Buckling Load and Ultimate Load of Box Type Girder for Crane

宮	本	博*	種	田	元	治**
	Hiroshi Miyamoto		1	Motohar	u Taneda	

要 旨

ボックスガーダ模型33個に曲げねじりの組合せ荷重を加えて実験し、次の結果を得た。

(1) 補強のない模型では,壁面座屈荷重の実験値は計算値にほぼ一致した。補強のある模型では,計算上の 壁面座屈荷重を越えたかなり高い荷重まで、剛性の変化がほとんどみられなかった。実機のボックスガ ーダにおいても,座屈時の剛性の変化はごく小さいものと考えられる。

(2) 有効幅の仮定などを用いて、ガーダの最高荷重の推算式を求めた。

1. 緒 言

最近クレーンの構造部分にも薄板構造がさかんに用いられるよう になった。たとえば天井クレーンにおいては、図1に示すようなボ ックスガーダが用いられている。このボックスガーダには、外力と して内側ウェブ上に鉛直方向の集中荷重Wが加わるが、この荷重 Wはガーダ断面の重心線上にはない。したがってガーダには,Wに よる曲げと大きさ bW/2 (b は内外ウェブの間隔)のねじりとが加わ



ることになる。このボックスガーダの強さと剛性を増すために、図 1に示すように内外ウェブと上面カバーにはふつう長手方向のスト リンガを取付け,またそれと直角な方向にはある間隔で隔壁をそう 入している。

このようなボックスガーダの強さを検討するために, 筆者の一人はさきにガーダの実物大模型2個について破 損実験を行なった(1)。今回さらに、種々の補強をした多 数の模型に均一曲げと均一ねじりの組合せ荷重を加えて 実験を行ない、ガーダの座屈荷重と最高荷重について検 討を加えたので,以下に報告する。

> 2. 実 験 方法

2.1 模 型

図2に模型の概略を示す。模型は長手方向のストリン ガ(以下単にストリンガと呼ぶ)あるいはこれに直角な 方向のリブ(実際のボックスガーダでは隔壁に相当する, 以下リブと呼ぶ)によって各種の補強をしたものである。 表1に模型各部の寸法などを示す。

模型 R'-IV, V, VI のリブの剛比は計算上限界剛比(模 型に純ねじりを加えた場合のもの)よりも小さく(限界剛比の39~ 62%)なっている⁽²⁾。しかしその他の模型ではいずれも、リブある いはストリンガの剛比が計算上純曲げあるいは純ねじりが加わった 場合の限界剛比よりも,一般にかなり大きくなっている(2)~(4)。した がって R'-IV, V, VI 以外の模型においては、曲げとねじりの組合せ 荷重が加わった場合の限界剛比も、おそらくそれらの剛比よりは小 さいものと考えられ, 座屈時においてもストリンガやリブは大きく 変形しないものと推定される。

図1 ボックスガーダ式天井クレーンの断面図



腕 c, d の先端 C, D を押上げることにより一様ねじりを加えるよう にした。

模型の中央部で長さ800~900 mm の部分について,曲げモーメン トMによるたわみ δ およびねじりモーメントTによるねじれ角 θ を,ダイヤルゲージにより測定した。また電気抵抗線ひずみ計によ りウェブとカバーのひずみを測定した。

図4は実験状況を示したものである。

模型のウェブおよびカバーの元たわみ(凹凸)は大きいもので±3 mm, 小さいもので ±0.5 mm 程度であった。 2.2 実験方法 模型の負荷方法の原理を図3に示す。模型のE,F点を支持し, 腕a, bの先端A, Bを押上げることにより模型に一様曲げを,また -----

*	東京大学工学部 工博	
**	日立製作所機械研究所	工博

3. 実験結果および検討

3.1 座 屈 荷 重 図5はねじりモーメントTとねじれ角 θ との関係を,また図6は 曲げモーメント Mと中央部のたわみδとの関係を示したものであ る。これらの図には、それぞれ Bredt の式により求めたねじれ角の 計算値およびはりの曲げ理論によって求めたたわみの計算値を示し た(ただし模型のせん断弾性係数 G=8,100 kg/mm², 縦弾性係数 1378 昭和41年12月

