

アルミニウム合金製ボックスガーダーの強さ

Strength of the Box Girder of Aluminum Alloy

宮 本 博*
Hiroshi Miyamoto

種 田 元 治*
Motoharu Taneda

高 橋 長 雄**
Takao Takahashi

宇 野 修 三**
Shūzō Uno

潮 田 豊 治***
Toyoji Ushioda

内 容 梗 概

アルミニウム合金を強度部材に適用した例はまだ数少なく、その研究にいたっては非常に少ない。この研究はアルミニウム合金製ボックスガーダーを設計、製作する場合の基礎資料を作成することを目的として計画されたものである。

実験はモデルガーダーを2本製作して静荷重試験を行ない、応力分布状態、荷重とたわみの関係、座屈破壊の状況について調べた。その結果、モデル No. 1 の上面フランジの応力分布が不規則であったこと、残留たわみが生じたことなど予期しなかった事実がわかった。また溶接 I ビームの疲労試験を行なって 200 万回の疲労強度を求めた。

1. 緒 言

アルミニウム合金は、戦時中もっぱらジュラルミンとして航空機材料に用いられていたが、最近では各方面の工業材料として広く使用されるに至った。アルミニウム合金の材質的な進歩によってその特長を生かした用途が開発され、造船、車両、建築、橋りょう、化学薬品工業などその使用範囲は拡大されつつある。

一方クレーンの軽量化が特に叫ばれるようになるにおよんで、アルミニウム合金を構造部材に適用する試みが各国で行なわれている。われわれの今回の実験は、アルミニウム合金製ボックスガーダーを設計、製作する場合の基礎資料を得るため計画されたものである。

アルミニウム合金を天井クレーンのボックスガーダーなど主要部材に取り入れた場合、その重量は大幅に軽減されるが、それによって次のような利点がある。(1) 既設建屋の補強をしないで能力の大きなクレーンを据え付けることができる。(2) 新設建屋の建設費が軽減できる。(3) 運搬据え付け費用が軽減できる。(4) 運転動力費が軽減できる。(5) 運転稼働率が上がる。また、上述の重量軽減による利益のほかに、(1) 塗装費用が不要になる。(2) 低温時の脆性(ぜいせい)にすぐれているため寒冷地の構造物に適用できる。(3) 美観を増すから公共的な場所に設置するのに適する、などの間接的利益がある。

アルミニウム合金が構造部材に使用されている例はまだ少ない。しかし、アルミニウム合金をはじめとし、軽量合金が構造部材に大幅に使用される日も近いものと信ずる。

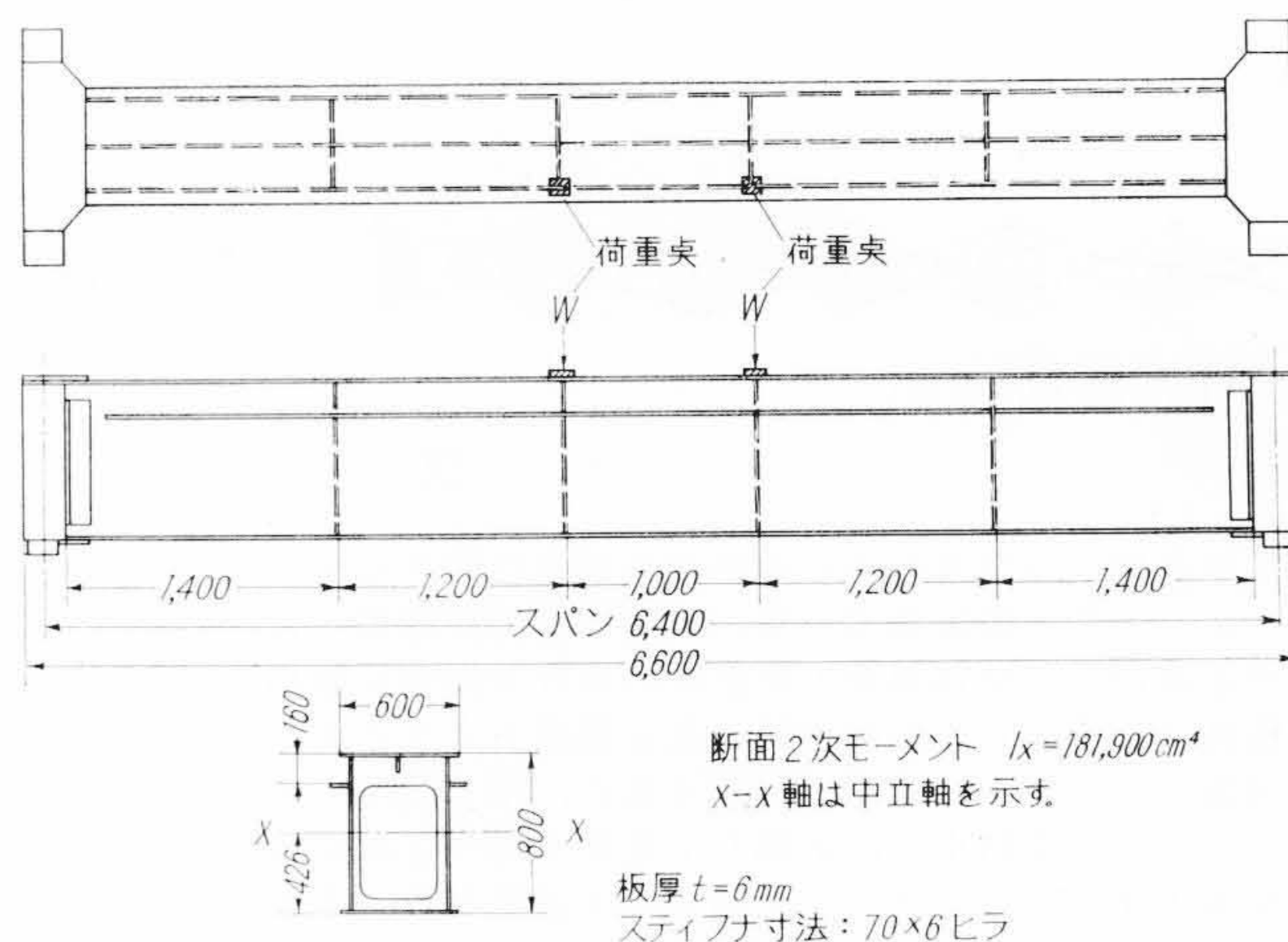
2. 実験装置および方法

2.1 モデルガーダーの静荷重試験

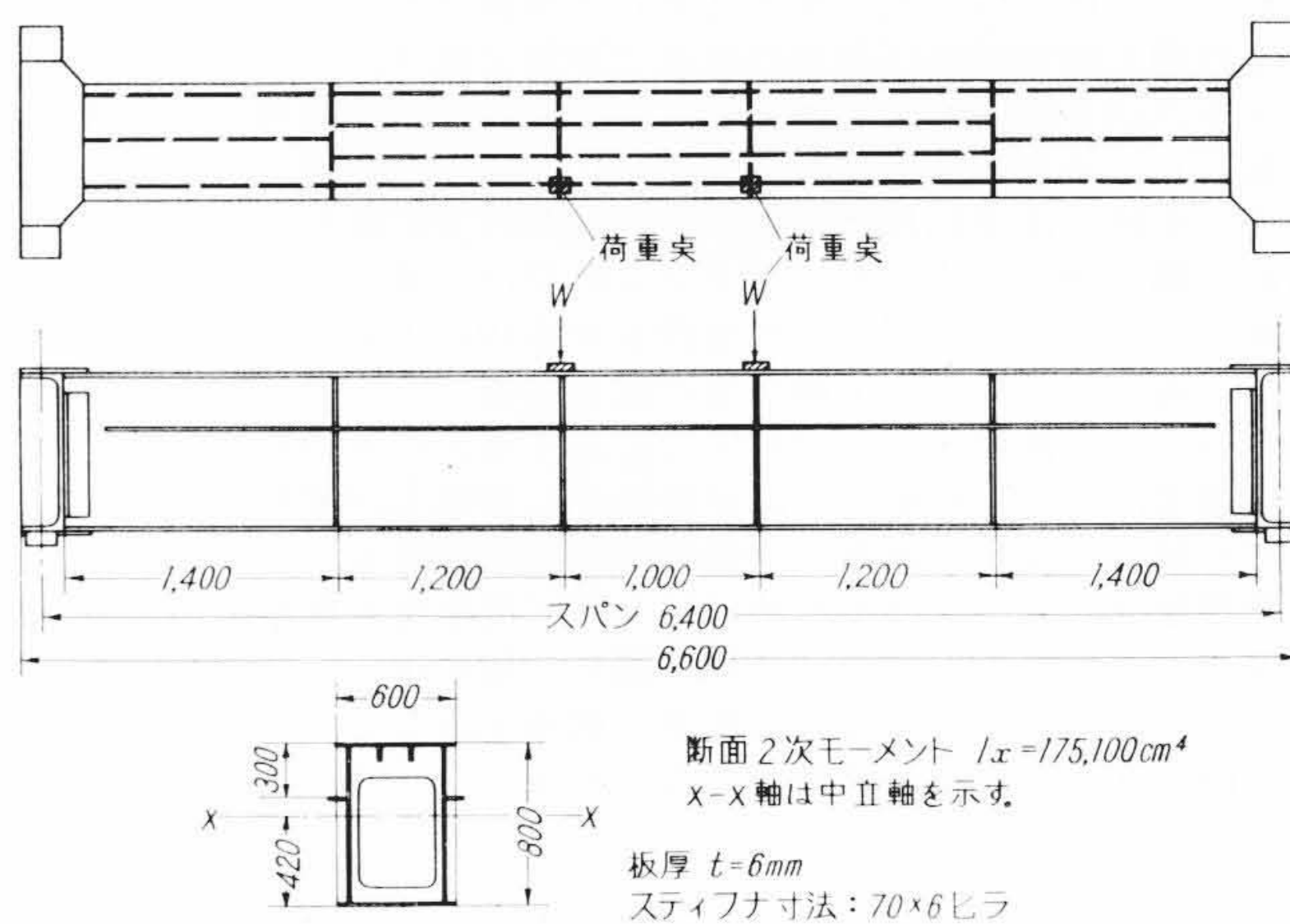
アルミニウム合金製ボックスガーダーを2本製作し、それぞれのモデルガーダーについて最高荷重に至るまでの静荷重試験を行なった。

2.1.1 供試モデルの形状

供試モデルガーダー No. 1, No. 2 の概略寸法を第1図および第2図に示す。その寸法大略をここに示すと、スパン 6,400 mm, ガーダーの深さ 800 mm, フランジの幅 600 mm で板厚はすべて 6 mm である。



第1図 モデルガーダー No. 1



第2図 モデルガーダー No. 2

モデル No. 1 では上面フランジの中央長手方向に一本のスティフナがはいっており、腹板にはガーダーの深さに対して上から 20% の位置に水平スティフナがついている。

モデル No. 2 では上面フランジに2本のスティフナを入れて座屈強度を高め、腹板はスティフナを No. 1 の位置より若干下げたものとした。荷重は実際の天井クレーンの荷重状態を考えて、スパン中央付近に 1,000 mm の間隔をおいた2点集中荷重として加えた。図からもわかるように、荷重は一方の腹板直上にかけたの

* 日立製作所亀有工場 工博

** 日立製作所亀有工場

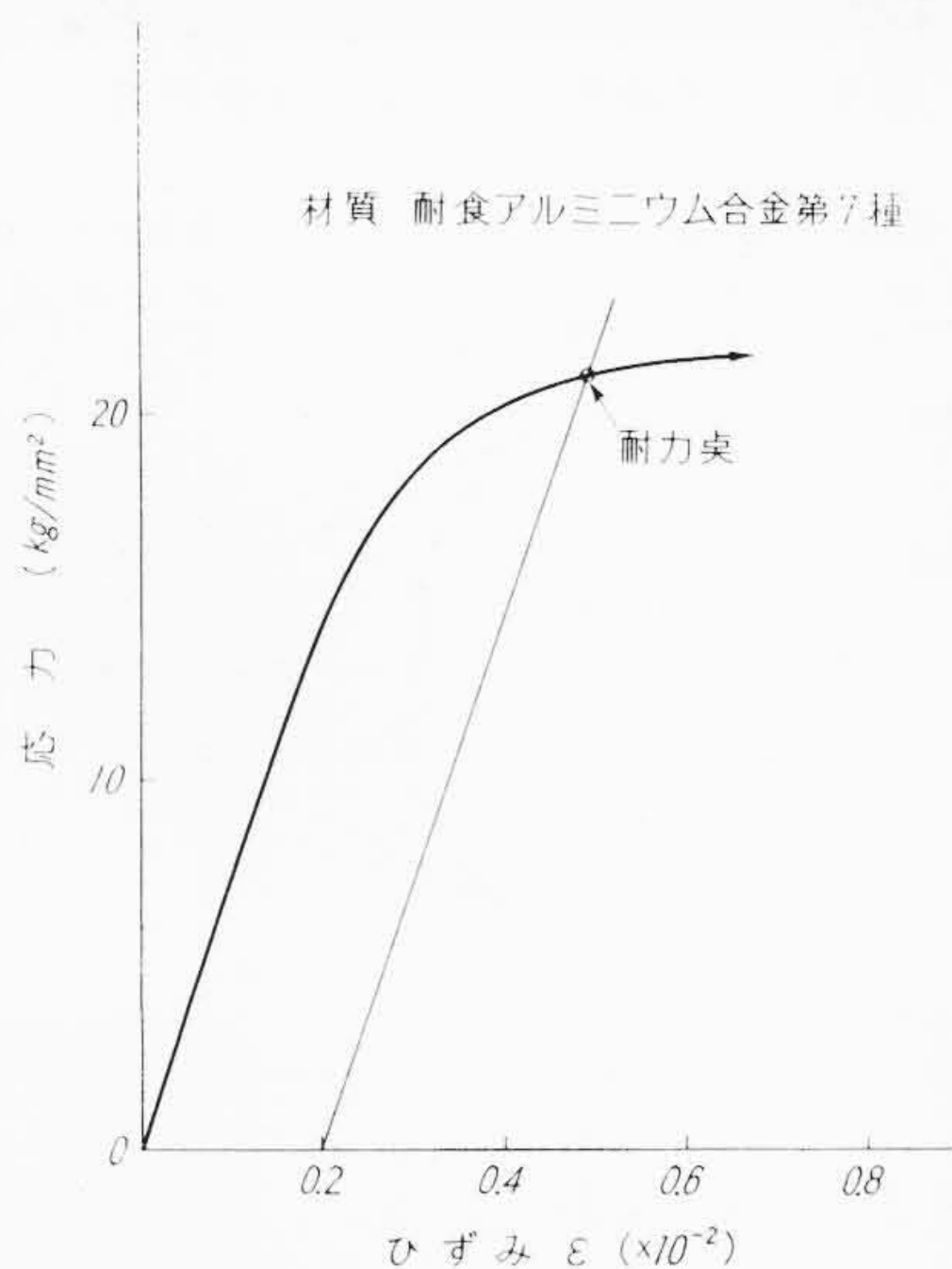
*** 昭和アルミニウム株式会社取締役技術部長 工博

第1表 化学成分(耐食アルミニウム合金第7種)

