　184
まとめ　186

第3篇 割り込みガセットプレート接手の研究 188
第1章 割り込みガセットプレート接手の引張試験 189
まえがき 189
1・1 試験体 189
1・2 試験方法 191
1・3 試験結果 191
1・4 接手の形状と破壊形態 198
1・5 単純な破壊形態の仮定による最大荷重の計算値 198
まとめ 206
第2章 割り込みガセットプレート接手の圧縮試験 208
まえがき 208
2・1 試験体 208
2・2 試験方法 209
2・3 試験結果 210
2・4 管径管厚比，および，溶接長の変化と接手の強度 214
2・5 接手の変形 215
まとめ 216

第1篇

十字型接合部に関する研究

第1章　鋼管のCrushing Test

まえがき

鋼管が両側面から力を受けて崩壊する．最も基本的，かつ単純な場合は，図1-1の如く管の幅方向に一様に分布する線荷重を受ける場合である。　接合部そのものを問題にする前提として，このような荷重を受ける鋼管がどのような挙動をするかを調べる必要がある。

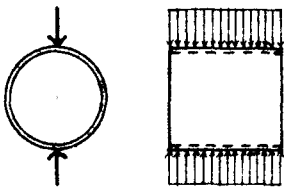


図 1－1

現在一般によく用いられている構造用の鋼管は，電縫鋼管が多いが，電縫鋼管はその加工過程において，管周方向に大きな曲げ塑性変形を強いられるのであるから，当然歪硬化を生じ，そのため管軸方向と管周方向の力学的性質が異なっているであろうと予想される。　これを調べるには，内圧試験が理想的ではあろうが，管軸方向に力が加わらないようにする装置が煩雑なので，このようなCrushing Testによって代用し，管周方向の降伏点を求めようとしたのが，このTestの目的である。

また，電縫鋼管には，管周方向に大きな残留応力が存在しているので，リングを切断することによって，残留応力の測定も同時に行った。

1・1　試験体

試験体は，電縫鋼管60.5φ×2.6，101.6φ×3.2を選び，さらに比較のために，引抜鋼管101.6φ×4.2を追加した（いずれもSTK41）。　試験体の1部は，低温焼鈍（600°C），完全焼鈍（900°C）を行い，無処理の鋼管と比較することにした。　試験体の形状寸法その他を，図1-2と表1-1に示す。　なお，各種試験体は，それぞれ，同一の鋼管から採取したものである

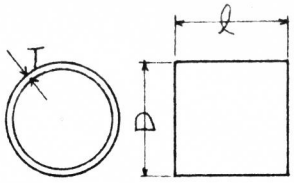


図 1－2 試験体

鋼管	種類	熱処理	D mm	T mm	l mm	個数
60.5φ×2.6	電縫	無処理	60.5	2.65	50	5
		低温焼鈍	60.5	2.55	50	5
101.6φ×3.2	電縫	無処理	101.6	3.34	100	5
		低温焼鈍	101.5	3.23	100	5
		完全焼鈍	101.5	3.34	100	5
101.6φ×4.2	引抜	無処理	101.6	4.11	100	5
		低温焼鈍	101.5	4.03	100	6
		完全焼鈍	101.6	4.11	100	5

表 1－1 試験体寸法

1・2 試験方法，および，試験結果

1・2・1 Crushing Test

リングのCrushingは，図 1-3(a) の如き剛板を介しての載荷（写真 1-1 参照）と，図-1-3(b) の如きピンを介しての載荷（写真 1-2 参照）の両方を行った。これはリングの崩壊荷重に載荷点の影響が入ってくるかどうかを調べるためである。

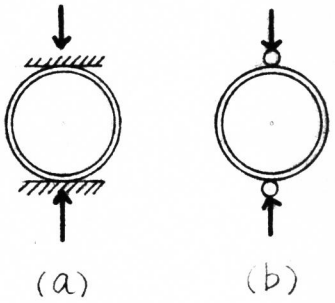


図 1－3 載荷方法

載荷は，万能試験機（島津製作所製，最大容量50 ton を5 ton 容量で使用）によって行い，載荷中に，試験機付設のペン書き記録計によって，荷重変形曲線を記録した。これらを図 1-4～図 1-6 に示す。図中の鎖線は，12号試験片による降伏点の値を用いて，リングの崩壊に至るまでの変形を微小変形理論によって求めたものである。



写真 1－1

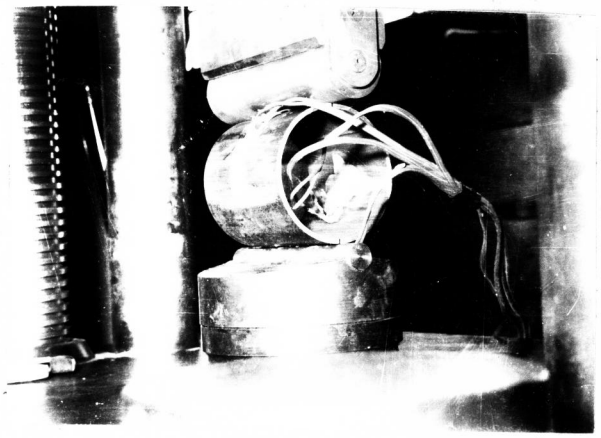


写真 1－2

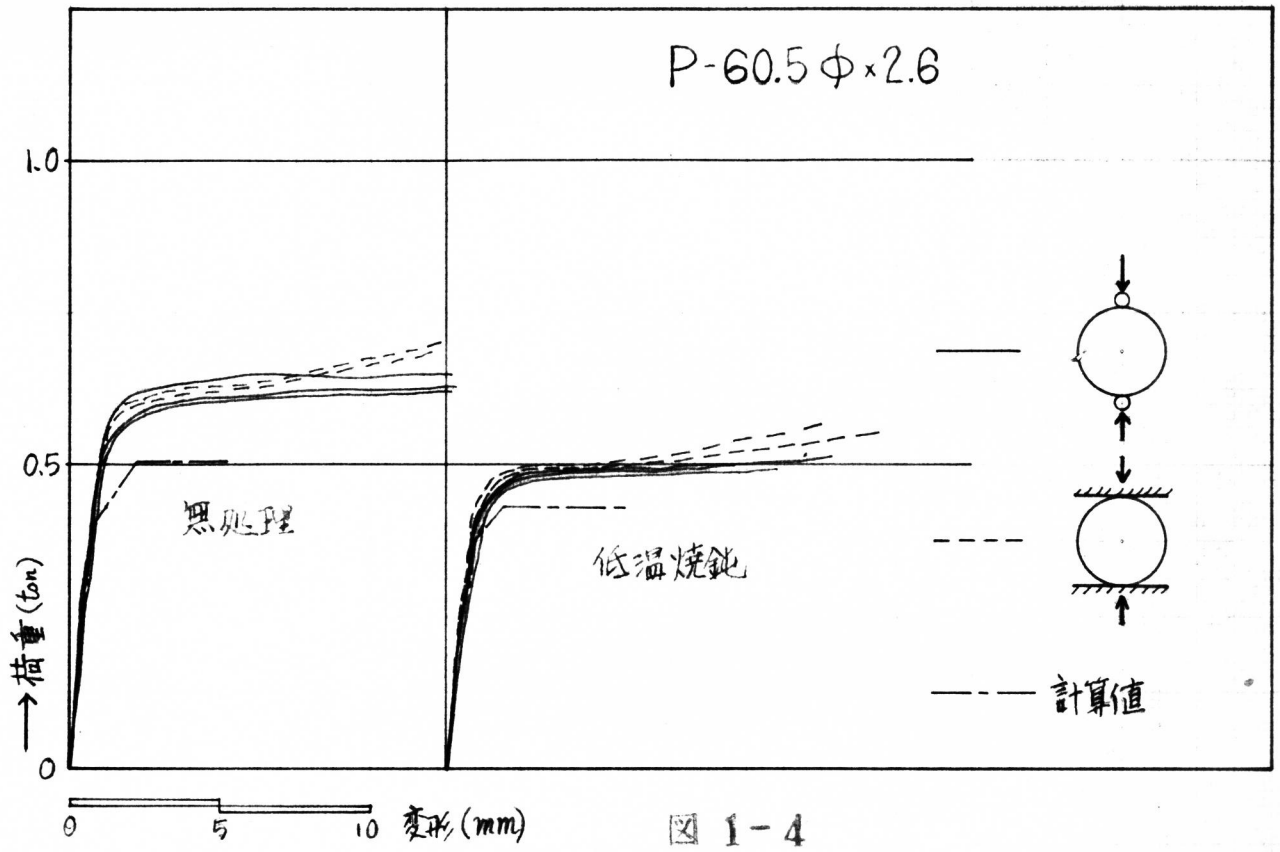

P-60.5φ×2.6
1.0
0.5
0
荷重(ton)
無処理
低温焼鈍
計算値
0
5
10
変形(mm)

図 1-4

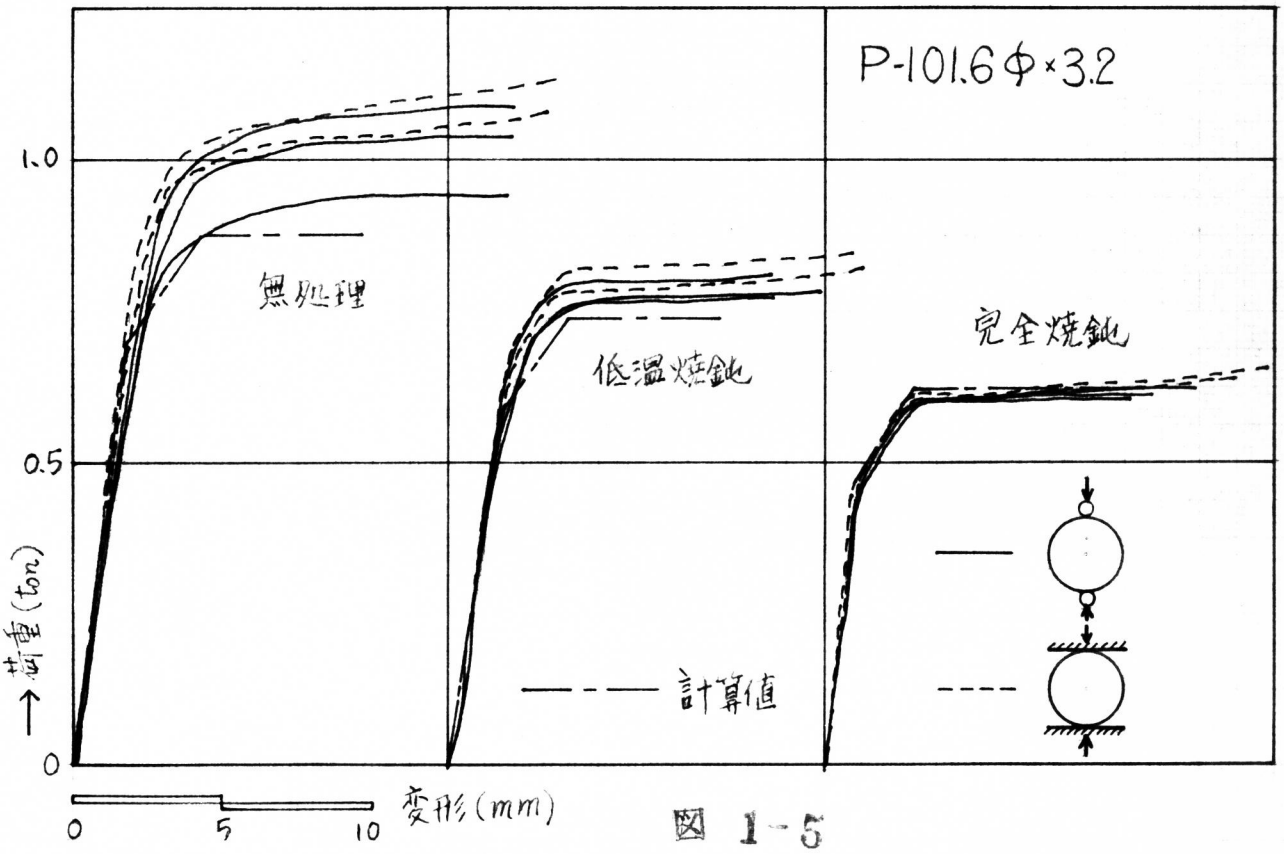

P-101.6φ×3.2
1.0
0.5
0
荷重(ton)
無処理
低温焼鈍
完全焼鈍
計算値
0
5
10
変形(mm)

図 1-5

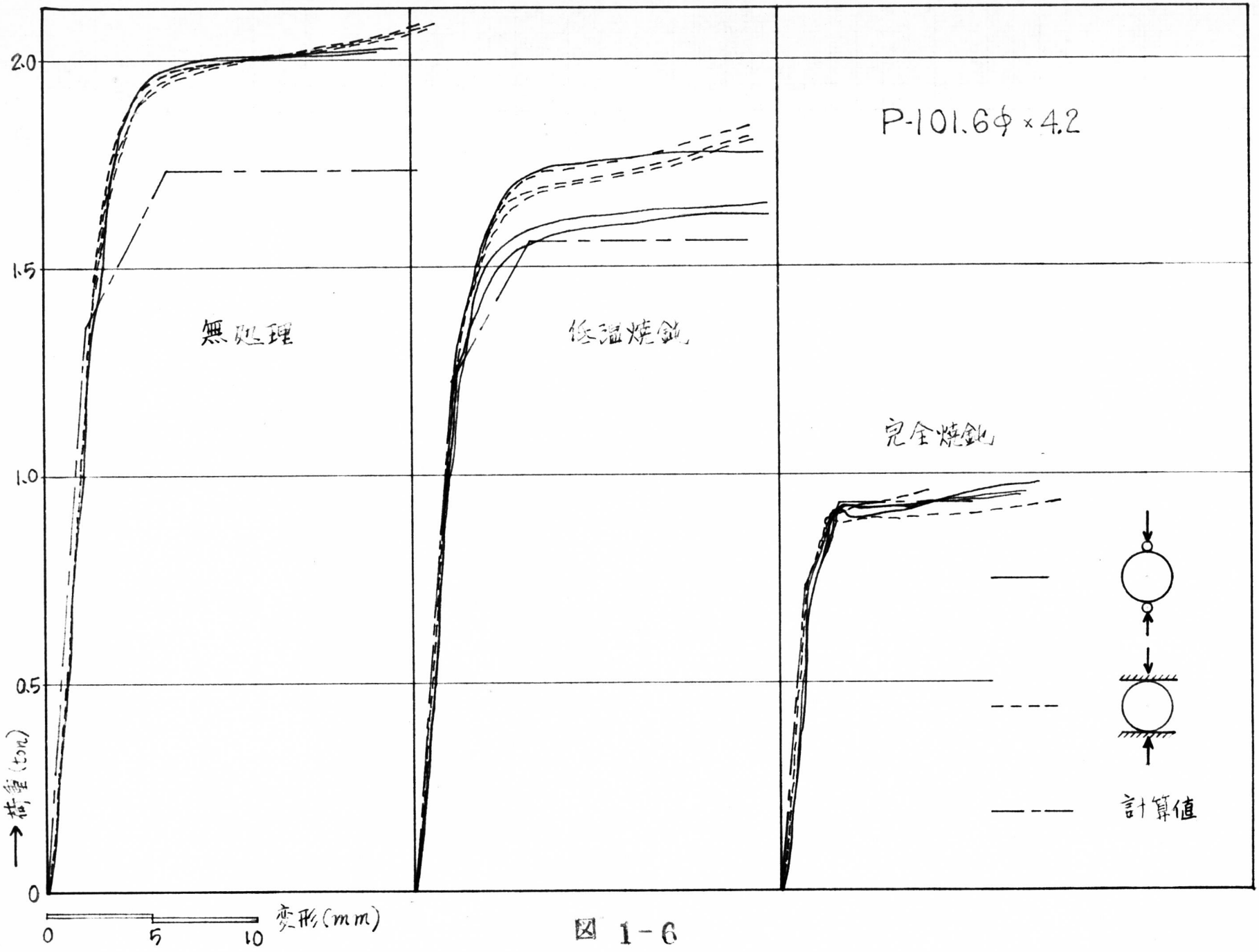


図 1-6

1・2・2　鋼管の管軸方向の素材試験

鋼管素材の管軸方向の機械的性質を，JIS 12号試験片の引張試験によって求めた。降伏点は，試験機（Crushing Test と同じものを5ton容量にて使用）に付設されたペン書き記録計によって描いた荷重変形曲線より読みとった。焼鈍材は全て，図1-7(a)のように明瞭な降伏点を示した。無処理材は図1-7(b)の如く僅かであるが踊場を生じたので，この点を降伏点と定めた。これらの結果は，表1-2に示すとうりである。
P-101.6φ×3.2 とP-101.6φ×4.2の無処理材については，12号試験片の両面にWSG（共和電業製 K-10-A1）を貼付し，0.2%の永久歪を示す応力度を求めた。この結果は，表1-2の降伏点の欄の（）内に示すとうりで，荷重変形曲線から求めた降伏点と2%程度しか差がないことがわかる。

鋼管	熱処理	管厚 T mm	降伏点 σ_y t/cm²	引張強さ σ_B t/cm²	伸び %
60.5φ×2.6	無処理	2.65	4.19	5.00	24.2
	低温焼鈍	2.55	3.87	4.90	33.5
101.6φ×3.2	無処理	3.34	3.87(3.95)	4.64	24.5
	低温焼鈍	3.23	3.51	4.37	34.1
	完全焼鈍	3.32	2.77	4.18	39.1
101.6φ×4.2	無処理	4.11	4.96(4.98)	5.50	21.8
	低温焼鈍	4.03	4.67	5.28	32.9
	完全焼鈍	4.11	2.67	4.09	40.4

表 1-2　12号試験片試験結果（3ケの平均値）

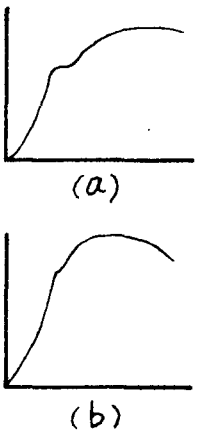


図 1-7

1・2・3　管周方向の残留応力の測定

図1-8に示すように，管周方向にWSG（共和電業製 K-10-A1）を貼付し，しかる後にA-A'断面（電縫鋼管では，電縫部をA-A'断面とした）を鋸で切断し，現れた歪度を測定した。外表面と内表面の歪度の測定値の平均値，および，それらの歪度の符号を逆にしたものに弾性係数（2.1×10⁻⁶ kg/cm² とした）を乗じて得られた残留応力の値は，表1-3に示すとうりである。

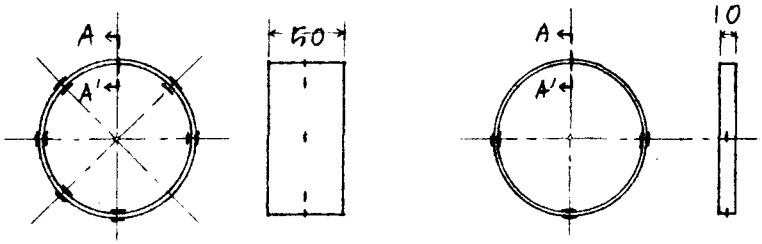


図 1-8　WSG貼付位置

鋼管	熱処理	外表面歪度 ×10⁻⁶	内表面歪度 ×10⁻⁶	外面残留応力度 kg/cm²	内面残留応力度 kg/cm²	残留曲げモーメント kgcm/cm	ρ*
60.5φ×2.6	無処理	-675	697	1420	-1460	-16.9	0.19
	低温焼鈍	-86	117	180	-250	-2.5	0.04
101.6φ×3.2	無処理	-1140	1286	2390	-2700	-47.4	0.38
	低温焼鈍	-180	195	380	-410	-7.4	0.07
	完全焼鈍	-25	-46	50	90	1.3	0.02
101.6φ×4.2	無処理	-273	289	570	-610	-16.6	0.07
	低温焼鈍	-58	71	120	-150	-3.8	0.02
	完全焼鈍	-32	70	70	-150	-3.1	0.03

注) * ρは残留曲げモーメントの絶対値を，Crushing Testで求めたfull plastic momentで割った値である。

表 1-3　残留応力測定値

1・3　試験結果についての考察

1・3・1　載荷点の影響

図1-5　図1-6の焼鈍されたリングの荷重変形曲線を見ると，曲線は一度極値をとって僅かに下り，それからまた徐々に上昇している。初めの極値が，図1-1のような線荷重を受ける弾塑性体よりなるリングの崩壊荷重であって，大変形後荷重が僅かに上昇するのは，荷重点が図1-9のように移動すること，および歪硬化の影響であろうと思われる。[20] 無処理の鋼管は，初めの極値が明らかでないが，完全焼鈍或いは低温焼鈍されたリングの荷重変形曲線から推定して，荷重変形曲線が曲がり切ったあたり（滑らかな曲線なので明確に定義することは出来ないが，図中に示した，微小変形理論に基ずく，Pを用いて求めた変形計算値の崩壊す

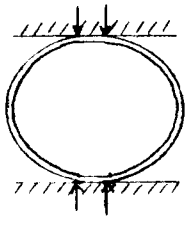


図 1-9

前の変形量（図中の鎖線が2度目に折曲がった点）の近辺の荷重をとれば，個人差を見こんでも±1%程度の誤差しか生じない）が，図1-1のような線荷重を受ける場合の崩壊荷重であると考えられる。いずれの試験体も，この崩壊荷重をこえて，変形が約D/10程度になるまでは，載荷方法によってほとんど差がないので，この範囲までは，載荷点の影響はほとんどないことがわかる。

1·3·2 リングの崩壊荷重

図1-10の如き集中荷重を受けるリングの崩壊荷重を次のような仮定に基づいて求める。

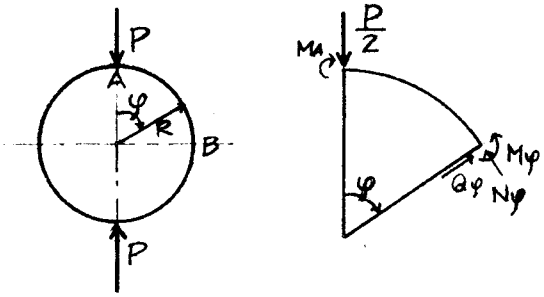


図 1-10

(1) リングの素材は弾塑性体である。

(2) リングの変形は，リングの厚みに比べて十分小さい。

(3) リングの断面は，変形後も平面を保持する。

(4) 軸力とせん断力は，曲げモーメントに比べて十分小さい。

いま，A点の曲げモーメントをM_A（内側引張を正とする）とすると

$$M_\varphi = M_A - \frac{P}{2}R\sin\varphi \qquad (1\text{-}1)$$

。$M_A > 0$であるから，M_φの極値は，M_Aの値いかんにかかわらず，$\varphi = 0$，$\varphi = \frac{\pi}{2}$の点になる。従って，$M|_{\varphi=0} = M_0$　$M|_{\varphi=\frac{\pi}{2}} = -M_0$とおくと，崩壊荷重$P_c$は

$$P_c = \frac{4M_0}{R} \qquad (1\text{-}2)$$

となる。ここにM_0は，リングの full plastic moment で

$$M_0 = \frac{\sigma_0 B T^2}{4} \qquad (1\text{-}3)$$

で表わされる。ここにσ_0は，リングの降伏点，Bはリングの幅，Tはリングの厚みである。従って（1-2）式と（1-3）式より

$$P_c = \frac{\sigma_0 B T^2}{R} \qquad (1\text{-}4)$$

が得られる。（1-2）式と（1-4）式は，軸力の影響を無視して求めた崩壊荷重であるが，ここに用いた鋼管程度の管径管厚比の場合には，軸力の影響は十分無視し得る（第2章参照）。

図1-4～図1-6には，12号試験片による降伏点を用い，微小変形理論によって崩壊に至るまでの荷重変形曲線を計算した結果を鎖線によって示したが，残留応力がほとんどなく，しかも組織が均質化していると考えられる完全焼鈍されたリング[21]は，計算値と理論値が極めてよく一致する。（1-2）式，（1-4）式はリングの崩壊荷重を表わす式と見てよいことがわかる。

1・3・3 管軸方向と管周方向の降伏点の比較

図1-4～6を見ると，無処理の鋼管は，12号試験片による降伏点を用いて計算した崩壊荷重よりも，かなり高荷重で崩壊している。即ち、無処理の鋼管の管周方向の降伏点は，管軸方向の降伏点よりも高いことが明らかである（無処理のリングの荷重変形曲線は，完全焼鈍のリングのように明瞭な極値を示さないので，ここでいう降伏点は，見かけの降伏点である）。これらの荷重変形曲線から崩壊荷重（1・3・1に述べたように，荷重変形曲線の曲がり切った点をとる）を求め，これから逆に管周方向の降伏点を求めることができる。（1-4）式を変形すると

$$\sigma_0 = \frac{PR}{BT^2} \qquad (1-5)$$

が得られ，このσ_0と，12号試験片による管軸方向の降伏点σ_yを比較したのが，表1-4である。降伏点比は1.15から1.19の値を示し，加工硬化による見かけの降伏点の上昇は無視し得ないことがわかる。引抜鋼管の場合でも，降伏点比が1.15になっているのは注目すべきことである。

また，この表から，600°Cで低温焼鈍をしても，完全に組織が均一化していないことがわかる。

鋼管	熱処理	σ_y t/cm²	σ_0 t/cm²	降伏点比 σ_0/σ_y
60.5φ×2.6	無処理	4.19	5.0	1.19
	低温焼鈍	3.87	4.3	1.11
101.6φ×3.2	無処理	3.87	4.5	1.16
	低温焼鈍	3.51	3.7	1.05
	完全焼鈍	2.77	2.7	0.97
101.6φ×4.2	無処理	4.96	5.7	1.15
	低温焼鈍	4.67	5.0	1.07
	完全焼鈍	2.67	2.6	0.97

表 1-4 降伏点の比較

1.3.4 残留応力について

表 1-3 を見ると，無処理の電縫鋼管には，極めて大きい残留応力が存在することがわかる。この残留応力はリングの内部で釣合っているので，座屈が生じない場合には，崩壊荷重に影響しないと思われるが，Yield Hinge の発生順序に影響を及ぼす。

いま，残留応力のないリング（図 1-10）を考えると，A 点と B 点の弾性範囲での曲げモーメント M_A, M_B は，

$$M_A = \frac{PR}{\pi} \qquad M_B = -\frac{PR}{2}\left(1-\frac{2}{\pi}\right) \qquad (1-6\ a,b)$$

である。$|M_A| > |M_B|$ であるから，荷重が増加すると A 点が先に Yield Hinge になる。ところが残留曲げモーメント $-\rho M_0$ が作用していると，

$$M_A = \frac{PR}{\pi} - \rho M_0, \quad M_B = -\frac{PR}{2}\left(1-\frac{2}{\pi}\right) - \rho M_0 \qquad (1-7\ a,b)$$

であるから，ρ が大きくなれば，B 点が先に降伏することもあり得る。この限界の ρ を求めると

$$\rho = \frac{4-\pi}{\pi} = 0.274 \qquad (1-8)$$

が得られる。表 1-3 にあるように，電縫鋼管 101.6φ×3.2 の ρ は，この値よりも大きくなっている。

無処理の鋼管の荷重変形曲線が，焼鈍された鋼管のそれに比べて，初めの Yield Hinge 発生が明らかでなく，急に崩壊荷重に達しているように見えるのは，残留応力の影響で，A 点と B 点が，ほとんど同時に降伏するから

であろう。

まとめ

以上の実験結果から明らかになった点を要約すると次のとうりである。

(1). リングの Crushing Test によって，管周方向のみかけの降伏点を求めることが可能である。 この際，試験方法は，図1-3(a)(b)の，いずれの載荷方法によってもよい。 降伏点を崩壊荷重から逆算する式は，(1-5)式を用いることができる。

(2) 電縫鋼管も引抜鋼管も，管周方向の降伏点は，管軸方向のそれに比べて，15～19%も高い。 鋼管の局部変形に対する耐力を考える場合，この影響を無視することは出来ない。

(3) 電縫鋼管には極めて大きな残留応力が存在する。 従って，Yield Hinge の発生順序は，残留応力が存在しない場合と必ずしも同じでない。 鋼管の有限変形が問題になる場合には，この残留応力は，鋼管の崩壊荷重にも影響すると思われる。

第2章　鋼管と鋼管の十字型接合部に関する実験

まえがき

鋼管の両側面に支管がじか溶接された，いはゆる十字型接合部は，写真2-1～2-3にあるように，トラス弦材とつなぎ材，柱とトラス弦材との接合部などに見られるもので，鋼管構造接合部のうちで，最も基本的なものの1つである。　このような接合部も，鋼管のT型接合部，K型トラス節点と同様に，主管の局部変形による剛性と強度の低下が重要な問題になる。　この接合部に関する研究としては金谷の研究があり，T型接合部に関する実験式を，支管径が小さい場合と大きい場合はそのまま適用してよく，$30° < \sin^{-1}\alpha < 60°$の場合には，その80%をとればよいとしている[8]。　しかし，この接合部に関しては，主管の長さ，主管の管厚，主管に作用する軸力の変化が，接合部の挙動におよぼす影響については，まだ資料が得られておらず，設計に利用出来る段階には至っていない。　本研究は，支管と主管の管径比のほかに，上述の3つのパラメターを変化させて実験を行い，接合部の挙動を調べたものである。

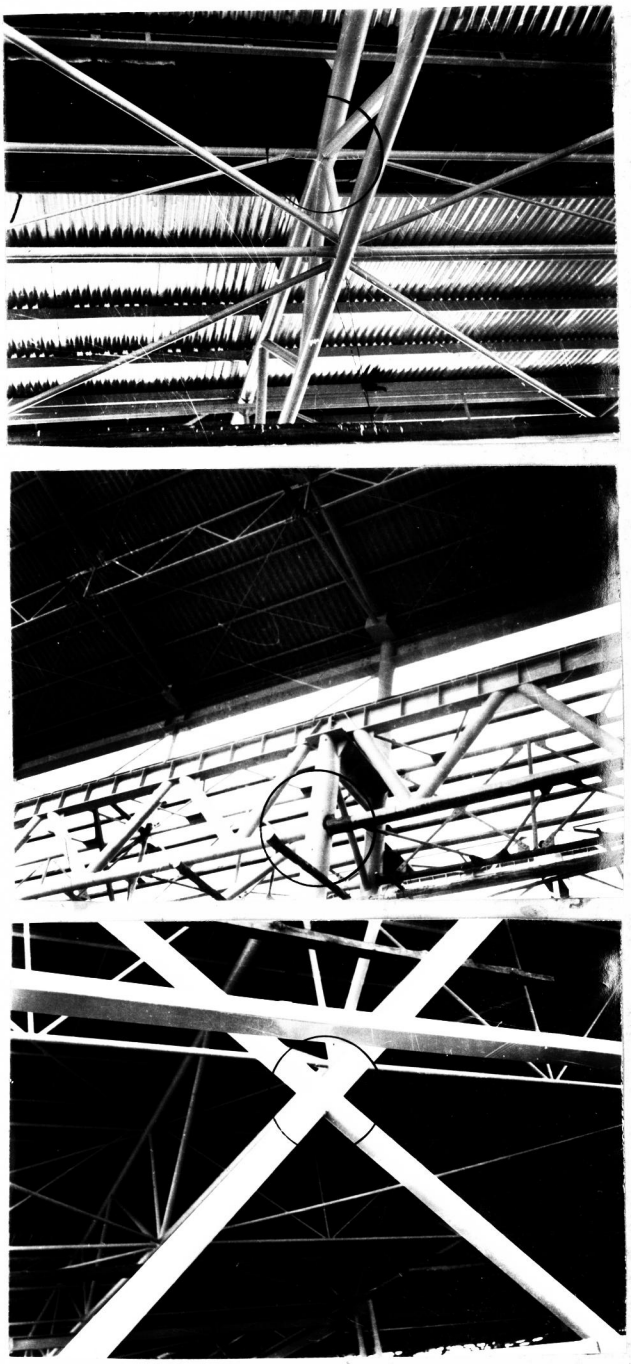


写真 2-1, 2-2, 2-3

2・1　実験概要

2・1・1　試験体

圧縮試験体の形状と寸法は，図2-1の(a),(b),(c)と表2-1(a)に，引張試験体の形状寸法は，図2-1(d),(e),と表2-1(b)に示すとうりである。　圧縮試験体の方は，実験の目的によって，次の4つの系列にわけた。

系列1　　主管長と主管径の比 ℓ/D の影響を調べるための試験体
系列2　　支管と主管の管径比 d/D の影響を調べるための試験体
系列3　　主管の管径管厚比 D/T の影響を調べるための試験体
系列4　　主管に作用する軸力の影響を調べるための試験体

表2-1(a)の最後に示した，系列外の圧縮試験体X-K-45-Iは，主管の内外面の歪度を測定するための試験体である。　この試験体のみ主管径を大きくし，ℓ/D を小さくしたのは，主管の内面に，WSGを貼付するためである。

溶接条件，および，主管素材の機械的性質は，それぞれ，表2-2，表2-3に掲げる。

2・1・2　実験方法

系列1～3の試験体は，写真2-4に示すように，下部に球座とロードセル（自製，誤差±2%）をおき，上部に，試験体面内にのみ回転するピンを用い，万能試験機（島津製作所製，最大容量50 ton を，10 ton，25 ton，50 ton 容量で使用）によって圧縮荷重を加えた。　また，載荷中に，図2-1(a)に示す測定長 $2\ell_1$ の変化を差動トランス（新光電気製，

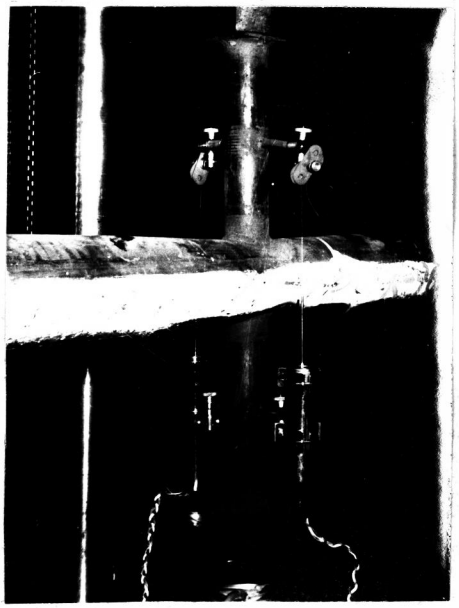
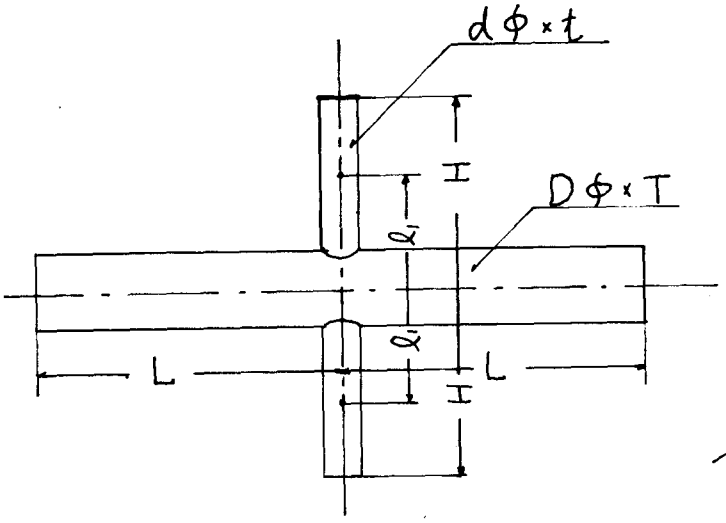
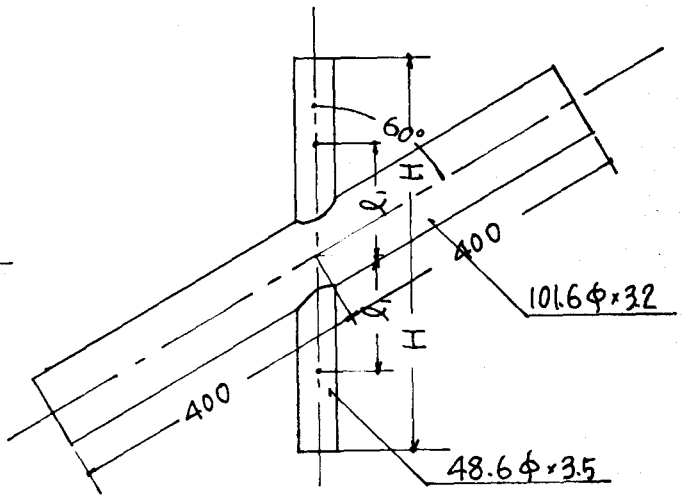


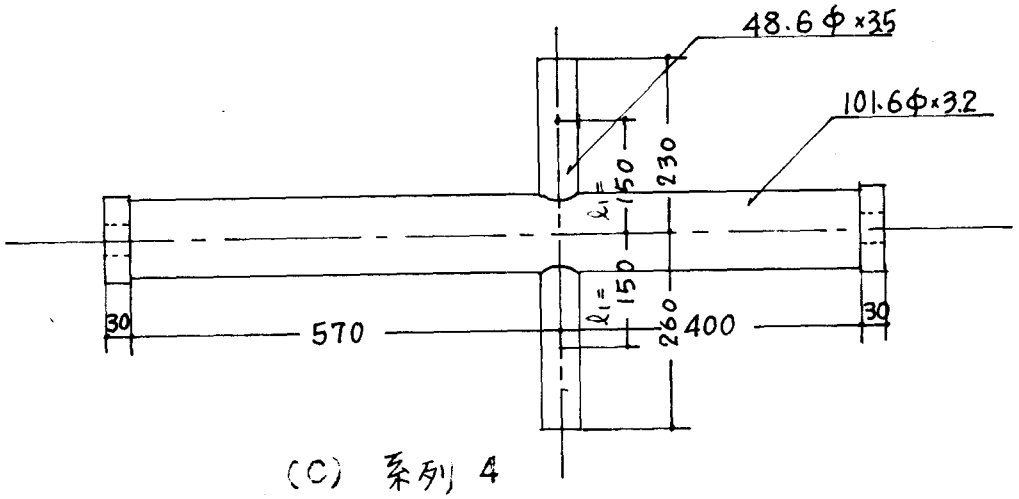
写真 2-4



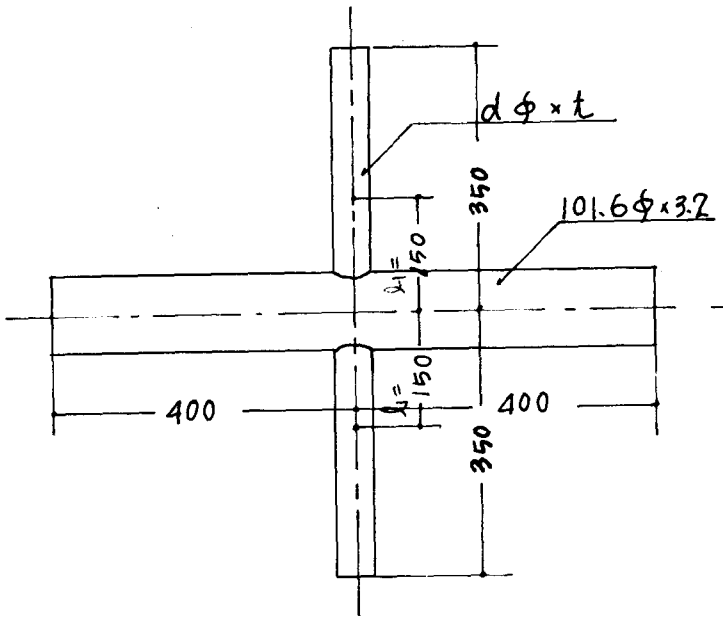
(a) 系列 1～3



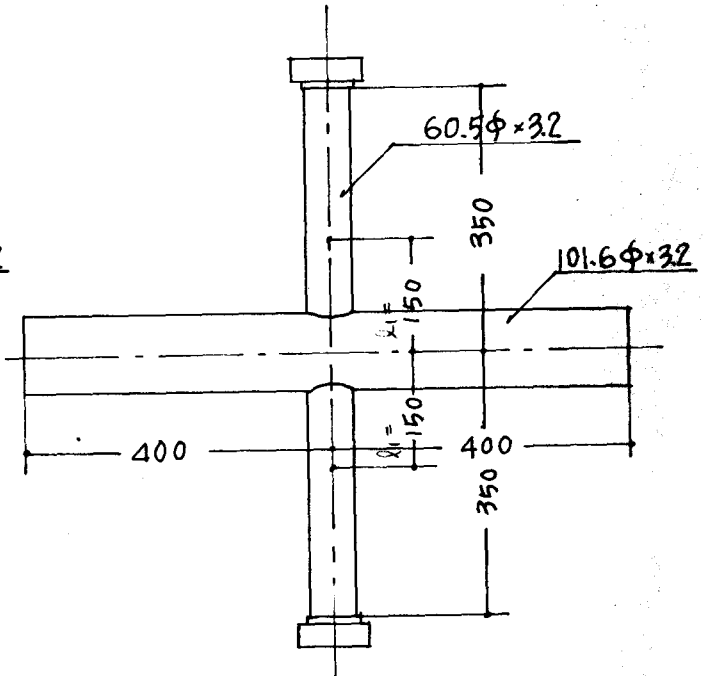
(b) 系列 2 の X-I-32-E-60°



(C) 系列 4



(d) 引張試験体(支管 34.0Φ×2.3, 48.6Φ×3.5)



(e) 引張試験体(支管 60.5Φ×3.2)

図 3.1 試験体形状

系列	試験体記号	主管	支管	2L mm	2L/D	2H mm	2l₁ mm	D/T	d/D	個数
1	X-F-3.2-B-6φ	60.5φ×3.2	27.2φ×2.3	363	6	280	200	18.9	0.450	1
	〃 8φ			484	8					1
	〃 10φ			605	10					1
	〃 12φ			726	12					1
	X-G-3.2-C-6φ	76.3φ×3.2	34.0φ×2.3	458	6	360	250	23.8	0.446	1
	〃 8φ			610	8					1
	〃 10φ			763	10					1
	〃 12φ			916	12					1
	X-G-3.2-E-6φ	76.3φ×3.2	48.6φ×2.3	458	6	460	300	23.8	0.637	1
	〃 8φ			610	8					1
	〃 10φ			763	10					1
	〃 12φ			916	12					1
	X-I-3.2-E-2φ	101.6φ×3.2	48.6φ×2.3	200	2	460	300	31.8	0.478	1
	〃 3φ			300	3					1
	〃 4φ			400	4					1
	〃 5φ			500	5					1
	〃 6φ			600	6					1
	〃 8φ			800	8					1
	〃 10φ			1000	10					1
	〃 12φ			1200	12					1
2	X-I-3.2-A	101.6φ×3.2	21.7φ×2.3	800	8	280	200	31.8	0.214	3
	〃 B		27.2φ×2.3			300	〃		0.268	3
	〃 C		34.0φ×2.3			360	250		0.335	1
*	〃 E		48.6φ×3.5			460	300		0.478	3
	X-I-3.2-E-30°		〃			〃	〃		〃	3
	X-I-3.2-F		60.5φ×3.2			600	400		0.595	1
	〃 G		76.3φ×3.2			〃	〃		0.751	1
	〃 H		89.1φ×3.2			〃	〃		0.877	1
	〃 I		101.6φ×3.2			800	〃		1.00	1
	X-I-4.2-C	101.6φ×4.2	34.0φ×2.3	800	8	360	250	24.2	0.335	1
**	〃 E		48.6φ×3.5			460	300		0.478	3
	〃 F		60.5φ×3.2			600	400		0.595	1
	〃 G		76.3φ×3.2			700	〃		0.751	1
	〃 H		89.1φ×3.2			800	〃		0.877	1
	〃 I		101.6φ×4.2			900	〃		1.00	1
	X-I-5.7-C	101.6φ×5.7	34.0φ×2.3	800	8	360	250	17.8	0.335	1
	〃 E		48.6φ×3.5			460	300		0.478	3
	〃 F		60.5φ×3.2			600	400		0.595	1
	〃 G		76.3φ×3.2			700	〃		0.751	1
	〃 H		89.1φ×3.2			800	〃		0.877	1
	〃 I		101.6φ×5.7			900	〃		1.00	1
3	*X-I-3.2-E	101.6φ×3.2	48.6φ×3.5	800		460	300	31.8	0.478	3
	X-H-3.2-D	89.1φ×3.2	42.7φ×2.3	720		400	〃	27.8	0.479	3
**	X-I-4.2-E	101.6φ×4.2	48.6φ×3.5	800	8	460	〃	24.2	0.478	3
	X-H-4.2-D	89.1φ×4.2	42.7φ×2.3	720		400	〃	21.2	0.479	3
	X-I-5.7-E	101.6φ×5.7	48.6φ×3.5	812		460	〃	17.9	0.478	3
4	X-I-3.2-E	101.6φ×3.2	48.6φ×3.5	図2-1(c)参照			300	31.8	0.478	21
	X-K-4.5-1	139.8φ×4.5	101.6φ×3.2	600	4.3	600		31.0	0.728	1

* ** はそれぞれ共通の試験体

表 2-1 (a) 圧縮試験体寸法

試験体記号	主管	支管	2L mm	2L/D	2H mm	2l1 mm	D/T	d/D	個数
X-I-3.2-C	101.6φ × 3.2	34.0φ×2.3	800	8	360	300	31.8	0.335	1
〃 E		48.6φ×3.5			460			0.478	1
〃 F		60.5φ×3.2			660			0.595	1
X-I-4.2-C	101.6φ × 4.2	34.0φ×2.3	800	8	360	300	24.2	0.335	1
〃 E		48.6φ×3.5			460			0.478	1
〃 F		60.5φ×3.2			600			0.595	1
X-I-5.7-C	101.6φ × 5.7	34.0φ×2.3	800	8	360	300	17.8	0.335	1
〃 E		48.6φ×3.5			460			0.478	1
〃 F		60.5φ×3.2			600			0.595	1

表 2-1 (b) 引張試験体寸法

鋼管 公称	番号	外径 D mm	管厚 T mm	D/T	JIS 12号試験片 降伏点 σy t/cm²	引張強サ σb t/cm²	伸び %	Crushing Test 降伏点 σo t/cm²	σo/σy
60.5φ×3.2		60.5	3.14	19.3	3.99	4.80	26.0	4.75	1.19
76.3φ×3.2		76.3	3.00	25.4	3.23	4.42	31.6	3.78	1.17
89.1φ×3.2		89.1	3.33	26.8	4.32	4.82	31.4	4.35	1.01
89.1φ×4.2		89.1	4.02	22.2	3.97	4.31	31.8	3.97	1.00
101.6φ×3.2	I	101.6	3.29	30.9	3.87	4.61	24.5	4.50	1.16
	II	101.9	3.10	32.9	3.65	4.41	25.5	3.76	1.03
	III	101.6	3.04	33.4	3.72	4.57	23.6	4.01	1.08
	IV	101.6	3.16	32.2	4.08	4.71	29.3	4.11	1.01
	V	101.6	3.18	31.9	3.14	4.47	31.4	3.63	1.16
	VI	101.6	2.98	34.1	3.24	4.45	30.8	3.80	1.17
101.6φ×4.2	I	101.7	4.18	24.3	4.08	4.85	23.4	4.49	1.10
	II	102.1	4.11	24.8	4.47	4.92	33.6	4.48	1.00
101.6φ×5.7		101.8	5.70	17.9	3.60	4.99	35.9	3.41	0.95

表 2-2 主管素材の機械的性質

溶接棒	ライムチタニヤ系 TB-24(神鋼)
電流	110 ~ 130 Amp
電圧	30 Volt
溶接工	JIS 2級程度

表 2-3 溶接条件

測定範囲±20mm) で測定し，ロードセルによる荷重との関係をX-Yレコーダーによって記録した。

系列4の，主管に軸力を作用させた試験体は，図2-2のような円形載荷装置を用い，オイルジャッキによって多軸載荷した。

主管に引張荷重をかける場合は，図2-3(a)，写真2-5に示すように，主管端部に固定したボルトを円形載荷装置の外側のオイルジャッキによって所定の荷重がかかるまで引張り，しかる後に，載荷装置の内側のオイルジャッキによって，支管に圧縮荷重を加えた。

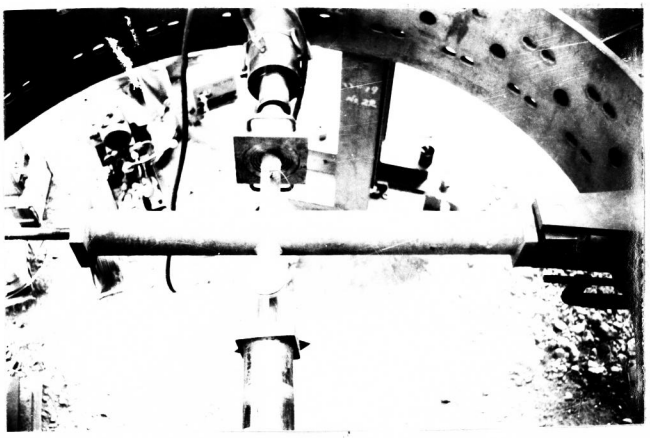


写真 2-5

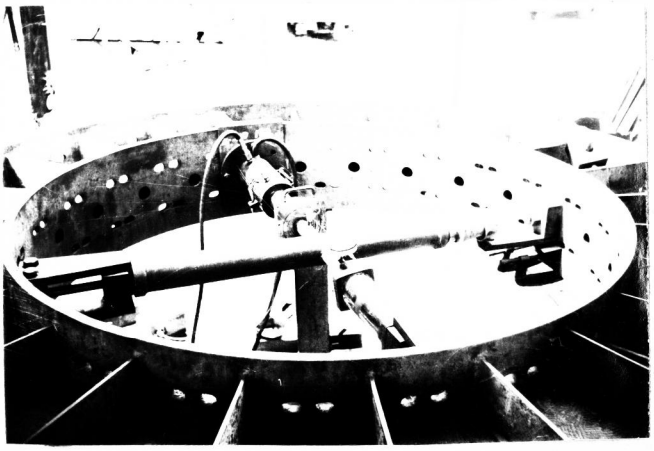


写真 2-6

主管に圧縮荷重を加える場合は，図2-3(b)，写真2-6に示すように，主管の内部に挿入したボルトの1端を，主管端部に固定し，もう1端を円形載荷装置の外側のオイルジャッキによって，所定の荷重がかかるまで引張り，しかる後に，内側のオイルジャッキによって，支管に圧縮荷重を加えた。　主管にかけた軸力は，表2-4に示すとうりであった。

支管とオイルジャッキの間には，試験体面内に回転するピンとロードセルを挿入し，反対側の支管は，載荷装置にとりつけた，試験体面内に回転する金物に，P-10t.6φ×42 をつぎたし，これに直接支持した。

載荷番号	主管軸力 ton	主管軸応力 kg/mm²	試験体個数
I	30	3.25	3
II	20	2.17	3
III	10	1.08	3
IV	0	0	3
V	-10	-1.08	3
VI	-20	-2.17	3
VII	-30	-3.25	3

表 2-4

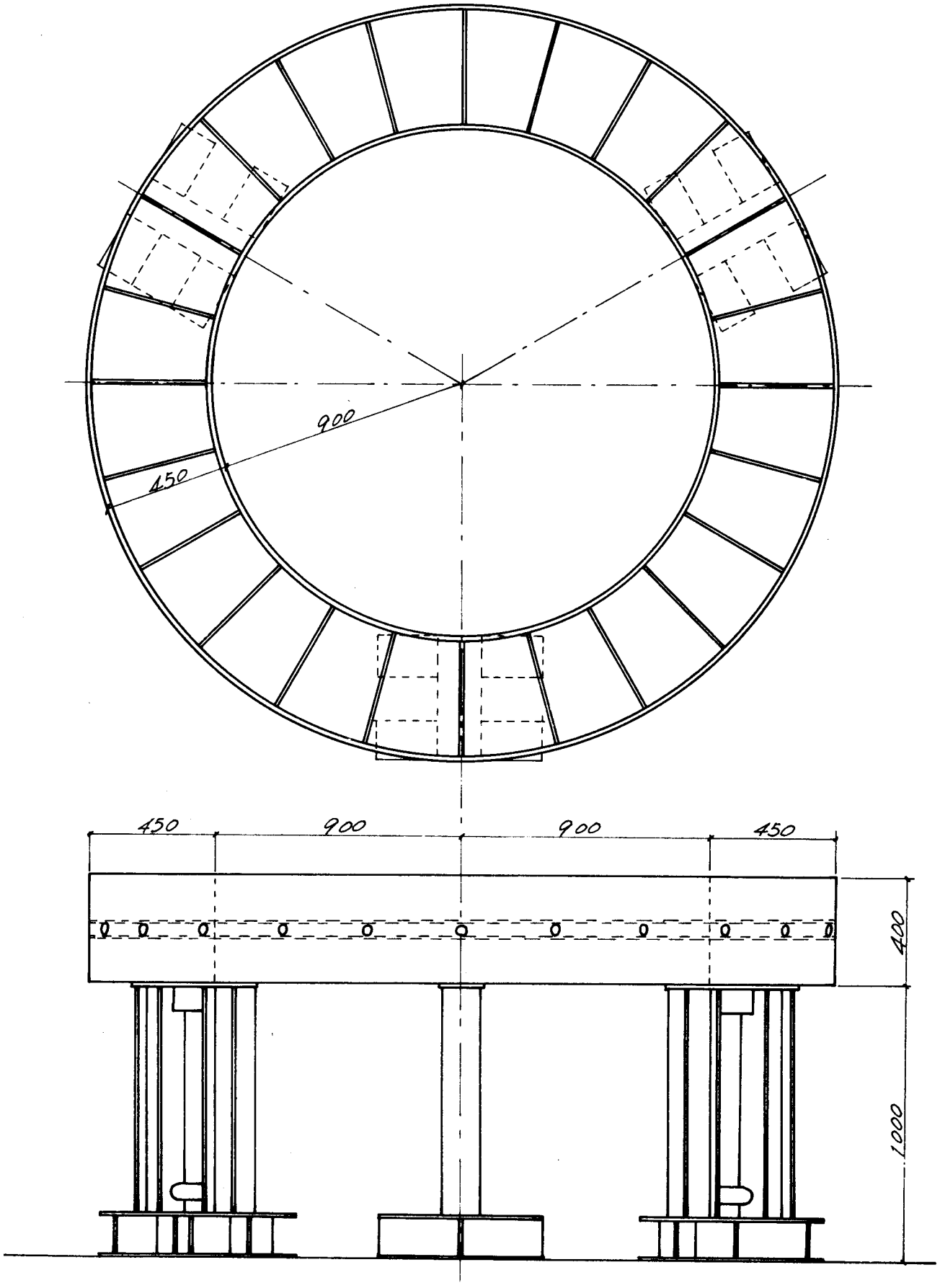
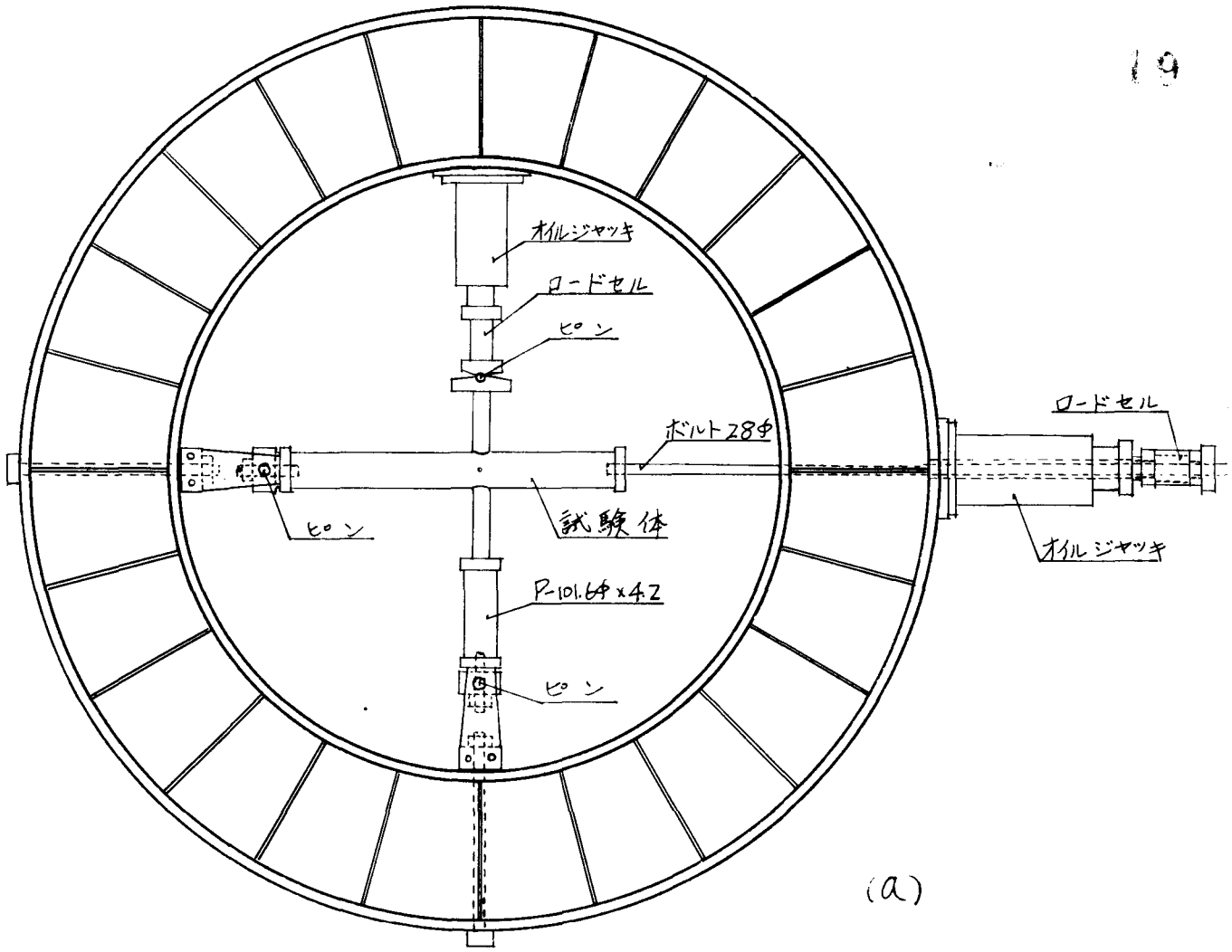
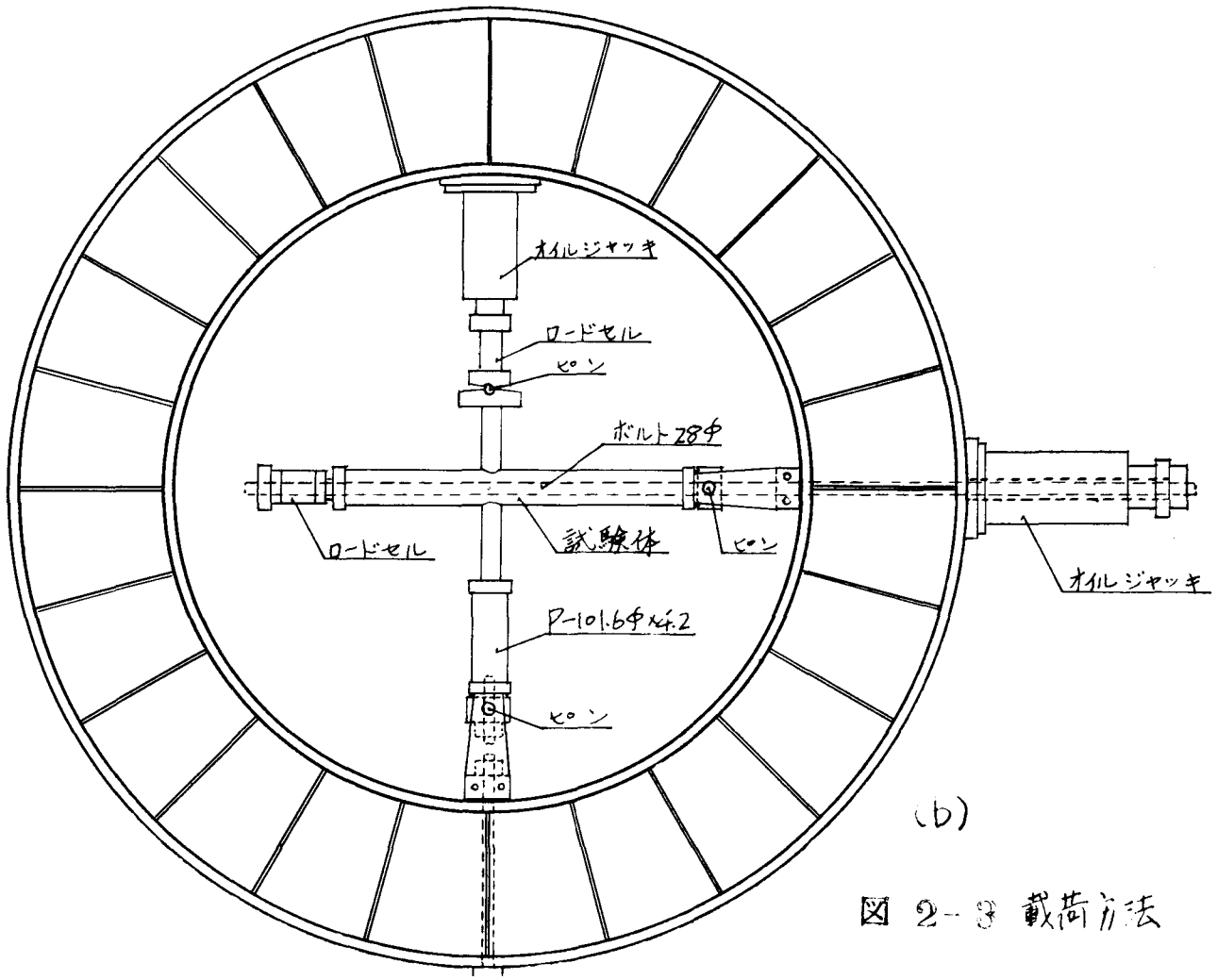


図 2-2 多軸載荷装置


オイルジャッキ
ロードセル
ピン
ボルト28φ
ロードセル
ピン
試験体
オイルジャッキ
P-101.6φ×4.2
ピン

(a)


オイルジャッキ
ロードセル
ピン
ボルト28φ
ロードセル
試験体
ピン
オイルジャッキ
P-101.6φ×4.2
ピン

(b)

図 2-3 載荷方法

変形の測定は，支管に取り付けたダイアルゲージ（東京精密工業製　1/100 mm目盛，GL=20 mm）によって，測定長30 cmの間の距離の変化を測定した。　荷重はロードセル（自製，誤差±2%）を用いて読みとった。主管にかかる軸力が最も大きい載荷Iと載荷VIIを受ける試験体には，両支管にWSG（共和電業製　K-10-A1）を貼付して，その歪度から応力を求め，内側のオイルジャッキから支管に作用する荷重が，反対側の支管まで伝わっているかどうかを調べた。

支管に引張荷重をかけた試験体のうち，支管径が，34.0φ，48.6φのものは，支管内に心金を入れ，試験機のチャックにかませて載荷した。　支管径が60.5φの試験体は，支管端部のナットにボルトを取りつけ，これを試験機で引張ることによって載荷した。　使用試験機，変形の測定方法は圧縮試験体の系列Iのと同じである。

圧縮試験体のうち，系列Iの X-I-32-E，X-I-42-E，X-I-57-E には，その支管脚部の外周に，45°おきにWSG（共和電業製　K-6-A1）を貼付し，支管脚部の歪度を測定した。　これらの試験体のうち，X-I-32-E には，主管の外表面にもWSG（共和電業製，K-10-A1，KP-3-B2）を貼付し，主管の外表面の歪度分布を測定した。

圧縮試験体の系列外の X-K-45-I には，主管の内外面に，2軸のWSG（共和電業製　KP-10-B2）を貼付し，主管の歪度を測定した。　これらの試験体に貼付したWSGの位置とその番号は，2·2において，これら歪度の測定値から求めた応力分布，又は歪度分布と一緒に示す。

2・2 接合部の挙動についての基礎的考察

2・2・1 支管の応力分布

主管が局部変形して崩壊するような接合部では，支管から主管に伝達される力の分布が，接合部の挙動に影響を与えるであろうことは十分想像される。主管の管径管厚比D/tが一定のT型接合部の支管脚部の応力分布の測定は金谷によって行われており，支管径と主管径の比d/Dが小さい場合は一様分布に近いが，d/Dが大きくなるに従い，図2-4に示すような支管側面の応力集中が大きくなることが述べられている。[6] このような応力分布は，支管と主管の溶接部近傍の主管管壁の鉛直方向の剛性変化に関係すると思われるから，応力分布の定性的な傾向は，十字型接合部の場合にも同じであろう。しかし，この支管応力の分布は，主管の管厚変化によっても，影響されると思われる（上述の，溶接部近傍の主管管壁の鉛直方向の剛性変化は，主管厚によって異なる）ので，ここでは，d/Dは一定にし，主管の管径管厚比D/tを変化させた試験体X-I-32-E，X-I-42-E，X-I-57-Eについて支管脚部の応力分布を求め，D/tの変化の影響を調べようと思う。

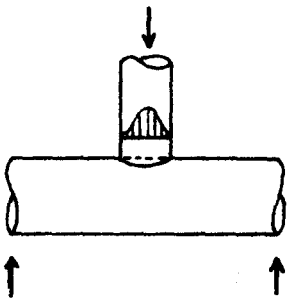
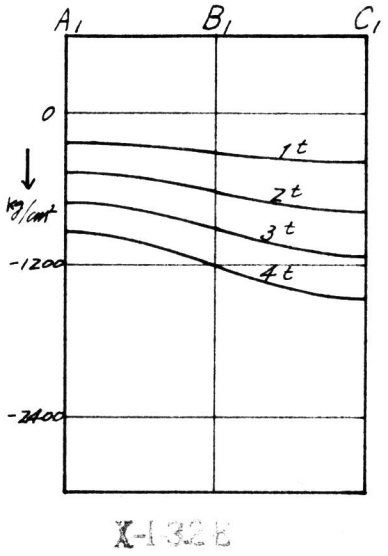


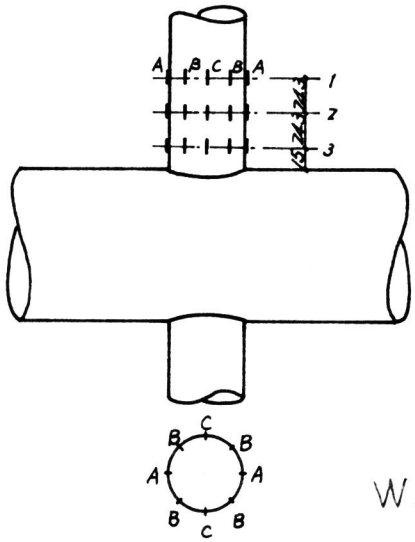
図 2-4

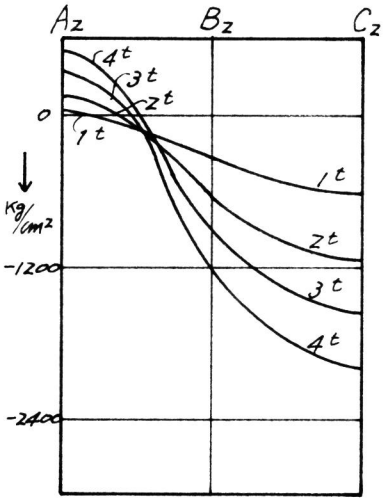
支管の外周に貼付したWSGから歪度を求め，これに弾性係数（2.1×10⁶ kg/cm²とした）を乗じて得た応力度より，支管外表面の応力分布の概形を描くと，図-2-5に示すようになる（試験体X-I-32-Eの支管には，図2-5の右上に示すように，3段階にWSGを貼付し，X-I-42-EとX-I-57-Eには，一番下の段にのみWSGを貼付した）。

この図を見ると，C₃点の応力集中は，主管厚が薄いほど著しくなっている。X-I-42-EとX-I-57-EのC₃点の応力集中は，大差はないが，X-I-32-Eになると急激に増加し，A₃点には，逆に引張応力が作用していることがわかる。この実験では，支管内表面の歪度は測定していないので，支

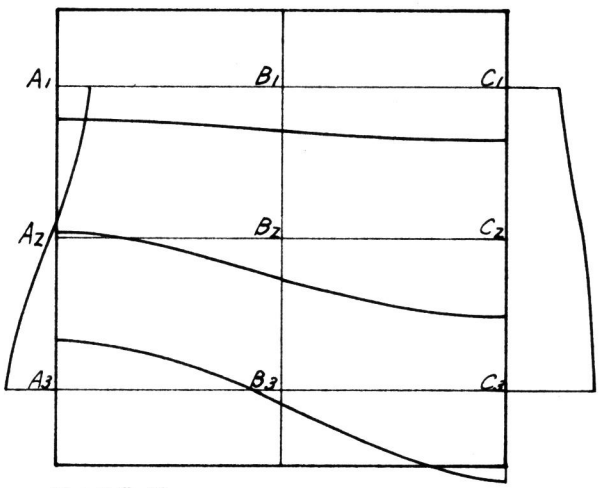


X-132E



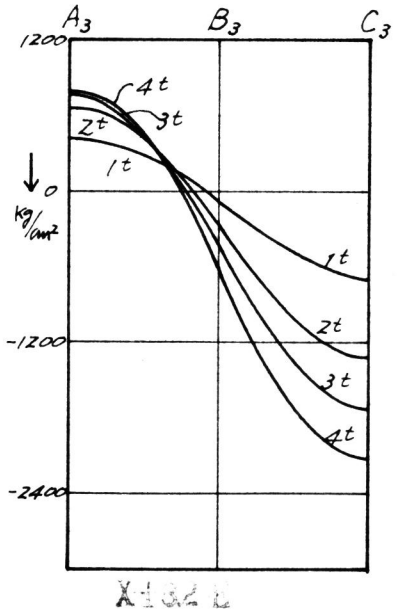


X-132E

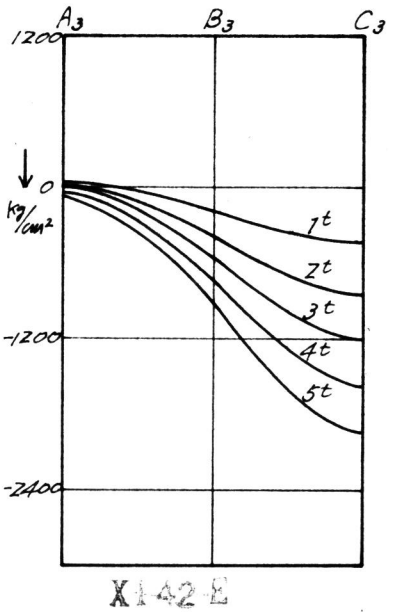


X-132E

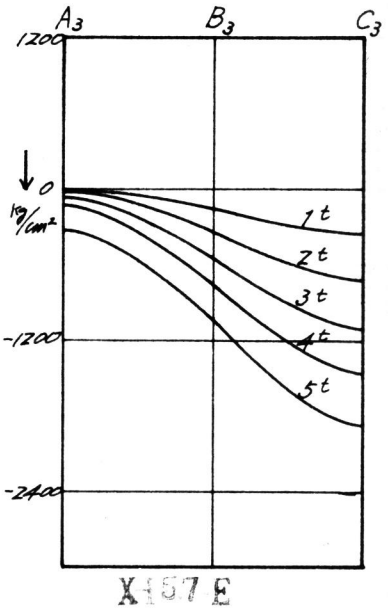
(P = 1t 時の応力分布)



X-132E



X-142E



X-157E

図 2-5 支管外表面応力分布

管内面の応力分布，支管管壁の曲げモーメント分布は明らかではないが，少なくとも，P.P. Bijlaard 方式の，一様な矩形分布荷重が作用するという仮定に基ずく主管応力の解析[13]は，外力の仮定があまりにも実状と異なることがわかる。　そして，このような一様分布との差は，主管厚が薄くなるほど大きくなることがわかる。

2·2·2　主管の応力分布

試験体 X-K-45-I の主管の内外面に2方向のロゼットゲージを貼付して歪度を測定し，これから管周方向と管軸方向の縁応力度を求め，この縁応力度を更に曲げ応力度と直応力度にわけた。　主管がまだ弾性範囲にあると思われる P=3ton での応力分布の概形を描くと，図 2-6，図 2-7 に示すとうりである（WSG の貼付位置は，図 2-6 の左上に示す）。

これらの図を観察すると，主管の応力分布について，次のような定性的傾向を認めることが出来る。

(1). 管周方向の応力度は，曲げ応力度が支配的で，直応力度は曲げ応力度の10%程度に過ぎない。

(2). 母線方向では，曲げ応力度の方が直応力度よりも，いくぶん大きくなっている。　主管中央から管端の方に離れるに従って，直応力度の占める割合は小さくなっている。

(3). 管周方向と母線方向の曲げ応力度を比較すると，前者の方が，後者の約3倍程度の大きさになっている。

以上のことを考えると，十字型接合部の主管は，管壁の曲げによって荷重に抵抗し，しかも，母線方向よりも，管周方向の曲げが支配的であることがわかる。

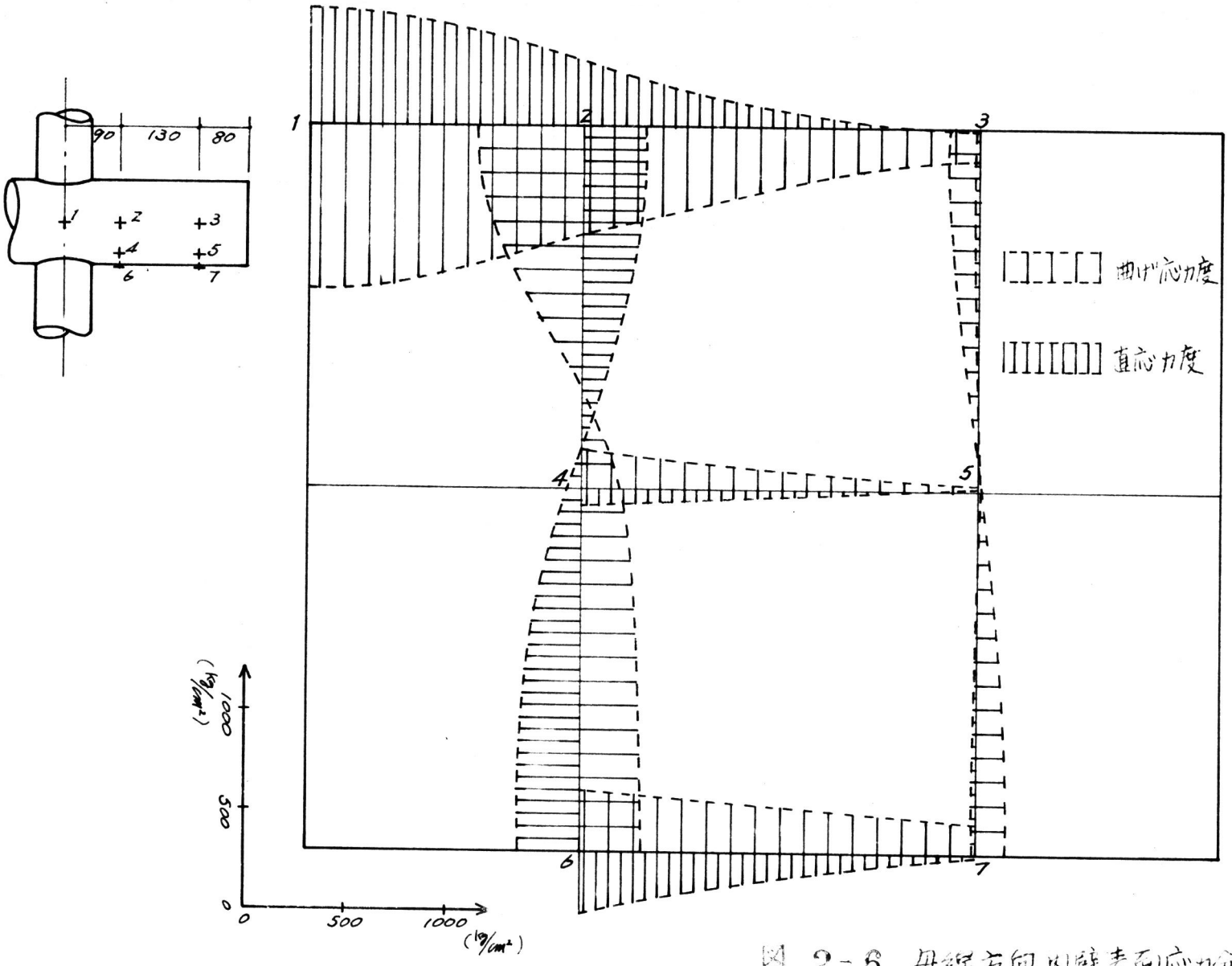


図 2-6 母線方向内壁表面応力分布 (P=3 ton)

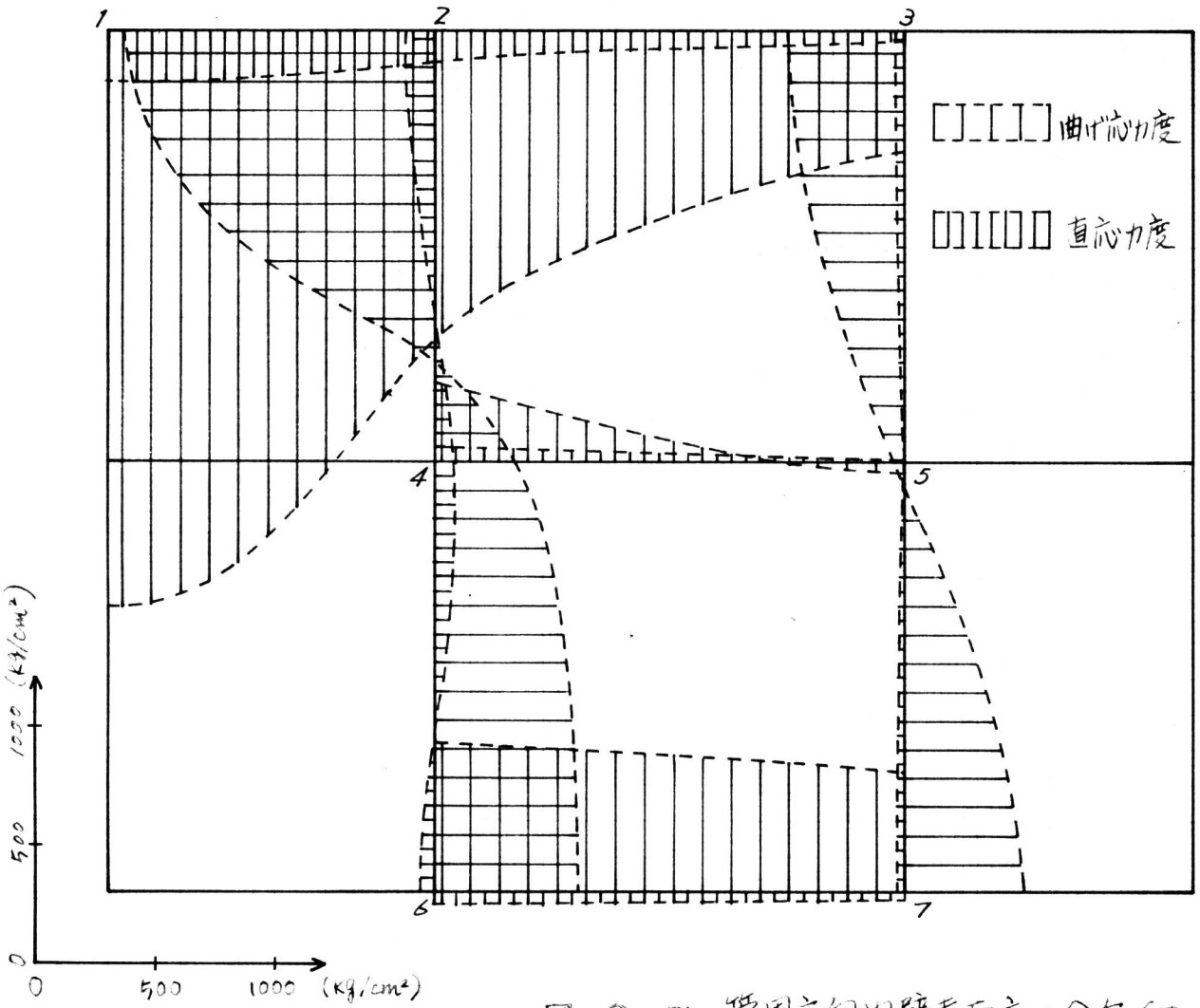


図 2-7 管周方向内壁表面応力分布 (P=3 tons)

2・3　圧縮試験体の挙動と各種パラメターの関係

2・3・1　主管長の変化について

トラス弦材とつなぎ材，柱とトラス弦材などの接合部における主管の長さは，一般に主管径の数10倍であるから，主管の長さが短い試験体から得られる実験結果は，実際の接合部の剛性と強度を過少評価する危惧がある。　しかし，管端に，周方向に一様に分布する Q_0 と M_0（図 2-8 参照）を受ける無限長の円筒シェルの解[22]

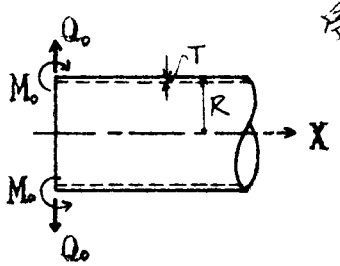


図 2-8

$$w=\frac{e^{-\beta x}}{2\beta^3 D}\left[\beta M_0(\sin\beta x-\cos\beta x)-Q_0\cos\beta x\right] \quad (2\text{-}1)$$