12 月

日

論

第 48 巻 第 12 号

表1 実験用模型の仕様

	模型番号	l (mm)	h1 (mm)	h2 (mm)	H (mm)	断 面 二 次 モーメント I (mm ⁴)	降伏点 σ_y (kg/mm ²)
	N-1	1,060				1.691×107	25.3
模	N - 2	1,060				1.718×107	25.3
	N - 3	1,060				1.689×10^{7}	25.3
型	N — 4	1,060				1.750×10^{7}	21.6
	N — 5	1,060				1.763×10^{7}	21.1
N	N - 6	1,060	-			1.747×10^{7}	20.8
	N - 7	1,060				1.742×107	20.9
	R - 1	298			15	1.792×107	24.4
模	R - 2	299			15	1.784×107	23.6
型	R - 3	299			15	1.770×107	23.5
R	R - 4	299			15	1.764×10^{7}	24.4
-	R — 5	299			15	1.768×10^{7}	25.1
1020	R' - I	300			14.8	1.710×107	23.8
模	$\mathbf{R}' - \mathbf{I}$	299	-		7.4	1.719×107	24.0
刑	$\mathbf{R}' - \mathbf{II}$	299			7.5	1.795×10^{7}	23.6
Æ	R' - IV	300			5.1	1.718×10^{7}	24.0
R'	R' - V	299			6.2	1.795×10^{7}	23.6
< L.	R' - VI	299			5.2	1.710×107	24.6
模	S - 1	901	75.1		19	1.897×107	28.7
型 S	S - 2	901	76.8		19	1.888×107	28.7
	S' - 8	1,060	75		19	1.973×107	26.9
模	S' — 9	1,060	75		19	1.981×10^{7}	26.6
型	S' - 10	1,060	75		19	1.970×107	25.0
S'	S' — 11	1,060	75		19	1.985×10^{7}	24.5
0	S' — 12	1,060	75		19	2.014×107	23.6
-	SR-1	301	77.1	1 11 <u></u>	19	1.917×107	27.5
模	SR-2	300	76.6		19	1.916×107	28.6
型	SR-3	300	78.0	1	19	1.925×107	27.0
SR	SR-4	301	77.2		19	1.920×107	28.3
SI	SR-5	299	76.4		19	1.876×107	28.5
齿	SSR-1	299	40.5	82.5	15	2.055×107	26.7
模 型 SSR	SSR-2	300	38.7	83.4	15	2.030×107	25.3
	SSR-3	301	40.2	83.8	15	2.020×107	26.2



図3 模型の負荷方法



(注) 寸法 *l*, h₁, h₂, H は図 2 に示されている。ただし模型 N, S' の *l* は両端あて板の内側間の長さを, また模型 Sの *l* はリブ 1, 4 間の長さを示す。

 $E=21,000 \text{ kg/mm}^2$ と仮定,以下同様)。また模型の壁面座屈モーメントの計算値 T_c , M_c も示した。計算値 M_c , T_c は、カバーあるいはウェブにおいてストリンガとリブで仕切られる各部分を、1 枚の周辺単純支持の長方形板と考えて求めたものである(ただし模型のポアソン比 $\nu=0.3$ と仮定、以下同様)。

図4 実 験 状 況

まず補強のない模型においては,図5(a)にみるように,モーメ ントの小さいうちはねじれ角(たわみ)の実測値が計算値に比較的一 致した。しかしモーメントが座屈モーメントの計算値付近に達する と,実測値のほうが次第に大きくなってゆき,カバーあるいはウェ ブに壁面座屈を生じた。座屈モーメントの実験値は,図5(a)に示 すように,ねじれ角対ねじりモーメントの線(たわみ対曲げモーメ ントの線)が直線からはずれる最小モーメントとして求めた。補強 のない模型の場合,座屈モーメントの実験値は計算値に10%の誤差 範囲内で一致した。