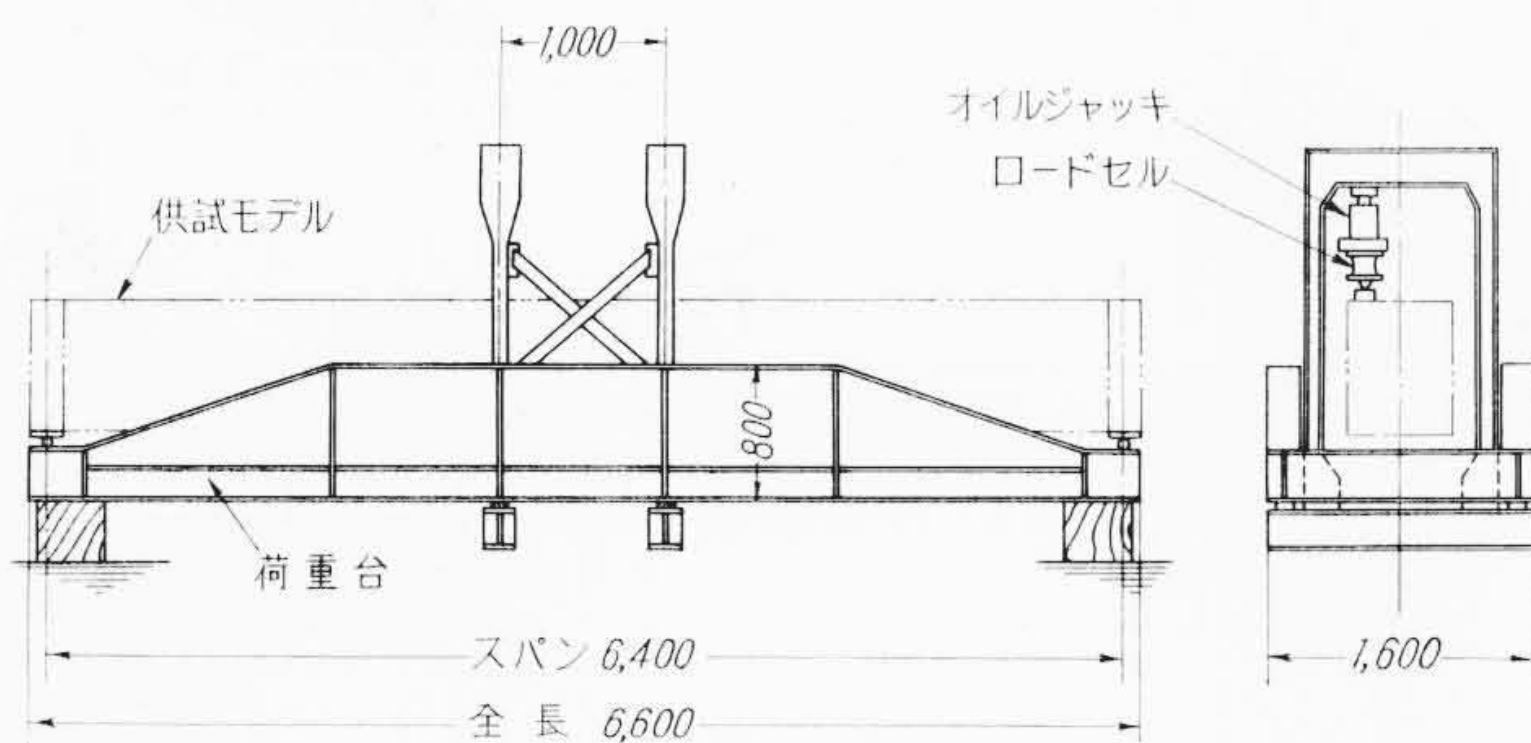
	化 学 成 分 (%)							
	Cu	Si	Fe	Mn	Mg	Cr	Zn	Al
JIS H 4104	<0.10	<0.40	<0.40	0.3~1.0	3.8~4.8	<0.50	<0.10	残
使用材料	0.06	0.18	0.33	0.58	4.65	0.14	0.02	残

第2表 機械的性質(耐食アルミニウム合金第7種)

	引張強さ (kg/mm ²)	耐 力 (kg/mm ²)	伸 び (%)	曲 げ 試 験		弾 性 率 (kg/mm ²)
				角 度	R=1.7	
JIS H 4104	>29	>17	>10	—	—	—
使用材料	32.4	21.0	17	180°	良	7,214



第3図 引張り試験結果



第4図 負 荷 装 置

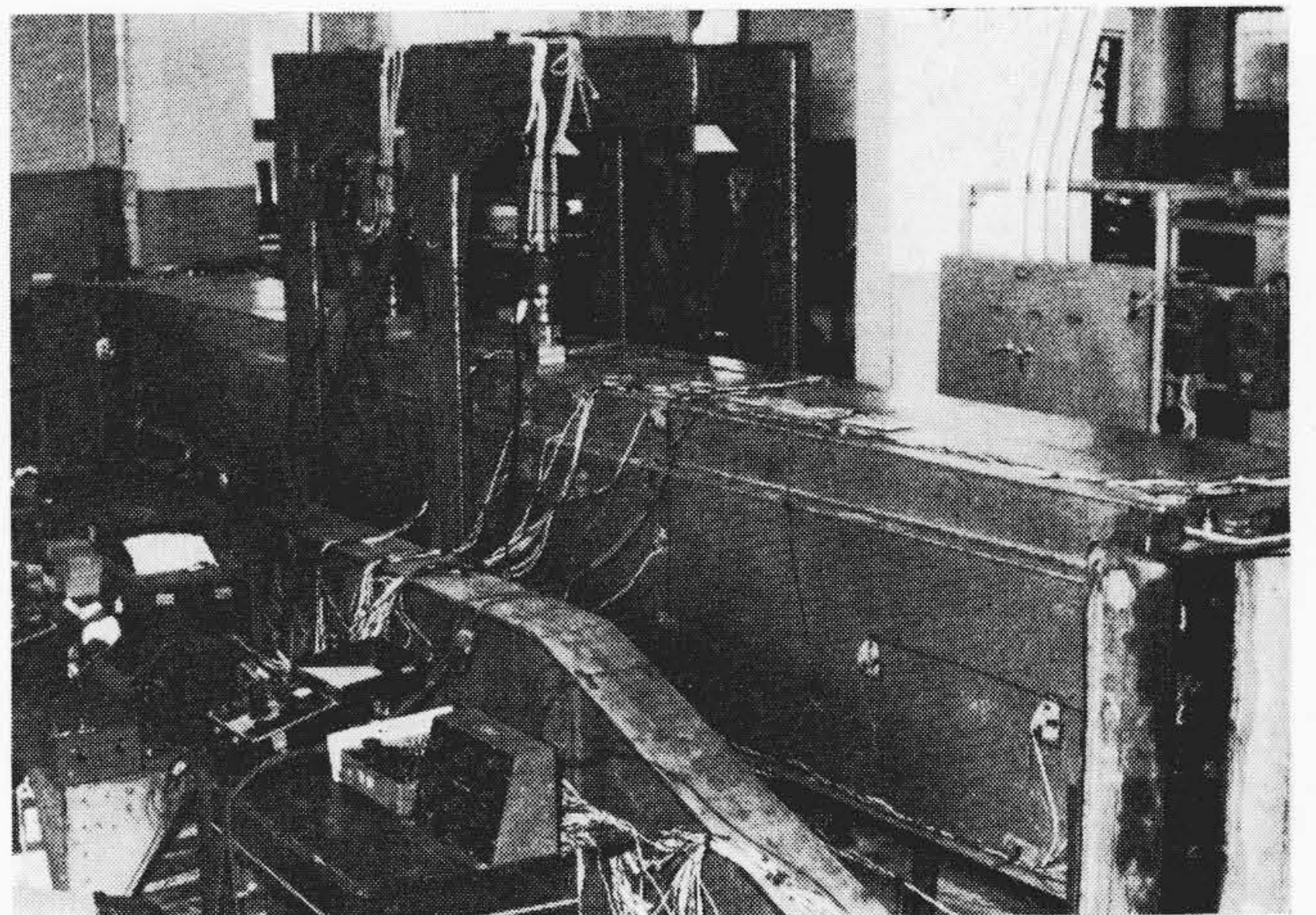
でけた全体に対しては偏心荷重となっている(注、荷重をかける側を内側、その反対側を外側と呼ぶことにする)。

溶接は MIG 半自動で行ない、上面フランジ、下面フランジと腹板との接合にはレ形T継手の溶接を行ない、そのほかはすべてスミ肉溶接とした。

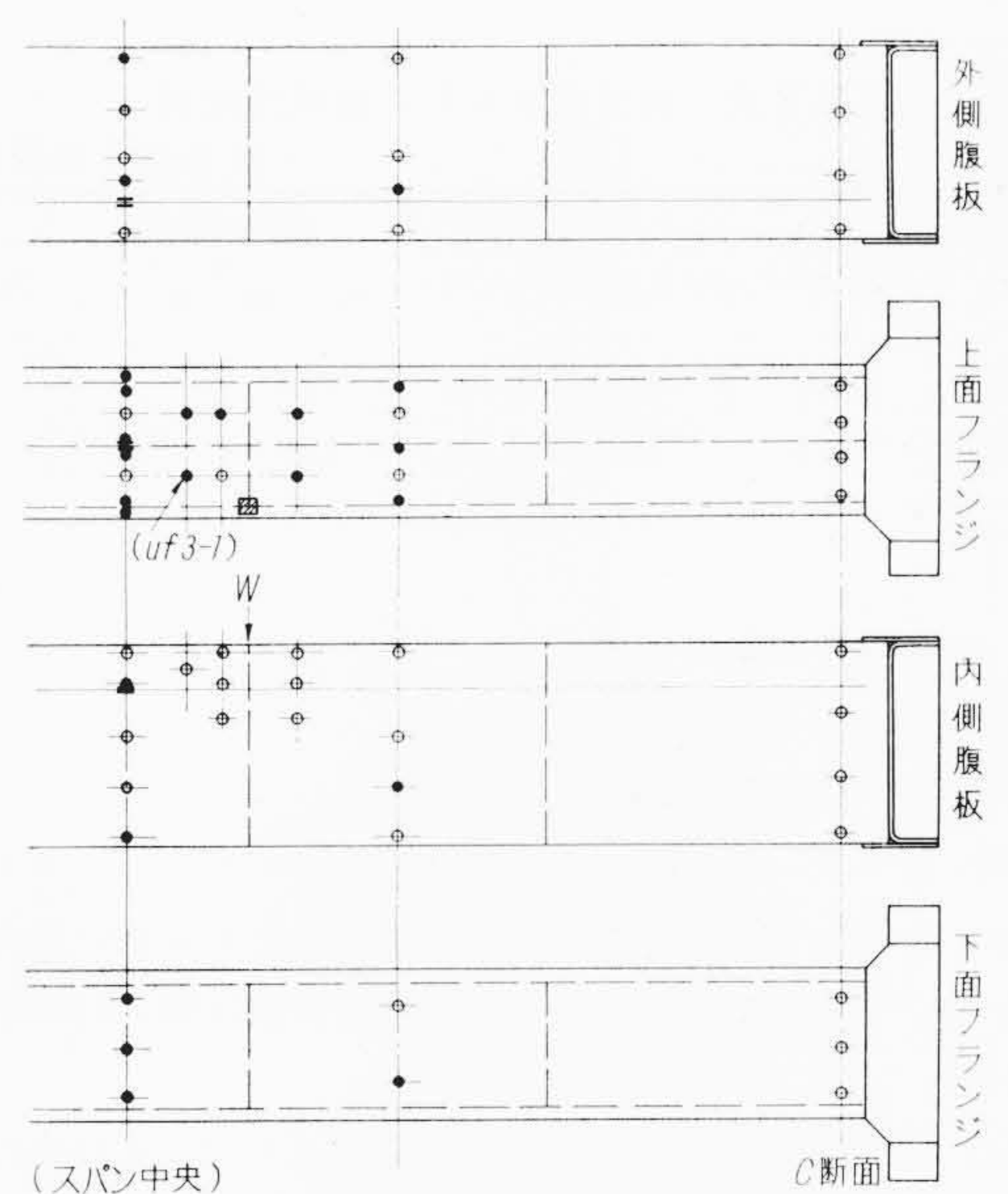
2.1.2 使用材料

供試モデルガーダーに使用した材料は、耐食アルミニウム合金第7種(JIS H4104)でありすべて昭和アルミニウム株式会社にて製作した。

これは Al-Mg-Mn 系合金で非熱処理材としてかなりの強度を持ち、耐食性が良好でしかも溶接性がよいため、建築、船舶、車両などの構造部にも多く使用されている。材料の化学成分および機械的性質の規格値および実測値は第1表、第2表に示すとおりである。第3図は引張り試験により得られた応力-ひずみ線図である。



第5図 モデルガーダー No.1 荷重試験状況



第6図 ひずみ計貼付位置

2.1.3 負 荷 装 置

供試モデルガーダーを座屈させるには 60 t (30 t × 2) 程度の荷重をかける必要がある。そのため第4図に示すような荷重台を製作してモデルガーダーに荷重をかけた。

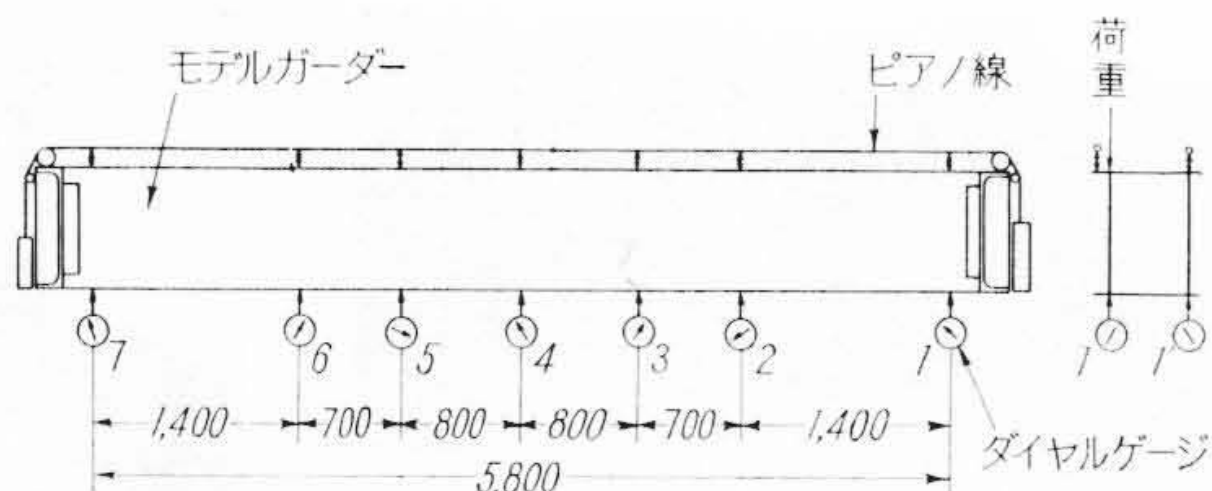
第5図はモデルガーダー No.1 の荷重試験状況を示したものである。荷重は2個のオイルジャッキでかけた。荷重の検定はオイルジャッキの下に入れた 35 t ロードセルで行なった。2点の荷重は同時に測定したが両者の荷重の差は 250 kg 以内に押さえられた。

2.1.4 応力測定方法

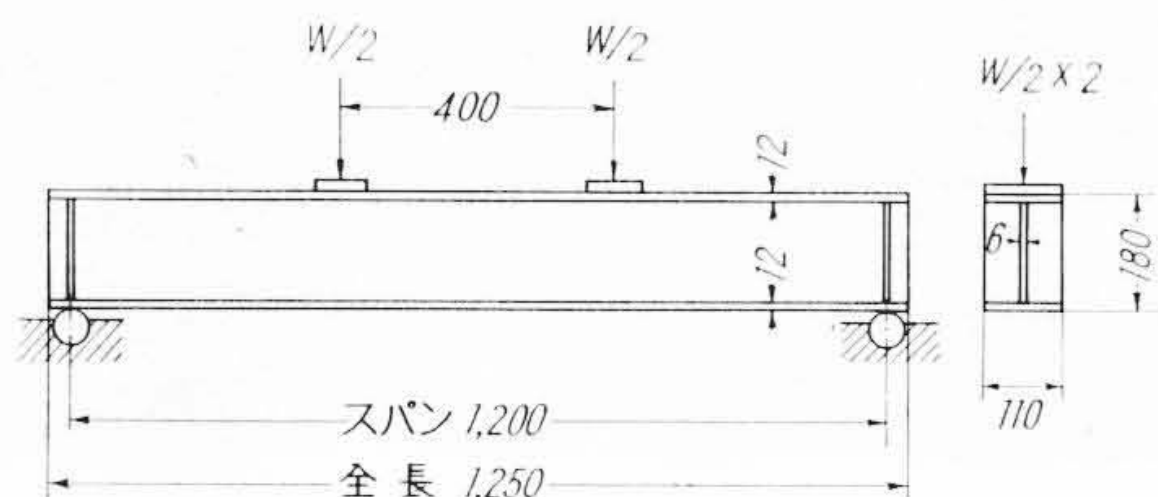
モデルガーダーの各点に生ずる応力は電気抵抗線ひずみ計を用いて測定された。ひずみ計は板のそりによる2次的な影響を無くするため、板の表と裏にはりそれぞれのひずみ量の平均値から応力を算出した。