ここに　w：　半径方向の変形（中心方向が正）

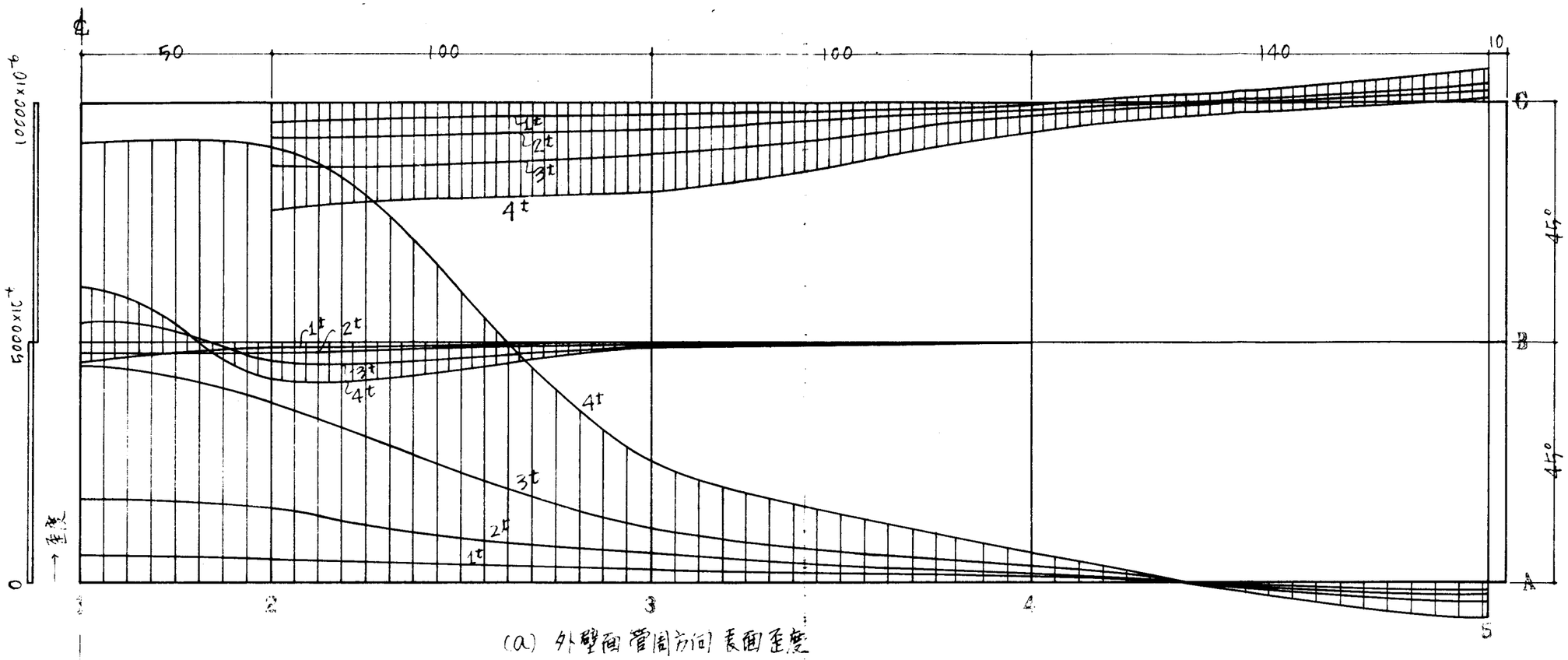
β^4：　$\dfrac{3(1-\nu^2)}{R^2T^2}$　　ν：ポアソン比

D：　$\dfrac{ET^3}{12(1-\nu^2)}$　　E：ヤング率

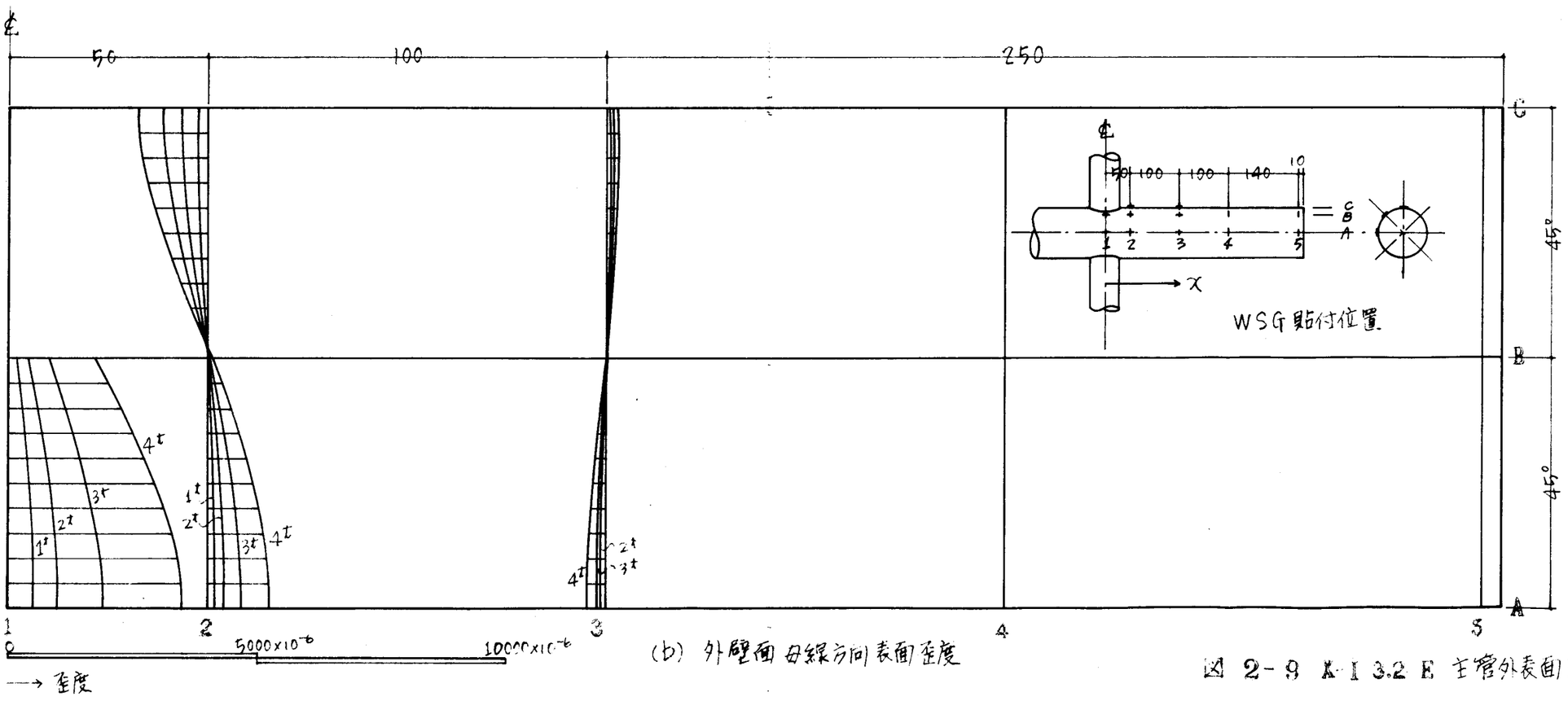
を考えると，M_0 の項は，$x=0.61R\sqrt{\frac{T}{R}}$，　Q_0 の項は $x=1.22R\sqrt{\frac{T}{R}}$ において0になり，この点をこえると w の値は，$x=0$ の w に比べてほとんど無視出来る程度に減少する。　十字型接合部の主管に作用する荷重は，このような軸対称荷重ではないが，少なくとも，管壁の変形と応力の管軸方向への伝播は，かなり短い範囲に限られることが推定される。

いま，試験体 X-K-45-I よりも，主管長と主管径の比 $2l/D$ の大きい試験体 X-I-32-E の主管の外表面にWSGを貼付して歪度を求め，管壁外表面の歪度分布の概形を求めると図2-9のようになる。

この図を見ると，管周方向歪度は，$x\fallingdotseq 6R$（$=23.2R\sqrt{\frac{T}{R}}$），管軸方向歪度は，$x\fallingdotseq 5R$（$=19.3R\sqrt{\frac{T}{R}}$）で1度0になり，この点をこえると，歪度の符号は逆転する。　この点以遠では，(2-1)式より，歪度はかなり急速に0に収斂すると思われる。また，歪度が0となる x の値は，主管の1部が降伏した後でも，あまり変化していない。　歪度が0となる x の値は，(2-1)式から推定した値より大きいのは，荷重が軸対称でないからであろう。



(a) 外壁面 管周方向 表面歪度



(b) 外壁面 母線方向 表面歪度

図 2-9 K-I 3.2 E 主管外表面歪度分布

このようなことを考えると，十字型接合部の主管の変形と応力の管軸方向への伝播範囲は，図2-8の軸対称荷重を受ける円筒シェルよりも大きいが，$x=6R$ 近辺であろうと思われる。従って，主管の全長が $12R(\fallingdotseq 6D)$ 程度より長くなれば，ほとんど一定になるのではないかと推定される。勿論その限界は明白なものではないであろうし，D/T, d/D によっても変化すると思われる。ここでは，主管の全長を，大体 $6D$ 近辺で変化させた，系列1の圧縮試験体の実験結果から，接合部の，強度と変形が，ほとんど一定となるための主管の長さを求めてみよう。

系列1の試験体の最大荷重等の一覧表は，表2-5のとうりである。

試験体記号	主管素材番号	T mm	$\frac{D}{T}$	$\frac{d}{D}$	σ_y t/cm²	σ_o t/cm²	最大荷重 P_m ton	$\frac{0.8P_m}{S}\frac{R^2}{T^3}$ ×10³ t/cm²
X-F-32-B-6φ		3.14	19.3	0.450	3.99	4.75	4.36	
8φ							4.45	5.66
10φ							4.46	5.60
12φ							4.59	6.29
X-G-32-C-6φ		3.00	25.4	0.446	3.23	3.78	2.66	
8φ							3.72	7.40
10φ							3.83	6.93
12φ							3.88	6.43
X-G-32-E-6φ		3.00	25.4	0.637	3.23	3.78	3.62	
8φ							4.32	9.32
10φ							4.29	9.87
12φ							4.50	10.54
X-I-32-E-2φ	Ⅶ	2.97	34.2	0.478	3.14	3.80	1.95	
3φ							2.71	
4φ							2.90	
5φ							3.06	
6φ							3.03	
8φ							3.30	
10φ							3.18	
12φ							3.25	

表 2-5 系列1試験結果

表中の主管素材番号は，表2-2の主管素材の機械的性質の一覧表に示した番号である。表の最後の欄の $\frac{0.8P_m}{S}\frac{R^2}{T^3}$ の値は，後に説明する。

表2-5の値から，各種試験体について，$2L/D$ と P_m の関係を図上にプロッ

トすると，図2-10のようになる。　この図を見ると，$2L/D < 8$の場合は

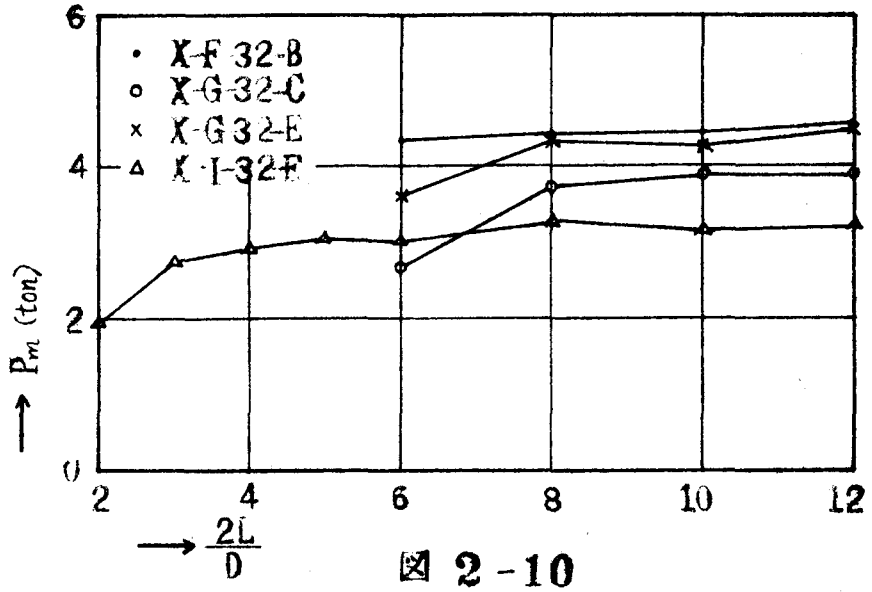


図 2-10

試験体によってP_mと$2L/D$の関係が異なるが，$2L/D \geq 8$になれば，いずれの試験体も，P_mはほとんど一定値を示す。

次に，$2L/D$と接合部の荷重変形曲線の関係を調べてみよう。

各種試験体の荷重変形曲線を描くと図2-11～図2-14のようになる。

試験体X-F-32-B，X-G-32-C，X-G-32-Eは，図2-1(a)に示した測定長l_1の変化をダイアルゲージで測定し，試験体X-I-32-Eは，試験機付設のペン書き記録計によって，試験体全体の荷重変形曲線を描いた。

これらの図を見ると，最大荷重の場合と同じように，$2L/D \geq 8$になると，荷重変形曲線も$2L/D$の影響をほとんど受けず，大体等しい曲線を描いていることがわかる。

以上のことを総合すると，本実験で用いた鋼管程度の管径管厚比の場合，主管の全長が主管直径の8倍以上になれば，接合部の強度と変形は，主管長の変化の影響を，ほとんど受けなくなると考えてよい。　本実験の系列1以外の試験体は，全て$2L/D \fallingdotseq 8$であるから，主管長変化が接合部の挙動に影響する範囲を示しており，これらの試験体から得られた実験結果は，実際の接合部の剛性と強度を過少評価するということはないと思われる。

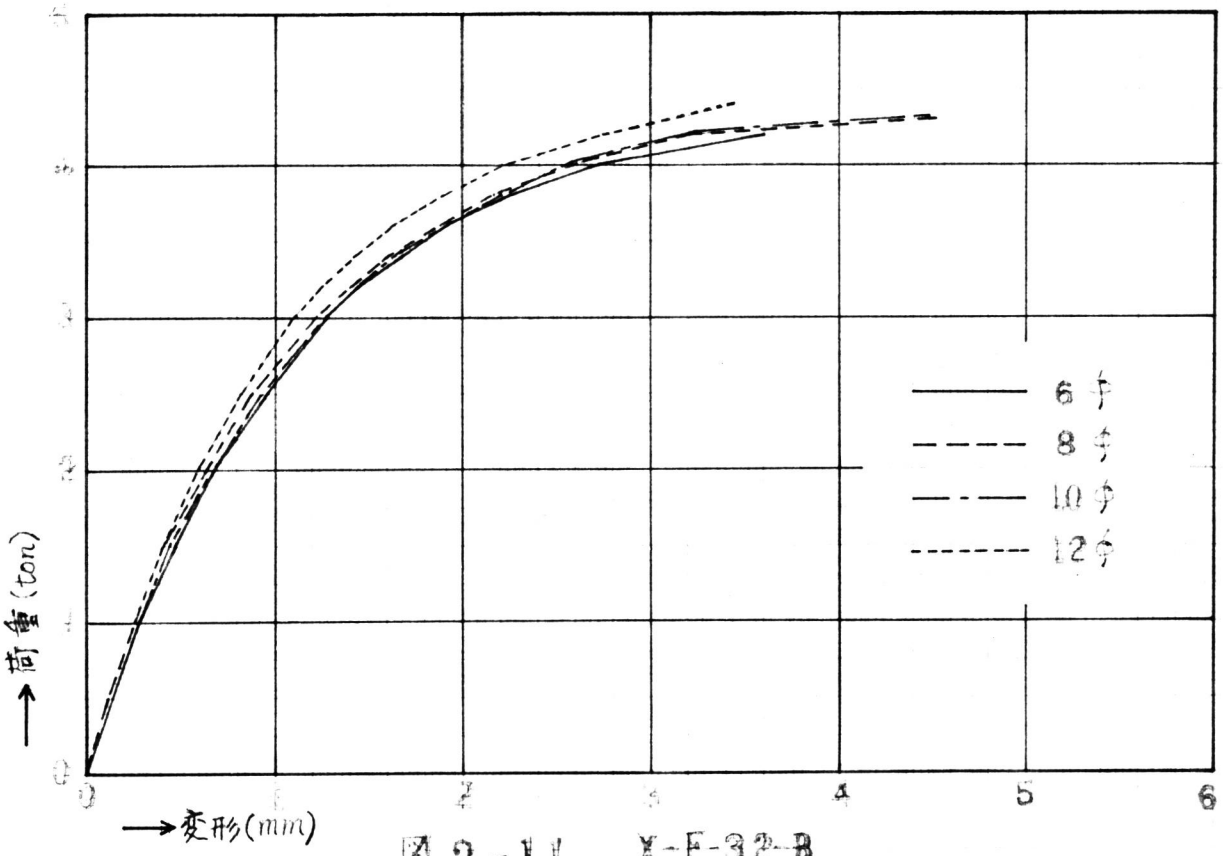


図 2-11　X-F-3.2-B

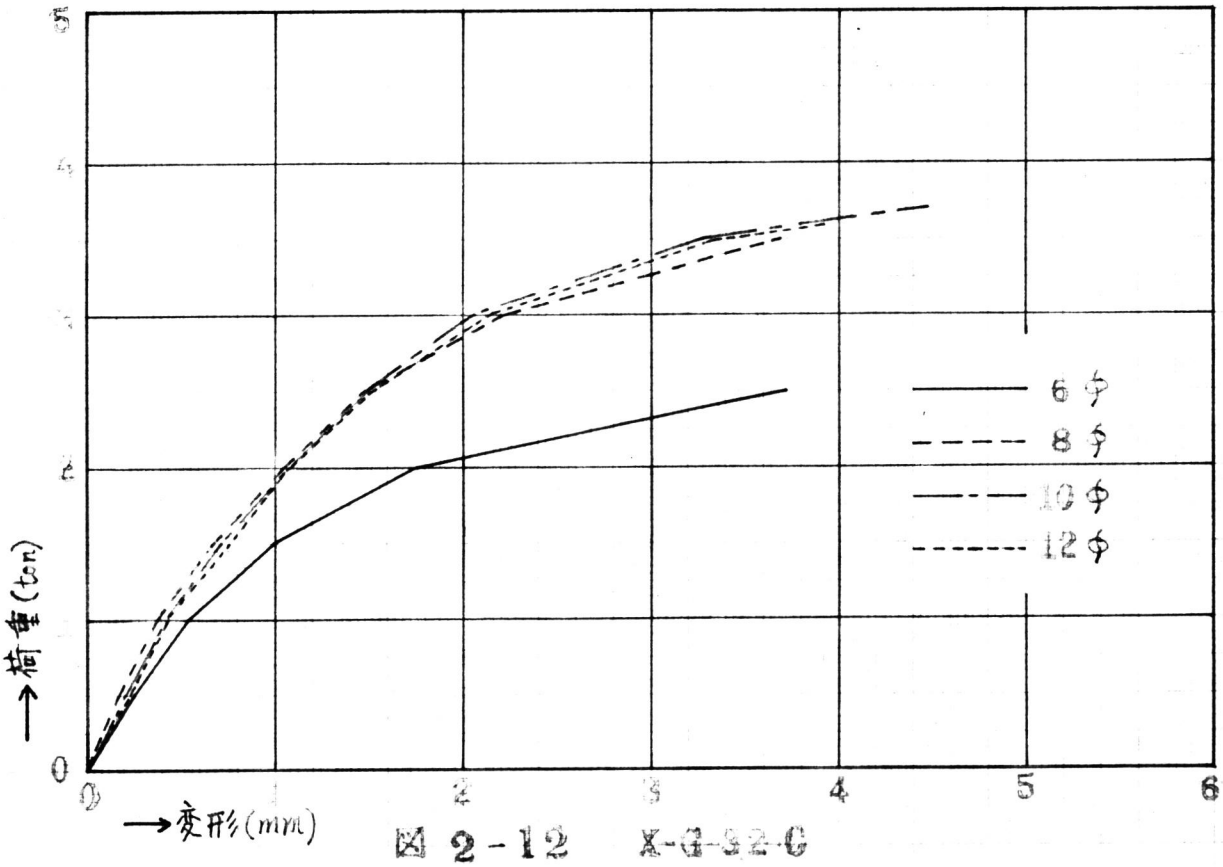


図 2-12　X-G-3.2-C

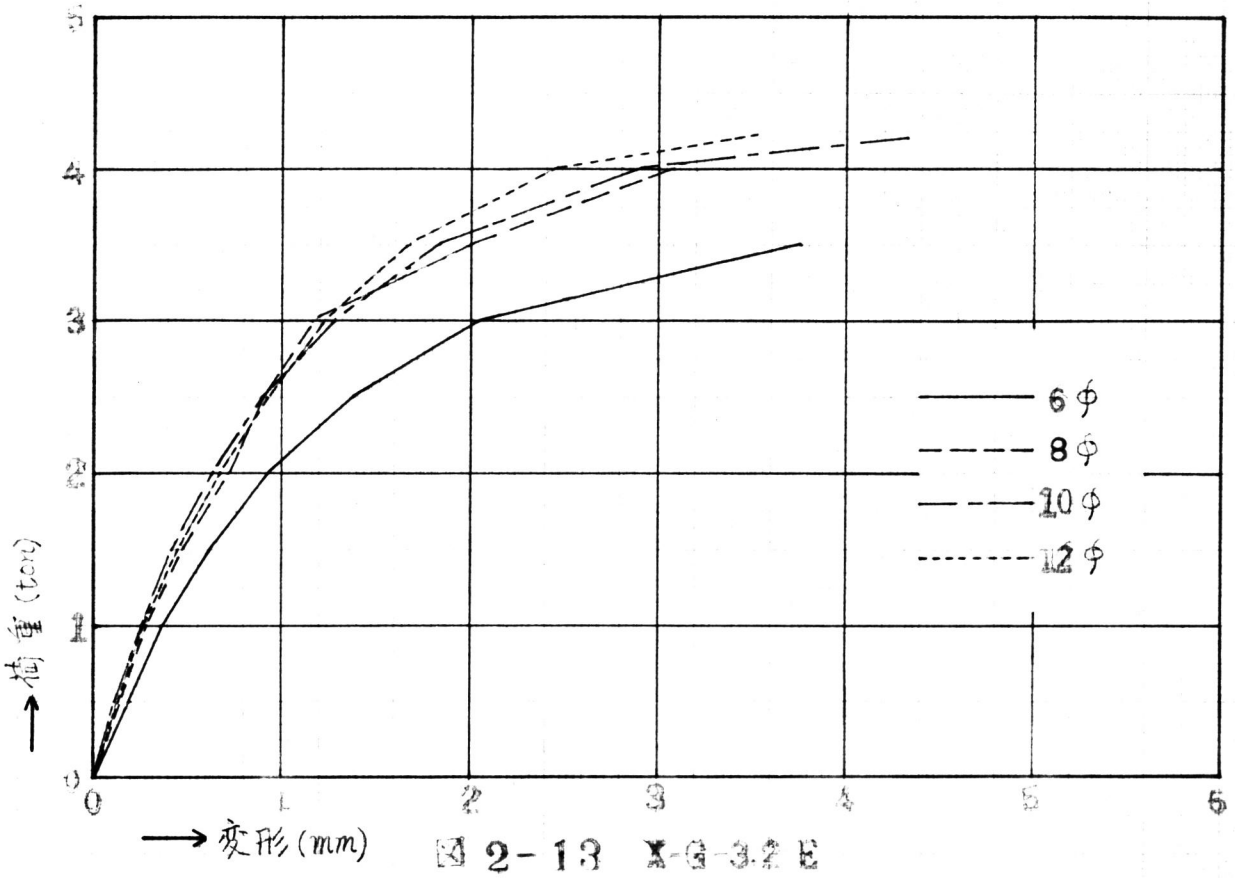


図 2-13 X-G-3.2 E

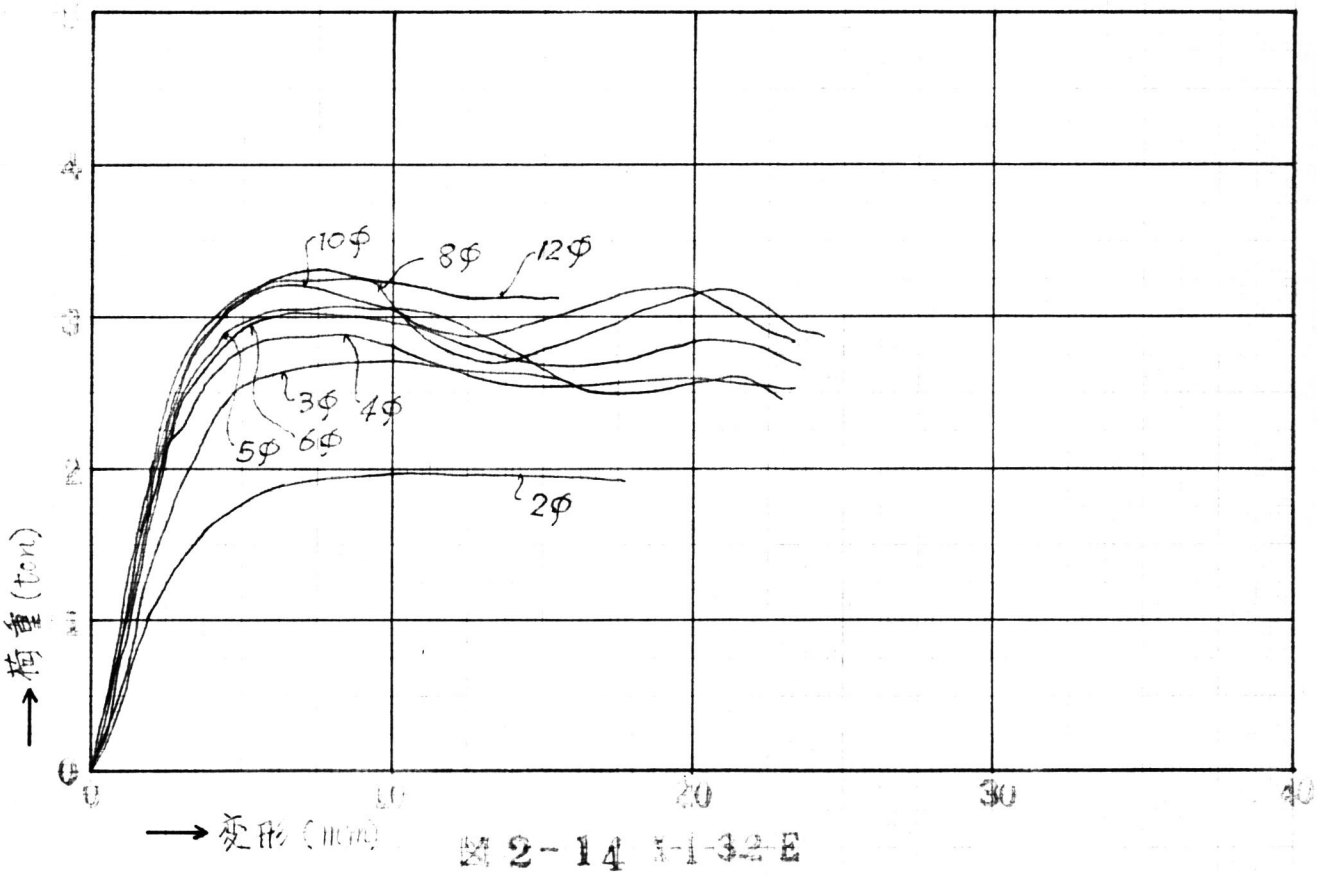


図 2-14 X-I-3.2 E

2·3·2　支管と主管の管径比d/D，および主管の管径管厚比D/tの変化について

2·3·2·1　接合部の強度

系列1の試験体の実験結果から，$2L/D \geq 8$になれば，接合部の挙動は，主管長変化の影響をほとんど受けないことが推定出来た。　従って，系列2，系列3の試験体の挙動に影響すると思われるパラメターで，試験体の形状に関係するものは，支管と主管の管径比d/Dと，主管の管径管厚比D/tの2つである。　支管の管径管厚比d/tは，主管が局部変形して崩壊する場合には接合部の挙動にほとんど影響しないことがわかっている[3]。

ここでは，系列2，3の試験体の実験結果から，接合部の強度と，d/D, D/tの関係を調べることにする。

系列2と系列3の試験体の実験結果は，表2-6に示すとうりである。これらの試験体は，全て，主管の局部変形によって崩壊した（写真2-7～写真2-9 参照）。　表中の主管素材の番号は，表2-2の素材試験結果に示した番号である。$\frac{0.8P_m}{\sigma_y}\cdot\frac{R^2}{T^3}$は，後に説明する。

表2-6の最大荷重を比較する方法は色々考えられるが，試験体の主管素材は，同一種類の試験体であっても，管厚と降伏点の種々異なるものが混在しているので，最大荷重をそのまゝ比較することは意味がない。　ここでは，最大荷重P_mを$\sigma_y T^2$で割った無次元量で比較しようと思う。　2·2·2の主管の応力分布から明らかになったように，主管応力は，管周方向の曲げ応力度が支配的であるから，主管の局部変形による最大荷重は，主管の管周方向の降伏点σ_yと，管厚Tの2乗の積に比例するのではないかと推定されるからである。

いま，$P_m/\sigma_y T^2$とd/Dの関係を調べるために，系列2の試験体の実験結果から，両者の関係を図上にプロットすると，図2-15のようになる。　この図を見ると，　やゝバラつきはあるが，全体として，大体1つの曲線上に

系列	試験体記号	番号	主管素材番号	T mm	D/T	d/D	σy kg/cm²	σ₀ kg/cm²	最大荷重 Pm ton	Pm/σ₀T²	0.8Pm/10³ kg/cm² · K²/T³
2	X-I-32-A	1	IV	3.16	32.2	0.214	4.08	4.11	2.85	6.94	5.83
		2	〃	〃	〃	〃	〃	〃	3.00	7.31	
		3	〃	〃	〃	〃	〃	〃	3.00	7.31	
	X-I-32-B	1	IV	3.16	32.2	0.268	4.08	4.11	3.22	7.85	6.60
		2	〃	〃	〃	〃	〃	〃	3.20	7.80	
		3	III	3.04	〃	〃	3.72	4.01	3.70	7.29	
	X-I-32-C	1	III	3.04	33.4	0.335	3.72	4.01	3.33	8.99	6.57
	X-I-32-E	1	III	3.04	33.4	0.478	3.72	4.01	4.20	11.33	10.37
		2	I	3.29	30.9	〃	3.87	4.50	4.98	10.22	7.94
		3	〃	〃	〃	〃	〃	〃	4.80	9.85	7.67
	X-I-32 E-60°	1	I	3.29	30.9	0.478	3.87	4.50	4.94*	10.14*	
		2	〃	〃	〃	〃	〃	〃	5.37	11.02	
		3	〃	〃	〃	〃	〃	〃	5.20	10.68	
	X-I-32-F	1	III	3.04	33.4	0.595		4.01	4.45	12.01	13.39
	X-I-32-G	1	III	3.04	33.4	0.751		4.01	6.50	17.54	21.44
	X-I-32-H	1	III	3.04	33.4	0.877		4.01	8.25	22.26	51.86
	X-I-32-I	1	III	3.04	33.4	1.0		4.01	12.60	34.00	145.20
	X-I-42-C	1	II	4.18	24.3	0.335		4.49	6.45	8.22	5.69
	X-I-42-E	1	II	4.18	24.3	0.478		4.49	8.05	10.26	6.40
		2	III	4.11	24.8	〃		4.48	8.35	11.03	7.49
		3	〃	〃	〃	〃		〃	8.40	11.10	8.51
	X-I-42-F	1	II	4.18	24.3	0.595		4.49	9.55	12.17	9.55
	X-I-42-G	1	III	4.11	24.8	0.751		4.48	12.65	16.72	15.72
	X-I-42-H	1	III	4.11	24.8	0.877		4.48	16.00	21.14	36.44
	X-I-42-I	1	III	4.11	24.8	1.0		4.48	27.30	36.07	92.97
	X-I-57-C	1		5.70	17.9	0.335		3.41	9.10	8.27	5.01
	X-I-57-E	1		5.70	17.9	0.478		3.41	10.60	9.57	4.58
		2		〃	〃	〃		〃	11.75	10.61	5.30
		3		〃	〃	〃		〃	12.40	11.19	5.60
	X-I-57-F	1		5.70	17.9	0.595		3.41	14.00	12.64	8.18
	X-I-57-G	1		5.70	17.9	0.751		3.41	20.25	18.28	10.58
	X-I-57-H	1		5.70	17.9	0.877		3.41	26.65	24.05	22.06
	X-I-57-I	1		5.70	17.9	1.0		3.41	42.50	38.36	46.90
3	X-H-32-D	1		3.33	26.8	0.479		4.35	5.70	11.82	8.08
		2		〃	〃	〃		〃	5.45	11.30	7.44
		3		〃	〃	〃		〃	5.65	11.71	8.40
	X-I-42-E	1	II	4.18	24.3	0.478		4.49	8.05	10.26	6.40
		2	III	4.11	24.8	〃		4.48	8.35	11.03	7.49
		3	〃	〃	〃	〃		〃	8.40	11.10	8.51
	X-H-42-D	1		4.02	22.2	0.479		3.97	7.20	11.22	6.21
		2		〃	〃	〃		〃	7.10	11.07	6.42
		3		〃	〃	〃		〃	7.35	11.46	6.95
	X-I-57-E	1		5.70	17.9	0.478		3.41	10.60	9.57	4.58
		2		〃	〃	〃		〃	11.75	10.61	5.30
		3		〃	〃	〃		〃	12.40	11.19	5.60

* X-I-32-E-60° の Pm, Pm/σ₀T² は、主管軸に垂直な成分をとった。

表 2-6 系列 2, 3 試験結果

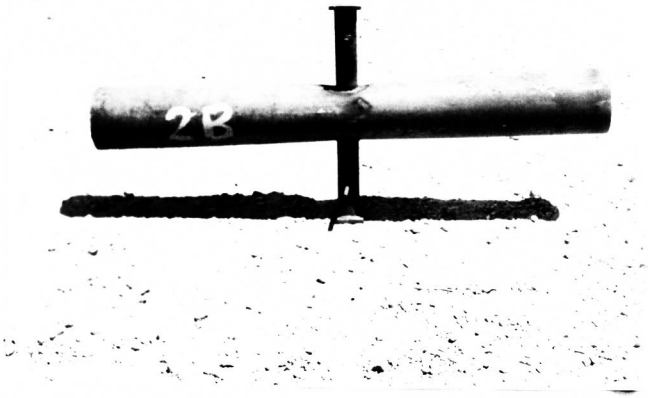


写真 2-7 X-I-3.2 B



写真 2-8 X-I-3.2 E



写真 2-9 X-I-3.2-I

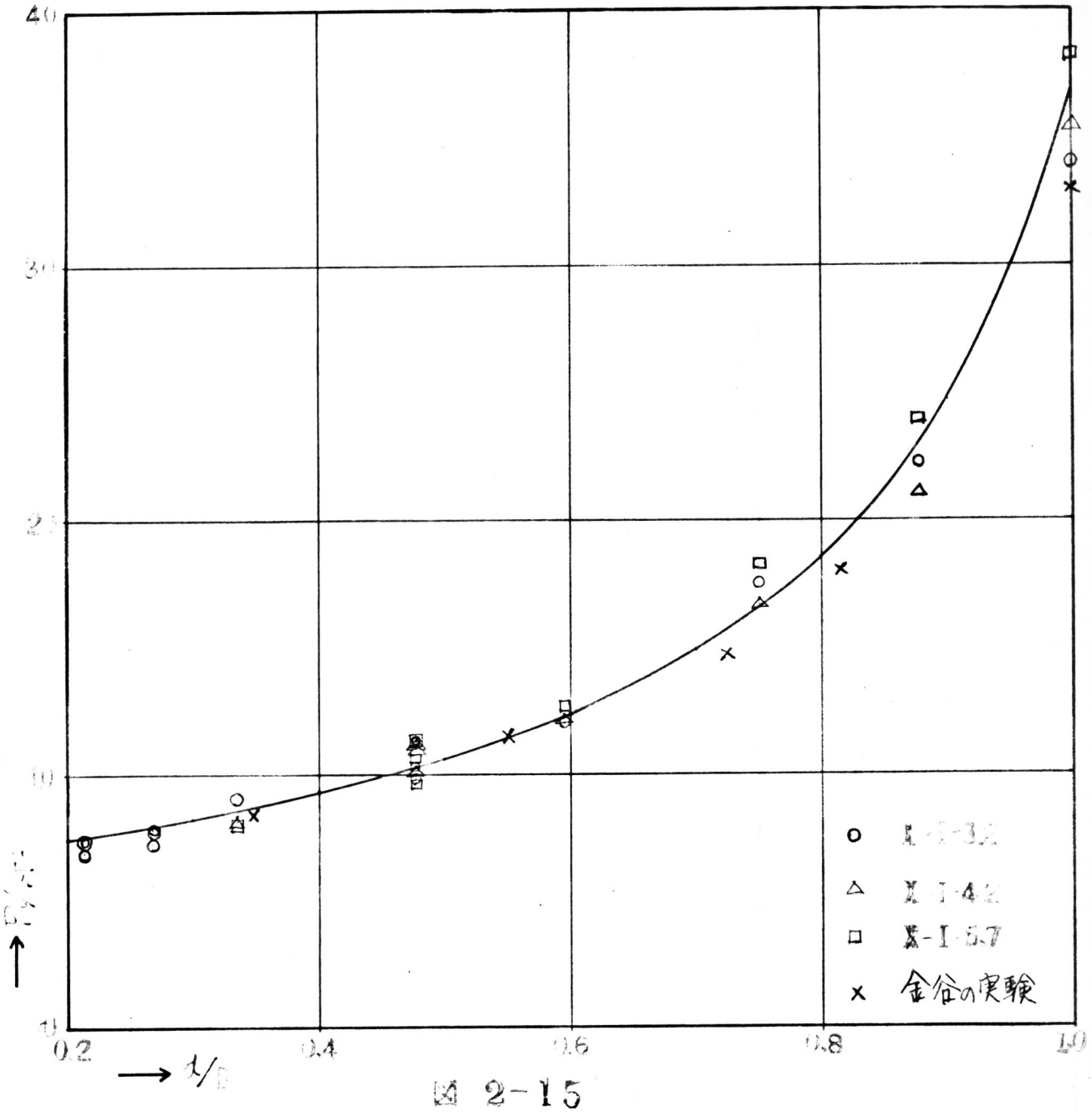

40
30
20
10
0
0.2
0.4
0.6
0.8
1.0
→ 1/β
D/√T
○ I-3.2
△ I-4.2
□ I-5.7
× 金谷の実験

図 2-15

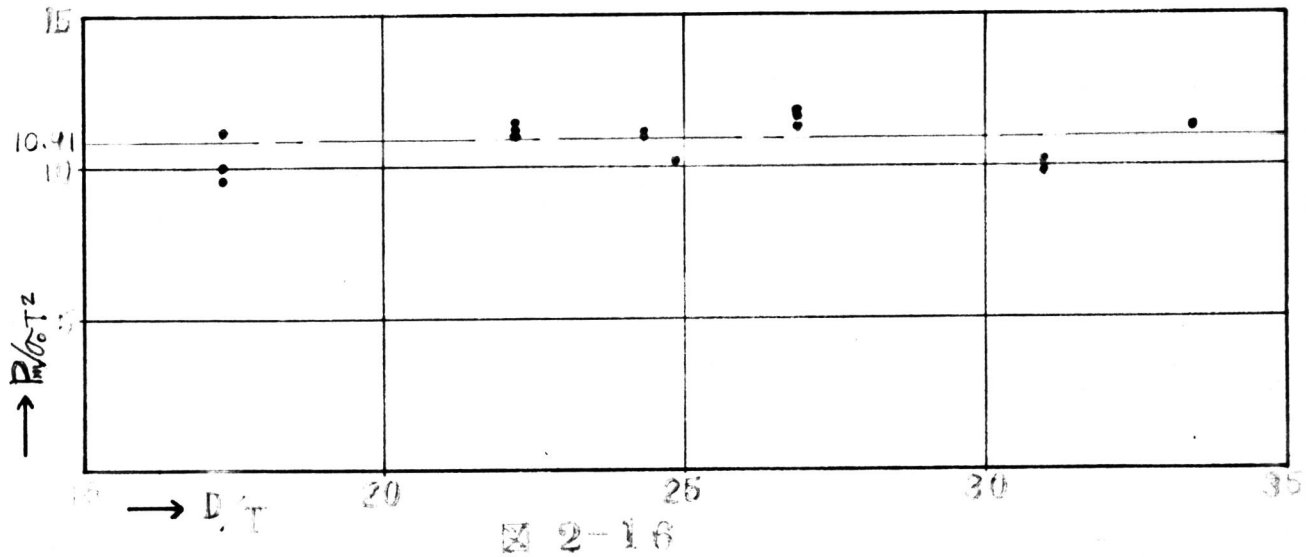

15
10.41
10
5
0
20
25
30
35
→ D, T
D/√T

図 2-16

あり、d/Dが大きくなると、$P_m/\sigma_0 T^2$は、かなり急速に上昇していることがわかる。　参考までに、金谷の実験結果から$P_m/\sigma_0 T^2$（σ_0が不明のため、σ_yを用いた）を求め、×印で示した。d/Dが大きくなると本実験よりもやゝ小さい値を示している。　図中の曲線については後に述べる。

図2-15は、3種類のD/Tの試験体について$P_m/\sigma_0 T^2$とd/Dの関係を示したものであるが、D/Tが変化することによって、$P_m/\sigma_0 T^2$に有意な差は生じていない。従って、d/Dが一定であれば、$P_m/\sigma_0 T^2$は大体一定になることがわかる。この関係が、$d/D \leqq 0.48$で、D/Tが5種類に変化している系列3の試験体についても成立するかどうか調べてみよう。

系列3の試験体について、$P_m/\sigma_0 T^2$と、D/Tの関係を図上にプロットすると、図2-16のようになる。　これらの値の最確値は10.91で、この最確値に対する中央誤差は、0.40にすぎず、実用上、十分一定値と見なしてよいことがわかる。

2・3・2・2　リングの塑性解に基づく最大荷重の実験式

図2-6, 7から、主管の応力は、管周方向の曲げ応力が支配的であることがわかった。　また、図2-5から、支管には、C点に応力集中が生ずることがわかった。　これらのことから、鋼管の十字型接合部の主管の挙動は、図2-17に示すような、支管径dよりもやゝ小さい距離eだけ離れた位置に2つの集中荷重が働く、リングの挙動に比較的近いのではないかと推定される。

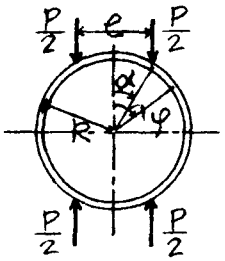


図2-17

このようなリングと、十字型接合部との比較は、既に金谷によって行われており、主管 139.8φ×6.5　2L=400mm で、管端に端板がついた場合に、降伏荷重（General Yield Load）と、主管の水平方向の変形は、等価幅が6Rの図2-17のリング（但し $e=d$）の弾性計算値に比較的近いことが

発表されている[6]。上述の推定は，この金谷の研究によってもある程度裏づけられてはいるが，接合部の最大荷重とリングの崩壊荷重の関係がまだ明らかではないので，ここでは，図 2-17 のリングの崩壊荷重を塑性計算によって求め，接合部の最大荷重との類似性を検討してみる。

図 2-17 の単位幅のリングの崩壊荷重を，次のような仮定に基ずいて求める。

(1). 曲げモーメントと軸力の Interaction Curve は，図 2-18 のような近似化された折線とする[23]。剪断力の影響は無視する。

(2). リングの変形は，厚みに比べて十分小である。

(3). リングの断面は，変形後も平面を保持する。

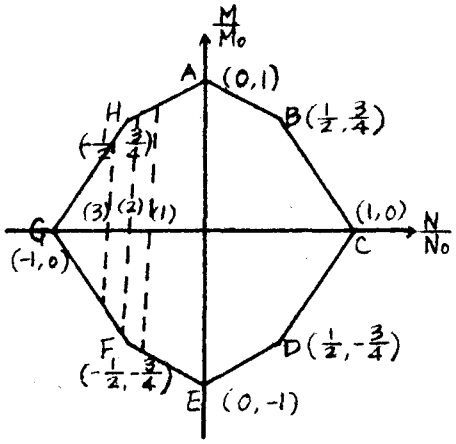


図 2-18

図 2-17 のリングにおいて，$\varphi = 0$ での曲げモーメントを M_A（内側引張りを正とする）とすると，

$0 \le \varphi < \alpha$:　$M\varphi = M_A$　(2-2)

$N\varphi = 0$　(2-3)

$\alpha \le \varphi \le \frac{\pi}{2}$:　$M\varphi = M_A - \frac{PR}{2}(\sin\varphi - \sin\alpha)$　(2-4)

$N\varphi = -\frac{P}{2}\sin\varphi$　(2-5)。

ここに，$M\varphi$, $N\varphi$ は，φ での曲げモーメントと軸力である。$M\varphi$, $N\varphi$ を無次元化して

$$m\varphi = \frac{M\varphi}{M_0}, \quad n\varphi = \frac{N\varphi}{N_0}$$

（ここに，M_0, N_0 は，リングの全塑性モーメントと全塑性軸力である。）

とおくと，(2-4), (2-5)式より

$$m\varphi = \frac{N_0 R}{M_0} n\varphi + \frac{1}{M_0}\left(M_A + \frac{PR}{2}\sin\alpha\right) \qquad (2\text{-}6)$$

となり，Stress Profile は直線となる。$|n\varphi|$ は，$\varphi = \alpha$ で最小，$\varphi =$

$\frac{\pi}{2}$で最大であるから，Yield Hinge は $\varphi=\alpha$, $\frac{\pi}{2}$ に生じる。 Stress Profile は，図 2-18 の (1), (2), (3) の3つが考えられるが，Stress Profile の勾配は，

$$\frac{N_0 R}{M_0} = \frac{4R}{T} \qquad (2-7)$$

となり，本実験の試験体に用いた鋼管の管径管厚比の範囲では $4R/T > 35$ となり，ほとんど $m\varphi$ 軸に平行となる。従って Stress Profile は (1) と (3) のみを考える。

真の Yield Hinge の位置が明らかであるから，外部エネルギー We と，内部エネルギー Wi を等しくおき，R. Hill の最大塑性仕事の定理[24]を用いると，崩壊荷重として

Stress Profile (1) :

$$P_c = \frac{1}{(1-\sin\alpha)+(1+\sin\alpha)\frac{M_0}{2N_0R}} \cdot \frac{4M_0}{R} = \frac{1}{(1-\sin\alpha)+(1+\sin\alpha)\frac{T}{8R}} \cdot \frac{\sigma_0 T^2}{R} \qquad (2-8)$$

Stress Profile (3) :

$$P_c = \frac{1}{\frac{2}{3}(1-\sin\alpha)+(1+\sin\alpha)\frac{M_0}{N_0R}} \cdot \frac{4M_0}{R} = \frac{1}{\frac{2}{3}(1-\sin\alpha)+(1+\sin\alpha)\frac{T}{4R}} \cdot \frac{4M_0}{R} \qquad (2-9)$$

が得られる。 ここに $\frac{4M_0}{R}$ $(=\frac{\sigma_0 T^2}{R})$ は，$\alpha=0$ で，軸力の影響を無視した場合の崩壊荷重である ((1-2)式 参照)。 また，(2-8) 式で，分母の $\frac{T}{8R}$ の項を無視すると，軸力の影響を無視した場合の崩壊荷重が得られる。 (2-8) 式と (2-9) 式の小さい方が崩壊荷重であるから，$\sin\alpha$ $(=\frac{e}{2R})$ と $P_c/\frac{4M_0}{R}$ $(=P_c/\frac{\sigma_0 T^2}{R})$ の関係を図にすると，図 2-19 の実線のようになる。 破線は，軸力を無視した場合の $P_c/\frac{4M_0}{R}$ と $\sin\alpha$ の関係を示すものである。 この図を見ると，リングの P_c と $\sin\alpha$ の関係は，図 2-15 にプロットした，$P_m/\sigma_0 T^2$ と α/D の関係に，よく類似していることがわかる。また，この図から，$\sin\alpha$ が小さい範囲では，軸力の影響は非常に小さく，$\sin\alpha=0.8$ 程度でも，本実験に用いた主管の管径管厚比程度では，軸

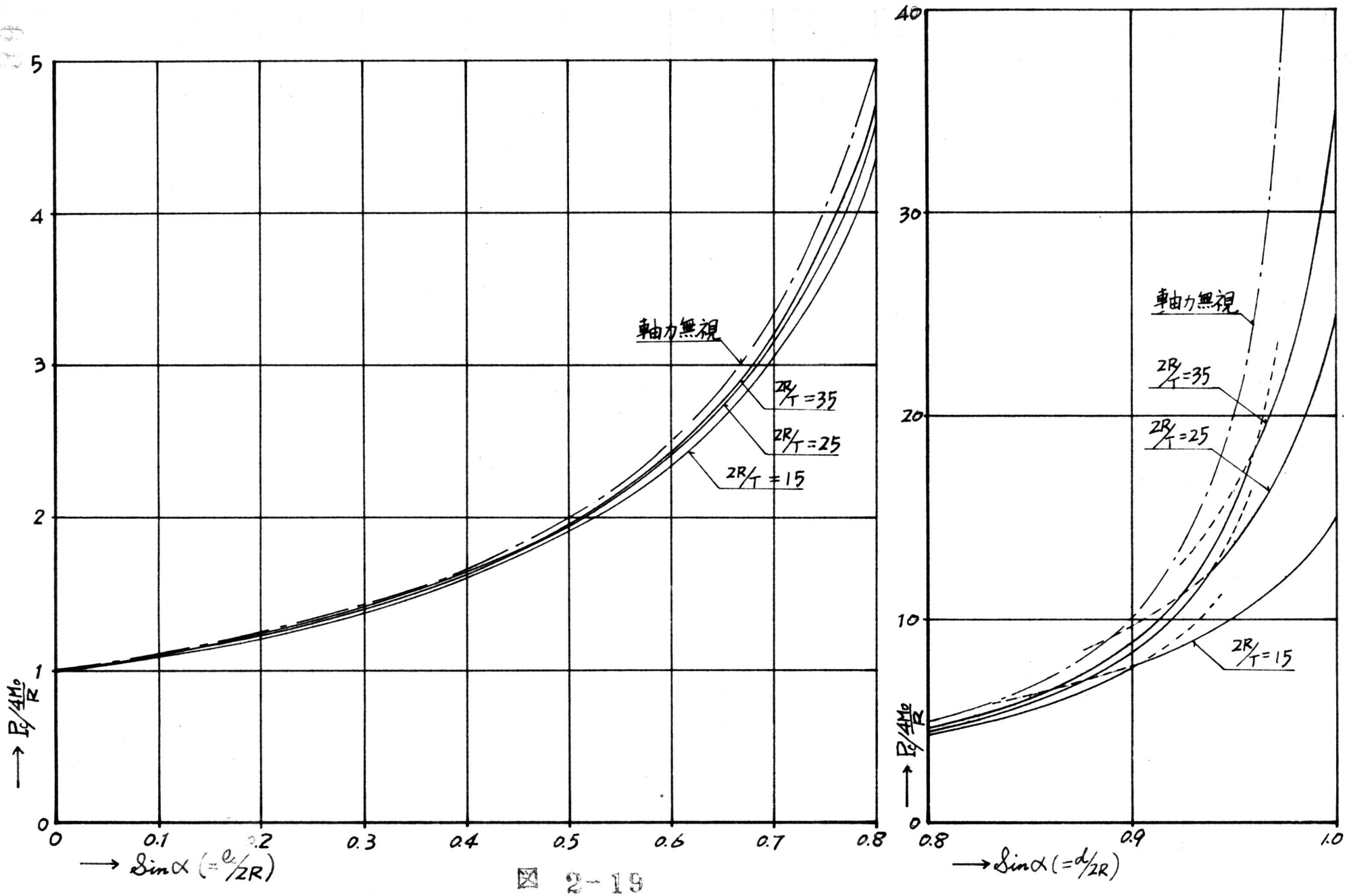

軸力無視
2R/T=35
2R/T=25
2R/T=15
P/4M0/R
Sinα (=ℓ/2R)
軸力無視
2R/T=35
2R/T=25
2R/T=15
P/4M0/R
Sinα (=ℓ/2R)

図 2-19

力を無視して崩壊荷重を求めても，10%内外の差しか生じないことがわかる。即ち，$\sin\alpha$ が0.8程度の範囲では，リングの崩壊荷重も，$\sigma_0 T^2$ に比例すると考えてよい。従って，ここでは，(2-8)式において，分母の $\frac{T}{8R}$ の項を無視した式，即ち，リングの曲げだけを考慮した崩壊荷重の計算値を利用して，十字型接合部の崩壊荷重の実験式を求めようと思う。

軸力の影響を無視すると，(2-8)式は

$$P_c = \frac{1}{1-\sin\alpha}\cdot\frac{\sigma_0 T^2}{R} \qquad (2-10)$$

となる。この P_c は，単位幅のリングの崩壊荷重であるから，実験による P_m を(2-10)式で割ると，接合部を，図2-17のリングと仮想した場合の等価幅が得られる。即ち，この等価幅を $\hat{B}e$ とすると，

$$Be = \frac{P_m}{P_c}$$

である。そうすると，(2-10)式より

$$\frac{P_m}{\sigma_0 T^2} = \frac{Be}{R}\cdot\frac{1}{1-\sin\alpha} \qquad (2-11)$$

となる。

いま，

$$\sin\alpha = \xi\frac{d}{D}$$

とおいて，(2-11)式と，図2-15の $P_m/\sigma_0 T^2$ の実験値から，最小2乗法によって $\frac{Be}{R}$ と ξ を求めると，

$$\frac{Be}{R} = 6.19$$

$$\xi = 0.833$$

が得られる。即ち，実験式として

$$\frac{P_m}{\sigma_0 T^2} = \frac{6.19}{1-0.833\frac{d}{D}} \qquad (2-12)$$

中央誤差 $r = 0.70$

が得られたことになる。

(2-12)式の曲線は，図2-15に実線で示したとうりである。

中央誤差は，同一試験体のバラツキ程度である。

2・3・2・3　荷重変形曲線

系列2，3の試験体の，測定長 l_i（図2-1 (a) 参照）の変化と荷重の関係を，X-Y レコーダーで記録した結果は，図2-20 ～ 図2-23に示すとうりである。　主管が101.6φ×3.2で，支管径が小さい試験体 X-I-32-A，X-I-32-B，X-I-32-Cの荷重変形曲線を見ると，荷重は一度極値をとり下り始めるが，大変形後再び上昇し，二度目の極値に達した後下降して行く。　載荷中の観察では，一方の支管がめり込み始める時が初めの極値に相当し，もう一方の支管がめり込み始める時が二度目の極値に相当していた。　従って，この現象は，主管素材の不均一性，製作誤差，荷重の偏心等によって生じたもので，もし理想的な試験体につき，中心圧縮を行えば1つの極値しか現れないのではないかと思われる。

βが1に近い試験体の荷重変形曲線を見ると，最大荷重に達した後に，荷重は急速に減少している。　βが大きい場合は変形の影響が大きく現れるからであろう。　いま，崩壊後の主管を，図2-24のような，剛塑性体よりなるリングにモデル化して考え，リングは曲げモーメントだけによって崩壊したと仮定する。

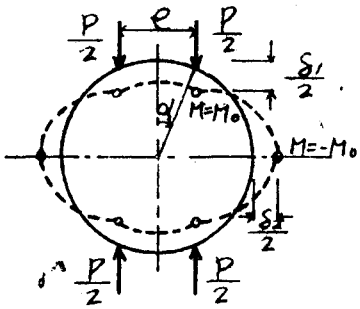


図 2-24

崩壊メカニズムの変形 δ_1，δ_2 を考慮して Yield Hinge でのモーメントの釣合式をたて，メカニズムの変形条件を入れると[25] メカニズム曲線として

$$P=\frac{4M_0}{R\sqrt{(1-\sin\alpha)^2+\left\{\frac{\delta_1}{R}\cos\alpha-\left(\frac{\delta_1}{2R}\right)^2\right\}}} \qquad (2-13)$$

が得られる。（2-13）式より，いくつかの $\sin\alpha$ について $P/4M_0$ と $\frac{\delta_1}{R}$ の関係を図にすると，図2-25のようになる。剛塑性体のリングについて求めたものであるから，定量的に図2-20～23と比較することは出来ないが，十字型接合部の崩壊後の挙動を非常によく表現している。　$\sin\alpha$ が1に

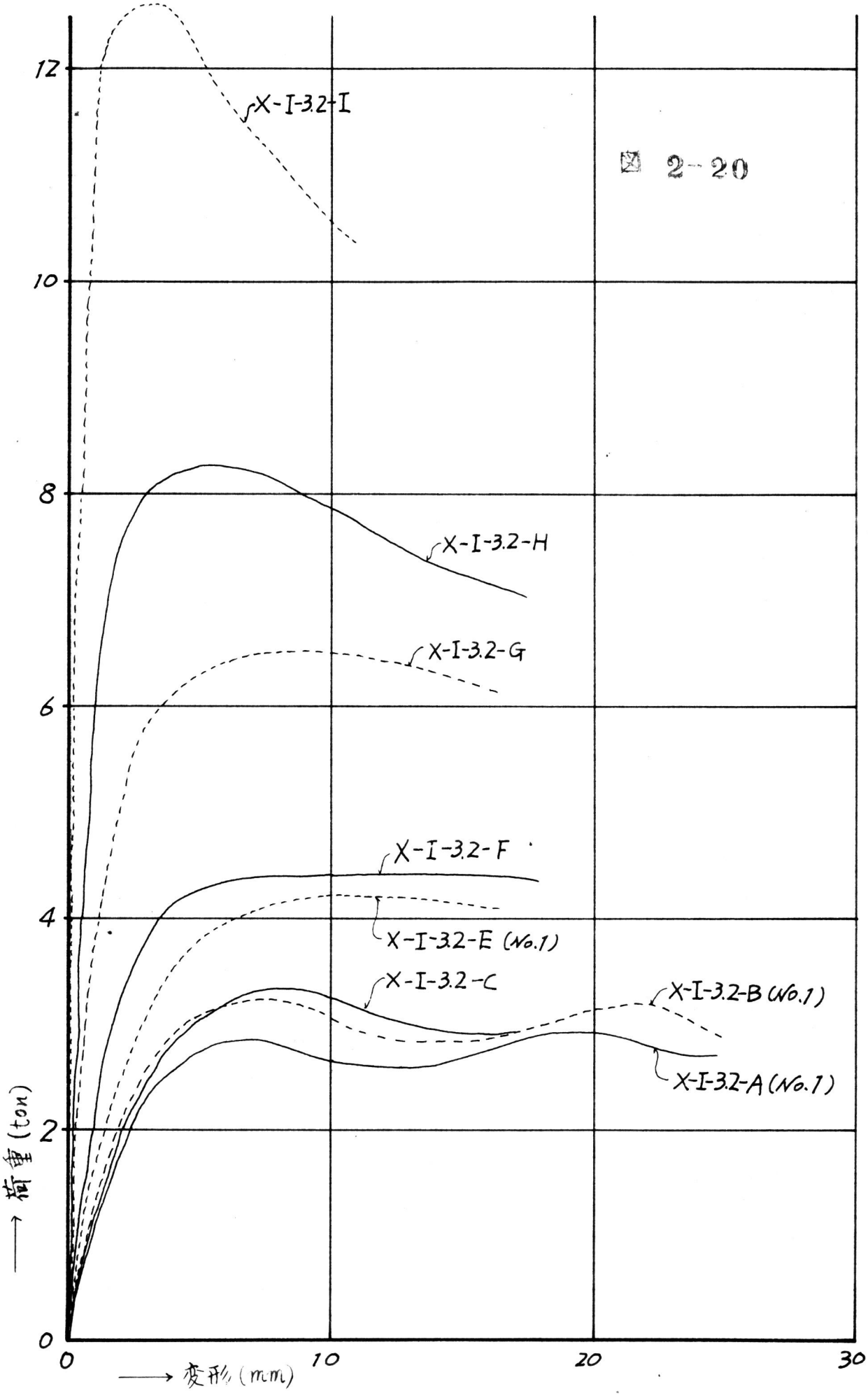

12
10
8
6
4
2
0
0
10
20
30
荷重 (ton)
変形 (mm)
X-I-3.2-I
X-I-3.2-H
X-I-3.2-G
X-I-3.2-F
X-I-3.2-E (No.1)
X-I-3.2-C
X-I-3.2-B (No.1)
X-I-3.2-A (No.1)

図 2-20

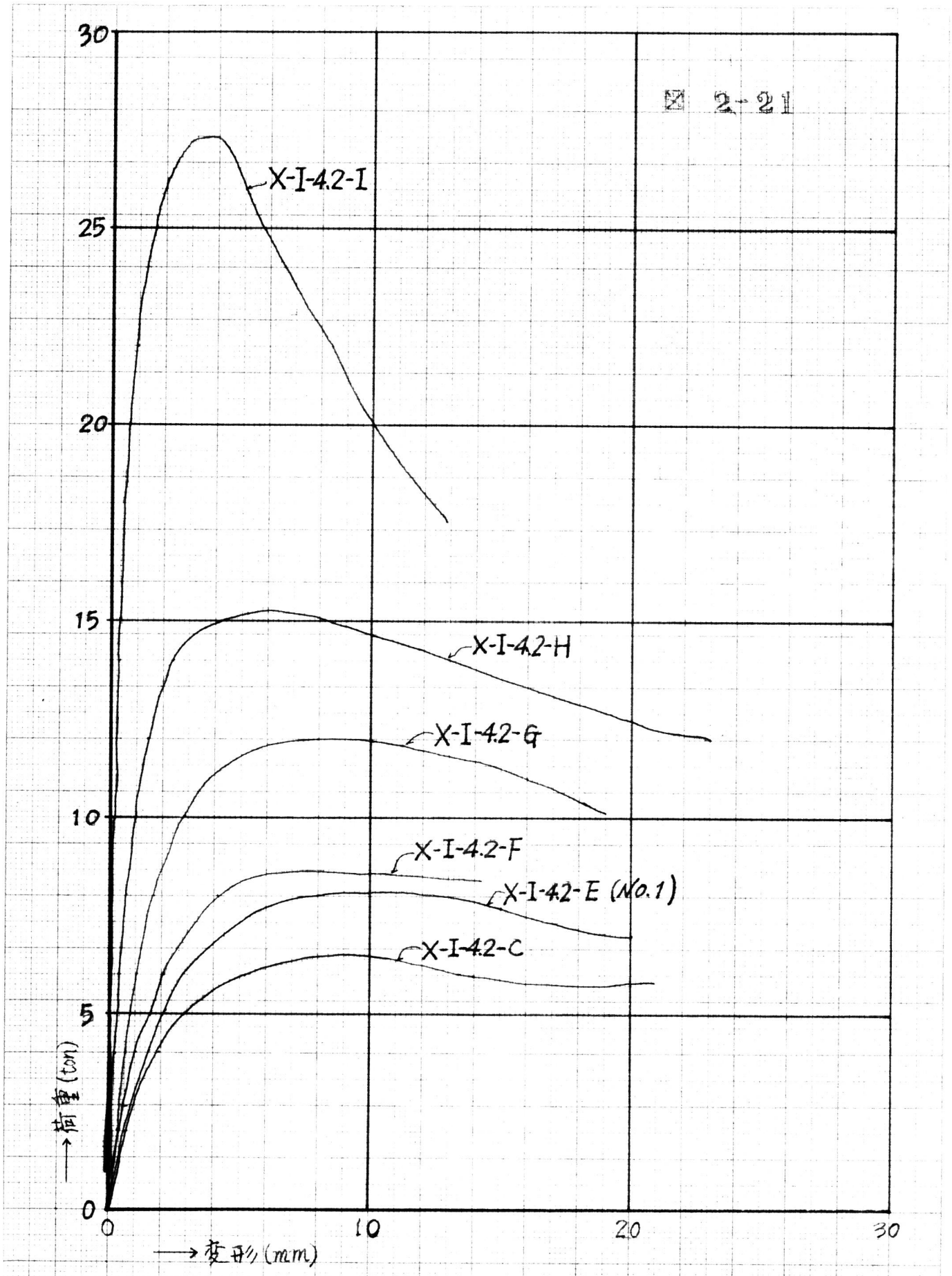

図 2-21
X-I-4.2-I
X-I-4.2-H
X-I-4.2-G
X-I-4.2-F
X-I-4.2-E (No.1)
X-I-4.2-C
荷重 (ton)
変形 (mm)
0
5
10
15
20
25
30
0
10
20
30

図 2-22

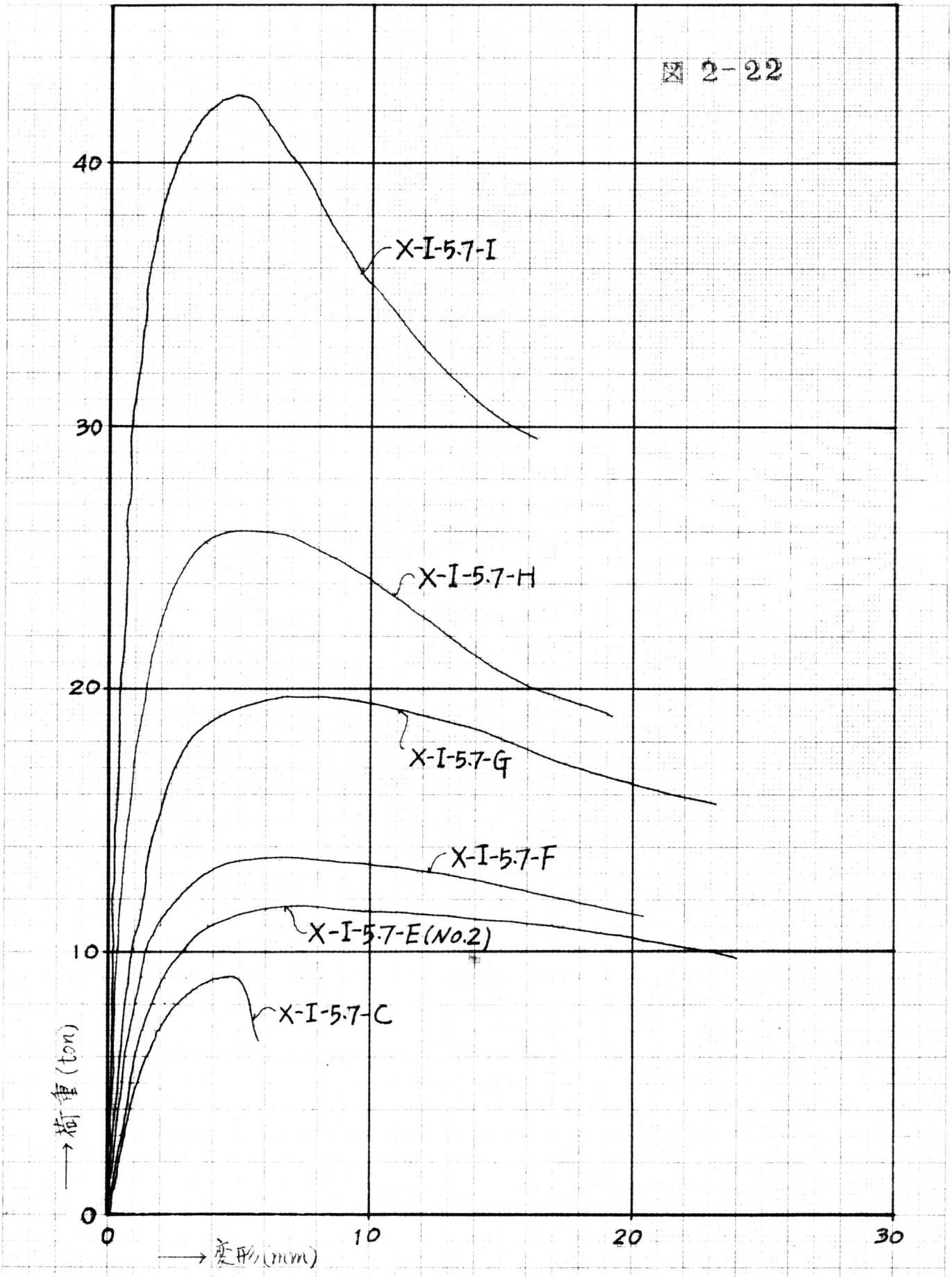
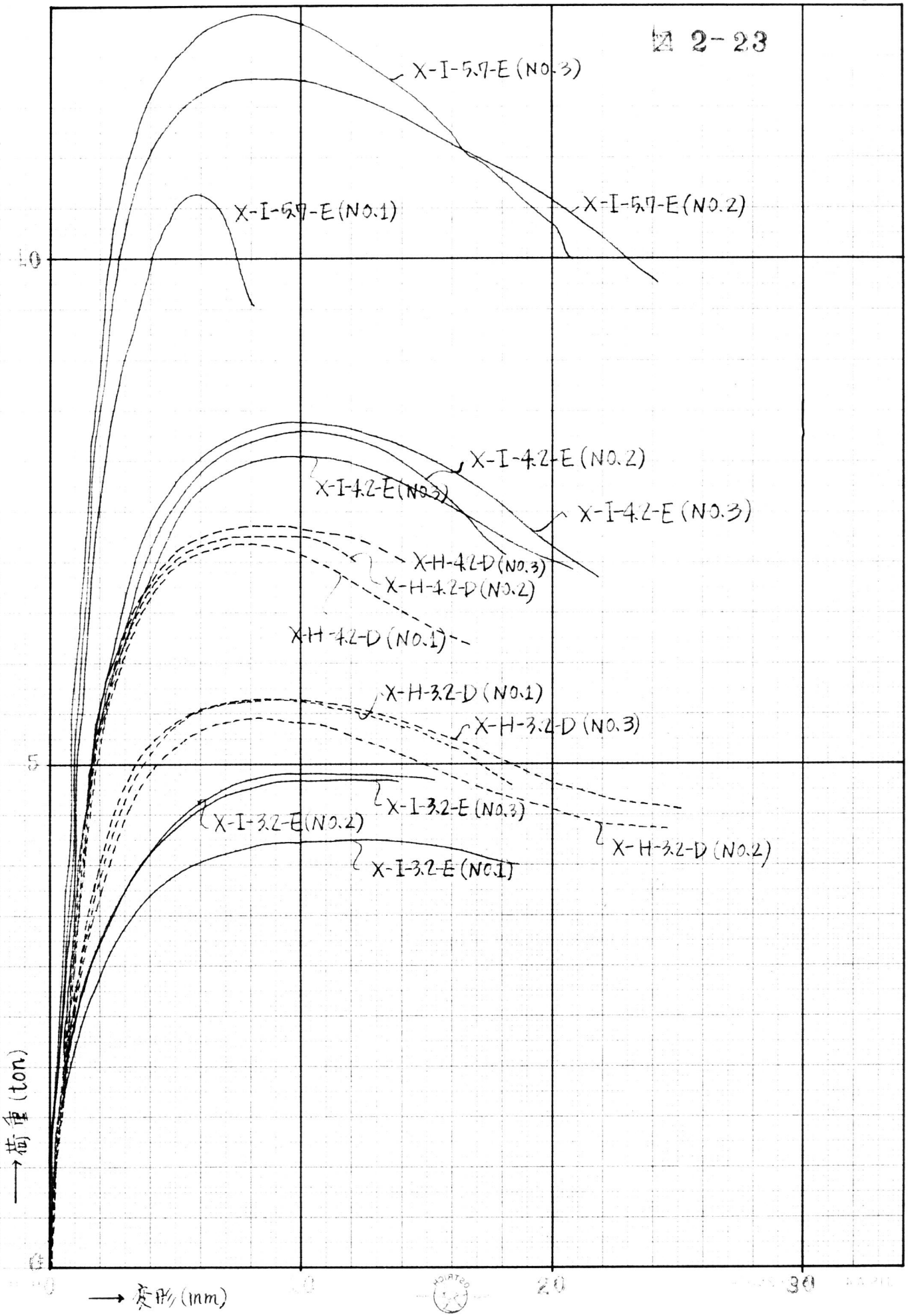

X-I-5.7-I
X-I-5.7-H
X-I-5.7-G
X-I-5.7-F
X-I-5.7-E(No.2)
X-I-5.7-C
40
30
20
10
0
0
10
20
30
→荷重(ton)
→変形(mm)

図 2-23


X-I-5.7-E (NO.3)
X-I-5.7-E (NO.1)
X-I-5.7-E (NO.2)
10
X-I-4.2-E (NO.2)
X-I-4.2-E (NO.3)
X-I-4.2-E (NO.3)
X-H-4.2-D (NO.3)
X-H-4.2-D (NO.2)
X-H-4.2-D (NO.1)
X-H-3.2-D (NO.1)
X-H-3.2-D (NO.3)
5
X-I-3.2-E (NO.3)
X-I-3.2-E (NO.2)
X-H-3.2-D (NO.2)
X-I-3.2-E (NO.1)
0
荷重 (ton)
20
30
変形 (mm)

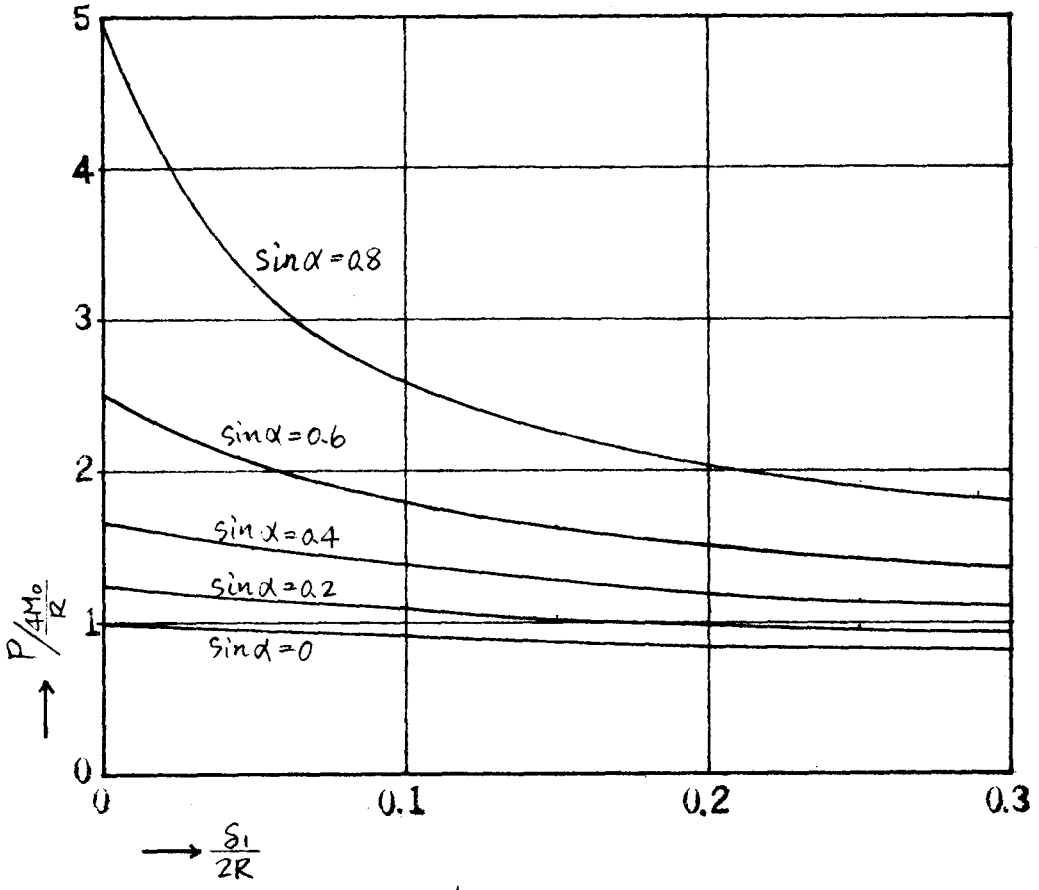


図 2-25

近くなると，崩壊後の荷重の低下は急であるから，図2-17のリングは，図2-26に破線で示すように，(2-8)式，又は，(2-10)式のPcよりもいくぶん小さい荷重で崩壊するものと思われる。 十字型接合部の場合も，δが大きい試験体は，崩壊後の荷重の低下が急で図2-25に近い挙動を示しているから，主管の局部変形による崩壊荷重には，主管の有限変形がかなり働いているのではないかと思われる。 もし有限変形が大きいならば，第1章で述べたように，主管の残留応力も崩壊荷重に影響する（残留応力は，主管の荷重変形曲線に影響するから）であろう。 本実験では，δの大きい試験体の個数は少なく，残留応力の影響を知るための試験体を作らなかったので，残留応力の影響がどの程度になるか明らかでない。この現象の研究は今後に残された問題である。

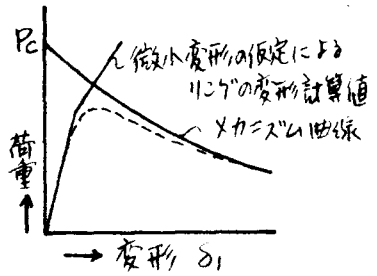


図 2-26

次に，図2-20～23において，最大荷重に達するまでの荷重変形曲線を観察してみよう。　これらの曲線を見ると，最大荷重の80%程度の荷重までは，変形が急速に増大するということはないが，勾配は，低荷重から徐々に小さくなっており，弾性限界，降伏点などは明確に現れていない。従って，これらの曲線を数量的に比較することは非常に難しい（初期勾配は明瞭でないので，General Yield Load 等の値を定義しても，誤差が非常に大きくなる）。　そこで，ここでは便宜的に，0.8Pmにおける割線の勾配を比較してみようと思う。　図2-20～23の変形は，図2-27に示す測定長2l₁の変化であるから，この変形から支管の変形（図2-27に示すように，支管の長さは，2·(l₁-$\frac{B}{2}$)と考える）を差引くと，主管の見かけの変形が得られる。0.8Pmを，0.8Pmでのみかけの変形δ'で割ると，割線の勾配$\frac{0.8P_m}{\delta'}$が得られる（図2-28参照）。　この割線の勾配は，荷重変形曲線の性質の1部を示すに過ぎないが，設計上，接合部の変形に関する1つの目安を与えると思う。0.8Pmでの割線を選んだ理由は，接合部の許容荷重は，荷重変形曲線から考えて，変形がまだ急速には増加しない0.8Pm程度以下をとるべきであると考えたからである。　荷重が0.8Pm以下の場合の割線の勾配は，明らかに0.8Pm時の割線の勾配よりも大きくなる。

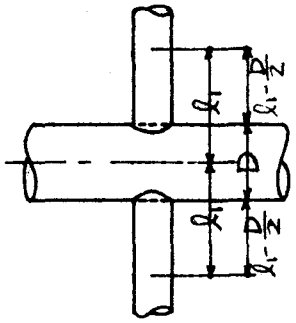


図 2-27

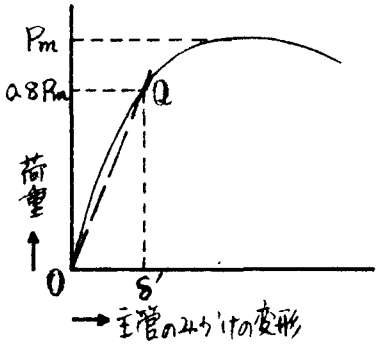


図 2-28

系列2，3の試験体は，主管の管径管厚が異なるものが入っているので，$\frac{0.8P_m}{\delta'}$をそのまま比較せずに，次のように，変形した形で比較する。
いま，両側から，集中荷重Pを受ける長さB，半径R，厚みTの円筒シェ

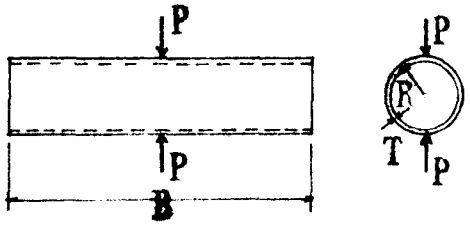


図 2-29

ル（図 2-29）の，不伸張変形理論による荷重点の弾性変形を求めると

$$\delta = 0.149 \frac{PR^3}{B\frac{ET^3}{12(1-\nu^2)}} \qquad (2-14)$$

が得られる。[22] B/R が一定であるとすると，

$$\frac{PR^2}{\delta T^3} = \text{const.} \qquad (2-15)$$

となる。勿論この関係は，弾性範囲でのみ成立するもので，図 2-20～23 の 0.8Pm での割線の勾配は，この関係を満足するかどうかわからないが，ここでは δ' を，弾性変形と仮想して，(2-15)式 の左辺の形におき，$\frac{0.8P_m}{\delta'}\frac{R^2}{T^3}$ を比較しようと思う。実験による荷重変形曲線から，$\frac{0.8P_m}{\delta'}\cdot\frac{R^2}{T^3}$ を求めた値は，表 2-6 の最後の欄に示したとうりで，これらと $\frac{d}{D}$ の関係を図上にプロットすると，図 2-30 のようになる。$\frac{d}{D}$ が大きくなると $\frac{0.8P_m}{\delta'}\cdot\frac{R^2}{T^3}$ は著しく大きくなるので対数グラフに示した。

図 2-30 を見ると，シエルの不伸張変形による弾性計算値とは異なり，$\frac{0.8P_m}{\delta'}\frac{R^2}{T^3}$ は，主管厚に無関係にはならない。しかし，試験体 X-I-3.2，X-I-4.2，X-I-5.7 は同じような形の曲線群を形成していることがわかる。いま，

$$\log_{10}\frac{0.8P_m}{\delta'}\frac{R^2}{T^3} = a + b\left(\frac{d}{D}\right)^3 \qquad (2-16)$$