次に補強のある模型においては、図5(b)および図6にみるよう に、ねじれ角(たわみ)の実測値が計算座屈モーメントを越えてかな





図7 ボックスガーダの曲げモーメントたわみ曲線



表2 模型の最高モーメントの実験値

	齿 刑 承 只	破損に至れ	るモー	最高モーメントの実験値 (kgm)		
	快 望 笛 写	M :	T	M_{max}	T_{max}	
	N - 1	0 :	T	0	840	
模	N - 2	M :	0	1,650	0	
	N - 3	0 :	T	0	845	
型	N - 4	2 :	1	1,225	613	
	N — 5	4 :	1	1,500	363	
N	N - 6	1 :	1	800	800	
	N — 7	M :	0	1, 505	0	
把告	R - 1	M :	0	1,750	0	
侠	R – 2	3 :	1	1,500	500	
型	R — 3	4 :	1	1,600	400	
R	R – 4	6 :	1	1,650	275	
	R - 5	8 :	1	1,650	206	
	R' - I	0 :	T	0	1,250	
模	R' − II	0 :	T	0	1,050	
型	R' — Ⅲ	0 :	T	0	1,250	
R'	R' - IV	0 :	T	0	1,100	
ĸ	R' - V	0 :	T	0	1,100	
-	$\mathbf{R}' - \mathbf{V}\mathbf{I}$	0 :	T	0	1,000	
模型	S - 1	M :	0	2, 400	0	
ŝ	S - 2	2 :	1	1,750	875	
+#5	S' — 8	0 :	T	0	1,250	
侠	S' — 9	M :	0	2, 640	0	
型	S' — 10	2 :	1	2,100	1,050	
S'	S' - 11	1 :	1	1,300	1,300	
	S' - 12	4 :	1	2, 640	660	
描	SR - 1	4 :	1	2, 400	600	
换	SR - 2	M :	0	2,850	0	
型	SR - 3	8 :	1	2,600	325	
SR	SR - 4	8 :	1	2,650	331	
	SR - 5	2 :	1	2,400	1,200	
模	SSR - 1	M :	0	3, 050	0	
型	SSR - 2	6 :	1	2,900	483	
SSR	SSR - 3	2 :	1	2,250	1,125	

図8 模型の破損状態

り高いモーメントまで、それらの計算値によく一致した。したがっ て補強のない模型の場合と同じ方法で座屈モーメントの実験値を求 めることは、きわめて不明瞭となった。このように、ねじれ角(た わみ)の実測値が補強のない場合のものと違った傾向を示す理由は、 次のように考えられる。

補強のある模型の場合,座屈モーメントに達して壁面に凹凸(横 たわみ)が発生しても,その凹凸が増大するのをリブあるいはスト リンガがある程度制限する。したがって模型がたとえ座屈しても, 模型の剛性の変化はごく小さいためである。

実際のボックスガーダにおいても、ストリンガおよびリブ(隔壁) をそう入するのがふつうであるから、座屈時の剛性の変化はごく小 さいものと考えられる。したがって実際的には、曲げモーメントと たわみ(ねじりモーメントとねじれ角)の関係は図7に示すように、 座屈モーメント M_eを越えてさらに高モーメントまで比例関係にあ るものとみてよいであろう。 クレーン用ボックスガーダには一般に種々の荷重状態がある。こ れらの荷重状態の中には、荷重そのものの大きさは大きいがひん度 がかなり小さいものもある。上述のことから、このような荷重状態

に対してガーダの強さを吟味するにあたっては、ガーダの座屈には

それほど意味がなく、かわりにその荷重状態におけるガーダの極限 強さ(最高荷重、図7では M_{max})あるいは比例限荷重(M_r)に注目す るほうがより適当であろう。

3.2 最高荷重

3.2.1 破 損 状 況

図 5(b) および図6に示すように、モーメントが大きくなって くると、モーメントとたわみ(ねじれ角)の比例関係がなくなり、 たわみが増大した。これに伴って上面カバーあるいはウェブの壁 面にふくらみやへこみが発生した。しかし最高モーメントに達す るまでは、このふくらみやへこみは補強のない模型の場合を除き、 ようやく肉眼で観察できる程度のきわめて小さいものであった。 最高モーメントに達すると、上面カバーおよびウェブの一部が塑 性座屈を起こして急に大きくへこみ、その後はたわみの増大とと もに負荷能力が減少していった。図8に破損状態の例を示す。一 般に曲げモーメントが比較的大きいときには上面カバーから、ま たねじりモーメントが比較的大きいときにはウェブから、それぞ れ最初のへこみが発生した。**表2**に最高曲げモーメント M_{max} と 最高ねじりモーメント T_{max} の実験値を示す。