ひずみ計は単軸形とロゼット形を用いた。ボックスガーダー上の測定点は第6図に示すとおりで表と裏で合計 134 点である。なお測定点については次の点に考慮を払った。

- (1) ガーダーの中央、ガーダーの支端付近、およびその中間の3断面について応力状態を調べ計算値と比較する。
- (2) 荷重点付近の応力状態を調べる。



第 7 図 垂直たわみ測定位置



第 8 図 疲 労 試 験 片 形 状

第 3 表 疲 労 試 験 材 料 の 機 械 的 性 質
(耐食アルミニウム合金第 7 種 R 材)

	引張り強さ (kg/mm ²)	耐 力 (kg/mm ²)	伸 び (%)	曲げ試験結果		ヤング率 (kg/mm ²)
				角 度	R=1.3	
ウ ェ ブ 材	32.4	21.0	17	180°	良	7,214
フ ラ ン ジ 材	30.0	17.0	21	180°	良	7,000

- (3) 座屈判定の資料を得る。
- (4) 隔壁の応力状態を調べる。

2.1.5 たわみの測定方法

モデルガーダーの垂直たわみ量はダイヤルゲージ (ストローク 30 mm) を用いて測定した。ただし大きなたわみ量の場合はピアノ線を用いて測定した。たわみ量の測定位置は第 7 図に示すとおりである。

なお、荷重のかけ方は 0.5 t × 2 を基礎として、それからさらに 5 t × 2 の荷重を加えてひずみとたわみを測定する。測定が終わったら再び 0.5 t × 2 の基礎荷重にもどしてひずみとたわみを測定する。このような方法で 10 t × 2, 15 t × 2, 20 t × 2 と荷重を加えた。座屈荷重付近では測定荷重を細かく刻んで測定した。

2.2 溶接 I ビームの疲労試験

2.2.1 試験片の形状および材料

試験片の形状は第 8 図に示す溶接 I ビームである。スパンは 1,200 mm で中央に 400 mm の間隔をおいて 2 点荷重として曲げ疲労試験を行なった。使用した試験片は 6 本である。試験片の使用材料はモデルガーダーと同じく耐食アルミニウム合金第 7 種 (JIS H4104) である。疲労試験片と同じ素材からとった引張り試験片の試験結果を第 3 表に示す。

2.2.2 荷重装置および方法

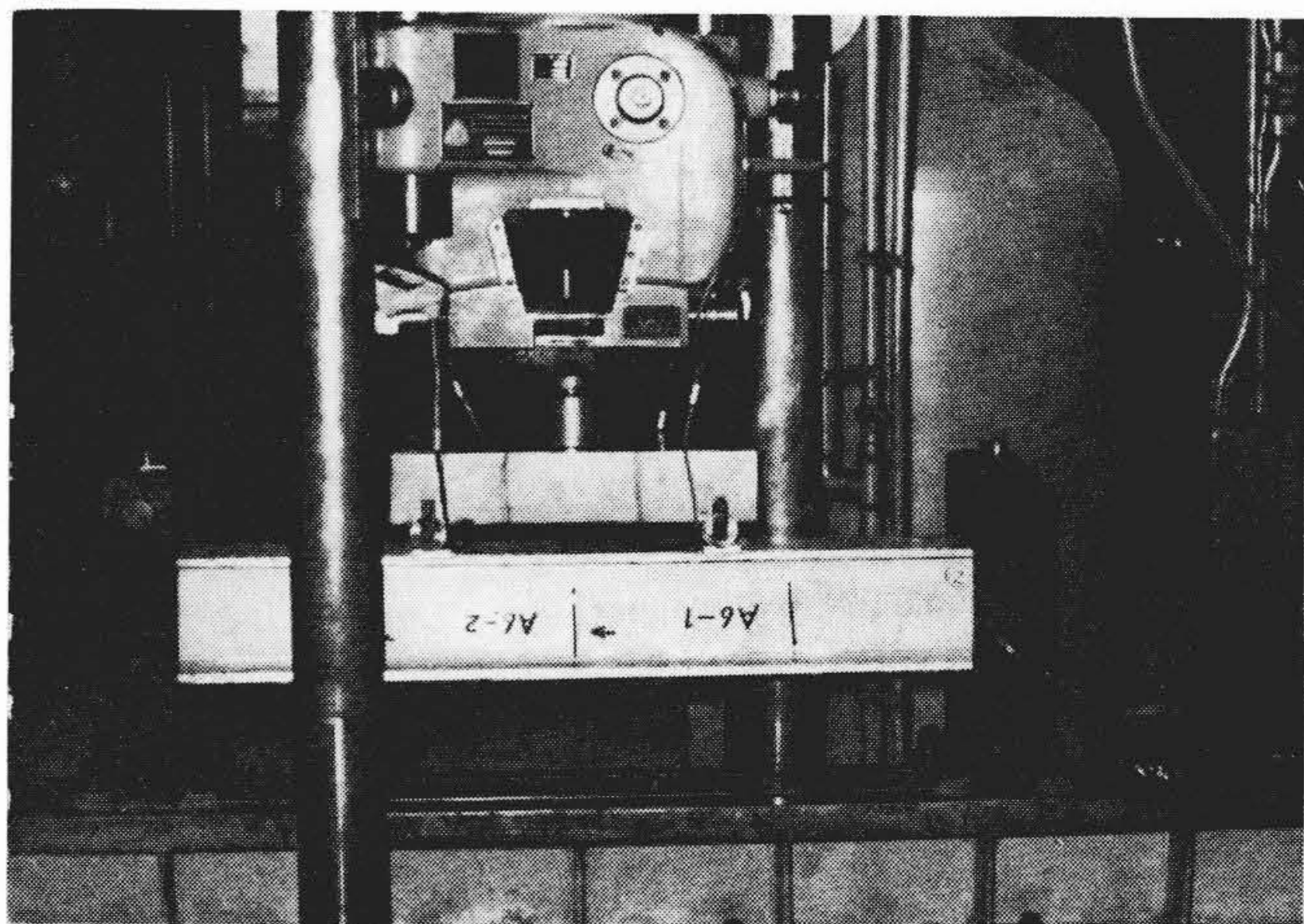
使用した試験機はローゼンハウゼン万能形疲労試験機である。第 9 図は溶接 I ビームの疲労試験状況を示す。試験は片振りの曲げ疲労試験とした。荷重の下限を $W=2\text{ t}$ に一定とし、各試験片に対して荷重の振幅を変えた。繰返し速度を 333 回/分として、200 万回の疲労強度を求めた。

3. 実験結果および検討

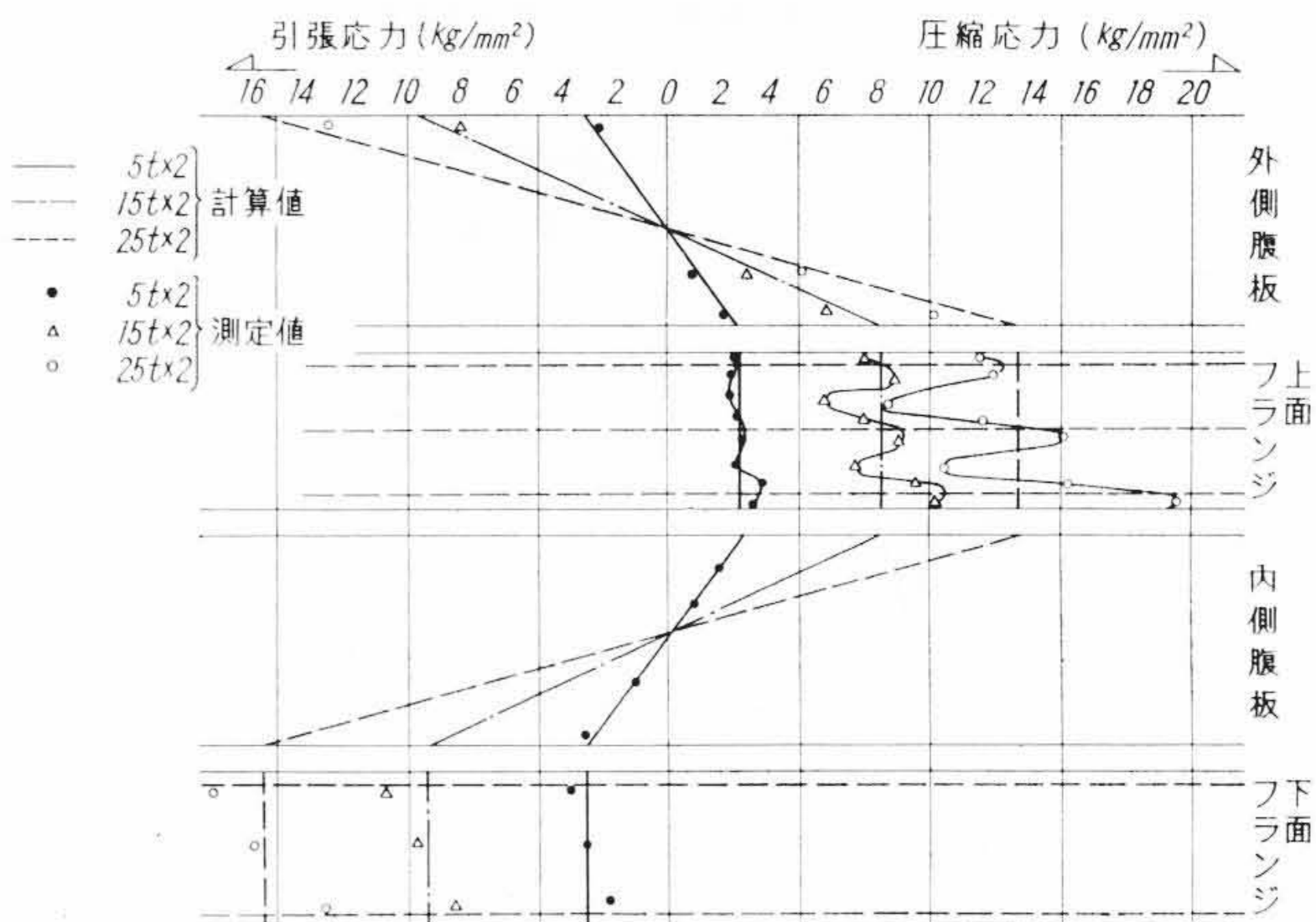
3.1 モデルガーダーの静荷重試験

3.1.1 曲げによるガーダー長手方向の垂直応力

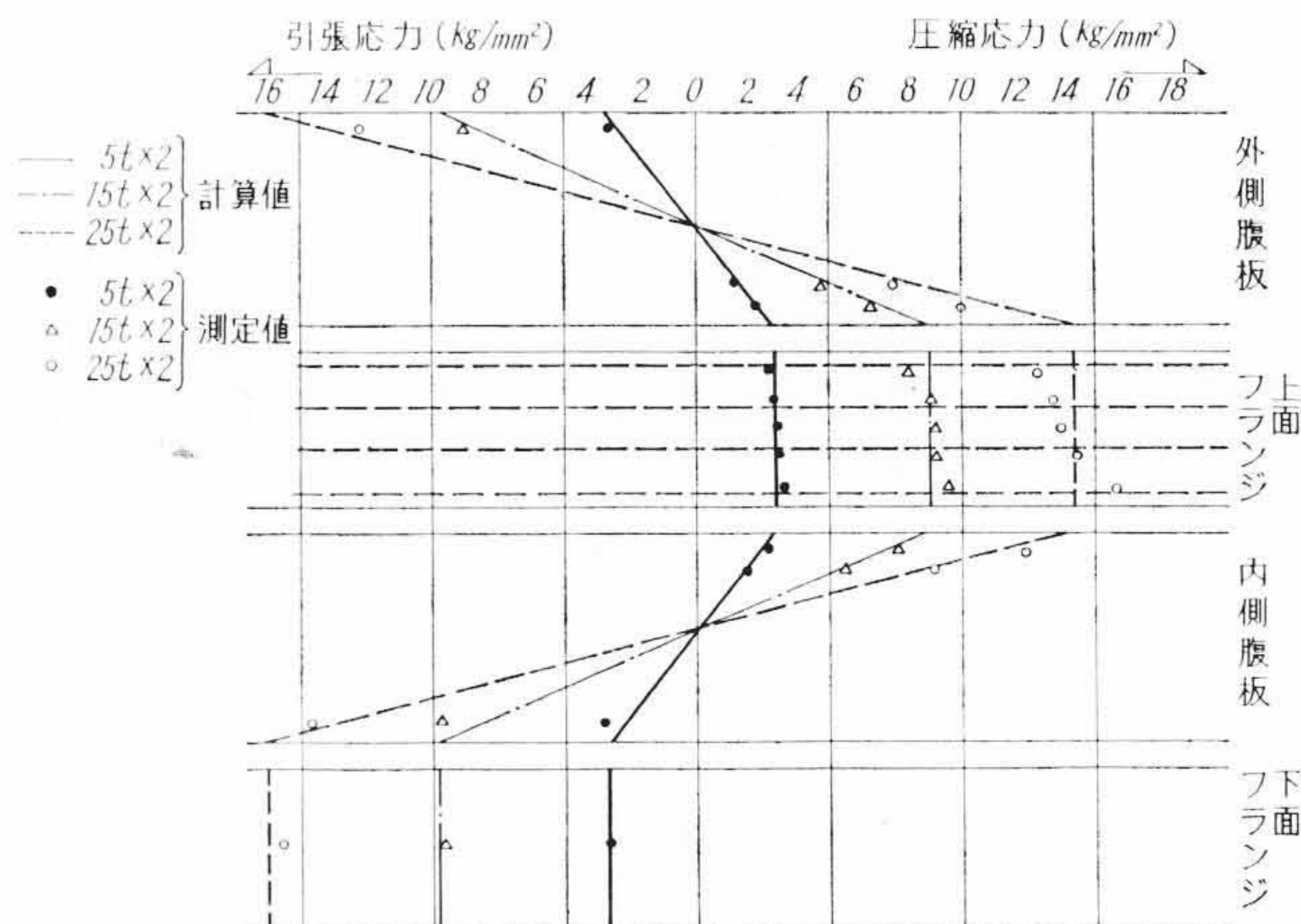
第 1 図および第 2 図に示す断面形状のガーダーに対してはりの曲げ理論に従えば、中立軸から $y\text{ cm}$ の点における曲げ応力は、



第 9 図 溶接 I ビーム疲労試験状況



第 10 図 応力分布図 (モデル No. 1 中央断面)



