鉱石運搬船の横強度 (第3報)

—ストラットの座屈崩壊強度—

正員 青木元也* 正員 山本善之**

Transverse Strength of Ore Carriers (3rd Report)

—Buckling and Collapse of Struts—

by Genya Aoki, Member Yoshiyuki Yamamoto, Member

Summary

Buckling and collapse of the strut in the wingtank of ore carriers are investigated by model tests and finite element analysis. It is also discussed how loading conditions have effects on buckling and collapse load.

The results are summarized as follows:

(1) The deflection at the center of struts can take place even under small external load due to the one-sided stiffeners of web plates. As a result of this, the collapse load of strut is 40~60% less than the buckling load calculated by elastic analysis.

(2) The axial buckling load of strut with bending moment may be 20~30% less than that without bending moment in the loading condition of the ship at sea.

1 ま え が き

鉱石運搬船の横強度を検討する際には、ウイングタンク構造の強度の検討がもっとも重要となる。このウイングタンクは内部からは積荷鉱石の圧力を受け、また外部からは波浪外力を受ける。強度の面から見ると、ストラットおよびコーナー部分が重要な構造要素といえる。そこで第1報¹⁾では隔壁に加わる鉱石圧について、また第2報²⁾ではコーナー部の座屈崩壊強度について述べたが、この第3報ではストラットの座屈崩壊強度について検討した。ストラットの座屈強度に関する最近の研究では、軸力に対する座屈強度についての実験的検討^{3),4)}、および偏心荷重を受けた場合の等断面単一材としての弾塑性座屈強度の解析的検討⁵⁾が行なわれているが、この報告では端部構造を含めたストラット部構造が軸力に加えてせん断力および曲げモーメントを受ける場合の座屈崩壊強度を模型実験および数値解析によって検討した。ストラットに加わる最も厳しい荷重状態としては、鉱石満載時に横波を受ける場合が考えられる。そこでストラットが受ける荷重条件を、Fig. 1 (a) および (b) に示すように、静水中における満載状態および横波による変動水圧を受ける状態とに分けて考え、Fig. 1 (c)

(a) Still-Condition (b) Wave-Condition

(c) Forces acting on Strut

(d) Load Path

(e) M_1/M_2 & Q/P

* 船舶技術研究所

** 東京大学工学部

Fig. 1 Estimation of Q/P

に示す荷重相互間の比率を実船について概算してみる。満載状態の場合については服部らがそれぞれ2本のストラットを持つ3隻の鉱石船について行なった計算結果⁸⁾、および変動水压を受ける場合については菅井らが鉱石船模型について行なった水槽実験の結果⁹⁾を、それぞれ利用して求めた。それによると、軸力 P とせん断力 Q の荷重径路は Fig. 1 (d) に示すようになり、また両端に加わる曲げモーメント (それぞれ時計まわりを正とする) の比率 M_1/M_2 およびせん断力と軸力との比率 Q/P は Fig. 1 (e) に示すようになる。これによると $M_1/M_2 = 0.7 \sim 1.3$ であるが、ほぼ $M_1/M_2 = 1.0$ と考えられ、またせん断力と軸力との比率については静水中満載状態では $Q/P = 0.4 \sim 0.6$ であるが、横波荷重も加わった状態では $Q/P = 0.1 \sim 0.2$ となっている。

上記の荷重条件のほかに、ストラットの座屈荷重を低下させる荷重条件として、軸力 P のほかにストラットの長さ方向にはば一様の曲げモーメント M が加わる場合が考えられる。この場合はせん断力はほぼ零となる。このような荷重の状態は前記の服部らの計算結果には見られないが、タンカーについての計算結果^{8),9)}の中に $M/PL = 0.02$ 程度の値が見られる (L はストラットの長さ)。

2 模型実験

2.1 実験方法

満載状態で横波を受けた場合における荷重条件では、前節で述べた計算結果からストラットの両端に加わる曲げモーメントの比率を $M_1/M_2 = 1$ としてよいと考えられる。このとき、曲げモーメント $M_1 = M_2 = M$ とせん断力 Q との関係はストラットの長さを L とすると、 $M =$

Fig. 2 Test setup

$QL/2$ となる。したがってこの荷重条件におけるパラメータとしては、 M と Q のどちらを選んでもよいわけであるが、ここではウイングタンクのせん断変形と結びつけて考えやすいせん断力 Q を選び、これと軸力 P との比 Q/P をこの荷重条件についてのパラメータとした。実船では前節で述べたように $Q/P = 0.1 \sim 0.2$ であるが、実験は $Q/P = 0 \sim 0.329$ について行なった。この荷重条件を Q 荷重条件と称することにする。また、ストラットに

Fig. 3 Dimensions of + model

Fig. 4 Dimensions of I model

Table 1 Mechanical properties of materials

Model	Loading Condition	Design Thickness (mm)	Actual Thickness (mm)	Yield Stress (kg/mm ²)	Tensile Strength (kg/mm ²)
+	P Q=M=0	3.2	3.05	28.1	37.9
	Q/P=0.082				
	=0.164	3.2	3.11	21.5	33.8
	=0.247				
I	M/PL=0.058	3.2	3.14	27.7	38.0
	=0.175				
	P Q=M=0	3.2	3.10	21.2	33.7
	Q/P=0.082				
	=0.164	4.5	4.35	30.1	38.4
	=0.247	3.2	3.11	21.5	33.8
	=0.329	4.5	4.50	24.4	35.2
	M/PL=0.058	3.2	3.14	27.7	38.0
	=0.175	4.5	4.35	29.2	37.4

P-L.C. Q-L.C. M-L.C.