3.2.2 検 討

— 3 —

模型に純曲げが加わった場合,模型がはりの曲げ理論による応 力分布を高モーメントまで保つものと仮定すれば,最後には上面 カバーが一様に圧縮降伏応力 σy に達して塑性座屈を起こし,こ のとき最高曲げモーメントに達すると考えることができる。同様 に純ねじりが加わった場合,Bredtの式で与えられる応力分布を 保つものと仮定すれば,ウェブおよびカバーが一様にせん断降伏 応力 τy に達するときを最高ねじりモーメントと考えることがで きる。しかし最高モーメントの実験値は上記のような考え方をし 1380 昭和41年12月

日 立 評

第 48 巻 第 12 号



4

論

次のように考えられる。

図9はストリンガのない模型について、長手方向の垂直ひずみ の分布を示したものである。この図にみるように、曲げモーメン トの小さいうちはひずみ分布は計算値によく一致した。しかしモ ーメントが大きくなると、上面カバーのひずみ分布は一様でなく なり、中央では計算値より小さく、稜の部分では大きくなった。 この傾向は、曲げモーメントが上面カバーの座屈モーメントの計 算値(模型 R-1 では 1,053 kgm)に達するあたりからはなはだし くなった。この原因は、カバーが座屈すると波をうつので、カバ ーの中央部分で負担する圧縮荷重が減少し、その減少分を稜に近 い部分で負担するためと考えられる。

そこで板の有効幅の考え方を応用して最高モーメントの値を検討してみる。

(1) 純曲げの場合

Kármán 氏は周辺単純支持の長方形板が一方向から圧縮され る場合の最高荷重を,有効幅の仮定を用いて求めた⁽⁵⁾。鵜戸口 氏および阿部氏はこの理論を適用して,ボックスガーダが純曲 げを受ける場合の最高曲げモーメントを求めた⁽⁶⁾。両氏の理論 は次のとおりである。

図10に示すように、上面カバーの稜の部分に有効幅 c を考 え、実線のような応力分布を点線のように置き換えて考えるこ とにする。そしてカバーの中間部を無視し、両側の2 個の帯片 を幅 2c の1 枚の薄板(周辺単純支持)として考え、またこの薄 板が座屈限界にあるものと仮定する。この板の座屈応力 σ_{cr}⁰ は 次のように表わされる。

I: ボックスガーダの断面二次モーメント

η: 曲げ中立軸から上面カバーまでの距離

したがって上式において、 $\sigma_L \ge \sigma_y$ で置き換え、(2)式を代入 して得られる曲げモーメント Mが、最高曲げモーメント M_{eff} を与えることになる。すなわち

$$M_{eff} = \frac{\pi t I}{\sqrt{3(1-\nu^2)} b\eta} \sqrt{E\sigma_y} \quad \dots \qquad (4)$$

(2) 純ねじりの場合

この場合に適用できる有効幅の理論は現在のところない。そ こで次のようにして,最高モーメントを求めた。

模型に純ねじりを加えた場合には,まずウェブが座屈を起こ す。そこでいまウェブにおいて,リブ,ストリンガあるいは上 下の稜によって仕切られる各部分をそれぞれ周辺単純支持の1 枚の長方形板と考えることにする。モーメントを増加させてい くと,これらの長方形板のうちの一つが最初に座屈を起こす。 その板がどれであるかは計算により知ることができる。したが って以下に述べるような考え方をして,その長方形板の耐えう る最高荷重を求めれば,その荷重に対応するねじりモーメント として最高ねじりモーメントを求めることができる。