第 11 図 応力分布図 (モデル No. 2 中央断面)

$$\sigma = M_b \times y / I_x \text{ (kg/cm}^2\text{)} \dots\dots\dots (1)$$

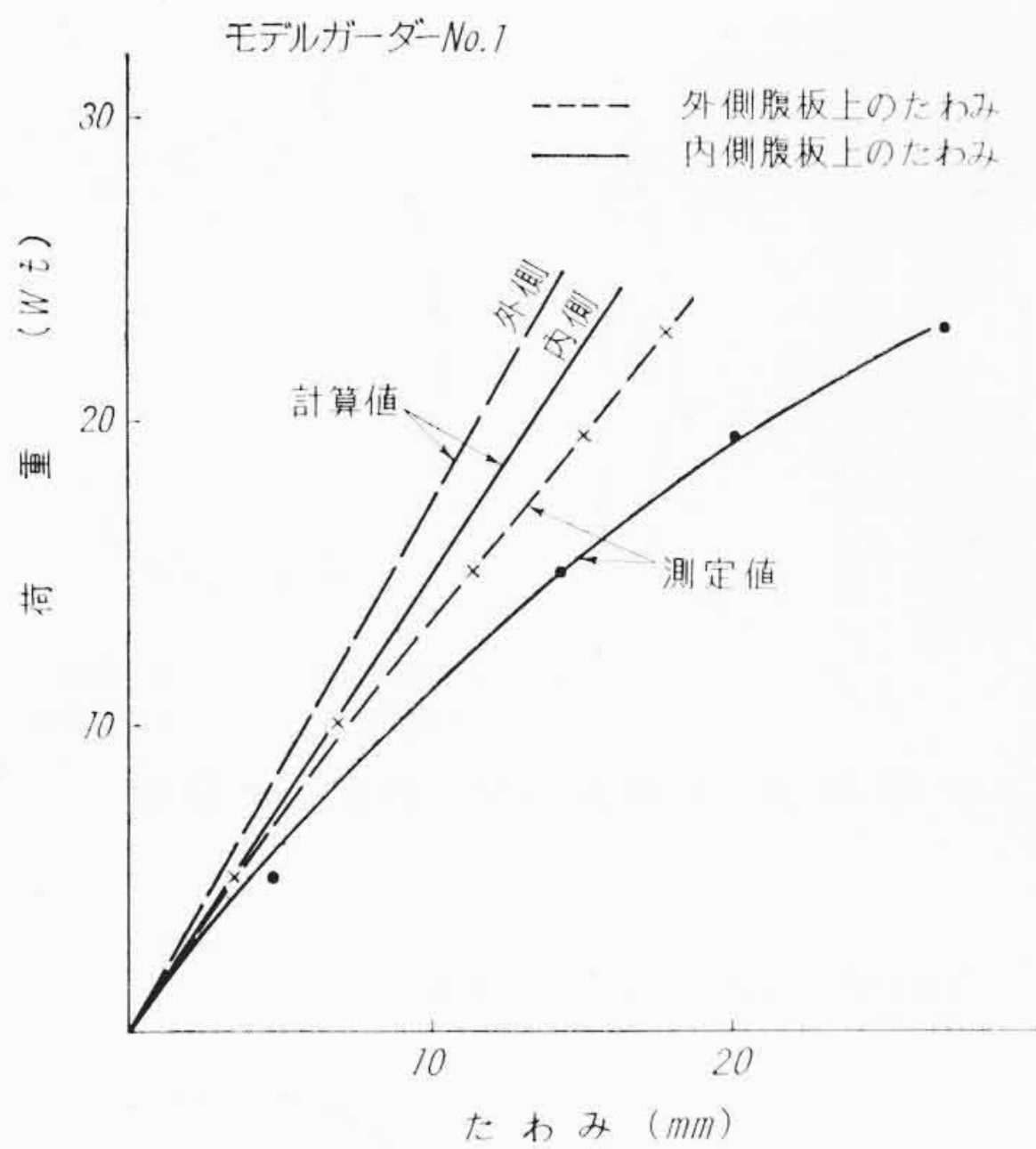
として求められる。

ここに、 M_b : 曲げモーメント (kg-cm)

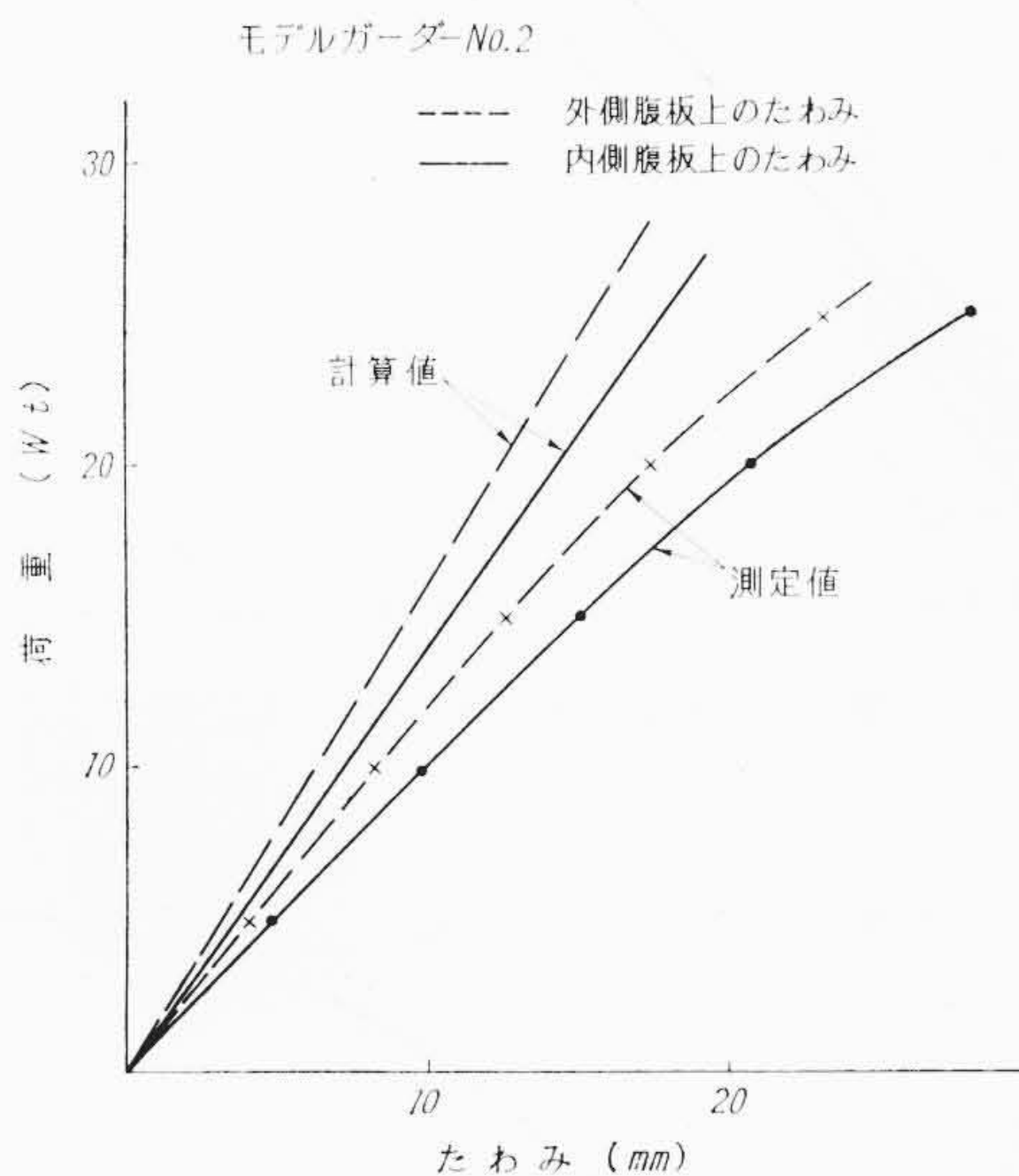
I_x : 中立軸に関する断面 2 次モーメント cm^4

(1) 式によって求めた計算値と測定結果を図示すれば第 10 図および第 11 図のようになる。これらの図はモデル No. 1 および No. 2 の中央断面における応力図でボックスを展開しておのの外の面から見たものである。

図からわかるようにガーダーの内側は外側より 20% 程度応力が高く生じている。すなわち上面フランジでは内側の方が圧縮応力が高く、下面フランジでは内側の方が引張応力が高く生じてい



第12図 内外腹板上のたわみ (モデル No. 1)



第13図 内外腹板上のたわみ

る。

この原因は隔壁が弱かったためであると考え。荷重は内側の腹板上にかかっているが隔壁はボックスの断面を長方形に保ち荷重を内、外の腹板に均等に分担させる役目をする。したがって隔壁が弱ければ長方形断面が変形して荷重を内、外の腹板に均等に分担させることができず内側に多くの負担を生ずることになる。

モデル No. 2 は隔壁を補強したものであるがやはり内側の方が応力が強く生じている。しかしモデル No. 1 よりは応力のかたよりが少なくなっている。第12図および第13図は内側腹板上と外側腹板上のたわみを比較したものである。この図の測定結果からわかるように、モデル No. 1 では隔壁を補強したモデル No. 2 に比べて内側と外側腹板上のたわみの差が大きくでている。

次にねじりによる影響を考えて、内外腹板上のたわみの差を計算すると次のようになる。

ガーダー単位長さ当たりのねじり角 θ は、

$$\theta = \frac{at + bt - 2t^2}{2t^2(a-t)^2(b-t)^2} \times \frac{T}{G} \quad (2)$$

第15図において(2)式の諸定数は次のようになる。

$$\begin{aligned} a &= 50 \text{ cm} & t &= t_1 = 0.6 \text{ cm} \\ b &= 80 \text{ cm} & G &= 270,000 \text{ kg/cm}^2 \\ T &= \text{ねじりトルク kg-cm} \end{aligned}$$

とすれば

$$\begin{aligned} \theta &= 2.58 \times 10^{-11} T \text{ rad/cm} \\ &= 6.44 \times 10^{-10} W \text{ rad/cm} \end{aligned}$$

中央断面における内、外腹板上のたわみの差は

$$\Delta \delta = \theta \times l \times a$$

ここに l = ねじり固定端から荷重点までの距離

上述の計算によれば、荷重が $10 \text{ t} \times 2$ の場合 $\Delta \delta = 1.0 \text{ mm}$ 、 $15 \text{ t} \times 2$ の場合 $\Delta \delta = 1.5 \text{ mm}$ となる。しかるに測定結果によればモデル No. 1, No. 2 とともに内側と外側腹板上のたわみの差は計算値より大きくでており、特にモデル No. 1 のほうが著しい。以上のことからガーダーの内側に応力が強く生ずる原因は隔壁が弱かったことによるものと推察される。

アルミニウム合金は縦弾性係数 E 、横弾性係数 G はともに鋼の約 $1/3$ である。したがってアルミニウム合金は弾性変形が大きい。隔壁についてもその変形を小さく押えるために鋼製ボックスガーダーより多く入れ、マンホールもできる限り小さくするのが望ましい。

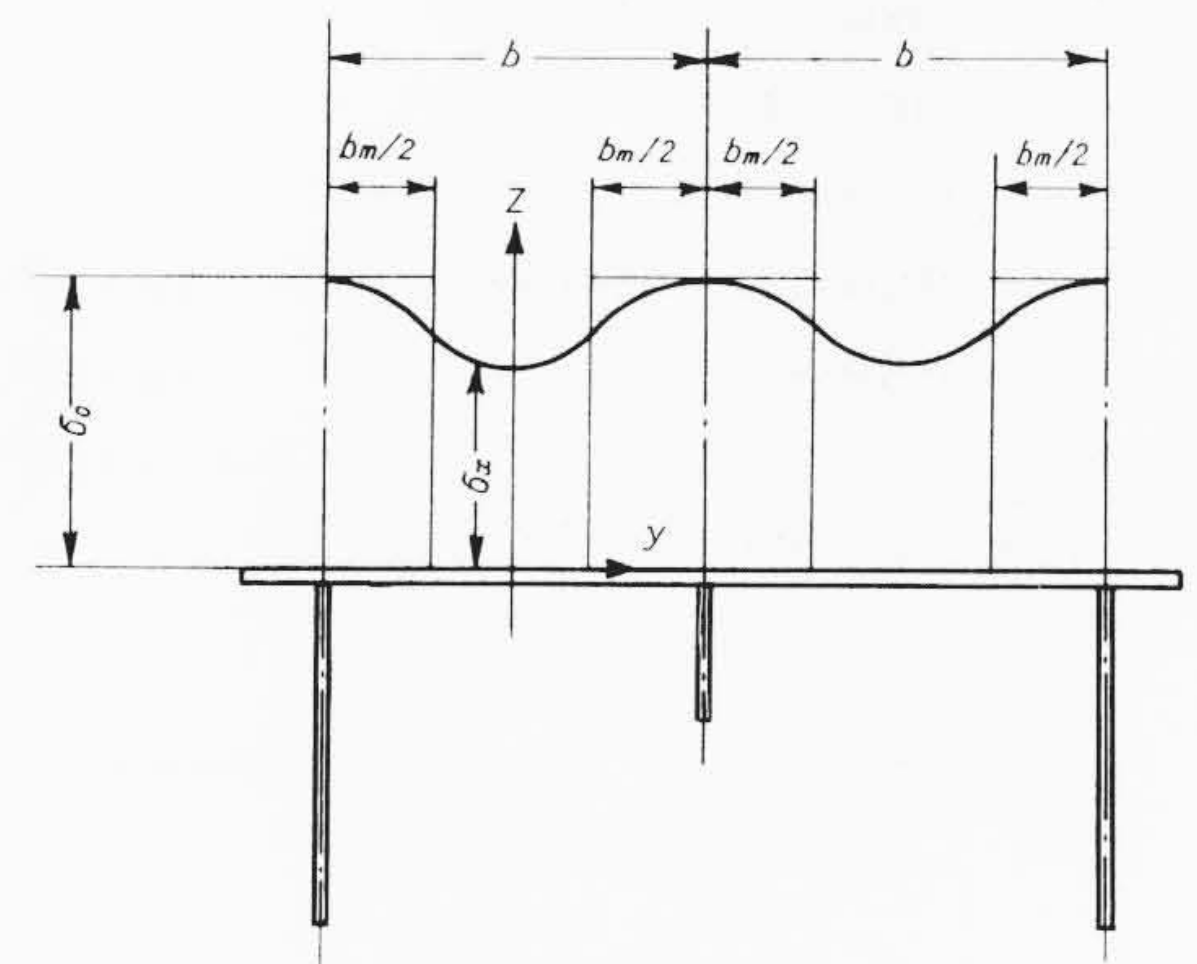
次に上面フランジに生じた応力分布について検討する。第10図で上面フランジの応力状態からわかるように腹板およびステイフナがついている付近では応力が強く、その中間では応力が低く出ている。この現象は荷重の小さいときにも見られる。上面フランジの座屈は $19 \text{ t} \times 2$ の荷重まで認められていない。したがって上面フランジは圧縮に対して全面的に協力しないで第14図に示すような有効幅 b_m だけが協力していると考え。図において

$$\sigma_0 b_m = \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \sigma_x \cdot dy \quad (3)$$

とにおいて有効幅 b_m の計算を行なう。第10図において上面フランジの応力分布が内側と外側で対称になるとして(3)式で計算した結果は第4表のようになった。

この結果、荷重が $19.5 \text{ t} \times 2$ までは有効幅 b_m はだいたい一定しておりその平均値は $b_m = 21.5 \text{ cm}$ となった。すなわち幅 $b = 25 \text{ cm}$ に対して有効幅は約 21.5 cm となっている。