とおいて，最小２乗法によって定数を求めると

X-I-3.2 $\left(\frac{2R}{T}=32.5\right)$：

$$\log_{10}\frac{0.8P_m}{\delta'}\frac{R^2}{T^3} = 3.78 + 1.38\left(\frac{d}{D}\right)^3 \qquad (2-17)$$

$$\nu = 0.050$$

X-I-4.2 $\left(\frac{2R}{T}=23.3\right)$：

$$\log_{10}\frac{0.8P_m}{\delta'}\cdot\frac{R^2}{T^3} = 3.70 + 1.27\left(\frac{d}{D}\right)^3 \qquad (2-18)$$

$$\nu = 0.055$$

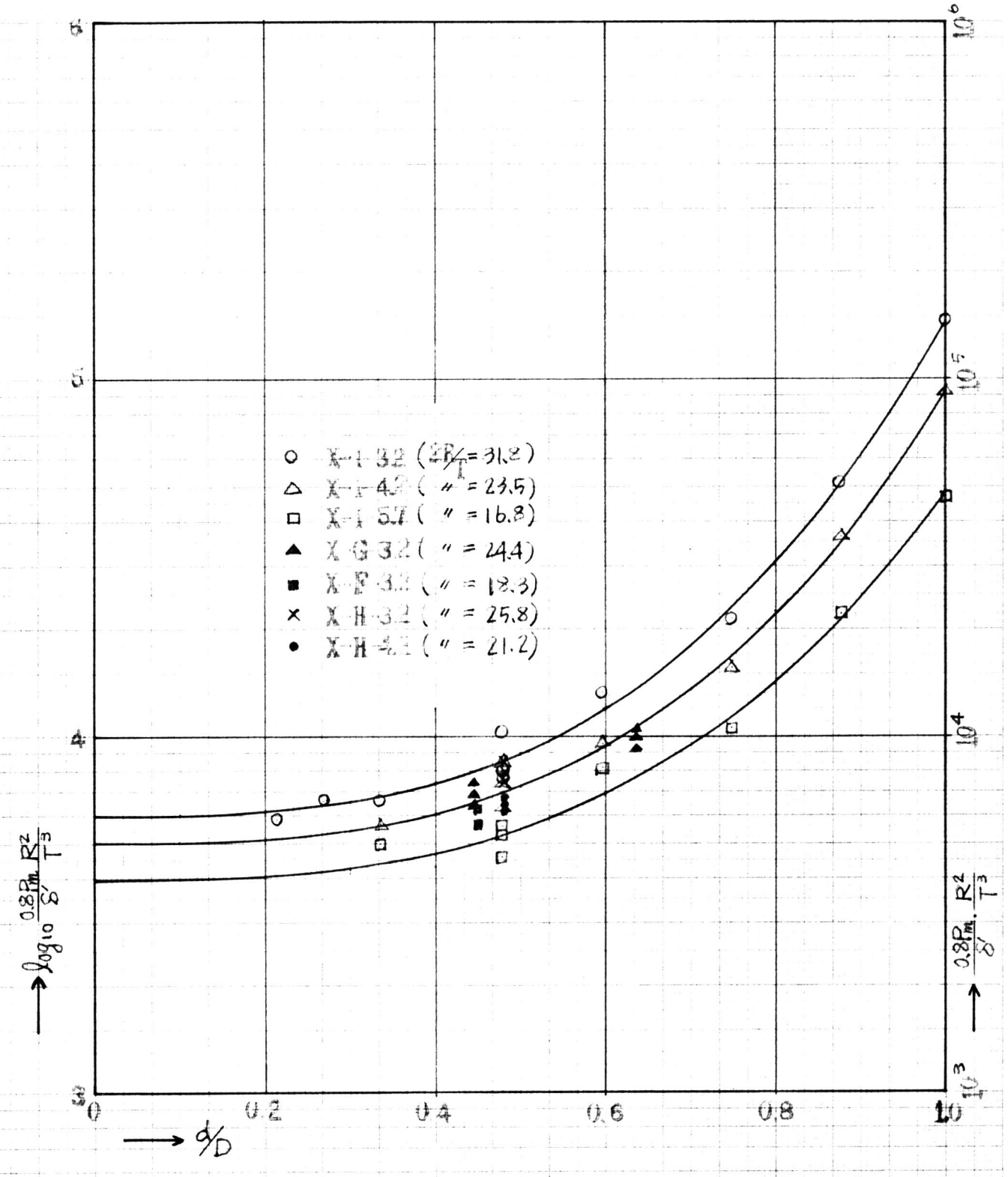

X-1 3.2 (2R/T = 31.2)
X-1 4.2 (〃 = 23.5)
X-1 5.7 (〃 = 16.8)
X-G 3.2 (〃 = 24.4)
X-F 3.2 (〃 = 18.3)
X-H 3.2 (〃 = 25.8)
X-H 4.2 (〃 = 21.2)
6
5
4
3
0
0.2
0.4
0.6
0.8
1.0
10^6
10^5
10^4
10^3
$\log_{10}\frac{0.8P_m}{\delta'}\frac{R^2}{T^3}$
$\frac{0.8P_m}{\delta'}\frac{R^2}{T^3}$
d/D

図 2-30

X-I-57 ($\frac{2R}{T}=17.8$)：

$$\log_{10}\frac{0.8P_m}{\delta'}\cdot\frac{R^2}{T^3}=3.60+1.08\left(\frac{d}{D}\right)^3 \qquad (2-19)$$

$$r=0.060$$

が得られる。ここにrは平均誤差である。これらの曲線は，図2-30に実線で示したようになる。

以上，系列1の試験体で，$2L>8D$ のものについて，図2-11～図2-13から $\frac{0.8P_m}{\delta'}\cdot\frac{R^2}{T^3}$（表2-5参照）を求めて，$\frac{d}{D}$ との関係を図上にプロットすると，図2-30の▲印（$\frac{2R}{T}=24.4$）と■印（$\frac{2R}{T}=18.3$）のようになり，主管径が異なるにもかかわらず，それぞれ，$\frac{2R}{T}$ の大体等しい(2-18)式と(2-19)式の曲線上にのってくる。系列3のX-H-3.2-D，X-H-4.2-Dの $\frac{0.8P_m}{\delta'}\cdot\frac{R^2}{T^3}$ を図2-23から求めて図中に示すと×印と•印のようになり，それぞれ，(2-17)式と(2-18)式の間，(2-18)式と(2-19)式の間にきている。

従って，$\frac{0.8P_m}{\delta'}\cdot\frac{R^2}{T^3}$ は，試験体の大きさには無関係な量で，$\frac{d}{D}$，$\frac{2R}{T}$ の関数になると考えてよい。(2-17)式と(2-18)式の間を，直線補間すると

$$\log_{10}\frac{0.8P_m}{\delta'}\cdot\frac{R^2}{T^3}=\left(3.38+0.012\frac{2R}{T}\right)+\left(0.72+0.024\frac{2R}{T}\right)\left(\frac{d}{D}\right)^3 \qquad (2-20)$$

が得られる。

2・4　主管に軸力を受ける圧縮試験体の挙動

2・4・1　接合部の強度

前節では，主管に軸力が作用しない圧縮試験体の実験結果から，十字型接合部の最大荷重と，0.8P_m での剛線の勾配の実験式を得た。しかし，一般に，主管に作用する軸力は0とは限らない。ここでは，主管に一定の軸力をかけ，しかる後に，支管に圧縮荷重を作用させた場合の実験結果から，接合部の強度におよぼす主管軸力の影響について検討する。

支管と主管の軸力を比例的に加えずに，まず主管に一定の軸力を加えた後に支管に加力をした理由は，ここでは，トラス弦材とつなぎ材の接合部（常時荷重によって軸力を受けているトラス弦材が，風荷重によって，つなぎ材から半径方向の力を受ける）を主として想定しているからである。

主管と支管の軸力が比例的に上昇する場合の挙動は，今後に残された問題である。

系列4の試験体の実験結果の一覧表は，表2-7に示すとうりである。主管に受ける軸力の絶対値の最も大きい，載荷Ⅰと載荷Ⅶの試験体の両支管の歪度を比較すると，図2-31と図2-32に示すとうりで，オイルジャッキ側の支管と，その反対側の支管の歪度の差は僅かであり，オイルジャッキによる荷重は，十分反対側の支管まで伝達されていることがわかる。

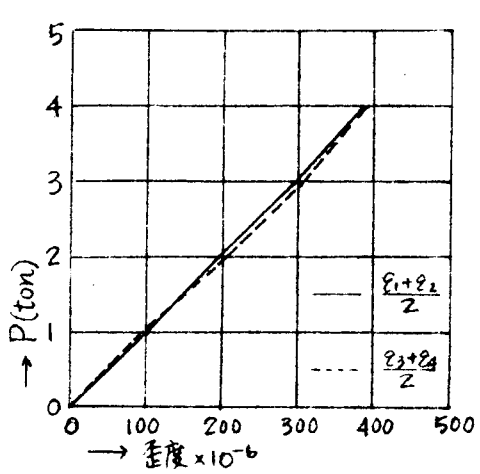


図2-31 載荷Ⅰ

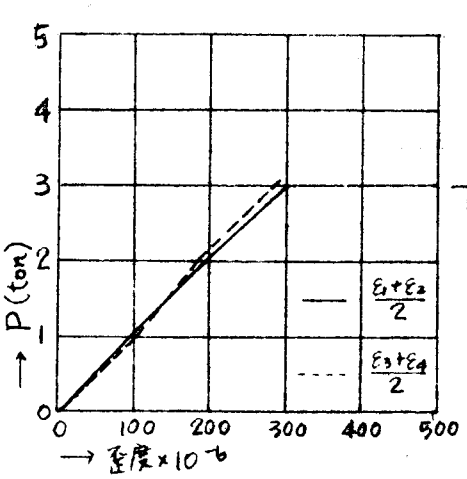
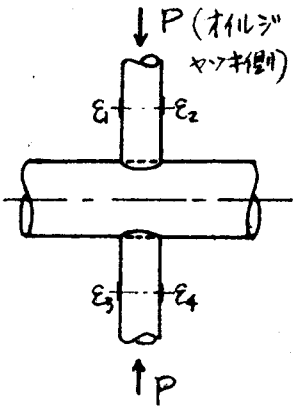
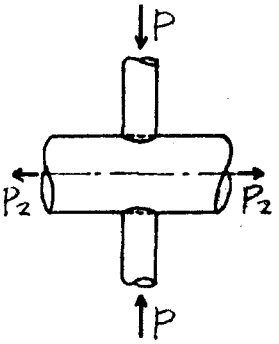


図2-32 載荷Ⅶ



載荷	番号	主管素材番号	P_2 ton	$\frac{P_2}{A}$ * t/cm²	P_m ton	$\frac{P_m}{\sigma_0 T^2}$	P_mの比 μ	$\frac{0.8\beta_{max}}{S'}\frac{P_2}{T^3}$ 10^3 t/cm²
Ⅰ	1	Ⅴ	30	3.051	4.3	11.7	0.96	5.19
	2				4.7	12.8	1.04	
	3				4.6	12.5	1.02	
Ⅱ	1	Ⅴ	20	2.034	4.7	12.8	1.04	6.62
	2				4.7	12.8	1.04	
	3				4.6	12.5	1.02	
Ⅲ	1	Ⅴ	10	1.017	5.0	13.6	1.11	7.90
	2				4.8	13.1	1.07	
	3				5.0	13.6	1.11	
Ⅳ	1	Ⅴ	0	0	4.4	12.0	0.98	8.50
	2				4.6	12.5	1.02	
	3				4.5	12.3	1.00	
Ⅴ	1	Ⅴ	-10	-1.017	4.7	12.8	1.04	7.52
	2				4.5	12.3	1.07	
	3				4.6	12.5	1.02	
Ⅵ	1	Ⅴ	-20	-2.034	4.0	10.9	0.89	8.87
	2				4.1	11.2	0.91	
	3				3.8	10.4	0.84	
Ⅶ	1	Ⅴ	-30	-3.051	3.5	9.5	0.78	9.32
	2				3.3	9.0	0.73	
	3				3.2	8.7	0.71	



(主管素材は、T=3.18mm　σ_y=3.14t/cm², σ_0=3.63t/cm²)

* Aは主管の断面積　　**載荷ⅣのP_mの平均値に対する比

表 2-7　系列4実験結果 (D/T=31.9, d/D=0.478)

主管に軸力が作用していない載荷Ⅳを受ける試験体の$P_m/\sigma_0 T^2$を見ると，図2-15に示した実験式よりやゝ大きいが，これは，主管管端の隔板の影響ではないかと思われる。しかし，ここでは，主管に作用する軸力による，接合部の強度の相対的な増減を調べるのが目的であるから，主管管端の隔板の影響は，一応無視して考える。表2-7のP_mの比μは，載荷Ⅳを受ける試験体のP_mの平均値（4.5ton）に対するP_mの比であるが，この値と，P_2を，主管の管軸方向の降伏荷重$\sigma_y A$で割った無次元量$P_2/\sigma_y A$との関係を調べてみよう。μと$P_2/\sigma_y A$の関係を図上に示すと，図2-33のようになる。この図から，主管軸力の影響について，次のようなことが観察される。

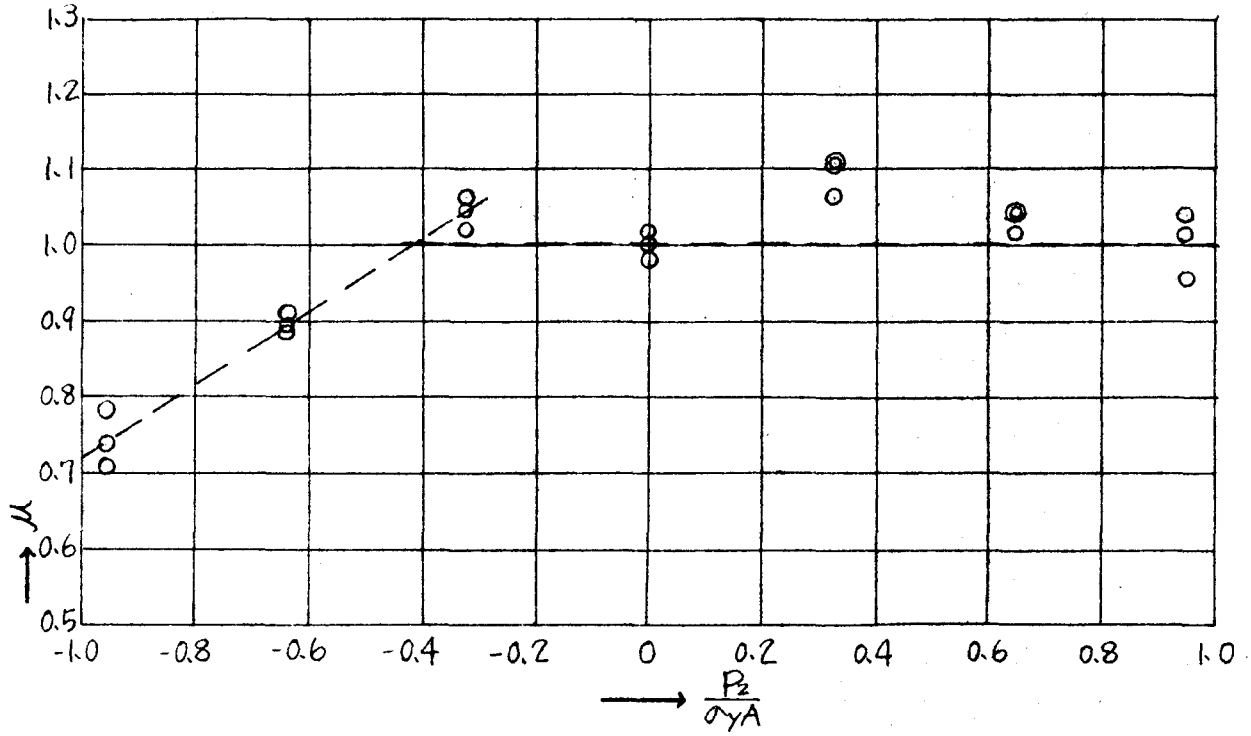


図 2-33

(1) 主管の軸力が、僅かに正の場合、P_m は $P_2=0$ の場合よりも 10% 程度大きくなる。

(2). 主管の軸力が更に正の方向に大きくなると、P_m は次第に減少するが、その減少は僅かで、$P_2/\sigma_y A$ が 1.0 近くになっても、$P_2=0$ の場合の P_m とほとんど差はない。

(3). 主管の軸力が僅かに負の場合も、P_m は $P_2=0$ の場合よりやや大きい。

(4) 主管の軸力が更に負の方向に大きくなると、P_m は、$P_2=0$ の場合よりかなり減少し、$P_2/\sigma_y A=-1.0$ 程度になると、$P_2=0$ の場合の P_m の 70% 程度になる。

このように、P_2 が引張りの時と、P_2 が僅かに負の時には、P_m は $P_2=0$ の場合より大きくなる場合があることがわかったが、その上昇率は、たかだか10%程度であるから、この上昇率を無視し、載荷Vと載荷Ⅲの μ を直線

で結ぶと，次のような実験式を得ることが出来る。

$$-0.4 < \frac{P_z}{\sigma_y A} < 1.0 \quad : \quad \mu = 1.0 \tag{2-21}$$

$$-1.0 < \frac{P_z}{\sigma_y A} \leq -0.4 \quad : \quad \mu = 0.5\frac{P_z}{\sigma_y A} + 1.22 \tag{2-22}$$

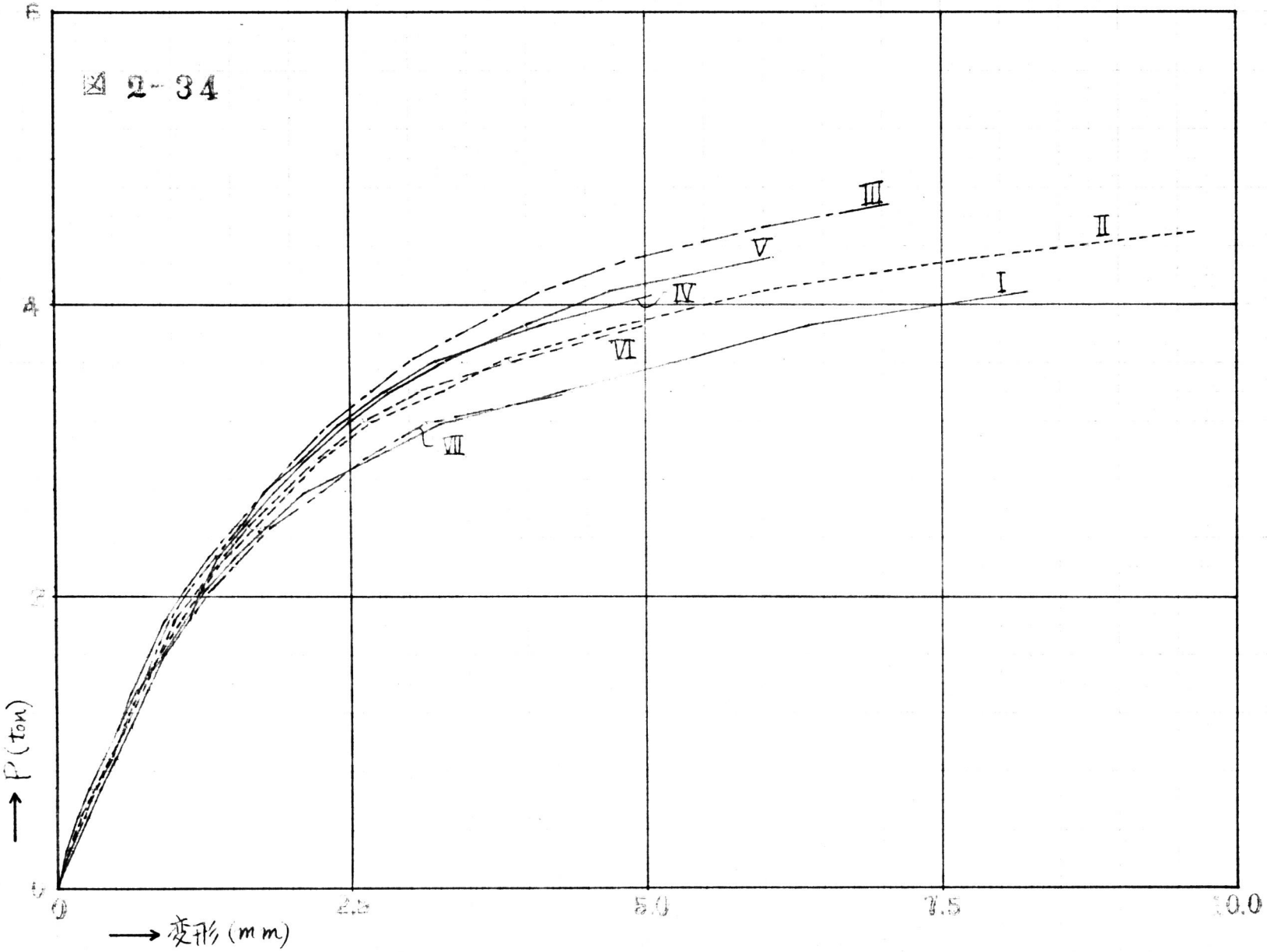
この実験式は，$D/t = 31.9$，$d/D = 0.478$ の場合にのみ成立するもので，D/t と d/D が変化しても，この式が成立するかどうかは明らかでない。従って，これらの実験式は，(2-12) 式の実験式に比べて精度が低い。しかし，主管軸力は，明らかに主管の有限変形に影響している（もし有限変形に影響していないならば，P_z が引張の場合も圧縮の場合も，$P_z/\sigma_y A$ と μ の関係は同じはずである）と思われるので，D/t が 31.9 よりも小さい場合には，(2-21)，(2-22) 式は，安全側の値を与えるであろう。

2.4.2 荷重変形曲線

支管にとりつけたダイアルゲージによって測定した，測定長 2ℓ の変化と，支管に作用する荷重との関係は，図 2-34 に示すとうりである。これらの曲線は，3ケの試験体の平均値である。

この図を観察すると，主管軸力の絶対値の等しい，載荷 I と III，II と IV，III と V は，P がう 4 ton 程度までは，それぞれ，同じような荷重変形曲線を示している。即ち，主管軸力が，引張であっても圧縮であっても，その絶対値が等しければ，P=3ないし4 ton 程度までは，同じ程度の影響しか与えないことがわかる。従って，引張りの主管軸力が，主管の局部変形に対して有利な作用をするのは，変形がかなり進行してからであるといえる。このような点を考えると，P_m に対しては，確かに (2-21)，(2-22) 式が成立するが，もし許容耐力が，変形の方から制限されれば，P_z が正であっても負であっても，その影響は同じで，許容耐力比は $|P_z/\sigma_y A|$ の関数と考えられるべきであろう。

いま，P_z が正の場合でも，P_m は，P_z が負の場合と同じ値をとるものと仮


図 2-34
P (ton)
変形 (mm)
0
2.5
5.0
7.5
10.0
I
II
III
IV
V
VI
VII

定して、$0.8P_m$ での割線の勾配 $\frac{0.8P_m}{\delta'}$（δ' は 2·3·2·3 参照）を比較しよう。

この仮定は、(2-21), (2-22) 式を修正して

$$0 \leq \left|\frac{P_2}{\partial_y A}\right| < 0.4 \quad : \quad \mu = 1 \qquad (2\text{-}21)'$$

$$0.4 \leq \left|\frac{P_2}{\partial_y A}\right| < 1.0 \quad : \quad \mu = 1.22 - 0.5\left|\frac{P_2}{\partial_y A}\right| \qquad (2\text{-}22)'$$

とおいたことになる。

図 2-34 から $\frac{0.8P_m}{\delta'}$ を求め、$P_2 = 0$ の時の $\frac{0.8P_m}{\delta'}$ に対する比 ν を求めると、図 2-35 に示すようになる。

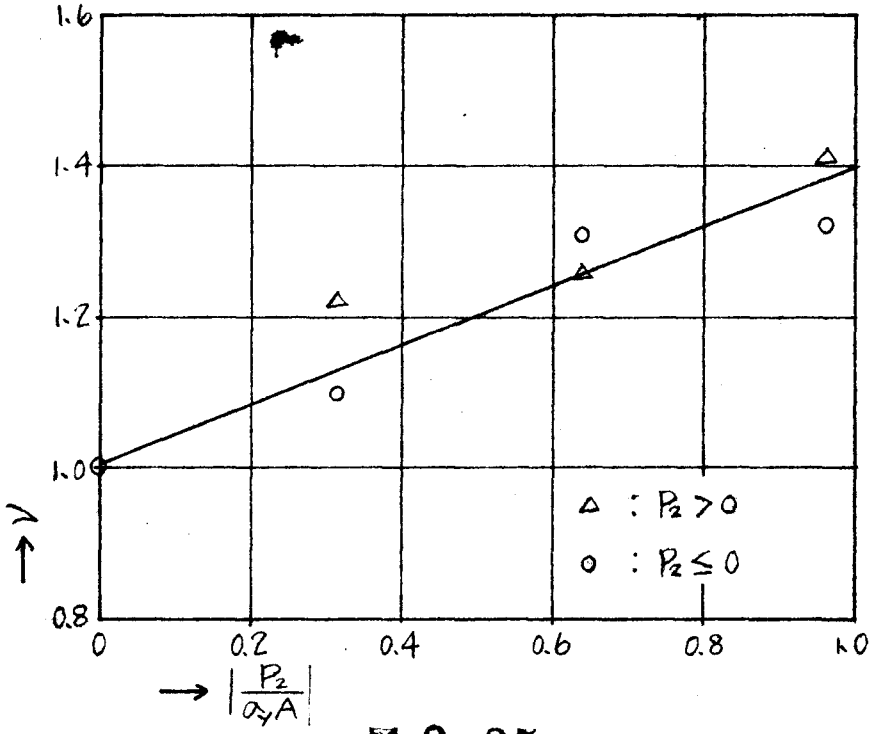


図 2-35

図に示した点は大体直線分布に近いので

$$\nu = 1 + a\left|\frac{P_2}{\partial_y A}\right|$$

とおき、全体よりかなりかけ離れている載荷Ⅱのデータを除いて、残りのデータから a の最確値を求めると

$$\nu = 1 + 0.4\left|\frac{P_2}{\partial_y A}\right| \qquad (2\text{-}23)$$

が得られる。　この直線は、図中に実線で示したとうりである。

2・5　引張試験と圧縮試験の比較

2・5・1　接合部の強度

図2-1(d),(e),に示した引張試験体の，最大荷重等の一覧表は，表2-8に示す。　この表で，＊印のついている試験体は，試験機チャックのつか

試験体記号	NO.	主管素材番号	T mm	D/T	d/D	σ_0 t/cm²	σ_B t/cm²	Pm ton	Pm/σ_0T²	0.8Pm'R²/δ'T³
X-I-3.2-C	1	Ⅱ	3.10	32.9	0.335	3.76	4.41	6.70	18.5	8.7
E	2				0.478			8.81	24.4	13.4
F	3				0.595			9.70	26.8	18.5
X-I-4.2-C	1＊	Ⅱ	4.18	24.3	0.335	4.49	4.85	9.15	11.7	6.5
E	2				0.478			14.10	18.7	9.0
F	3				0.595			16.40	20.9	13.0
X-I-5.7-C	1＊	／	5.70	17.9	0.335	3.41	4.99	9.85	8.9	4.6
E	2＊				0.478			14.18	12.8	6.3
F	3				0.595			24.45	22.1	11.7

表 2-8　引張試験体実験結果

み部で，支管が破断したものである。　その他の試験体は，写真2-10に示すように，支管と主管の溶接部の応力集中部に亀裂が生じ，これが拡がって破断した。　この亀裂発生時の荷重は，明瞭ではないが，亀裂が可視的になった時の荷重は，Pmの80～90%程度であった。



写真 2-10

表2-8の最後の欄のPm'は，支管に圧縮荷重がかかる場合の最大荷重に関する実験式（2-12）より求めた値であるが，これについては後に説明する。

いま，引張試験体の最大荷重を，圧縮試験体と比較するために，表2-8のPm/σ_0T²と，(2-12)式を比較すると，図2-36のようになる。　この図を見ると，支管端部で破断した試験体以外は，　圧縮試験体のPm/σ_0T²の

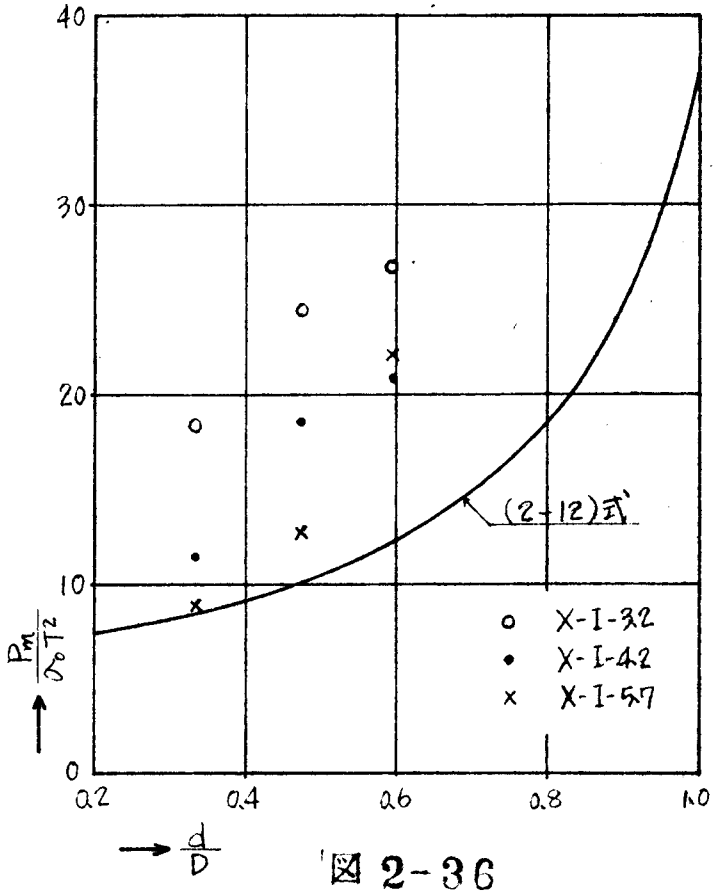


図 2-36

実験式(2-12)の1.7～2倍の値を示していることがわかる。写真2-10を見てわかるように，両支管の間の主管管壁は，曲率が減少してプレート状になって荷重に抵抗しており，接合部の強度は，主管の局部変形によってきまらずに，溶接部の強度によってきまるからであろう。

2・5・2 荷重変形曲線

引張試験体の支管にとりつけたダイアルゲージによる，測定長2l_1の変化の測定値と，荷重の関係を図にすると，図2-37のようになる。図中には，(2-12)式から求めた，支管に圧縮荷重がかかる場合の最大荷重(P_m'とする)を○印で示したが，変形は，この○印をすぎるあたりから，急速に増加し，最大荷重に達するまでに，主管外径の，0.1～0.2倍程度の変形を生じている。

従って，引張試験体は，強度的には，圧縮試験体の2倍近くあると見てよいが，変形の方から見れば，許容耐力は，それほど大きくはとれないであろう。図2-37を見れば，(2-12)式は，引張試験の耐力を決める場合にも，1つの目安になると思う。

引張試験体の荷重変形曲線を，圧縮試験体のそれと比較するために，ここでは，(2-12)式から得られる最大荷重P_m'の0.8倍での荷重点の，剛

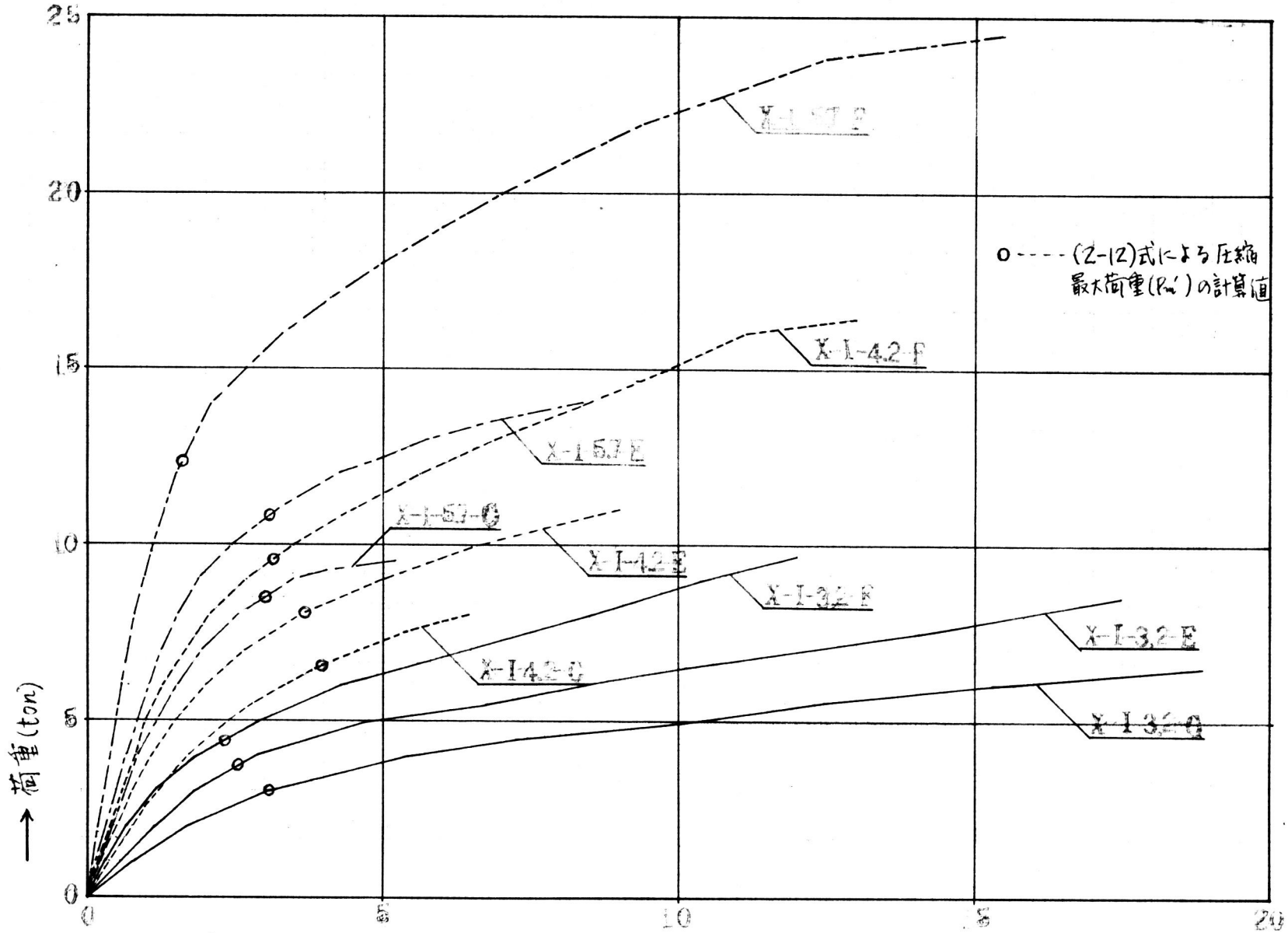


図 2-37 引張試験体荷重変形曲線

線の勾配を，比較しようと思う。　ただし，ここでも，2·3·2·3にならって，$\frac{0.8P_m'}{\delta'}\frac{R^2}{T^3}$ の形で比較する。　図2-37から $\frac{0.8P_m'}{\delta'}\frac{R^2}{T^3}$ を求めた値は，表2-8の最後の欄に示した。

圧縮試験体の $\frac{0.8P_m}{\delta'}\frac{R^2}{T^3}$ に関する実験式（2-20）式から，本実験の試験体の $\frac{0.8P_m}{\delta'}\cdot\frac{R^2}{T^3}$ を求め，これに対する，表2-8の $\frac{0.8P_m'}{\delta'}\cdot\frac{R^2}{T^3}$ の比（μ'とする）をとって図上にプロットすると，図2-38のようになる。　この図を見ると，αが小さい場合は，μ'は1に近いが，αが大きくなるに従ってμ'は大きくなり，圧縮試験体より，引張試験体の方が，荷重方向の剛性が大きくなることがわかる。　このように引張試験体と圧縮試験体の剛性が異なるということは，荷重がP_m'近傍になると，主管は既に有限変形を生じていることを示すものである。

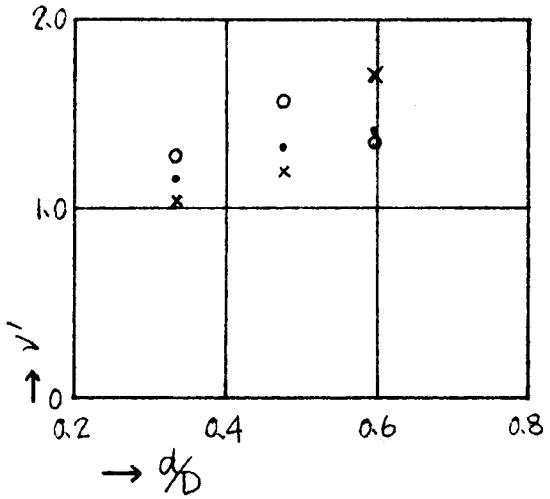


図 2-38

まとめ

この章の実験から得られた結果を要約すると，次のとうりである。

(1) 主管の全長が8D以上になれば，主管長の変化が，接合部の挙動におよぼす影響は，ほとんど無視できる。

(2) 主管の軸力が0で，支管に圧縮荷重を受ける接合部の強度は，

$$P_m=\frac{6.19}{1-0.833\frac{d}{D}}\cdot\sigma_0 T^2$$

で与えられる。

(3) 主管の軸力が0で，支管に圧縮荷重を受ける接合部の，$0.8P_m$での剛線の勾配は，

$$\log_{10}\frac{0.8P_m}{S'}\frac{R^2}{T^3}=(3.38+0.012\frac{2R}{T})+(0.72+0.024\frac{2R}{T})(\frac{d}{D})^3$$

で与えられる。

(4). $D/T=31.9$, $d/D=0.478$ の十字型接合部が，主管に軸力 P_z を受け，しかる後に支管に圧縮荷重 P を受ける場合，最大荷重 P_m は，$P_z=0$ の場合の最大荷重に，下に示す μ をかけた値になる。

$$-0.4<\frac{P_z}{\sigma_y A}<1.0 \quad : \quad \mu=1.0$$

$$-1.0<\frac{P_z}{\sigma_y A}\leq -0.4 \quad : \quad \mu=1.22+0.5\frac{P_z}{\sigma_y A}$$

$D/T<31.9$ の場合には，上の μ は，安全側の値を与える。

(5). (4)に述べた荷重を受ける接合部の支管軸方向の変形は $0.8P_m$ 程度までは，P_z が引張の場合も圧縮の場合もほとんど差がない。従って接合部の変形が問題になる場合には，P_z の影響は，P_z が引張の場合も圧縮の場合も同じ程度と見て，最大荷重 P_m は，$P_z=0$ の場合の最大荷重に，下に示す μ をかけた値をとる方が安全である。

$$0\leq\left|\frac{P_z}{\sigma_y A}\right|<0.4 \quad : \quad \mu=1.0$$

$$0.4\leq\left|\frac{P_z}{\sigma_y A}\right|<1.0 \quad : \quad \mu=1.22-0.5\left|\frac{P_z}{\sigma_y A}\right|$$

この時，$0.8P_m$ での剛線の勾配は，$P_z=0$ の場合のそれに，下に示す ν をかけた程度の値になる。

$$\nu=1+0.4\left|\frac{P_z}{\sigma_y A}\right|$$

(6). 主管の軸力が0で，支管に引張荷重を受ける十字型接合部は，主管軸力0で，支管に圧縮荷重を受ける接合部の1.7～2倍の最大荷重を持つ。しかし，最大荷重に至るまでに，主管径の0.1～0.2倍程度の変形を生じる。荷重方向の剛性は，圧縮荷重を受ける場合より大きい。

第3章　鋼管と鋼板の十字型接合部に関する実験

まえがき

トラス弦材とつなぎ材，鋼管柱とトラス梁弦材の接合部などには，前章で述べたような，鋼管と鋼管のじか溶接接合のほかに，鋼管に溶接されたガセットプレートと，支管管端に割り込み溶接されたガセットプレートとをFastener類で結合する接合形式も一般によく用いられている。

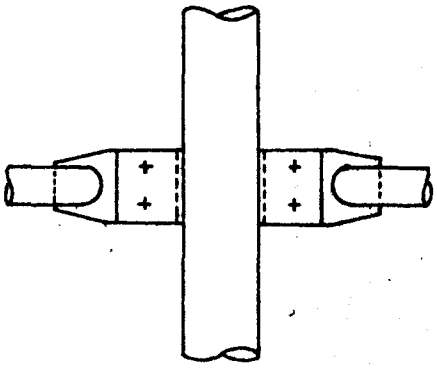


図 3-1

このような接合部で，主管側のガセットプレートが，管に割り込み溶接されている場合は，比較的問題は少ないと思われるが，ガセットプレートが，主管表面に溶接された場合には前章と同じように，主管の局部変形が問題になる。

このような接合部は，非常に広く用いられているにもかかわらず，設計資料として利用出来るような研究はまだ発表されていない。本研究は，図3-1の接合部から，主管とガセットプレートの溶接接合部だけをとり出して，主管軸に垂直な方向に荷重が作用する場合の挙動を実験によって調べたものである。

このような接合部の挙動に影響すると思われる因子のうち，接合部の形状に関するものは，ガセットプレートの幅と厚み，主管の管厚が考えられるが，このうち，ガセットプレートの厚みは，主管が局部変形して崩壊する場合には他の因子に比べて影響が小さいと思われるので，本実験では，主管の厚みと，ガセットプレートの幅だけを変化させ，それらが接合部の挙動におよぼす影響を調べることにした。

3・1　実験概要

3・1・1　試験体

試験体の形状寸法は，図3-2，3，表3-1に示すとうりである。　主管の厚みは3種類とし，ガセットプレートの幅は，主管外径の1倍，1.5倍，2倍の3種類とした。　一般によく用いられているガセットプレートの幅はこの程度の範囲に入るものが最も多い。　主管に用いた鋼管の，JIS12号試験，および，第1章で述べたCrushing Testの結果は，表3-2に示すとうりである。

	試験体記号	主管（公称）	T mm	b mm
圧縮試験体	A-10 A-15 A-20	101.6φ×3.2	3.04	100 150 200
	B-10 B-15 B-20	101.6φ×4.2	4.18	100 150 200
	C-10 C-15 C-20	101.6φ×5.7	5.70	100 150 200
引張試験体	$\overline{A}$-10 $\overline{A}$-15 $\overline{A}$-20	101.6φ×3.2	3.10	100 150 200
	$\overline{B}$-10 $\overline{B}$-15 $\overline{B}$-20	101.6φ×4.2	4.18	100 150 200
	$\overline{C}$-10 $\overline{C}$-15 $\overline{C}$-20	101.6φ×5.7	5.70	100 150 200

注）個数は各1ケである。

表3-1 試験体寸法

鋼管 公称	鋼管 番号	外径 D mm	管厚 T mm	D/T	JIS12号試験 降伏点 σ_y t/cm²	JIS12号試験 引張強さ σ_B t/cm²	JIS12号試験 伸び %	Crushing Test 降伏点 σ_0 t/cm²	σ_0/σ_y
101.6φ×3.2	I	101.9	3.10	32.9	3.65	4.41	25.5	3.76	1.03
	II	101.6	3.04	33.4	3.72	4.57	23.6	4.01	1.08
101.6φ×4.2		102.1	4.11	24.8	4.47	4.92	33.6	4.48	1.00
101.6φ×5.7		101.8	5.70	17.9	3.60	4.99	35.9	3.41	0.95

注）3ケの試験体の平均値である。

表3-2 主管素材の機械的性質

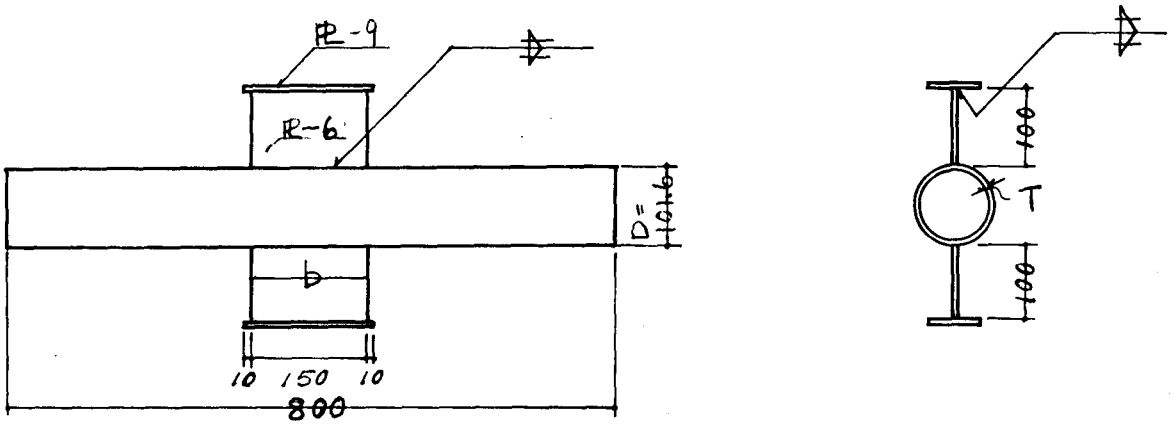


図 3-2 圧縮試験体

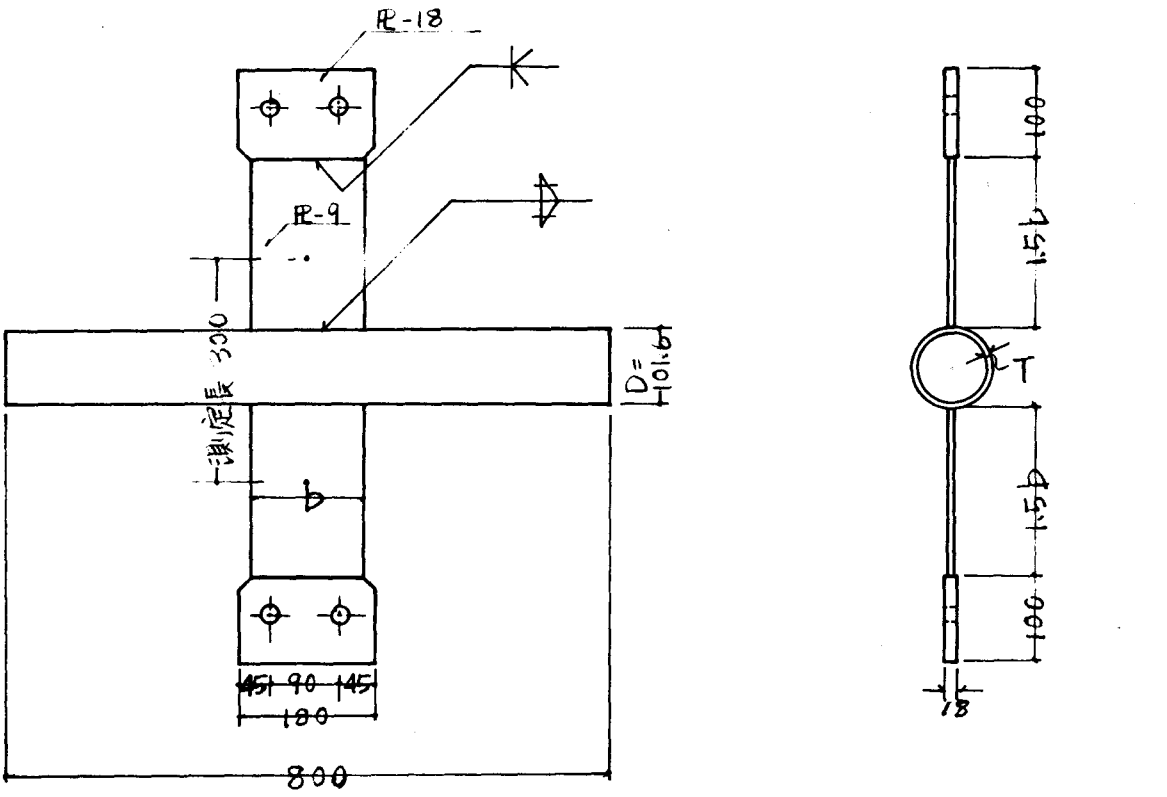


図 3-3 引張試験体

3・1・2　実験方法

圧縮試験体は、下部に球座をおき、上部に剛板をのせて圧縮載荷した。使用試験機は、万能試験機（島津製作所製，最大容量50トンを，10トン，25トン　50トン容量で使用）であった。　載荷中に，試験機付設のペン書き記録計によって，試験体全体の荷重方向の変化と荷重の関係を記録した。　また，圧縮試験体には，ガセットプレートの，図3-4に示す位置の両面に，WSG（共和電業製，K-10-A1）を貼付して，荷重方向の歪度を測定した。

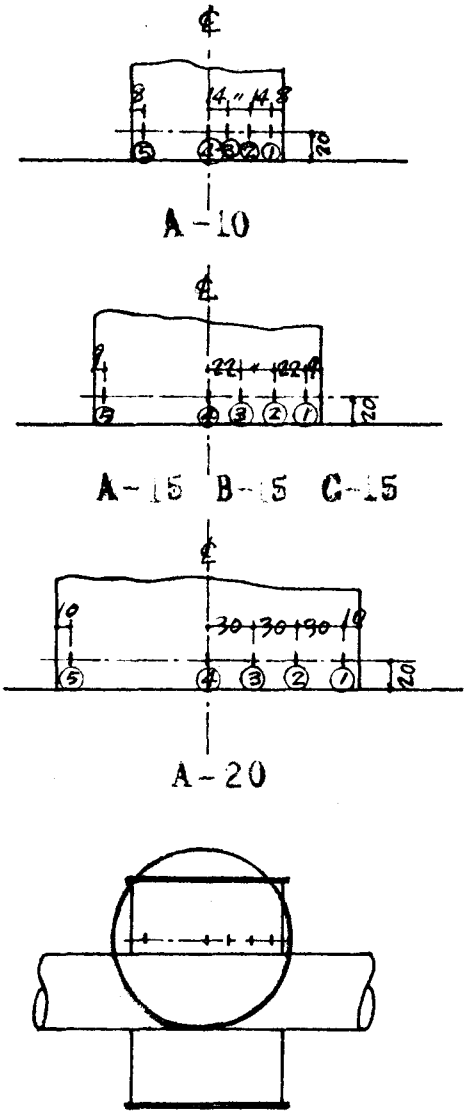


図 3-4

引張試験体は，ガセットプレート端部の厚板の孔にボルトを挿入して金物をとりつけ，これを引張ることによって引張載荷した。　載荷中に，図3-3に示した測定長300 mm の間の距離の変化を，ガセットプレートの両面に固定した2個のダイアルゲージ（Teckock Corporation 製，精度 1/100 mm ストローク 50 mm）によって測定した。

3・2　ガセットプレートの歪度分布

図3-4に示した位置のWSGによって測定した歪度から，ガセットプレートの歪度分布を描くと，図3-5，図3-6のようになる。　ここに示した歪度の値は，ガセットプレートの両面の歪度を平均し，更に，測点①

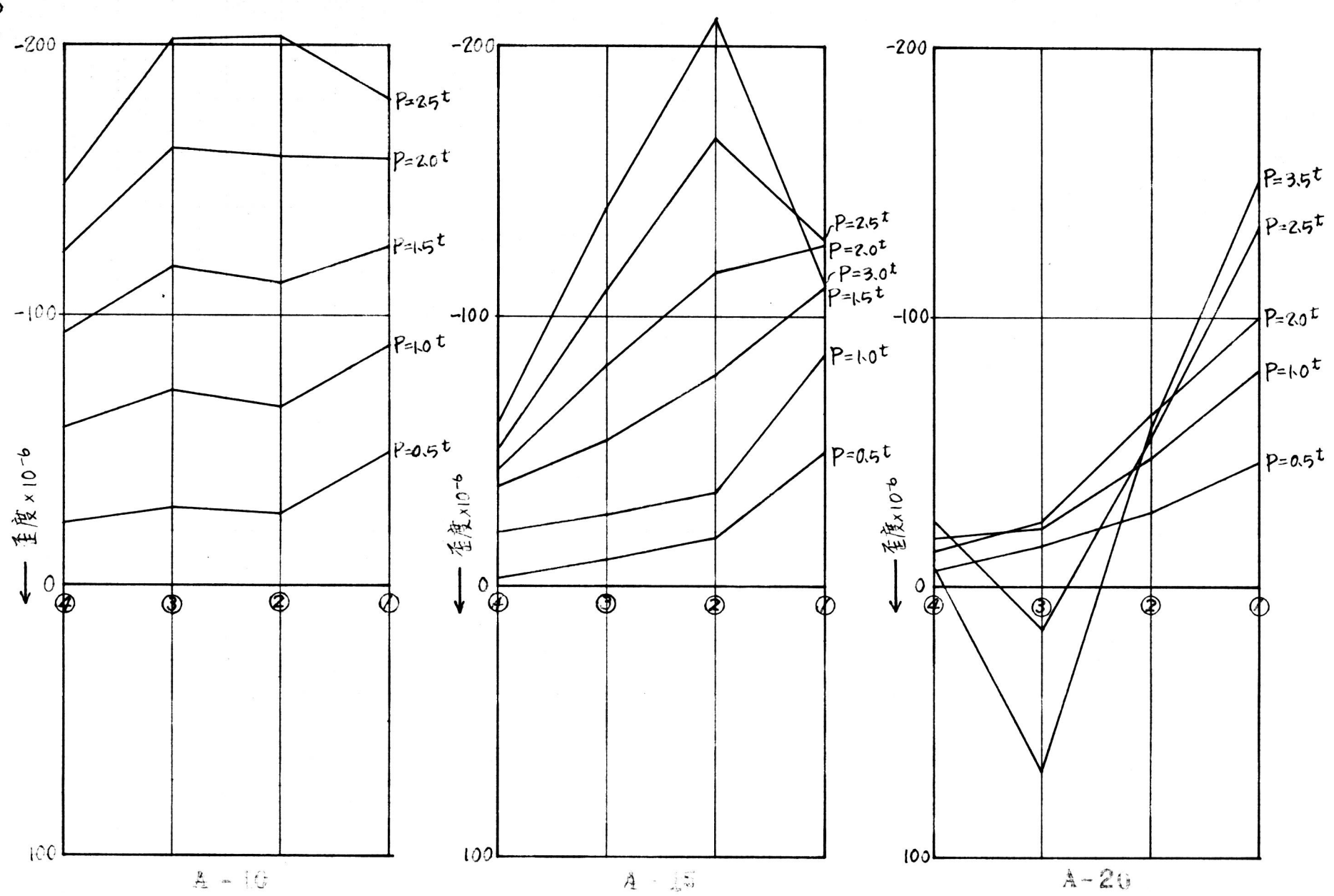
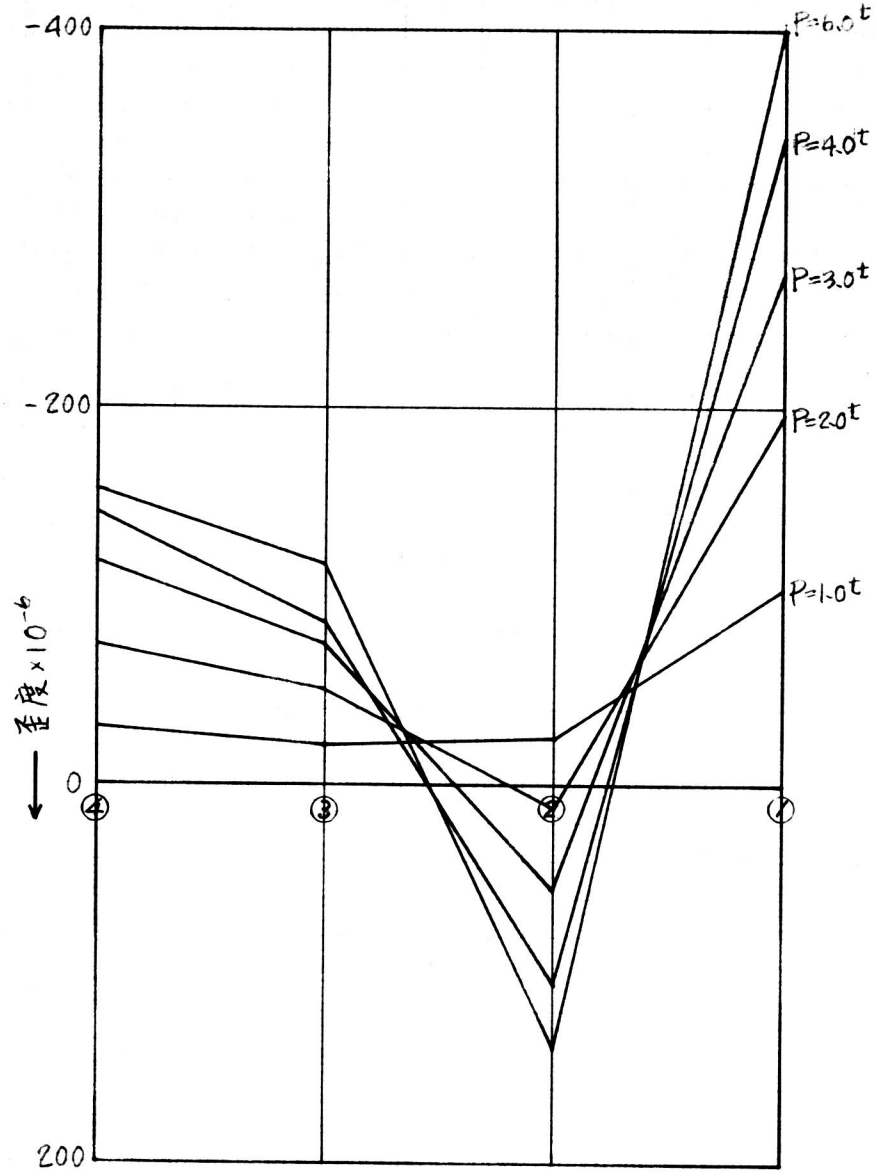
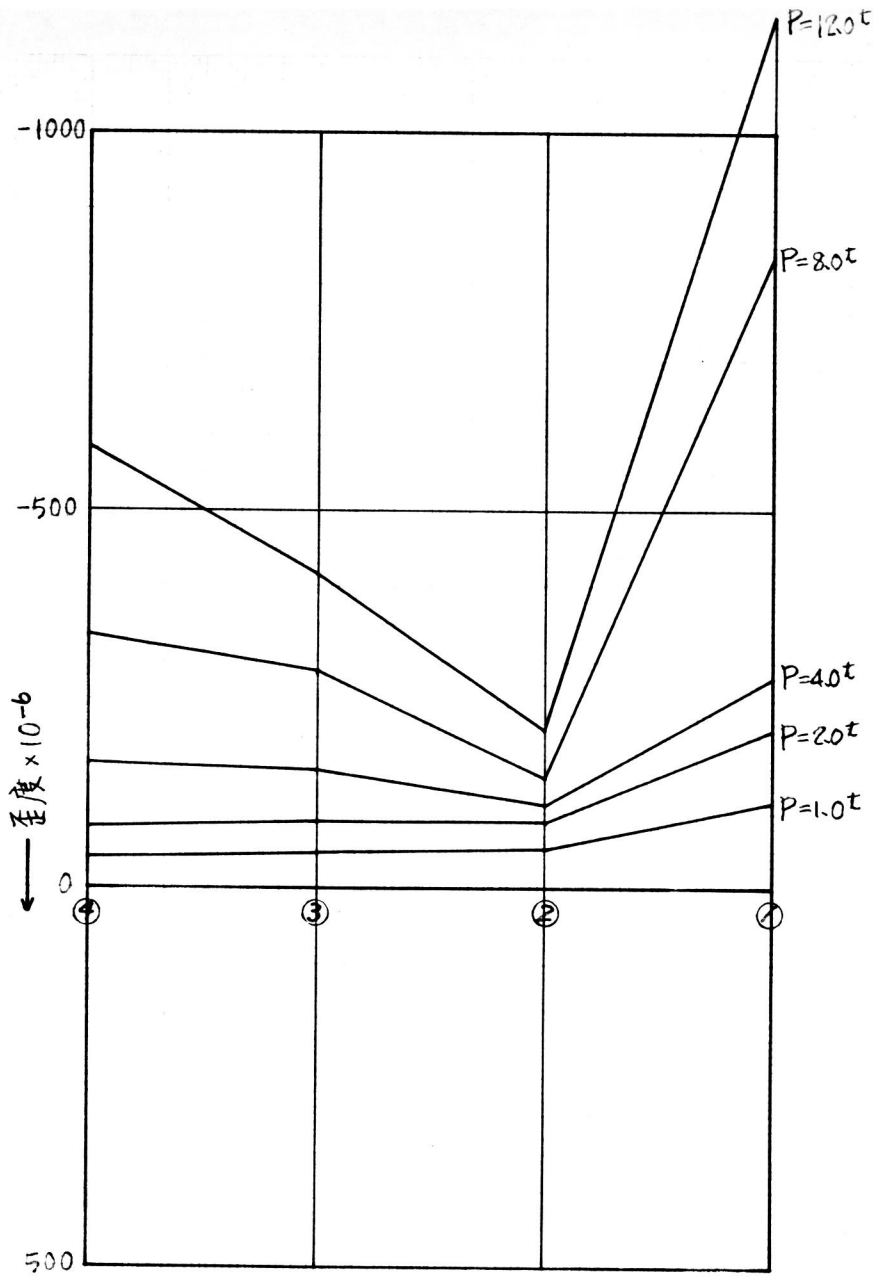

-200
-100
0
100
P=2.5t
P=2.0t
P=1.5t
P=1.0t
P=0.5t
歪度×10⁻⁶
④
③
②
①
A-10
P=3.0t
A-15
P=3.5t
A-20

図 3-5


-400
-200
0
200
P=6.0t
P=4.0t
P=3.0t
P=2.0t
P=1.0t
歪度×10⁻⁶
④
③
②
①


-1000
-500
0
500
P=12.0t
P=8.0t
P=4.0t
P=2.0t
P=1.0t
歪度×10⁻⁶
④
③
②
①

と測点5の歪度が異なる場合は，これを試験体面内の偏心モーメントによるものと見なして，その影響を修正（測点1と測点5の歪度が，同じ値になるように偏心モーメントの逆符号の曲げモーメントを仮想的に加えた。この際，断面は平面保持を仮定した）したものである。

これらの図を見ると，荷重がある程度以上になると，測点1とそう近傍の歪度が，急激に増加する場合と，急激に減少する場合があり，しかも，このような傾向は，主管厚の変化，ガセットプレートの幅の変化には無関係に見える。　このような現象は，ガセットプレートの長さが比較的短いので，荷重点の不均一な荷重分布が影響したものか，或いは，溶接熱影響による残留歪の影響によるものか明らかでない。

しかし，荷重が小さい場合は，いずれの試験体も，測点4から1に近づくに従って歪度が増加する分布を示している。　即ち，ガセットプレートの端になるに従って，主管管壁の，荷重方向の剛性が大きいことがわかる。測点1の歪度は，測点1～4の歪度の平均値の2～3倍になってはいるが特に著しい歪度集中は生じていない。　また，低荷重における，測点1の歪度集中は，管厚および，ガセットプレートの幅には，それほど影響されていないことがわかる。

3・3　接合部の強度

3・3・1　圧縮試験体の強度

試験体の最大荷重等の一覧表は，表3-3にまとめて掲げる。　ここでは，表3-3の試験結果から，圧縮試験体の強度の実験式を導く。

第2章の2・3・1において，鋼管の十字型接合部は，主管長が8D以上になれば，主管長の変化が接合部の挙動におよぼす影響は無視出来ることがわかっている。　本実験では，ガセットプレートの幅がかなり大きいので，

	試験体記号	主管素材番号	σ_y t/cm²	σ_0 t/cm²	T mm	P_m ton	$\frac{P_m}{\sigma_0 T^2}$	$\frac{0.8P_m}{\delta'}\frac{R^2}{T^3}$* 10^3 t/cm²
圧縮試験体	A-10	II	3.72	4.01	3.04	3.40	9.17	6.4
	A-15					3.81	10.28	7.7
	A-20					4.20	11.33	9.4
	B-10		4.47	4.49	4.18	6.74	8.59	13.8
	B-15					7.74	9.87	17.1
	B-20					8.55	10.39	22.7
	C-10		3.60	3.41	5.70	9.50	8.57	28.9
	C-15					12.05	10.88	37.8
	C-20					13.80	12.46	49.0
引張試験体	$\bar{A}$-10	I	3.65	3.76	3.10	8.0	22.1	8.6
	$\bar{A}$-15					10.0	27.7	10.1
	$\bar{A}$-20					16.1	44.6	12.9
	$\bar{B}$-10		4.47	4.49	4.18	16.7	21.3	15.6
	$\bar{B}$-15					15.5	19.8	23.2
	$\bar{B}$-20					17.8	22.7	27.3
	$\bar{B}$-10		3.60	3.41	5.70	17.7	16.0	37.6
	$\bar{B}$-15					23.2	20.9	62.8
	$\bar{B}$-20					31.0	28.0	84.6

*. 引張試験体は $\frac{0.8P_m'}{\delta'}\frac{R^2}{T^3}$

表 3-3 実験結果

主管長の影響は鋼管の十字型接合部の場合と同じになるかどうか明らかではないが，一応，主管長の影響はないものと考える。実際の接合部の主管は，明らかに本実験の主管(=8D)よりも長いから，本実験の実験結果よりも安全側にあると思われる。

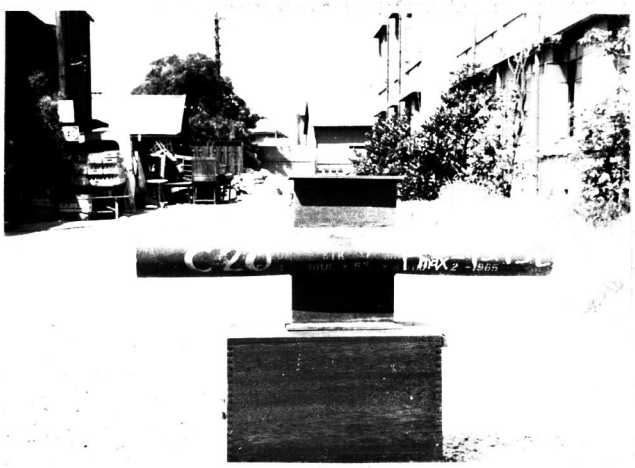


写真 3-1

試験体の破壊状態は，写真3-1に示すように，いずれも主管の局部変形が顕著である。主管に作用する荷重は，主管の両頂点に集中しているため，主管の応力分布は，鋼管と鋼管の十字型接合部よりも，更に第1章のCrushing Testのリングの応力分布に近いと思われる。従って，ここでも，第2章と同じように，最大荷重を$\sigma_0 T^2$で割った無次元量$P_m/\sigma_0 T^2$によっ

て，各パラメターの影響を検討しようと思う。

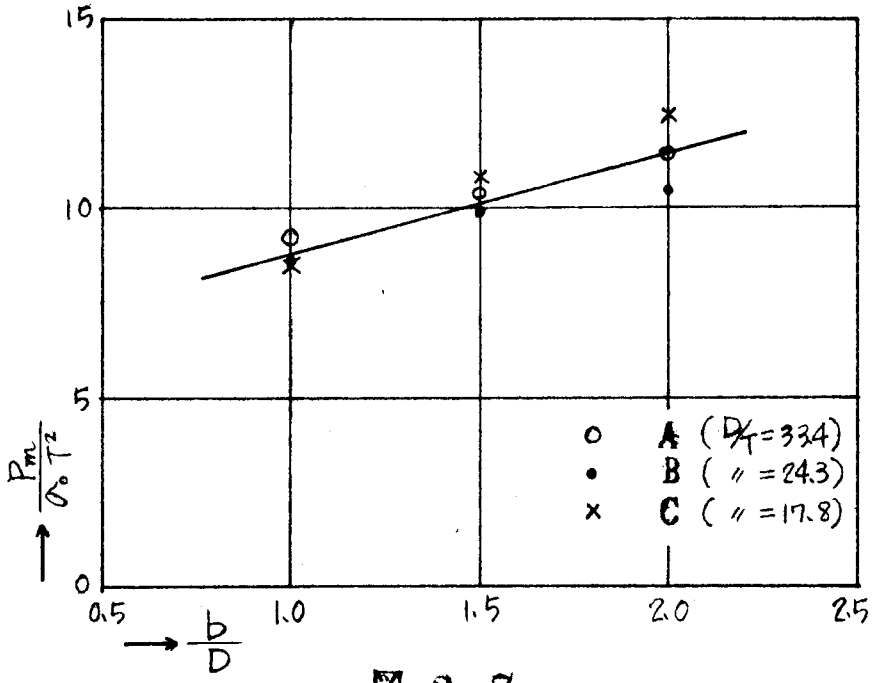


図 3-7

表3-3に示した実験結果から，$P_m/\sigma_0 T^2$ と b/D （bはガセットプレートの幅）の関係を図上にプロットすると，図3-7のようになる。 $b/D=2.0$ の点では，やゝばらつきが大きいが，いずれの試験体の場合も，大体1つの直線にのってくる。 即ち，このような接合部の最大荷重は，主管厚の2乗に比例すると考えても，実用上大きな支障がないことがわかる。

いま，

$$P_m/\sigma_0 T^2 = C_1 + C_2 \frac{b}{D}$$

とおいて，最小2乗法によって定数 C_1，C_2 を求めると，

$$P_m/\sigma_0 T^2 = 6.24 + 2.62 \frac{b}{D} \qquad (3-1)$$

中央誤差 $r=0.44$

が得られる。

次に，参考までに，(3-1)式の P_m を，第1章のリングの崩壊荷重と比較してみよう。 上下頂点に集中線荷重を受ける幅Beのリング（図1-10）の崩壊荷重 P_c は，(1-4)式より

$$P_c = \frac{\sigma_0 T^2}{R} \cdot Be \qquad (3-2)$$

で与えられる。　このPcと，(3-1)式のPmを等しくおくと，

$$\frac{P_e}{D^2} = 6.24 + 2.62\,\frac{b}{D} \qquad (3-3)$$

が得られる。　即ち，本実験のような十字型接合部の強度は，(3-3)式で表わされる幅を持つ図1-10のようなリングの最大荷重に等しいことがわかる。

3.3.2　引張試験体の強度

引張試験体は，写真3-2に示すように，主管が偏平化してプレート状に変形しても荷重に耐え，ガセットプレートと主管の溶接部に亀裂が生じ，これが横に拡がって破壊した。　最大荷重等は，表3-3に示したとうりである。

表3-3に示した最大荷重を，圧縮試験体と比較するために，$P_u/\sigma_0 T^2$とし，(3-1)と比較して図にプロットすると，図3-8のようになる。　引張試験体の強度は，溶接部の強度に支配されるためにバラツキが大きいが，(3-1)式の2.4倍の値に達していることがわかる。

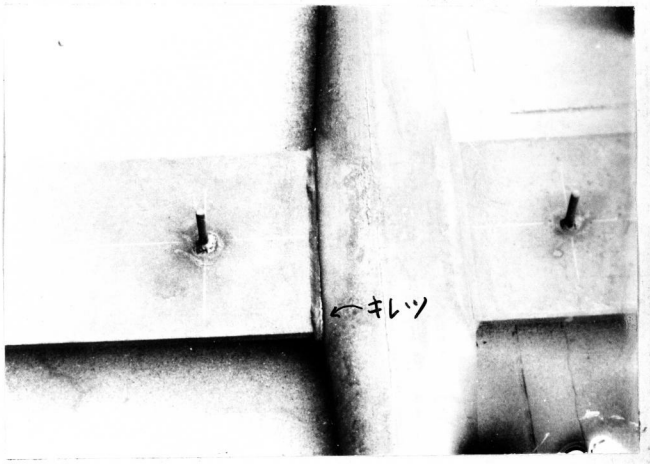


写真 3-2

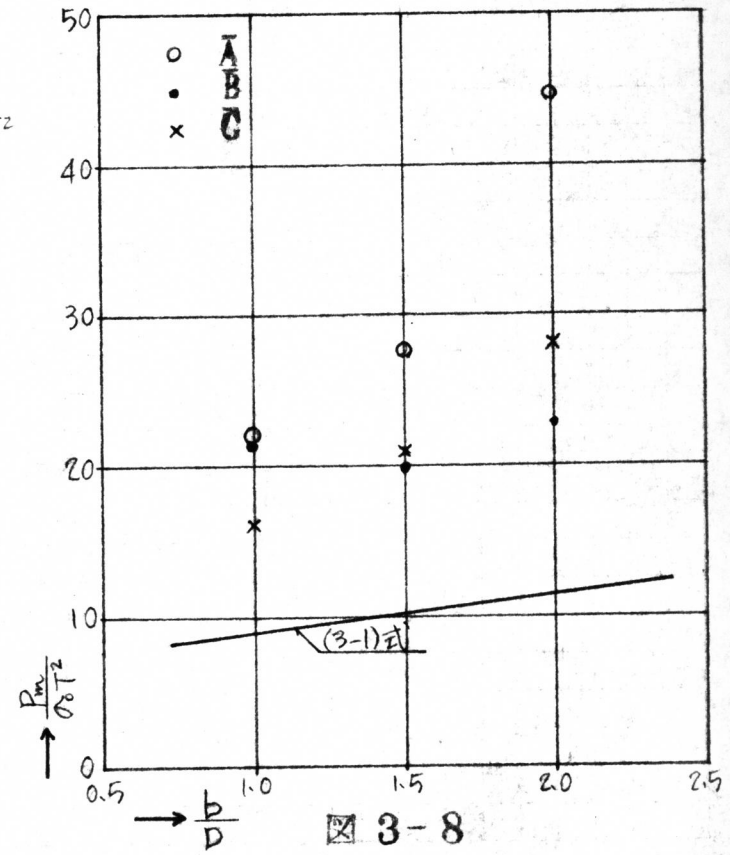


図 3-8

3・4 荷重変形曲線

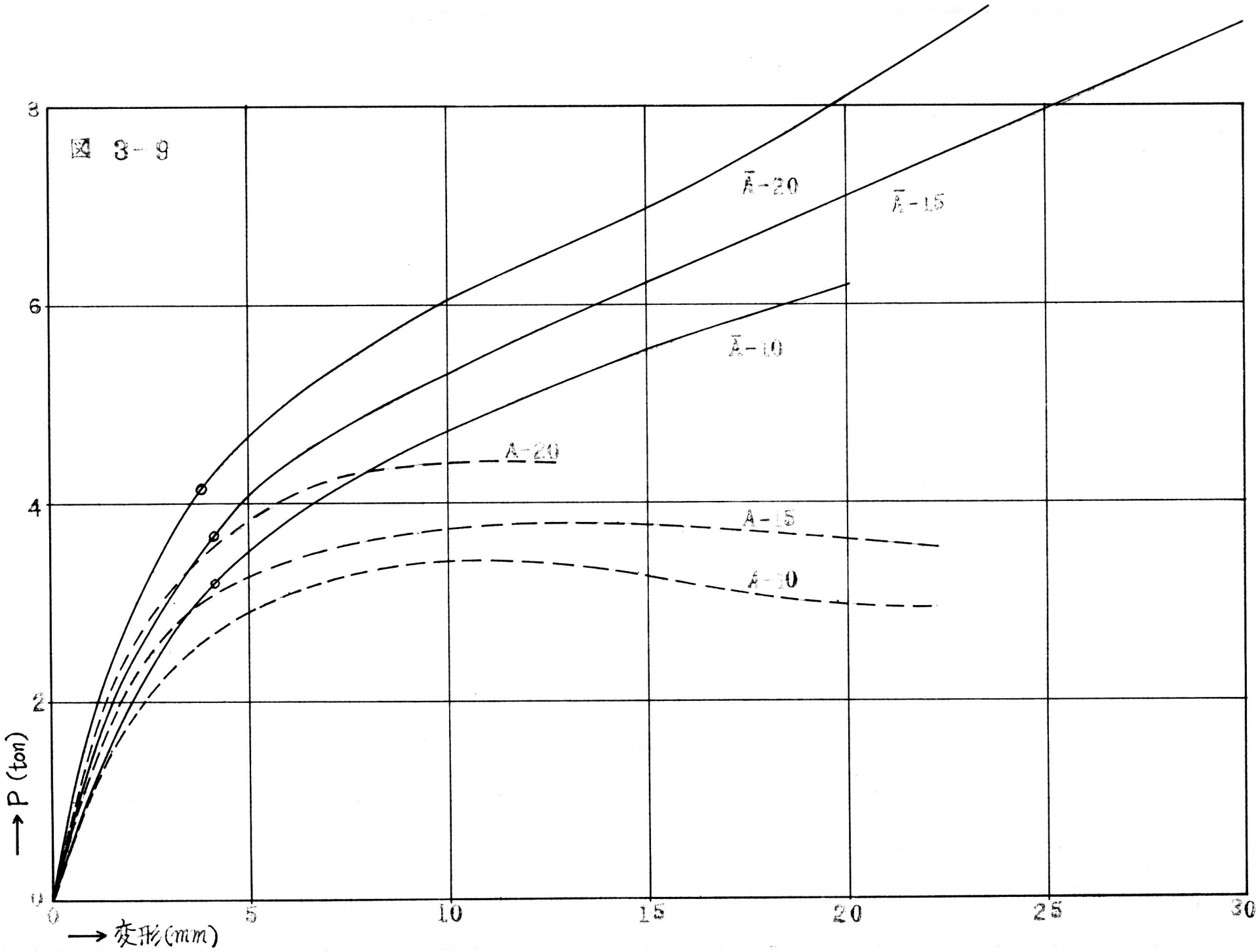
主管厚の等しい圧縮試験体と引張試験体の荷重変形曲線を，比較して示すと図3-9～図3-11のとうりである。主管はかなり低荷重で破壊し，ガセットプレートの歪は十分弾性範囲であるから，これらの図に現れた変形は，全て主管の局部変形と見なしてよい（試験体C－20でも，P=30トンでのプレート部分の変形量の計算値は，0.17mmにすぎない）。

これらの図を観察すると，圧縮試験体も引張り試験体も，非常に低い荷重から直線性を失い，徐々に勾配がゆるやかになっている。圧縮試験体は，引張試験体よりも，低荷重からかなり変形が大きく，主管が大変形して最大荷重に達すると徐々に荷重が減少している。引張試験体は，大変形しながらも荷重に耐え，溶接部が破断するまで荷重は上昇を続けた。このような変形性状を考えると，有限変形の影響が，非常に低荷重からあることがわかる。引張試験体の荷重変形曲線には，(3-1)式より計算で求めた圧縮最大荷重（P_m'とする）の点を○印で示したが，この点を僅かに越えたあたりからかなり変形が急速に増加している。ここでは，第2章と同じように，圧縮試験体は$0.8P_m$，引張試験体は$0.8P_m'$での割線の勾配を比較しようと思う。

図3-9～図3-11から求めた$\frac{0.8P_m}{\delta}\frac{R^2}{T^3}$（引張試験体は$\frac{0.8P_m'}{\delta'}\frac{R^2}{T^3}$）の値は表-3の最後の欄に示したとうりである。これらの値は，主管の厚みが変ると著しく変化するので，$\log\frac{0.8P_m}{\delta}\frac{R^2}{T^3}$とし，これと$\frac{b}{D}$の関係を図上にプロットすると，図3－12のようになる。試験体AとCの$\log\frac{0.8P_m}{\delta}\frac{R^2}{T^3}$と$\frac{b}{D}$は直線関係にあるので，これらの2つの直線式を求め，更にこれら2直線の間を，前章と同じように直線補間すると

$$\log\frac{0.8P_m}{\delta}\frac{R^2}{T^3}=\left(0.30-0.004\frac{2R}{T}\right)\frac{b}{D}+\left(4.87-0.038\frac{2R}{T}\right)\quad(3\text{-}4)$$

が得られる。試験体A，B，C，について(3-4)式を図にすると，図3-12


図 3-9
$\bar{A}$-20
$\bar{A}$-15
$\bar{A}$-10
A-20
A-15
A-10
P (ton)
変形(mm)
0
2
4
6
8
0
5
10
15
20
25
30