上記の長方形板は、座屈前には、周辺単純支持の一様せん断 力を受ける板として考えることができる。せん断力が大きくな ると、板は座屈して図11に示すように斜め方向に波を生ずる。 この波の数は一般に1個ではなく、A/B(A, Bは板のそれぞれ 長、短辺の長さ)の値によって決まってくる。しかるに模型N の実験から次の事実が明らかとなった。すなわちせん断力が座 屈荷重を越えさらに大きくなってくると、波の傾き β(図11) が減少してゆき、それにつれて板の中央部分の波が発達し、左 右の波はかえって小さくなってゆくことが明らかとなった。そ して模型では、板(ウェブ)の中央部分の波の方向が板の対角線 の方向に大きくへこみ、最高モーメントに達した(図8の中 でM:T=0:Tのものを参照)。 そこで図12に示すように、最高荷重に達する直前で波の数は 1個になるものと考える。いま図12のような波ができた場合、

ここに、 t: カバーとウェブの肉厚

$$\sigma_{cr}{}^{0}$$
が材料の圧縮降伏応力 σ_{y} に等しくなると、塑性座屈を起
こして最高モーメントに達すると考えられるので、このときの
有効幅 c は(1)式より次のようになる。
 $c = \frac{\pi t}{\sqrt{12(1-\nu^{2})}} \sqrt{\frac{E}{\sigma_{y}}}$ (2)
一方図 10 において次式が成立する。

板に伝わるせん断力は比較的ふくらみの少ない4隅(図の三角 形①,②)で分担されるものと考える。しかるとき①の周辺に 作用するせん断力の合力は図のOQ方向に引張りを与えること になるが、 ②の周辺に作用するものは PR 方向に 圧縮を与える ことになる。しかるに板の中央部にはふくらみが生じているの で, PR方向の圧縮力を板が分担できる量はごく少なく, その 分担できない分はさらにOQ方向の引張によって受持つことに たる。

したがって板に伝わるせん断力は遂には図の2隅①の部分だ けで分担され、これらの周辺ではせん断力の分布が一様になる と考える。そして板の中間部を無視し、2個の三角形①を単純 支持の1枚の長方形板(長,短辺の長さはそれぞれ c_2 , c_1)とし て考え、またこの長方形板が座屈限界にあるものと仮定する。 この板の座屈応力 rer⁰は、Chwalla 氏によれば次のように表わ せる(4)。

一方,板 OPQR の周辺に一様せん断力が作用するとした場合 のせん断力の大きさを r(kg/cm²)とすれば, 2 個の三角形①よ りなる長方形板の周辺に作用する一様せん断力の大きさ(kg/ cm2) (1

 $\tau Bt/c_1 t = \tau At/c_2 t \dots (6)$

なお上述の理論では、 リブ、 ストリンガあるいは稜の部分に おいて、これらを境界とする両側の板のせん断応力の合力はい ずれの場合も等しくなる。しかしせん断応力そのものはこれら の境界において不連続となる。これは、リブ、ストリンガある いは稜の部分では両側からのせん断力を支持するための剛性が 十分大きく, それらの内部で応力が連続的に変化しているから であるとして説明できる。

(3) 曲げとねじりを同時に受け、かつ曲げモーメントがねじ りモーメントに比べ比較的大きい場合

この場合は上面カバーから座屈を起こす。そこでいまストリ ンガのない模型について純曲げの場合と同様に、上面カバーの 稜の部分に有効幅cを考える。そしてカバーに作用する圧縮力 ほうは大きさそのものが小さく, カバーの座屈波形も純曲げの 場合とほぼ同一と考えて、せん断力はカバーの幅しの部分が全 部一様に負担するものとする。しかるときは2個の有効幅の部 分を幅 2c,長さ1の1枚の長方形板と考え、これが一様なせん 断(大きさは(11)式で表わされる)と長手方向の圧縮を受ける場 合として取り扱うことができる。

このような板の座屈応力 ocr, ter は Batdorf 氏と Stein 氏に

となる。したがって

.