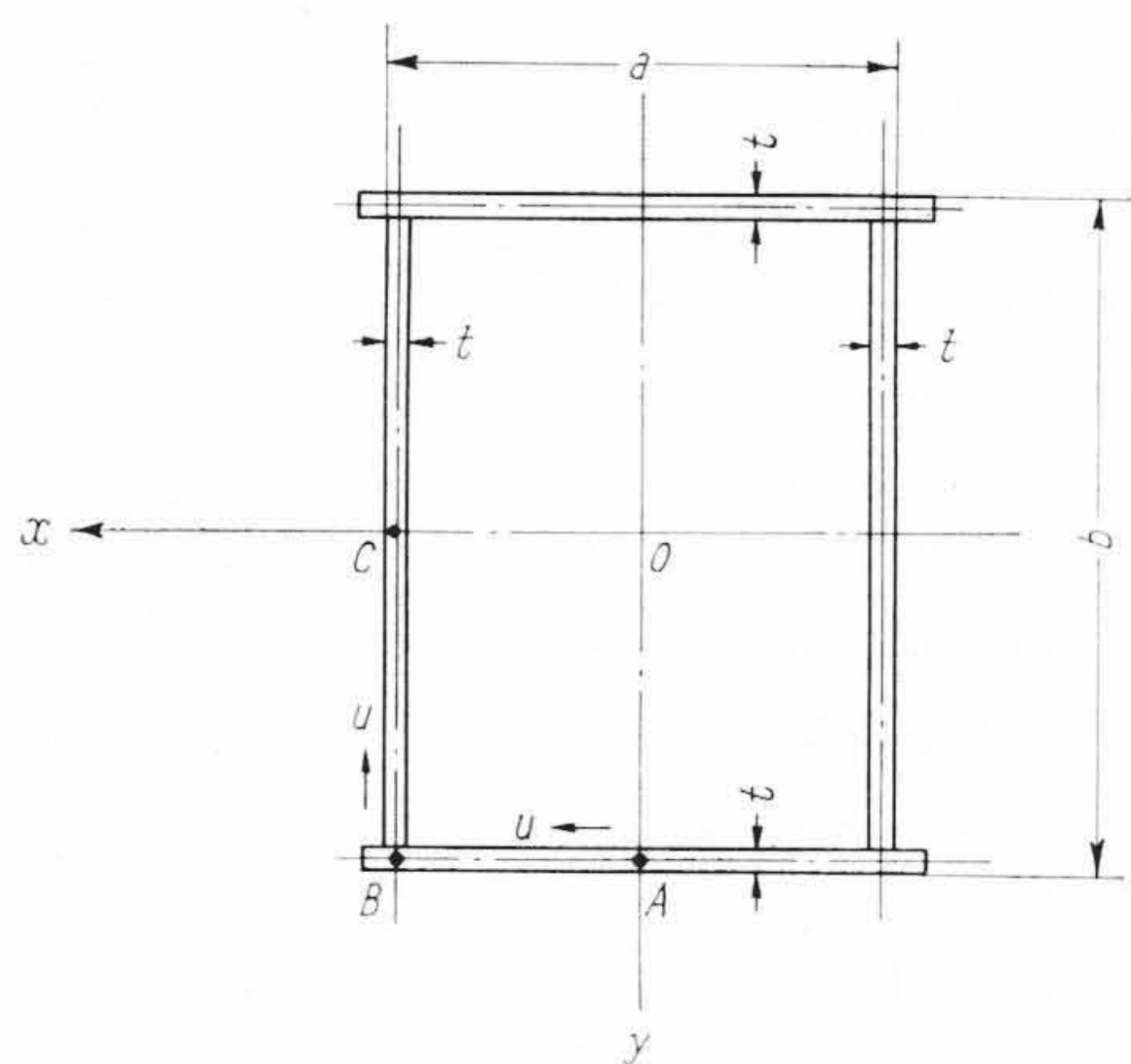
これに対してモデル No. 2 では、圧縮フランジの応力分布状態は第11図からわかるように一様な分布となりモデル No. 1 のような分布はしていなかった。モデル No. 1 において上述のような応力分布状態となったのはフランジの板厚にくらべてステイフナの間隔が広がったため、圧縮応力を受けて板がそったためと考えられる。



第14図 有効幅

第4表 有効幅測定値

荷重 $W(\text{t})$	5	10	15	19.5	25
有効幅 $b_m(\text{cm})$	21.0	22.5	21.4	21.3	19.0



第15図 ボックス断面

アルミニウム合金板の場合、圧縮を受ける板面ではその板厚に対してスティフナの間隔をあまり広げず適当な間隔とし、板面全面を有効に使用するように注意しなければならないと考える。

3.1.2 セン断応力の分布

曲げによるせん断応力およびねじりによるせん断応力はそれぞれ次のように計算される。

(1) 曲げによるせん断応力

第15図のような薄板断面において、任意の点に生ずるせん断応力は次式で示される⁽¹⁾。

$$\tau = \frac{W}{I_x t} \int_0^u y \cdot t \cdot du + \frac{S_0}{t} \dots\dots\dots (4)$$

ここに

τ : 任意の点におけるせん断応力 (板厚中央線に沿った方向)
(kg/cm²)

t : 板厚 (cm)

W : 全せん断力 (kg)

I_x : x 軸に関する断面2次モーメント (cm⁴)

u : ある規準点からせん断力を求めようとする点まで板厚中央線に沿って測った長さ (cm)

y : せん断応力を求めようとする点の x 軸からの距離 (cm)

x : せん断応力を求めようとする点の y 軸からの距離 (cm)

S_0 : 常数

A点においては左右対称であるから $\tau_A=0$ したがってAB間ではA点を u の規準とおけば(4)式から次のような結果となる。

AB間 $\tau_{AB}=0.000219 W_x$ kg/cm²

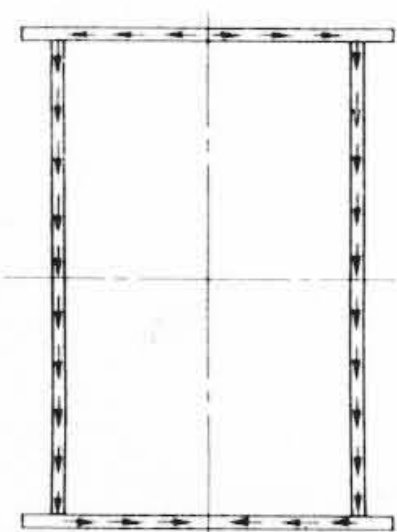
B点 $\tau_B=0.00547 W$ kg/cm²

BC間ではB点を u の規準として解けば

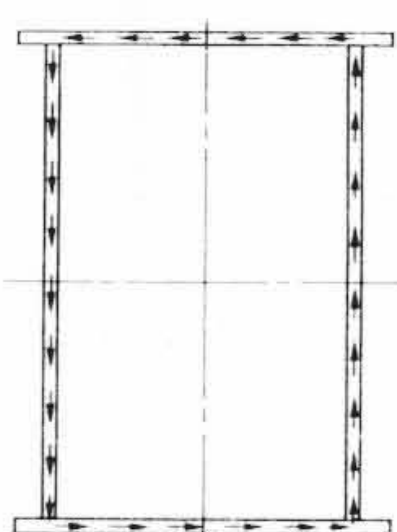
BC間 $\tau_{BC}=0.01088 W-0.00000276 W y^2$ kg/cm²

C点 $\tau_C=0.001088 W$ kg/cm²

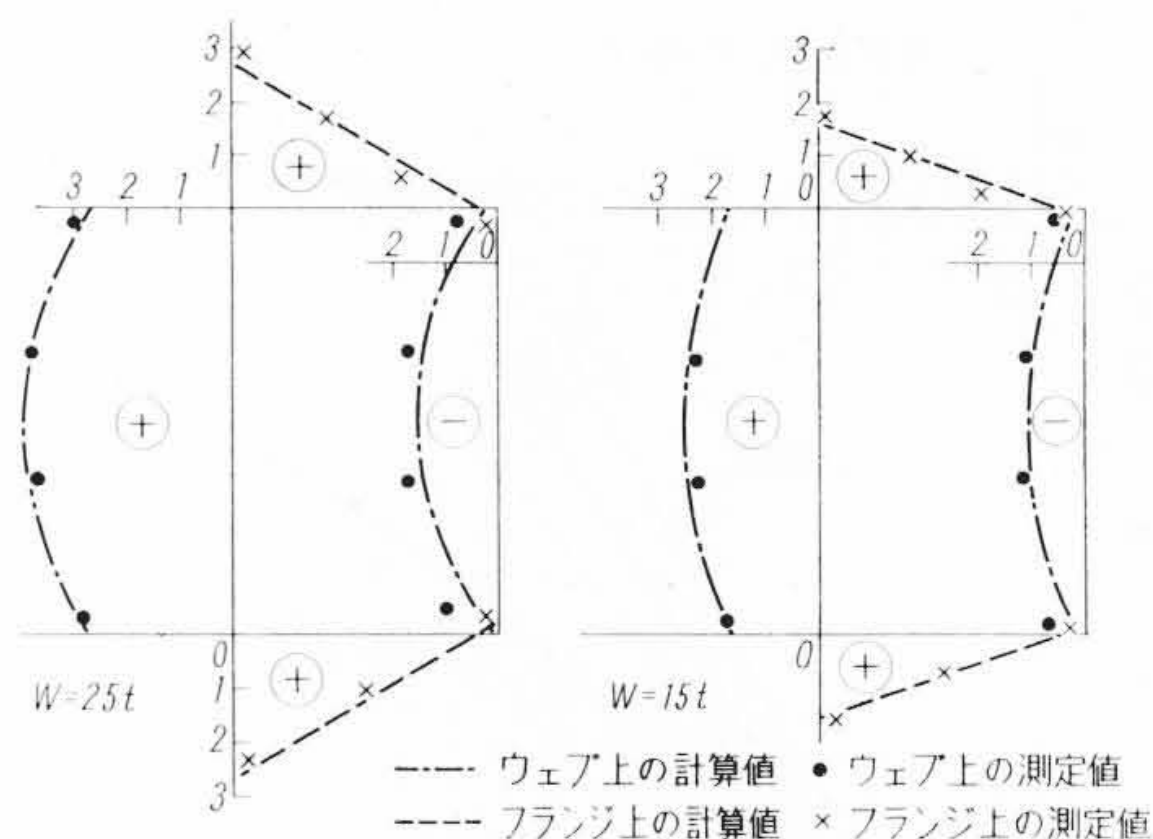
となる。その他の各辺に対しては対称となるから省略する。第16図は曲げによるせん断応力の方向を示す。