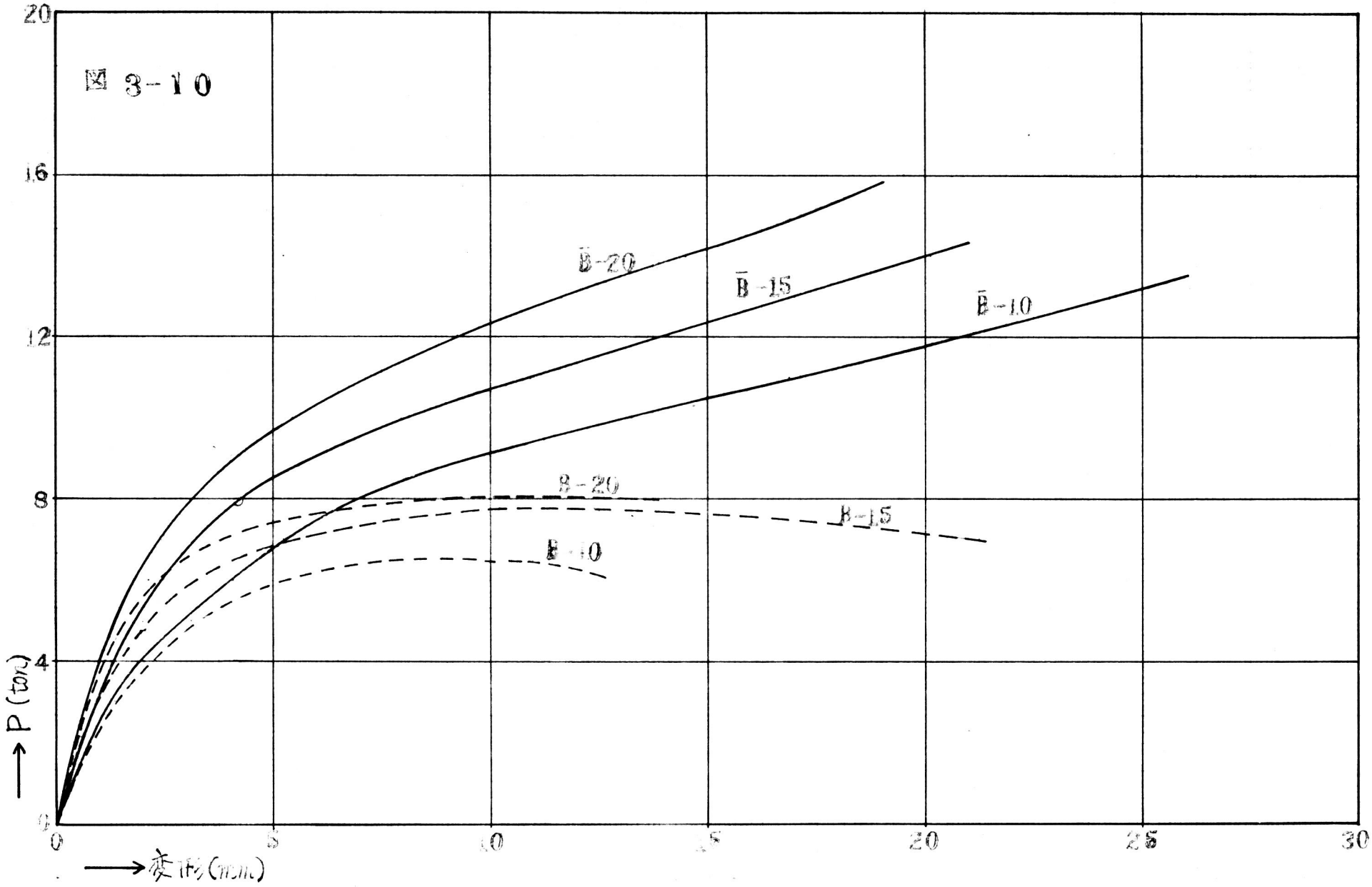
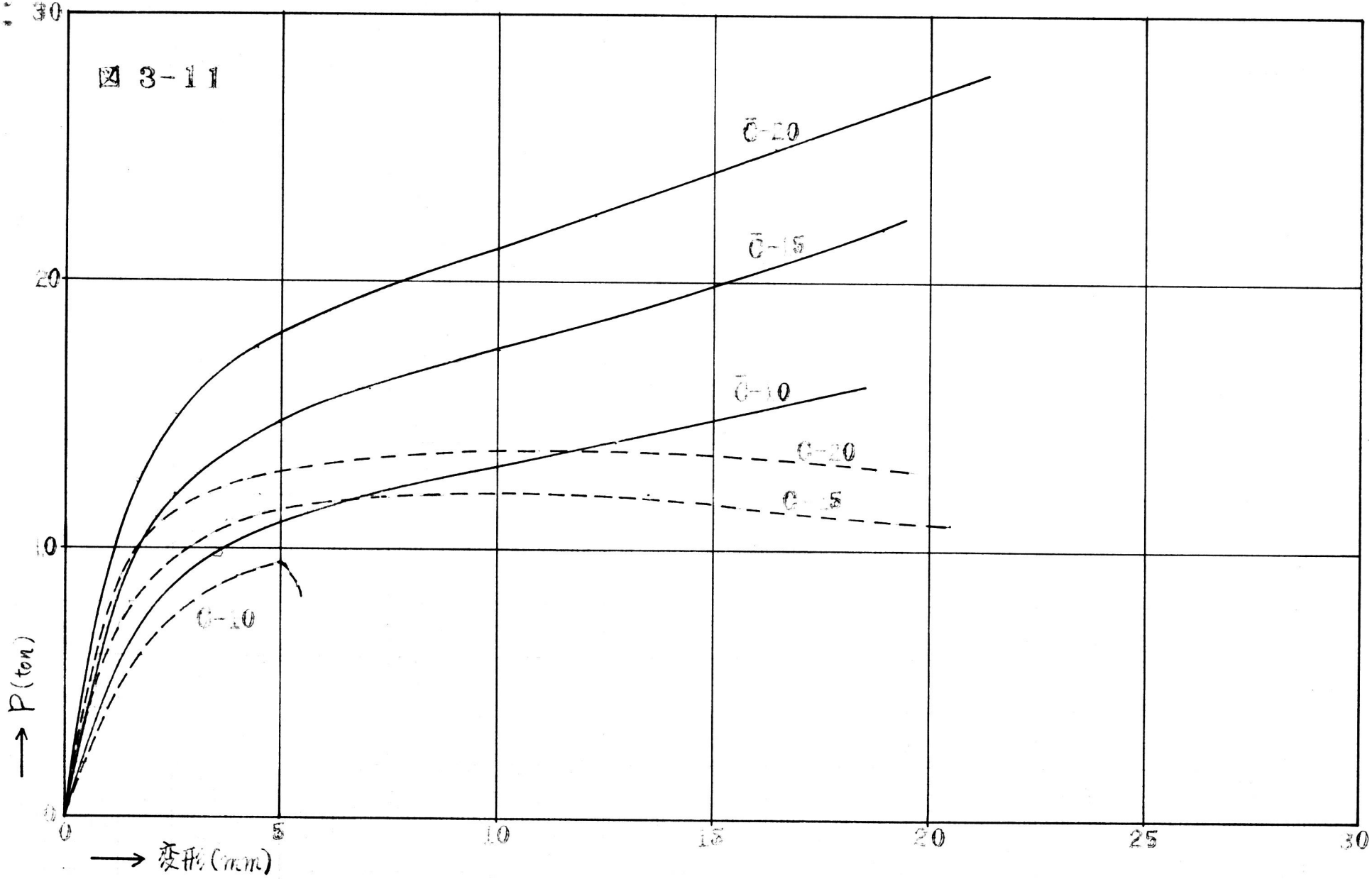

図 3-10
20
16
12
8
4
0
P (ton)
0
5
10
15
20
25
30
変位 (mm)
B-20
B-15
B-10
B-20
B-15
B-10

図 3-11



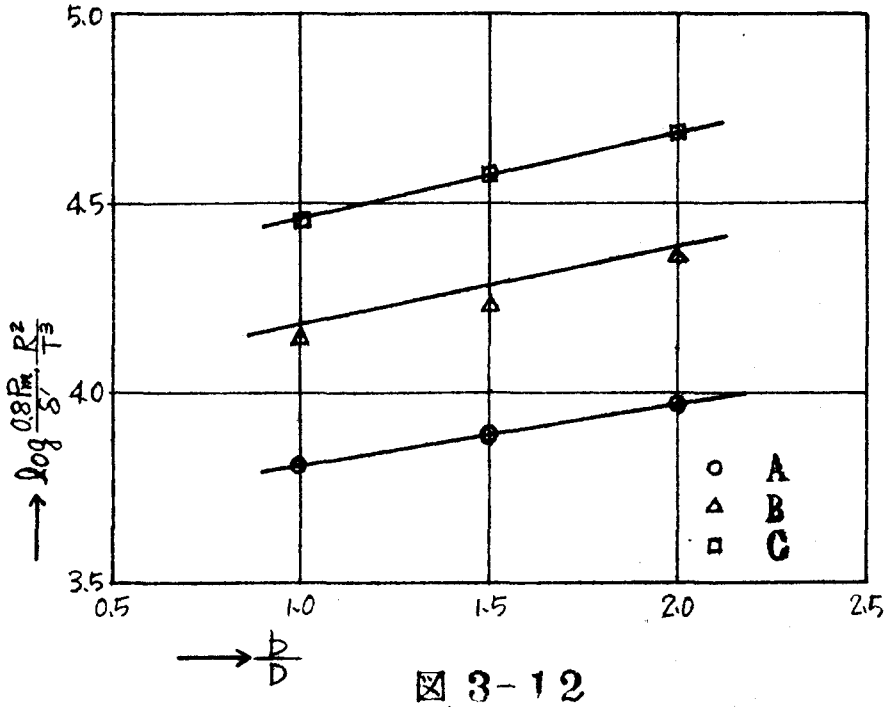


図 3-12

に実線で示したようになる。 (3-4)式は，試験体Bに関しては，実験値よりもやゝ大きい値を与えているが，その差は僅かであるから，試験体A ($\frac{2R}{T}=32.4$) と試験体C ($\frac{2R}{T}=16.8$) の間では，(3-4)式は，$\log \frac{0.8P_m}{\delta'} \cdot \frac{R^2}{T^3}$ と $\frac{b}{D}$ の関係を表わす近似式と考えることが出来る。

次に，圧縮試験体の $\frac{0.8P_m}{\delta'} \frac{R^2}{T^3}$ に対する，引張試験体の $\frac{0.8P_m'}{\delta'} \frac{R^2}{T^3}$ の比 ν' を求め，図上にプロットすると，図3-13のようになる。 ν' の値のバラツキは非常に大きいが，全体の傾向としては，$\frac{b}{D}$ が大きいほど ν' は大きくなっている。

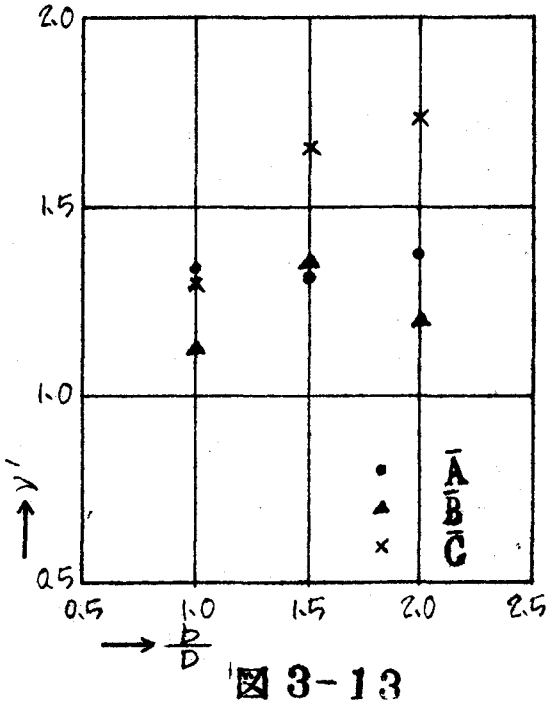


図 3-13

この図から，引張試験体の $0.8P_m'$ での割線の勾配は，圧縮試験体のそれに比べて，10～70%も大きくなっていることがわかる。

まとめ

本章の実験によって得られた結果を要約すると次のとうりである。

(1) 圧縮試験体が，主管の局部変形によって崩壊する場合の最大荷重は次の式で表わされる。

$$P_m = (6.24 + 2.62\frac{b}{D})\sigma_0 T^2$$

(2) 圧縮試験体の荷重変形曲線の，$0.8P_m$ での割線の勾配は，次の式で表わされる。

$$\log\frac{0.8P_m}{\delta}\cdot\frac{R^2}{T^3} = (0.30 - 0.004\frac{2R}{T})\frac{b}{D} + (4.87 - 0.038\frac{2R}{T})$$

(3) 引張試験体の強度は，圧縮試験体の強度の 2～4 倍に達するが，破壊するまでに主管は大変形を生じる。

(4) 引張試験体の荷重変形曲線の $0.8P_m'$（P_m' は，圧縮荷重が作用する場合の最大荷重）での割線の勾配は，圧縮試験体のそれより，10～70 % 大きい。

第 2 篇

K型トラス節点に関する研究

第1章 偏心を変化させたトラス節点の実験

まえがき

これまで，鷲尾，黒羽らによって行われてきたK型トラス節点の実験は，比較的小径管（主管：60.5φ，支管48.6φ以下）を用い，弦材と支管の交角が大部分45°の試験体によるものであった[2)3)5)26)]。このような試験体による実験から得られた，トラス節点の性状を整理すると次のようである。

節点の崩壊の直接の原因となる現象は，大きくわけると4つに分類できる。これら4つの現象と，その各々に関連性のある諸因子について述べると次の如くである。

(1). 弦材管の局部変形（圧縮支管のめり込み）

(a). 弦材管の管厚が薄いほど，低荷重で弦材管に局部変形が生じる。

(b). 圧縮支管の径が弦材管の径に比べて小さいほど主管に局部変形を生じる荷重は小さい。ただし，圧縮支管の径が小さくなれば，一般に圧縮支管の断面積は減少して許容耐力も小さくなるので，節点効率は小さくなるとは限らない。

(c). 節点の偏心が正の方向（両支管が離れる方向を正とする）に大きいほど弦材管は低荷重で局部変形を生じるが，節点の偏心が大きくなって，両支管の間隙がある程度以上大きくなると，局部変形によって崩壊する荷重は，ほとんど変らなくなる。

(d). 圧縮支管の管厚変化と，引張支管の管厚，管径の変化が，圧縮支管のめり込みによる弦材管の局部変形におよぼす影響は小さい。

(e). 圧縮支管側の弦材に軸力が働く場合は，僅かに引張荷重がかかる場合が最も強く，更に引張力が働くと，軸力が作用しない場合と同じ程度の強度になる。圧縮支管側の軸力が圧縮の場合は，軸

力が0の場合よりも，強度は低下する。

(2) 両支管交叉部における，両支管と弦材管の局部変形

(a). 両支管の交叉部分が大きいほど，この現象が崩壊の原因となることが多い。

(b). この現象によって破壊する場合の強度は，両支管の管径管厚，弦材管厚，節点の偏心距離等の組合せによって左右されると思われるが，詳細についてはまだわかっていない。

(3). 圧縮支管脚部の局部座屈

(a). 両支管の間隙が0に近いか，あるいは，僅かに負の場合にこの現象が生じ易い。

(4). 引張支管溶接部の破断

(a). 溶着金属自体の破断はほとんど生じないが，溶接熱影響部（隅肉溶接のToe）で破断が生じる。

(b). 引張支管の管端加工は，自動ガス切断によるものでも，グラインダーソウ切断によるものでも，ルート間隔が3～4mm以下であれば，溶接強度にはほとんど差がない。

これら(1)～(4)の現象によって破壊する節点の効率は，(1)が50～100%，(2)が80～90%，(3)と(4)が約100%となり，節点の強度を低下させる最も主要な現象は(1)の弦材管の局部変形である。黒羽は，(1)と(2)の現象を生じて破壊する試験体の最大荷重として，次のような実験式を導いている。

$g \geq 0.9\,cm$ ： $P=\left\{8.933-4.21\left(\frac{g}{D}\right)+2.89\left(\frac{g}{D}\right)^2\right\}\left\{0.264+1.16\left(\frac{d_c}{D}\right)\right\}$ (1-1)

$g < 0.9\,cm$ ： $P=\left\{0.7999-0.469\left(\frac{g}{D}\right)-0.373\left(\frac{g}{D}\right)^2\right\}\left\{7.908+5.94\left(\frac{d_c}{D}\right)\right\}$ (1-2)

ここに，Dは弦材管外径，d_cは圧縮支管の外径，gは両支管の間隙。

ただし，この実験式は，主管60.5φ×2.65 (D/T=22.8)，圧縮支管と弦材の交角45°，圧縮側の弦材軸力0の場合にのみ成立するものである。

このような既往のトラス節点に関する実験の結果から考えると，主管の局部変形に対して，もっと不利な場合についての実験を更に行う必要がある。実際に使用されている鋼管の管径管厚比D/Tは，35程度のものまであり、(1-1)式，(1-2)式で与えられる荷重よりも，かなり低い荷重で破壊することがあると思われるからである。

そこで，ここでは，これまでの，鷲尾，黒羽らの実験の追試として，主管にP-101.6φ×3.2 (D/T=31.8) とP-101.6φ×4.2 (D/T=25.4) を用い，弦材管と支管の交角を60°とし，節点の偏心を$\frac{D}{4}$，0，$-\frac{D}{4}$のように変化させた試験体について実験を行うことにした。

1・1 実験概要

1・1・1 試験体

試験体の形状と寸法は，図1-1と表1-1に示すとおりである。試験体記号の最初の文字がA～Gのものは，弦材管に101.6φ×3.2を用いたもので Hは101.6φ×4.2を用いたものである。試験体記号の2番目の文字，I，C，Oは，それぞれ，節点の偏心fが，$-\frac{D}{4}$，0，$\frac{D}{4}$であることを示している。試験体Eのみは，$f=\frac{D}{2}$の試験体を作り，これをE-O'とした。これらの試験体のうち，C-I，C-C，C-Iは，引張支管が圧縮支管より小さい場合を，F-I，F-C，F-Oは，支管の厚みの影響を，H-I，H-C，H-Oは，弦材管の厚みの影響を，それぞれ調べるための試験体である。

なお，支管の管端加工は，自動ガス切断機を用いた（21.2φのみはグラインダーソウによった）。両支管が交叉する場合は，引張支管を下にし

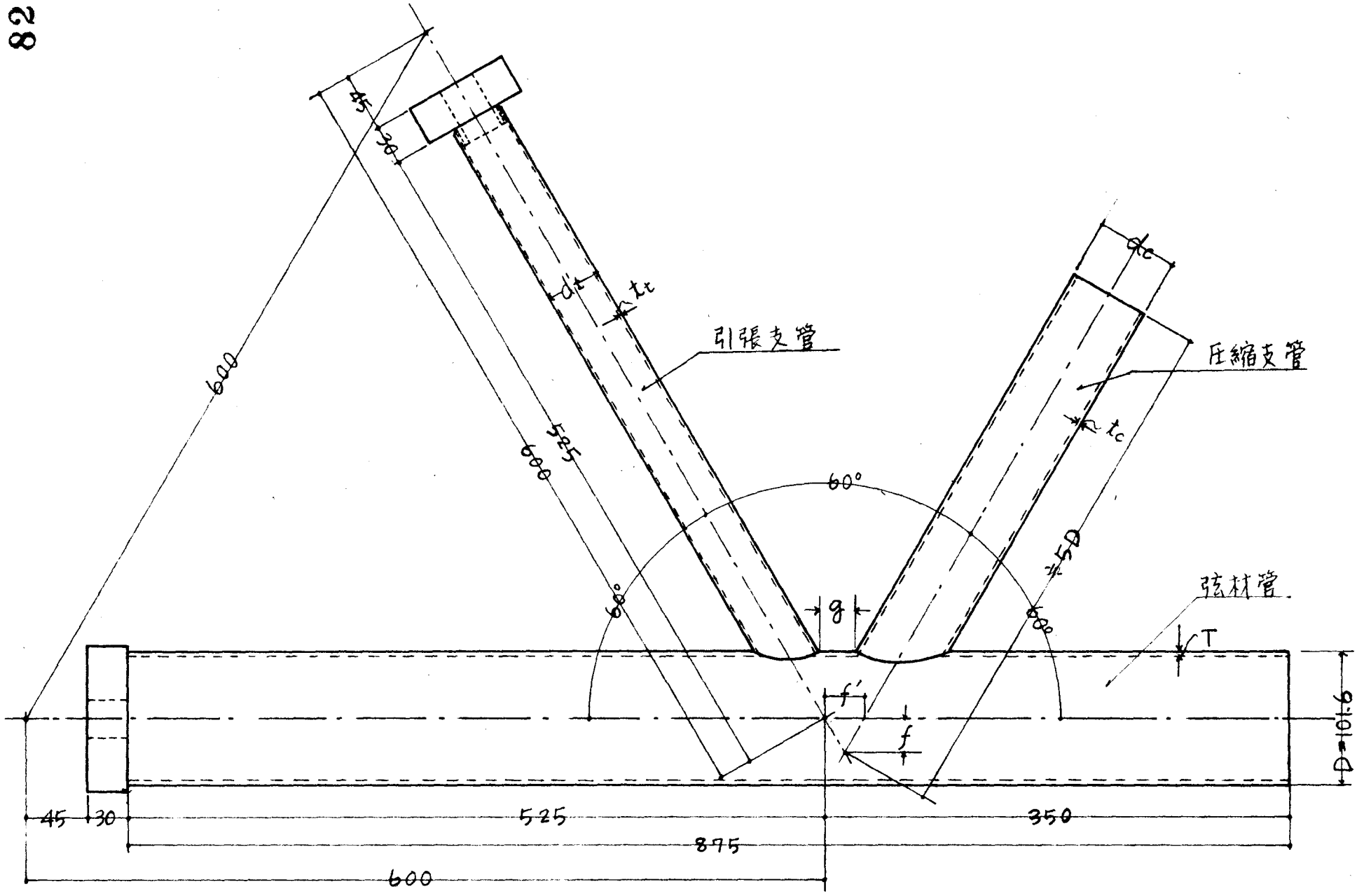

45
30
600
525
600
60°
60°
引張支管
圧縮支管
弦材管
tt
tc
tc
tc
g
T
f'
f
D+10+D
45
30
525
350
875
600

図 1-1 試験体形状

試験体記号	弦材管		圧縮支管		引張支管		偏心	両支管間隙	D/T	dc/tt	dt/tt	dc/D	dt/D
	外径 D mm	管厚 T mm	外径 dc mm	管厚 tc mm	外径 dt mm	管厚 tt mm	f mm	g mm					
A-I	101.6	3.2	27.2	2.6	27.2	2.6	-D/4	-2.1	31.2	10.4	10.4	0.27	0.27
A-C	〃	〃	〃	〃	〃	〃	0	27.4	〃	〃	〃	〃	〃
A-O	〃	〃	〃	〃	〃	〃	D/4	56.8	〃	〃	〃	〃	〃
B-I	〃	〃	42.7	2.4	42.7	2.4	-D/4	-20.1	〃	17.2	17.2	0.42	0.42
B-C	〃	〃	〃	〃	〃	〃	0	9.4	〃	〃	〃	〃	〃
B-O	〃	〃	〃	〃	〃	〃	D/4	38.9	〃	〃	〃	〃	〃
C-I	〃	〃	60.5	2.6	42.7	2.4	-D/4	-30.4	〃	21.0	17.2	0.59	0.42
C-C	〃	〃	〃	〃	〃	〃	0	-0.9	〃	〃	〃	〃	〃
C-O	〃	〃	〃	〃	〃	〃	D/4	28.5	〃	〃	〃	〃	〃
D-I	〃	〃	48.6	3.6	48.6	3.6	-D/4	-26.9	〃	13.5	13.5	0.48	0.48
D-C	〃	〃	〃	〃	〃	〃	0	2.6	〃	〃	〃	〃	〃
D-O	〃	〃	〃	〃	〃	〃	D/4	32.0	〃	〃	〃	〃	〃
E-I	〃	〃	60.5	2.6	60.5	2.6	-D/4	-40.7	〃	21.0	21.0	0.59	0.59
E-C	〃	〃	〃	〃	〃	〃	0	-11.3	〃	〃	〃	〃	〃
E-O	〃	〃	〃	〃	〃	〃	D/4	18.2	〃	〃	〃	〃	〃
E-O′	〃	〃	〃	〃	〃	〃	D/2	47.5	〃	〃	〃	〃	〃
F-I	〃	〃	60.5	3.2	60.5	2.6	-D/4	-40.7	〃	20.0	20.0	0.59	0.59
F-C	〃	〃	〃	〃	〃	〃	0	-11.3	〃	〃	〃	〃	〃
F-O	〃	〃	〃	〃	〃	〃	D/4	18.2	〃	〃	〃	〃	〃
G-I	〃	〃	76.3	3.2	76.3	3.2	-D/4	-59.0	〃	21.6	21.6	0.75	0.75
G-C	〃	〃	〃	〃	〃	〃	0	-29.6	〃	〃	〃	〃	〃
G-O	〃	〃	〃	〃	〃	〃	D/4	-0.1	〃	〃	〃	〃	〃
H-I	〃	4.2	60.5	2.6	60.5	2.6	-D/4	-40.7	24.7	21.0	21.0	0.59	0.59
H-C	〃	〃	〃	〃	〃	〃	0	-11.3	〃	〃	〃	〃	〃
H-O	〃	〃	〃	〃	〃	〃	D/4	18.2	〃	〃	〃	〃	〃

注) 主管，支管の管径，管厚は，公称断面による。

表 1-1 試験体一覧表

その上に圧縮支管を溶接した。溶接条件は，表1-2に示すとうりである。試験体に用いた素材の機械的性質は，表1-3のとうりである。公称101.6φ×3.2の鋼管の中に厚みが3.88 mmのものが混入していたが，これらは，試験結果の一覧表に示す。

溶接棒	ライムチタニヤ系 TB-24(神鋼)
電流	110～130 Amp
電圧	30 volt
接続工	JIS 2級程度

表 1-2 溶接条件

鋼管 (公称)	外径 D mm	管厚 T mm	D/T	断面積 A cm²	降伏点 σy t/cm²	引張強サ σB t/cm²	伸び %
27.2φ×2.6	27.30	2.62	10.4	2.03	4.25	6.06	24.0
34.0φ×2.2	34.00	2.36	14.4	2.35	4.52	4.94	21.6
42.7φ×2.4	42.82	2.49	17.2	3.15	4.08	4.83	28.1
48.6φ×3.6	48.72	3.60	13.5	5.10	3.58	4.00	44.0
60.5φ×2.6	60.17	2.87	21.0	5.17	4.30	4.96	20.2
60.5φ×3.2	60.34	3.03	19.9	5.46	4.40	5.00	21.3
76.3φ×3.2	76.36	3.53	21.6	8.08	4.20	4.99	21.3
101.6φ×3.2	101.46	3.25	31.2	10.03	3.95	4.82	26.5
101.6φ×3.8	101.59	3.88	26.2	11.91	4.01	5.01	26.0
101.6φ×4.2	101.80	4.11	24.8	12.26	4.98	5.61	24.2

注)，101.6φ×3.8は，101.1.6φ×3.2に混入していたものである。
試験片は，27.2φ～48.6φまでが，JIS 11号試験片，60.5φ～101.6φまでがJIS12号試験片であった。
表の値はそれの試験片の平均値である。

表 1-3 素材の機械的性質

1.1.2 実験方法

荷重の載荷は，文献2)3)と同じような装置（図1-2参照）を用いて行った。試験装置の下部は，試験機ベッドの上の剛板によって支持した（文献3)によると，下部にピンを介した支持（載荷I）と，下部に剛板を介した支持（載荷II）による差はほとんど生じていない）。

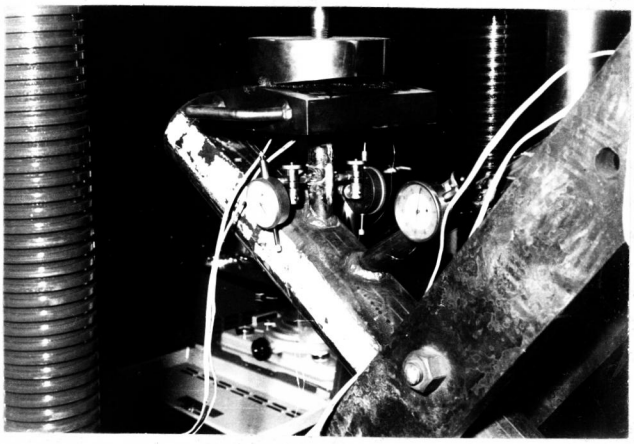


写真 1-1

試験体の変形の測定は従来のような，試験装置に対する相対変位の測定ではなく，図1-3に示す支管の位置の両側にダイアルゲージ（Teclock corporation製，精度1/100 mm，ゲージ表20mm）を固定し，これと，支管と弦材管の管軸の交点に糊づけしたワイヤーを結び，変形を直接測定した（写真1-1参照）。支管には，図1-3に示す位置にWSG（共和電業製 K-10-A1）を貼付して，支管の歪度を測定した。

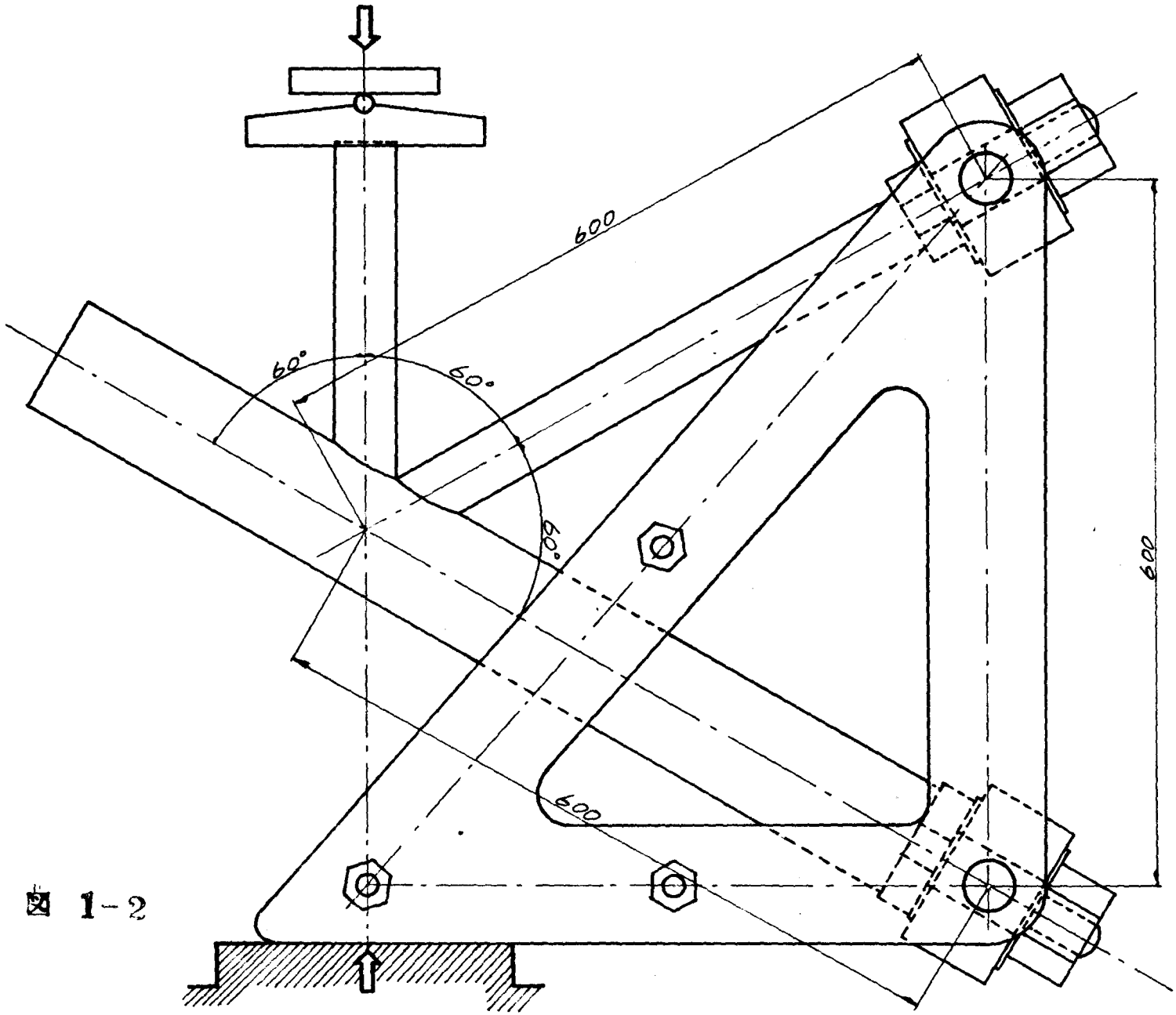
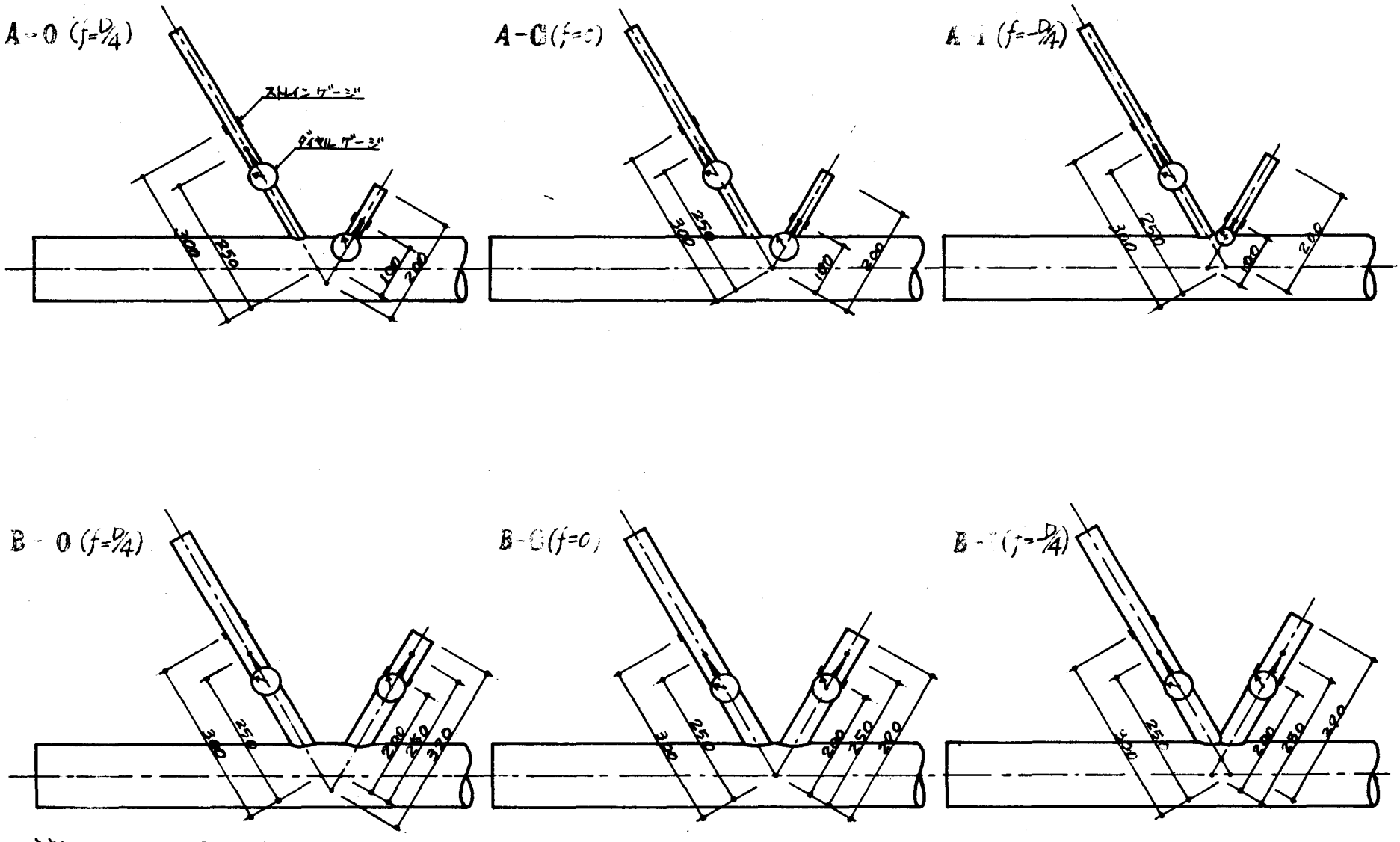


図 1-2



註) C以下はBに同じ

図 1-3　W.S.G.貼布位置，ダイアルゲージ測定間距離

使用試験機は，万能試験機（島津製作所製，最大容量50トンを，10トン，25トン，50トン容量で使用）であった。

1・1・3　実験結果

最大荷重等の一覧表を表1-4(a)ル(c)に示す。　試験体A-C，B-O，D-O，F-O(NO.3)は，圧縮支管のめり込みによって，一度荷重は下り始めるが，弦材管の大変形後，再度荷重が上昇し，初めの極値より高い荷重に達したのち，引張支管脚部の溶接部に亀裂が生じて破壊した。　圧縮支管のめり込みによって，弦材管は既にかなりの変形を生じているので，初めの極値を最大荷重と見なして，その値を表1-4の最大荷重の欄に示した。　（）内の値は，最後に引張支管脚部の溶接部に亀裂が生じて破壊した時の最大値を示したものである。　表中の，節点安全率，節点効率の定義は後に説明する。

試験体の荷重変形曲線は，支管が変化しても，その定性的な傾向はそれほど変らないので，ここでは代表的なものとして，試験体Eを選び，これの荷重変形曲線を，図1-4，5，に示す。　変形の定量的な検討については、第2章で述べる。　なお，図中のSGは，支管に貼付したWSGによって測定した歪度（2枚の平均値）に，測定点間距離（図1-3参照）をかけたものである。その他は，ダイアルゲージによって測定した変形である。

試験体の破壊後の状態の代表的なものを，写真1-2～写真1-11に示す。

試験体	番号	弦材管	圧縮支管	引張支管	最大荷重 Pm ton	節点安全率 η	節点効率 e %	破壊状態
A－I	1	101.6×3.8	27.2×2.6	27.2×2.6	10.0	1.23	98.4	圧縮支管面内座屈
	2	101.6×3.2	〃	〃	8.4	1.05	85.9	圧縮支管僅かにめり込み，引張支管破断
	3	〃	〃	〃	8.7	1.08	89.0	〃　〃
A－C	1	101.6×3.2	〃	〃	5.5 (7.7)	0.69(0.96)	56.2 (78.7)	圧縮支管めり込み，　引張支管脚部亀裂
	2	〃	〃	〃	6.0 (8.6)	0.75(1.07)	61.4 (87.9)	〃　〃
	3	〃	〃	〃	5.7	0.71	58.2	〃　〃
	4	〃	〃	〃	5.9 (6.8)	0.74 (0.85)	60.3 (69.5)	〃　〃
A－O	1	101.6×3.2	〃	〃	5.3	0.66	54.2	圧縮支管めり込み
	2	〃	〃	〃	6.8	0.85	69.5	〃
	3	〃	〃	〃	5.5	0.69	56.2	〃
	4	〃	〃	〃	6.2	0.78	63.4	〃
B－I	1	101.6×3.2	42.7×2.4	42.7×2.4	13.2	1.06	87.0	圧縮支管僅かにめり込み，圧縮支管面内座屈，両支管脚部局部変形
	2	〃	〃	〃	13.1	1.05	86.3	〃　〃　〃
	3	〃	〃	〃	12.8	1.03	84.3	圧縮支管面内座屈
B－C	1	101.6×3.2	〃	〃	10.4	0.84	68.5	圧縮支管めり込み，圧縮支管根本局部変形，引張支管脚部亀裂
	2	〃	〃	〃	10.0	0.80	65.9	〃　〃
	3	〃	〃	〃	10.6	0.85	69.8	〃　〃
B－O	1	101.6×3.2	〃	〃	7.9 (10.2)	0.64(0.82)	52.0(67.2)	圧縮支管めり込み，圧縮支管根本局部変形
	2	101.6×3.8	〃	〃	9.9 (11.7)	0.78(0.93)	65.2(77.1)	〃　〃
	3	101.6×3.2	〃	〃	8.2 (12.1)	0.66(0.97)	54.0(79.7)	〃　〃
C－I	1	101.6×3.2	60.5×2.6	42.7×2.4	12.1	0.97 [0.59]	79.7	引張支管脚部破断
	2	〃	〃	〃	15.7	1.26 [0.77]	103.4	〃
	3	〃	〃	〃	15.9	1.28 [0.78]	104.7	〃
C－C	1	101.6×3.2	〃	〃	15.0	1.21 [0.73]	98.8	圧縮支管僅かにめり込み，引張支管脚部亀裂
	2	101.6×3.8	〃	〃	14.8	1.17 [0.71]	93.8	引張支管破断　　圧縮支管脚部局部座屈
	3	101.6×3.2	〃	〃	14.2	1.14 [0.70]	93.5	引張支管脚部破断
C－O	1	101.6×3.8	〃	〃	12.8	1.01 [0.63]	81.1	圧縮支管めり込み，引張支管脚部溶接部亀裂
	2	101.6×3.2	〃	〃	11.2	0.90 [0.55]	79.0	〃　〃
	3	〃	〃	〃	11.2	0.90 [0.55]	79.0	〃　〃

C型の安全率の欄の［ ］内の値は圧縮支管を基準にとった場合の値である。

表 1－4 (a)

試験体	番号	弦材管	圧縮支管	引張支管	最大荷重 P_{max} ton	節点重全率 η	節点効率 e %	破壊状態
D-1	1	101.6×3.2	48.6×3.6	48.6×3.6	17.5	0.87	71.2	圧縮支管めり込み，圧縮支管面内座屈
	2	〃	〃	〃	17.0	0.84	69.2	〃　〃　面外座屈
	3	101.6×3.8	〃	〃	17.4	0.86	70.8	圧縮支管面内座屈
D-C	1	101.6×3.2	〃	〃	13.4	0.67	54.5	圧縮支管めり込み　引張支管脚部亀裂
	2	〃	〃	〃	14.5	0.72	52.9	〃　〃
	3	〃	〃	〃	13.0	0.65	71.2	〃　〃
D-O	1	〃	〃	〃	9.3 (10.0)	0.46 (0.50)	37.8 (40.7)	圧縮支管めり込み　引張支管脚部亀裂
	2	〃	〃	〃	8.6 (8.8)	0.43 (0.44)	35.0 (35.8)	〃　〃
	3	〃	〃	〃	8.0 (8.5)	0.40 (0.42)	32.5 (34.6)	〃　〃
E-1	1	101.6×3.8	60.5×2.6	60.5×2.6	19.8	0.96	76.4	圧縮支管めり込み，両支管相貫部局部変形
	2	101.6×3.2	〃	〃	18.9	0.93	75.8	〃　〃
	3	〃	〃	〃	18.8	0.92	75.4	〃　〃
E-C	1	〃	〃	〃	17.0	0.83	68.2	圧縮支管めり込み　圧縮支管脚部局部変形
	2	〃	〃	〃	16.5	0.81	66.2	〃　〃
	3	〃	〃	〃	16.3	0.80	65.4	〃　〃
E-O	1	〃	〃	〃	11.0	0.54	44.1	圧縮支管めり込み，引張支管脚部亀裂
	2	〃	〃	〃	11.3	0.55	45.3	〃
	3	〃	〃	〃	11.8	0.58	47.4	引張支管溶接部破断
E-O′	1	101.6×3.8	〃	〃	13.3	0.65	53.3	圧縮支管めり込み
	2	〃	〃	〃	13.3	0.65	53.3	〃
	3	101.6×3.2	〃	〃	9.9	0.41	39.7	〃
F-1	1	101.6×3.8	60.5×3.2	60.5×3.2	21.0	0.96	76.8	圧縮支管脚部局部変形
	2	101.6×3.2	〃	〃	18.6	0.86	70.7	〃　引張支管溶接部亀裂
	3	〃	〃	〃	19.0	0.88	72.2	〃
F-C	1	〃	〃	〃	18.6	0.86	70.7	圧縮支管面外座屈，　圧縮支管僅かにめり込み
	2	101.6×3.8	〃	〃	20.8	0.95	76.0	圧縮支管めり込み，圧縮支管脚部局部座屈 引張支管脚部亀裂
	3	〃	〃	〃	20.9	0.95	76.4	〃　〃
F-O	1	101.6×3.2	〃	〃	12.4	0.57	47.1	圧縮支管めり込み，引張支管脚部破断
	2	〃	〃	〃	12.1	0.56	46.0	〃　〃
	3	〃	〃	〃	10.3 (11.5)	0.48 (0.53)	39.1 (43.7)	〃　〃

表 1-4 (b)

試験体	番号	弦材管	圧縮支管	引張支管	最大荷重 Pm ton	節点安全率 η	節点効率 e %	破壊状態
G-I	1	101.6×3.8	76.3×3.2	76.3×3.2	28.0	0.86	69.2	両支管相貫部局部変形　圧縮支管めり込み
	2	101.6×3.2	〃	〃	25.6	0.80	65.7	〃　〃
	3	〃	〃	〃	25.2	0.79	64.7	〃　〃
G-C	1	101.6×3.8	〃	〃	27.0	0.83	66.7	〃　〃
	2	101.6×3.2	〃	〃	23.7	0.74	60.9	〃　〃
	3	〃	〃	〃	24.0	0.75	61.6	〃　〃
G-O	1	〃	〃	〃	21.0	0.66	53.9	圧縮支管めり込み　引張支管脚部亀裂
	2	〃	〃	〃	20.9	0.65	53.7	〃　〃
	3	〃	〃	〃	20.7	0.65	53.7	〃　〃
H-I	1	101.6×4.0	60.5×2.6	60.5×2.6	21.1	0.82	72.8	両支管相貫部局部変形　圧縮支管僅かにめり込み
	2	〃	〃	〃	21.0	0.82	72.4	〃　〃
	3	〃	〃	〃	19.9	0.77	68.6	〃　〃
H-C	1	〃	〃	〃	20.9	0.81	72.1	圧縮支管垂内座屈
	2	〃	〃	〃	22.3	0.87	76.9	〃
	3	〃	〃	〃	21.4	0.83	73.8	〃
H-O	1	〃	〃	〃	17.9	0.70	61.7	圧縮支管めり込み　引張支管脚部亀裂
	2	〃	〃	〃	18.6	0.72	64.1	〃　〃
	3	〃	〃	〃	17.7	0.69	61.0	〃　〃

表 1-4 (C)

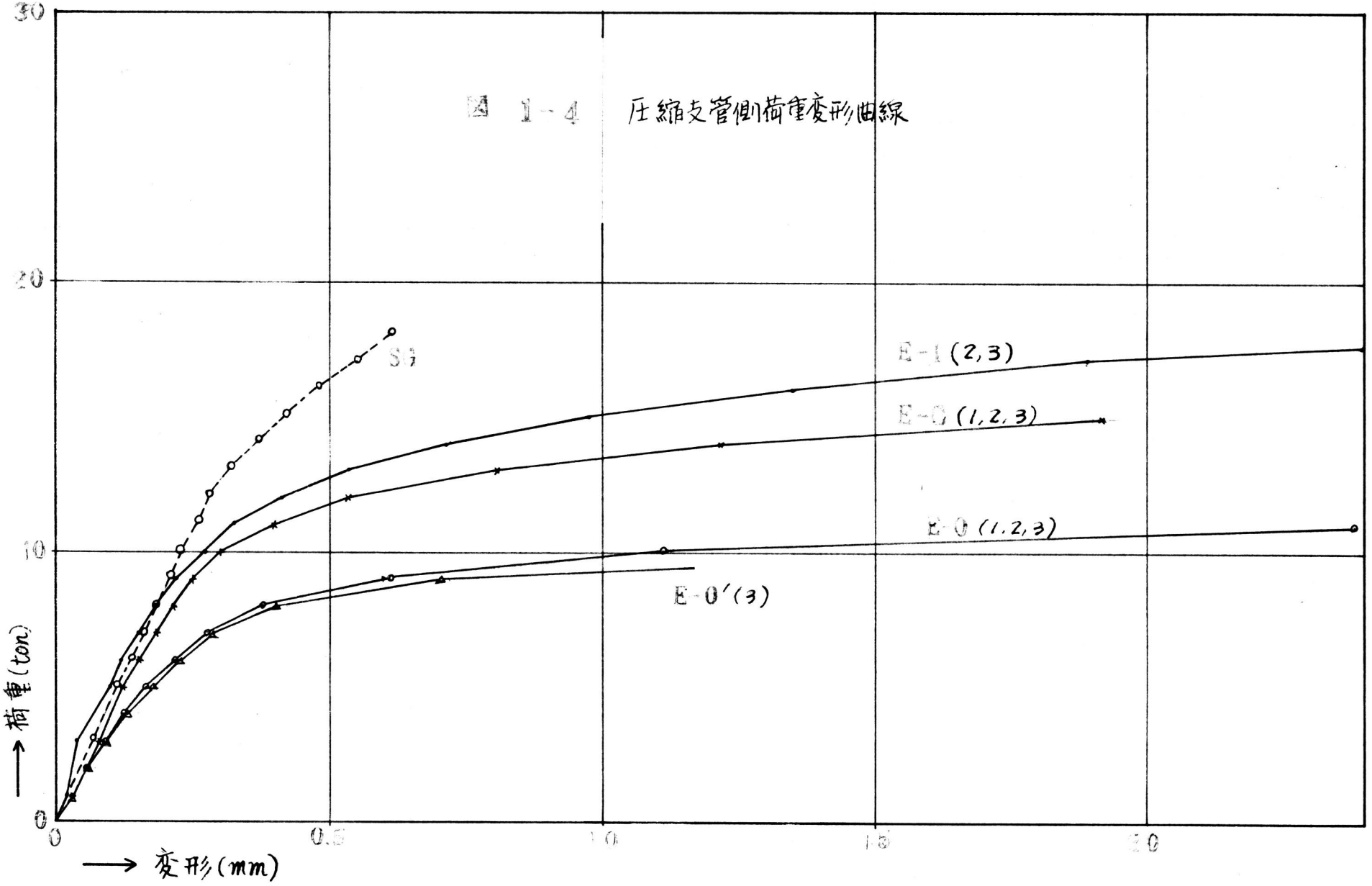


図 1-4 圧縮支管側荷重変形曲線

図 1-5 引張支管側荷重変形曲線

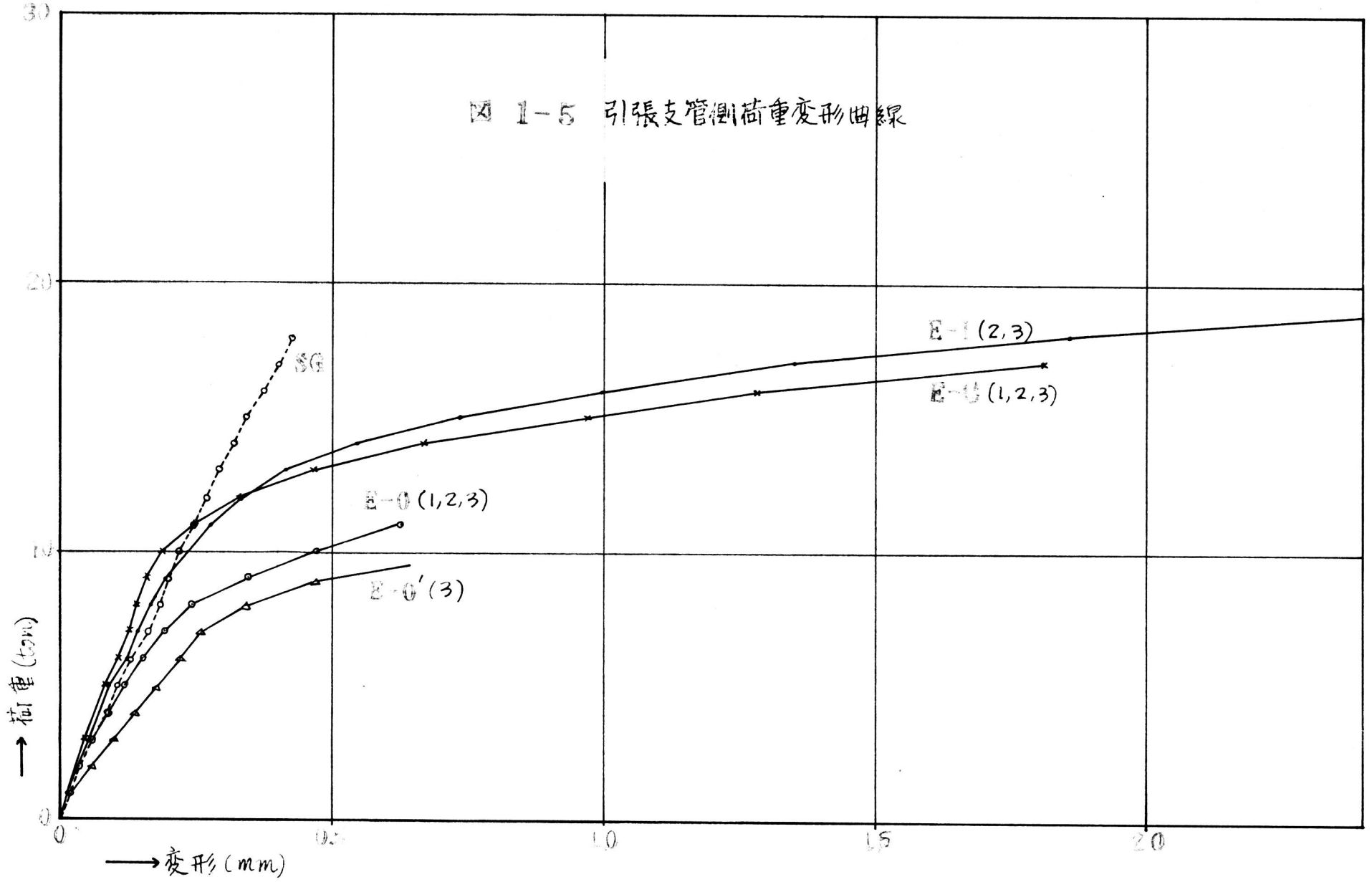




写真1-2 (B-I)



写真1-3 (B-C)



写真1-4 (B-0)



写真1-5 (C-I)



写真1-6 (C-C)



写真1-7 (C-0)



写真1－8（E-I）



写真1－9（E-C）



写真1－10（E-0）



写真1－11（E-0′）

1・2 節点の形状変化の影響について

1・2・1 節点の偏心による影響

節点の偏心 f が，試験体に与える2次応力が，節点の挙動にどの程度影響するかは，この実験によっても明らかではなかったが，文献3)の実験では，試験装置下部にピンを介した載荷Ⅰ（圧縮支管は剪断力と曲げモーメントを受けない）と，試験装置下部に剛板を介した載荷Ⅱ（圧縮支管は剪断力と曲げモーメントを受ける）によって，節点の挙動に明瞭な差は見出せなかった。従って，このような2次応力よりも，節点の偏心による節点の形状変化が，節点の挙動におよぼす影響の方がはるかに大きいと思われる。ここでは，節点の偏心 f による，両支管の間隙 g の変化に注目して，節点の挙動を考察しようと思う。

表1-4，および，試験体の崩壊後の写真を見て明らかなように，節点の崩壊の原因となる現象は，両支管が交叉しているかどうかによって著しく異なる。偏心 f が同じであっても，支管径が変れば g は変化し，崩壊のモードは変ってしまう。そこで，節点の崩壊に到るまでの挙動を g の変化によって分類すると次のようになる。

(1) $g \geq 47.5^{mm}$ (A-0, E-0')

圧縮支管のめり込みが顕著で，これによって崩壊する。(写真1-11参照)

(2) $38.9^{mm} \geq g \geq 27.4^{mm}$ (A-C, B-0, D-0)

圧縮支管のめり込みによって一度荷重は下り始めるが，主管の局部変形がある程度進むと，再度荷重は上昇し，初めの極値よりも高い荷重において，引張支管溶接部のToeに亀裂が生じて，荷重は増加し得なくなる。(写真1-4参照)

(3) $18.2^{mm} \geq g \geq -0.1^{mm}$ (B-C, C-0, D-C, E-0, F-0, G-0, H-0)

圧縮支管のめり込みによる弦材管の局部変形が，可視的に大きくなる

のとほとんど前後して，引張支管脚部溶接部のToeに亀裂が生じる。（写真1-3，1-10，参照）

(4) $-2.1^{mm} \geq g \geq -20.1^{mm}$ (A-I, B-I, C-I, C-C, E-C, F-C, H-C)
圧縮支管脚部の局部座屈（写真1-6，9参照），または曲げ座屈（写真1-2参照），および，引張支管脚部溶接部Toeの破断（写真1-5），または母材破断によって破壊する。

(5) $-26.9^{mm} \geq g$ (D-I, E-I, F-I, G-C, G-I, H-I)
両支管の交叉部で，両支管の管壁と，弦材管の管壁が局部変形を生じて破壊する。（写真1-8，1-9参照）

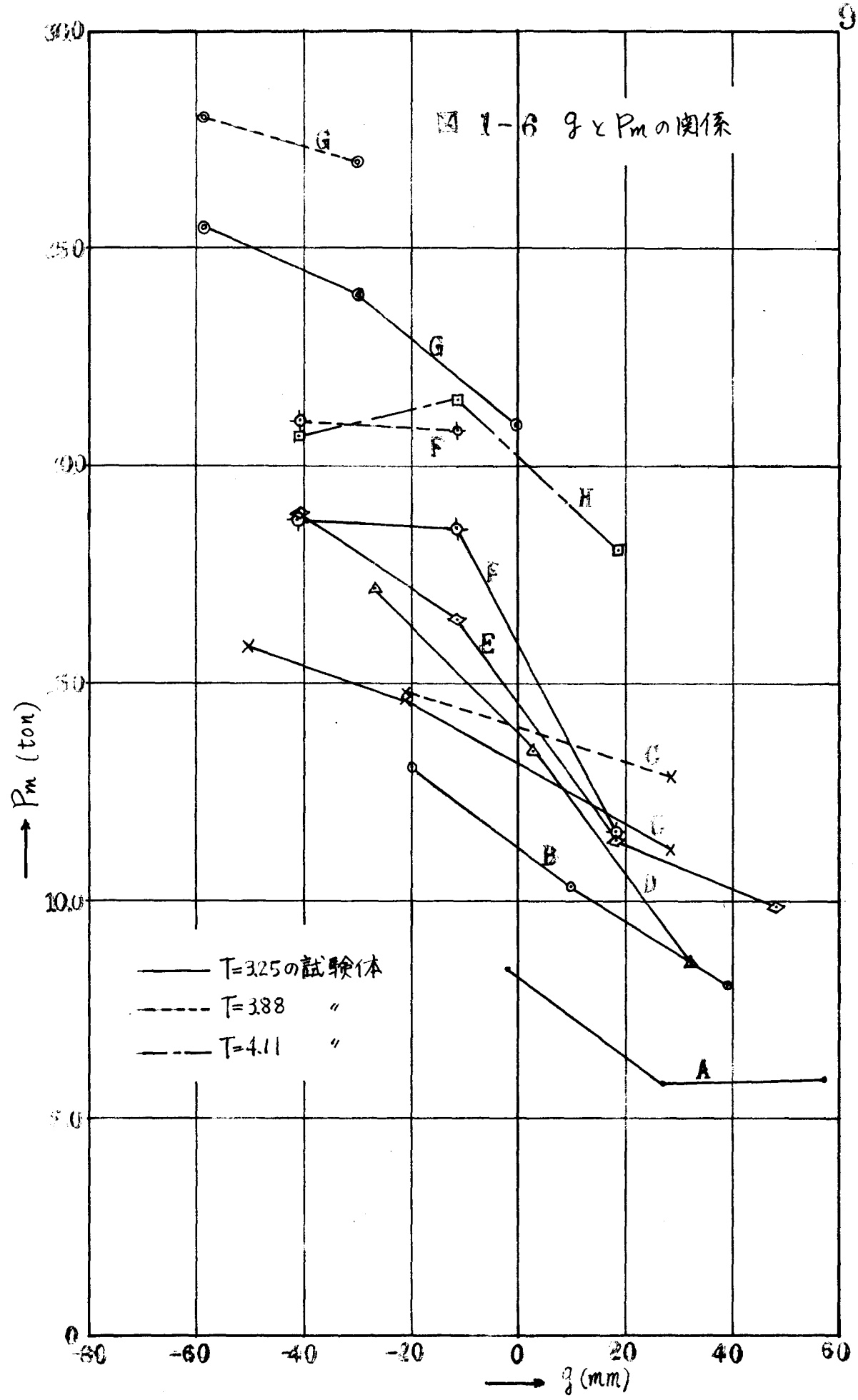
各種試験体について，その最大荷重とgの関係を図上にプロットし，直線で結ぶと，図1-6のようになる。gが負の方向に大きくなるほど最大荷重が大きくなるという傾向は，この実験でも明らかである。

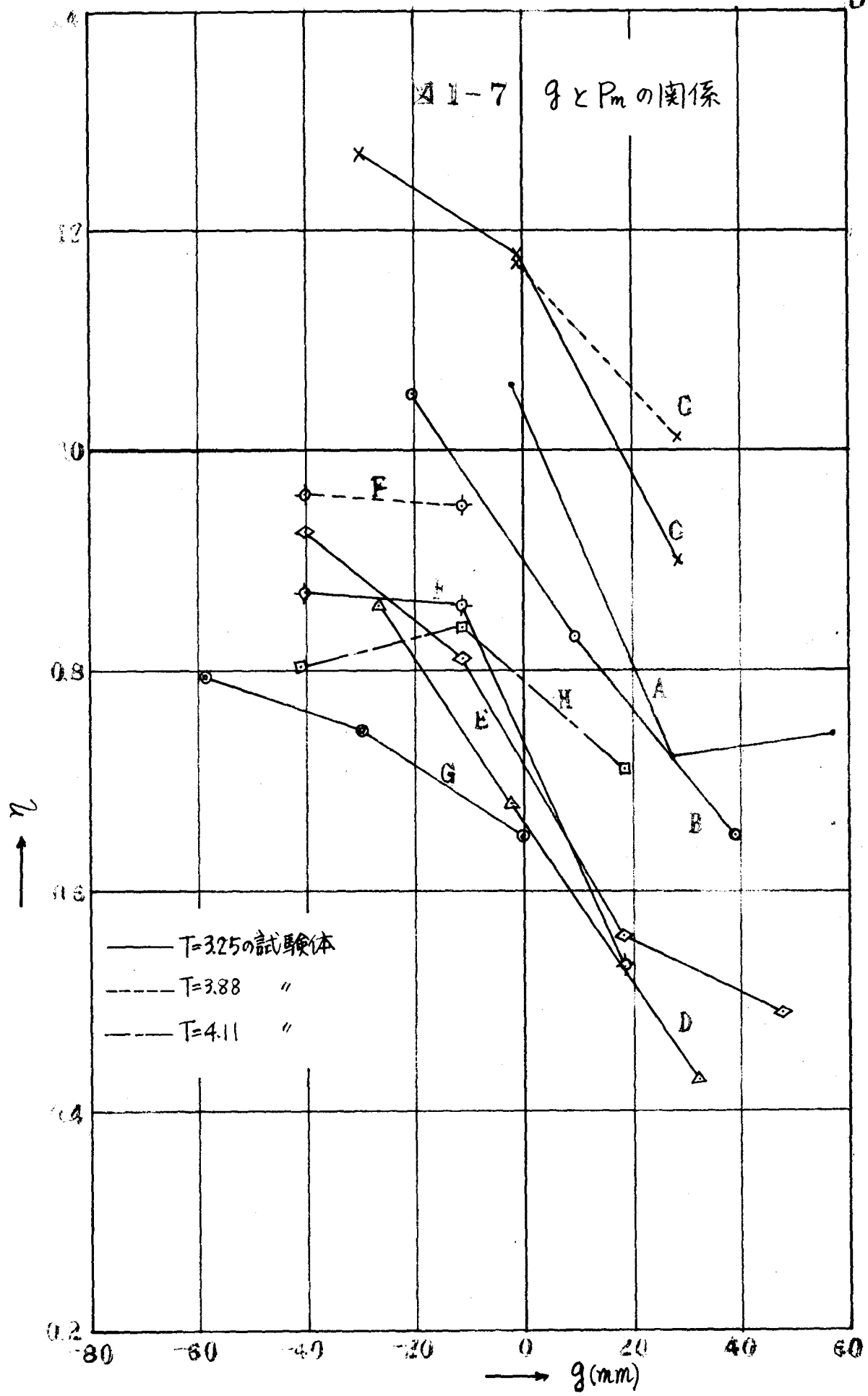
次にこれらの最大荷重を効率の形に無次元化して比較してみよう。文献3)に定義された節点効率を，本実験の場合に適用すると，本実験の試験体の部材交角は60°で，2次応力等を無視すると，3つの部材軸力が等しくなるはずであるから，

$$e = \frac{P_m}{\mathrm{Min.}\{A_m, A_{cb}, A_{tb}\}\sigma_{bm}} \times 100\ (\%) \qquad (1-3)$$

で表わされる。ここに，P_mは試験体の最大荷重，A_m, A_{cb}, A_{tb}はそれぞれ，弦材管，圧縮支管，引張支管の断面積，σ_{bm}は主管素材の引張強さである。(1-3)によって求めた節点効率は表1-4(a)~(c)に示した。

しかし，この節点効率eは，最大荷重P_mの，弦材管または支管の破断荷重に対する比率であるから，節点が弦材管の局部変形によって崩壊する場合には，不適当であると思われる。何故ならば，主管の局部変形で崩壊する節点の最大荷重は，主管素材の降伏点に比例すると考えられるから，例えばσ_{bm}が同じでも，降伏比(σ_0/σ_b)の異なる主管を用いれば，eの値


図 1-6 g と Pm の関係
G
G
F
H
E
C
B
D
A
T=3.25の試験体
T=3.88 〃
T=4.11 〃
Pm (ton)
g (mm)
-80
-60
-40
-20
0
20
40
60
10.0
0


図1-7 gとPmの関係
1.2
1.0
0.8
0.6
0.4
0.2
η
-80
-60
-40
-20
0
20
40
60
g(mm)
A
B
C
C
D
E
F
G
H
T=3.25の試験体
T=3.88 〃
T=4.11 〃

は変化する。従って，弦材管の局部変形で崩壊する節点の強度の無次元量としてのeは，主管素材の機械的性質に対して一般性がないと云えよう。そこで，ここでは，主管素材の降伏点を基準とする，もう1つの効率（節点安全率ηと呼ぶことにする）を定義する。すなわち，

$$\eta = \frac{P_m}{\mathrm{Min}[A_m, A_{cb}, A_{tb}]\sigma_{ym}} \qquad (2-4)$$

ここに，σ_{ym}は主管素材の降伏点。

ここにηを節点安全率と呼ぶのは，一般に，部材の許容耐力は降伏荷重を基準にして決める事が多いからである。

このようにして求めたηの値とgの関係を図上にプロットすると，図1-7のようになる。試験体Cのηが特に大きいのは，圧縮支管より引張支管の方が小さく，(2-4)式の分母が小さくなるからである。試験体Dのηが小さいのは，支管の厚みが比較的厚く，(2-4)式の分母が大きくなるからである。

1.2.2 支管変化の影響

既に1.2.1で述べたように，節点の破壊性状は，偏心fによって分類するよりも，両支管の間隙gによって分類する方が妥当である。しかし，本実験では，fを3種類に固定したため，支管径が変ればgも変化し，gが一定の状態での支管径変化の影響は調べることが出来なかった。gを一定に保った状態で，支管径の変化が，節点の挙動におよぼす影響については第2章で述べることにし，ここでは，大体の傾向を推定するにとどめる。図1-6と図1-7から，支管変化の影響について次のことがわかる。

(1). 図1-6を見ると，明らかに支管径の大きい試験体ほどP_mは大きくなっている。しかし，図1-7のηの値を見ると，大体，支管径の大きい試験体ほどηは低下している（特に支管厚の厚い試験体Dは例外である）。

(2) 図1-6で，圧縮支管が等しく，引張支管の異なる，試験体Cと試験体Eを比較すると，弦材管の局部変形によって崩壊したC-0とE-0はほとんど同じP_mをとる。即ち，引張支管の影響が小さいことが再確認された。

(3). 図1-6で，支管厚の異なる，試験体Eと試験体Fを比較すると，弦材管の局部変形によって崩壊したE-0とF-0のP_mはほとんど等しい。即ち，支管厚の影響は小さいことが再確認された。

1・2・3 弦材管の厚み変化の影響，

本実験では，弦材管の厚みは3種類（意図せずして混入した101.6φ×3.3を含む）にすぎないので，主管厚みの影響の定量的な検討は十分に行い得ないが，一応の目安をつかむために，φ20の試験体についてその強度と厚みの関係を比較してみよう。強度を比較する試験体と，それらの最大荷重等は，表1-5に示す。

試験体記号	T mm	σ_y t/cm²	P_m ton	P_m/σ_y cm²
B-0 (NO.1,3の平均)	3.25	3.87	8.1	2.08
B-0 (NO.2)	3.88	4.01	9.9	2.47
E-0′ (NO.3)	3.25	3.87	9.9	2.56
E-0′ (NO.1,2の平均)	3.88	4.01	13.3	3.32
E-0 (NO.1,2,3の平均)	3.29	3.87	11.4	2.94
H-0 (NO.1,2,3の平均)	4.11	4.96	18.1	3.64

表 1-5

主管厚3.25mmを持つ試験体を基準にとり，これの管厚をT_c，最大荷重をP_{m0}，主管素材の降伏点をσ_{y0}として

$$\frac{T}{T_0}=t \qquad \frac{P_m/\sigma_y}{P_{m0}/\sigma_{y0}}=P$$

とおく。いま，tとPの関係を図上にプロットすると，図1-8のようになる。図上には，$P=t$の直線と$P=t^2$の曲線を比較のために示した

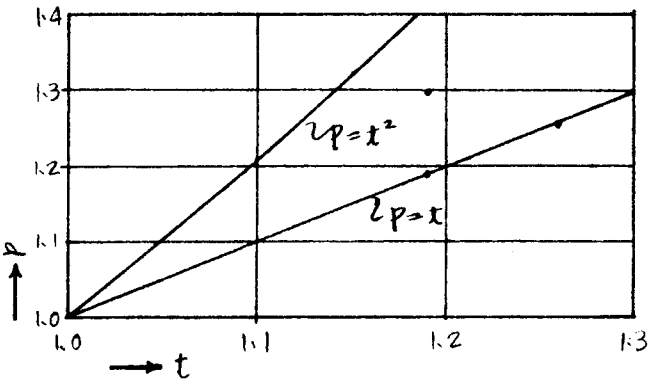


図 1-8

この図を見ると，表1-5に示した値から得られる（t, p）は p=t と p=t² の間にあり，むしろ p=t に近いことがわかる。もし，第1篇の十字型接合部のように，管周方向の降伏点の応力を用いれば，図1-8は，また変化するものと考えられる。いずれにしても資料が少ないので，これらの関係から結論を出すのは早計であるが，K型トラス節点の強度は、十字型接合部のように T^2 には比例せず，Tの1乗と2乗の中間値に比例するのではないかという事が推定出来る。弦材管厚の影響についての詳しい検討は第2章で行う。

1・2・4 溶接部の強度

試験体 C-C（No.1, 3），C-I（No.1,2,3）は引張支管脚部の溶接部で破断した。これらの節点効率は，C-I（No.2, 3）を除いては，いずれも100％よりも小さいが，(1-2)式の σ_{bm} は，主管素材の引張強さ（4.82 t/cm²）であるから，この σ_{bm} を，STK41に要求される最小の引張強さ（4.1 t/cm²）にとると，試験体 C-I（No.1）を除いて全て100％よりも大きくなる。C-I（No.1）の節点効率も93.7％となって，特に溶接部に大きな欠陥があったとは考えられない。

試験体 B-C, C-O, D-C, E-O, F-O, G-O, H-O では，圧縮支管のめり込みが可視的になるのとほとんど同時に，引張支管脚部の圧縮支管側の溶接熱影響部に亀裂を生じた。亀裂部の状態は、脆い破面を示しているので，この部分の靭性が大きければ，1・2・1の崩壊モードの分類(2)(p.95)のように，再度荷重は上昇するのではないかと思われる。

まとめ

本実験から得られた節点の性状の定性的傾向は，まえがきで述べた，既往の研究の結果を，再確認させるものであった。　本実験によって新しく判明した現象は，次のとうりである。

(1) 本実験のように，主管の管径/管厚比が大きい場合（D/T=31.8）で，g/Dが0.3～0.4の場合は，弦材管の局部変形によって荷重は一度下り始めるが変形がかなり大きくなると，再度荷重は上昇し，初めの極値よりも高荷重に達した後に，引張支管脚部に亀裂が生じて崩壊する。

(2) 一般に市販されている程度の管径管厚比を持つ支管を用いれば，支管径の大きいほど節点安全率は減少する傾向にある。

(3) gが負の方向に大きくて，両支管の交叉部が局部変形して崩壊する場合にも，弦材管の厚みの影響は大きい。

以上のように，本実験によって，既往の研究成果の再確認をし，更にいくつかの新しい現象を知ることが出来たが，定量的に現象をつかむには，まだまだ資料が不足している。　しかし，本実験の結果から，今後の節点の性状を定量的に把握するための実験計画について，いくつかの知識を得ることが出来た。　これらを列記すると次のとうりである。

(1) 節点の崩壊のモードは，節点の偏心が一定であっても，両支管の間隙gによって著しく異なる。　従って，偏心fよりも，両支管の間隙gを変化させた試験体の実験を行う必要がある。

(2) 両支管の間隙gを負にして，両支管を交叉させれば，節点の強度はg≧0の場合より強くなるが，実際には，支管管端の加工手間を省くために，gを正にすることが圧倒的に多い。　従ってg>0の場合について，節点の挙動をもっと調べる必要がある。

(3). 節点の強度を低下させる最も主要な原因は，弦材管の局部変形であろうが，この現象に最も大きな影響をおよぼす因子である弦材管の厚みの影響をもっと調べる必要がある。

第2章　両支管が重ならないトラス節点の実験

まえがき

第1章では，鷲尾，黒羽らの実験の追試を，鷲尾，黒羽らの用いた試験体よりも，弦材管の管径管厚比D/tの大きい試験体について行った結果を述べた。　本実験では，節点の性状をより定量的に調べるために，第1章の実験から得られた知識を基にして，次のような実験計画をたてた。

(1). 両支管の間隙gは0より大とする。　何故ならば，節点安全率，節点効率が著しく低下するのは，g≧0で，主管が局部変形を生じて崩壊する場合であり，しかも実際の節点は，支管管端の加工手間を少なくするために g>0とする場合が圧倒的に多いからである。　g<0の場合は，一般にg≧0の場合よりも安全側である。

(2). 節点の挙動に影響するパラメターとしては，弦材管の管径管厚比D/t，圧縮支管と弦材管の管径比d/D，両支管の間隙g，弦材管と圧縮支管の交角θ1を選ぶ。　前章で述べたように，引張支管は，g>0の場合には節点の挙動にほとんど影響しないので，ここでは，引張支管は圧縮支管と同じものを用い，弦材管と引張支管の交角は約60°に固定する。

(3). T型接合部の実験を行って，トラス節点とその強度を比較する。

以上のような実験計画に基いて実験を行い，各パラメターと節点の挙動の定量的な関係を求め，従来の実験結果と比較することにした。

2・1　実験概要

2・1・1　試験体

試験体は，各パラメターの影響を個別的に調べるために，次の5つの系列にわけた。

系列1　θ_1, θ_2, g/D, d/Dが一定で, D/Tを変化させた試験体

系列2　θ_1, θ_2, g/D, D/Tが一定で, d/Dを変化させた試験体

系列3　θ_2, g/D, d/D, D/Tが一定で, θ_1を変化させた試験体

系列4　θ_1, θ_2, d/D, D/Tが一定で, g/Dを変化させた試験体

系列5　トラス節点と比較するための T 型接合部試験体

ここに, θ_1：　圧縮支管と弦材管の交角

θ_2：　引張支管と弦材管の交角

g：　両支管の間隙

D：　弦材管の外径

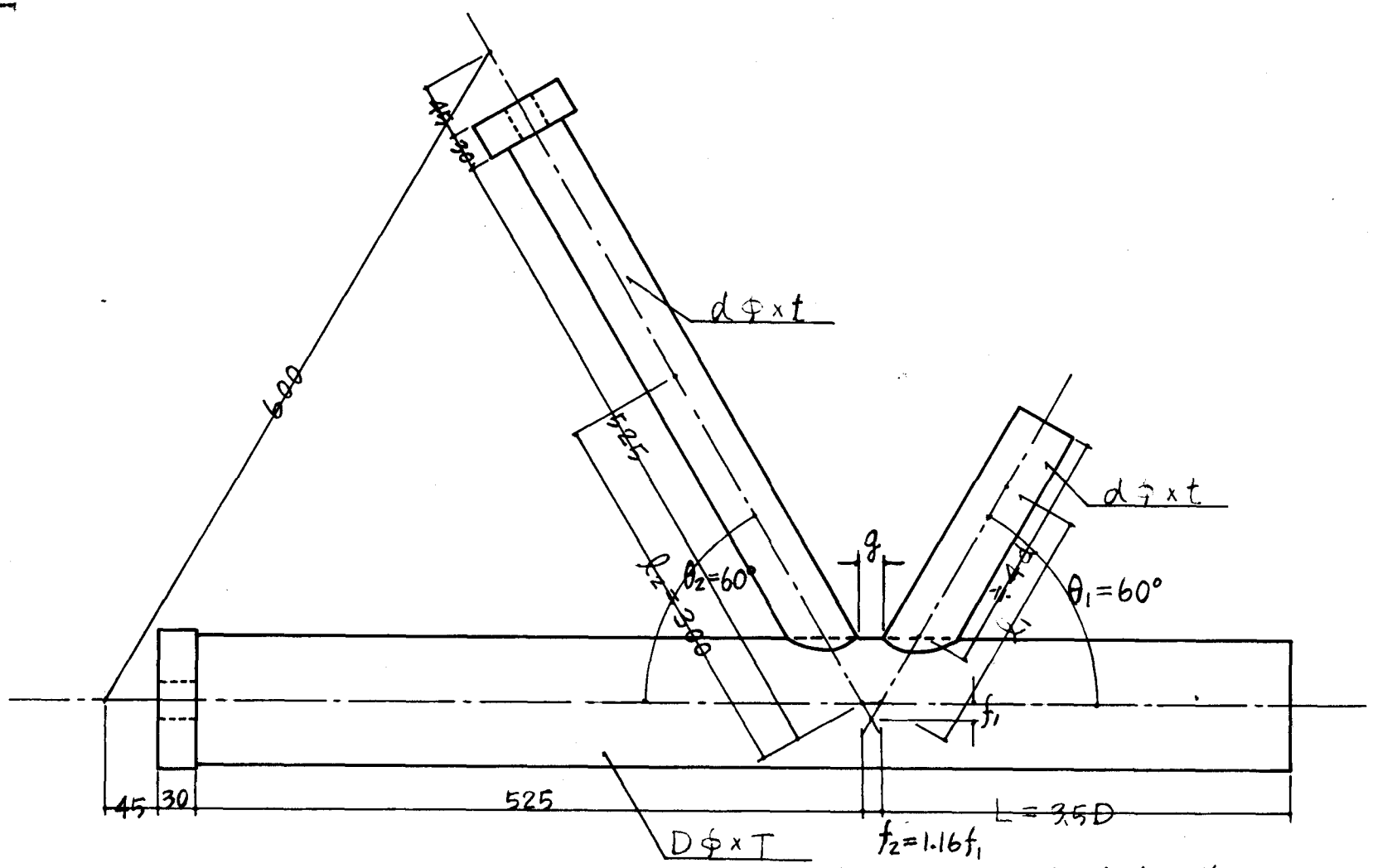
d：　支管の外径

T：　弦材管の管厚

これらの試験体の形状寸法は, 図2-1～図2-6, および表2-1に示すとおりである。　系列3のθ_2は, 58.5° から 64° まで変化しているが, これは, 圧縮支管と弦材管の管軸の交点を円形載荷装置の中心になるようにするために, 止むを得ずこうなったもので, 意図して変化させたものではない（文献5）によると, θ_2の変化は, 節点の挙動にほとんど無関係である）。系列5の試験体 T-I-32-E-60° と, T-I-32-E-60°は, 主管管端の隔板を, 支管に平行に溶接した場合と, 主管管軸に直角に溶接した場合を比較するためのものである。

なお, 系列2～4のうちの, K-I-32-B-20, K-I-32-C-20, K-I-32-E-20 と K-I-32-E-20-60°, および K-I-32-F-20 は, それぞれ共通の試験体である。