 $c_2/c_1 = A/B \qquad (7)$ (7)式を(5)式に代入すれば次式をうる。

$$\tau_{cr}^{0} = \left\{ 5.34 + 4 \left(\frac{B}{A} \right)^{2} \right\} \frac{\pi^{2} E}{12(1-\nu^{2})} \left(\frac{t}{c_{1}} \right)^{2} \dots (8)$$

τer⁰が材料のせん断降伏応力τyに等しくなると最高モーメン トに達すると考えられるので、このときの c1 は(8) 式より次の ようになる。

$$c_{1} = \frac{\sqrt{5.34 + 4(B/A)^{2}} \pi t}{\sqrt{12(1-\nu^{2})}} \sqrt{\frac{E}{\tau_{y}}} \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots (9)$$

さて模型の場合、ウェブのストリンガから下の部分を図12 に相当する板と考えればよいから,板辺の長さA,Bは一般に 次のようになる(図2参照)。

$B=a-h_1$	(10)
$A = l$ \int	

ここに, a: ウェブの高さ

- h1: ウェブへのストリンガの取付位置(ただしスト リンガのない模型では 0, 模型 SSR では h₂ と する)
- 1: リブの間隔(ただし模型 N, S' では両端あて板 の内側間の長さとする)

そこでこの板以外の部分すなわちウェブのストリンガから上 の部分およびカバーの部分には, Bredt の式

	$\tau = T_{1}$	/2tF	••••				• • • • • •		• • • • • •		(11)	
Č	ここに,	F	: 柞	莫型断	面にお	いて	肉厚	中央紡	で囲	まれ	る面積	
でま	長わされ	れるせ	ん闇	所応力	τがー	様に生	主ず	るもの	とす	る。	またウ	
т	ブのス	トリン	ガル	いら下の	の部分	では,	叉	12 の	0 P	にそ	って,	
		eren eren										

よれば次のように表わせる(7)。

ここに σer⁰ および τer⁰ はそれぞれ純圧縮および純せん断の場合 の座屈応力であり、 σ_{cr}^{0} は(1)式で、また τ_{cr}^{0} は次式で表わさ れる(4)。

いまこの板の周辺に生ずるせん断応力を 7,長手方向の圧縮応 力を σL とすれば、 τおよび σL はそれぞれ(11)式および(3)式 で与えられるから,

となる。(16)式を(14)式に代入して Ter を消去すれば

となる。or が材料の降伏応力 oy に等しくなると最高モーメン トに達するものと近似的に考えられるので、このときの有効幅 cは次式で表わされる。

この式と(1),(15)式を使用すれば、最高モーメント時の有効 幅cを計算することができる。

また最高モーメントは(3),(17)式より次のように求めら れる。

一様に生ずるとしたときの τ の合力 $\tau(a-h_1)t$ が①の長さ c_1 の 個所だけに一様分布として生ずるものとする。C1の個所のせん 断応力を τι とすれば, $\tau = \tau_L c_1 / (a - h_1) = T / 2t F$ (12) となる。したがって上式において、 τLをτy で置き換え、(9)、 (10) 式を代入して得られるねじりモーメントTが、最高ねじり

----- 5 -----

モーメントTeffを与えることになる。すなわち

 $M_{eff} = \lambda T_{eff} = 2c I \sigma_y / \eta b \qquad (20)$

さて以上の有効幅の理論による最高モーメントの計算値を実験値 と比較してみると、表3のようになる(ただし計算では Tresca の降 伏条件を用い $\tau_y = \sigma_y/2$ と仮定した,以下同様)。ほとんどの計算値 は実験値と数パーセントの誤差範囲内でよく一致している。なお以 前に筆者の一人が行なったボックスガーダの実物大模型(ストリン