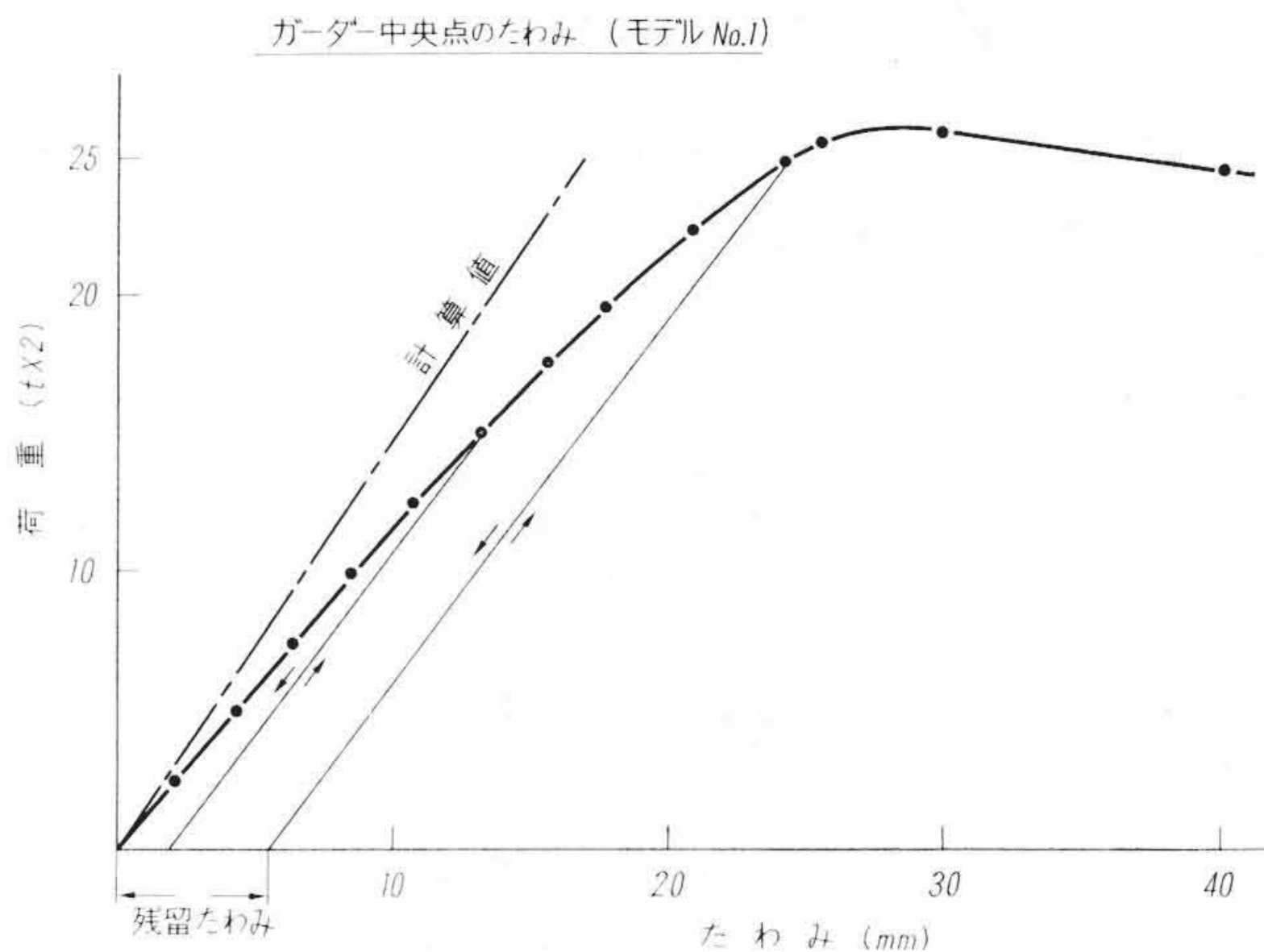
第16図 曲げによるせん断応力



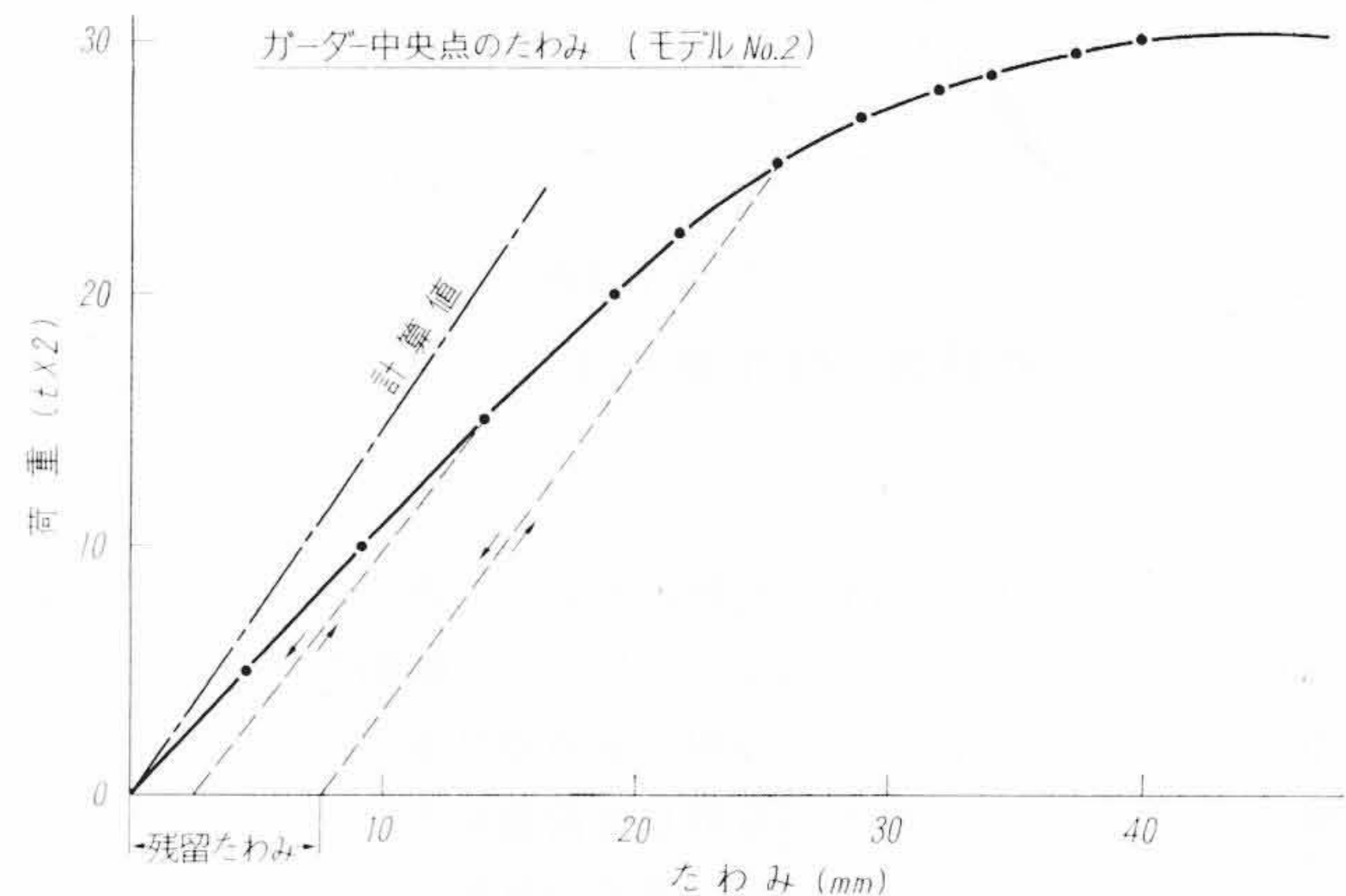
第17図 捩りによるせん断応力



第18図 C断面のせん断応力 τ 分布



第19図 荷重—たわみ図



第20図 荷重—たわみ図

(2) ねじりによるせん断応力

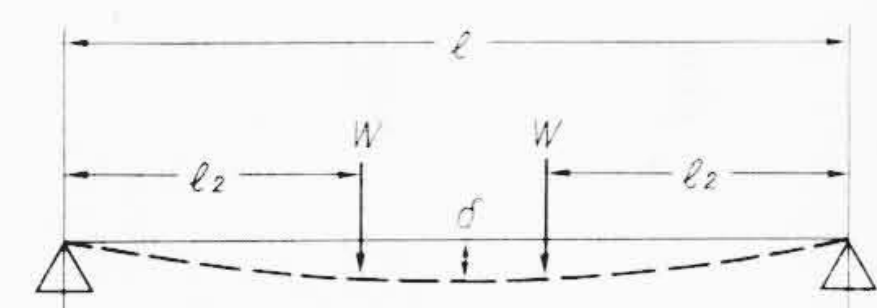
外力の作用点が偏心しているためねじりモーメントによって第17図に示すようなねじりによるせん断応力が働く。各辺に生ずる応力は一様でその大きさは次式により計算される。

$$\tau = \frac{T}{2t(a-t)(b'-t)} \dots\dots\dots (5)$$

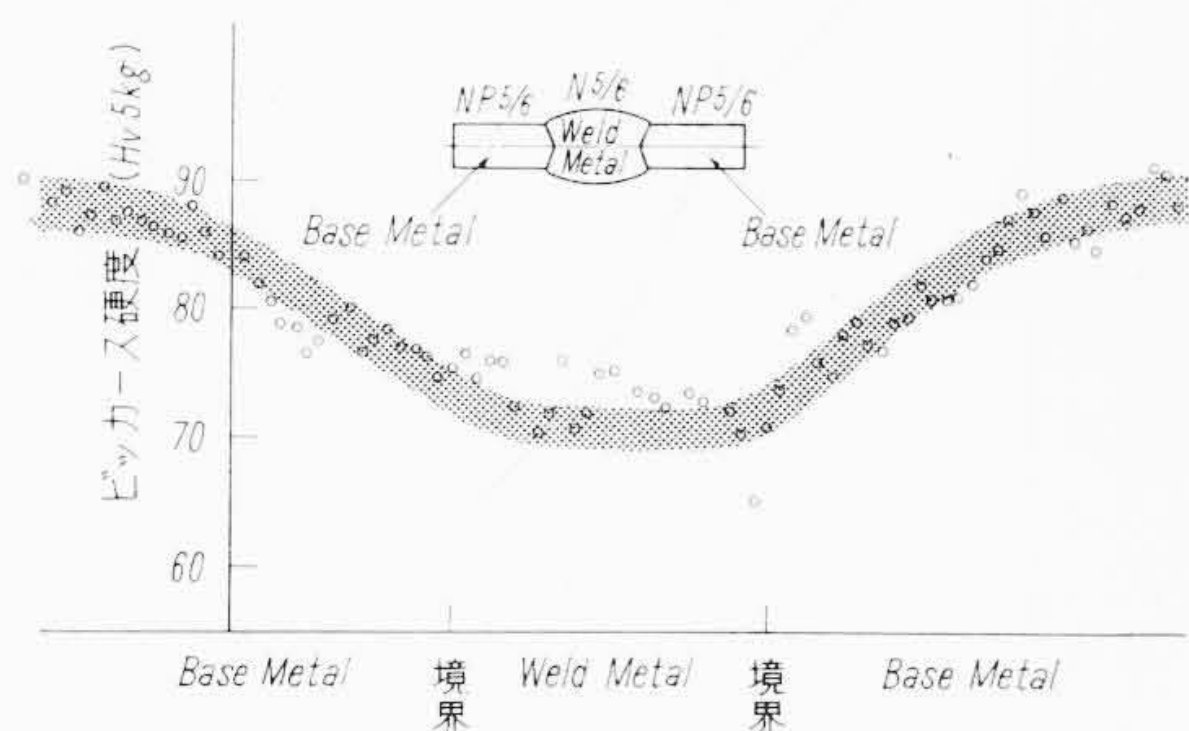
$$= 0.0002 T \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

ここに T : ボックスに働くねじりトルク (kg-cm)

ボックス断面の任意の点に生ずるせん断応力は上記の曲げによるせん断応力とねじりによるせん断応力を加え合わせた応力となる。第18図は支持点付近の断面(C断面)におけるせん断応力分布を示したものである。図からわかるように計算値と実測値はかなりよく一致していた。



第21図 梁のたわみ



第22図 溶接部の硬度分布

3.1.3 荷重とたわみの関係

第19図および第20図はモデル No. 1, No. 2 の荷重たわみ線図を示す。たわみ量 δ はモデルガーダーの中央点のたわみ量を示す。すなわちたわみ量 δ は次式で示される。

$$\delta = \frac{\delta_4 + \delta_4'}{2} - \frac{\delta_1 + \delta_1' + \delta_7 + \delta_7'}{4}$$

ここに添字は第7図における測定点を示す。

中央点のたわみ δ の計算値は第21図のような単純はりとして次の(6)式から求めた。

$$\delta = \frac{Wl_2}{24 EI_x} (3l^2 - 4l_2^2) \quad \dots\dots\dots (6)$$

第19図および第20図からわかるようにモデルガーダーに荷重を加えた場合、その荷重を取り去っても、たわみは完全にもとへもどらないで多少残った。

残留たわみが生ずる原因としては、溶接部の軟化および残留応力によって局部的に弾性限を越えている部分があるためと考えられる。

モデルガーダーに使用されたアルミニウム合金（耐食アルミニウム合金第7種）は加工硬化したF材である。しかるにフランジ、腹板、スティフナおよび隔壁はすべて溶接されており溶接部付近では熱影響を受けて軟化している。第22図は突合せ溶接部の硬度試験結果の一例である。したがって軟化の程度に比例して耐力および弾性限が下がっていると考えられる。

また溶接部では残留応力が生じている。下面フラジンと腹板との溶接部について考えれば、この部分では残留応力として引張り応力を受けていると考えられる。ガーダーに荷重が加わるとこの部分は引張り応力がさらに加わり、引張り応力は弾性限を越え残留たわみを生ずると思われる。熱影響部以外では弾性範囲内にあって結局これらが一部相殺されて第19図および第20図に示すような残留たわみが生じたと考えられる。

またモデル No. 1 よりモデル No. 2 のほうが多くの残留たわみを生じている。モデル No. 2 では隔壁を補強するために垂直リブを溶接で取り付けた。この溶接によって多くの残留たわみを生ずるように影響したものと考えられる。

しかし、第19図、第20図からわかるようにいったん大きな荷重を加えておけば、その荷重以下では残留たわみは生じなかった。その場合荷重—たわみ線図は計算値にほぼ一致した。

これらのことから、全溶接アルミニウム合金製ボックスガーダーを作る場合余分のキャンバーをつけておく必要があると考えら



第23図 モデル No. 1 の座屈状況

れる。

3.1.4 座屈および破壊

(1) 座屈荷重の判定

座屈荷重の判定は次のようにして行なわれた。(a) 荷重—たわみ線図で荷重に対するたわみ量の割合が急に増加しはじめる荷重を座屈荷重とする。(b) ガーダーの表と裏にはったひずみ計のひずみ量の平均値をとり、荷重ひずみ線図が直線から屈折しはじめる荷重を座屈荷重とする。実際測定の結果(a)の方法では座屈荷重の判定がむずかしかったので参考にとどめ、(b)の方法によって座屈荷重を決定した。

(2) 破壊状況について

(a) モデルガーダー No. 1 荷重が20 t × 2を少し過ぎたときから上面フランジに凹凸が見えはじめた。しかしよく注意してみなければわからない程度であった。荷重が23 t × 2になると四つの半波がはっきり見えるようになった。荷重が26 t × 2では上面フランジの凹凸はさらに大きくなり、その位置ははじめに凹凸が生じた位置から動いていなかった。荷重が26.5 t × 2では上面フランジの凹凸が一段と進行して荷重が一定にもかかわらずたわみが進行した。そしてついに内側フランジの端が大きく変形して最高荷重を過ぎた。

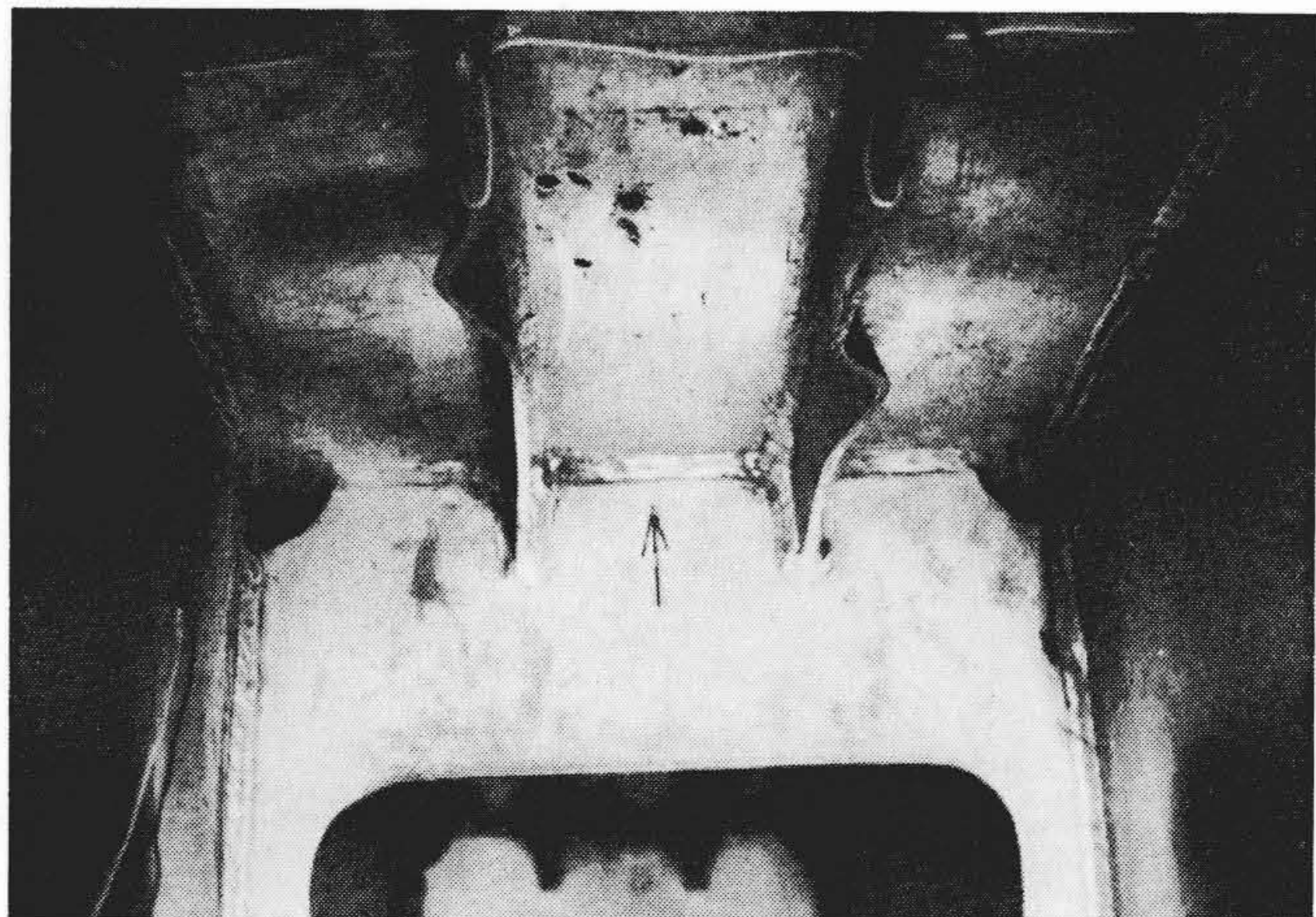
第23図は最高荷重時の上面フランジの座屈状況を示す。図からもわかるように上面フランジの中央にある長手方向スティフナを境として内外で波形はわかれており、スティフナは座屈後も変形していなかった。また溶接部もき裂を生じていなかった。

(b) モデルガーダー No. 2 荷重が23 t × 2まではモデルガーダーに異常なかった。荷重が25 t × 2になると中央の上面フランジが少し凸面になっているように見られた。また上面フランジに取り付けた2本のスティフナもややそりはじめの気ざしをみせていた。荷重が26 t × 2になると上面フランジのスティフナが変形をはじめていた。さらに荷重を増すとスティフナの変形がますます大きくなり、中央上面フランジは一つの大きな半波形としてふくれ上がってきた。そしてついに31 t × 2で最高荷重に達した。

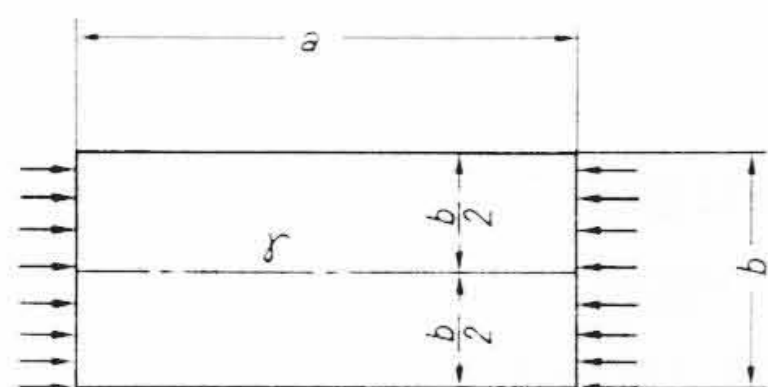
第24図は上面フランジのスティフナが座屈変形している状態を示す。

(3) 座屈荷重計算値と実測値との比較

(a) モデルガーダー No. 1 モデル No. 1 では計算上上面フランジがはじめに座屈を起こす。この座屈計算は次のように周辺単純支持の条件で行なった。上面フランジの中央長手方向に一本スティフナがはいっている。フランジ面は第25図に示すように一様な圧縮を受けるとしてスティフナの剛比 γ を計算すると



第24図 モデル No. 2 上面フランジの座屈状況



第25図 モデル No. 1 上面フランジ

$$\gamma = \frac{12(1-\nu^2)I_s}{t^3B} \dots\dots\dots (7)$$

ここに I_s : 補剛材がついている板面に関する補剛材の断面2次モーメント (cm^4)