試験体の溶接条件は, 表2-2に, 試験体に用いた主管素材の機械的性質は表2-3に示すとおりである。



注) ℓ_1, ℓ_2 は差動トランスによる変位測定長

図 2-1 試験体形状（系列 1,2,4 および 系列 3 の K-I-32-E-20-60°）

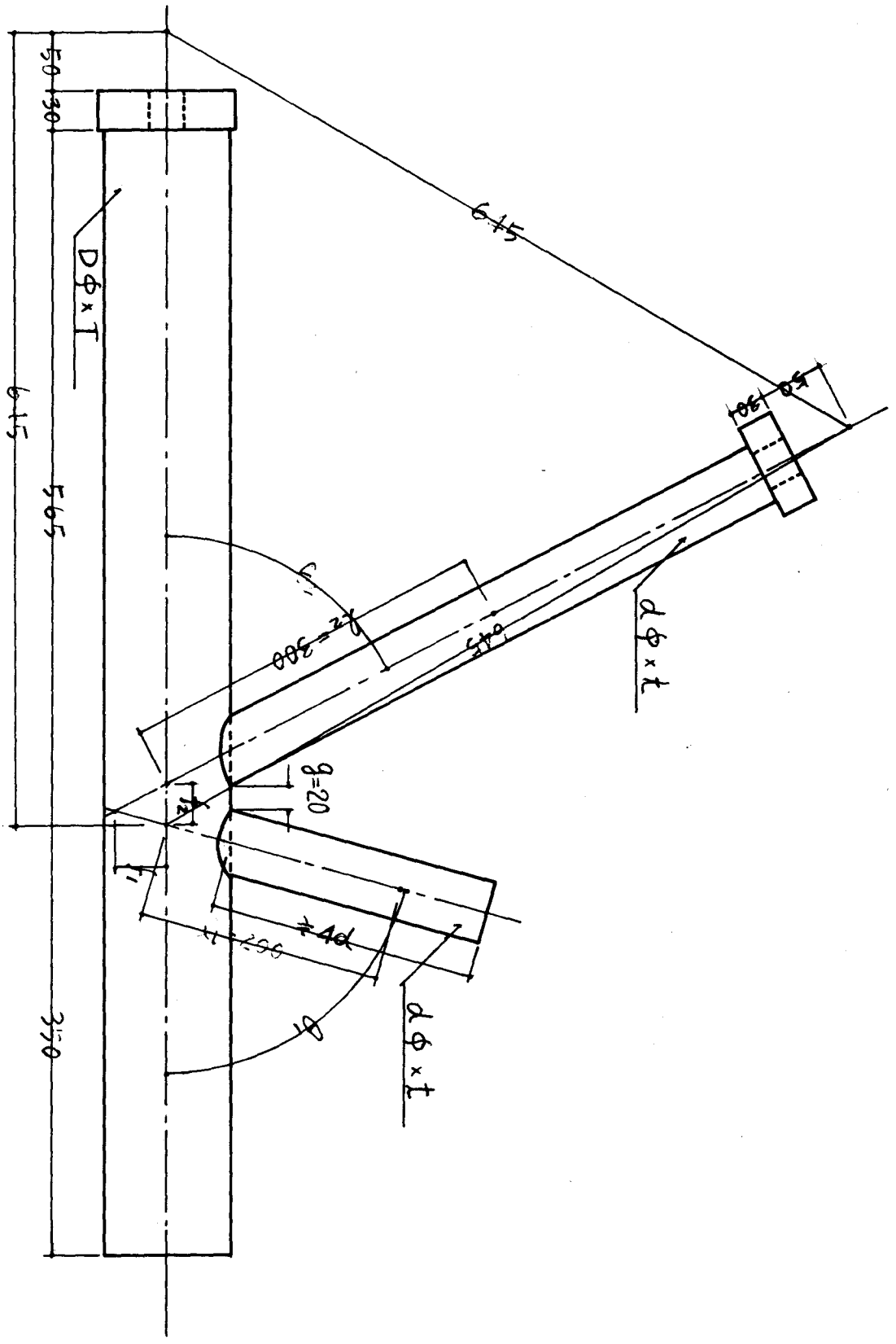


図 2-2 試験体形状（寸法 mm）

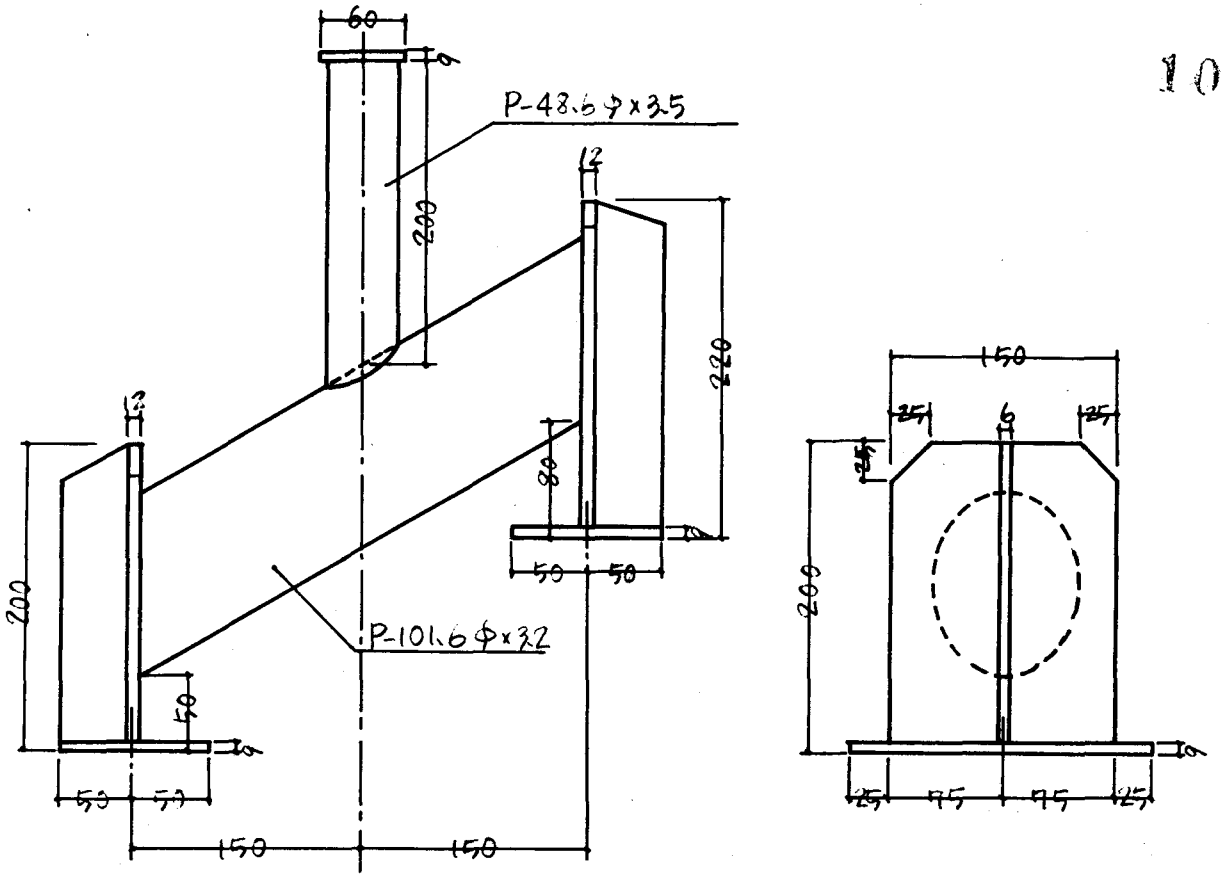


図 2-3 T-I 3.2-E-60°

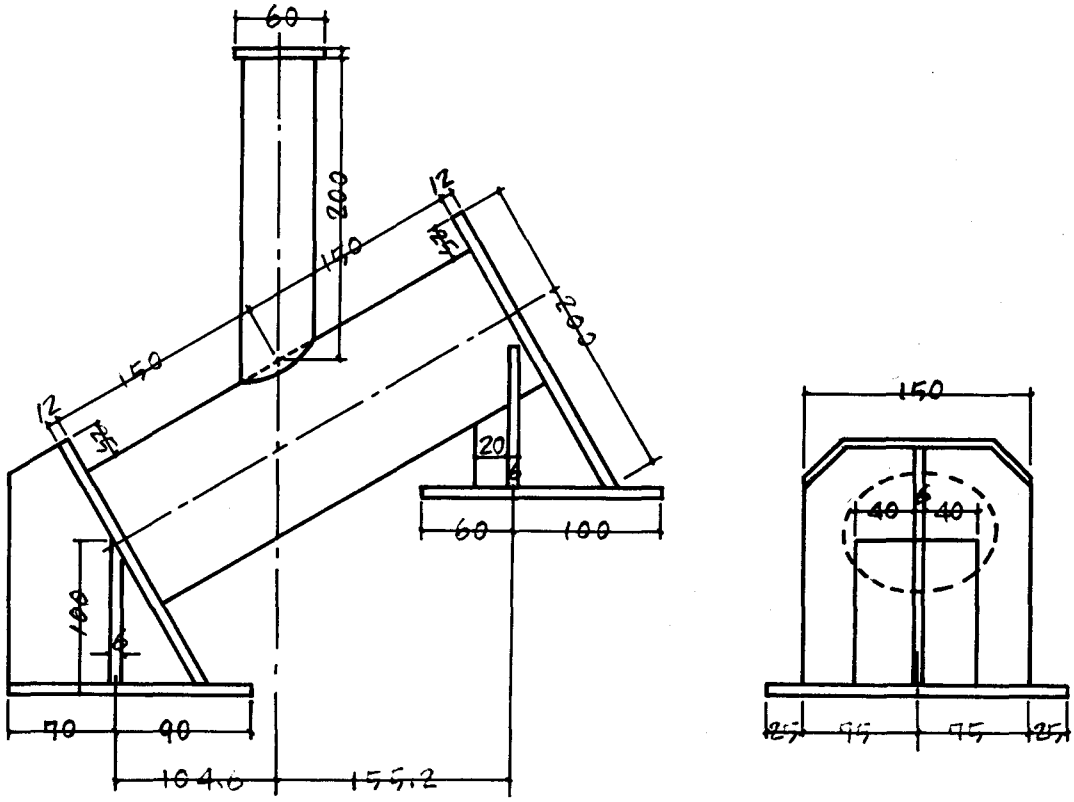


図 2-4 T-I-3.2-E 60°

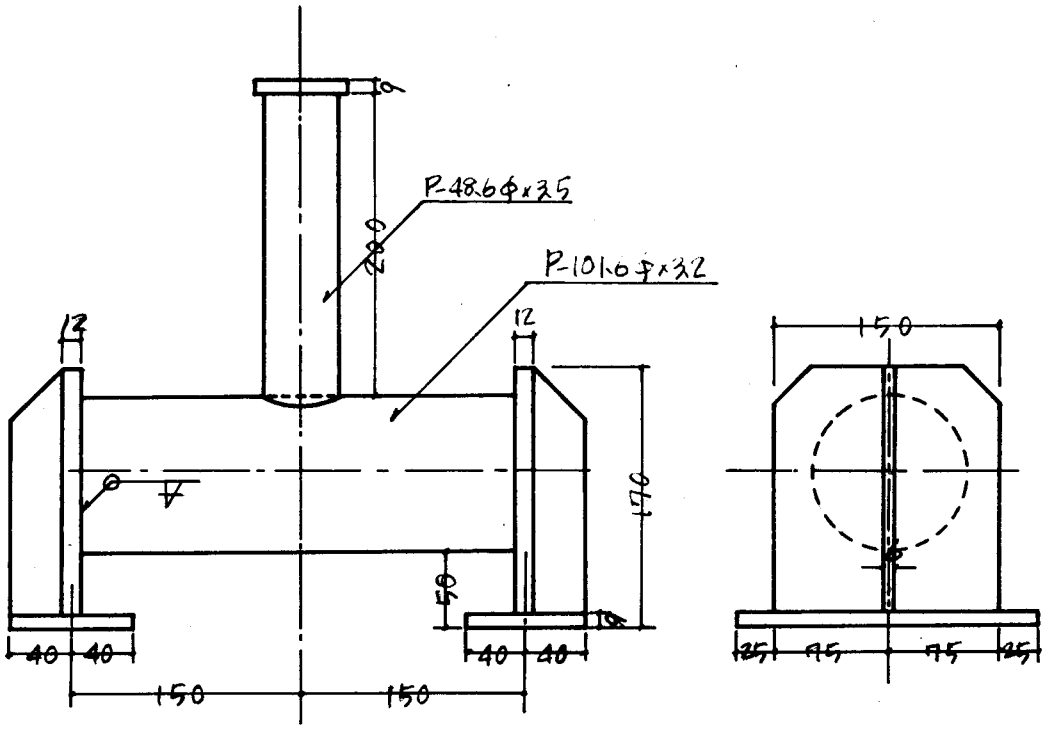


図 2-5 T-I 3.2-E-90°

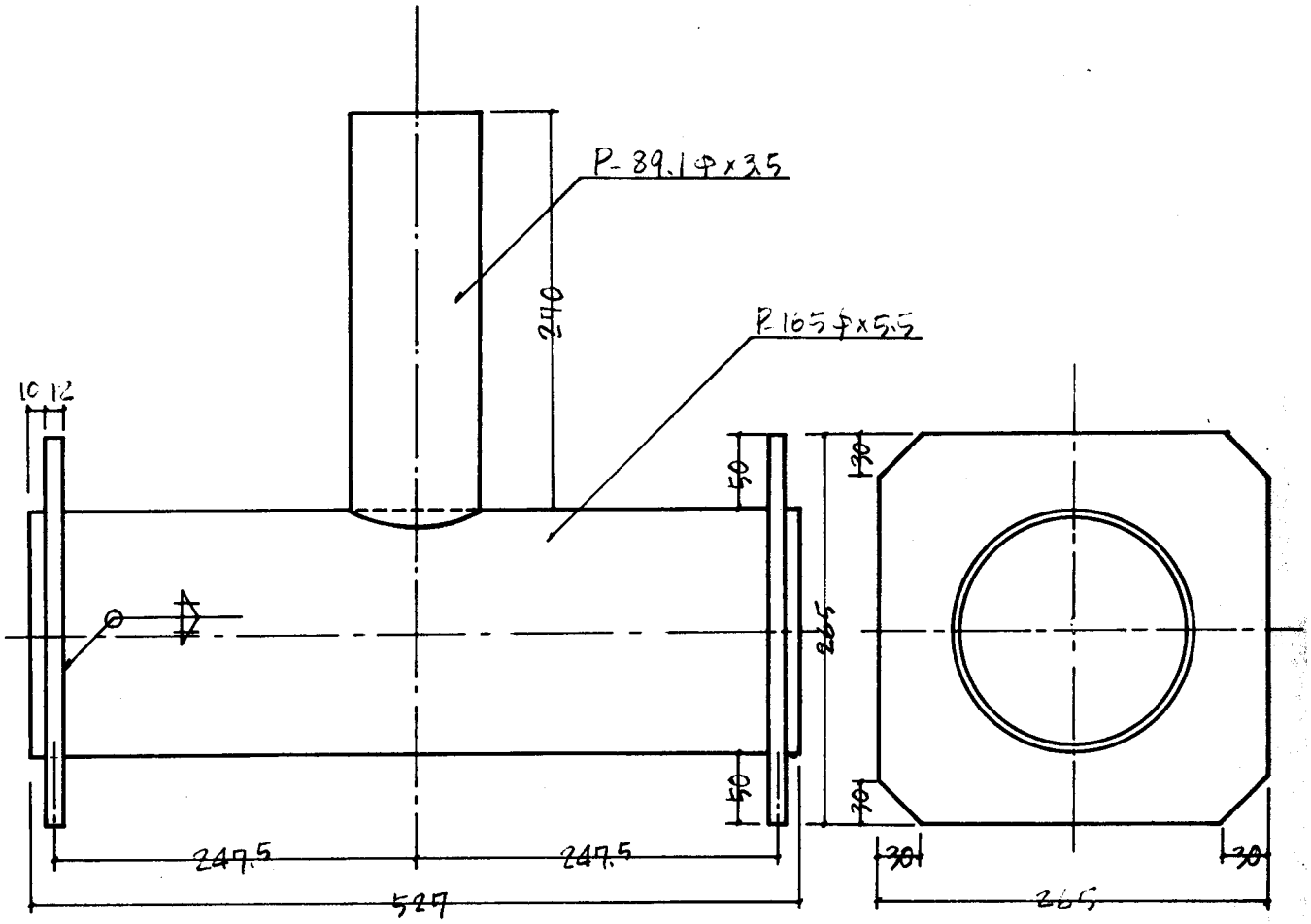


図 2-6 T-L-6.5 K-90°

	試験体記号	強材管(公称)	支管(公称)	θ_1 度	θ_2 度	g mm	g/D	f_1 mm	f_2 mm	l_1 mm	l_2 mm	D/T*	d/D	個数
1	K-I 3.2-E-20	101.6×3.2	48.6×3.2	60	60	20	0.20	19.5	22.5	200	300	31.8	0.478	4
	K-H 3.2-D-18	89.1×3.2	42.7×2.3			18		17.5	20.2			27.8	0.479	3
	K-I 4.2-E-20	101.6×4.2	48.6×3.2			20		19.5	22.5			24.2	0.478	3
	K-H 4.2-D-18	89.1×4.2	42.7×2.3			18		17.5	20.2			21.2	0.479	3
2	K-I 3.2-B-20	101.6×3.2	27.2×2.3	60	60	20	0.20	-6.3	-7.3	150	300	31.8	0.268	3
	〃 -C-20		34.0×2.3					0.5	0.6	〃			0.335	3
	〃 -E-20		48.6×3.2					19.5	22.5	200			0.478	4
	〃 -F-20		60.5×3.2					27.0	31.2	〃			0.595	3
	〃 -G-20		76.3×3.2					43.1	49.8	〃			0.751	3
3	K-I 3.2-E-20 30°	101.6×3.2	48.6×3.2	30	58.5	20	0.20	-9.3	-20	200	300	31.8	0.478	3
	〃 45°			45	60			3.0	5					3
	〃 60°			60	61			17.5	20					4
	〃 75°			75	62			41.0	33					3
	〃 90°			90	64			92.0	46					3
4	K-I 3.2-B-0	101.6×3.2	27.2×2.3	60	60	0	0	-23.6	-27.3	150	300	31.8	0.268	1
	〃 -10					10	0.10	-14.9	-17.2					1
	〃 -20					20	0.20	-6.3	-7.3					3
	〃 -30					30	0.30	2.4	2.8					1
	K-I 3.2-C-0	101.6×3.2	34.0×2.3	60	60	0	0	-16.8	-19.4	150	300	31.8	0.335	1
	-10					10	0.10	-8.1	-9.4					1
	-20					20	0.20	0.5	0.6					3
	-30					30	0.30	9.1	10.5					1
	K-I 3.2-E-0	101.6×3.2	48.6×3.2	60	60	0	0	2.2	2.5	200	300	31.8	0.478	4
	-5					5	0.05	6.5	7.5					3
	-10					10	0.10	10.9	12.6					4
	-10					15	0.15	15.2	17.6					3
	-20					20	0.20	19.5	22.5					4
	-20					25	0.25	23.9	27.6					3
	-30					30	0.30	28.2	32.6					1
	K-I 3.2-F-0	101.6×3.2	60.5×3.2	60	60	0	0	9.7	11.2	200	300	31.8	0.595	1
	-10					10	0.10	18.4	21.3					1
	-20					20	0.20	27.0	31.2					3
	-30					30	0.30	35.7	41.2					1
5	T-I 3.2-E-60°	101.6×3.2	48.6×3.2	60								31.8	0.478	3
	T-I 3.2-E-60°			〃										3
	T-I 3.2-E-90°			90										3
	T-L 5.5-K-90°	165×5.5	89.1×3.5	90								30.0	0.540	1

注) * 公称断面による値である。

表2-1 試験体寸法

溶接棒	チタニヤ系 JIS-24(神鋼)
電流	110～130 Amp
電圧	30 volt
溶接工	JIS 2級程度

表 2-2 溶接条件

鋼管 公称	番号	外径 D mm	管厚 T mm	D/T	断面積 A cm²	JIS 12号試験 降伏点 σy t/cm²	引張強さ σB t/cm²	伸び %	Crushing Test 降伏点 σc t/cm²
89.1φ×3.2	/	89.1	3.33	26.8	8.97	4.32	4.82	31.4	4.35
89.1φ×4.2	/	89.1	4.02	22.2	11.67	3.97	4.31	31.8	3.97
101.6φ×3.2	I	101.6	3.29	30.9	10.31	3.80	4.61	24.5	4.50
	II	101.9	3.10	32.9	9.62	3.65	4.41	25.5	3.76
	III	101.6	3.04	33.4	9.41	3.72	4.57	23.6	4.01
	IV	101.6	3.16	32.2	9.77	4.08	4.71	29.3	4.11
101.6φ×4.2	I	101.6	4.11	24.7	12.58	4.96	5.50	21.8	5.70
	II	101.7	4.18	24.3	12.80	4.08	4.85	23.4	4.49
	III	102.1	4.11	24.8	12.65	4.47	4.92	33.6	4.48

表 2-3　弦材管素材の機械的性質

2・1・2　試験方法

系列1，2，4の試験体と，系列3のK-I-32-E-20-60°は，第1章の実験と同じ試験装置（図1-2参照）を用いて載荷した。使用試験機，変形の測定方法も同じであったが，1部の試験体は，ダイアルゲージの代りに差動トランス（新光電機製）を用い，ロードセル（自製，誤差±2%）によって測定した荷重との関係をX-Yレコーダーによって記録した。系列2と4の試験体の支管にはWSG（共和電業製，K-6-61）を貼付して，支管の歪度分布を測定した。系列2の試験体には，節点中央部の弦材にも3軸のWSG（共和電業製，KPR-3）を貼付して剪断歪度を測定した。

系列3の試験体は，第1篇の十字型接合部の効軸載荷試験に用いた円型載荷装置（第1篇の図2-2参照）を用いて載荷した（図2-7，写真2-1参照）。変形の測定は，測定長 l_1, l_2（図2-2参照）の変化を，上記の差動トランスによって測定し，ロードセルによって測定した荷重との関係を，X-Yレコー

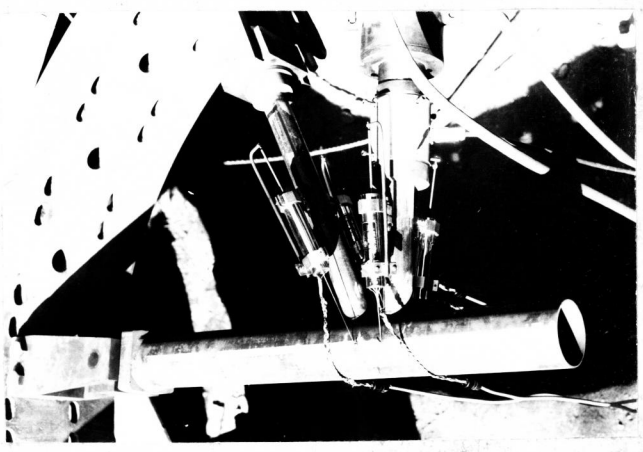


写真 2-1

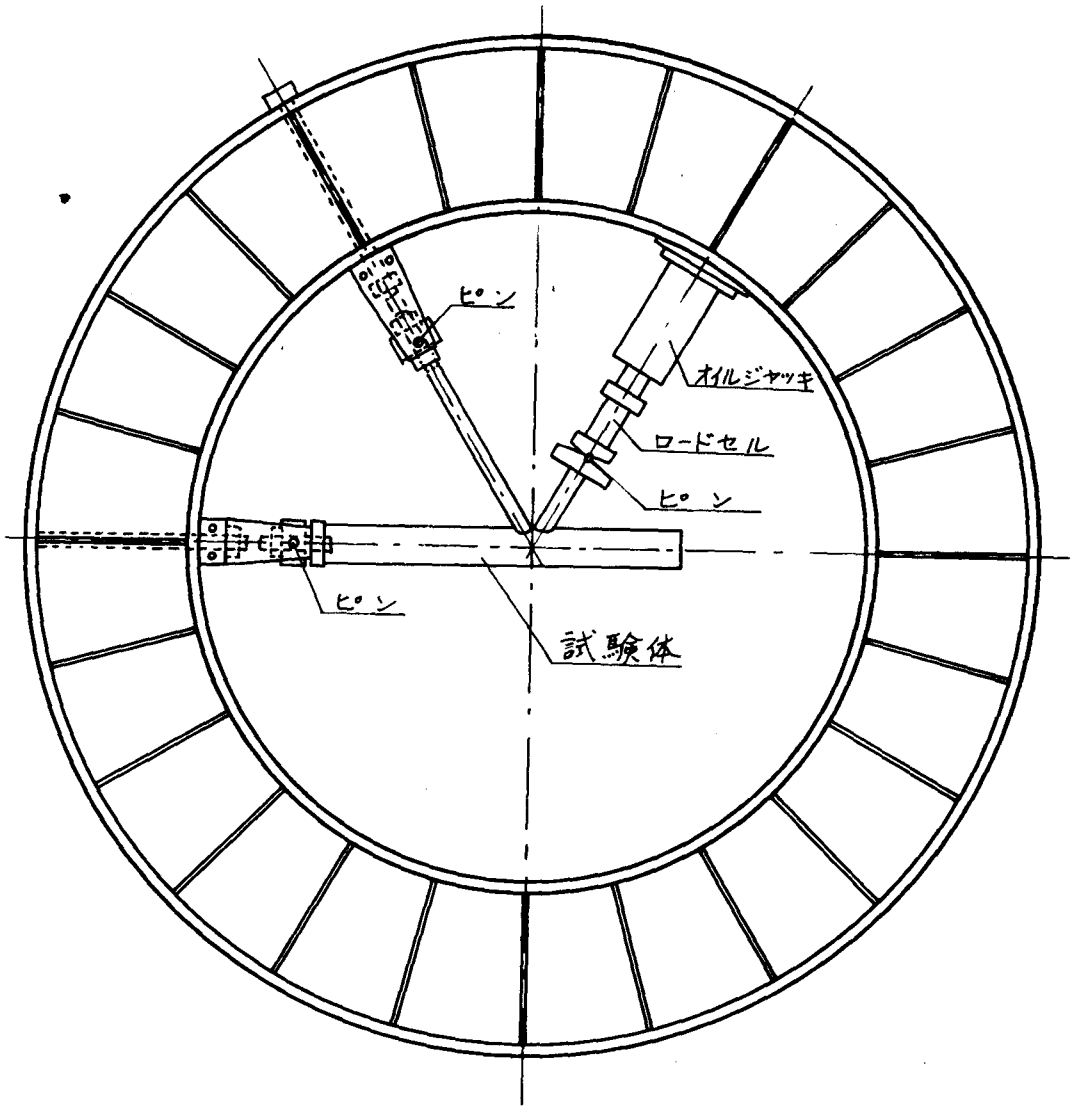


図 3-7　　系列3 載荷方法

ダーによって記録した。

系列5の試験体と，T-L-H-90°は写真2-2に示すように，両端をピン支持とし，万能試験機（島津製作所製，最大容量50トンを25トンで使用）によって圧縮載荷した。T-L-5H-90°には主管の両面に2軸と3軸のロゼットゲージ（共和電業製，KB-3-B2，KB-3-B3）を貼付して（貼付位置は図2-10参照）主管管壁両面の歪度分布を測定した。

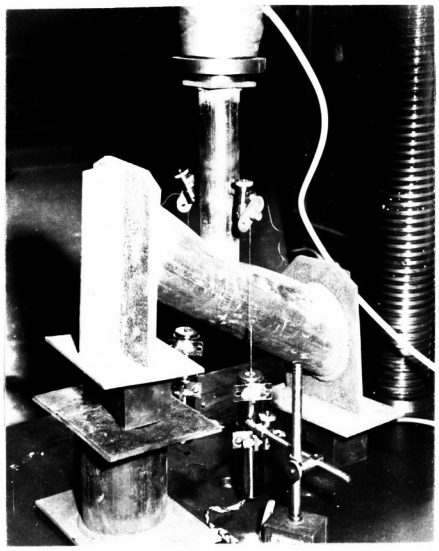


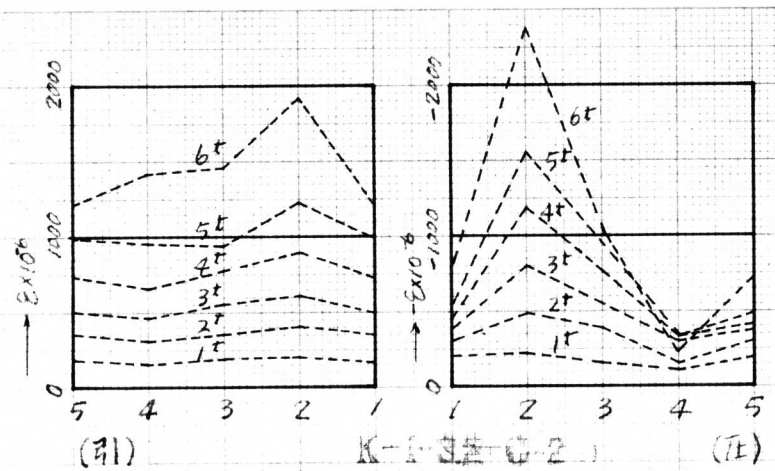
写真 2-2

2・2 節点の挙動についての基礎的考察

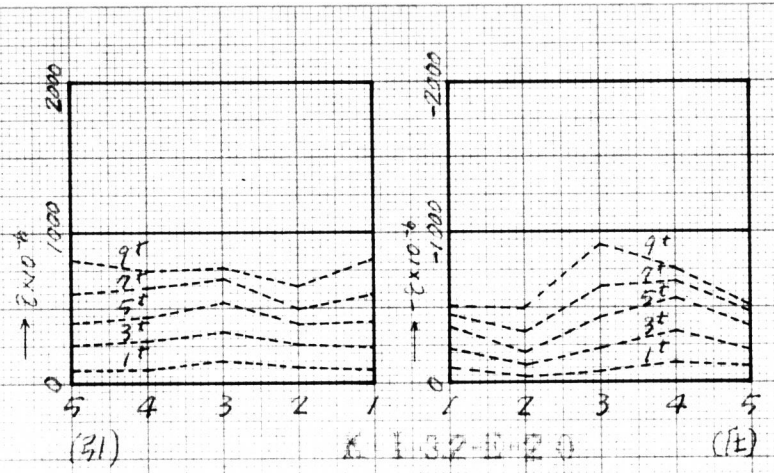
2.2.1 支管径の変化と，支管の歪度分布，

K型トラス節点の弦材管の局部変形も，支管から弦材管壁に伝達されるカの分布に影響されることは云うまでもない。しかし，圧縮支管と引張支管が極く近接して弦材管に溶接されるために，支管と弦材管の，溶接部近傍での応力分布は，十字型接合部や丁型接合部のように主管と支管の組合せだけではなく，3つの部材の組合せと配置によって異なり，十字型接合部や丁型接合部よりかなり複雑になることが想像される。ここではまず，βを一定にし，αを変化させた系列2の試験体について，支管脚部の歪度分布を調べることにする。歪度を測定するために貼付したWSGの位置は，図2-8の左下に示すとうりである。

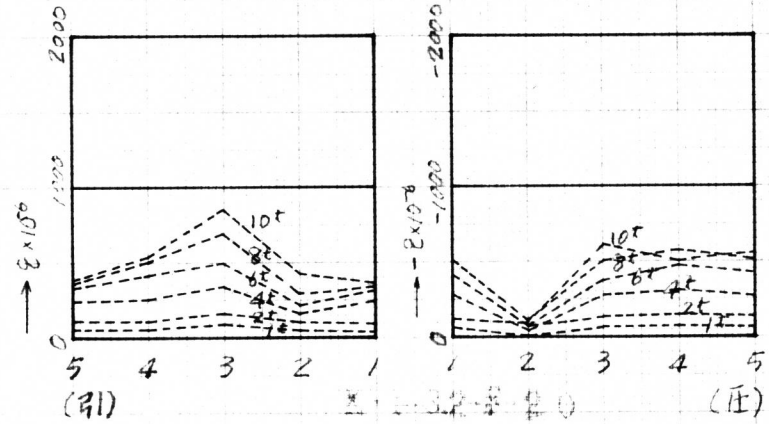
圧縮支管に作用する荷重は，いくぶんの偏心荷重になることは避けられず，更に，試験体に荷重がかかると，部材の変形，弦材管の局部変形による節点の移動によって，部材に2次モーメントが作用する。従って，支管の歪度分布の形は，この曲げモーメントの影響が入っているはずである。



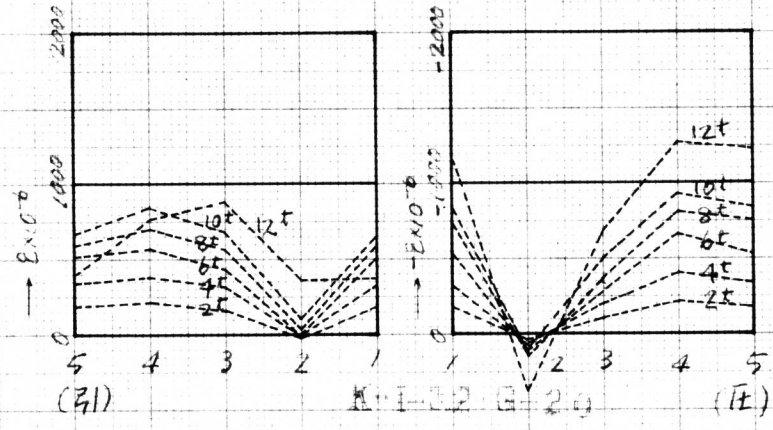
K-1-32-C-20



K-1-32-D-20



K-1-32-E-20



K-1-32-G-20

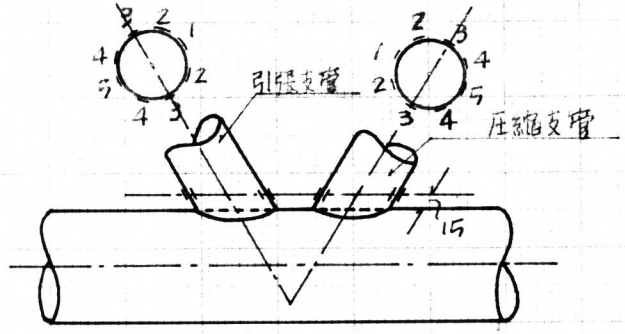


図 3-8 支管歪度分布(系列2)

本実験では，圧縮支管の脚部の測点1（図2-8の左下の図参照）の歪度が，反対側の測点5の歪度よりもかなり大きくなっていたので，Zの曲げモーメントがかなり作用していることがわかった。しかし，測点5の歪度が引張りになることはなかったので，曲げモーメントの方が軸力よりも支配的であるとは考えられない。引張支管の方も，測点1の方が，測点5の歪度より大きいが，その差は20～30%程度で，曲げモーメントは小さい。いずれにしても，支管の曲げモーメントが，支管の歪度分布の形に与える影響を完全に分離することは難しいが，上述のように，少なくとも軸力よりも支配的であるとは考えられないので，ここでは，測点1と測点5の歪度が等しくなるように修正（測点1と5の歪度が等しくなるように仮想的に曲げモーメントをかける。但し，断面は平面保持を仮定。）して比較する。修正した歪度の分布は，図2-8のとうりである。

図を見ると，支管径が小さいK-I-3.2-Cは，圧縮側も引張側も，測点2近辺に歪度の集中が見られる。この分布の形は，第1篇の第2章で示した十字型接合部の支管の応力分布，金谷の実験による丁型接合部の支管の応力分布[1]の形に比較的近い。しかし，支管径が大きくなって行くと，次第に歪度分布の形は変化し，K-I-3.2-Gでは，K-I-3.2-Cの逆の形になる。即ち，測点1，4，5の歪度が大きくなり，測点2の歪度は0近くなる。支管径の大きい場合の支管の歪度分布が，丁型，十字型接合部の支管の歪度分布とこのように異なるのは，支管径が大きければ，両支管が互いに影響しあうからであろう。

2.2.2 両支管の間隙gの変化と支管の歪度分布

支管径が一定で，両支管の間隙gを変化させた系列4のK-I-3.2-Eについて，2.2.1と同じように支管の歪度分布を調べる。支管脚部の歪度分布を2.2.1と同じように修正して示すと図2-9のようになる。

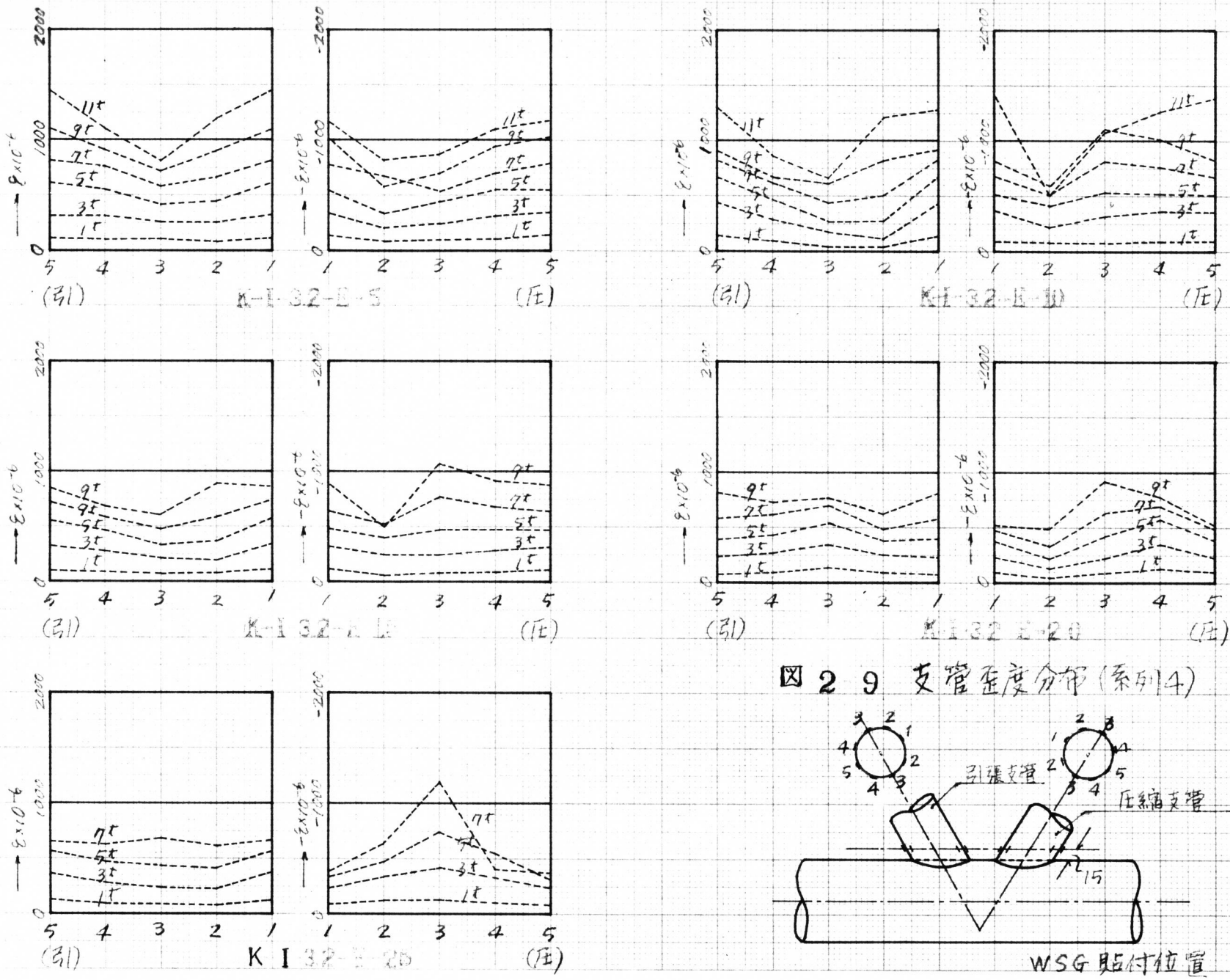


図２９ 支管歪度分布（系列4）

この図を見ると，gが小さい範囲では，T型，十字型接合部の場合とは逆に，測点1，5の歪度が大きく，測点3の歪度は平均よりもいくらか小さくなっている。　gが大きくなって行くと，引張支管の歪度は一様分布に近ずき，圧縮支管の歪度分布は，測点3に歪度集中が生じている。　このように，gによって支管の歪度分布が変化するのは，やはり，両支管が相互に影響し合うからであろう。
2.2.1の結果とあわせ考えると，支管の歪度分布の形は，gに左右されると考えられる。

2.2.3　T型接合部の主管の応力分布

K型トラス節点は，試験装置の関係で，弦材管内外面の歪度分布を測定出来る程度の大きさの試験体を作ることが出来なかった。　しかし，2.2.1と2.2.2から，gが或る程度大きくなれば，圧縮支管の歪度分布は，T型接合部の支管の歪度分布にかなり近ずくことがわかり，両支管の間隙gが大きいK型トラス節点の，圧縮支管の溶接される近傍での弦材管の応力分布は，T型接合部の主管の応力分布に比較的近いのではないかと推定される。　従って，ここでは，主管径の大きいT型接合部について，主管内外面の応力分布を測定し，K型トラス節点の弦材管の応力分布を推定することにする。

系列外の試験体T-L-5.5-H-90°の主管の内外面に貼はしたWSGから読みとった歪度から，ピニクトンでの主管の応力分布の概形を描くと，図2-10のようになる。　この図は，主管管壁内外面の応力度の絶対値を比較し易いように，内面の応力度を，逆符号にして示したものである。　この図では応力度の極値を測点の上にとったが，実際にこのような点に極値がくるかどうかは勿論明らかではない。　しかし測点の間隔が比較的小さいので，図2-10の応力分布は，実際の応力分布の傾向を推定するには十分である。

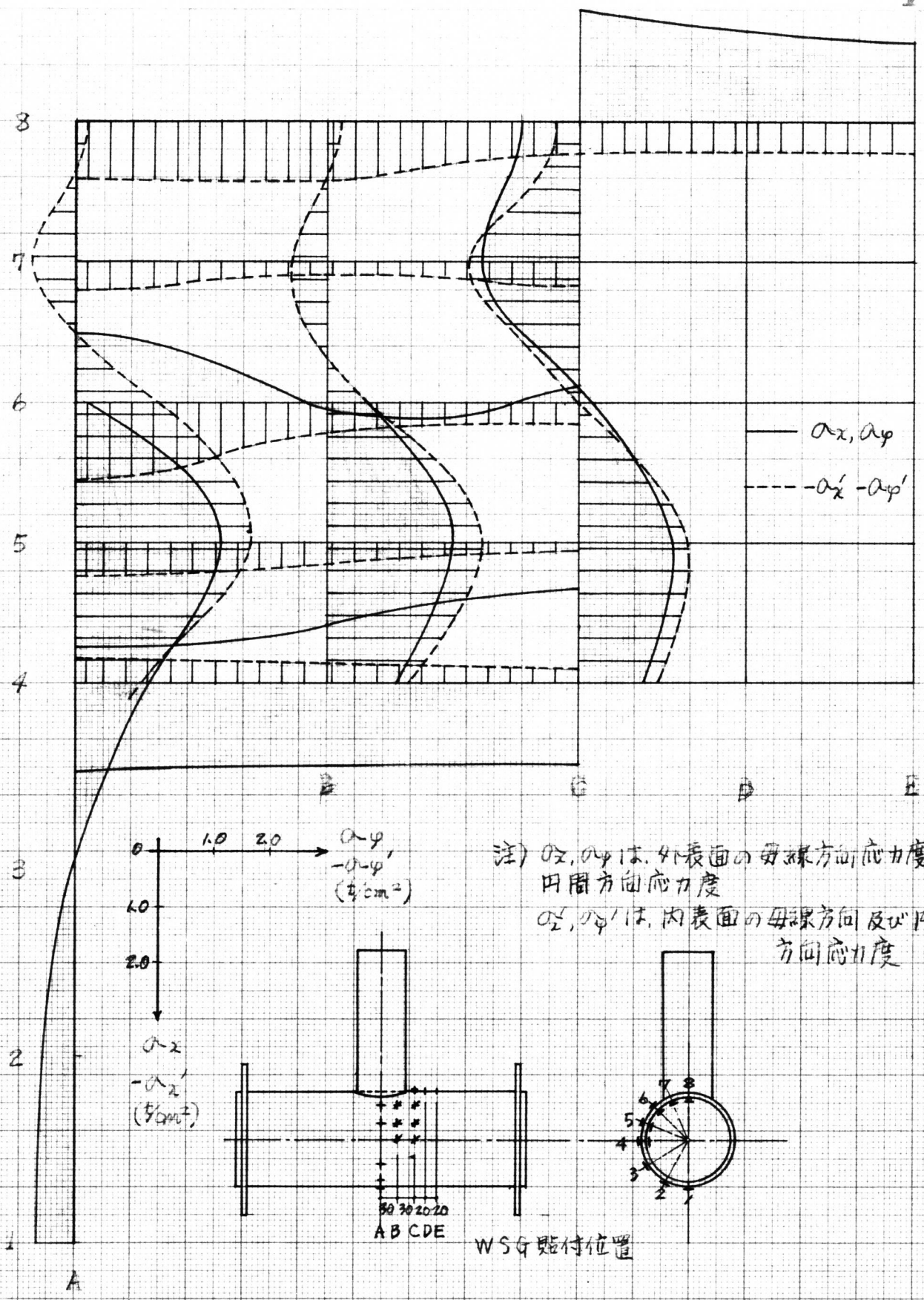


図 2 10 T-L 5.3 K =0°の主管の応力分布 (P=5t)

図2-10を見ると，主管の応力分布の定性的な傾向について，次のように述べることが出来る。

(1) 応力度の絶対値を比較すると，母線方向よりも，円周方向の応力度の方がやゝ大きい。

(2) 円周方向の応力度は，内外面の絶対値の差が僅かで，符号が逆であるから，円周方向のnormal stressは僅かで，bending stressが支配的である。

(3) 母線方向の応力度もbending stressの方が大きいが，normal stressの占める割合は，円周方向のそれよりも，かなり大きい。

以上の事から考えると，T型接合部の主管の応力分布の定性的傾向は，十字型接合部の主管の応力分布と大差ないことがわかる。しかし，十字型接合部の場合に比べて，母線方向の応力度は，かなり大きい。

2.2.4 節点中央部の弦材管の剪断歪度分布

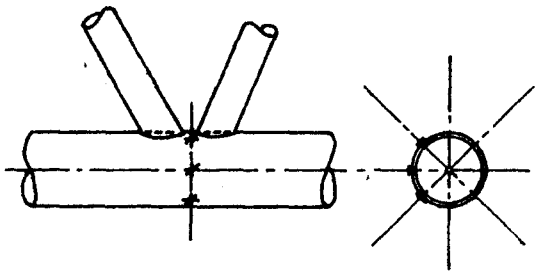
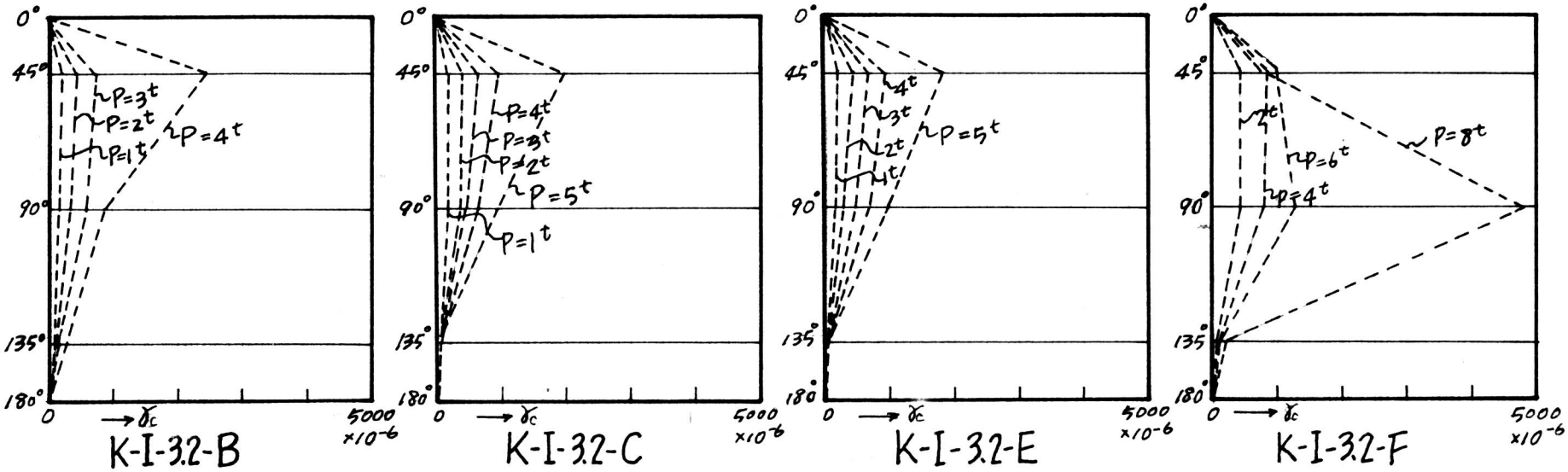
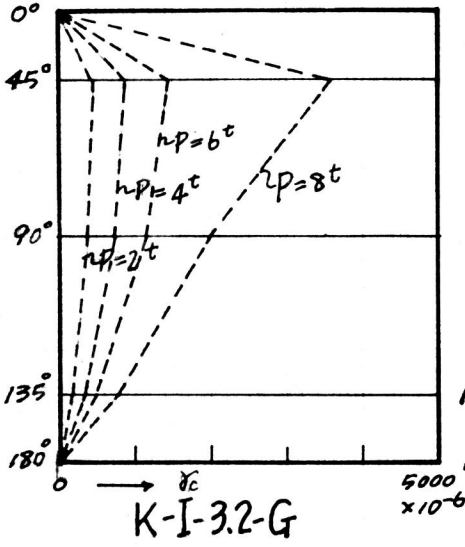


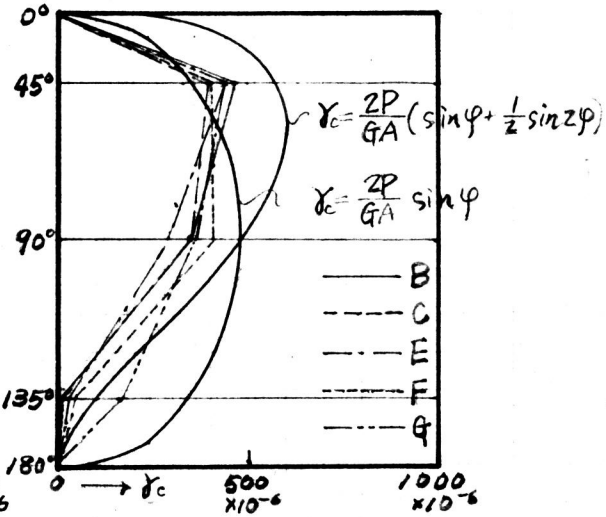
図 2-11

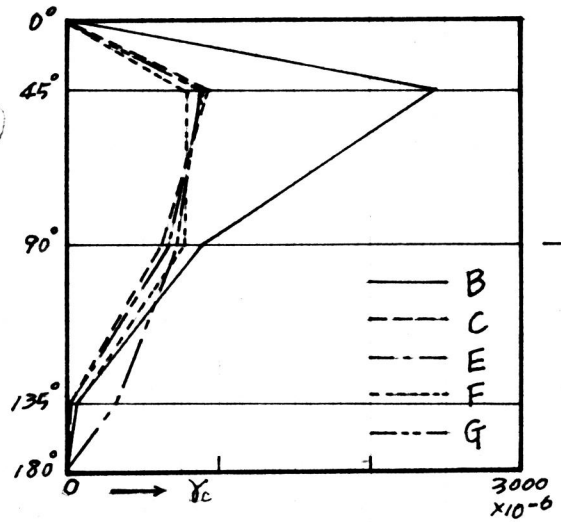
圧縮支管と引張支管が重ならないトラス節点では，支管から支管へ伝達される剪断力は，全部節点中央部分の弦材管を介して伝達されて行く。ここでは，この剪断力によって，弦材管壁にどのような剪断歪の分布が生じるかを調べることにする。系列2の試験体の弦材管の，図2-11に示す位置に3軸のロゼットゲージを貼付して歪度を測定し，剪断歪度を求めると，図2-12のようになる。この図は，弦材管の頂点と底部は剪断歪度を0としたものである。P=2t時の比較の図には，単純梁理論による剪断歪度の分布 $\gamma_c=\frac{2P}{GA}\sin\varphi$ と，これを修正して，もっと上に γ_c が集中するような分布 $\gamma_c=\frac{2P}{GA}(\sin\varphi+\frac{1}{2}\sin 2\varphi)$

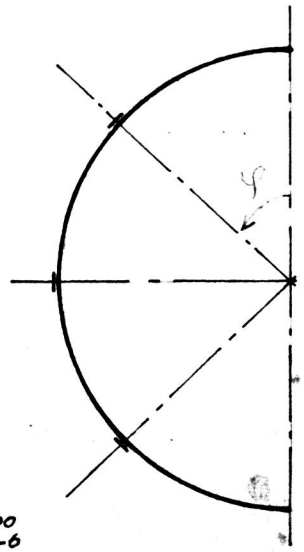
図 2-12　節点中央部弦材管の剪断歪度分布











を比較のために示した。

これらの図を見ると，剪断歪度の分布は，単純梁理論による分布 $\gamma=\frac{2P}{GA}\sin\varphi$ とは異なり，$\varphi=90°$ よりもかなり上に集中する傾向がある。支管径が大きくなれば，やゝ $\gamma_c=\frac{2P}{GA}\sin\varphi$ の分布に近くなるようである。これらの結果は，T型接合部について，金谷の行った主管剪断歪度の測定結果[7]と極めてよく一致している。このことからも，圧縮支管下部の弦材管の挙動は，T型接合部の主管の挙動にかなり近いことが推定される。

2·2·5 弦材管の破壊形態

節点の破壊状態の外観は，後に写真で示すとうりであるが，ここでは，圧縮支管下部の弦材管の破壊性状を調べるために，系列2の試験体について，破壊後のA-A′断面（図2-13）を切断し，管壁に生じたYield Hingeの位置を求め，剪断流反力を持つリングのYield Hingeの計算値と比較することにする。A-A′断面の形は，写真2-3に示すとうりである（これらの写真は，弦材管が局部変形して，荷重が最大値に達した後に，更に大変形を生ぜしめた後の断面である。最大荷重に達した時の変形は，後に荷重変形曲線を見ればわかるように，これらの写真よりも，はるかに小さい）。

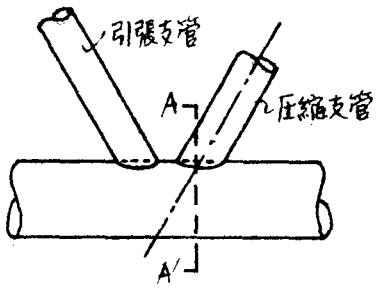


図 2-13

いま，図2-14に示すように，支管径dだけ離れた位置に2点集中荷重が作用し，剪断反力 $\tau=\frac{2P}{A}\sin\varphi$ を持つ，単位幅のリングについて，次のような仮定に基ずく崩壊荷重 P_c を求める。

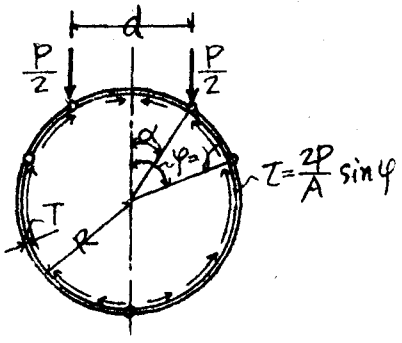
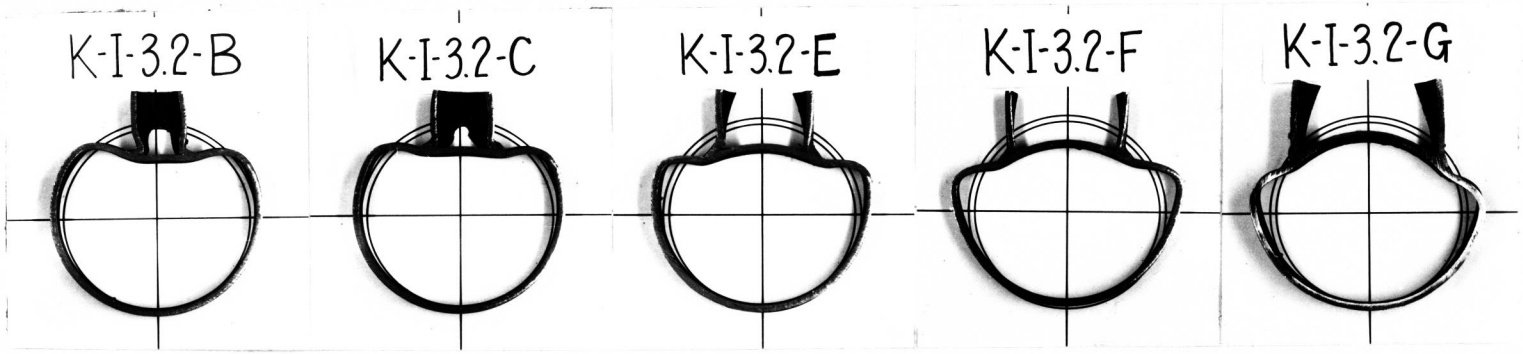


図 2-14



実測値	$\gamma = 43°50'$	$\gamma = 47°50'$	$\gamma = 56°30'$	$\gamma = 69°30'$	$\gamma = 78°30'$
(2-10)式 計算値	$\gamma = 72°$	$\gamma = 74°$	$\gamma = 80°$	$\gamma = 85°$	$\gamma = 93°$
(2-13)式 計算値 ($\xi = 0.5$)	$\gamma = 64°$	$\gamma = 67°$	$\gamma = 73°$	$\gamma = 78°$	$\gamma = 86°$

写真 2-3

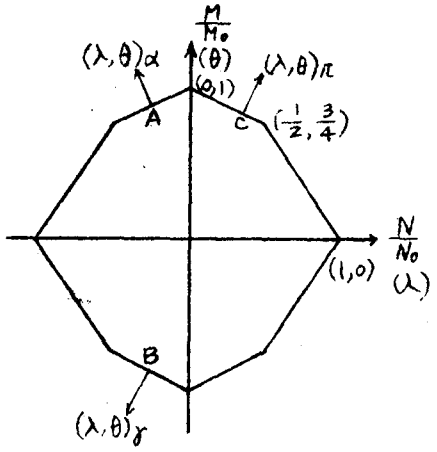


図 2-15

(1) 曲げモーメントと軸力のInteraction curveは，図2-15のような近似化された折線[23]を用い，剪断力の影響は無視する。

(2) リングの変形は，リングの厚みに比べて十分小であるとする。

(3) リングの断面は，変形後も平面を保持するものとする。

図2-14のリングのYield Hingeの位置は，$\varphi=\alpha$, $\varphi=\pi$（$\varphi=\alpha$は集中荷重点，$\varphi=\pi$は，軸力と曲げモーメントの極値をとる点であるから，いずれも既知である），および，未知の点$\varphi=\gamma$であるとする。崩壊した時のリングの変形は，図2-16の破線のようになるものとする。ここに，Δ_A Δ_B, Δ_Cは，Yield Hingeでの材の縮み，β_A, β_B, β_Cは，Yield Hingeの回転角，vは，$\varphi=\pi$の点の鉛直方向の変位を0とした場合の$\varphi=\alpha$の点の鉛直方向変位である。

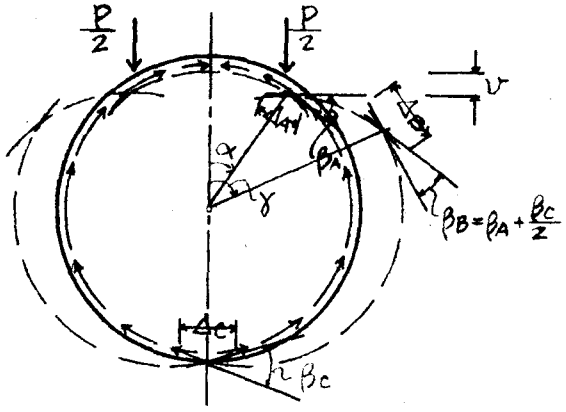


図 2-16

いま，図2-14のようにリングが変形した時の，外力と反力のなす仕事の和W_eを求めると，

$$W_e = Pv - \frac{PR}{\pi}\left\{2\beta_A\left(1-\cos\alpha-\frac{1}{2}\alpha\sin\alpha\right) - 2\beta_B\left(1-\cos\gamma-\frac{1}{2}\gamma\sin\gamma\right) + 2\beta_C + \frac{\Delta_A}{R}\alpha\sin\alpha + \frac{\Delta_B}{R}\gamma\sin\gamma\right\} \quad (2-1)$$

変形条件式は，

$$v = R\left\{\beta_B(\sin\gamma-\sin\alpha) + \beta_C\sin\alpha + \frac{\Delta_A}{R}\sin\alpha + \frac{\Delta_B}{R}\sin\gamma\right\} \quad (2-2)$$

$$u = R\left\{\beta_A(1-\cos\alpha) - \beta_B(1-\cos\gamma) + 2\beta_C + \frac{\Delta_A}{R}\cos\alpha + \frac{\Delta_B}{R}\cos\gamma - \frac{\Delta_C}{2R}\right\} = 0 \quad (2-3)$$

となる。ここにuは，$\varphi=0$の点の水平方向の移動である。

Yield Hingeの回転角の符号を，内側引張りを正として

$$\theta_A=\beta_A,\quad \theta_B=-\beta_B,\quad \theta_C=\beta_C \qquad (2\text{-}4\,a\sim c)$$

とおきなおし，Yield Hingeの材方向の縮みを無次元化して，

$$\lambda_i=-\frac{N_0}{M_0}\Delta_i \qquad (i=A,B,C) \qquad (2\text{-}5)$$

とおく。ここに，M_0は単位幅のリングの全塑性モーメント，N_0は全塑性軸力である。

軸力の影響は比較的小さいものとし，Yield Hingeでの応力$\left(\frac{N_i}{N_0},\frac{M_i}{M_0}\right)$は，図2-15のA，B，C点にくるものとし，R. Hillの最大仕事の定理[24]を用いると，

$$\lambda_A=-\frac{\theta_A}{2},\quad \lambda_B=\frac{\theta_B}{2}\qquad \lambda_C=\frac{\theta_C}{2} \qquad (2\text{-}6,\,a\sim c)$$

となる。内部仕事W_iは，

$$W_i=\sum_i M_0\left(\frac{M_i}{M_0}\theta_i+\frac{N_i}{N_0}\lambda_i\right) \qquad (2\text{-}7)$$

であるから

$$W_e=W_i \qquad (2\text{-}8)$$

とおき，(2-2)～(2-6)式，および$M_0=\frac{\sigma_0 T^2}{4}$，$N_0=\sigma_0 T$（ここに$\sigma_0$はリングの降伏点）を用いると，結局，崩壊荷重の上界値として

$$P_c=\frac{(1+\cos\alpha)+(1-\cos\alpha)\frac{T}{8R}}{\left\{(1-\frac{\alpha}{\pi})(1+\cos\alpha)\sin\gamma-(1-\frac{\gamma}{\pi})(1+\cos\gamma)\sin\alpha\right\}+\left\{\frac{4}{\pi}(1+\cos\gamma)\cos\alpha\right.}$$

$$\left.+2(1-\frac{\alpha}{\pi})\sin\gamma\right\}\frac{T}{8R}+\left\{(1-\frac{\gamma}{\pi})(1+\cos\gamma)\sin\alpha+(1-\frac{\alpha}{\pi})(1-\cos\alpha)\sin\gamma\right\}\left(\frac{T}{8R}\right)^2}\cdot\frac{\sigma_0 T^2}{R} \qquad (2\text{-}9)$$

が得られる。

この上界値を最小にするγの値は，(2-9)式をγで偏微分して

$$\frac{\partial P_c}{\partial\gamma}=0 \qquad (2\text{-}10)$$

を満足する値である。(2-10)式からγを求め，$\frac{\alpha}{2R}=\sin\alpha$との関係を図

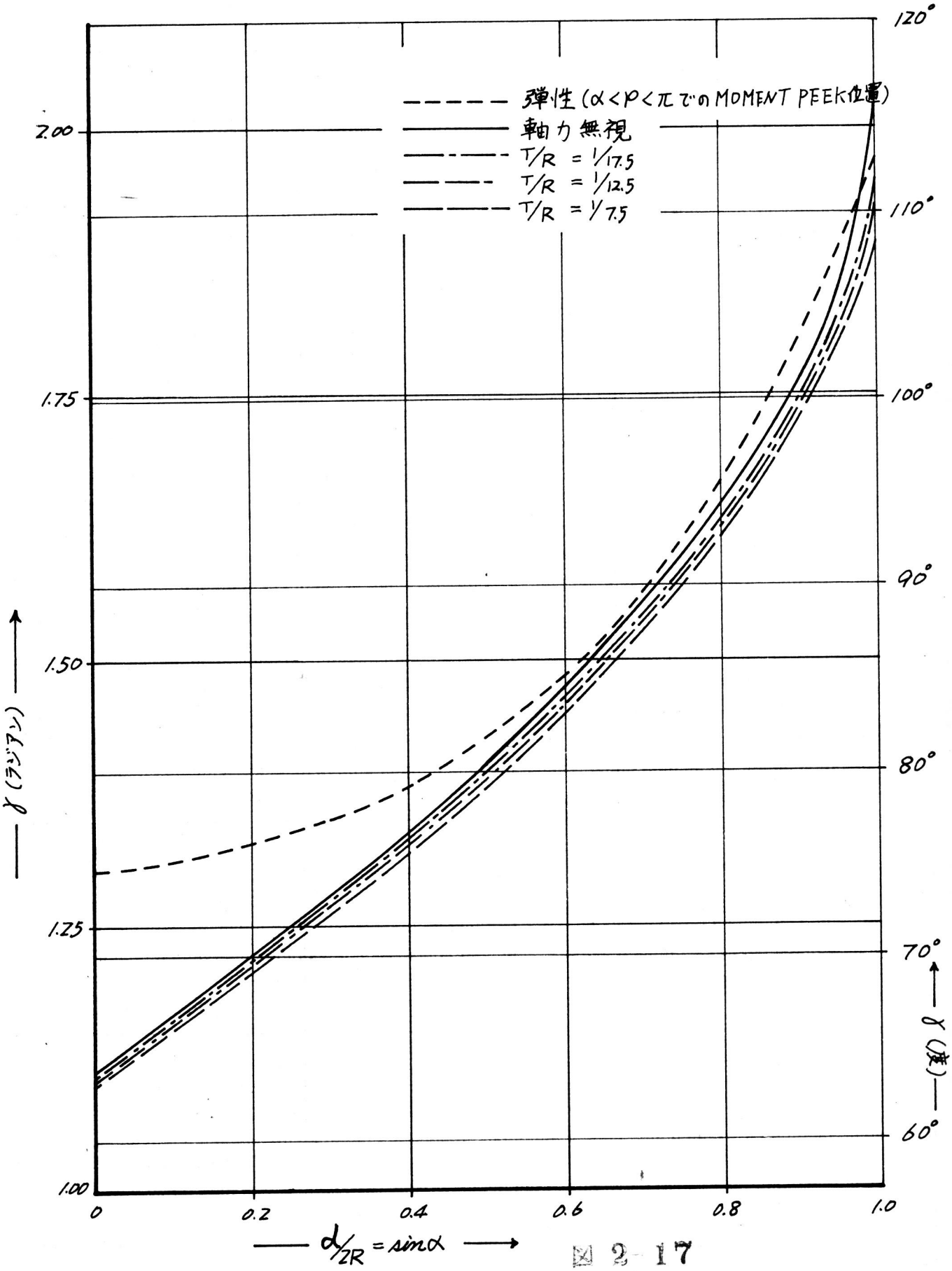

弾性 (α<φ<π でのMOMENT PEEK位置)
軸力無視
T/R = 1/17.5
T/R = 1/12.5
T/R = 1/7.5
2.00
1.75
1.50
1.25
1.00
120°
110°
100°
90°
80°
70°
60°
γ (ラジアン)
γ (度)
0
0.2
0.4
0.6
0.8
1.0
α/2R = sinα

図 2-17

にすると，図2-17のようになる。　図中には，$\alpha<\varphi<\pi$での，弾性範囲のモーメントの極値をとる位置を参考までに示した。軸力無視の曲線は，(2-9)式において，分母，分子の$\frac{T}{2R}$の項を無視した場合に相当する。

この図を見ると，管厚が薄いほどγの値は大きくなっているが，本実験の試験体のT/Rの範囲では，T/Rの変化による差は非常に小さい。　また，軸力を無視してγを求めても，誤差は非常に小さいことがわかる（勿論，$\sin\alpha$が1近傍になると，軸力の影響が大きくなり，図2-17のようにはならないと思われるが，$T/R<\frac{1}{15}$，$\sin\alpha<0.9$の場合には，図2-17が成立する。）

(2-10)式から求められるγの値と，写真2-3に示した弦材管の断面から実測したγの値を比較すると，写真2-3の下に示したようになる。α/βが大きくなるとγの値も大きくなる傾向は同じであるが，(2-10)式より求めたγの方がかなり大きいことがわかる。

次に，図2-12から，節点中央の弦材管の剪断歪度分布は，$\varphi=90°$よりもかなり上に集中する傾向があることがわかっているので，図2-14のリングの剪断反力の代りに

$$\tau=\frac{2P}{A}(\sin\varphi+\zeta\sin 2\varphi) \qquad (2-11)$$

とおいてみよう。　この剪断反力は，鉛直方向の合力は一定値Pをとり，ζを変えることによって分布の形が変化するものである。　ζを0より大きくすると，剪断反力は上に集中するようになる。

図2-17において，軸力の影響は小さいことが分かっているので，軸力の影響は無視し，図2-14のリングと同じようにしてリングの崩壊荷重P_cの上界値を求めると

$$P_c=\frac{1+\cos\alpha}{\left\{\frac{5}{3\pi}\cos 2\gamma-\frac{2}{\pi}\left(1+\frac{2}{3}\zeta\right)\cos\gamma+\left(1-\frac{\alpha}{\pi}\right)\sin\gamma-\frac{2}{\pi}\left(1+\frac{5}{6}\zeta\right)\right\}(1+\cos\alpha)}$$

$$-\left\{\frac{5}{3\pi}\cos 2\alpha-\frac{2}{\pi}\left(1+\frac{2}{3}\zeta\right)\cos\alpha+\left(1-\frac{\alpha}{\pi}\right)\sin\alpha-\frac{2}{\pi}\left(1+\frac{5}{6}\zeta\right)\right\}(1+\cos\gamma) \qquad (2-12)$$

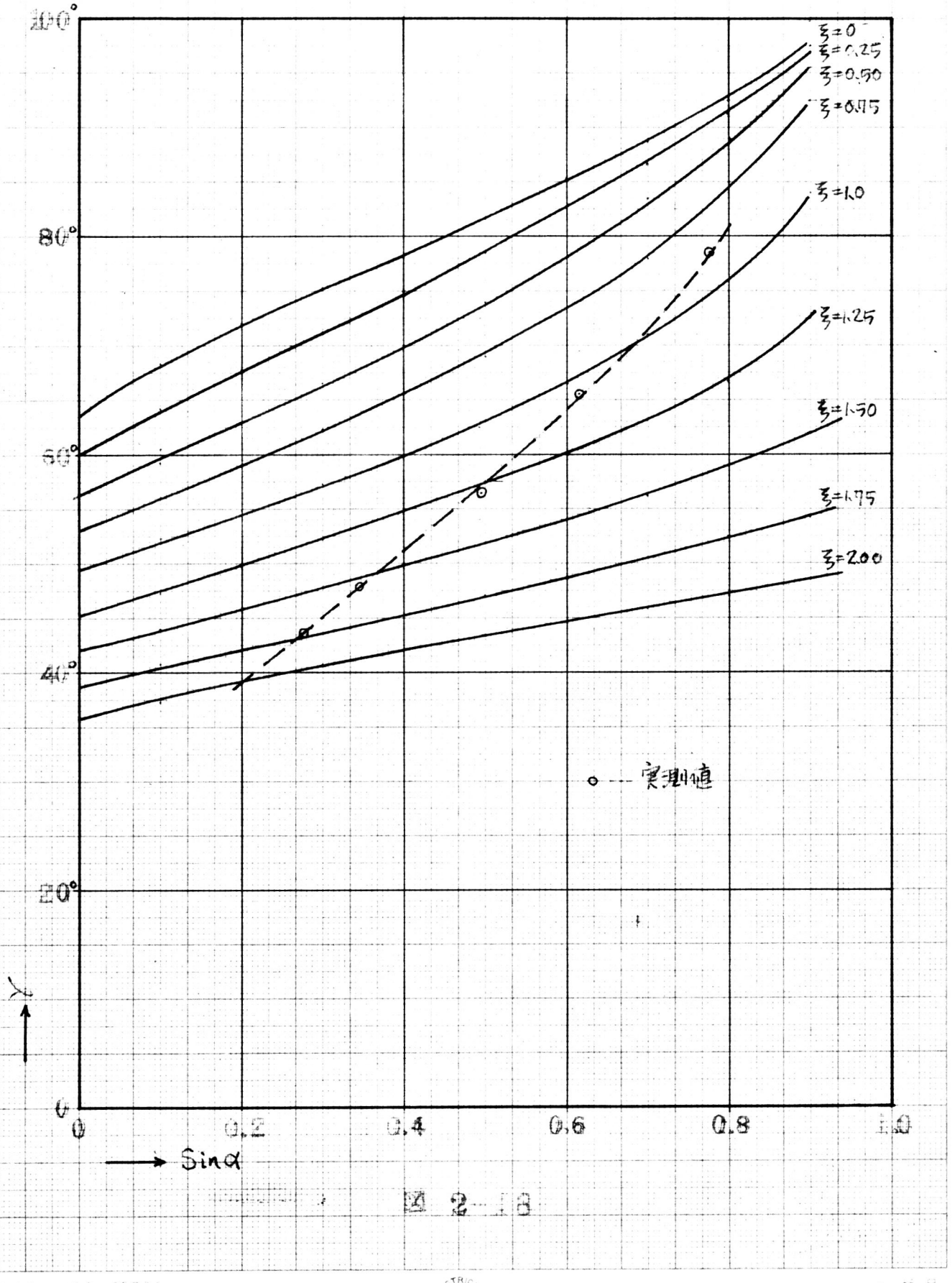

100°
80°
60°
40°
20°
0
0
0.2
0.4
0.6
0.8
1.0
Sinα
ξ=0
ξ=0.25
ξ=0.50
ξ=0.75
ξ=1.0
ξ=1.25
ξ=1.50
ξ=1.75
ξ=2.00
実測値

図 2.18

が得られる。　このPcを最小にするγは、

$$\frac{\partial P_c}{\partial \gamma} = 0 \qquad (2\text{-}13)$$

を満足する値である。

ηをいくつかに変化させて、(2-13)式からγとsinαの関係を図にすると、図2-18のようになる。　図中には、写真2-3の実測値のγを○印で示し、これらを滑らかな破線でつないでみた。

この図を見ると、ηが大きいほど、即ち剪断反力が上に集中するほど、リングのYield Hingeγの位置は上に寄ることがわかる。　また、いずれのηの場合も、γの値は、sinαの増加に従って、同じような傾向で増加している。　しかし、系列2の試験体の圧縮支管下部の弦材の断面から実測したγは、sinα(=a/2R)の増加に従って、リングの計算値よりも、かなり急速に増加している。

いま、図2-18の破線と、各曲線の交点を求め、この交点でのηとsinαの関係を図にすると、図2-19のようになる。　即ちこの図は、実測のγと等しいγをとるための、図2-14のリングの反力を決めるηを示すものである。　この図を見ると、支管径が大きくなるとηが減少することがわかる。　この傾向は、図2-12において、支管径が大きくなると、剪断歪が単純梁理論による分布に近

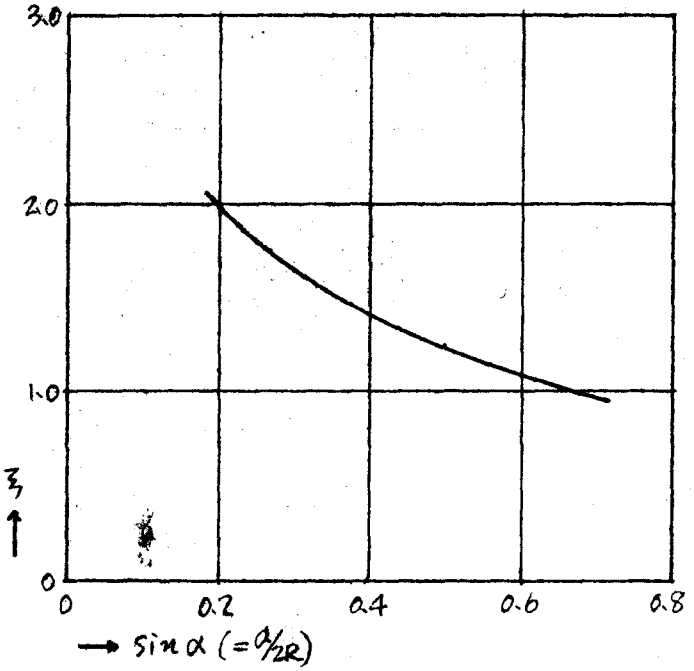


図 2-19

くなるという実験結果に一致する。　しかし，実測値の γ と等しい γ の計算値 γ を得るための η の値は1ではなく，剪断反力 $\tau = \frac{2P}{A}(\sin\varphi + \eta\sin 2\varphi)$ は，図2-12の剪断歪度の分布よりもかなり上に集中し，$\varphi = 135°$ 近辺では，負の値をとることになる。

以上に述べたことを要約すると結局次のようになる。

(1) 節点中央での弦材管の剪断歪度 γ_c（又は，剪断応力度といってもよい）は，単純梁理論による剪断歪度分布よりも，かなり上に集中する傾向を示す。　しかし，支管径が大きくなれば，やゝ，単純梁理論による分布に近くなる。

(2). 圧縮支管直下の弦材管の破壊後の形状から実測した Yield Hinge の位置 γ は，単純梁理論による剪断流の反力を持つ，図2-14のようなリングの塑性解から求めた，γ の計算値よりもやゝ小さい。

(3). 上述の，γ の実測値に等しい γ を求めるための，図2-14のリングの反力は，節点中央の弦材管の剪断応力分布よりも，更に上に集中した剪断反力をとらなければならない。

(4). (3)に述べたような予値は，結局，トラス節点のような円筒シェルを平面的なリングにモデル化したことに起因すると思われるが，$a/2R$ が大きくなると η は小さくなる（図2-19），こと，および，$a/2R$ が大きくなると γ の値は大きくなること など，リングの挙動の定性的な傾向はトラス節点の弦材管の挙動によく一致している。

2・3 節点の強度と各種パラメターの関係

2.2では，節点の支管と弦材管の歪度分布，或いは応力分布の定性的な傾向についていくつかの知識を得，また，弦材管の破壊性状とリングの破壊性状について比較を行った。これらの知識は，節点の強度と各種パラメターの定量的な関係を知るための直接的な手段にはなり得ないが，実験結果を整理し検討するための手掛になるものである。ここでは，実験結果から得られた資料を基にして，2.2で得られた知識を1部援用しながら，節点の強度と，各種パラメターの関係の実験式を導こうと思う。

2.1の実験概要で述べたように，本実験の試験体は，D/T, d/D, θ_1, g/Dの4つのパラメターを変化させたものであるが，節点の強度は，このような節点の形状に関係するパラメターの他に，弦材管素材の降伏点，歪硬化域の性質，溶接による素材の変質，さらに，有限変形が生じる場合には弦材管の残留応力や溶接による残留歪，等にも影響されると考えられる。しかし，今回は，節点の強度を支配するパラメターは，上述の形状に関する4つのパラメターと，弦材管の降伏点のみであると仮定して，節点の強度と各パラメターの関係を調べる。弦材管素材の試験結果の表(表2-3)を見てわかるように，弦材管素材の性質はかなり変化に富んでいるので，実験値のバラツキには，実験誤差のほかに，上述の，節点の形状に関するもの以外のパラメターの影響も入ると考えられるが，ここでは，これらを全て一緒に，偶差として扱う。残差が許容出来ないほど大きい場合は，これらのパラメターの影響を考えなければならないが，これについては，後に検討する。

弦材管の降伏点は，JIS12号試験による管軸方向の降伏点σ_yと，第1篇の第1章で述べたCrushing Testによる管周方向降伏点σ_cの平均値$\sigma_m=\frac{\sigma_y+\sigma_c}{2}$をとることにする。$\sigma_y$と$\sigma_c$が異なることの影響は，異方性を持つ弦材管

の非弾性域の挙動が明らかでないかぎり不明であるが，図2-10のT型接合部の主管の応力分布を見てわかるように，主管の母線方向の応力は，管周方向の応力よりやゝ小さいがかなり近い値を示しているので，降伏点として，単にσ_y又はσ_0をとるよりも，$\sigma_m=\frac{\sigma_y+\sigma_0}{2}$をとる方がより妥当であると考えられる。

本実験では，形状に関する4つのパラメターの全ての組合せを変化させて実験を行ったのではなく，個々のパラメターを独立に変化させたものである。　このことの是非は，後に述べるが，ここでは一応，各パラメターと節点の強度の関係は独立であると仮定して，個々のパラメターと強度の関係を最小2乗法によって導くことにする。

2.3.1　弦材管の管厚管径比の変化

第1章の実験において，非常に少ない資料からではあるが，節点の強度は，弦材管厚の2乗には比例せず，1乗と2乗の間の値に比例するのではないかと推定した。　従ってここでは，十字型接合部の，$P_m/\sigma_m T^2$なる無次元量の代りに，$P_m\sin\theta_1/\sigma_m R^2$なる無次元量に基づいて，$T/R$の影響を調べようと思う。　ここに$P_m\sin\theta_1$は，圧縮支管に作用する最大荷重の，弦材管軸に垂直な成分，σ_mは先述のσ_yとσ_0の相加平均，Rは弦材管の管厚中心線の半径である。　$P_m\sin\theta_1$をR^2で割ったのは，相似則から，節点の強度は，試験体の大きさの2乗に比例すると考えられるからである。

このような無次元化を行うことによって，弦材管の材質と，試験体の大きさの影響を消去することが出来る。

T/R以外のパラメターを一定にした系列1の試験体の実験結果の一覧表は表2-4に示すとうりである。　この表の値から$P_m\sin\theta_1/\sigma_m R^2$と$T/R$の関係を図上にプロットすると，図2-20のようになる。　試験体K-H-42-D(No.3)は，圧縮支管が局部座屈したが，弦材管の局部変形もかなり生じているの

系列	試験体記号	NO.	主管素材番号 *1)	σ_y t/cm²	σ_0 t/cm²	$\sigma_m = \frac{\sigma_y+\sigma_0}{2}$	T mm	$\frac{T}{R}$	最大荷重 P_m ton	$P_m \sin\theta_1$ ton	$\frac{P_m \sin\theta_1}{\sigma_m R^2} \times 10^{-2}$	破壊状態 *2)
1	K-I-3.2-E-20	1	I	3.87	4.50	4.18	3.29	0.0669	9.8	8.5	8.41	a, b
		2	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	a, b
		3	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	〃	a, b
		4	II	3.65	3.76	3.70	3.10	0.0629	8.0	6.9	7.69	a, b
	K-H-3.2-D-18	1		4.32	4.35	4.33	3.33	0.0776	9.28	8.04	10.09	a, b
		2		〃	〃	〃	〃	〃	9.60	8.31	10.43	a, b
		3		〃	〃	〃	〃	〃	9.50	8.23	10.33	a, b
	K-I-4.2-E-20	1	II	4.08	4.49	4.28	4.18	0.0858	14.00	12.12	11.03	a, b
		2	III	4.47	4.48	4.47	4.11	0.0843	14.75	12.77	11.99	a, b
		3	〃	〃	〃	〃	〃	〃	14.90	12.90	12.12	a, b
	K-H-4.2-D-18	1		3.97	3.97	3.97	4.02	0.0945	9.30	8.05		c
		2		〃	〃	〃	〃	〃	9.15	7.92		c
		3		〃	〃	〃	〃	〃	11.85	10.26	14.28	a, c

注) *1) 素材番号は，表2-3の番号を示す。
*2) 破壊状態の記号は次の通り

a : 圧縮支管下部の弦材管壁が局部変形
b : 引張支管と弦材管の溶接部の圧縮支管側に亀裂
c : 圧縮支管局部座屈

表 2-4 試験結果一覧表（系列1試験体）

図 2-20

0.15
0.10
0.05
0
$\frac{P_m \sin\theta_1}{\rho_m R^2}$
0.06
$\frac{T}{R}$
0.07
0.08
0.09
0.10
$2.73\left(\frac{T}{R}\right)^{1.54}$
$1.33\frac{T}{R}$
$17.5\left(\frac{T}{R}\right)^2$

で，弦材管の局部変形によって最大荷重に達したものと見なして，その，$P_m \sin\theta_1/\rho_m R^2$ を採用することにした。図上の点は，大体1つの曲線を描いているので，これらの資料から

$$\frac{P_m \sin\theta_1}{\rho_m R^2} = \alpha_e \left(\frac{T}{R}\right)^C \qquad (2-14)$$

とおいて，定数 α_e と C を決定すると

$$\frac{P_m \sin\theta_1}{\rho_m R^2} = 2.73\left(\frac{T}{R}\right)^{1.54} \qquad (2-15)$$

中央誤差 $r = 0.0054$

が得られる。(2-15)式は，図中に実線で示すとうりである。

この式から，$P_m \sin\theta_1/\rho_m R^2$ は，T/R の1.54乗に比例するという結果が得られたが，本実験の T/R の値は，0.06～0.10 の極めて狭い範囲に限られているから，一般にこの式が成立するかどうかは勿論明らかではない。

いま，試みに，

$$\frac{P_m \sin\theta_1}{\rho_m R^2} = a\left(\frac{T}{R}\right) \qquad (2-16)$$

$$\frac{P_m \sin\theta_1}{\rho_m R^2} = b\left(\frac{T}{R}\right)^2 \qquad (2-17)$$

とおいて，実験値から定数 a，b の最確値を求めると，

$$a = 1.33, \qquad b = 17.5$$

が得られ，(2-16)，(2-17)式は，図2-20の破線と鎖線で示すようになる。いずれも実験値と大差はなく，たかだか15%程度の差しか生じない。即ち，非常に小さい区間内であるから，どのような形の曲線でも，比較的小さい誤差で近似できることがわかる。従って(2-15)式の T/R の指数は，厳密な意味はなく，大体1.5の近傍と考えるのが適当と思われる。