1382 昭和41年12月

日

評

立

論

第 48 巻 第 12 号

表3 有効幅の理論による最高モーメントの 計算値と実験値との比較

模型	破損に至る	有効幅 c またはc1 (計算値) (mm)	<u>計</u> 算 実 駆	算值 食值	c または c1の計算	Meff ま たはTef の計算に 使用した 式	
奋号	の加え方 M:T		$\frac{M_{eff}}{(M_{max})_{ex}}$	$\frac{T_{eff}}{(T_{max})_{ex}}$	に使用し た式		
N - 2	M : 0	42.2	0.990				
N-7	M : 0	47.6	1.022		(2)	(4)	
R - 1	M : 0	45.2	1.001				
R'- I	0 : T	191.6		0.854			
$\mathbf{R}' - \mathbf{I}$	0 : T	190.6		1.025			
$\mathbf{R}' - \mathbf{I}\mathbf{I}$	0 : T	202.0		0.940	(9)	(13)	
N - 1	0 : T	143.6		1.000	(10)	(10)	
N-3	0 : T	142.6		0.978			
S' - 8	0 : T	145.1		1.032			
N - 5	4 : 1	47.2	1.040	1.040			
R - 2	3 : 1	45.0	1.116	1.116	(1)		
R - 3	4 : 1	44.8	1.033	1.033	(15)	(20)	
R - 4	6 : 1	44.3	1.025	1.025	(19)		
R - 5	8 : 1	43.9	1.045	1.045	(10)		

(注) Meff, Teff: 最高曲げモーメント, 最高ねじりモーメントの計算値 $(M_{max})_{ex}$, $(T_{max})_{ex}$: 最高曲げモーメント,最高ねじりモーメントの 実験値

ガのないもの)の破損実験*の結果(1)も、この理論による計算値と1% の誤差範囲内でよく一致した。

次に表3には有効幅の計算結果も併せ示した。これらの値はいず れも,その有効幅が生ずると考えたカバーまたはウェブの板幅の寸







法内におさまりうる値となっており,表3に示した模型に上述の理 論が適用できることを示している。一般に(2)の純ねじりの場合に は、本実験の模型にすべてこの理論を適用することができる。しか し(1)の純曲げの場合および(3)の曲げとねじりを同時に受ける場 合には、表3に示した以外の模型(ストリンガのあるもの)では、有 効幅の計算値が考慮している板幅よりも大きくなって、上述の理論 を適用できない。たとえばストリンガのはいった模型が純曲げを受 ける場合について考えれば、次のようになる。この場合は図13に示 すように、カバーの稜の部分とともにストリンガの両側にも有効幅 cができると考える。この場合のcはやはり(2)式で表わすことが できる。模型 S-1 の場合についてこれを計算すれば

c = 41.1 mm

となる。したがって

2c = 82.2 mm > b/2 = 75 mm

となり、理論が適用できない。図13の場合一般的には、 $2c \leq b/2$ の 範囲,すなわち b/t が次の範囲でこの理論が適用できることになる。

有効幅の理論が適用できない模型は、図14に一例を示すように、 かなり高いモーメントまで板幅全体が圧縮力やせん断力を負担する ものと考えられる。しかし3.2.2の初めにも述べたように、たとえ ば純曲げの場合にストリンガのある模型の実験値も,計算値 My(は りの曲げ理論によって、上面カバーの応力が一様に oy に達すると きの曲げモーメント)までは達しなかった。その理由は次のように 考えられる。一つは上面カバーの応力が比例限に達すると有効弾性 係数が低下するので、やはり前述のような有効幅が弾塑性状態で発 生してくることである**。いま一つはストリンガが塑性座屈を起こ

図14 模型長手方向の垂直ひずみ(膜ひずみ)の分布

すことである。

---- 6

有効幅の理論が適用できなかった模型の最高モーメントの実験値 にはかなりのばらつきがあったが、それらの最高モーメントはほぼ 次式で表わされることがわかった。

ここに、 M_{max}: 組合せ曲げねじりを加えた場合の最高曲げモー メント

> T_y : (11)式において $\tau \varepsilon \tau_y$ としたときのねじりモ ーメントの計算値

> > 言 4. 結

以上述べたことを要約すれば次のとおりである。

- (1) 補強のない模型では,壁面座屈モーメントの実験値は計算 値に10%の誤差範囲内で一致した。
- (2) 補強のある模型では、計算上の壁面座屈モーメントを越え たかなり高いモーメントまで、剛性がほとんど変化しなか った。実際のボックスガーダにおいても、補強材をそう入 するのがふつうであるから, 座屈時の剛性の変化はごく小 さいものと考えられる。