B : 板幅

t : 板厚

ν : ポアソン比

(7)式に諸数値を代入すると $\gamma=32$ となる。しかるにこの場合の最小限界剛比 $\gamma_{\min}=27$ である⁽²⁾。ゆえに $\gamma > \gamma_{\min}$ となりフランジ板面が座屈を起こしてもスティフナは座屈変形しない。したがって上面フランジの座屈計算は隔壁およびスティフナと腹板で囲まれた長方形板として四辺単純支持の条件で計算する。

$$\text{座屈応力 } \sigma_{cr} = \frac{E\pi^2}{3(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{b} \right)^2 \dots\dots\dots (8)$$

ここに b : 板幅

t : 板厚

(8)式によってモデル No. 1 の座屈応力は $\sigma_{cr}=1,520 \text{ kg/cm}^2$ となる。しかしモデルガーダーに使用したアルミニウム合金は応力が $1,520 \text{ kg/cm}^2$ になると接線弾性係数 E_σ がかなり低くなる。したがって上記の座屈応力よりさらに低い値で座屈する。いま等価弾性係数 E_r を次のように求める⁽³⁾。

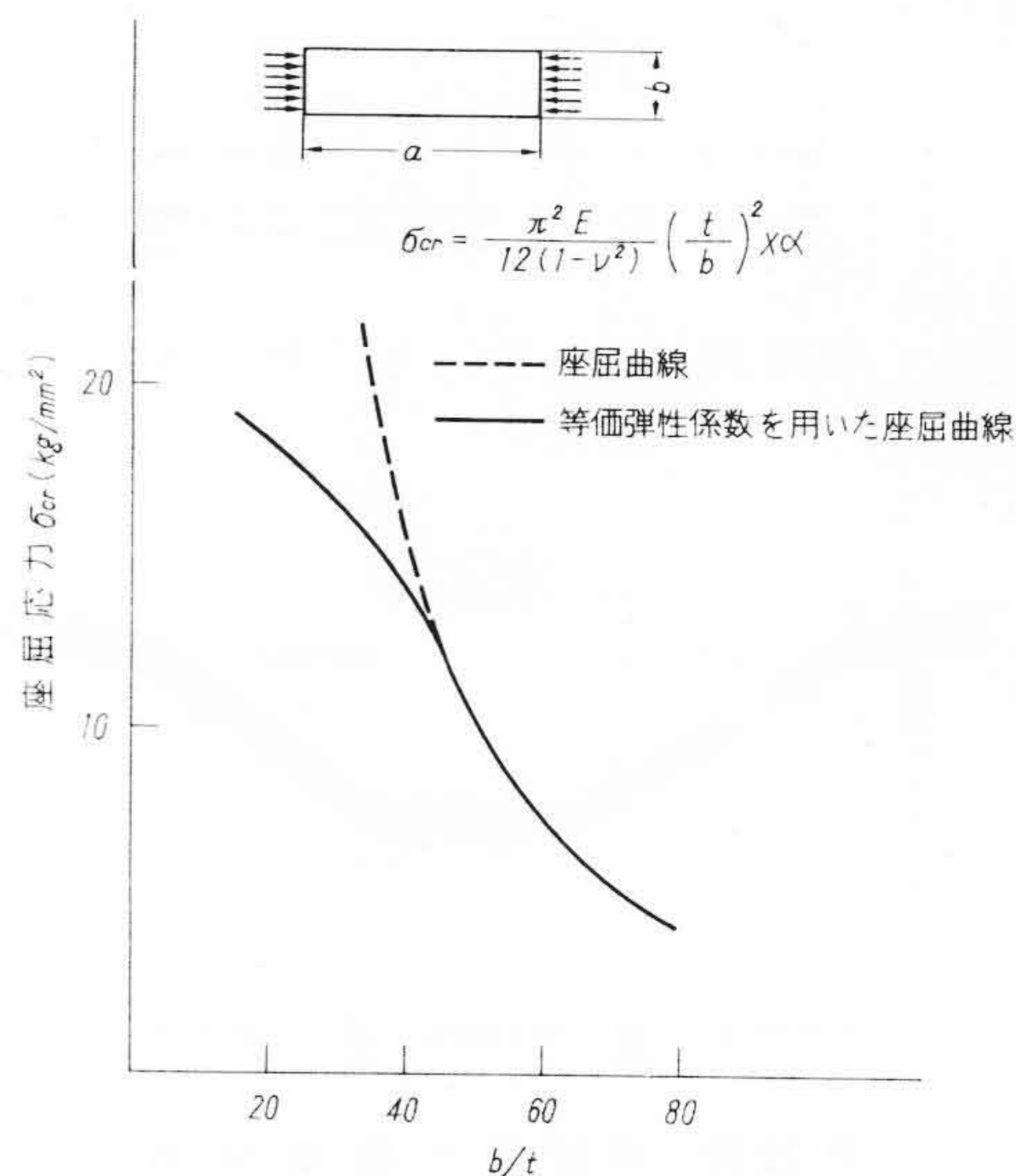
$$E_r = \frac{4EE_\sigma}{(\sqrt{E} + \sqrt{E_\sigma})^2} \dots\dots\dots (9)$$

ここに E_σ は第3図から求めた接線弾性係数、 E は比例限以下におけるたて弾性係数である。

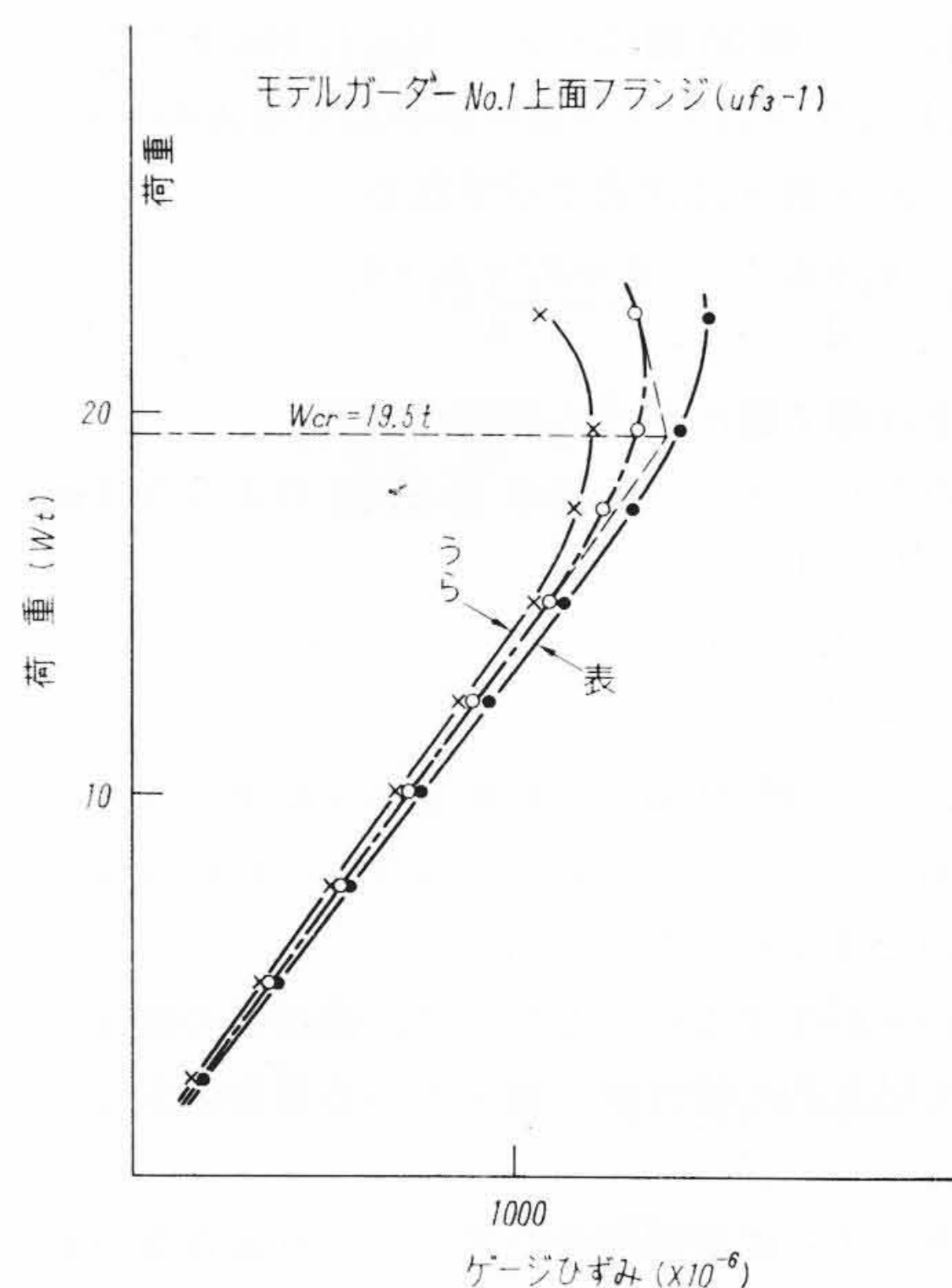
(9)式による等価弾性係数を用いて $\sigma_{cr}-b/t$ 線図を書くと第26図のようになる。モデル No. 1 について $b/t=41.6$ であるから座屈応力は $\sigma_{cr}=1,370 \text{ kg/cm}^2$ となる。したがってこの座屈応力を生ずるときの荷重は $24 \text{ t} \times 2$ となる。

実測による座屈荷重は第27図に示す荷重—ひずみの一例からわかるように $19.5 \text{ t} \times 2$ であった。したがって計算値より2割ほど低い荷重で座屈した結果となった。

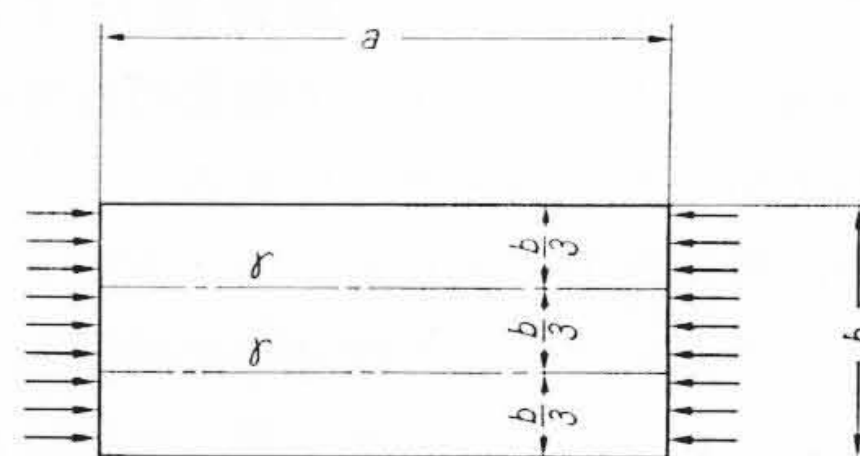
(b) モデルガーダー No. 2 モデル No. 2 の座屈計算は次のように周辺単純支持条件で行なった。モデル No. 2 の上面フランジ



第26図 座屈応力曲線



第27図 荷重—ひずみ図



第28図 モデル No. 2 上面フランジ

は第28図に示すようにスティフナが長手方向に2本通っている。このスティフナの剛比 γ は(7)式と同様に計算される。すなわち $\gamma=65$ となる。一方この場合の最小限界剛比 $\gamma_{\min}=68$ となる。したがって $\gamma < \gamma_{\min}$ となり上面フランジはスティフナとともに座屈すると考えられる。

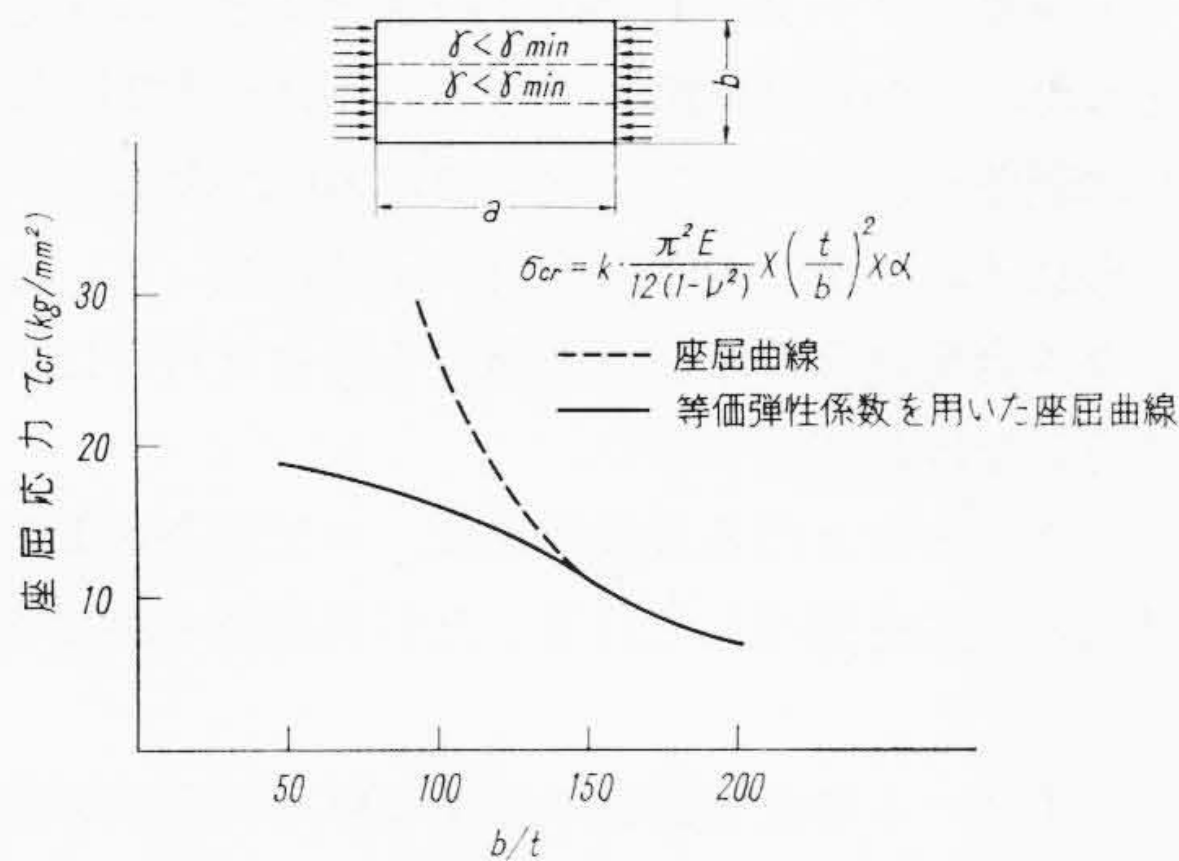
この場合の座屈応力 σ_{cr} は⁽²⁾

$$\sigma_{cr} = \frac{(1+\beta^2)^2 + 3\gamma}{\beta^2(1+3\delta)} \cdot \frac{E\pi^2}{12(1-\nu^2)} \cdot \left(\frac{t}{b} \right)^2 \dots (10)$$