軸対称半径方向集中荷重を受ける円筒シェルの最大曲げモーメントが，$\sqrt{RT}$ に比例する[22]ことから類推して，金谷は，直交T型接合部の最大荷重として次の式を与え，実験値と比較的よく一致することを述べている[7]。

$$P_m = (80\alpha/\pi + 2)\sigma_y \cdot Z/R$$
$$Z = B_s \cdot T^2/6 \qquad B_s = 1.52R\sqrt{R/T} \qquad (2-18)$$

この式を，(2-14)式の形に整理すると，

$$P_m/\sigma_y R = f(\alpha)\cdot(\frac{T}{R})^{1.5} \qquad (2\text{-}19)$$

となる。 管周方向に曲げモーメントの生じない軸対称荷重を受けるシェルの弾性解と，T型接合部の崩壊荷重とのアナロジーには問題があると思われるが，(2-19)式のT/Rの指数は，(2-15)式の指数に大体等しくなっている。

P_mとT/Rの厳密な物理的関係は，簡単なリングの塑性解(2-9)式からも推定出来るように，このように単純な関係にはないと思われるが，上述の実験結果と，金谷の実験結果[7]を総合して考えると，$0.06 < T/R < 0.10$の範囲では，実用上P_mは$(T/R)^{1.5}$に比例すると考えてよいと思われる。

2.3.2 支管と弦材管の管径比の変化

2.3.2.1 リングの塑性解との比較

支管と弦材管の管径比d/Dのみを変化させ，他のパラメターを一定にした系列2の試験体の実験結果は，表2-5のようになる。 この結果から直接d/DとP_mの関係を求める前に，図2-14に示したリングの崩壊荷重とP_mを比較してみよう。

図2-14のリングの崩壊荷重は，(2-9)式に，(2-10)式より求められる，Yield Hingeの位置γを代入することによって得られる。 このようにして求めた崩壊荷重から$P_c/4M_0$ $(= P_c/4T^2)$と$\sin\alpha$の関係を図にすると，図2-21のようになる。 この図を見ると，$\frac{1}{10.5} < \frac{T}{R} < \frac{1}{7.5}$の範囲では，軸力の影響を無視し，曲げモーメントのみを考慮して崩壊荷重を求めても，軸力を考慮した崩壊荷重と数%程度の差しかないことがわかる。
いま，実験による$P_m \sin\beta$を，(2-9)式のP_cで割ると，P_cは単位幅のリングの崩壊荷重であるから，節点の強度の弦材管に垂直な成分と等しい崩壊荷重を持つ，図2-14のリングの等価幅B_eが求められる。 即ち，

系列	試験体記号	NO.	主管素材番号	σ_m t/cm²	T mm	T/R	d/D	P_m ton	$P_m \sin\theta_1$ ton	Be/R	$\frac{P_m \sin\theta_1}{\sigma_m R^2}$	$\theta\ell$ *1)	破壊状態 *2)
2	K-I-3.2-B-20	1	I	4.18	3.29	0.0669	0.268	7.2	6.3	5.34	0.062	3.58	a, d
		2	IV	4.09	3.16	0.0642		5.7	4.9	4.94	0.049	3.01	a, b
		3	〃	〃	〃	〃		5.9	5.1	5.12	0.051	3.13	a, b
	K-I-3.2-C-20	1	I	4.18	3.29	0.0669	0.335	8.3	7.2	5.60	0.071	4.10	a, b
		2	IV	4.09	3.16	0.0642		6.7	5.8	5.34	0.059	3.62	a,
		3	〃	〃	〃	〃		7.0	6.0	5.54	0.061	3.74	a,
	K-I-3.2-E-20	1	I	4.18	3.29	0.0669	0.478	9.8	8.5	5.24	0.084	4.86	a, b
		2	〃	〃	〃	〃		9.8	8.5	5.24	0.084	4.86	a, b
		3	〃	〃	〃	〃		9.8	8.5	5.24	0.084	4.86	a, b
		4	II	3.70	3.10	0.0629		8.0	6.9	5.74	0.077	4.87	a, b
	K-I-3.2-F-20	1	II	3.70	3.10	0.0629	0.595	9.4	8.1	5.40	0.090	5.70	a, b
		2	IV	4.09	3.16	0.0642		10.6	9.2	5.40	0.093	5.71	a, b
		3	〃	〃	〃	〃		10.1	8.8	5.14	0.089	5.46	a
	K-I-3.2-G-20	1	IV	4.09	3.16	0.0642	0.751	13.8	11.9	4.86	0.120	7.36	a, b
		2	〃	〃	〃	〃		12.9	11.2	4.56	0.113	6.93	a, b
		3	II	3.70	3.10	0.0629		11.2	9.7	4.46	0.108	6.84	a, b

注)

*1) $\theta\ell = \dfrac{P_m \sin\theta_1}{(\frac{T}{R})^{1.5}}$

*2) a：弦材管局部変形

b：支管溶接部の圧縮支管側亀裂

表 2-5 系列2試験体実験結果（破壊後の形状は、写真2-4～写真2-8参照）

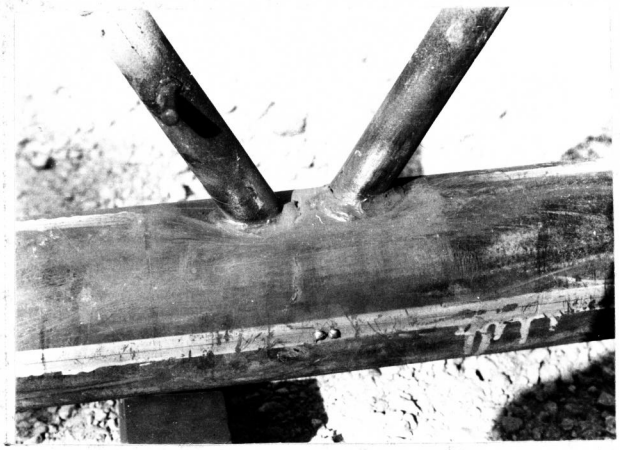


写真 2－4 （K-I-3.2-B-20）



写真 2－7 （K-I-3.2-F-20）



写真 2－5 （K-I-3.2-C-20）

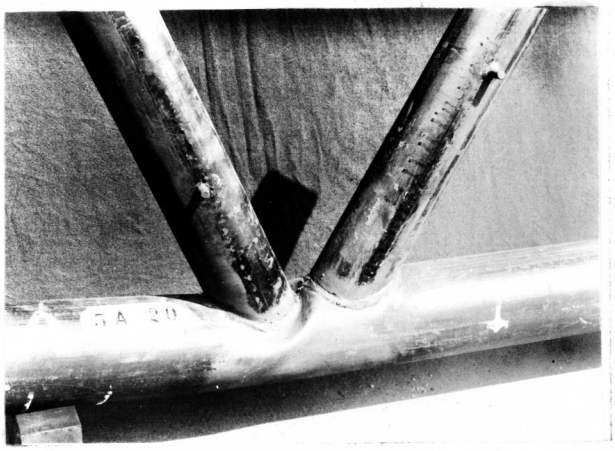


写真 2－8 （K-I-3.2-G-20）

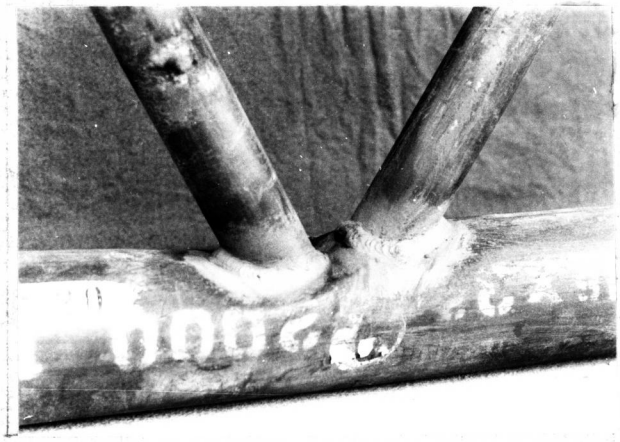


写真 2－6 （K-I-3.2-E-20 ）

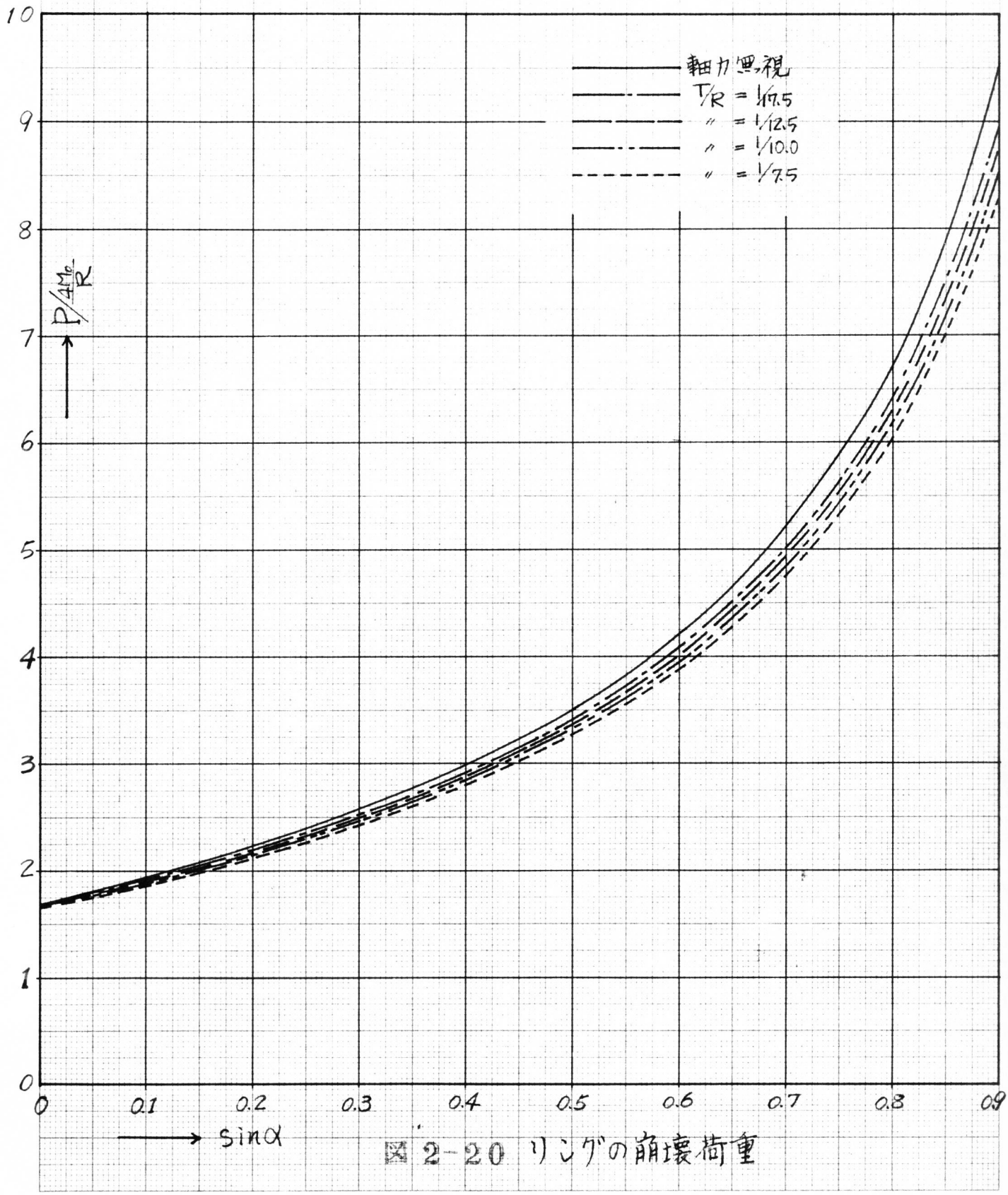


図 2-20 リングの崩壊荷重

JIS A4 (180×250)

$$Be = P_m \sin\theta_1 \Big/ \frac{(1+\cos\alpha)+(1-\sin\alpha)\frac{T}{8R}}{\left\{\left(1-\frac{\alpha}{\pi}\right)(1+\cos\alpha)\sin\gamma-\left(1-\frac{\gamma}{\pi}\right)(1+\cos\gamma)\sin\alpha\right\}+\left\{\frac{4}{\pi}(1+\cos\gamma)\cdot\right.}$$

$$\left.\cos\alpha+2\left(1-\frac{\gamma}{\pi}\right)\sin\gamma\right\}\frac{T}{8R}+\left\{\left(1-\frac{\alpha}{\pi}\right)(1+\cos\gamma)\sin\alpha+\left(1-\frac{\gamma}{\pi}\right)(1+\cos\alpha)\sin\gamma\right\}\left(\frac{T}{8R}\right)^2 \cdot \frac{\sigma_m T^2}{R} \quad (2-20)$$

である。

このようにして求められた等価幅 Be を R で割った値を，表2-5の Be/R の欄に示す。　この Be/R の値を見ると，α/β の大きい K-I-32-G-20 の場合は平均よりやや小さいが，その他の場合は，α/β によってほとんど変化なく，大体一定値（相加平均値＝5.20）を示している。　即ち，系列2の試験体の，$P_m \sin\theta_1$ は，幅 $Be = 5.2R$ を持つ図2-14のリングの崩壊荷重に大体等しいことがわかる。

(2-20)式において，$\frac{T}{8R}$ のつく項は，他の項に比べて十分小さいから，これを無視し，式の形を変形すると，

$$\frac{P_m \sin\theta_1}{\sigma_m R^2} = \frac{Be}{R}\left(\frac{T}{R}\right)^2 f(\alpha) \quad (2-21)$$

$$f(\alpha) = \frac{1+\cos\alpha}{\left(1-\frac{\alpha}{\pi}\right)(1+\cos\alpha)\sin\gamma-\left(1-\frac{\alpha}{\pi}\right)(1+\cos\gamma)\sin\alpha}$$

γ は $\frac{\partial f}{\partial \gamma}=0$ を満足する値

が得られる。　Be/R は，系列2の試験体では平均5.2であったが，2.3.1から，$P_m \sin\theta_1/\sigma_m R^2$ は $(T/R)^{1.5}$ に比例することがわかっているので，(2-21)式より，Be/R は $(T/R)^{-\frac{1}{2}}$ に比例することになる。　系列2の試験体の T/R の平均値が0.065であることと，この場合の Be/R が5.2であったことを考え合せると，

$$Be/R = 5.2\left(\frac{T}{R}\Big/0.065\right)^{-\frac{1}{2}} = 1.3\sqrt{\frac{R}{T}} \quad (2-22)$$

が得られる。　(2-22)式を考慮して，(2-21)式の右辺から T/R の項を左辺に移すと，

$$\frac{P_m \sin\theta_1}{\sigma_m R^2 (T/R)^{1.5}} = 1.3 f(\alpha) \quad (2-33)$$

が得られる。

2.3.1 において、

$$\frac{P_m \sin\theta_1}{\alpha_m R^2} = \alpha_\ell \left(\frac{T}{R}\right)^{1.5} \qquad (2\text{-}24)$$

とおけることを述べたが、(2-23) 式は

$$\alpha_\ell = 1.3 f(\alpha) \qquad (2\text{-}25)$$

とおいたことになる。

実験値から、$\alpha_\ell = P_m \sin\theta_1 / \alpha_m R^2 (T/R)^{1.5}$ を求め（表 2-5 参照）$\sin\alpha$ ($=\alpha/D$ とした) との関係をプロットすると、図 2-22 の ○EP のようになり、リング式 (2-25) は、図中の破線のようになる。この図を見ると、リング式 (2-25) は、$0.2 < \alpha/D < 0.8$ の範囲では、実験値とたかだか 10% 程度の差しか生じないが、α/D が増加するに従って、実験値よりもかなり急激に上昇している。実験値の方は、(2-25) 式よりも、直線的に上昇する形を示している。このように、リング式と実験値の α_ℓ の、α/D の変化による形が異なる原因のひとつとして次のことが考えられる。

図 2-8 において、系列 2 の試験体の支管脚部の歪度分布を示したが、α/D が小さいものは、圧縮支管の測点 2, 3 近傍の歪度が大きくなるに対し、α/D が大きくなると、逆に測点 1, 5 近傍の歪度が大きくなっている。即ち、これらの試験体を図 2-14 のリングに置換する場合、α/D が小さいものは 2 点集中荷重の距離は大体 α に近くとってよいが、α/D が大きくなると、この距離は、α よりも小さくとる必要があるものと思われる。試みに、支管の歪度が常に測点 3 に集中している、金谷の直交 T 型接合部の実験値[7]から、$P_m \sin\theta_1 / \alpha_m R^2 (T/R)^{1.5}$ を求めて図上にプロットすると、図 2-22 に示した • 印のようになり、バラツキはかなり大きいが（この原因は、α_m が不明のため α を用いて計算したからではないかと思われる）、大体、破線と同じような傾向で分布することがわかる。• 印の値が本実験の実験値 ○印よりかなり小さいのは、勿論 K 型トラス節点と T 型接合部の相違で、K

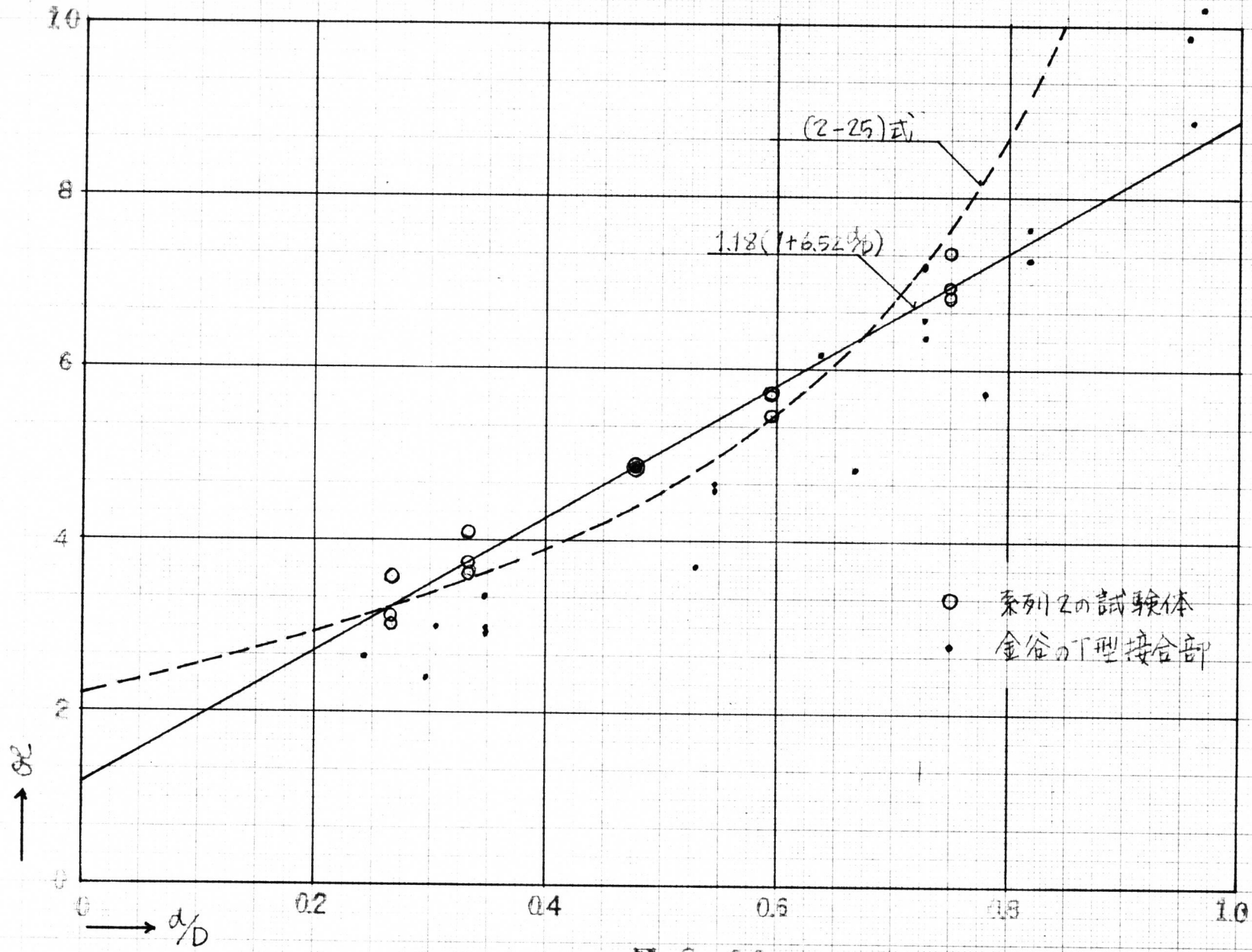


図 2-22

型トラス節点の場合は，引張支管の影響があるためであろう。

2.3.2.2 最小2乗法による実験式

上述のように，$\beta/\kappa = 1.3\sqrt{R/T}$ とおいた，図2-14のリングの崩壊荷重と d/D の関係は，$0.3 < d/D < 0.7$ 程度の範囲では，実験値の $P_m \sin\theta_1$ と d/D の関係とかなり近いことがわかり，また，図2-14のリングの2点集中荷重の間隔を，d/D が大きくなるに従って d よりも小さくとるようにすれば，図2-22よりも更に実験値とよく一致するリング式を求められることが推定出来た。しかし，(2-21)式は，かなり複雑で，十字型接合部の場合のようにリング式を利用して実験式を導くことは得策ではない。ここでは，図2-22にプロットした実験値から，最小2乗法によって $\alpha\ell\ (= P_m \sin\theta_1 / \sigma_m \cdot R^2 (T/R)^{1.5})$ と d/D の関係を求めようと思う。

$$\alpha\ell = \alpha_e (1 + C\, d/D) \qquad (2-26)$$

とおいて，定数 α_e, C を求めると

$$\alpha\ell = 1.18 (1 + 6.52\, d/D) \qquad (2-27)$$
$$r = 0.14$$

が得られる。(2-27)式の関係は，図2-22に実線で示すとうりである。中央誤差 $r = 0.14$ は，同一試験体の実験値のバラツキ程度であるから，(2-27)の直線式は，十分な精度で，実験値を表わしていることがわかる。

2.3.3 圧縮支管と弦材管の交角 θ_1 の変化

これまでに行われて来た，鷲尾，馬羽らのトラス節点の研究[2)3)5)]，金谷のT型接合部の研究[6)7)8)]などでは，圧縮支管と弦材管の交角 θ_1 が変化しても，圧縮支管に作用する荷重の最大値 P_m の，弦材管軸に垂直な成分 $P_m \sin\theta_1$ は一定値をとるという仮定を前提として実験が行われており，θ_1 を変化させた実験資料は得られていない。しかし，θ_1 が90°よりも小さくなると

圧縮支管と弦材管の接合部には，弦材管軸に平行な力が作用し，弦材管の局部変形になにがしかの影響を及ぼすと思われる。　ここでは，圧縮支管と弦材管の交角θ_1のみを変化させ，その他のパラメーターを一定にした，系列3の試験体の実験結果から，θ_1と$P_m \sin\theta_1$の関係を調べることにする。

系列3の試験体の実験結果一覧表は，表2－6に示すとうりである。表中には，実験結果から求めた，

$$\alpha_e = \frac{P_m \sin\theta_1}{\sigma_m R^2 (\frac{T}{R})^{1.5}} \qquad (2-24)'$$

の値と

$$\lambda_e = \frac{\alpha_e}{1+6.52\%} = \frac{P_m \sin\theta_1}{\sigma_m R^2 (\frac{T}{R})^{1.5}(1+6.52\%)} \qquad (2-28)$$

の値を示した。　λ_eは，最大荷重の弦材管軸に垂直な成分から，弦材管の降伏点，試験体の大きさ，弦材管の管厚，支管径の変化の影響，を消去した無次元量と考えることが出来る。　ここでは，このλ_eの値を比較する事によって，θ_1の変化の影響を調べることにする。

表2－6に示したλ_eの値と$\cos\theta_1$の関係を図上にプロットすると，図2－23のようになる。　この図を見ると，λ_eの値は，$\cos\theta_1$の増加に従って，次第に減少することがわかる。　即ち，θ_1が90°よりも小さくなると，最大荷重P_mの弦材管軸に垂直な成分は減少する。

図に示したλ_eは$\cos\theta_1$の増加によって放物線的に減少しているように見えるので

$$\lambda_e = \lambda(1 - C\cos^2\theta_1) \qquad (2-29)$$

とおいて定数λ，Cを求めると

$$\lambda_e = 1.23(1 - 0.26\cos^2\theta_1) \qquad (2-30)$$
$$r = 0.027$$

が得られる。　この曲線は，図2－23に示すとうりである。　中央誤差は実験値のばらつき程度であるから，(2-30)式は，λ_eとθ_1の関係を十分な精度で表わしていると云える。

系列	試験体記号	NO.	主管素材番号	σ_m t/cm²	T/R	d/D	θ_1	P_m ton	$P_m \sin\theta_1$ ton	$\frac{P_m \sin\theta_1}{\sigma_m R^2}$	α *1)	λ *2)	破壊状態 *3)
3	K-1-3.2-E-20-90°	1	Ⅳ	4.09	0.0642	0.478	90°	7.9	7.9	0.080	4.92	1.20	a
		2	〃	〃	〃	〃	〃	8.5	8.5	0.086	5.29	1.28	a
		3	〃	〃	〃	〃	〃	8.1	8.1	0.082	5.04	1.22	a
	K-1-3.2-E-20-75°	1	Ⅳ	4.09	0.0642	0.478	75°	7.9	7.6	0.077	4.74	1.15	a
		2	〃	〃	〃	〃	〃	7.9	7.6	0.077	4.74	1.15	a
		3	〃	〃	〃	〃	〃	8.8	8.5	0.086	5.29	1.28	a
	K-1-3.2-E-20-60°	1	Ⅰ	4.18	0.0669	0.478	60°	9.8	8.5	0.084	4.86	1.18	a, b
		2	〃	〃	〃	〃	〃	9.8	8.5	0.084	4.86	1.18	a, b
		3	〃	〃	〃	〃	〃	9.8	8.5	0.084	4.86	1.18	a, b
		4	Ⅱ	3.70	0.0629	〃	〃	8.0	6.9	0.076	4.82	1.17	a, b
	K-1-3.2-E-20-45°	1	Ⅳ	4.09	0.0642	0.478	45°	10.1	7.1	0.072	4.43	1.08	a
		2	〃	〃	〃	〃	〃	10.5	7.4	0.075	4.61	1.12	a
		3	〃	〃	〃	〃	〃	10.3	7.3	0.074	4.55	1.11	a
	K-1-3.2-E-20-30°	1	Ⅳ	4.09	0.0642	0.478	30°	13.2	6.6	0.067	4.12	1.00	a
		2	〃	〃	〃	〃	〃	12.5	6.3	0.064	3.94	0.96	a
		3	〃	〃	〃	〃	〃	12.1	6.1	0.062	3.81	0.93	a

注) *1) $\alpha = \frac{P_m \sin\theta_1}{\sigma_m R^2 (T/R)^{1.5}}$

*2) $\lambda = \frac{\alpha}{1 + 6.52 d/D}$

*3) a：弦材管局部変形
b：引張支管溶接部の圧縮支管側亀裂

表 2-6 系列3試験体実験結果（破壊形態態は写真2-9～写真2-12参照）



写真 2-9

K-I-3.2-E-20-90°



写真 2-10

K-I-3.2-E-20-75°

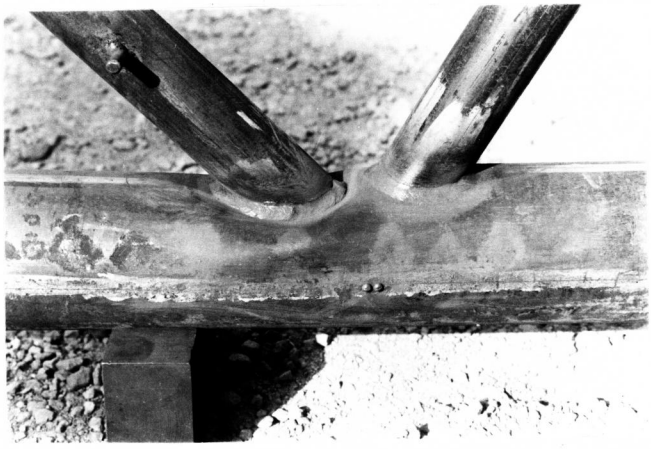


写真 2-11

K-I-3.2-E-20-45°



写真 2-12

K-I-3.2-E-20-30°

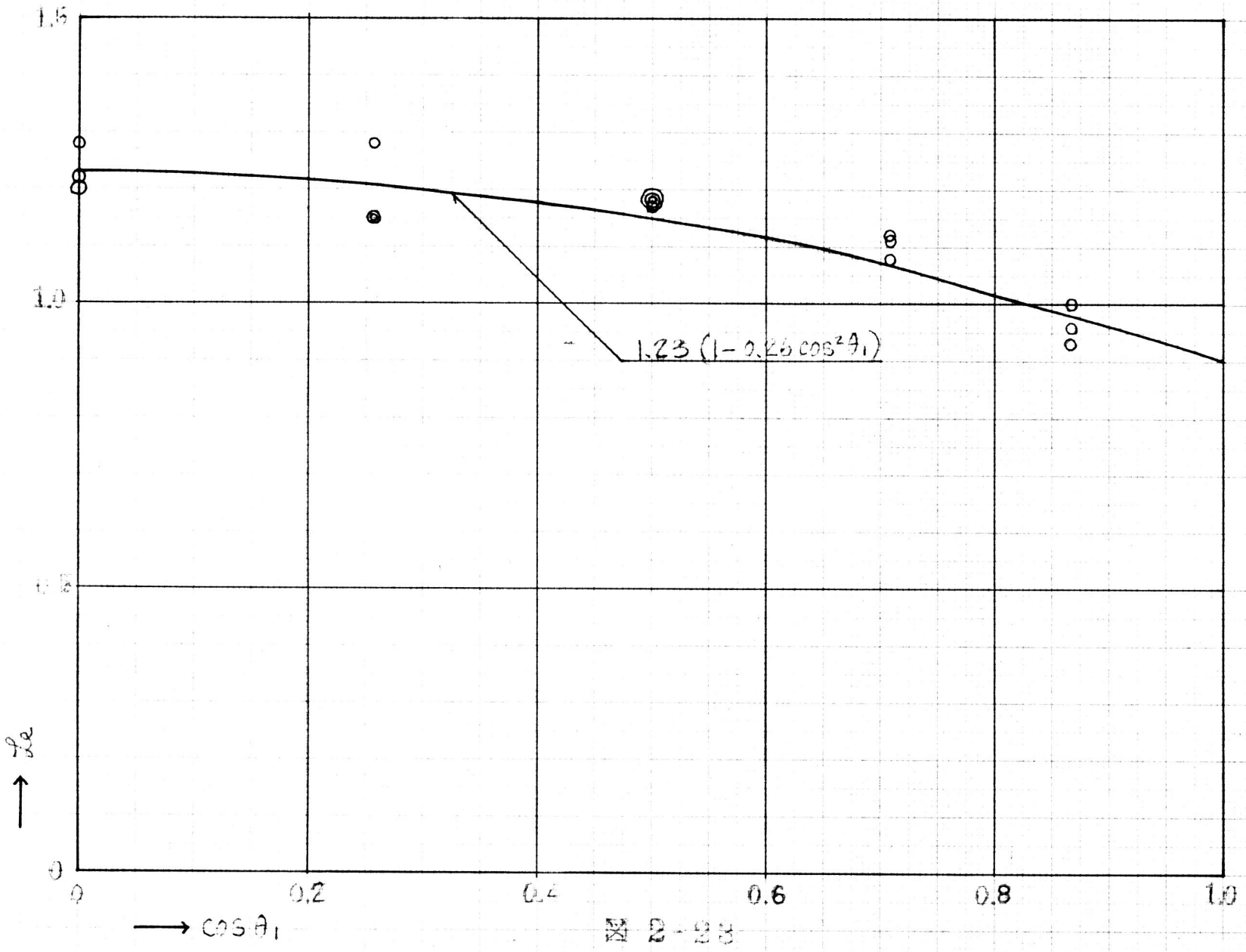

1.5
1.0
0.5
0
0
0.2
0.4
0.6
0.8
1.0
f_{θ}
$\cos\theta_1$
$1.23\,(1-0.26\cos^2\theta_1)$

図 2-23

2.3.4 両支管の間隙 g の変化

2.3.1 ～ 2.3.3 において，節点の形状に関するパラメターのうち，t/t_c，g/D，θ_1 の変化と，節点の強度の関係を表わす実験式を導くことが出来た。これらの実験式を得るために用いた試験体は，表2-1に示したように，全て g/D を0.2に固定したものであった。ここでは，4種類の g/D に関して g/D を0から0.3まで変化させ，その他のパラメターを一定にした系列4の試験体，および第1章の試験体のうち $g/D=0$ の試験体について，g/D の変化と $P_m \sin\theta_1$ の関係を調べることにする。これらの試験体の実験結果は表2-7 (a)～(c) に示すとうりである。表2-7には，実験結果から求めた，(2-24)′式の α_l，(2-28)式の λ_e，および，(2-29)式を変形した

$$\zeta = \frac{P_m \sin\theta_1}{\sigma_m R^2 (\frac{T}{R})^{1.5}(1+6.52\frac{g}{D})(1-0.26\cos^2\theta_1)} \qquad (2-31)$$

の値を示した。(2-31)式の ζ は，(2-30)式より，系列1～3の試験体については1.23をとるが，g/D が変ることによって変化する値である。この ζ は，最大荷重の，弦材管に垂直方向の成分から，弦材管の降伏点，弦材管厚，支管径の変化，θ_1 の変化の影響を消去した無次元量と考えることが出来る。ここでは，ζ の値を比較することによって g/D の影響を調べることにする。

表2-7の ζ と g/D の関係を図上にプロットすると，図2-24のようになる。この図を見ると，g/D が増加することによって，ζ の値がかなり急速に低下するグループ ($g/D \leq 0.2$) と，g/D が増加することによって，ζ の値が僅かしか低下しないグループ ($g/D \geq 0.25$) の2つに分けることができる。$g/D \leq 0.2$ は，圧縮支管直下の弦材管の局部変形が，引張支管によってかなり拘束される範囲であり，$g/D \geq 0.25$ は，引張支管の影響が小さい範囲であると考えられる。これら2つのグループについて，ζ と g/D の関係を，直線式

$$\zeta = C_1 + C_2 \frac{g}{D} \qquad (2-32)$$

系列	試験体記号	NO.	主管素材番号	σ_m t/cm²	T/R	d/D	g/D	P_m ton	$P_m \sin\theta_1$ ton	$\frac{P_m \sin\theta_1}{\sigma_m R^2}$	α_e *1)	L_e *2)	L *3)	破壊状態 *4)
4	K-I-3.2-B-0	1	I	4.18	0.0669	0.268	0	6.90	5.98	0.059	3.41	1.24	1.33	b
	K-I-3.2-B-10	1	II	3.70	0.0629	〃	0.1	6.77	5.86	0.065	4.12	1.50	1.60	a, d
	K-I-3.2-B-20	1	I	4.18	0.0669	〃	0.2	7.24	6.27	0.062	3.58	1.30	1.39	a, b, d
		2	IV	4.09	0.0642	〃	〃	5.65	4.89	0.049	3.01	1.10	1.18	a, b
		3	〃	〃	〃	〃	〃	5.85	5.07	0.051	3.14	1.14	1.22	a, b
	K-I-3.2-B-30	1	I	4.18	0.0669	〃	0.3	7.08	6.13	0.061	3.53	1.29	1.38	a, d
	K-I-3.2-C-0	1	II	3.70	0.0629	0.335	0	8.80	7.62	0.085	5.39	1.69	1.81	a, b
	K-I-3.2-C-10	1	I	4.18	0.0669	〃	0.1	9.04	7.83	0.077	4.45	1.40	1.50	a, b
	K-I-3.2-C-20	1	I	4.18	0.0669	〃	0.2	8.30	7.19	0.071	4.10	1.29	1.38	a, b
		2	IV	4.09	0.0642	〃	〃	6.70	5.80	0.059	3.63	1.14	1.22	a, b
		3	〃	〃	〃	〃	〃	6.95	6.02	0.061	3.75	1.18	1.26	a, b
	K-I-3.2-C-30	1	I	4.18	0.0669	〃	0.3	7.03	6.09	0.060	3.47	1.09	1.17	a
	K-I-3.2-E-0	1	I	4.18	0.0669	0.478	0	13.5	11.7	0.116	6.71	1.63	1.74	a, b
		2	〃	〃	〃	〃	〃	14.3	12.4	0.123	7.11	1.73	1.85	a, b
		3	〃	〃	〃	〃	〃	11.3	9.8	0.097	5.61	1.36	1.45	b
		4	〃	〃	〃	〃	〃	12.3	10.7	0.106	6.13	1.49	1.59	a, b
	K-I-3.2-E-5	1	I	4.18	0.0669	〃	0.05	13.4	11.6	0.115	6.65	1.62	1.73	a, b
		1	〃	〃	〃	〃	〃	13.4	11.6	0.115	6.65	1.62	1.73	a, b
		1	〃	〃	〃	〃	〃	13.1	11.3	0.112	6.47	1.57	1.68	a, b
	K-I-3.2-E-10	1	I	4.18	0.0669	〃	0.1	11.9	10.3	0.102	5.90	1.43	1.53	a, b
		2	〃	〃	〃	〃	〃	11.1	9.6	0.095	5.49	1.33	1.42	a, b
		3	〃	〃	〃	〃	〃	11.3	9.8	0.097	5.61	1.36	1.45	a, b
		4	〃	〃	〃	〃	〃	11.5	10.0	0.099	5.72	1.39	1.49	a, b
	K-I-3.2-E-15	1	I	4.18	0.0669	〃	0.15	11.3	9.8	0.097	5.61	1.36	1.45	a, b
		2	〃	〃	〃	〃	〃	11.3	9.8	0.097	5.61	1.36	1.45	a, b
		3	〃	〃	〃	〃	〃	10.6	9.2	0.091	5.26	1.28	1.37	a, b

注) *1) $\alpha_e = \frac{P_m \sin\theta_1}{\sigma_m R^2 (\frac{T}{R})^{1.5}}$

*2) $L_e = \frac{\alpha_e}{1+6.5\frac{d}{D}}$

*3) $L = \frac{L_e}{1-0.26\cos\theta_1}$

*4) a: 圧縮支管下部の素材管局部変形
b: 引張支管溶接部の圧縮支管側亀裂
c: 圧縮支管局部座屈
d: 引張支管溶接部破断

表 2-7 (a) 系列4試験体実験結果

系列	試験体記号	NO.	主筋素材番号	σ_m t/cm²	T/R	d/D	g/D	P_m ton	$P_m \sin\theta_1$ ton	$\frac{P_m \sin\theta_1}{\sigma_m R^2}$	α_l	l_e	l	破壊状態
4	K-I-3.2-E-20	1	I	4.18	0.0669	0.478	0.2	9.8	8.5	0.084	4.86	1.18	1.26	a, b
		2	〃	〃	〃	〃	〃	9.8	8.5	0.084	4.86	1.18	1.26	a, b
		3	〃	〃	〃	〃	〃	9.8	8.5	0.084	4.86	1.18	1.26	a, b
		4	II	3.70	0.0629	〃	〃	8.8	6.9	0.076	4.82	1.17	1.25	a, b
	K-I-3.2-E-25	1	I	4.18	0.0669	〃	0.25	8.8	7.6	0.075	4.34	1.05	1.12	a, b
		2	〃	〃	〃	〃	〃	8.8	7.6	0.075	4.34	1.05	1.12	a, b
		3	〃	〃	〃	〃	〃	8.8	7.6	0.075	4.34	1.05	1.12	a, b
	K-I-3.2-E-30	1	II	3.70	0.0629	〃	0.3	7.45	6.45	0.072	4.56	1.11	1.19	a, b
	K-I-3.2-F-0	2	II	〃	〃	0.595	0	12.90	11.17	0.124	7.86	1.61	1.72	a, b
	K-I-3.2-F-10	3	I	4.18	0.0669	〃	0.1	12.25	10.61	0.105	6.07	1.24	1.33	a, b
	K-I-3.2-F-20	1	II	3.70	0.0629	〃	0.2	9.35	8.11	0.090	5.70	1.17	1.25	a, b
		2	IV	4.09	0.0642	〃	〃	10.62	9.20	0.093	5.72	1.17	1.25	a, b
		3	〃	〃	〃	〃	〃	10.10	8.75	0.088	5.41	1.11	1.19	a, b
	K-I-3.2-F-30	1	II	3.70	0.0629	〃	0.3	8.73	7.56	0.084	5.32	1.09	1.17	a, b
第1章の試験体	A - C	1	I	4.18	0.0669	0.268	0.27	5.5	4.8	0.047	2.72	0.99	1.06	a, b
		2	〃	〃	〃	〃	〃	6.0	5.2	0.051	2.95	1.07	1.14	a, b
		3	〃	〃	〃	〃	〃	5.7	4.9	0.048	2.77	1.01	1.08	a, b
		4	〃	〃	〃	〃	〃	5.9	5.1	0.050	2.89	1.05	1.12	a, b
	A - 0	1	I	4.18	0.0669	〃	0.56	5.3	4.6	0.045	2.60	0.95	1.02	a
		2	〃	〃	〃	〃	〃	6.8	5.9	0.058	3.35	1.22	1.30	a
		3	〃	〃	〃	〃	〃	5.5	4.8	0.047	2.72	0.99	1.06	a
		4	〃	〃	〃	〃	〃	6.2	5.4	0.053	3.06	1.11	1.19	a
	B - C	1	I	4.18	0.0669	0.420	0.09	10.4	9.0	0.089	5.14	1.38	1.48	a, b, c
		2	〃	〃	〃	〃	〃	10.0	8.7	0.086	4.97	1.33	1.42	a, b
		3	〃	〃	〃	〃	〃	10.6	9.2	0.091	5.26	1.41	1.51	a, b
	B - 0	1	I	4.18	0.0669	〃	0.38	7.9	6.8	0.067	3.87	1.04	1.11	a, c
		2		4.33	0.0794	〃	〃	9.9	8.6	0.083	3.71	0.99	1.06	a, c
		3	I	4.18	0.0669	〃	〃	8.2	7.1	0.070	4.05	1.08	1.16	a, c
	C - 0	1		4.33	0.0794	0.595	0.28	12.8	11.1	0.107	4.78	0.98	1.05	a, b
		2	I	4.18	0.0669	〃	〃	11.2	9.7	0.096	5.55	1.14	1.22	a, b
		3	〃	〃	〃	〃	〃	11.2	9.7	0.096	5.55	1.14	1.22	a, b

表 2-7 (b)

系列	試験体記号	NO.	主筋素材番号	σ_m t/cm²	T/R	d/D	g/D	P_m ton	$P_m \sin\theta_1$ ton	$\frac{P_m \sin\theta_1}{\sigma_m R^2}$	ℓe	λe	λ	破壊状態
第1章の試験体	D－C	1	I	4.18	0.0669	0.478	0.03	13.4	11.6	0.115	6.65	1.62	1.73	a, b
		2	〃	〃	〃	〃	〃	14.5	12.6	0.125	7.23	1.76	1.88	a, b
		3	〃	〃	〃	〃	〃	13.0	11.3	0.112	6.47	1.57	1.68	a, b
	D－0	1	I	4.18	0.0669	〃	0.31	9.3	8.1	0.080	4.62	1.12	1.20	a, b
		2	〃	〃	〃	〃	〃	8.6	7.5	0.074	4.28	1.04	1.11	a, b
		3	〃	〃	〃	〃	〃	8.0	6.9	0.068	3.93	0.95	1.02	a, b
	E－0	1	I	4.18	0.0669	0.595	0.18	11.0	9.5	0.094	5.43	1.11	1.19	a, b
		2	〃	〃	〃	〃	〃	11.3	9.8	0.097	5.61	1.15	1.23	a, b
		3	〃	〃	〃	〃	〃	11.8	10.2	0.101	5.84	1.20	1.28	a, b
	E－0′	1		4.33	0.0794	〃	0.47	13.3	11.5	0.111	4.96	1.02	1.09	a, b
		2		〃	〃	〃	〃	13.3	11.5	0.111	4.96	1.02	1.09	a, b
		3	I	4.18	0.0669	〃	〃	9.9	8.6	0.085	4.91	1.01	1.08	a
	F－0	1	I	4.18	0.0669	〃	0.18	12.4	10.7	0.106	6.13	1.26	1.35	a, b
		2	〃	〃	〃	〃	〃	12.1	10.5	0.104	6.01	1.23	1.32	a, b
		3	〃	〃	〃	〃	〃	10.3	8.9	0.088	5.09	1.04	1.11	a, b
	H－0	1	I	5.23	0.0843	〃	0.18	17.9	15.5	0.125	5.11	1.05	1.12	a, b
		2	〃	〃	〃	〃	〃	18.6	16.1	0.130	5.31	1.09	1.17	a, b
		3	〃	〃	〃	〃	〃	17.7	15.3	0.123	5.03	1.03	1.10	a, b

表 2-7 (c)

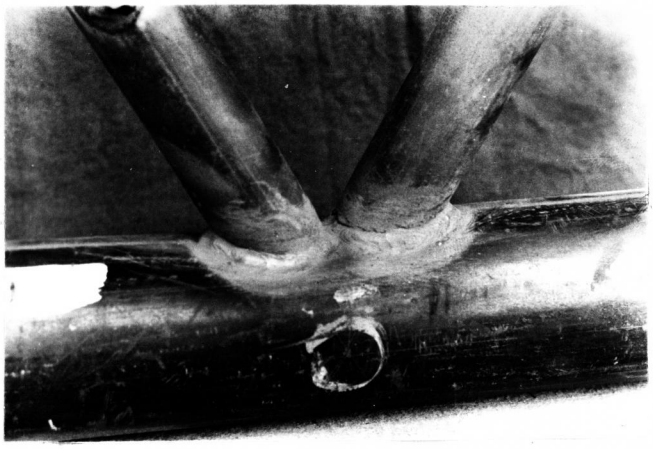


写真 2-13　K-I-3.2-E-0



写真 2-14　K-I-3.2-E-10



写真 2-15　K-I-3.2-E-30

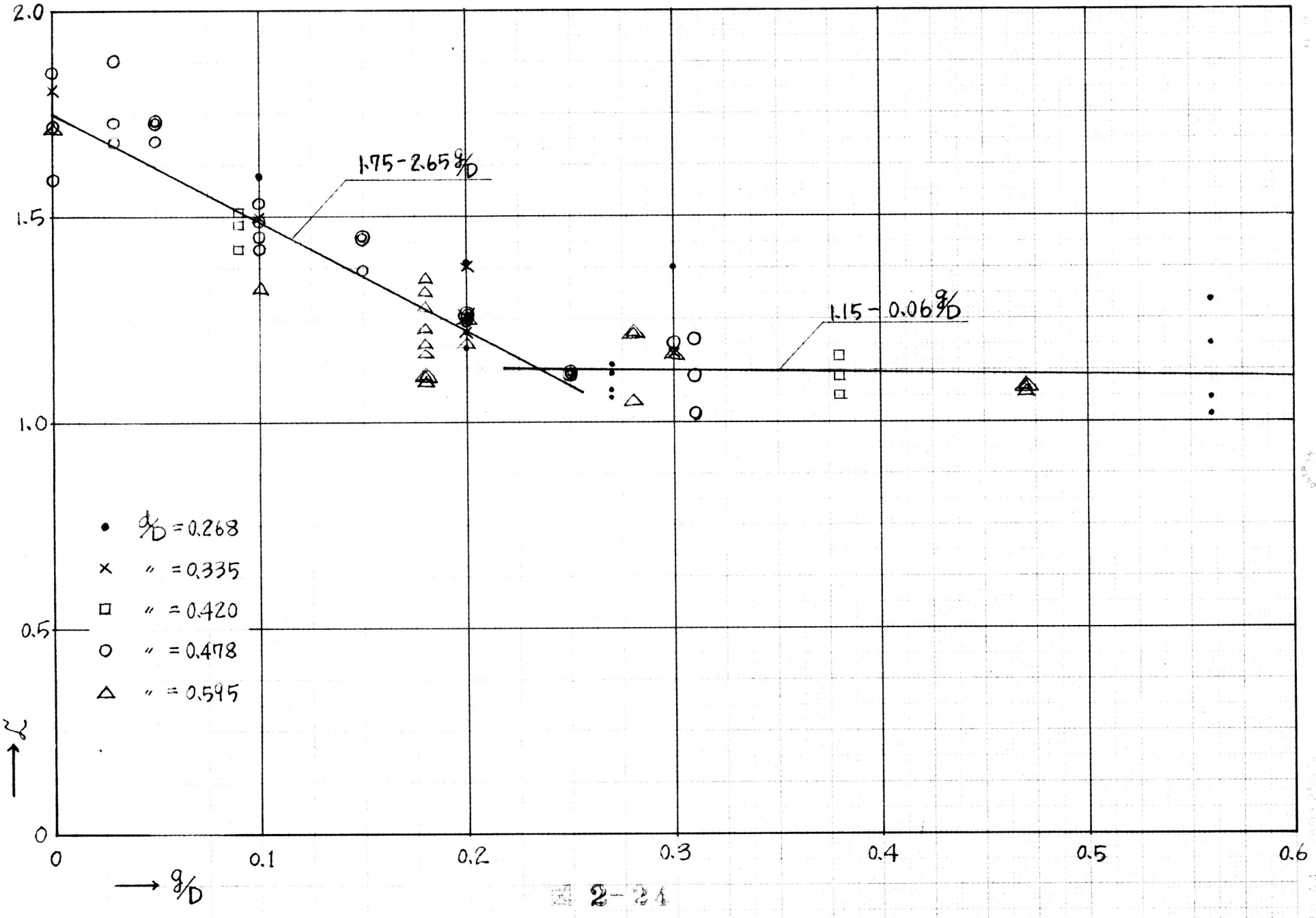

2.0
1.5
1.0
0.5
0
0
0.1
0.2
0.3
0.4
0.5
0.6
1.75 - 2.65 g/D
1.15 - 0.06 g/D
g/D = 0.268
〃 = 0.335
〃 = 0.420
〃 = 0.478
〃 = 0.595
ζ
g/D

図 2-24

とおき，定数 C_1 と C_2 を求めると，

$$g/D \leq 0.2 : \quad \chi = 1.75 - 2.65\frac{g}{D} \qquad (2-33)$$
$$r = 0.061$$

$$g/D > 0.2 : \quad \chi = 1.15 - 0.06\frac{g}{D} \qquad (2-34)$$
$$r = 0.057$$

が得られる。 (2-33) と (2-34) 式は，図 2-24 に実線で示したとうりである。 r は，同一試験体のバラツキ程度から考えて，決して大きくはない。

2.3.5 T型接合部との比較

2.2，および 2.3.2 において，g/D が大きいトラス節点の弦材管の挙動は，T型接合部の主管の挙動に近くなることを推定した。 ここでは，系列5のT型試験体の実験結果から，その強度をトラス節点の強度の実験式 (2-34) と比較してみよう。

系列5のT型接合部の実験結果の一覧表は，表 2-8 に示す。 表中には (2-24)' 式の α_e，(2-28) 式の λ_e，(2-31) 式の χ の値を実験結果から計算して示した。 試験体 T-I-32-E-60° と T-I-32-E-60° の最大荷重には，ほとんど差がないから，これらの試験体の端部の隔板の違いによる差は，ほとんどなかったことがわかる。 $\theta_1 = 90°$ の試験体の χ は，$\theta_1 = 60°$ の試験体の χ よりも，平均すると 2% 程度小さいが，この程度の差は十分実験誤差範囲に入っている。

いま，これら9体の試験体の χ の平均値 ($= 0.94$) を，(2-34) 式の左辺に代入して，g/D を求めると

$$\frac{g}{D} = 1.8 \qquad (2-35)$$

が得られる。 即ち，系列5のようなT型接合部の強度は，$g/D = 1.8$ のK型トラス節点の強度に等しいことがわかる。 もっとも，図 2-24 を見てわかるように，$g/D > 0.2$ の範囲では，g/D による χ の変化は非常に小さいから，(2-35) 式の g/D は厳密な意味はなく，かなりの幅を持っている。

系列	試験体記号	NO.	主管素材番号	σ_m t/cm²	T/R	d/D	θ_1	Pm ton	Pm sinθ1 ton	$\frac{Pm\sin\theta_1}{\sigma_m R^2}$	αe *1)	λe *2)	λ *3)
5	T-I-3.2-E-90	1	I	4.18	0.0669	0.478	90°	6.8	6.8	0.067	3.87	0.94	0.94
		2	〃	〃	〃	〃	〃	6.8	6.8	0.067	3.87	0.94	0.94
		3	〃	〃	〃	〃	〃	6.5	6.5	0.064	3.70	0.90	0.90
	T-I-3.2-E-60	1	I	4.18	0.0669	0.478	60°	7.3	6.3	0.062	3.58	0.87	0.93
		2	〃	〃	〃	〃	〃	7.4	6.4	0.063	3.64	0.88	0.94
		3	〃	〃	〃	〃	〃	7.7	6.7	0.066	3.81	0.93	0.99
	T-I-3.2-E-60	1	I	4.18	0.0669	0.478	60°	7.5	6.5	0.064	3.70	0.90	0.96
		2	〃	〃	〃	〃	〃	7.4	6.4	0.063	3.64	0.88	0.94
		3	〃	〃	〃	〃	〃	7.1	6.2	0.061	3.53	0.86	0.92

注) *1) $\alpha e = \frac{Pm\sin\theta_1}{\sigma_m R^2 (\frac{T}{R})^{5/2}}$

*2) $\lambda e = \alpha e / (1 + 6.52\frac{d}{D})$

*3) $\lambda = \lambda e / (1 - 0.26\cos^2\theta_1)$

表 2-8 T型接合部実験結果

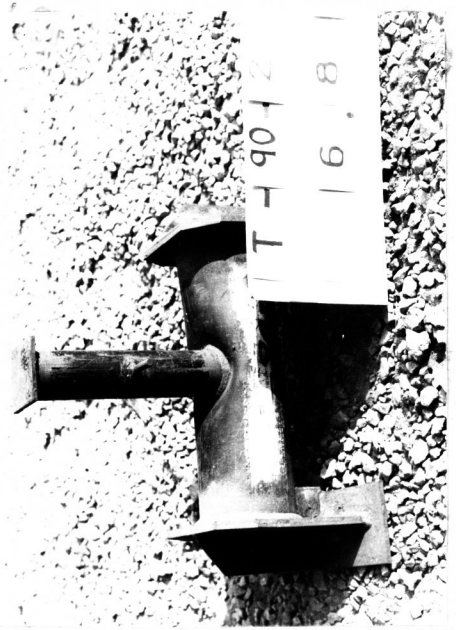


写真2-16 T-I-3.2-E-90°



写真2-17 T-I-3.2-E-60°

2.3.6 既往の実験結果との比較

2.3.1 ～ 2.3.3 において，節点の形状に関するパラメターは，それぞれ独立に節点の強度に影響をおよぼすと仮定し，1つずつパラメターの影響を消去して行き，結局，P_m は，(2-31)式に示した無次元量 η に変換され，この η は，g/D が変化するに従って，(2-33)，(2-34)式 のように変化するものであることがわかった。

また，2.3.5 において，系列5の T型接合部の強度は，$g/D=1.8$ の K型トラス節点の強度に等しいことがわかった。 しかし，これらの実験結果を得るために用いた試験体は，パラメターの全ての組合せを変化させたものではなく，個々のパラメターを，それぞれ単独に変化させたものにすぎない。 従って，各パラメターの影響が独立であるという上述の仮定は，どの程度許容されるものかまだ明らかでない。 そこで，ここでは，黒羽の節点の傾きを変化させた K型トラス節点（弦材管 60.5φ×2.6，$\theta_1=45°$）の実験結果[5]，および，金谷の T型接合部の実験結果[6][7]と，本実験から得られた実験式を比較し，各パラメターの組合せが変化しても，本実験から得られた実験式が成立するかどうかを調べることにする。

黒羽の試験体も，金谷の試験体も，弦材管の管周方向の降伏点 σ_0 が不明なので，$\sigma_m\left(=\frac{\sigma_0+\sigma_y}{2}\right)$ の代りに，σ_y を用いて比較することにする。 第1篇第1章の Crushing Test から推測できるように，σ_y は σ_m よりも数% 小さい値であると考えられる。

2.3.6.1 黒羽の実験値との比較

黒羽の K型トラス節点の実験の試験体で，弦材管の局部変形によって破壊したものは，弦材管が 60.5φ×2.6 のもののみであったから，T/R は1種類 (=0.0898) にすぎないが， 本実験の系列2～4の試験体は $T/R=0.062$ ～ 0.067 であるので，2.3.2 ～ 2.3.4 で述べたことが，T/R がより大きい場合

にも成立するかどうかを調べるためによい比較になる。　また，$\theta_1=45°$ であるから，θ_1 が60°と異なる場合にも2.3.1，2.3.2，2.3.4で述べたことが成立するかどうかを調べることが出来る。　また，黒羽の試験体は節点の偏心を3種類に変化させたものであるから，g/D が変化すると，g/D はランダムな値をとっており，しかも $\theta_1=45°$ であるから，本実験よりも，g/D の大きい試験体も含まれている。　従って，2.3.4で述べたことが，更に広範な g/D に対して当てはまるかどうかを調べるのにも好都合である。

黒羽の試験体のうち，弦材管の局部変形が原因で破壊した $g>0$ の試験体の実験結果から，(2-31)式を用いて λ を求め，これと g/D の関係を図上にプロットすると，図2-25のようになる。　この図を見ると，弦材管の降伏点の σ_y が4.11 t/cm² である試験体（○印で示した）の λ の値は，他の試験体のそれよりかなり大きい。この原因は，○印の試験体の σ_y/σ_y が，他の試験体のそれより大きいためで，もし σ_y の代りに $\sigma_m\left(=\frac{\sigma_y+\sigma_y}{2}\right)$ を用いて λ の値を求めておれば，弦材管の素材の相異による λ のばらつきは，もっと小さくなると想像される。

図中には，本実験から得られた λ と g/D の関係式 (2-33) と (2-34)式を実線で示した。　この図を見ると，実験式は，$g/D<0.2$ ではやや危険側，$g/D>0.2$ ではやや安全側の値を与えている。　σ_m は σ_y より数%大きいと思われるから，黒羽の実験値から λ を求める際に，もし σ_m を用いておれば，$g/D>0.2$ では，実験値の λ と実験式はよく一致し，$g/D<0.2$ では，実験値の λ は，図2-25よりも，もう少し実験式より小さい値になると思われる。しかし，$g/D<0.2$ でも，その差は小さいので，(2-33)，(2-34)式は，黒羽の試験体にも，大きな誤差なしにあてはまることがわかる。　図2-25の λ の全体としてのばらつきは，図2-24の本実験から得られた λ のばらつきに比べて大きくはない。

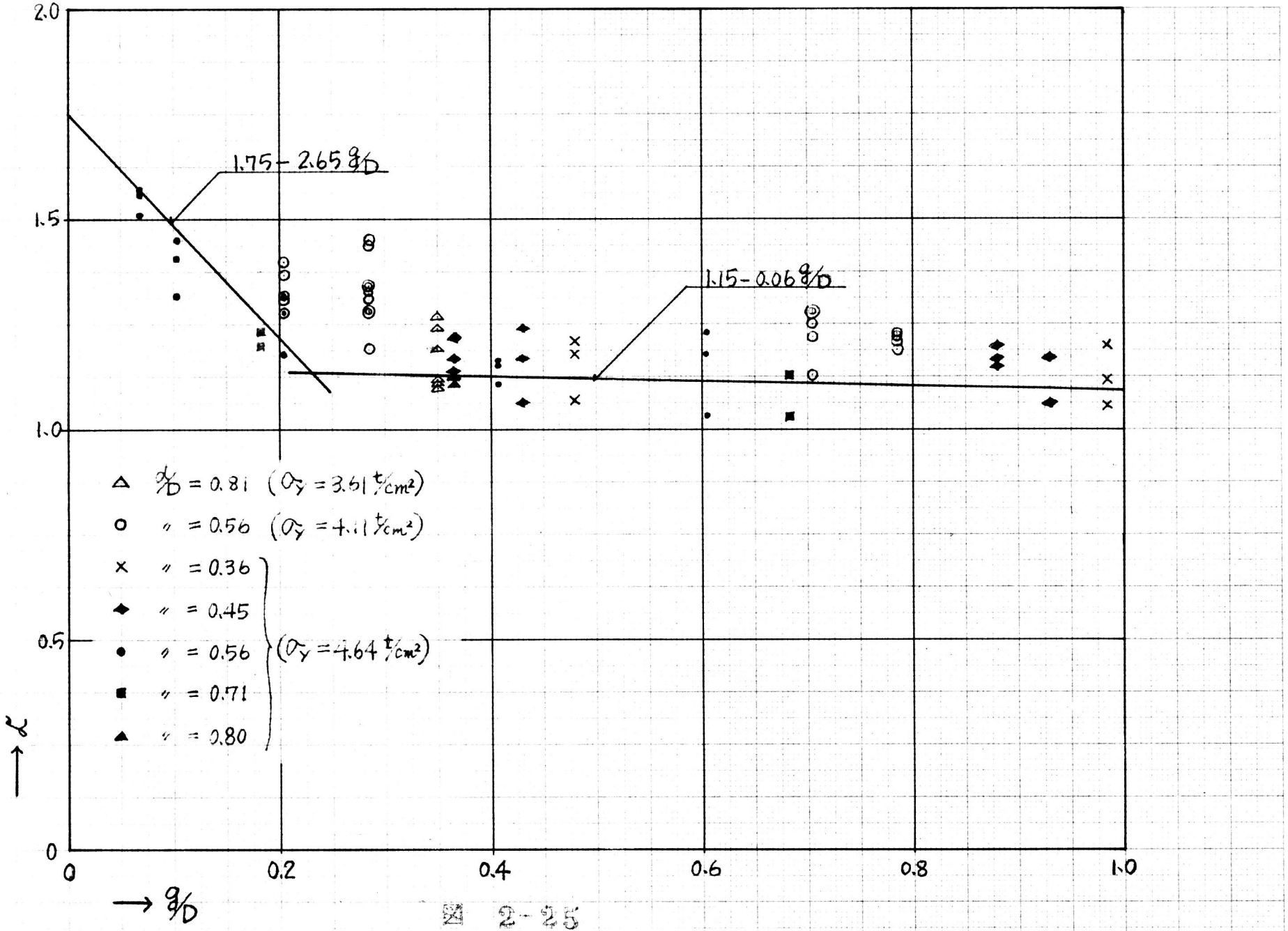

2.0
1.5
1.0
0.5
0
0
0.2
0.4
0.6
0.8
1.0
1.75 − 2.65 g/D
1.15 − 0.06 g/D
△ g/D = 0.81 (σy = 3.61 t/cm²)
○ 〃 = 0.56 (σy = 4.11 t/cm²)
× 〃 = 0.36
◆ 〃 = 0.45
● 〃 = 0.56
■ 〃 = 0.71
▲ 〃 = 0.80
(σy = 4.64 t/cm²)
τ/σy
g/D

図 2-25

2·3·6·2 金谷の直交T型接合部の実験値との比較

2·3·5において，本実験の系列5のT型試験体（$T/R=0.0669$, $d/D=0.478$）の強度は，$g/D=1.8$のK型トラス節点の強度に等しいことがわかったが，既に，図2-22に示したように，P_mとd/Dの関係は，K型トラス節点とT型接合部ではやや異なるようである。ここでは，本実験から得られた，K型トラス節点の実験式に$g/D=1.8$を入れ，金谷のT型接合部（曲げスパンと主管径の比は本実験系列5の試験体と同じ）の実験式を比較してみよう。

(2-34)式に$g/D=1.8$を代入すると$\alpha=1.08$が得られる。このαと，$\theta_1=90°$を(2-31)式に代入すると，

$$\alpha_e=\frac{P_m}{\sigma_m R^2\left(\frac{T}{R}\right)^{1.5}}=1.08\left(1+6.52\frac{d}{D}\right) \qquad (2-36)$$

が得られる。

金谷の実験式(2-21)(P.139)を(2-36)式の形に整理すると，

$$\alpha_e=\frac{P_m}{\sigma_y R^2\left(\frac{T}{R}\right)^{1.5}}=0.253\left(80\frac{d}{D}+2\right) \qquad (2-37)$$

ここに $\alpha=\sin^{-1}\frac{d}{D}$

が得られる。(2-36)式と(2-37)式を図上に比較して示すと，図2-26のようになる。図中には，金谷の実験値より求めたα_eの値とd/Dの関係をプロットした（σ_mが不明なのでσ_yを用いた）。この図を見ると，トラス節点の実験式(2-36)は，$d/D<0.6$程度の範囲では危険側，$d/D>0.7$程度の範囲では，やや安全側の値を与えていることがわかる。

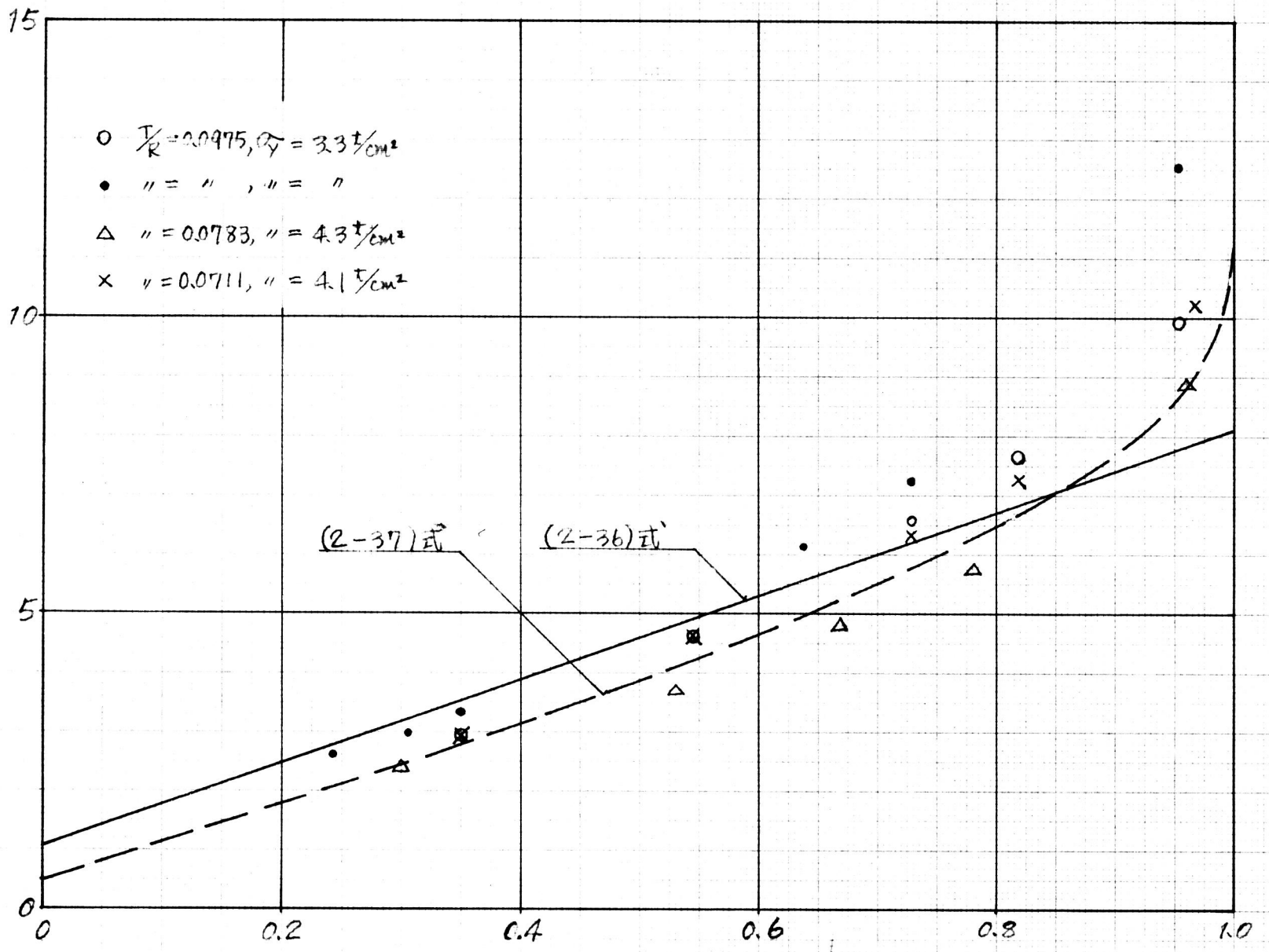

15
10
5
0
0
0.2
0.4
0.6
0.8
1.0
○ I/k=0.0975, σy = 33 t/cm²
● 〃 = 〃 , 〃 = 〃
△ 〃 = 0.0783, 〃 = 43 t/cm²
× 〃 = 0.0711, 〃 = 41 t/cm²
(2-37)式
(2-36)式

図 2-26

2・4 荷重変形曲線と各種パラメターの関係

2.4.1 D/t, d/D, g/Dの変化と荷重変形曲線

系列1，2，4の試験体の荷重変形曲線を，図2-27～図2-32に示す。これらの曲線は図2-33に示す測定長l_1（圧縮支管側）とl_2（引張支管側）の変形と荷重の関係を示すものである。

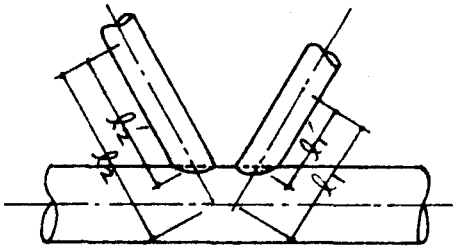


図 2-33

この変形量から，図2-33のl_1'，l_2'の変形を差引くと，弦材管の見かけの変形量が得られる。 支管のl_1'とl_2'の長さの弾性変形計算量は，図中に破線で示すとうりである。

これらの荷重変形曲線を見ると，D/tが大きいほど，d/Dが小さいほど，またg/Dが大きいほど，変形は大きくなっており，2.3で述べたP_mの実験値からも容易に推定出来るとうりである。 しかし，これらの曲線は，弾性限界や降伏点が明瞭でなく，また，かなり低荷重から非弾性的な性状を示しているので，曲線に与える各パラメターの影響を定量的に比較することは，極めて難しい。 ここでは，十字型接合部の場合と同じように，便宜上，$0.8P_m$における，弦材管のみかけの変形量（δ'とする）を比較してみようと思う。 δ'が求められても，荷重変形曲線の1部の性質がわかるにすぎないが，設計上，1つの目安が与えられると思う。

いま，荷重変形曲線から，δ'を求め，図上にプロットすると，図2-34～図2-36のようになる。 δ'の測定値はかなりバラつき（この原因の1つは，$0.8P_m$では，既に弦材管は局部的に塑性範囲に入っており，塑性範囲では，素材のばらつきがかなり大きいからではないかと思われる）が大きく，各パラメターの影響を厳密に求めることは出来ないが， ここで注目すべきことは， どの系列の試験体の場合も$\frac{\delta'}{g}$が大体一定であるとい