*	模型の両端を支持し,	スパン中央の内側ウエブ上に集中荷重を	ŝ
	加えた。		
**	この場合も h/tの値が	大きいものほど有効幅ができやすく、最	

- この場合も0/1の個か大ざいものはと有効幅かでさやすく, 取 高モーメントの低下も大きくなると考えられる。以前に実験(1) したボックスガーダの実物大模型(上面カバーに1本のストリ ンガがあるもの)の b/t の値(67) は今回の模型の値(94) よりも 小さく,実物大模型の最高モーメントは My にほとんど一致 した。
- (3) 前述の有効幅の理論による最高モーメントの計算値は、実 験値に数パーセントの誤差範囲内でよく一致した。 (4) 一般のボックスガーダにおいては、この有効幅の理論が適 用できない場合もある(ガーダがとくに多くの補強材を有 する場合)。この場合の模型の最高モーメントに対しては, 実験式((22)式)を求めた。 本研究の遂行にあたり,東京大学鵜戸口英善教授に多くのご援助

を賜った。実験,数値計算などには,日立製作所機械研究所太田啓 氏に数々のご協力をいただいた。また鵜戸ロ英善教授ならびに阿部 与喜人氏の実験値を多数借用させていただいた。これらの各氏に深 く感謝の意を表する。

参考文献

(1) 種田: 日立評論 40, 824 (昭 33-7)

(2) F. Bleich: Buckling Strength of Metal Structures, 415

(1952, McGraw-Hill)

- (3) 長柱研究委員会: 弾性安定要覧, 449 (昭35, コロナ社)
- (4) DIN 4114 (1952)
- (5) Th. Kármán, E. E. Sechler, L. H. Donnell: Trans. ASME, 54, 53 (1932)
- (6) 鵜戸口, 阿部: 機学誌 66, 1086 (昭 38-8)
- (7) S. B. Batdorf, M. Stein: NACA Tech. Note, No. 1223 (1947)



特許 第462692号 (特公昭40-16470)

水位測定装置における停電時の指示ずれ自動較正装置

一般にシンクロ電機による水位測定装置においては水位測定中に 停電となり記録測定機構を有する受信機の動作電源がしゃ断される と送信部は水位の変化により機械的に動作するが、受信部は停電直 前の表示を保持し続けるので,停電中の水位変化に応答できないこ とになる。さらに停電中の水位変化が大きくなり送信部のシンクロ 電機が½回転(180°)以上回転した場合は、受信部のシンクロ制御 変圧器の平衡点は ½回転以上回転しない点でも平衡が得られるの で,記録指示機構は,停電が回復した場合見かけ上の平衡点を記録 指示する結果となり実際の水位と前記録指示水位とに誤差を生ずる ことになる。 この発明は以上のような点を改良するもので、送信側に設置され たシンクロ電機6と、受信側に設置され、前記シンクロ電機6と同 一電気角で回転するシンクロ制御変圧器7にそれぞれ1/Nのギャ 比を持つギャ機構12,14を介して停電用シンクロ送信器13と停電 用シンクロ受信器17を同一回転をなすよう設置し、受信側のギャ 機構14の出力軸に設けた接点15,16と、前記シンクロ受信器の回 転軸に設けた接点18,19の閉成により、平衡モータ9を強制励磁 し、シンクロ制御変圧器7を自動的に強制追随して、停電中に水位 が変化し、送信部のシンクロ電機6が½回転以上回転した場合で も、停電回復後に変圧器22の誘起電圧により平衡モータ9を駆動 し、この回転力で受信部のシンクロ制御変圧器7を前記送信部のシ ンクロ電機6の出力電圧と平衡するよう回転させ、強制追随するよ うにしたもので、記録指示機構11は正確な実際水位を記録指示す

ることができる。さらに接点 15,16 および 18,19 のそれぞれの接点 間隔を調整することにより広範囲の測定範囲まで動作させることが でき、かつ従来の差動シンクロなどを使用したものに比べ、構造簡 単、保守点検が便利になるとともに、低廉な価格の製品を提供する ことができる。 (西宮)



図 1



佐々木 鉄 男