ここに $\beta=a/b$

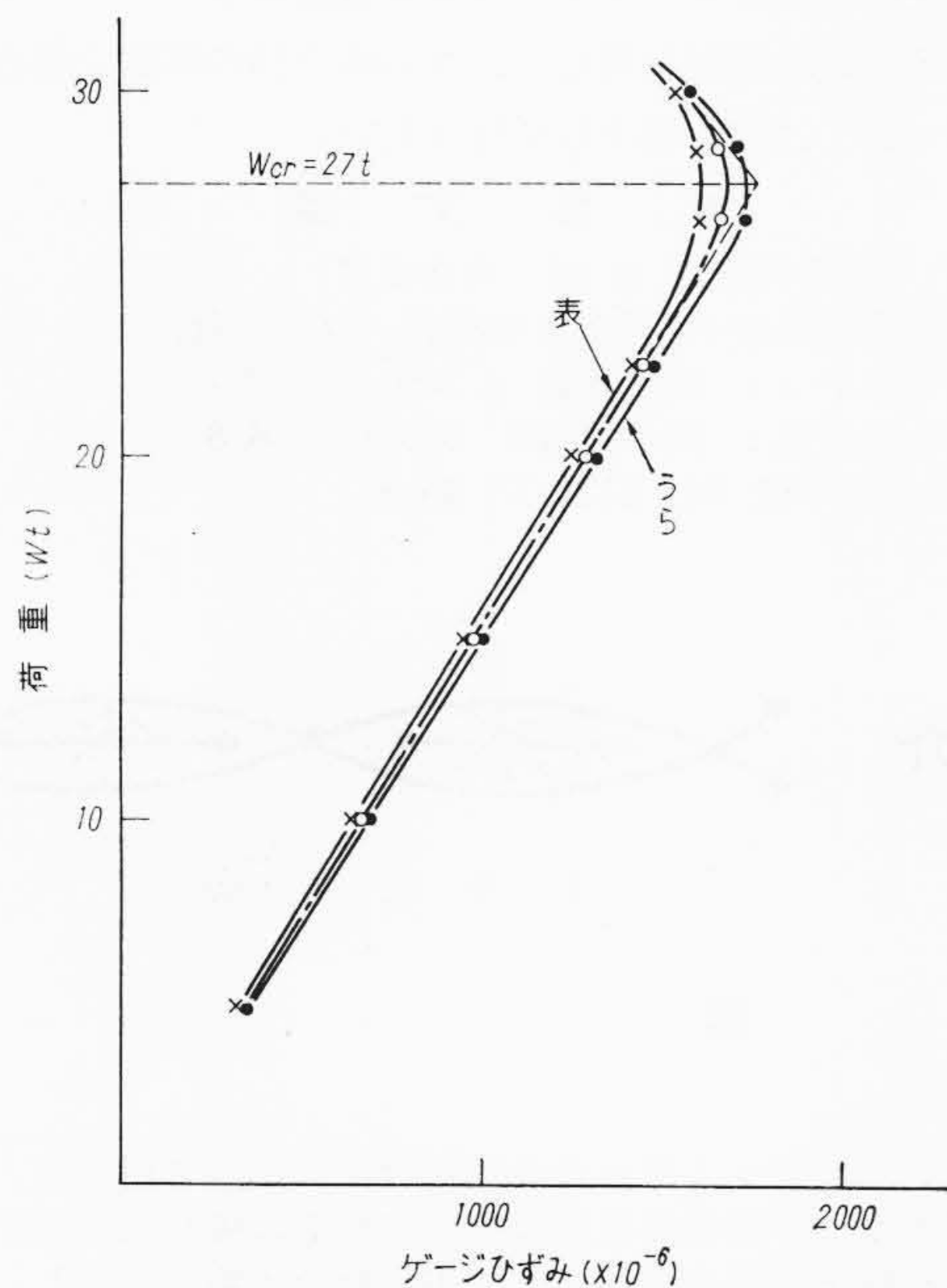
$\delta=A/b$ ただし A は補強材断面積

(10)式によって計算すると $\sigma_{cr}=3,830 \text{ kg/cm}^2$ となる。(9)式



第29図 座屈応力曲線

モデルガーダーNo.2上面フランジ(uf3-1)



第30図 荷重—ひずみ図

による等価弾性係数 E_r を計算し、モデル No. 2 の場合について $\sigma_{cr}-b/t$ 線図を描くと第29図のようになった。これより $b/t=83.4$ の値をみると $\sigma_{cr}=1,650 \text{ kg/cm}^2$ になる。したがって上面フランジの応力が座屈応力 σ_{cr} に達するときの荷重、すなわち座屈荷重は $29 \text{ t} \times 2$ である。実験結果では第30図に示すゲージひずみから座屈荷重 $26 \text{ t} \times 2$ となった。座屈形式は第25図からわかるように予想どおり中央上面フランジでスティフナとともに座屈した。計算座屈荷重と比較すると実測値の方が1割ほど低い値となった。

以上の結果のようにモデル No. 1, No. 2 とともに計算値より低い荷重で座屈した。この原因は次のように考えられる。まず隔壁の剛性が弱くフランジの内側に高い応力が生じて応力分布がかたよかったことがあげられる。モデル No. 1 ではフランジの内側が大きく変形して座屈しており、応力も計算値より2割以上高く生じていた。モデル No. 2 ではそれほどでもなかったがやはり上面フランジの内側では1割ほど計算値より高い応力が生じていた。したがって座屈荷重もモデル No. 1 のほうが計算値より低い値となった。

次に考えられることはフランジ板面の初期たわみによる影響、および等価弾性係数 E_r の取り方すなわち接線弾性係数 E_σ の測定誤差などである。以上にあげた原因についてはさらに検討の余地があるがそれは今後の問題としたい。

アルミニウム合金は材質および処理方法によって著しく機械的性質を異にする。これが座屈応力にも大きく影響するものである。特に耐力および比例限には注意を払い、ガーダーを設計する場合座屈に対する考慮として比例限も押えておく必要があると考える。

(3) ガーダーの耐え得る最高荷重⁽⁴⁾

ガーダーの耐え得る最高モーメントの計算は有効幅の理論を用いて鶴戸口教授、阿部氏が機学誌 66, 535(昭38-8)において報告されている。本実験に用いたモデルガーダー No. 1 について耐え得る最高モーメントを計算し実測値と比較した。

本実験のモデルガーダーは2点に偏心荷重がかかっているがスパン中央は純曲げとして考えられる。モデル No. 1 は有効幅の理論が適用できる範囲にあるから最高モーメント M_{eff} は次式によって計算される。

$$M_{eff} = \frac{\pi t Z}{\sqrt{3(1-\nu^2)} \times b} \sqrt{E \sigma_y} \dots\dots\dots (11)$$

ここに t : フランジ板厚

Z : 断面係数

ν : ポアソン比

σ_y : 降伏応力

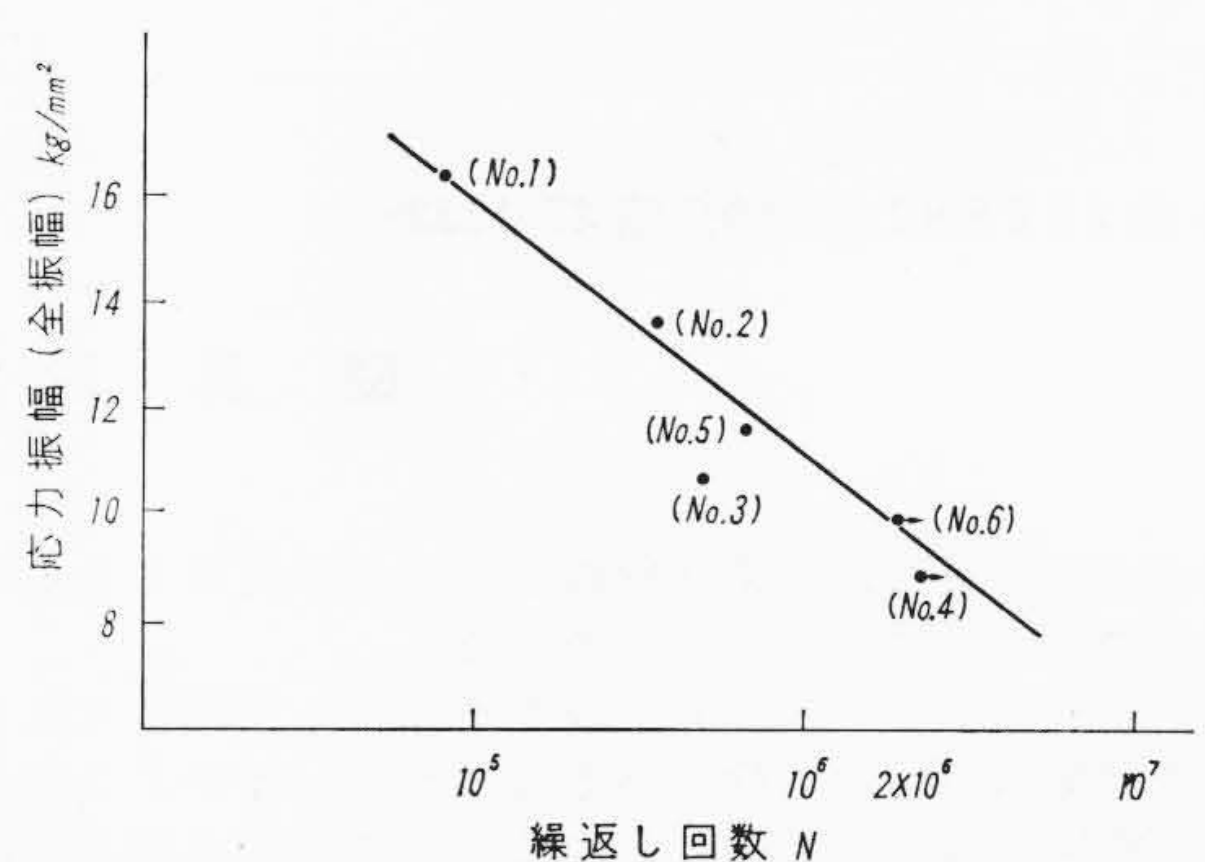
アルミニウム合金の場合降伏応力の代わりに耐力を用いた。また縦弾性係数 E は第3図に示すように変化するとした。したがって(9)式による等価弾性係数 E_r を耐力における値として(11)式の E とおきかえ得るものと仮定した。その結果 $M_{eff}=7.0 \times 10^6 \text{ kg-cm}$ となった。一方実測による最高モーメントは最高荷重が $26.5 \text{ t} \times 2$ であったことにより $M_{max}=7.1 \times 10^6 \text{ kg-cm}$ となり計算値との誤差は2%以内で一致している。

モデルガーダー No. 2 はスティフナが多くはいっているため有効幅の理論が適用できないので計算はこれを省略する。

3.2 溶接Iビームの疲労試験結果

疲労試験結果を第31図に示す。図において縦軸は応力の最大値と最小値の差すなわち全応力振幅を示す。応力は荷重によるモーメントを断面係数で割った値で計算した。その結果200万回疲労強度は 10 kg/cm^2 (全応力振幅) であった。Iビームの溶接形状はレ形T継手で全自動 MIG 溶接で行なったが溶接等級は場所によってかなり悪い箇所があった。いずれも溶接部が疲労破壊に直接あるいは間接的に影響していた。試験片 No. 4 は応力振幅 9 kg/mm^2 で235万回でも破壊せず、さらに応力振幅を 10.6 kg/mm^2 に上げて164万回でも破壊しなかった。

以前、当工場牧野氏は SS41 材で溶接条件を種々変えて溶接Iビームの疲労試験を行なっている⁽⁵⁾。今回のアルミ合金の場合もそれとなるべく寸法を近く取り比較できるようにした。その結果、鋼でスミ肉溶接のものと比較すると、鋼の場合200万回疲労強度は 29 kg/mm^2 となっておりアルミの場合はその約1/3程度の疲労強度とな



第31図 溶接Iビーム S-N曲線

った。また溶接等級によってどの程度疲労強度が上がるものか今後の課題としたい。

4. 結 言

以上の結果を要約すると次のような結論となる。

(1) アルミニウム合金製ボックスガーダーの隔壁は、特に偏心荷重を受けるものについては、その剛性を増すためにマンホールをあけないことが望ましい。あけるとしても最小限にすべきと考える。また隔壁は鋼製ガーダーの場合より多く入れる必要があると考える。

(2) 圧縮フランジにおいてスティフナの間隔とフランジ板厚の比が大きいと圧縮応力が均等に分布しない。圧縮フランジを有効に使うためにフランジ板厚に対してスティフナの間隔を適当な値にすべきである。

(3) アルミニウム合金製ボックスガーダーにはじめて荷重を加えると荷重を取り去ってもたわみが若干残る。これは溶接部の影響と考えられる。一方ガーダーに大きな荷重を加えたあとでは、それ以下の荷重に対して残留たわみが生じないことが確認された。したがってアルミニウム合金製ボックスガーダーを製作する場合、あらかじめ余分のキャンバをつけておく必要があると考える。

(4) モデルガーダー No. 1, No. 2 の座屈はともに予想した座屈形態をとった。しかし計算値よりも若干低い値で座屈を起こした。これは隔壁が弱く圧縮フランジで応力のかたよりが生じたためと考えられる。しかし若干の検討の余地は残っている。なお、アルミニウム合金はその座屈を考慮する場合材料の比例限について十分注意しなければならない。

(5) ガーダーの耐え得る最高荷重は、モデル No. 1 の場合純曲げの有効幅の理論を適用して計算したが実測値とかなりよく一致していた。

(6) 溶接 I ビームの疲労試験の結果 200 万回の疲労強度は全振幅で 10 kg/mm^2 であった。溶接等級はかなり悪い条件であったが溶接等級が疲労強度にどの程度影響しているかは今後の課題とする。

以上の実験結果によりアルミニウム合金製ボックスガーダーを設計、製作する基礎的資料を得たが、さらに今回の実験で得られなかった問題については順次解決して行きたい。

参 考 文 献

- (1) 倉西：応用弾性学 p. 44 (共立全書)
- (2) 長柱研究委員会：弾性安定要覧 (コロナ社)
- (3) チモシェンコ：座屈理論 p. 109 (コロナ社)
- (4) 鶴戸口、阿部：機学誌 66, 535 (昭 38-8)
- (5) 牧野：機学誌 64, 512 (昭 36-9)



特許第 402504 号 (特公昭 37-7113)

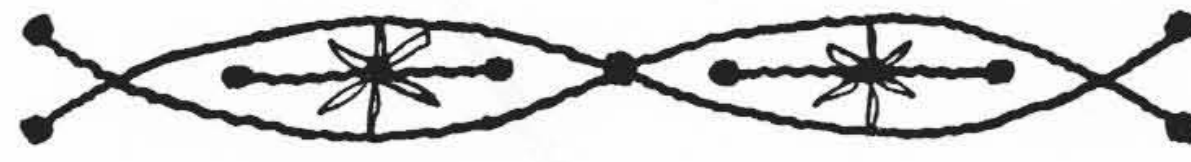
抵

抗

器

この発明は電気測定器、通信機器などにおいて使用される抵抗器の材料として、タングステンを 1~12 原子 %、あるいはモリブデンを 0.05~13 原子 % 添加したニッケル合金を用いることを特長とするものである。

このような発明の抵抗材料は、従来抵抗材料として使用されてい



土井俊雄・梅沢正

抵

抗

器

この発明は電気測定器、通信機器等において使用される抵抗器の材料として、ニッケルに 8~24 原子 % のマンガンを添加した合金を用いることを特長とするものである。

このような発明の抵抗材料は、従来抵抗材料として使用されているマンガニン、ニクロムなどの卑金属系合金に比べて耐食性、耐酸

るマンガニン、ニクロム等の卑金属系合金に比べて耐食性、耐酸化性、耐摩耗性および機械的性質において格段に優れ、自動平衡計器等のしゅう動抵抗器等に使用して耐用寿命を大幅に延長し、また白金基合金、金基合金等の貴金属系合金に比べて非常に安価である等の著しい効果を有している。(買 場)

土井俊雄・梅沢正

特許第 402505 号 (特公昭 37-7114)

特許第 306881 号 (特公昭 37-12238)

片桐信二郎・土井俊雄

磁 界 形 弱 励 磁 電 子 レ ン ズ

この発明は電子顕微鏡や電子回折装置などに使用される磁界形電子レンズの構成素材に関するものである。

従来、磁界形電子レンズの非点収差を生ずる原因は主にレンズの構成素材の磁氣的結晶異方性にあるとされているが、この発明者は実験研究の結果、弱励磁範囲におけるレンズの非点収差は磁歪によるものであることを発見し、これにもとづいて磁歪を極限し、しか

も飽和磁化が比較的大きな素材として硅素鉄を選定し、さらに実験によって硅素 0.5~3% または 5~7% 残部鉄を主成分とする硅素鉄は非点収差の減少に著しい効果のあることを確認した。

すなわちこの発明は上述した組成の硅素鉄を特に弱励磁形電子レンズに適用して非点収差を極限し、分解能を非常に向上させたものである。(買 場)