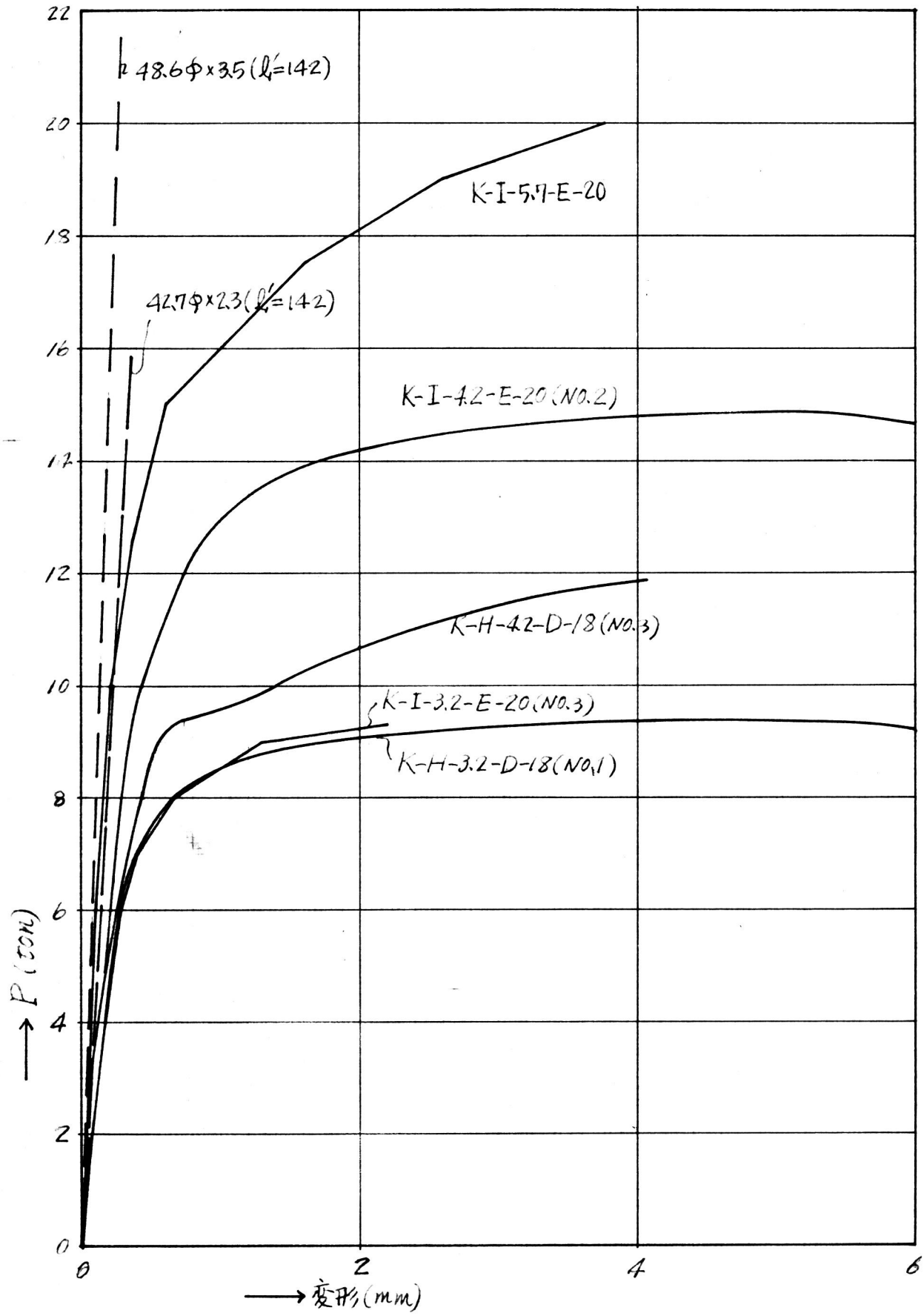


図 2-27 系列1 圧縮支管側荷重変形曲線

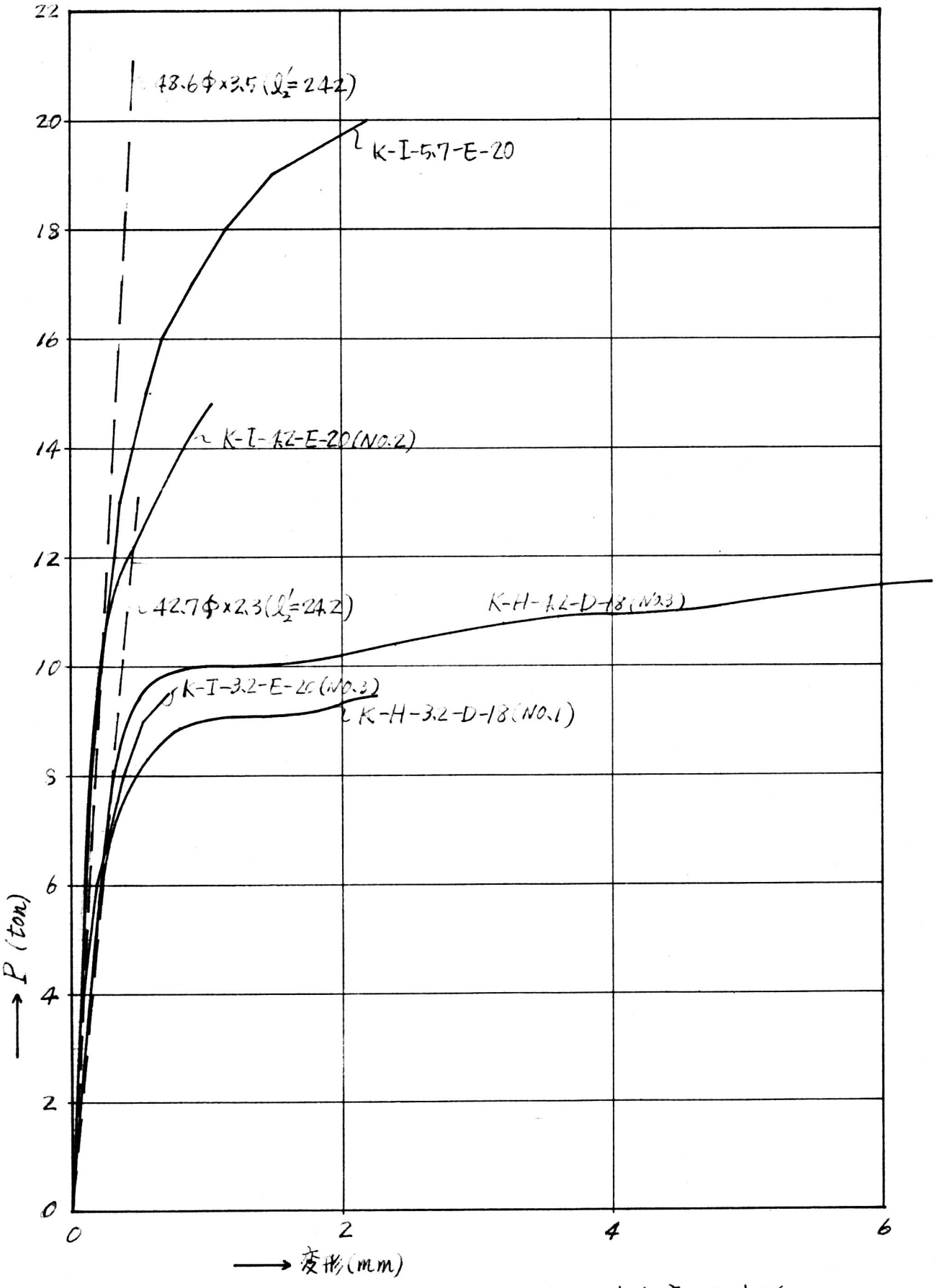


図 2-28 系列1 引張支管側荷重変形曲線

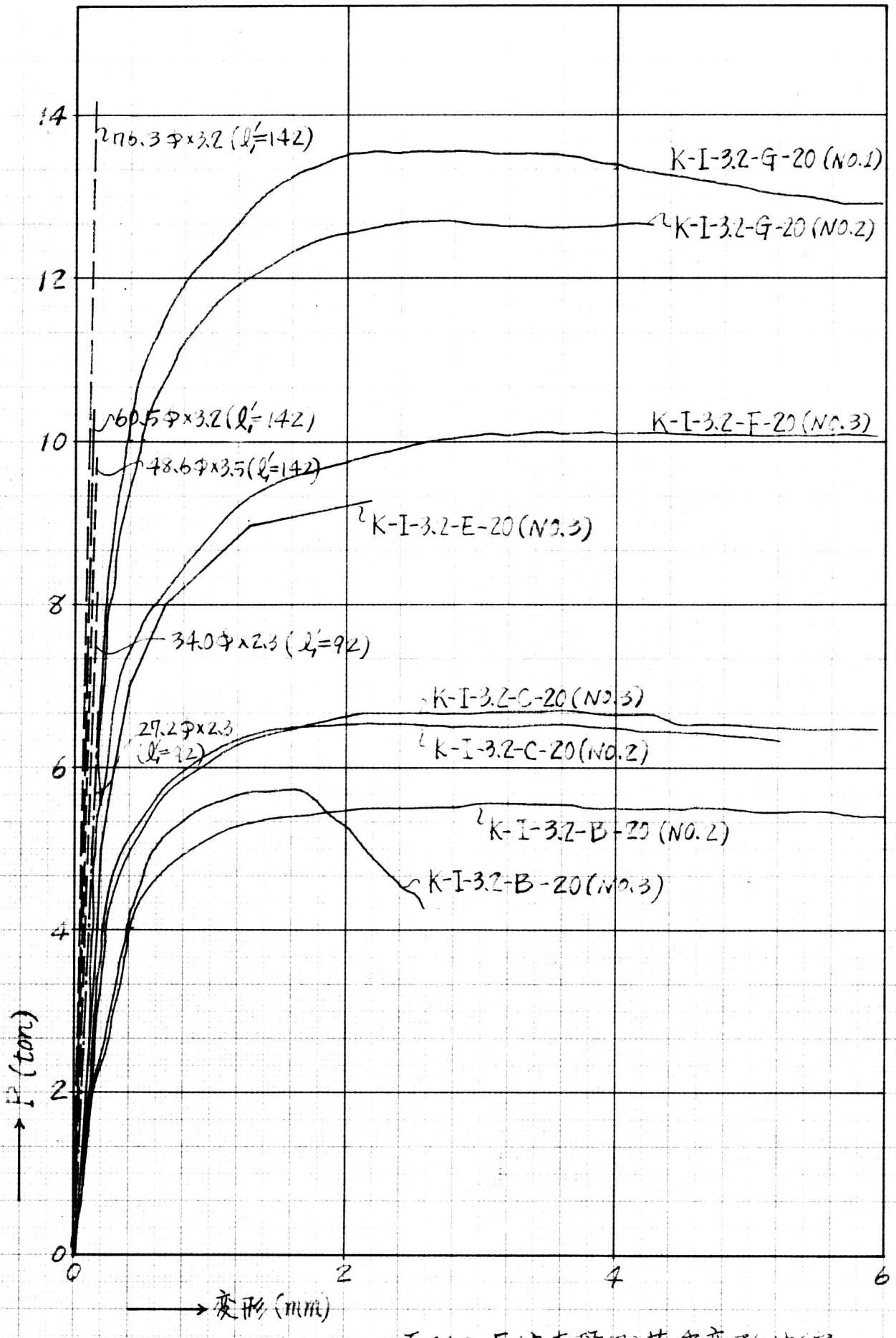


図 2-29 系列2 圧縮支管側荷重変形曲線

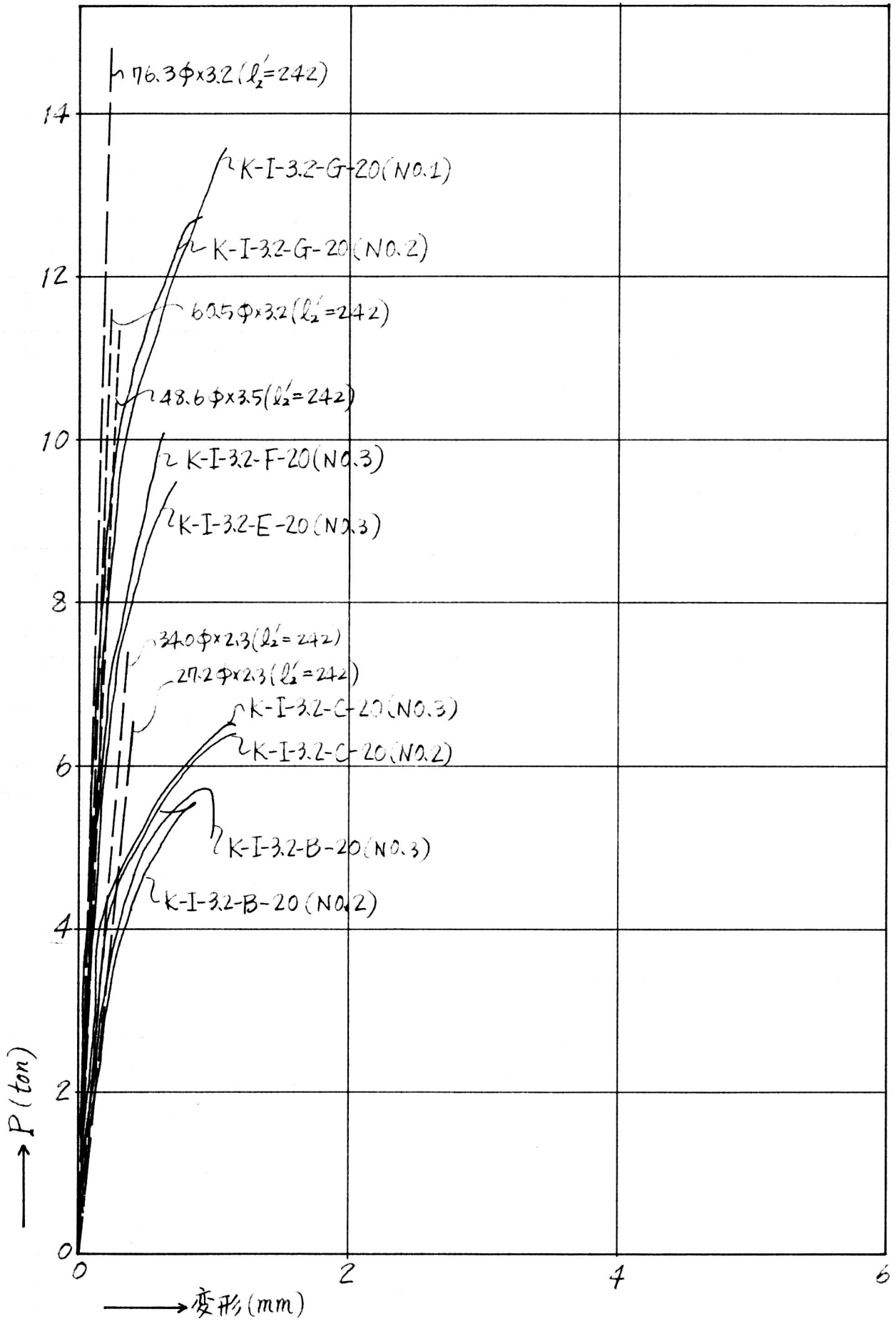


図 2-30　系列2 引張支管側荷重変形曲線

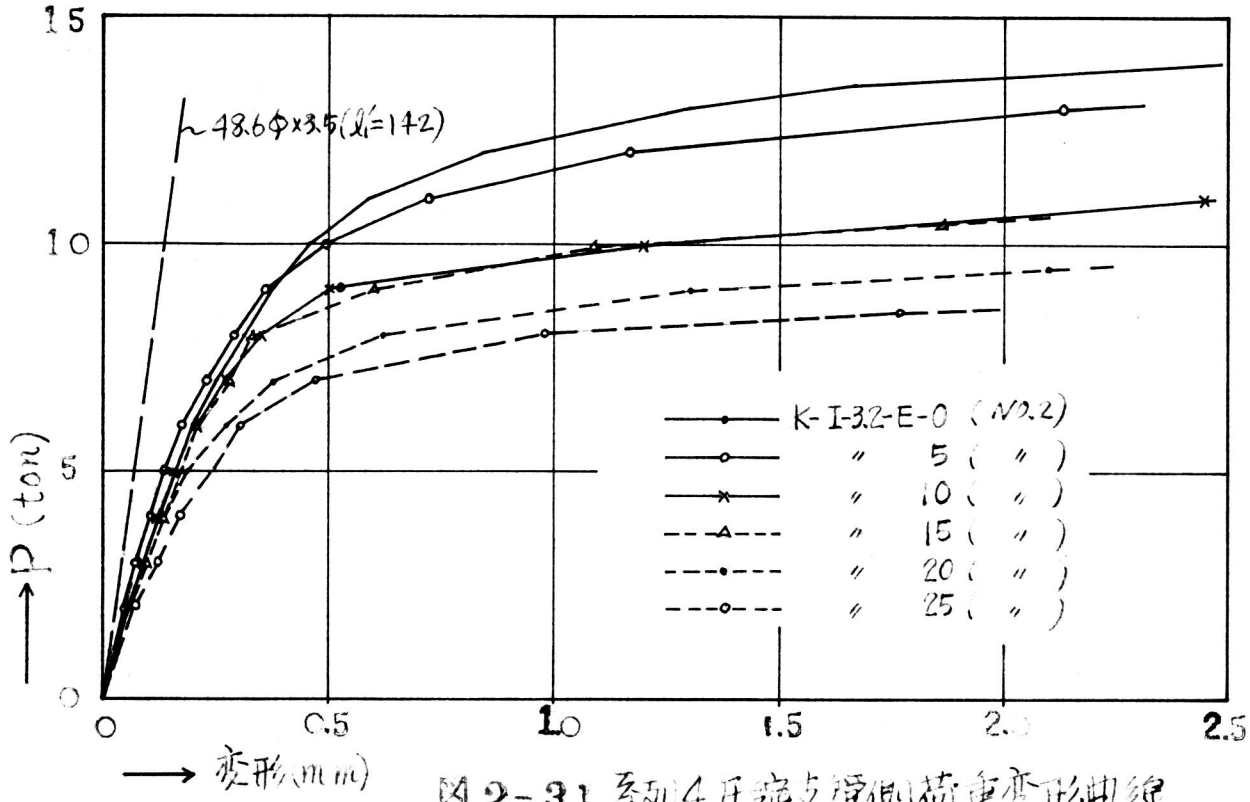


図 2-31 系列4圧縮支管側荷重変形曲線

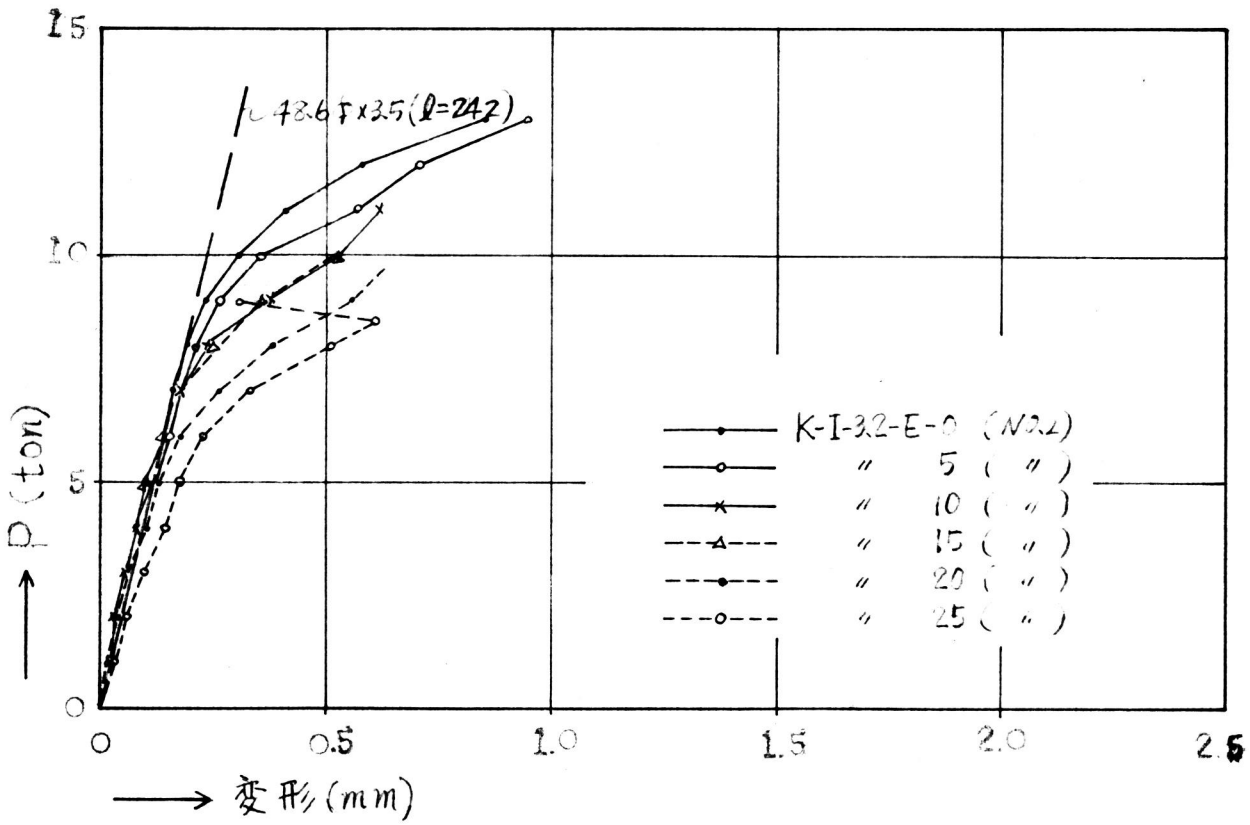


図 2-32 系列4引張支管側荷重変形曲線

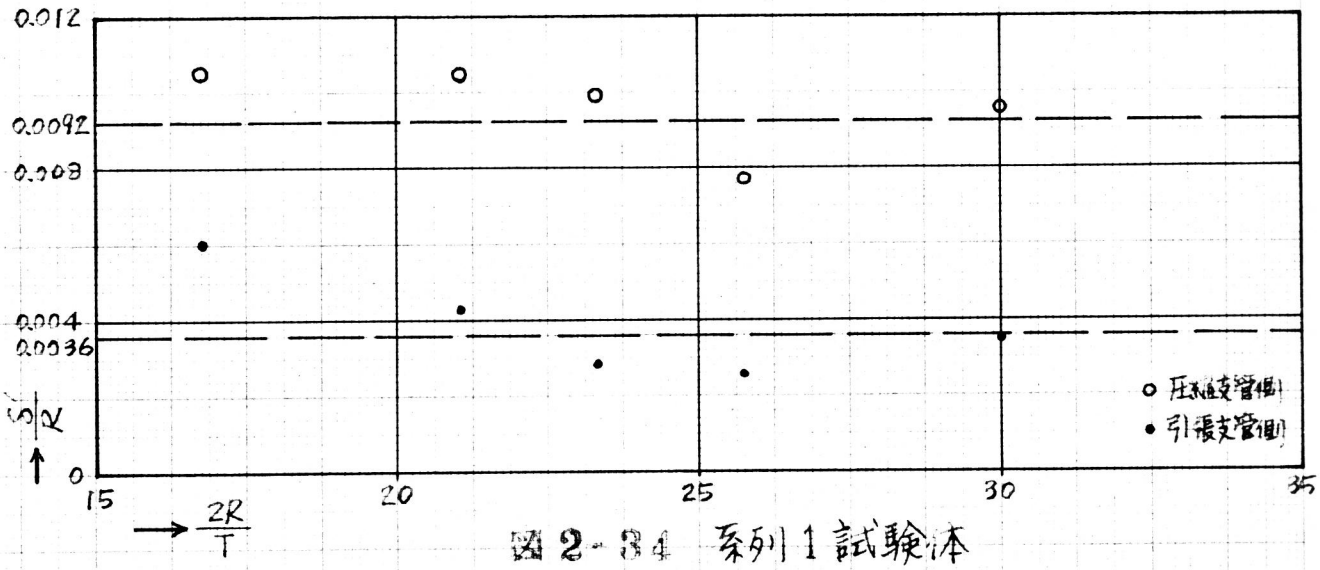


図 2-34 系列1試験体

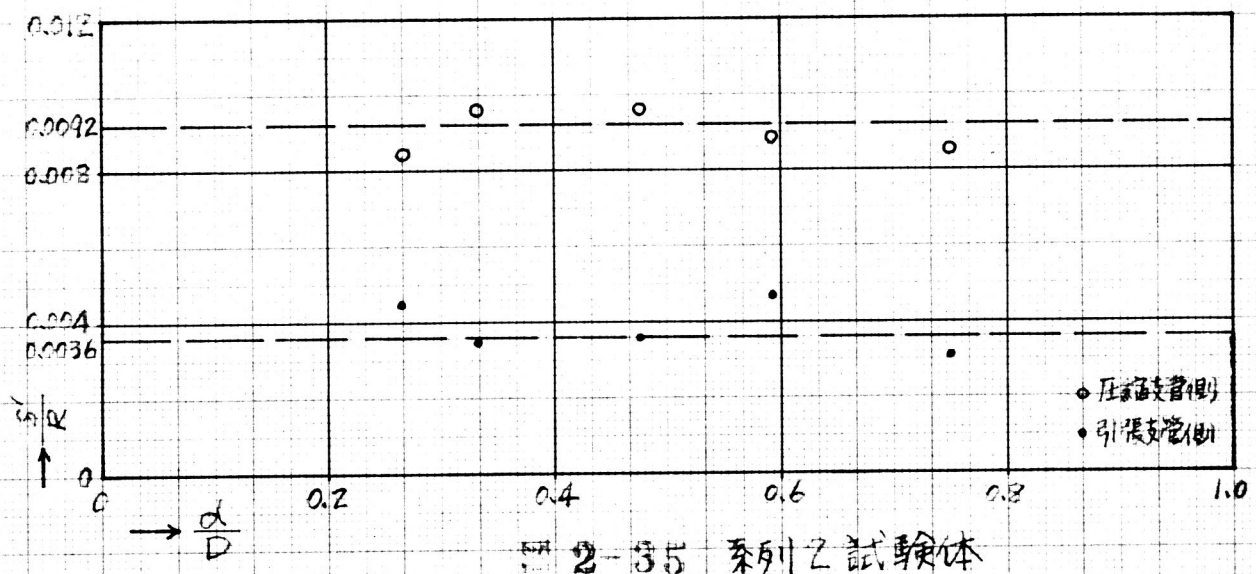


図 2-35 系列2試験体

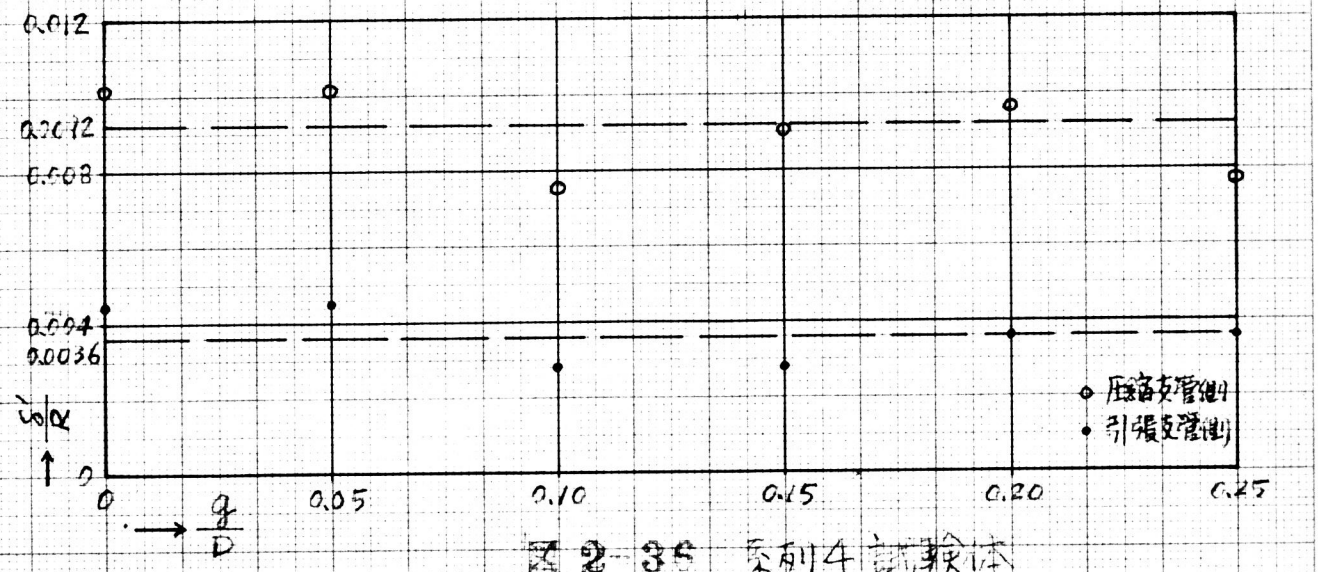
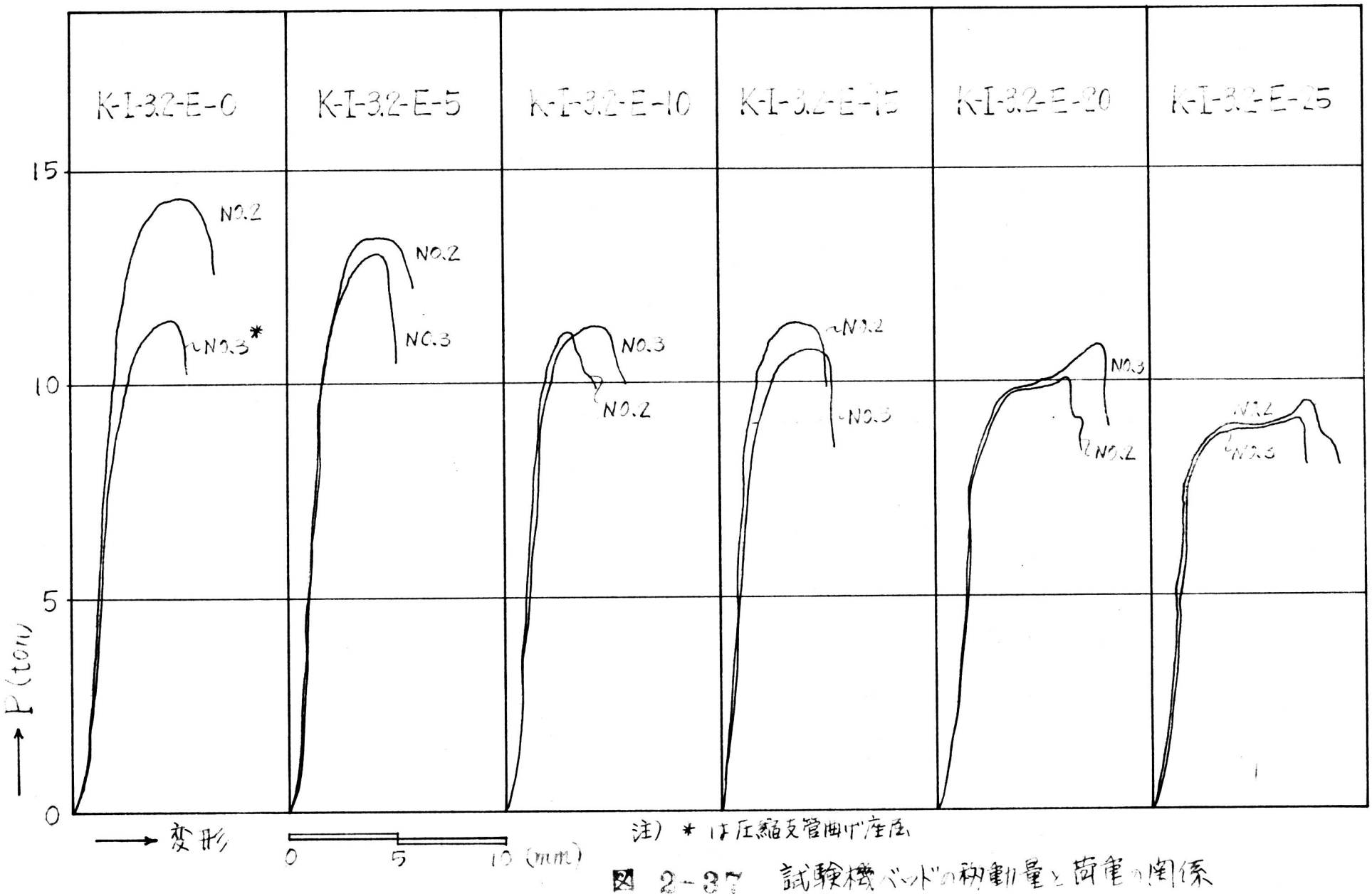


図 2-35 系列4試験体



注) * は圧縮支管曲げ座屈

図 2-37 試験機ベントの移動量と荷重の関係

うことである。　これら全ての試験体の，δ'の最確値を求めると

圧縮支管側：　$\delta'/R = 0.0092$　　(2-38)

中央誤差 $r = 0.0007$

引張支管側：　$\delta'/R = 0.0036$　　(2-39)

中央誤差 $r = 0.0006$

が得られる。　これらの値は，図中に破線で示したとうりである。

図2-31は，変形が0.005R程度になるまでの荷重変形曲線を示したものであるが，　試験体が，もっと大変形をするまでの，試験体全体の荷重変形曲線を，試験機付設のペン書き記録計により，試験機ベッドの移動量を測定することによって求めた。　この結果は，図2-37に示すとうりである。　この図を見ると，δ/Dが大きくなると，荷重は1度極値をとって，変形は荷重の増加なしに増大するが，ある程度変形が進むと再度荷重が増加し始め，引張支管脚部の溶接部に亀裂が生じると急激に荷重が減少する様子がわかる。　表2-7に示した最大荷重P_mは，初めの極値を示すものである。　δ/Dが小さくなると，このような現象は現れていない。　また，δ/Dが0.2以上の試験体でも，D/Tが系列4の試験体より小さい場合は，このような現象は生じなかった。

2.4.2　θ_1の変化と荷重変形曲線，

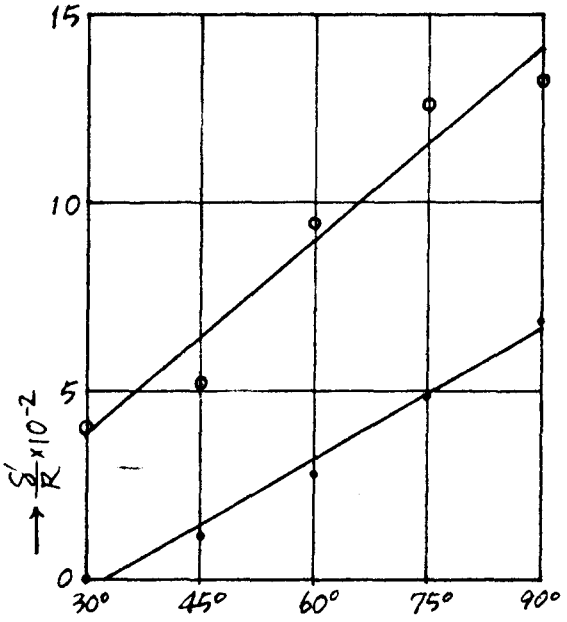


図 2-40

θ_1のみを変化させた系列3の試験体の荷重変形曲線を示すと，図2-38，39のとうりである。　これらの曲線から，2-4-1と同じように，$0.8P_m$での弦材管のみかけの変形量δ'を求めると，図2-40のようになる。この図を見ると，θ_1が90°に近くなるに従って，δ'/Rは大きくなっていることがわかる。　δ'/Rはθ_1の増加す

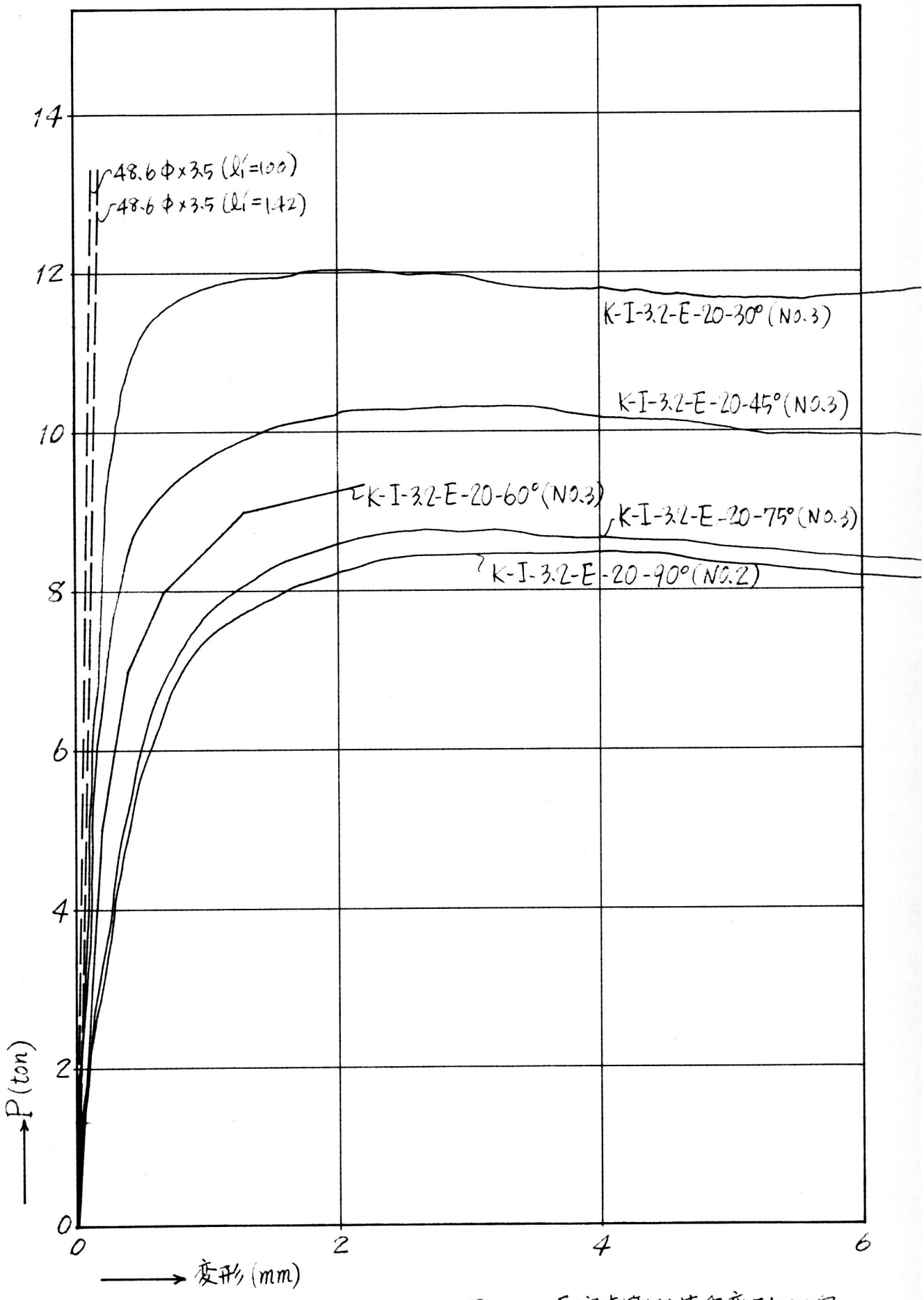


図 2-38 系列3 圧縮支管側荷重変形曲線

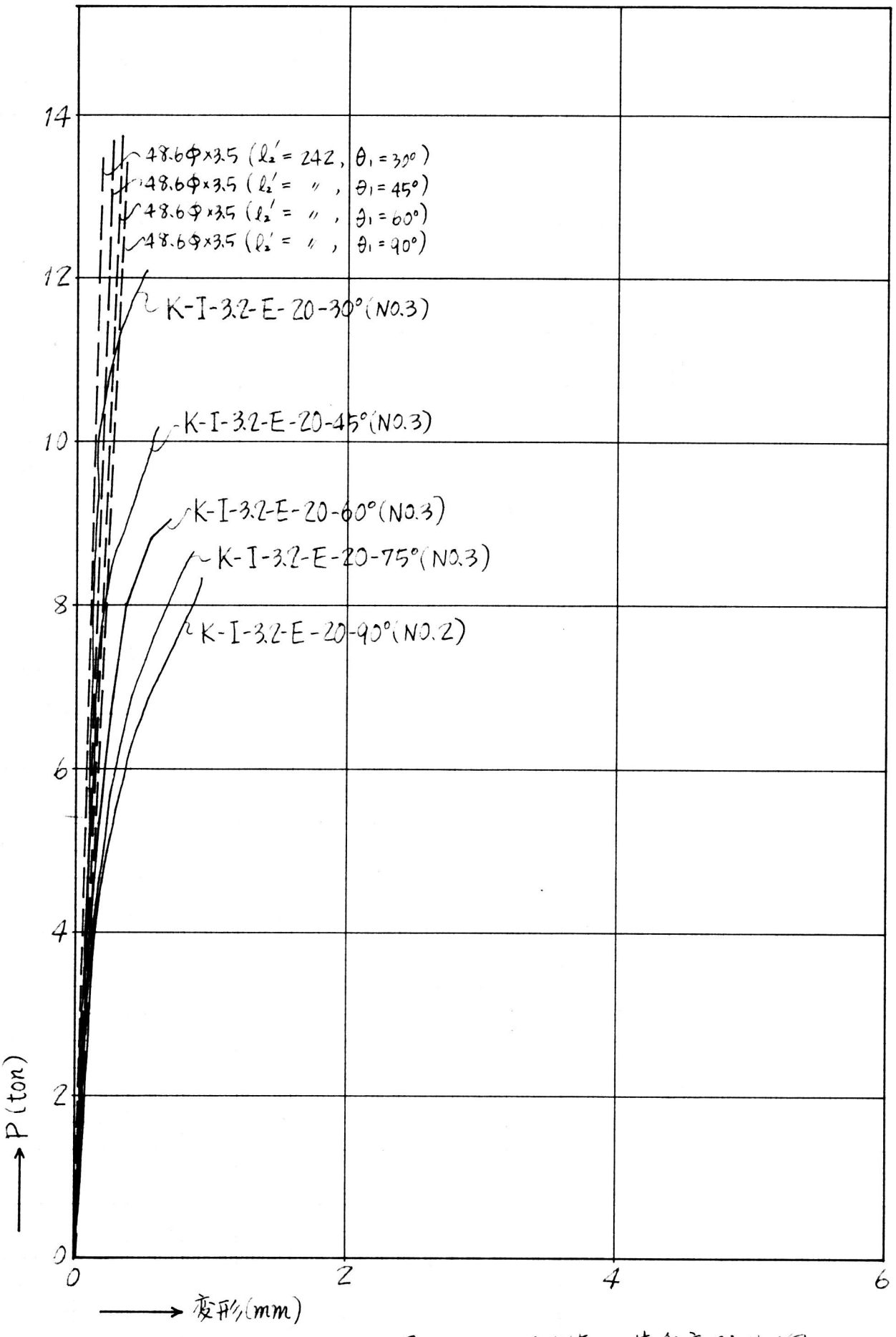


図 2-39　系列3引張支管側荷重変形曲線

るに従って，直線に近い形で増加しているので

$$\frac{\delta'}{R} = C_1\left(\frac{\theta_1}{90^\circ} - C_2\right) \qquad (2-40)$$

とおいて，C_1, C_2 を求めると

圧縮支管側　$\frac{\delta'}{R} = 0.0154\left(\frac{\theta_1}{90^\circ} - 0.086\right)$　$r = 0.00067$　(2-41)

引張支管側　$\frac{\delta'}{R} = 0.0105\left(\frac{\theta_1}{90^\circ} - 0.366\right)$　$r = 0.00020$　(2-42)

が得られる。$\theta_1 = 60^\circ$ を入れると，(2-38), (2-39) の値にも，大体一致する。

まとめ

本章で行った実験から得られた結果を要約すると次のとうりである。

(1) 節点の強度

節点の形状に関係するパラメターは，それぞれ独立に節点の強度に影響をおよぼすという仮定のもとに，1つずつパラメターの影響を消して行って，結局，(2-33), (2-34) 式を得た。即ち，書き直すと，

$g/D \leq 0.23$:

$$\frac{P_m}{\alpha_m R^2 \left(\frac{T}{R}\right)^{1.5}\left(1+6.52\frac{d}{D}\right)} \cdot \frac{\sin\theta_1}{1-0.26\cos^2\theta_1} \cdot \frac{1}{1.75-2.65\frac{g}{D}} = 1.00$$

中央誤差 $= 0.044$　(2-43)

$g/D > 0.23$:

$$\frac{P_m}{\alpha_m R^2 \left(\frac{T}{R}\right)^{1.5}\left(1+6.52\frac{d}{D}\right)} \cdot \frac{\sin\theta_1}{1-0.26\cos^2\theta_1} \cdot \frac{1}{1.15-0.06\frac{g}{D}} = 1.00$$

中央誤差 $= 0.050$　(2-44)

という形にまとめることが出来た。

この実験式は，既往の鷲尾，黒羽らの実験結果にも，同じ程度の誤差範囲であてはまる。

上式を $g/D = 1.8$ として T 型接合部に適用すると，$d/D \fallingdotseq 0.6$ 程度ではよく一致するが，$d/D \leq 0.6$ ではやゝ危険側，$d/D \geq 0.6$ ではやゝ安全側の値を与える。

(2) 節点の変形

節点の荷重変形曲線は，低荷重から非弾性的な性状を示し，降伏点は生じない。 $0.8P_m$ での弦材管のみかけの変形量 δ' は，D/t, d/D, t/D によって変化せず，およそ下に示す値をとる。

圧縮支管側　$\frac{\delta'}{R} = 0.0154\left(\frac{\theta_1}{900} - 0.086\right)$

引張支管側　$\frac{\delta'}{R} = 2.0105\left(\frac{\theta_1}{900} - 0.366\right)$

第3章　弦材の軸力変化の影響に関する実験

まえがき

第2章では，$g=0$ のK型トラス節点で，圧縮支管側の弦材の軸力が0の場合について実験を行い，T/R，d/D，θ_1，g/D が節点の強度に与える影響を調べ，その実験式を得た。しかし，このような，圧縮支管側の弦材軸力が0となるような節点は，トラスに作用する曲げモーメントが0となる位置に限られ，一般には，両方の弦材に軸力が働くことはいうまでもない。圧縮支管側の弦材にも軸力を作用させたトラス節点の実験は，黒羽によって行われており[引26)]，次のような定性的傾向が明らかにされている。

圧縮支管側の弦材に作用する軸力 F が，わずかに引張りの場合の強度は，$F=0$ の場合よりもやや強くなるが，F が更に大きな引張になると $F=0$ の場合と同程度の強度になる。F が圧縮の場合は，$F=0$ の場合よりも強度が低下する。

このような定性的傾向は，第1篇第2章で述べた，十字型接合部と同じ傾向である。しかし文献5)の実験（弦材管60.5φ×2.6，圧縮支管34.0φ×2.2，引張支管27.2φ×2.6，27.2φ×1.9，$\theta_1=\theta_2=45°$，$f=0,-\frac{D}{4}$）は，軸力の組合せ数が少なく，また，文献26)の実験（弦材管101.6φ×3.2，支管42.7φ×2.3，$\theta_1=\theta_2=60°$，$g=20\,mm$）は，実験値のばらつきがかなり大きく，定量的にはまだ十分なデータが得られていない。ここでは，これら黒羽の実験とは異なる実験装置を用い（実験装置を変えた理由は，後に述べる），弦材管101.6φ×3.2，支管48.6φ×3.5，$\theta_1=\theta_2=60°$，$g=20\,mm$ の試験体について，弦材の軸力を7種類に変化させた実験を行い，弦材の軸力変化の影響を更に詳しく調べることにした。

3・1　実験概要

3・1・1　試験体

試験体の形状寸法は，図3-1，図3-2に示すとうりである。これらの試験体は，前章の K-I-32-E-20-60° に相当するものであるが，試験体(a)には，圧縮支管側の弦材に軸力をかけるため，管端に補強板をつけた。試験体(b)は，圧縮支管側の弦材軸力0の載荷を行い，同じ載荷を受ける試験体(a)と，管端の補強板有無の影響を比較するためのものである。

これらの試験体に用いた，弦材管素材の機械的性質，および，試験体の溶接条件は，表3-1に示すとうりである。

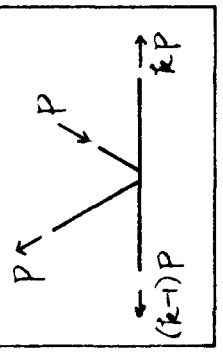
鋼管断面(公称)	外径 D mm	管厚 T mm	断面積 A cm²	JIS 12号試験片 降伏点 σy t/cm²	引張強さ σB t/cm²	伸び %	Crushing Test 降伏点 σ0 t/cm²	σ0/σy
101.6φ×3.2	101.6	3.16	9.77	4.08	4.71	29.3	4.11	1.01
試験体溶接条件	溶接棒 ライムチタニヤ系 TB-24(神鋼)，電流 130 Amp 電圧 30 volt 溶接工 JIS2級程度							

表 3-1

3・1・2　実験方法

節点に集まる4つの部材に作用する軸力の比率は，表3-2に示すように7種類とした。

載荷	k	$\frac{P}{A_1}$: $\frac{kP}{A_2}$: $\frac{(k-1)P}{A_2}$			試験体	個数
I	3	1	1.5	1	(a)	3
II	2	1	1	0.5	(a)	3
III	1	1	0.5	0	(a)	3
IV	0	1	0	-0.5	(a)，(b)	(a)3，(b)3
V	-1	1	-0.5	-1	(a)	3
VI	-2	1	-1	-1.5	(a)	3
VII	-3	1	-1.5	-2	(a)	3



注)　A_1：支管断面積 (=4.96 cm²)
　　A_2：弦材管断面積 (=9.77 cm²)

表 3-2

図 3-1 試験体(a)

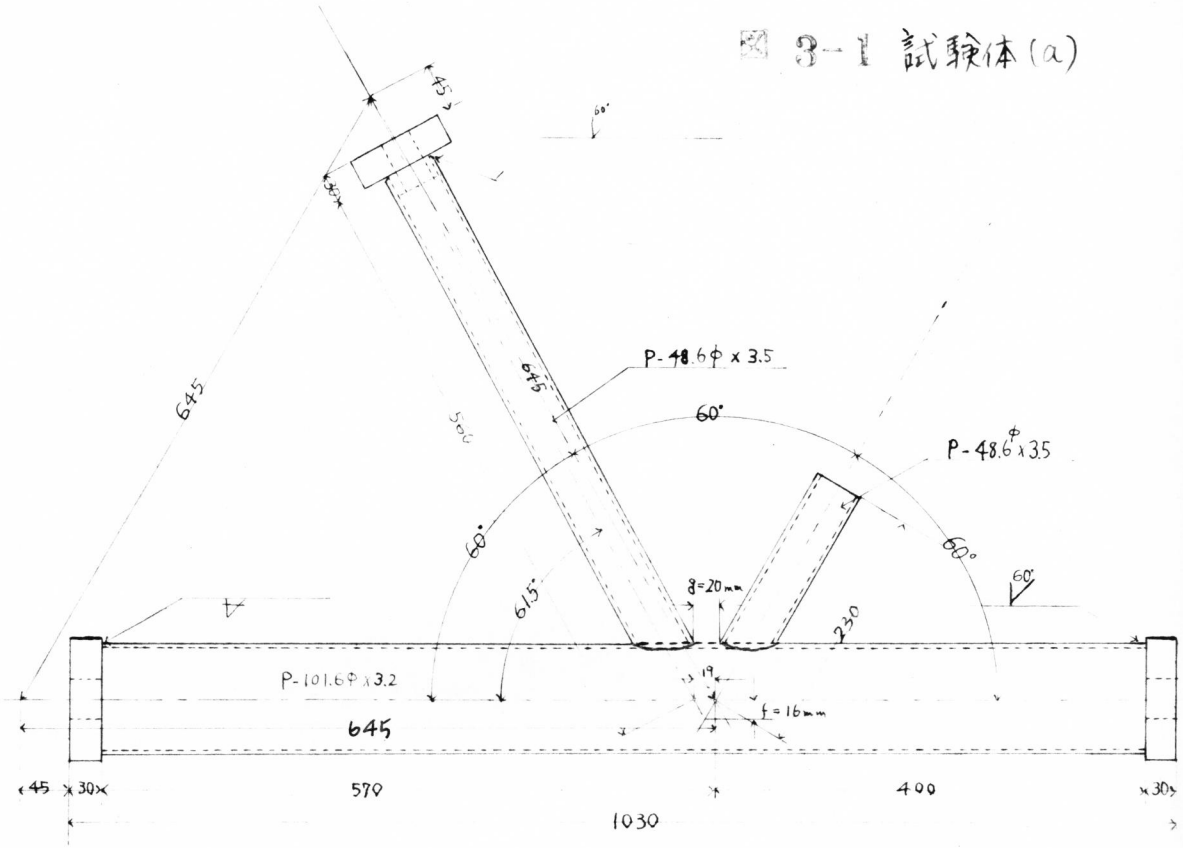
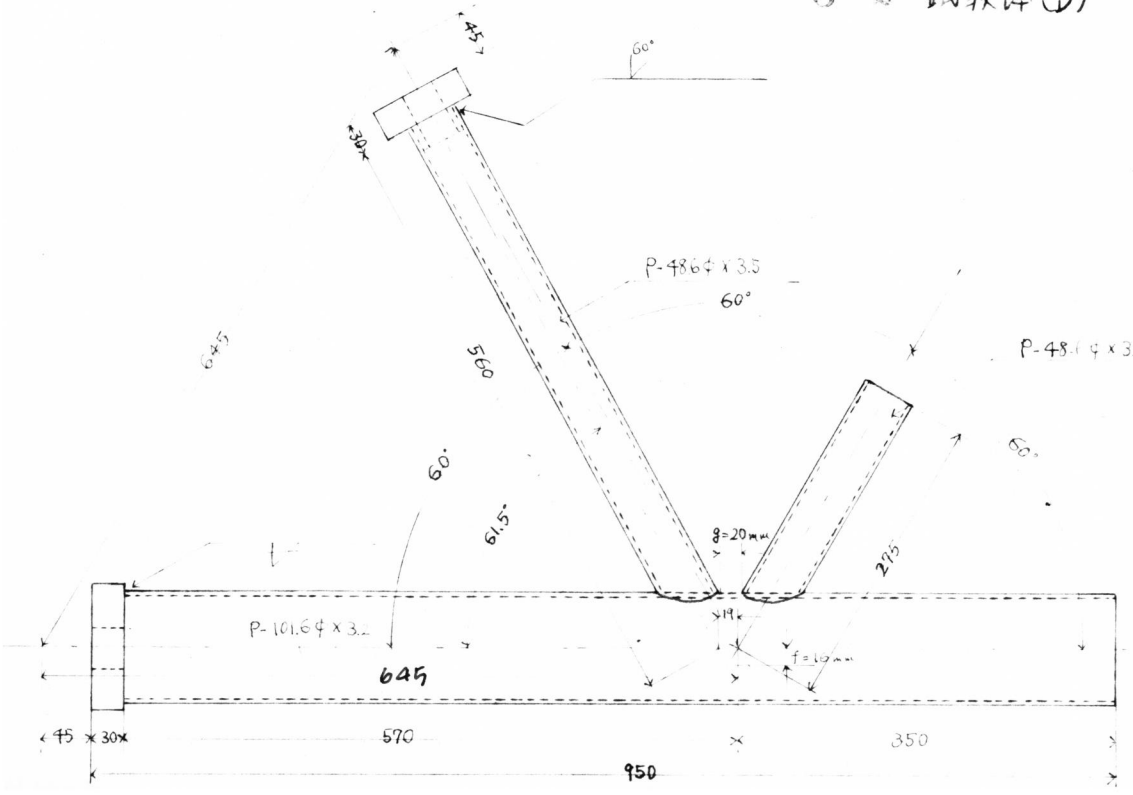


図 3-2 試験体(b)



多軸載荷のために使用した試験装置は，第1篇の図2-2に示した円型載荷装置であった。 載荷方法は次のようにした。

(1) 圧縮支管側の弦材に引張荷重を加える場合（載荷Ⅰ，Ⅱ，Ⅲ）

引張支管と引張支管側の弦材を，円型載荷装置にピン接合する。圧縮支管側の弦材管端にとりつけたボルトを，円型載荷装置の外側のオイルジャッキで引張り，圧縮支管を内側のオイルジャッキで圧縮する（図3-3，写真3-1参照）。

(2) 圧縮支管側の弦材に，圧縮荷重を加える場合（載荷Ⅴ，Ⅳ，Ⅲ）

引張支管を，円型載荷装置にピン接合する。 弦材管の中にボルトを挿入して，圧縮支管側弦材管端にとりつける。 このボルトのもう一端を，外側のセンターホールジャッキによって引張り，同時に内側のオイルジャッキによって圧縮支管に圧縮荷重を加える。（図3-4，写真3-2 参照）

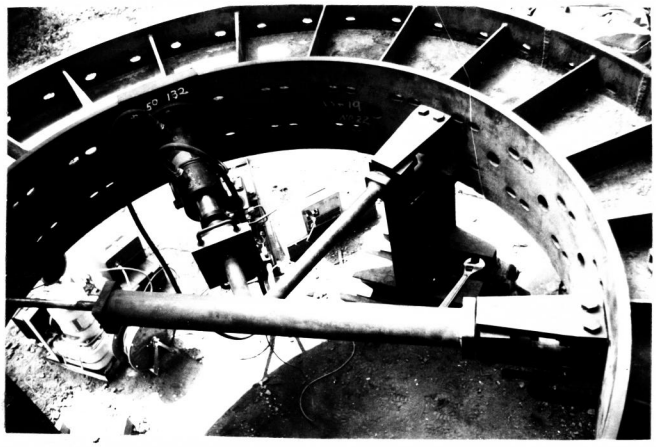


写真3-1

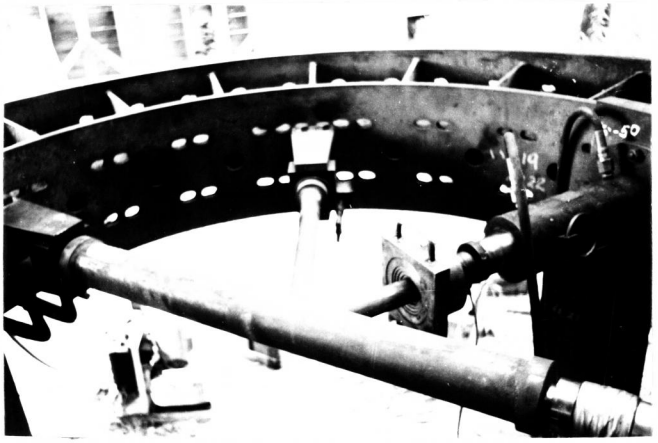


写真3-2

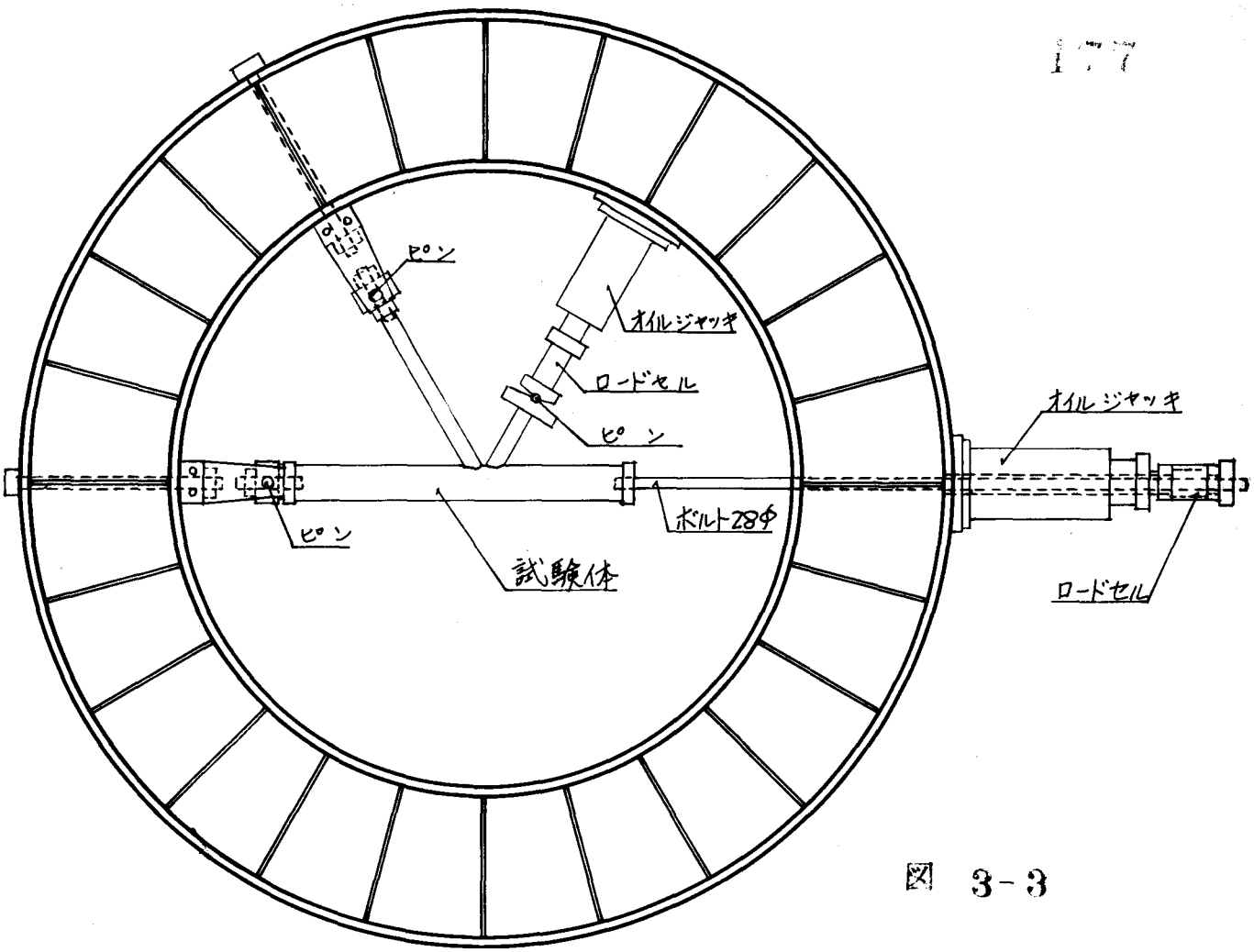

ピン
オイルジャッキ
ロードセル
ピン
オイルジャッキ
ボルト28φ
ピン
試験体
ロードセル

図 3-3

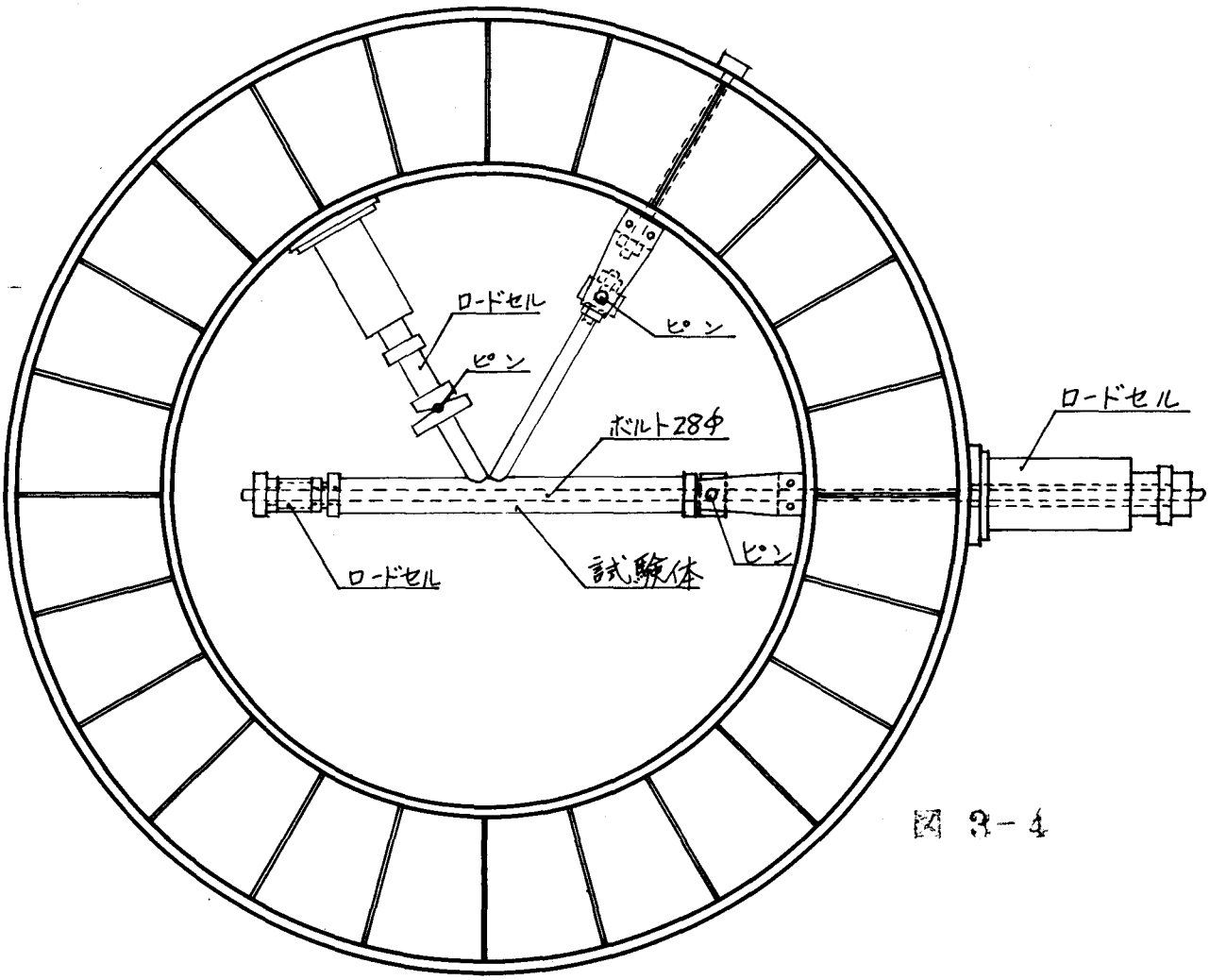

ロードセル
ピン
ピン
ボルト28φ
ロードセル
ロードセル
試験体
ピン

図 3-4

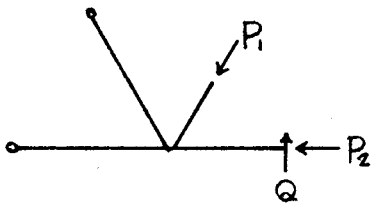


図 3-5

弦材管に圧縮荷重を加える際に，文献26)の馬羽の実験のように，圧縮支管側の弦材管端を，直接オイルジャッキで加圧しなかった理由は，圧縮支管に働く荷重P1の弦材管に垂直な方向の成分の1部が，図3-5に示すように，弦材管端とオイルジャッキの接触面の摩擦抵抗Qによって吸収されるのを防ぐためである。弦材管の内部を通したボルトを引張る事によって圧縮載荷すれば，ボルト(28φ)はかなり長いから曲げ抵抗はほとんどなく，図3-5の剪断力は十分無視することが出来る。

荷重のかけ方は，まず，弦材にかかる荷重をPを0.5トンまで上げ，次に圧縮支管に，それに見あうだけの荷重(0.5/6トン)をかける。更に，また弦材にかかる荷重をPを1.0トンまで上げ，次に，圧縮支管にそれに見あう荷重(1/6トン)をかける。2つのオイルジャッキが連動でないために，このような操作を繰返して荷重を上げていった。荷重の読みは，オイルジャッキと試験体の間にはさんだロードセル(自製，誤差±2%)によった。

弦材にかかる荷重の大きい載荷Ⅰと載荷Ⅲの試験体には，各部材にWSG(共和電業製，KB-6-A1)を4枚づつ貼付して歪度を測定し，所定の軸力が作用しているかどうかを調べた。

3・2　実験結果とその考察

3.2.1　試験体各部材の軸力と荷重の関係

載荷Ⅰと載荷Ⅲの試験体の，各部材軸力の測定値（弾性係数は 2.1×10^3 t/cm² として歪度の測定値より求めた）と荷重の関係を示すと，図3-6，7のようになる。　図中に示した計算値は，試験体の変形，試験体の製作誤差，2次モーメントの影響等を無視し，力の釣合式から求めたものである。この図を見ると，各部材軸力は，ほとんどロードセルと同程度の精度で，計算値に一致していることがわかる。

3.2.2　弦材の軸力変化と節点の強度

試験体の最大荷重等の一覧表は表3-3に示すとうりである。　表中の α'，α''，β'，β'' の値については後に説明する。　試験体は全て圧縮支管直下において，弦材管が局部変形して破壊した。　破壊状態は，写真3-3に示すとうりである。



写真 8-3　破壊状態

弦材軸力と節点の強度の関係を調べるために，表3-3の実験結果と，第4章系列3の試験体の実験結果を利用して，まず次のような方法で検討してみる。

圧縮支管に働く荷重Pが最大値 P_m に達した時に，圧縮支管と弦材

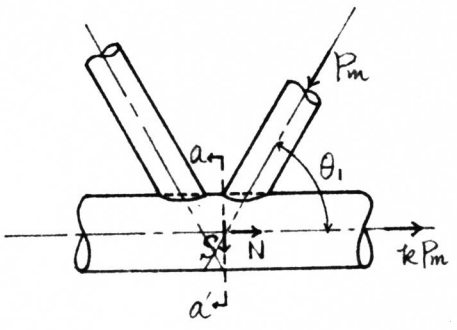


図 3-8

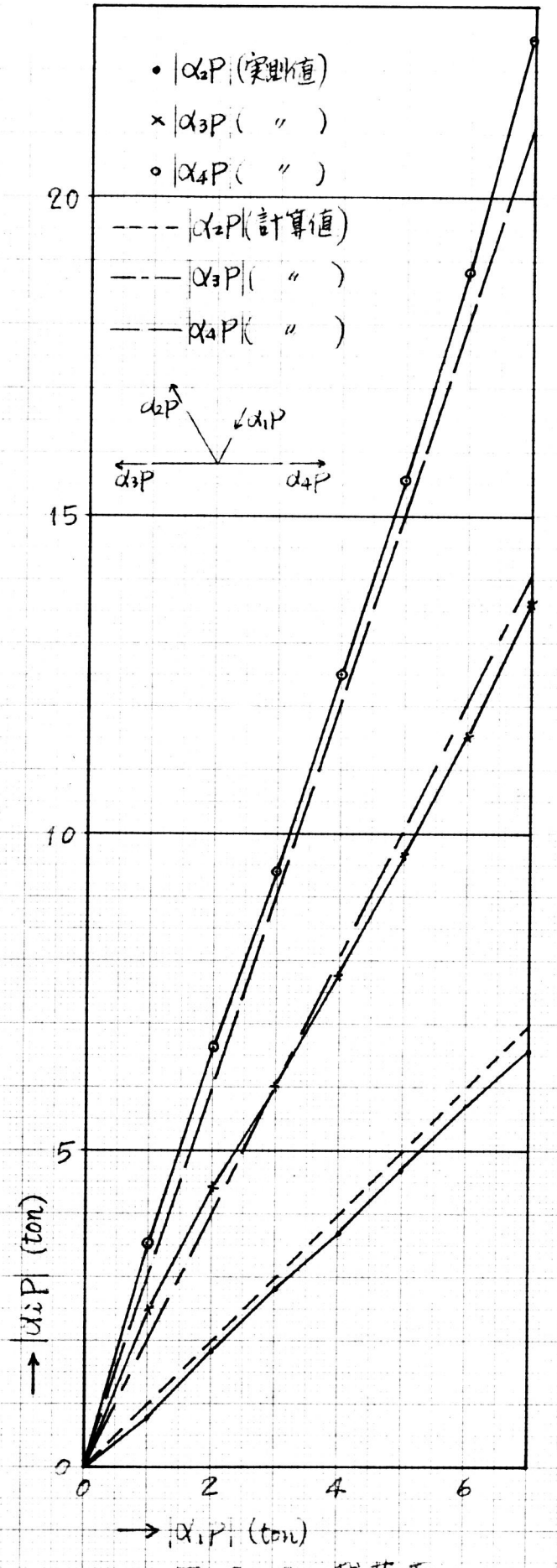


図 3-6 載荷 I

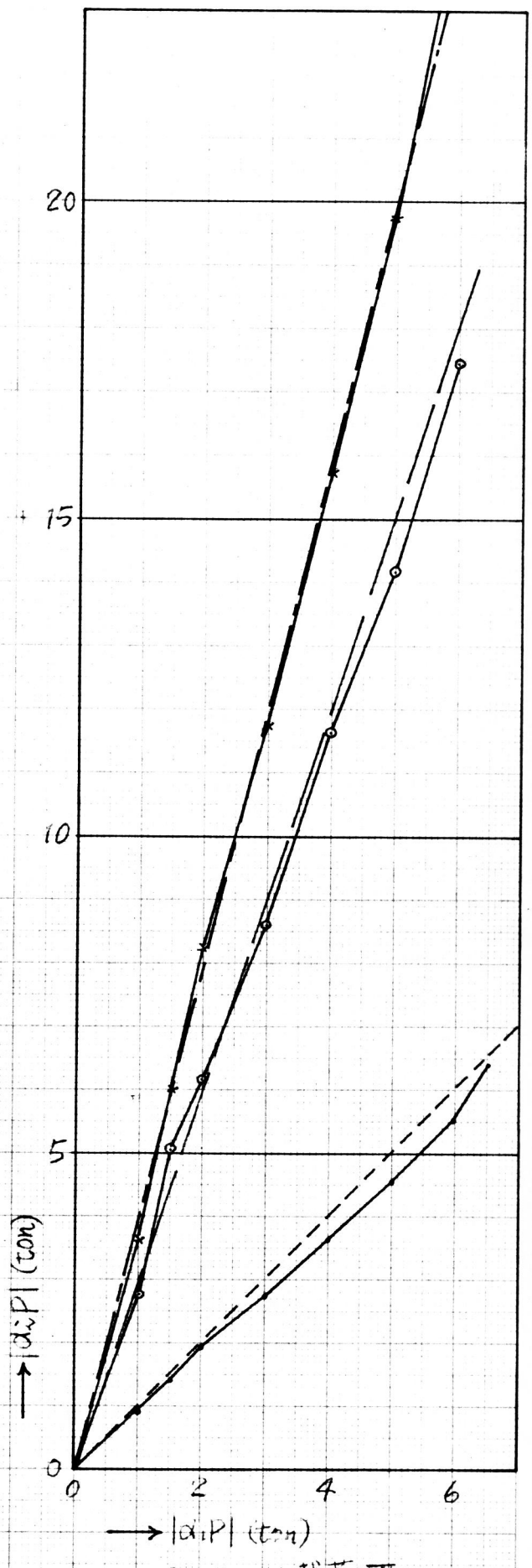


図 3-7 載荷 II

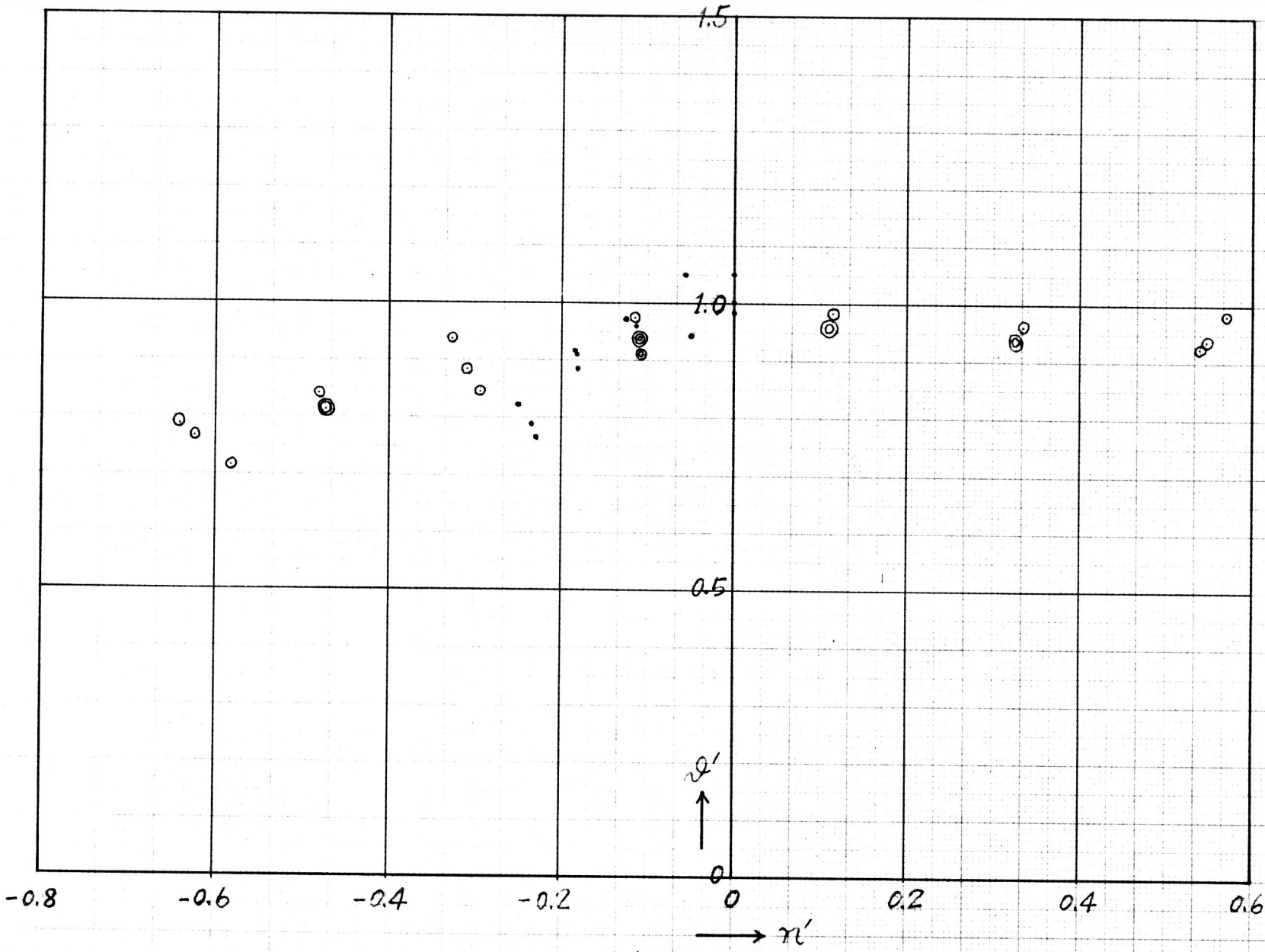


図 3-9

載荷	試験体	NO.	最大荷重 P_m ton	$P_m\sin\theta_1$ ton	$\frac{P_m\sin\theta_1}{\sigma_m R^2}$	α'	n'	α	n
Ⅰ	(a)	1	8.7	7.5	0.076	0.937	0.545	1.000	0.654
		2	9.1	7.9	0.080	0.983	0.570	1.050	0.684
		3	8.6	7.4	0.075	0.926	0.539	0.983	0.647
Ⅱ	(a)	1	8.7	7.5	0.076	0.937	0.327	1.000	0.436
		2	8.9	7.7	0.078	0.960	0.335	1.029	0.446
		3	8.7	7.5	0.076	0.937	0.327	1.000	0.436
Ⅲ	(a)	1	8.9	7.7	0.078	0.960	0.112	1.029	0.223
		2	8.9	7.7	0.078	0.960	0.112	1.029	0.223
		3	9.1	7.9	0.080	0.983	0.114	1.051	0.228
Ⅳ	(a)	1	8.7	7.5	0.076	0.937	-0.109	1.000	0
		2	9.1	7.9	0.080	0.983	-0.114	1.051	0
		3	8.7	7.5	0.076	0.937	-0.109	1.000	0
	(b)	1	8.7	7.5	0.076	0.937	-0.109	1.000	0
		2	8.4	7.3	0.074	0.909	-0.105	0.971	0
		3	8.4	7.3	0.074	0.909	-0.105	0.971	0
Ⅴ	(a)	1	7.8	6.8	0.069	0.846	-0.293	0.903	-0.195
		2	8.7	7.5	0.076	0.937	-0.327	1.000	-0.218
		3	8.2	7.1	0.072	0.886	-0.308	0.949	-0.206
Ⅵ	(a)	1	7.5	6.5	0.066	0.811	-0.470	0.869	-0.376
		2	7.5	6.5	0.066	0.811	-0.470	0.869	-0.376
		3	7.7	6.7	0.068	0.840	-0.482	0.897	-0.386
Ⅶ	(a)	1	7.1	6.1	0.062	0.766	-0.623	0.817	-0.534
		2	7.3	6.3	0.064	0.789	-0.640	0.846	-0.549
		3	6.6	5.7	0.058	0.714	-0.579	0.766	-0.496

表 3-3　実験結果

管の管軸の交点を通る a-a' 断面（図 3-8 参照）に働く軸方向力 N（引張りを正とする）と，剪断力 S（下向きを正とする）は，

$$N = (k-\cos\theta_1)P_m \qquad (3-1)$$

$$S = P_m\sin\theta_1 \qquad (3-2)$$

で表わされる。_ このNとSの相関関係を調べてみる。

Nは，弦材管の管軸方向の降伏荷重 $\sigma_y A_2$（A_2 は弦材管断面積）で割って，

$$n' = \frac{(k-\cos\theta_1)P_m}{\sigma_y A_2} \qquad (3-3)$$

とする。　Sは，第2章の結果を参考にして

$$\alpha' = \frac{P_m\sin\theta_1}{\sigma_m R^2\left(\frac{T}{R}\right)^{1.5}\left(1+6.52\frac{a}{D}\right)\left(1.75-2.65\frac{a}{D}\right)} \qquad (3-4)$$

の形に無次元化する。（3-4）式の右辺は，（2-43）式の左辺から，$\cos\theta_1$ の項をとり除いたものである。従って（3-4）式は，最大荷重 P_m の弦材管軸に垂直な成分から，弦材管の降伏点，試験体の大きさ，支管径の大きさ，両支管の間隙の影響を消去した無次元量と考えることができる。θ_1 は，$\sin\theta_1$ の形で入っているが，$P_m\sin\theta_1$ が N には無関係な量であるから，n' は N には無関係である。本実験の試験体の n' と n' は，表3-3に示したとうりである。

いま，表3-3の n' と n' の関係を図上にプロットすると，図3-9に示す○印のようになる（載荷Ⅲを受ける試験体(a)と(b)の P_m には有意な差がないので一緒に示した）。これを見ると，n' が負の方向に大きくなるに従い n' が減少している。次に，圧縮支管側の弦材軸力0（$k=0$）で，θ_1 だけを変化させた，第2章の系列3の試験体について，n' と n' を求め，その関係を図上にプロットすると，図3-9の●印のようになる。この図を見ると，●印の n' は，n が負になるに従い，○印よりも急速に低下している。即ち，第2章の系列3の試験体のように，θ_1 が変化することによる弦材軸力の変化と，本実験のように，弦材管に直接載荷することによる弦材軸力の変化は，弦材管の局部変形におよぼす影響が異なることがわかる。この原因は，弦材管に直接作用する荷重 kP は，a-a' 断面（図3-8参照）の近傍では，弦材管に平均化された normal stress を与えるに対し，圧縮支管から弦材管に作用する軸方向力 $P\cos\theta_1$ は，圧縮支管と弦材管の溶接部近傍の弦材管壁に，集中的な母線方向の normal stress を与え，弦材管壁の局部変形をより多く助長するからであろう。従って（3-1）式の軸力 N は，kP_m と，$-P_m\cos\theta_1$ を分離して考える必要があると思う。そこでもう一度元に戻って，圧縮支管に作用する最大荷重 P_m の，弦材管に垂直な方向の成分 $S=P_m\sin\theta_1$ と，圧縮支管側の弦材管に作用する最大荷重 kP_m との関係を調べることにする。

$_kP_m$は，弦材管の降伏荷重$\sigma_y A_2$で割って無次元化し，

$$n = \frac{{}_kP_m}{\sigma_y A_2} \qquad (3-5)$$

とする。　$S = P_m \sin\theta_1$は，(3-4)式から$\cos\theta_1$の影響も消去して，

$$\alpha = \frac{P_m}{\sigma_m R^2 \left(\frac{T}{R}\right)^{1.5}\left(1+6.52\frac{d}{D}\right)\left(1.75-2.65\frac{d}{D}\right)} \cdot \frac{\sin\theta_1}{1-0.26\cos^2\theta_1} \qquad (3-6)$$

とする。　αは，(2-43)式に示したように，圧縮支管側の弦材の軸力が0の場合には1.0になる値である。　実験結果から求めたnとαの値は，表3-3に示したとうりである。　このnとαの関係を図上にプロットすると，図3-10のOEPのようになる。

この図を見ると，$n \geq 0$の場合は，αはほとんど一定で，nが負の方向に大きくなるに従い減少している。　$n \leq 0$でのαは，放物線的に減少しているから，

$$\alpha = 1 + C_1 n + C_2 n^2 \qquad (3-7)$$

とおいて，定数C_1とC_2を最小2乗法によって求めると

$$\alpha = 1 + 0.23(n - n^2) \qquad (3-8)$$

$$n = 0.038$$

が得られる。

$n \geq 0$の範囲では，αはnによってほとんど変化せず平均値1.01をとること，および，(2-43)より，$n=0$では$\alpha=1.0$をとることを考えて，$n \geq 0$では

$$\alpha = 1.00 \qquad (3-9)$$

とおく。　(3-8)式と(3-9)式は，図3-10に実線で示すとうりである。

3・2・3　文献5)の黒羽の実験結果との比較

文献5)の試験体は，図3-11のような試験装置にピン接合し，装置の剛板に図のような圧縮荷重，又は引張荷重をかけて載荷したものである。

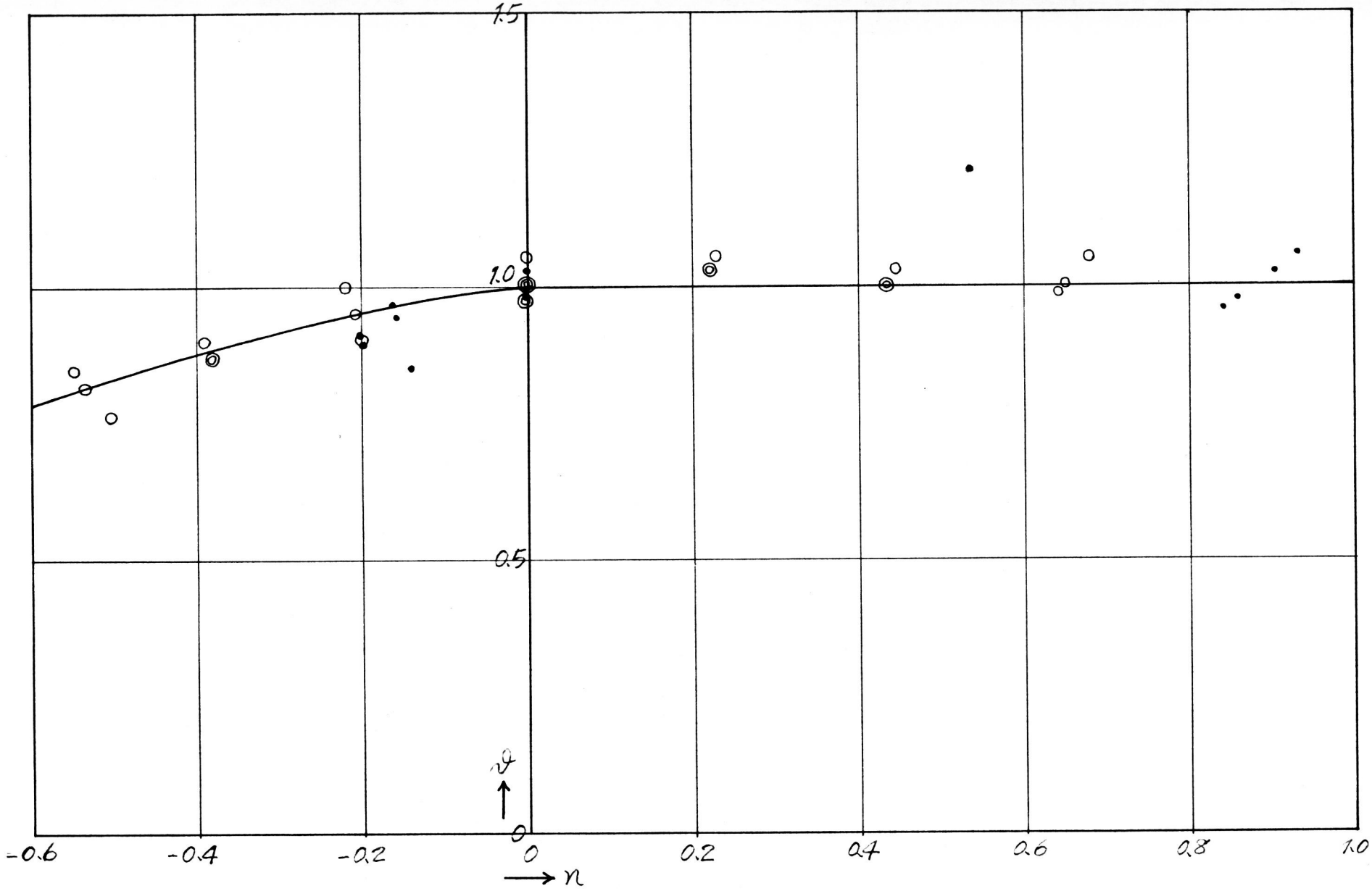


図 3-10

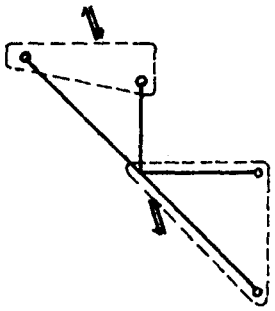


図 3-11

試験体は，弦材管 60.7φ×2.68 (σ_y=4.64 t/cm²)，圧縮支管 34.0φ×2.3，引張支管 27.2φ×1.9，27.2φ×2.6，支管と弦材管の交角 $\theta_1=\theta_2=45°$で，節点の偏心を，$f=0, -\frac{D}{4}$の2種類に変化させたものである。 このうち，両支管が重ならない $f=0$ ($\frac{g}{D}=0.285$)の試験体の結果（破壊原因は，全て弦材管の局部変形である）と，本実験の結果を比較する。 文献26）の黒羽の実験は，主として定性的傾向が述べられたもので，試験体の素材の性質などが明記されていないので，ここでは数量的に比較することは出来ない。

黒羽の実験結果から，(3-5)，(3-6)式を用いて ηと ϑ（$\frac{g}{D}>0.23$であるから，ϑを求める際に，(3-6)式の分母の(1.75-2.65$\frac{g}{D}$)の代りに(1.15-0.06$\frac{g}{D}$)を入れた）を求め，これを図3-10の上にプロットすると，図中の●印のようになる。 この値を，実験式（3-8），(3-9)式と比較すると，$\eta\fallingdotseq 0.53$の点を除くと，よく一致し，その差は数%程度である。 σ_mの代りにσ_yを用いたので，もしσ_mを用いていれば，もう少し小さい値になるかもしれないが，その影響はわずかである。 $\eta\fallingdotseq 0.53$でのϑは，実験式よりも約20%大きい。 $\eta\fallingdotseq 0.53$での黒羽の試験体個数は2個だけであるから，これが実験誤差によるものか，あるいは物理的に意味のあるものであるかは，明らかでない。

まとめ

本実験から得られた結果を要約すると，次のとうりである。

(1). 本実験の試験体から得られた実験式は

. $0.6>\eta\geq 0$: $\vartheta=1.0$

. $0>\eta>-0.6$: $\vartheta=1+0.23(\eta-\eta^2)$

である。 D/t, d/D, θ1, 第D の異なる黒羽の実験値と比較すると，2ケの特にかけはなれた値（但し安全側）を除いては大体一致するので，パラメターが本実験の試験体のそれと異なっても，これらの式を用いることが出来る。

(2). $n<0$ の場合の強度は $n>0$ の場合の強度よりも低下するが，この現象は，明らかに有限変形によるものと思われる（もし，有限変形によるものでないならば，$n>0$ の場合にも強度は低下するはずである）。従って，D/t が本実験よりも小さい弦材管を持つ節点に対しては，本実験から得られた実験式は安全側の値を与えると思われる。

第3篇

割り込みガセットプレート接手の研究

第1章　割り込みガセットプレート接手の引張試験

まえがき

鋼管構造でも，現場接合には，ボルト，リベット等のFastener類が用いられる場合が多い。　この場合，主管に溶接されたガセットプレートと，支管管端のスリットに割り込み溶接されたガセットプレートを，Fastenerで結合する形式が最も一般的である。　主管とガセットプレートとの溶接接合部における，主管の局部変形に関しては，第1編の第3章で述べたとうりである。　ここでは，支管管端の割り込みガセットプレートの接合部について引張試験を行った結果について述べる。

このような接合部は，管端や板の形，板の割り込み長さ，Fastenerの配置，外力等の諸条件によって，その性質が変化するはずなので　ここでは，管端の形を，開放したものと半球状に密閉したものの2種類とし，板を，1枚もの，2枚のU型プレート，十字型プレートの3種類とし，更に板の割り込み溶接長をいくつかに変化させ，外力として管軸方向に引張荷重をかけて，接合部の挙動を調べた。

1・1　試験体

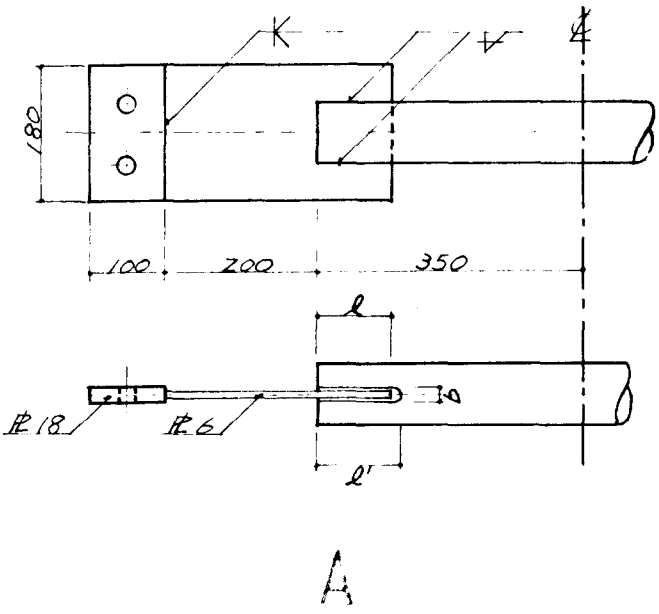
試験体の種類，形状，寸法は，図1-1と表1-1に示す。寸法は3ケの試験体の平均値をとった。管端が半球状に密閉されたものは，熱間にて加工されたものである。

試験体の溶接条件を表1-2，鋼管と板の，各々1号，5号試

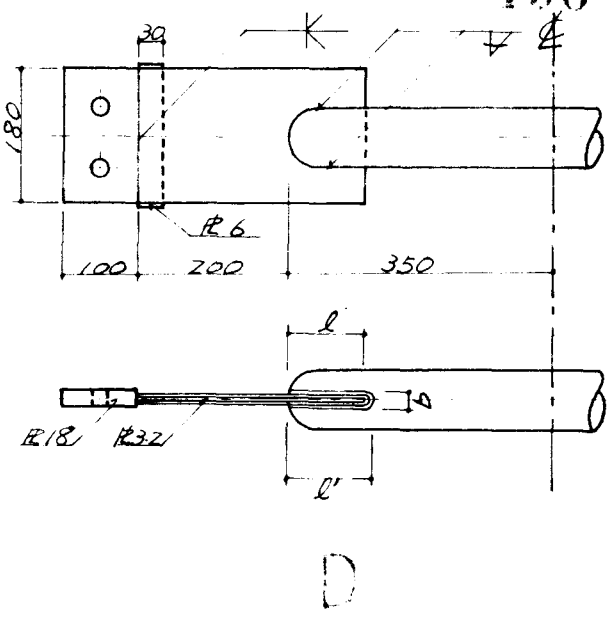
試験体	l mm	l' mm	l'' mm	b mm	個数
A-1	50	55		18	3
A-2	80	85		19	〃
A-3	95	101		18	〃
A-4	106	111		17	〃
A-5	130	134		18	〃
B-1	50	55	7	18	3
B-2	76	81	37	19	〃
B-3	100	106	58	18	〃
B-4	130	135	84	18	〃
C-1	80	84		24	3
C-2	106	109		24	〃
C-3	130	133		24	〃
D	104	109	59	23	3
E	40 $L=39$	44 $L'=45$	$L''=49$	18 $L'''=53$	3

隅肉溶接の脚長は(6 ± 1)mmである。

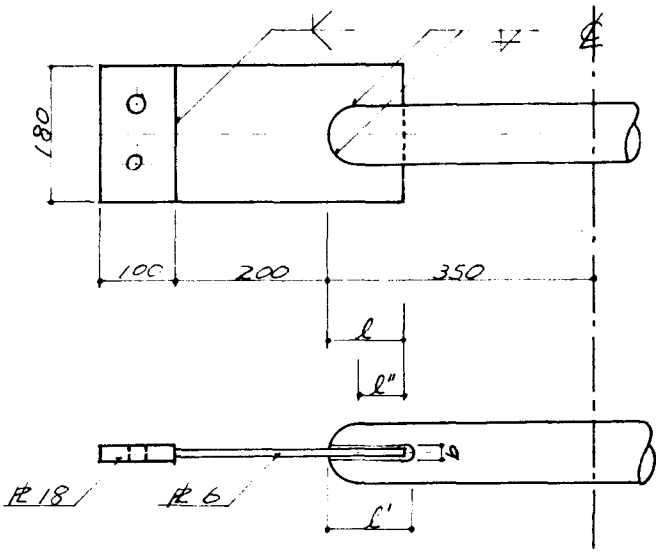
表1-1 試験体寸法



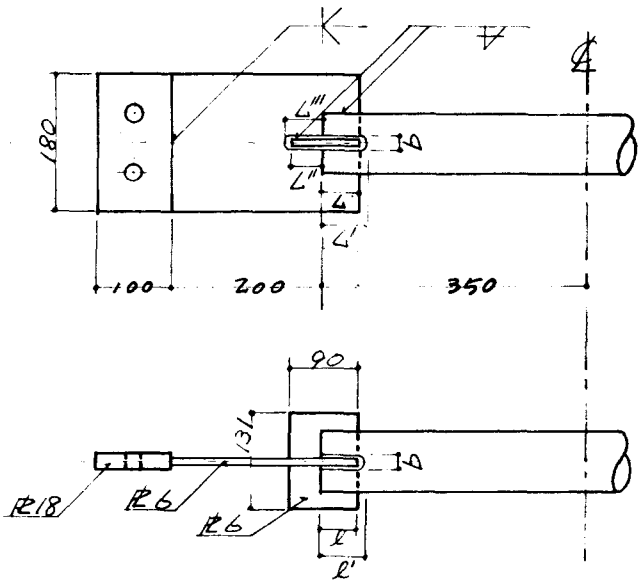
A



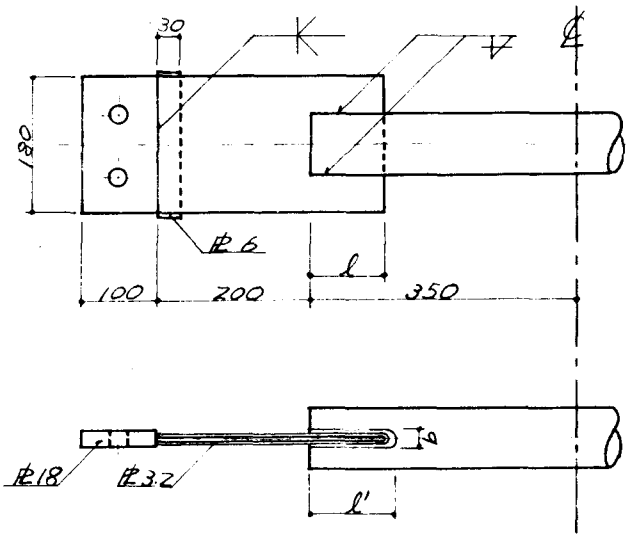
D



B



E



C

図 1-1 試験体形状

験片による素材試験の結果を表1-3に示す。　値はいずれも3ケの試験片の平均値である。

溶接棒	ライムチタニヤ系 TB-24 3.2φ(神鋼)
電流	100～120 Amp.
電圧	26～28 V.
速度	150～200 mm/min
溶接工	JIS 1級

表 1-2　溶接条件

	外径 D mm	厚み T mm	断面積 A cm²	降伏点 σy kg/cm²	引張強サ σB kg/cm²	ヤング率 E 10^3kg/cm²	伸び %
P-89.1φ×3.5	89.3	3.57	9.61	4.02	4.92	2.00	26.0
P-6		6.04		3.38	5.42	2.15	33.0
P-3		3.17		2.65	4.00	2.20	40.8

表 1-3 素材の機械的性質

1・2　試験方法

試験機にとりつけた2枚の板の間に，試験体端部の割り込み板を挿入し，25φボルト2本でとめて載荷した。　割り込み板に固定したダイアルゲージ（Teclock Corporation製，測定範囲20mm，精度1/100mm）により，割り込み板を含む100cm間の管軸方向の変形を測定した。　試験機は，万能試験機（東京衡機製，引張最大容量150トンを50トン容量で使用）を用いた。

1・3　試験結果

試験体の最大荷重等の一覧表を，表1-4に，試験体各種類の平均の荷重変形曲線を，図1-3～図1-5に示す。　表3-4の破壊形態の記号は，図1-2の破壊形態の分類による。　荷重変形曲線に示した鎖線は，変形の測定長100cmと等しい長さの母材管の荷重変形曲線を，12号試験より求めたものである。

試験体	NO.	破壊形態	最大荷重 Pm ton	G.Y.L ton	接手効率 %
A－1	1	a－1	26.6	19.0	56.2
	2	〃	25.3	16.0	53.5
	3	〃	27.0	19.2	57.1
A－2	1	a－1	36.0	23.0	76.1
	2	〃	36.0	25.8	76.1
	3	〃	37.0	23.5	78.2
A－3	1	a－1	41.0	24.8	86.7
	2	a－2	40.0	28.9	84.6
	3	a－1	40.9	29.8	86.5
A－4	1	a－2	41.8	26.8	88.4
	2	〃	42.4	31.8	89.6
	3	a－1	40.0	29.5	84.6
A－5	1	a－3	45.0	29.3	95.1
	2	a－2	43.0	31.0	90.9
	3	〃	42.0	30.0	88.8
B－1	1	b－1	29.8	19.3	63.0
	2	〃	27.8	18.0	58.8
	3	〃	30.9	21.1	65.3
B－2	1	b－2	34.0	23.5	71.9
	2	〃	37.8	25.0	79.8
	3	〃	36.0	24.8	76.1
B－3	1	b－2	38.9	27.5	82.2
	2	〃	37.0	29.5	78.2
	3	〃	37.6	29.7	79.5
B－4	1	b－2	42.9	28.7	90.1
	2	〃	42.0	27.3	88.8
	3	〃	42.8	28.0	90.5
C－1	1	c－1	25.4	16.5	53.6
	2	〃	24.9	17.1	52.6
	3	〃	26.6	16.9	56.3
C－2	1	c－1	33.0	19.3	69.8
	2	〃	33.0	19.5	52.6
	3	〃	29.7	19.7	56.3
C－3	1	c－1	37.5	22.3	79.3
	2	〃	32.0	19.8	67.7
	3	〃	32.7	19.0	69.1
D	1	d－1	32.5	19.8	68.7
	2	〃	29.7	19.7	62.3
	3	〃	33.0	18.5	69.8
E	1	e－1	37.9	27.0	80.1
	2	e－2	38.5	29.8	81.4
	3	〃	40.8	29.0	86.2

注) G.Y.L = General Yield Load

接手効率 $= \frac{P_m}{\sigma_b A} \times 100\ (\%)$

表 1－4 試験結果

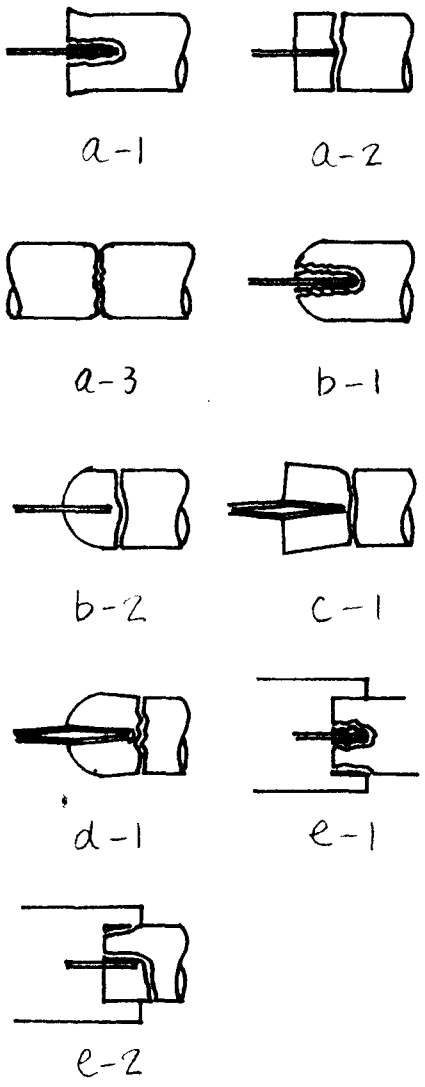


図 1－2 破壊形態の分類

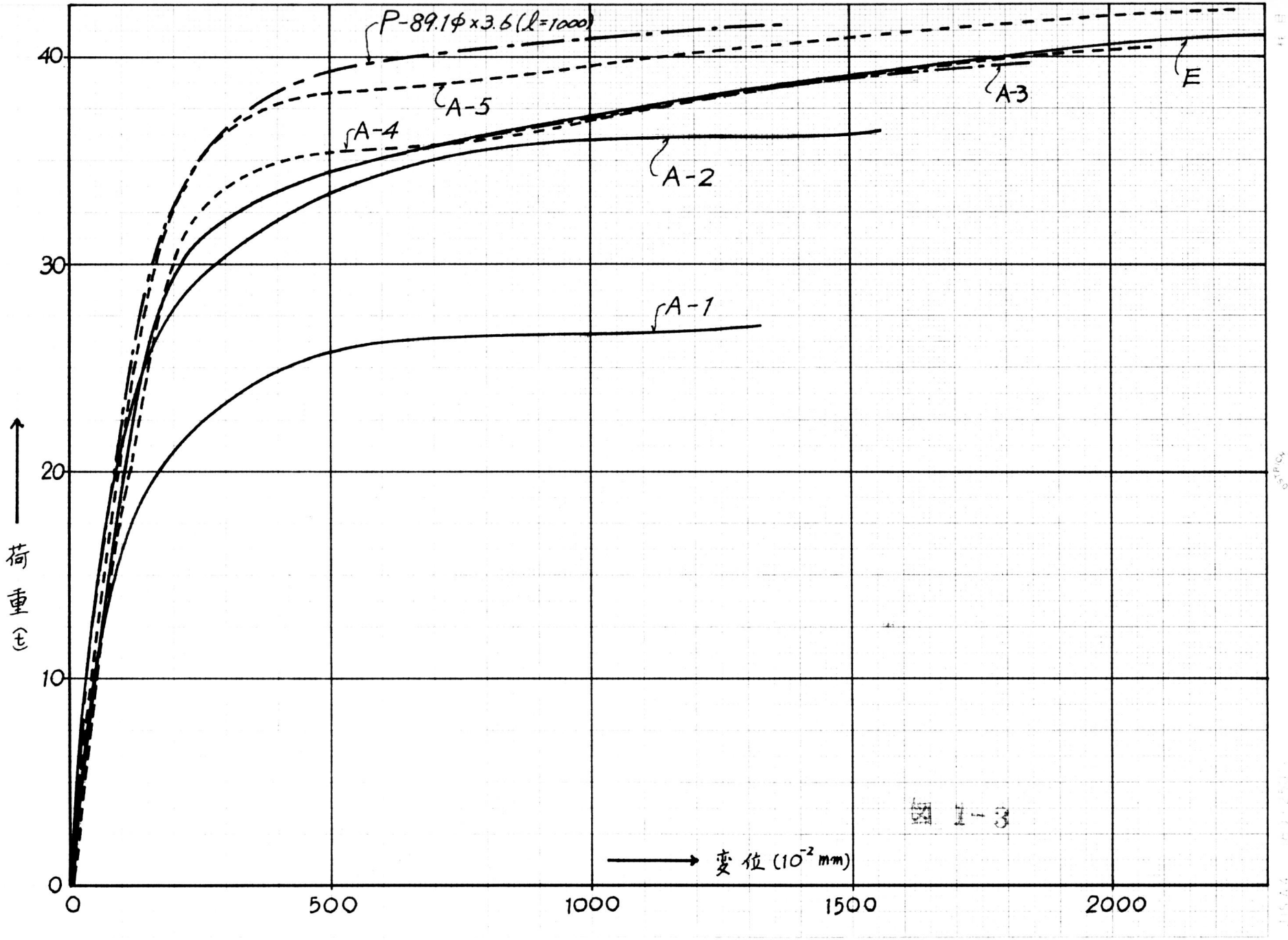
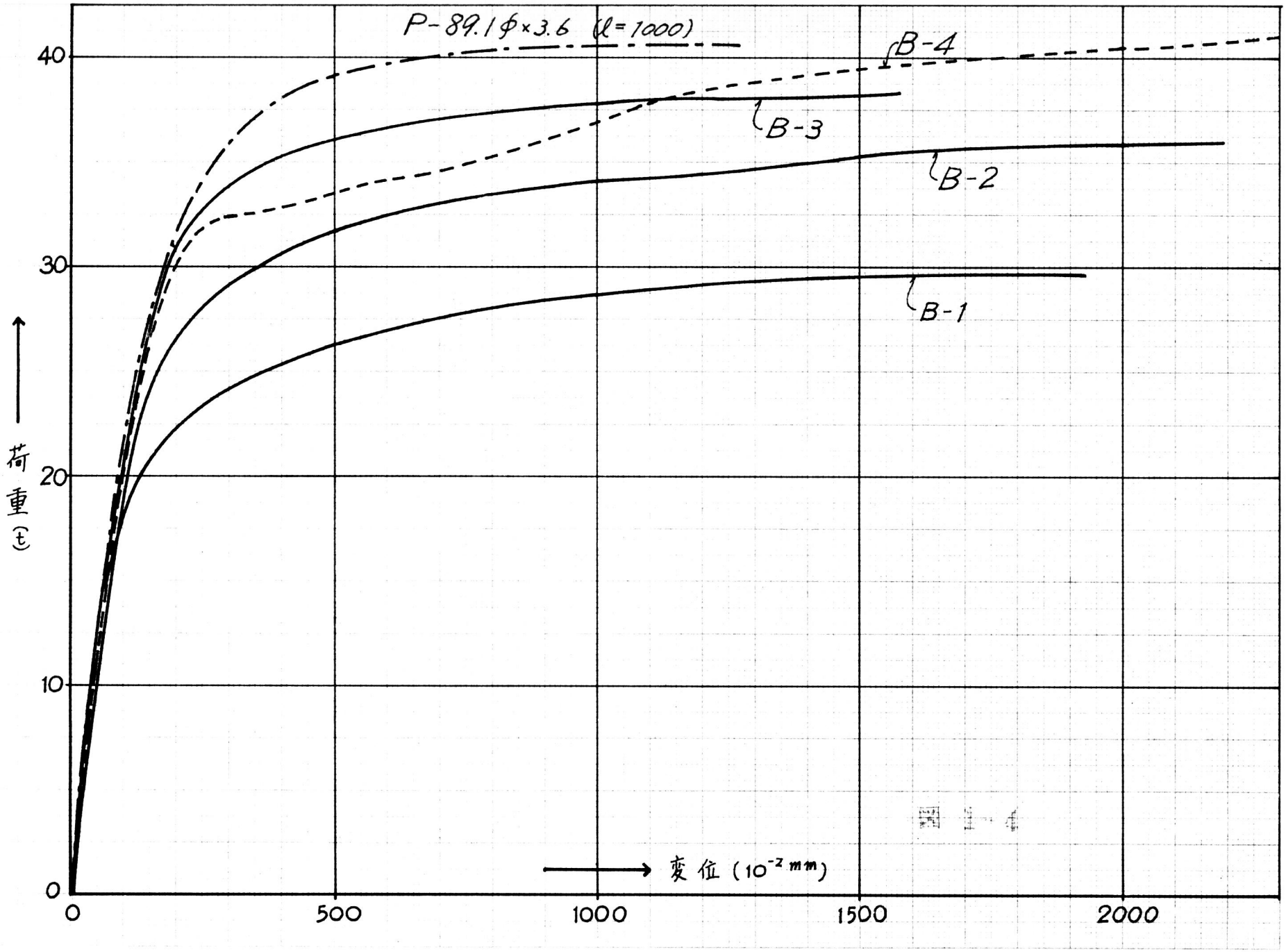

P-89.1φ×3.6(ℓ=1000)
A-5
A-4
A-2
A-3
E
A-1
荷重(t)
0
10
20
30
40
0
500
1000
1500
2000
変位 (10^{-2} mm)

図 1-3


P-89.1φ×3.6 (ℓ=1000)
B-4
B-3
B-2
B-1
荷重(t)
変位 (10^{-2} mm)
0
10
20
30
40
0
500
1000
1500
2000

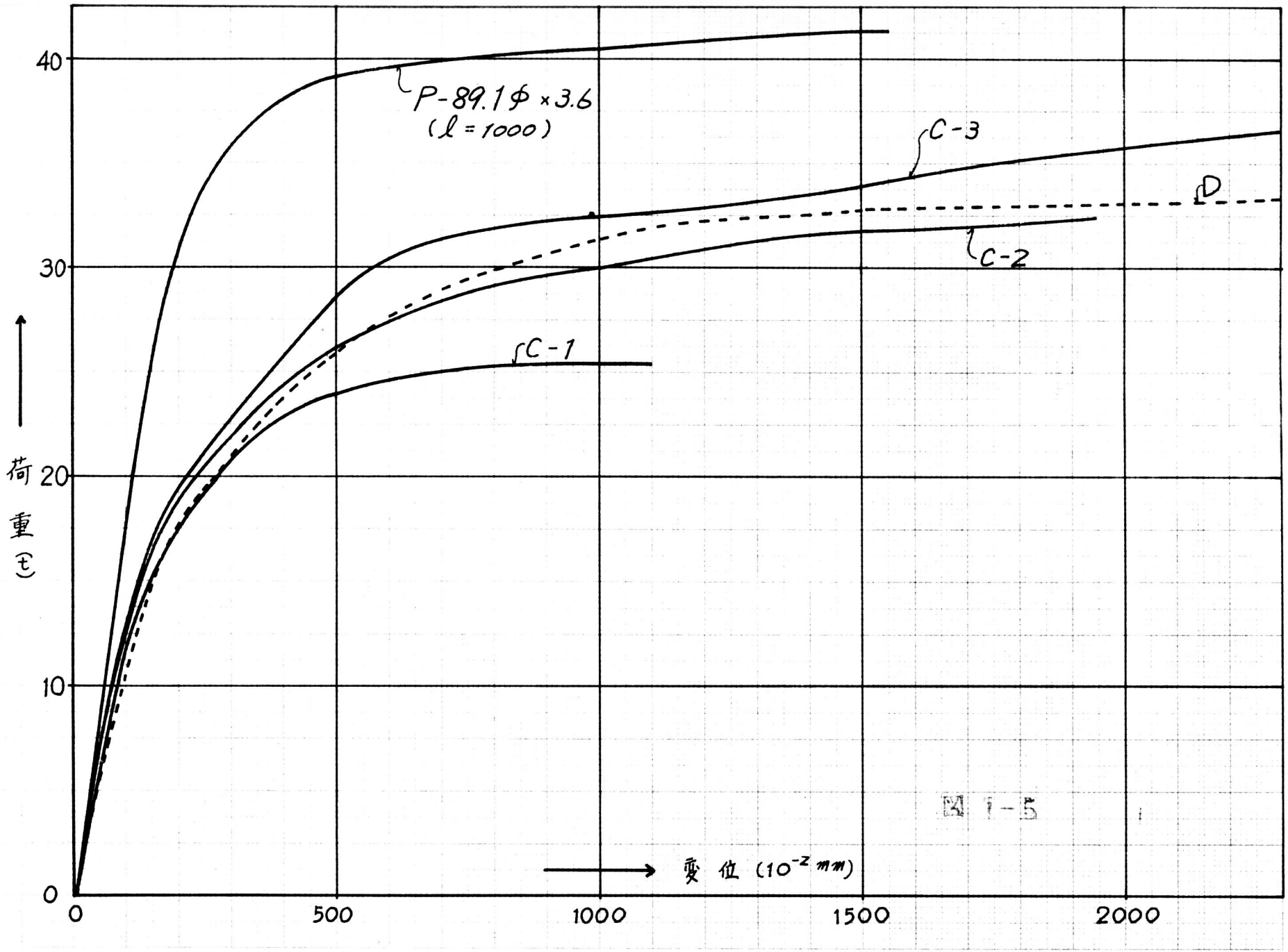

P-89.1φ×3.6
(ℓ=1000)
C-3
D
C-2
C-1
荷重(t)
0
10
20
30
40
0
500
1000
1500
2000
変位 (10^{-2} mm)

図 1-5

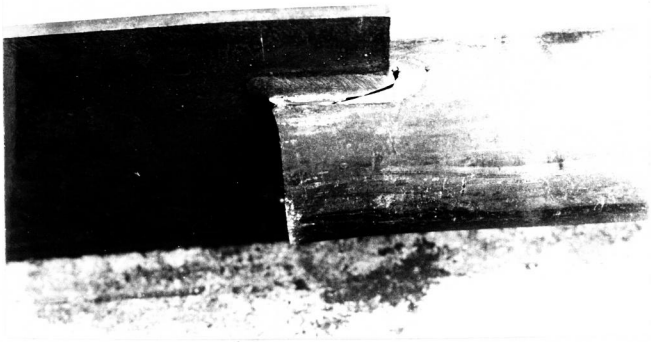


写真1-1(A-2)



写真1-2(A-4)



写真1-3(B-1)

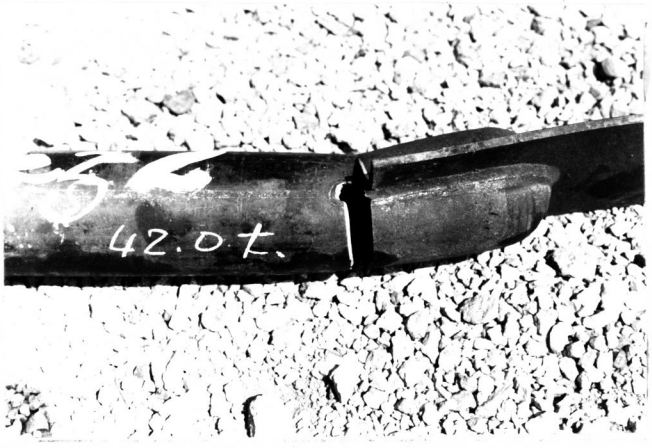


写真1-4(B-4)



写真 1-5(C-3)

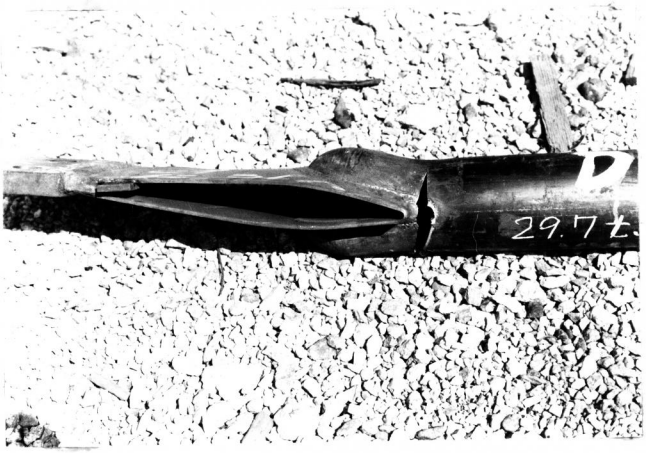


写真1-6（D）



写真1-7（E）

1・4　接手の形状と破壊形態

試験体の破壊後の形状は，写真1-1～写真1-8に示すとうりである。試験体A，E型のように，一枚の板，あるいは十字型の割り込み板で，管端に密閉加工されていない試験体は，板で区分された管壁が，外側に反るように変形し，管の先端で，管壁と板が剥離している。

B型試験体は，管端を半球状に加工してあるために，管壁の変形は外観上明らかではないが，A，E型と同じように，管端の溶接が開裂している。

C，D型の如く，2枚の板をU型に割り込んだ試験体は，2分された管部分の曲げ変形を，ガセットプレートがほとんど拘束できないので，2枚の板が開くように変形している。

破断位置について観察すると，A，B，E型では，溶接長の短いものは，側面の溶接線に沿って，Toe，或いは，管壁で破断している（隅肉の喉断面では破断していない）。溶接長の比較的長いものは，板直下の，管軸に垂直な断面で破断している。　この断面で破断する原因は，スリットの加工の際に深く切り込みすぎて生じた間隙を，溶接でbridgingする場合が多く，どうしても欠陥が生じ易いこと，そのうえ，この位置に応力集中が生じることであろう。

載荷中の観察では，溶接長の短いものは，スリットの下部に亀裂が生じると同時に，最大荷重に達する場合が多く，溶接長の長いものは，この部分に最大荷重のでてくる前に亀裂が生じ，その亀裂が横に拡がって破壊する傾向があった。　図1-2のa-3の如く，管の中央部で破断したのは，試験体A-5（No.1）のみであった。

1・5　単純な破壊形態の仮定による最大荷重の計算値

破壊形態の写真を見てわかるように，管壁は複雑な変形をしており，破面に働く応力状態は単純なものでないことが想像される。　本章は，文献

19) の実験Iにおいて，管端開放で，1枚の板が割り込まれた場合について圧縮試験を行い，溶接部周辺の管壁の応力分布を測定し，この測定値と管を平面に展開してScheibeと考えた場合の弾性計算値を比較しているが，測定値の方が，割り込み板直下の応力集中は大きく，また管壁に曲げ応力が働いていて，一致する結果は得られていない。

ここでは，次に述べるような単純な仮定を導入して，接手の強度の近似値を求め，接手の形が強度におよぼす影響について検討する。

1. 破壊面と，その破壊面に働く外力との釣合条件を満足する応力分布を次のようにする。

(1) 図1-2のa-1，b-1，e-1の如く，溶接線に沿って破断するものは，板の側面（隅肉のToeの断面）に沿って一様な剪断応力，板直下の部分は一様な引張応力を受ける。　破面に垂直な応力，板厚方向の応力は，無視する。（図1-6参照）

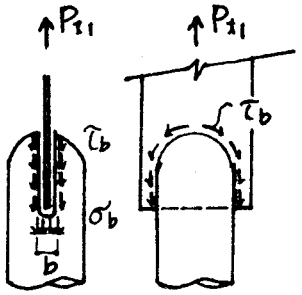


図1－6 破壊面(1)

(2) 図1-2のa-2，b-2，c-1，d-1の如く，管断面で破壊するものは，破断面に一様な純引張応力が働く。　（図1-7参照）

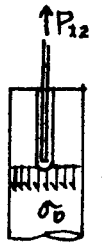


図1－7 破壊面(2)

(3) 管断面で破断するものでも，図1-2のc-1，d-1の如く，2枚の板で2分された部分が開くように変形したものは，2分された管断面に，引張力のほかに曲げモーメントが働く。（図1-8参照）

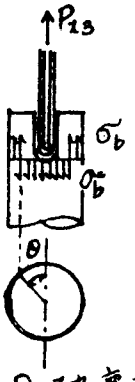


図1－8 破壊面(3)

2. 破壊条件は，Von-Misesの降伏条件をそのまま拡張して破壊条件とする。　即ち，

$$\tau_b = \frac{1}{\sqrt{3}}\sigma_b \qquad (1-1)$$

ここに　τ_b：最大剪断応力度
　　σ_b：最大引張応力度

3. 接合部の変形は十分微小であるとする。

4. 局部的に，破壊条件，釣合条件を満足しない影響は無視する。

板直下の部分は，欠陥が生じ易いので，比較のために，全断面を有効と考えた場合（(1)，(2)，(3)の計算値を，それぞれ，P_{t1}，P_{t2}，P_{t3}とする），スリットの幅（板厚＋1mm）だけ欠損断面を考えた場合（P_{t1}'，P_{t2}'，P_{t3}'とする），および，図1-1の隅肉の脚長に板厚を加えた値bだけ欠損断面を考えた場合（P_{t1}''，P_{t2}''とする）を計算する。

(i) 破壊面(1)による計算値

図1-6に示した破壊面の応力度の，荷重方向の成分を積分すると次の式が得られる。

$$P_{t1} = 4\tau_b t l' + 2\sigma_b t b \qquad (1-2)$$

$$P_{t1}' = 4\tau_b t l' + 2\sigma_b t\{b-(T+0.1cm)\} \qquad (1-3)$$

$$P_{t1}'' = 4\tau_b t l' \qquad (1-4)$$

ここに，　t：管厚
　　T：ガセットプレートの板厚
　　b, l'：表1-1 参照

(ii) 破壊面(2)による計算値

図1-7の破壊面に作用する応力度を積分すると次の式が得られる。

$$P_{t2} = 2\pi R t\cdot\sigma_b \qquad (1-5)$$

$$P_{t2}' = 2\{\pi R-(T+0.1cm)\}t\sigma_b \qquad (1-6)$$

$$P_{t2}'' = 2(\pi R-b)t\sigma_b \qquad (1-7)$$

(iii) 破壊面(3)による計算値

図1-8の応力分布から，荷重方向の力の釣合式を求めると

$$\frac{P}{2} = \sigma_0 t R(4\theta - \pi) - \sigma_0 t f \qquad (1-8)$$

曲げモーメントの釣合式を求めると，

$$\frac{P}{2}\left(R - \frac{C}{2}\right) = (4\cos\theta + 4\theta - \pi - 2)\sigma_B t R^2 - \left(R - \frac{f}{2}\right) f t \sigma_B \qquad (1-9)$$

ここに　C：2枚のU型プレートの中心線の距離

f：スリット下部の欠損断面の幅

この両式から，$f=0$ とおいて θ を消去すると P_{t3} が得られ，f をスリットの幅 $(C+T)+0.1\text{cm}$ とおいて P を求めれば，P_{t3}' が得られる。

図1-9と図1-10は，上述の最大荷重の計算値と，表1-4に示した実験による最大荷重を比較して示したものである。

図1-9を見ると，$l' < 100\text{mm}$ では，実験値は P_{t1} と P_{t1}'' の間にあり，$l' \geq 100\text{mm}$ では，P_{t2}' と P_{t2}'' の間にあることがわかる。但し $l'=106$ 近傍の試験体Bの実験値は，P_{t1}'' を1～3ton下まわっている。しかし $l'=135$ 近傍のBの実験値は，同じ l' を持つAとほとんど差がないので，管端加工の際に半球部分の管厚が薄くなるなどの欠陥が生じていたためではないかと思われる。

図1-10を見ると，試験体C，Dの実験値は，いずれの計算値ともかなりの差があり，P_{t1}''-P_{t2}'' 線と，P_{t3} の間にある。P_{t1}''，P_{t2}'' を下まわる原因としては，既に1.4で述べたように，2分された半管に作用する偏心曲げモーメントの影響が考えられる。また，この偏心モーメントを考慮した計算値 P_{t3} を上まわる原因としては，次のようなことが考えられる。すなわち，C，D型の試験体は，荷重が増加すると，半管に働く偏心モー

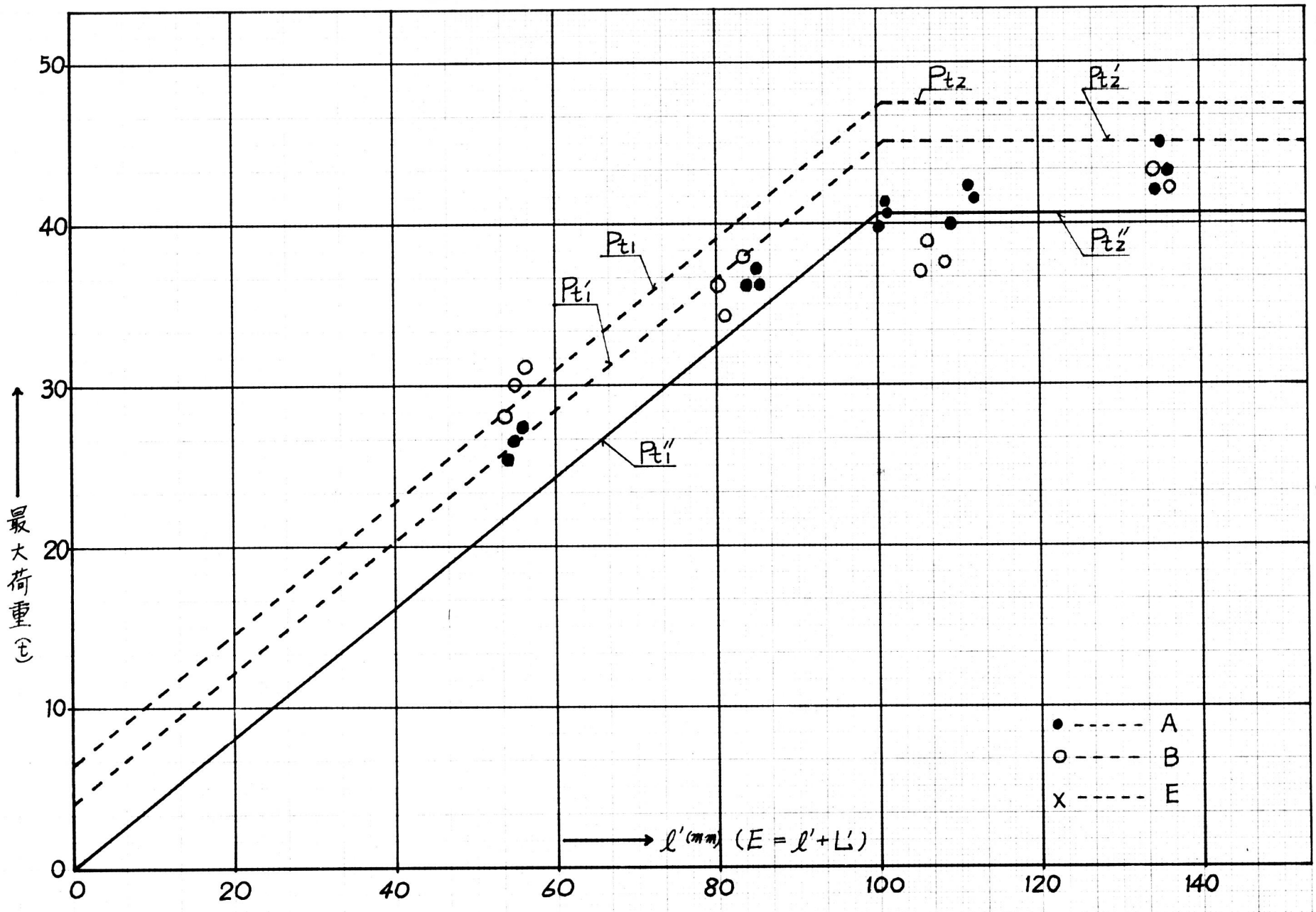

50
40
30
20
10
0
0
20
40
60
80
100
120
140
最大荷重(t)
P_{tz}
P_{tz}'
P_{tz}''
P_{t1}
P_{t1}'
P_{t1}''
A
B
E
ℓ'(mm) ($E = \ell' + L'$)

図 1-9

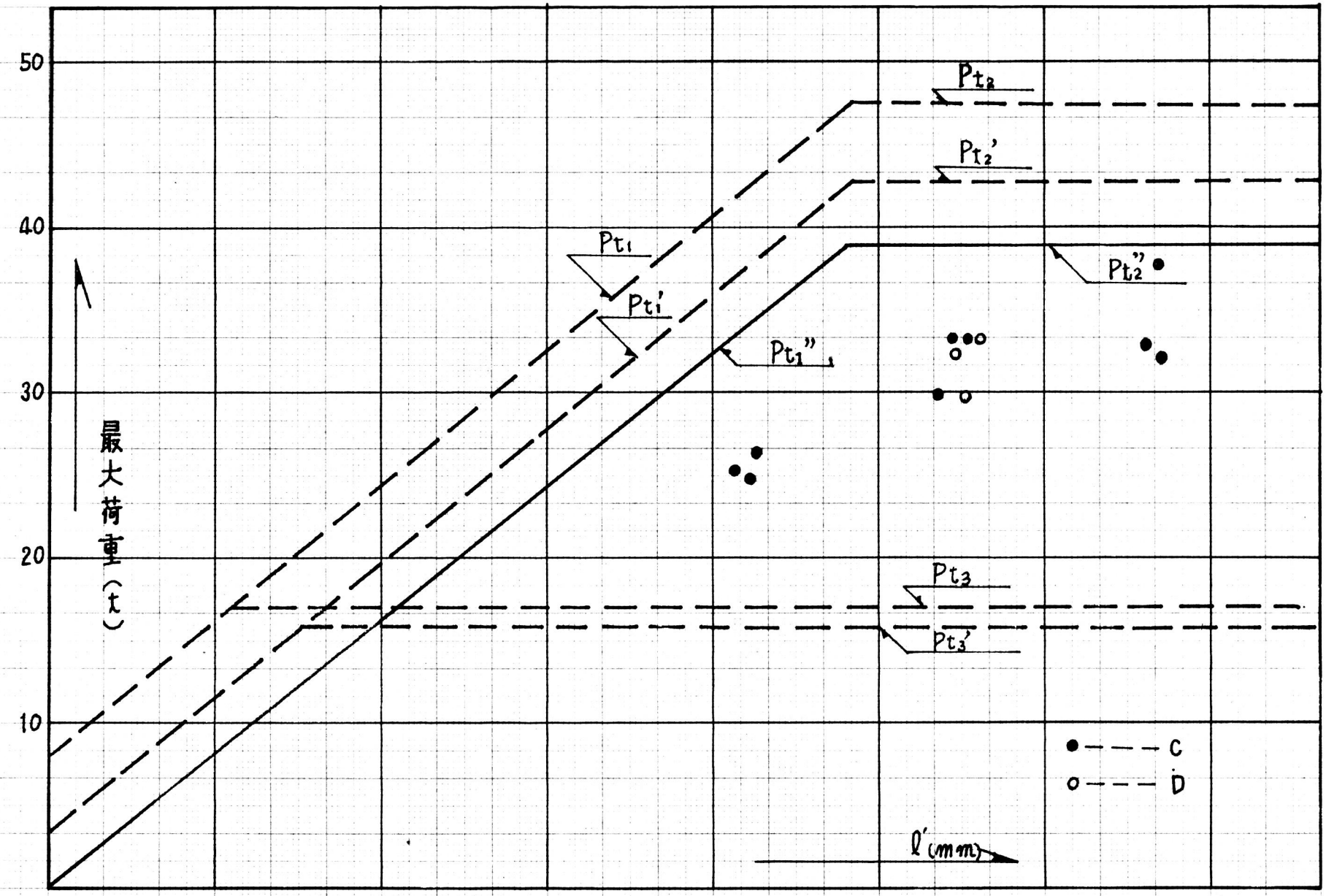

50
40
30
20
10
0
20
40
60
80
100
120
140
最大荷重（t）
P_{t_2}
P_{t_2}'
P_{t_1}
P_{t_1}'
P_{t_1}''
P_{t_2}''
P_{t_3}
P_{t_3}'
C
D
l'(mm)

図 1-10

メントによって，図1-11の如く板が開くように変形するので，このような変形だけを考慮した模型によって，板で区分された管の破壊面に働く曲げモーメントを求めると

$$M=\frac{P}{2}\left(e-a-\frac{c}{2}\right)-Hl' \qquad (1-10)$$

となり

$$H=\frac{P}{2}\left(\frac{1}{n}+\frac{1}{l'}\right)a \qquad (1-11)$$

であるから，結局

$$M=\frac{P}{2}\left(e-\frac{c}{2}\right)-\frac{P}{2}a\left(2+\frac{l'}{n}\right) \qquad (1-12)$$

が得られる。管端が開くように変形すると，即ちaが0より大きくなると，前述の微小変形の仮定による曲げモーメント$M=\frac{P}{2}\left(e-\frac{c}{2}\right)$より小さくなる傾向があり，従って最大荷重は限界の計算値より大きくなる。

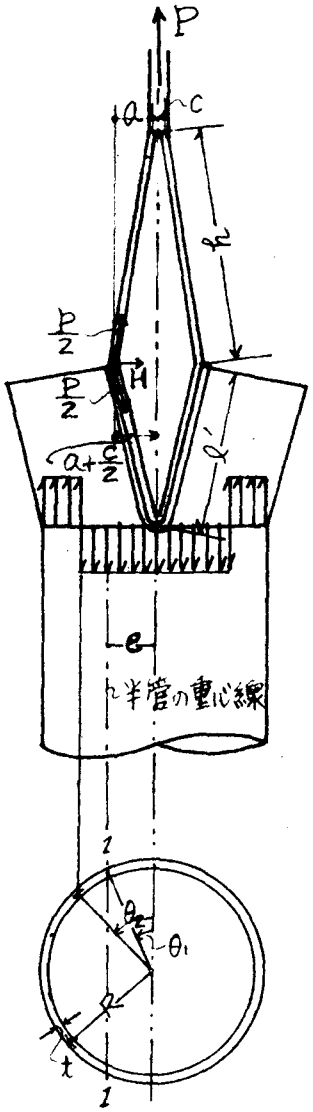


図 1-11

この間の事情をもう少し詳しく調べるために，下のような仮定に基づいて，板直下の断面が全断面降伏した後のPとaの関係を調べてみよう。

(1) 破壊面は図1-11に示すように，割り込み板直下の断面とする。

(2) この断面より上の半管は剛体とする。

(3) 破壊面は全断面有効とする。

(4) 破壊面は剛塑性体とし，塑性限界として引張強さの合をとる。

(5) 管端の開きaは，n，l'に比べて小であるとする。

(6) 破壊面は，塑性に入っても平面保持の仮定に従うものとする。

(7) 局部的に釣合条件，変形条件を満足しない影響は無視する。

いま，半管に働く引張力をN，曲げモーメントをM，中立軸の位置をθ_2とすると，

$$N = \sigma_b t R(4\theta_2 - \pi) \tag{1-13}$$

$$M = 2\sigma_b t R^2(\cos\theta_2 + \sin\theta_2 - 1) \tag{1-14}$$

半管の全塑性軸力 N_0 と全塑性モーメント M_0 は

$$N_0 = \sigma_b t \pi R \tag{1-15}$$

$$M_0 = 2\sigma_b t R^2(\sqrt{2} - 1) \tag{1-16}$$

であるから，N，M を，それぞれ，N_0，M_0 で割って無次元量 n，m とすると，

$$n = \left(\frac{4\theta_2}{\pi} - 1\right) \tag{1-17}$$

$$m = \frac{\cos\theta_2 + \sin\theta_2 - 1}{\sqrt{2} - 1} \tag{1-18}$$

が得られる。n と m の interaction curve を描くと，図1-12の実線のようになる。このままでは計算が複雑になるので，ここでは，図中に破線で示す直線で近似することにする。即ち

$$n + m = 1 \tag{1-19}$$

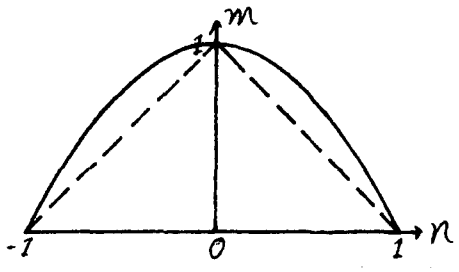


図 1-12

ところで，

$$N = \frac{P}{2} \tag{1-20}$$

であり，$e = R\sin\theta_1 = \frac{2}{\pi}R$ と (1-12) 式より，

$$M = \frac{P}{2}\left\{\frac{2}{\pi}R - \frac{c}{2} - a\left(2 + \frac{l'}{h}\right)\right\} \tag{1-21}$$

であるから，これらを (1-19) 式に入れると，

$$\frac{\frac{P}{2}}{\sigma_b t \pi R} + \frac{\frac{P}{2}\left\{\frac{2}{\pi}R - \frac{c}{2} - a\left(2 + \frac{l'}{h}\right)\right\}}{2(\sqrt{2} - 1)\sigma_b t R^2} = 1 \tag{1-22}$$

これより

$$P = \frac{4(\sqrt{2} - 1)\sigma_b t R}{\frac{2\sqrt{2}}{\pi} - \frac{1}{2}\frac{c}{R} - \frac{a}{R}\left(2 + \frac{l'}{h}\right)} \tag{1-23}$$

本実験の試験体の値を入れると

$$P = \frac{12.45}{0.792 - \left(2 + \frac{l'}{h}\right)\frac{a}{R}} \tag{1-24}$$

が得られる。$a = 0$ とすると $P = 15.8$ ton となって，図1-10の $P_{13} \fallingdotseq 17$ ton より，やや小さいが，これは，Interaction Curve を直線で近似したため

である。(1-24)式を見ると，αが大きくなると，Pも上昇することがわかる。αが大きくなって，ある限界に達した時に，Pは最大値P_mをとると考えられる。

いま、(1-24)式の左辺に，試験体C-1，C-2，C-3，Dの最大荷重を入れ，右辺のl'/2に，それぞれの試験体の値を入れてαの最大値α_{max}を求め，これをl'で割って，半管の回転限界α_{max}/l'を求めると，表1-5のようになる。非常に大胆な仮定に基づくものではあるが，α_{max}/l'は，l'の変化によってそれほど影響されていないことがわかる。C-3のα_{max}/l'が，他のそれらに比べてやゝ近さいのは，l'が大きくなると，曲げよりも引張が支配的になり，降伏曲線は，(1-19)式よりも曲げの影響が大きくなり，従って，(1-24)式の分母の第2項のαの係数が大きくなるからである。

試験体		α_{max} cm	$\frac{\alpha_{max}}{l'}$
C-1	1	0.54	0.064
	2	0.52	0.062
	3	0.58	0.069
C-2	1	0.70	0.064
	2	0.70	0.064
	3	0.63	0.058
C-3	1	0.74	0.055
	2	0.65	0.049
	3	0.66	0.050
D	1	0.69	0.063
	2	0.63	0.058
	3	0.70	0.064

表 1-5

まとめ

以上の実験から得られた結果を要約すると次のとうりである。

(1) 試験体A，B，E型の如く，1枚の板，もしくは，十字型の板を割り込んだ接合部の場合，溶接長と強度はせらずしも比例的ではないが，図1-9を見ると，実用上は，$P_{t1}''-P_{t2}''$線を用いて差支えない。P_{t2}''線を用いる時の接手効率は約85%で，85%の効率を得るための最小溶接長は，

$$l'=0.85\frac{\sqrt{3}}{4}\frac{A}{t}\fallingdotseq 1.15D \qquad (1-25)$$

で表わされる。

(2) C，D型の如く，U型の板を割り込んだ接手が引張荷重を受ける場合には，板で区分された半管に大きな偏心モーメントが作用して強度が低下する。 このような接合部は，1・5の末尾で考察したように，Fastenerの拘束条件，鋼管素材の性質（半管の回転限界など）によってその性質が異なると思われるが，本実験の場合は，同じ溶接長をもつA，B型の75～80%の強度しか得られなかった。

図1-5を見てわかるように，A，B，E型に比べて，変形も大きく，低荷重から変形勾配は低くなっている。 従って，この型の接合部を用いる場合は，十分注意が必要である。

第2章　割り込みがセットプレート接手の圧縮試験

まえがき

割り込みがセットプレート接手が，圧縮荷重を受ける場合については，故妹尾の実験があり，前章の引張試験の結果と一緒に1つにまとめて，文献[19]に発表されている。　この実験は，密閉されていない管端に，1枚の板を割り込み溶接した試験体に，管軸方向の圧縮荷重を加えたもので，割り込み板直下の管壁に応力集中が生じ，管壁が局部座屈して強度が低下すること，および，その強度は，割り込み溶接長によって異なることを明らかにし，さらに，管の変形や応力分布を詳細に測定したものである。　しかし，故妹尾は，このような1種類の管端形状の接手の実験を行ったのみで急逝したため，実験は中断され，最も広く用いられている，管端が半球で密閉された割り込みがセットプレート接手については，いまだ実験データが得られていなかった。　この実験は，故妹尾が始めた実験の，この部分の空白を埋めるために行ったものである。

圧縮荷重を受ける割り込みがセットプレート接手は，上述のように，管壁の局部座屈によって強度が低下する場合があるが，この局部座屈の性状は，当然，管の厚み変化によって異なることが予想される。　また，管端が密閉されると，その拘束によっても，局部座屈の性状は異なるであろう。　ここでは，管端に半球を溶接して密閉し，これに1枚の板を割り込み溶接したもので，管の管径管厚比と，板の割り込み溶接長を変化させた試験体について圧縮試験を行うことにした。

2・1　試験体

試験体の形状寸法は，表2-1に示すとうりである。　これらの試験体に用いた鋼管の12号試験片の試験結果は，表2-2に示す。　溶接条件は，前

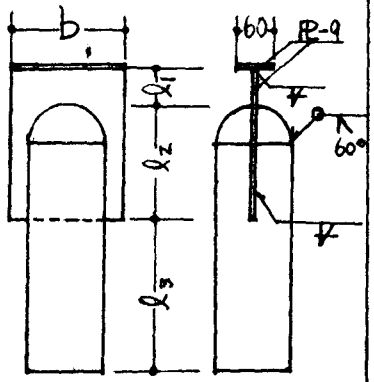
試験体記号	鋼管	ℓ_1 mm	ℓ_2 mm	ℓ_3 mm	b mm	試験体形状
I-3.2-1	101.6φ	50	55	200	155	
〃 2		〃	82.5	〃	〃	
〃 3	×3.2	〃	110	〃	〃	
〃 4		〃	137.5	〃	〃	
H-3.2-1	89.1φ	45	50	180	140	
〃 2		〃	75	〃	〃	
〃 3	×3.2	〃	100	〃	〃	
〃 4		〃	125	〃	〃	
I-4.2-1	101.6φ	50	55	200	155	
〃 2		〃	82.5	〃	〃	
〃 3	×4.2	〃	110	〃	〃	
〃 4		〃	137.5	〃	〃	
H-3.8-1	89.1φ	45	50	180	140	
〃 2		〃	75	〃	〃	
〃 3	×3.8	〃	100	〃	〃	
〃 4		〃	125	〃	〃	

表 2-1 試験体形状寸法

鋼管 (公称)	外径 D mm	管厚 T mm	D/T	断面積 A cm^2	降伏点 σ_y t/cm^2	引張強さ σ_B t/cm^2	伸び %
101.6φ×3.2	101.6	3.07	33.09	9.50	3.89	4.43	22.5
89.1φ×3.2	89.1	3.00	29.70	8.11	4.07	4.78	29.3
101.6φ×4.2	101.6	4.12	24.66	12.62	4.20	4.89	30.6
89.1φ×3.8	89.1	3.77	23.63	10.11	3.36	4.34	30.8

表 2-2 鋼管素材の機械的性質

章の表1-2と同じである。 なお，管端は，中空の半球を別に作って溶接したものである。

2・2 試験方法

試験体の下部に球座をおき，上部には剛板をおいて，万能試験機（島津製作所製，最大容量50 ton）を用いて載荷した。載荷中に，試験機のベッドに，マグネットホルダーによって固定した2個のダイアルゲージ（Tech-lock Corporation 製，精度 1/100 mm，GL.=20 mm）によって，試験体全長の変化を測定した。

2・3 試験結果

試験体の最大荷重等の一覧表を表2-3に，試験体全体の変形と荷重の関係を，図2-1～図2-4に示す。

試験体	最大荷重 Pm ton	G.Y.L ton	接手効率* %	破壊状態**
I-3.2-1	25.8	19.0	61.3	a, b
〃 2	33.6	24.8	79.8	a,
〃 3	38.5	30.5	91.4	a,
〃 4	41.8	32.5	≒ 99.3	a, d
H-3.2-1	23.5	17.8	60.6	a, b
〃 2	29.4	20.7	75.6	a,
〃 3	36.1	28.4	92.9	a,
〃 4	37.6	28.8	≒ 96.9	a, c, d
I-4.2-1	34.7	25.5	56.2	a, b
〃 2	45.5	33.2	73.7	a, b
〃 3	46.2	36.1	> 74.9	a, d
〃 4	46.3	40.2	> 75.0	d,
H-3.8-1	29.9	23.8	68.2	a, b
〃 2	35.6	26.2	81.2	a, b
〃 3	40.3	31.5	91.9	a,
〃 4	41.4	32.7	≒ 94.3	a, d

注) * 接手効率 $= \frac{P_m}{\sigma_b A} \times 100\ (\%)$

** a: 板直下の管壁局部座屈
b: 溶接部破断
c: 母材管の下部局部座屈
d: 板曲げ変形

表 2-3 試験結果

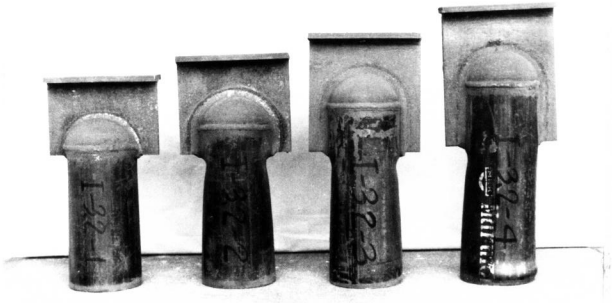


写真 2-1 (I-3.2)



写真 2-2 (I-3.2)

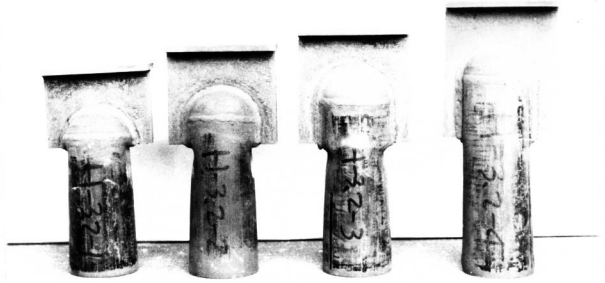


写真2-3（H-3.2）



写真2-4（H-3.2）



写真2-5（I-4.2）

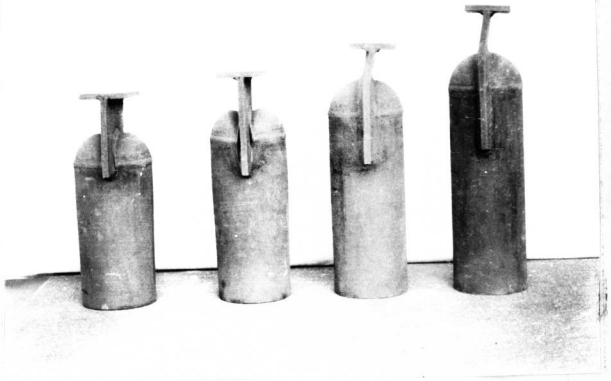


写真2-6（I-4.2）



写真2-7（H-3.8）



写真2-8（H-3.8）

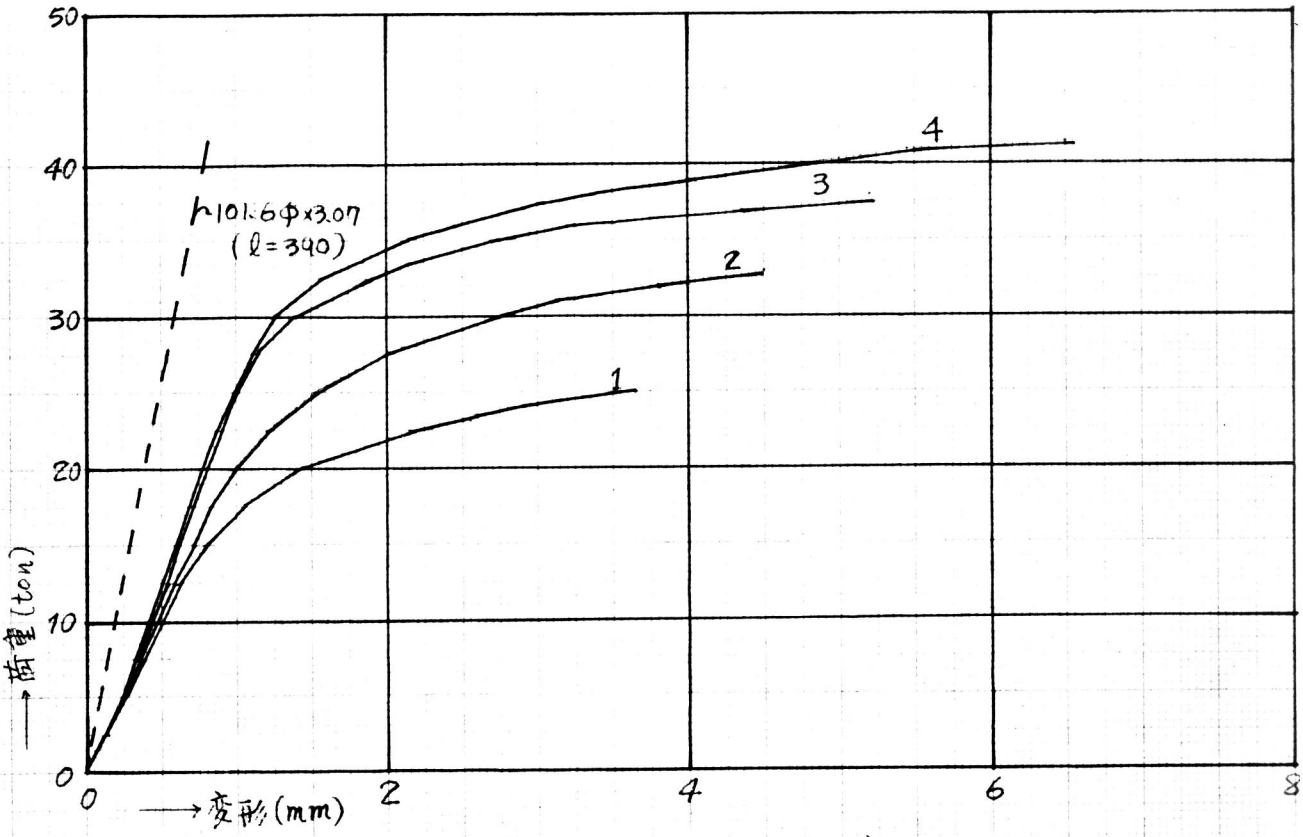


図 2-1 I-3.2 荷重変形曲線

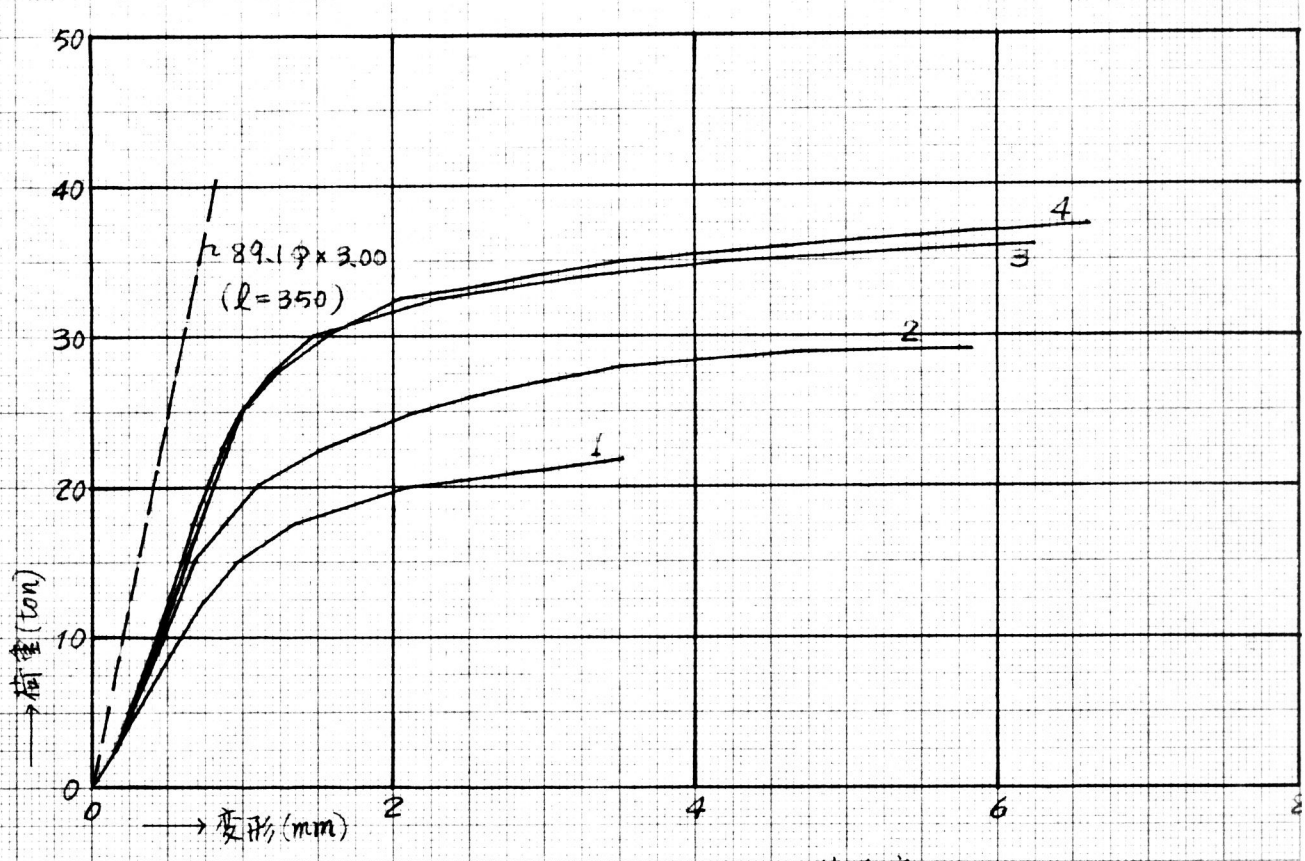


図 2-2 H-3.2 荷重変形曲線

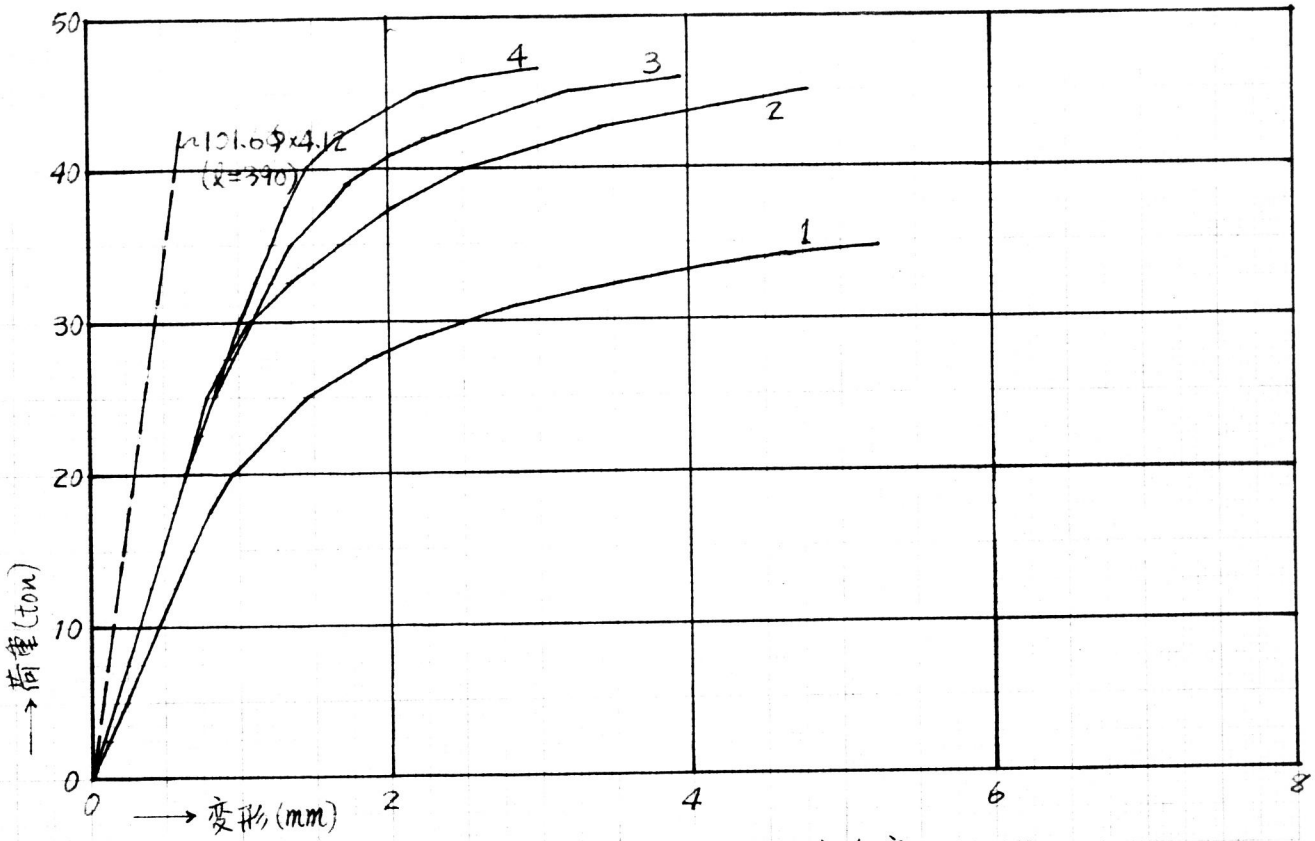


図 2-3 I-4.2 荷重変形曲線

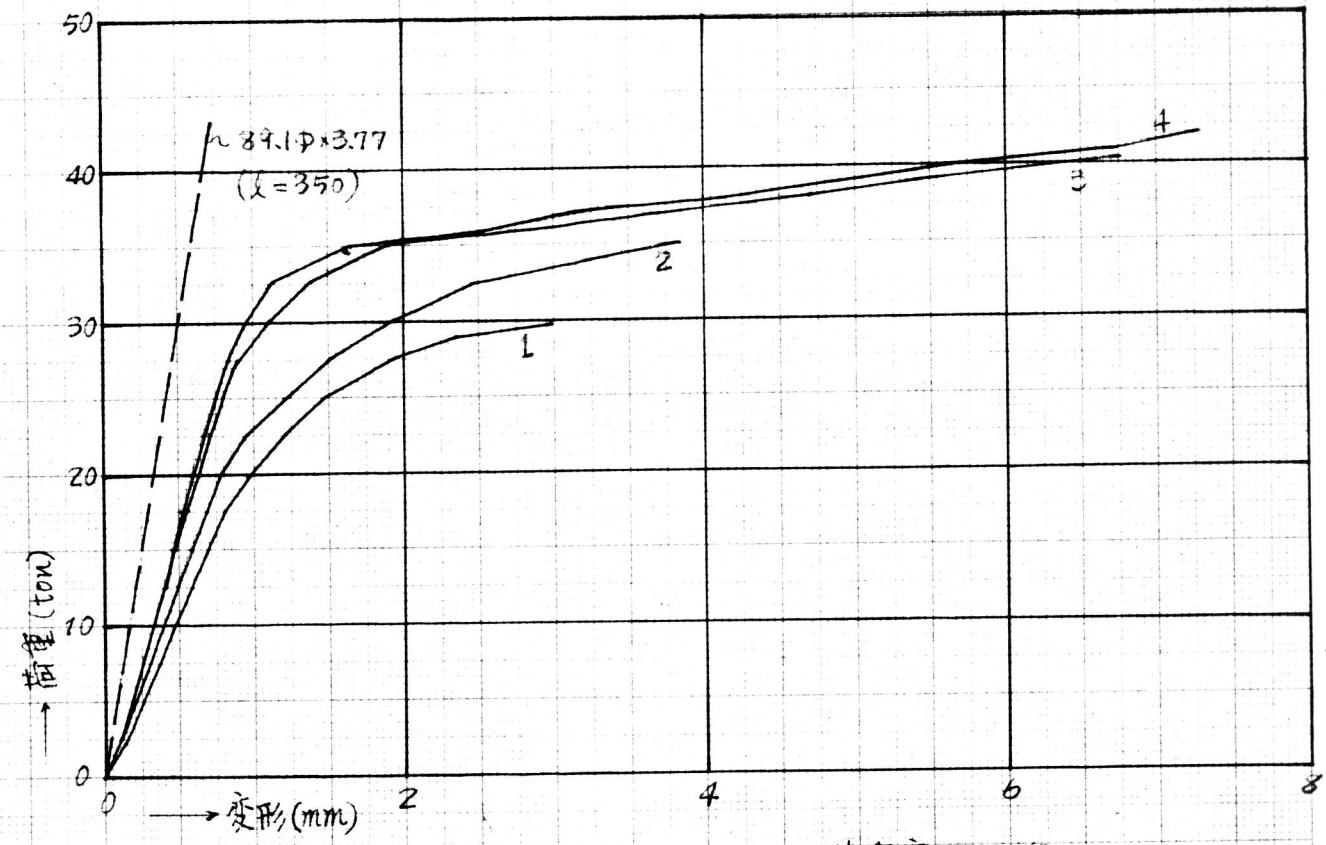


図 2-4 H-3.8 荷重変形曲線

2・4　管径管厚比，および，溶接長の変化と接手の強度

表2-3に示したように，$l_2 < 1.1D$の試験体は，I-42-3を除いて，全て割り込み板直下の管壁の局部座屈によって破壊した。l_2が短い試験体には管壁の局部座屈と同時に，溶接部が破断したものもあった（写真2-6，写真2-8参照）。$l_2 \fallingdotseq 1.3D$（Dは管の外径）の試験体I-32-4，H-32-4，H-42-4は，割り込み板が曲げ変形しているが，板直下の管壁もやや局部変形を生じているので，これらの試験体の最大荷重は，管壁の局部座屈による破壊荷重に近いものと思われる。

いま，これらの局部座屈によって破壊した試験体の最大荷重を無次元化して接手効率（表2-3参照）

$$e = \frac{P_m}{\sigma_b A} \times 100 \fallingdotseq \frac{P_m}{\sigma_b \pi D T} \times 100 \qquad (2-1)$$

ここに　σ_b：管の引張強さ
　　D：管の外径
　　T：管の厚み

で表わし，l_2/Dとの関係を図上にプロットすると，図2-5のようになる。

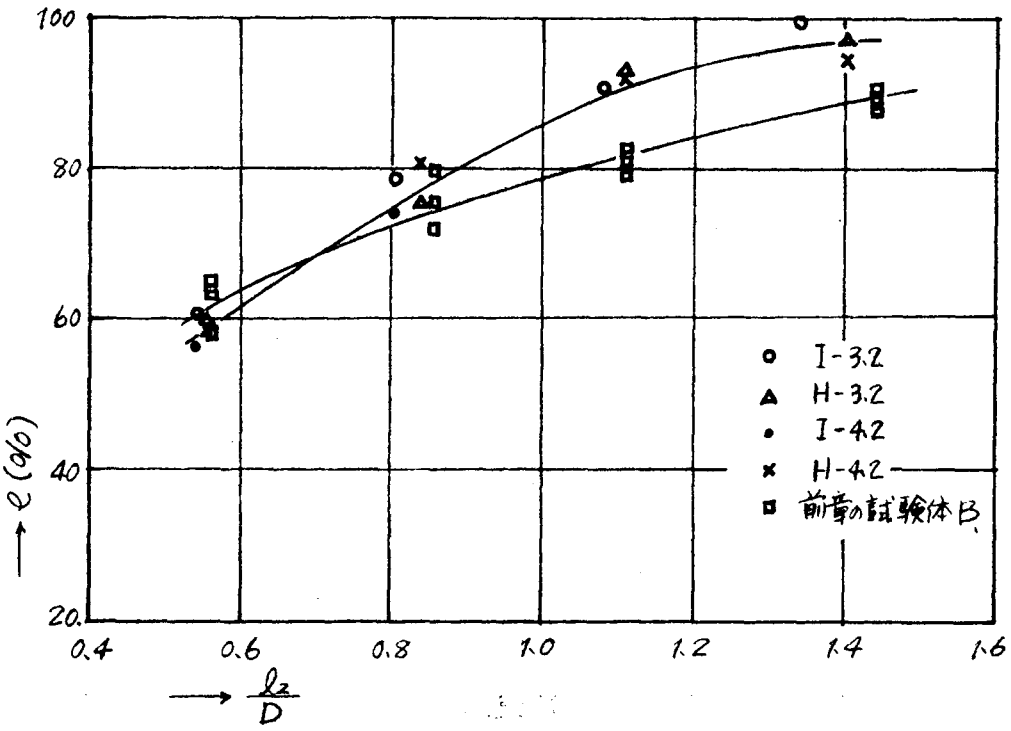


図 2-5　溶接長と接手効率の関係

この図を見ると，D/tが変化しても，l_2/Dが同じであれば，接手効率はほとんど変化していない。　即ち，(2-1)式から，管壁の局部座屈で破壊する接手の強度は，l_2/D とDが一定であれば，管厚tに比例すると見てよいことがわかる。

前章の引張試験から，管端が半球状で1枚の割り込み板を持つB型試験体について，接手効率eとl_2/Dの関係を図上にプロットすると，図1-5の印のようになる。　この値を圧縮試験体のeと比較すると，l_2/Dが小さい範囲では大体等しい効率を示し，l_2/Dが 0.7以上になると，圧縮試験体の方が効率が大きくなっている。

これらの結果を考えると，l_2/Dがかなり小さい範囲では，管壁の局部座屈によって，かなり強度が低下するが，$l_2/D > 1.1$ になると，管壁の局部座屈はそれほど著しくなく，また，引張試験体のように，断面欠損もないので，90%以上の効率を確保出来ることがわかる。

2・5　接手の変形

図2-1～図2-4に示した破線は，長さ約4D（l_2の最も大きい試験体の全長に相当する）の鋼管の弾性変形と荷重の関係を示したものである。接合部全長の変形の測定値から，この破線の変形を差引くと，鋼管の降伏荷重までの範囲において，接合部のみかけのゆるみが得られる。

図を見ると，試験体の変形は，l_2が大きくなるとやゝ小さくなり，$l_2 > 1.1D$になると大体一定値に収斂するが，みかけのゆるみは，引張試験のように0にはならない。　即ち，管の局部変形の影響は，引張載荷の場合よりかなり大きいことがわかる。

$l_2 > 1.1D$の試験体の，ほぼ直線を示す部分の変形は，破線の変形の約2倍の値を示しているので，接合部のみかけのゆるみは，約4Dの長さを持つ鋼管の変形に等しいと見てよい。

まとめ

以上の実験結果から得られた結論を要約すると次のとうりである。

(1) 本実験に用いた鋼管の管径管厚比（23.6 < D/t < 33.1）程度では，もしガセットプレートが座屈しないならば，割り込み溶接長を

$$l_2 > 1.1D$$

とすることによって，90%以上の接手効率を得ることが出来る。

(2) 接合部のみかけのゆるみは，引張荷重が作用する場合よりもかなり大きい。本実験の試験体程度の管径管厚比の鋼管を用い，$l_2 > 1.1D$ とすれば，みかけのゆるみは，約4Dの長さを持つ母材管の弾性変形に等しい。

引用文献

1) Westdeutschen Mannessmannröhren Aktiengeselschaft, "Grundlagen für den Bau und die Fertigung Geschweißter Rohrkonstruktionen". 1948

2) 鷲尾, 黒羽, 香野, 三好,「鋼管トラス節点の研究(その1)」 日本建築学会論文報告集(以下では建・論と略す), 第69号, 昭・36・10, P.669～672

3) 鷲尾, 黒羽, 東郷,「鋼管トラス節点の研究(その2)」, 建・論 第84号, 昭・38・4, P.38～45

4) Jack G. Bauwkamp, "Concept of Tubular Joint Desing". Jour. of the Structural Div., Proceedings of the ASCE, April, 1964, P.77～100

5) Y. kurobane, "Welded Truss Joints of Tubular Structural Members", Memoirs of the Faculty of Engineering, Kumamoto Univ., vol. XII, NO.1, Dec., 1964

6) 金谷弘「鋼管接合部の局部変形に関する実験的研究(その1)」 建・論 第108号 昭・40・2 P.31～39

7) 金谷弘「鋼管接合部の局部変形に関する実験的研究(その2)」 建論 第109号 昭・40・3 P.42～52

8) 金谷弘「鋼管接合部の局部変形に関する実験的研究(その3)」 建・論 第110号 昭・40・4 P.8～14

9) A. A. Toprac, "Tubular Connection : A Review of Stress Analysis and Design", International Institute of Welding Commission XV June 1963

10) J. S. Noel, L. A. Beale and A. A. Toprac, "An Investigation of Stress in Welded T-Joints", Report Number S.F.R.L. Tech. RPT. The Univ. of Texas

11) 藤本, 阿部, 佐藤「鋼管接合部の局部応力並びに局部変形(第1報)」 建・論 第89号, 昭・38・9

12) 日本鋼管株式会社「鋼管構造便覧」 1964 P.637～662

13) P.P. Bijlaard, "Stress from Radial Loads in Cylindrical Pressure Vessels", The Welding Journal 33 (12), Research Supplement, 1954 P.615～623

14) 鷲尾, 東郷, 三井「電縫鋼管の Crushing Test」 日本建築学会近畿支部研究報告(以下では, 建・近・研と略す) 昭・40・5

15) 鷲尾, 東郷, 三井「電縫鋼管の Crushing Test」 建・論 号外, 昭・40・10

16) 鷲尾，康卿，三井「鋼管の十字型接合部に関する研究」建・近・研 昭・41・5 P.197～200

17) 鷲尾，康卿，三井「鋼管トラス節点の研究」建・近・研 昭・40・5 P.53～56

18) 鷲尾，康卿，三井「鋼管トラス節点の研究（その4，両支管の間隙一定で，支管径の変化する場合）」建・論 号外，昭・41・10 P.343

19) 鷲尾，黒羽，妹尾，康卿「鋼管割り込みガセットプレート継手の研究」建・論 才90号 昭・38・9 P.19～24

20) John A. Deruntz & P. G. Hodge, "Crushing of a Tube Between Rigid Plates", Jour. of Applied Mechanics, Sept. 1963 P.391～395

21) 岡田実「溶接技術ハンドブック」昭・32 P.51

22) S. P. Timoshenko & S. Woinowsky-krieger, "Theory of Plates and Shells", 1940

23) E. T. Onat & W. Prager, "Limit Analysis of Arches", Jour. of Mech. and Physics of Solids, Vol. 1 No. 2 Jan. 1953

24) R. Hill, "A Variational Principle of Maximum Plastic Work in Classical Plasticity", Quar. Jour. of Mech. & App. Math., Vol. 1 1948

25) E. T. Onat, "On Certain Second-Order Effects in the Limit Design of Frames", Jour. Aero. Sci., Vol. 22, 1955 P.681～684

26) 鷲尾，黒羽「鋼管トラス節点の性状に及ぼす弦材応力変化の影響」建・論 才103号，昭・39・10 P.223