軸力 P と一様曲げモーメント M が加わる荷重状態が実船ではどのようなときに生じ、その大きさはどの程度かという検討を十分行っていないので、前節で述べた実船での値 $M/PL \div 0.02$ に対して実験は $M/PL=0 \sim 0.175$ について行なった。この荷重条件を M 荷重条件と称することにする。なお、軸力だけの荷重条件は Q および M 両荷重条件に共通であるので、これを P 荷重条件と称することにする。実験は船舶技術研究所の大型構造物試験装置を用いて行なったが、このときの模型、治具などの配置の概念図を Fig. 2 に示す。

模型は6万トン級鉱石運搬船のストラット部の1/3.44縮尺であるが、中心線防撓材が強いものと弱いものと

Fig. 5 Stress distribution of face plate on I model at axial load 12 tons

Table 2 Initial deflection W_0 of face plate

Loading Condition	(mm)			
	+ Model at A	+ Model at B	I Model at A	I Model at B
P Q=M=0	-1.0	3.3	0.1	0.2
Q/P=0.082	-1.5	3.4	0.0	0.3
	=0.164	-0.9	3.1	-0.1
	=0.247	0.7	3.0	-0.7
	=0.329	-0.7	0.0	0.5
M/PL=0.058	-0.5	1.7	0.5	0.0
	=0.175	-0.7	-1.5	0.0

Fig. 6 Load-deflection curves of I models

 Fig. 7 Experimental collapse mode of + models under Q -loading condition

 Fig. 8 Experimental collapse mode of I models under Q -loading condition

 Fig. 9 Experimental collapse mode under M -loading condition

Fig. 10 Variation of axial buckling and ultimate load with shearing force

Fig. 11 Variation of axial buckling and ultimate load with bending moment

分布している。荷重とたわみの関係の例を Q 荷重条件におけるI模型についてFig. 6に示す。荷重が小さいときからすでに面外たわみが生じているのが見られる。崩壊後の残留変形をFig. 7~Fig. 9に示す。これらの図はすべて、ウェブ・プレートの防撓材が上面に付いている状態で描いてある。Fig. 7は Q 荷重条件における+模型であり、 Q/P が小さいときは捩れ変形であるが、それが大きくなるとコーナー部の局所的な変形となる。なお、 $Q/P=0.164$ における中心線防撓材の面外変形は崩壊後に生じたものである。Fig. 8は Q 荷重条件におけるI模型についてであり、いずれも曲がり変形であるが、 Q/P が大きい場合はコーナー部の局所的な変形も生じている。Fig. 9は M 荷重条件についてであり、いずれの模型も曲がりと捩れとの連成モードとなっている。

実験による各模型の崩壊荷重をFig. 10およびFig. 11に丸印で示す。Fig. 10は Q 荷重条件の場合であり、 Q/P の増加につれて崩壊時の軸力が低下する様子がわかる。またFig. 11は M 荷重条件の場合であり、 M/PL の増加につれて崩壊荷重が低下している。

3 有限要素法による数値計算

実験を行なった模型および荷重条件に関して有限要素法による弾性座屈計算を行なった。用いたプログラムはSR 133での作業の一環として三菱重工業(株)長崎研究所において開発された三次元薄板構造解析プログラム¹⁰⁾であり、使用した計算機は船舶技術研究所のTOSBAC 5600-120である。崩壊に直接関係する座屈モードと座屈荷重を求めるために、節点は面材および防撓材の位置に設けた。計算で求めた座屈荷重をFig. 10およびFig. 11に実線と破線で示し、座屈モードをFig. 12およびFig. 13に示す。Fig. 12は Q 荷重条件の場合であり、+模型は Q/P の値にかかわらず捩れモードであるが、I模型は Q/P が小さい範囲では曲がりモード、それが大きい範囲では捩れモードとなっている。Fig. 13に示す M 荷重条件の場合はどちらの模型も曲がりおよび捩れの連成モードとなっている。

以上の弾性計算結果を実験結果とともにまとめたのがTable 3である。この表の中で実験による崩壊荷重と計算による座屈荷重との比は0.4~0.6となっている。この原因を検討するために、 P 荷重条件すなわち軸力だけの場合について弾塑性大たわみ計算を行なった。用いたプログラムは有限要素法による非線形解析プログラムMARC¹¹⁾であり、使用した計算機はCRCNETのCDC 6600/CY 74である。節点は弾性計算の場合と同様に

Fig. 12 Calculated buckling mode under Q -loading condition

Fig. 13 Calculated buckling mode under M -loading condition

Table 3 Results of experiment and calculation

Loading Condition		+ Model					I Model				
		P _{ult} (t)	P _{cr} (t)	P _y (t)	P _{ult} /P _{cr}	P _{ult} /P _y	P _{ult} (t)	P _{cr} (t)	P _y (t)	P _{ult} /P _{cr}	P _{ult} /P _y
P	Q=M=0	37.6	65.0	58.5	0.578	0.64	32.8	54.2	59.9	0.605	0.55
Q	Q/P=0.082	35.0	63.0	33.3	0.556	1.05	30.0	53.4	38.2	0.562	0.79
	=0.164	28.0	58.0	23.5	0.483	1.19	25.0	48.3	27.9	0.518	0.90
	=0.247	23.9	50.5	13.7	0.473	1.74	22.3	40.6	17.9	0.549	1.25
	=0.329	19.6	43.2	11.1	0.454	1.77	18.6	34.9	14.8	0.533	1.26
M	M/PL=0.058	29.2	53.9	23.0	0.542	1.27	22.6	35.9	27.3	0.630	0.83
	=0.175	13.1	31.8	10.2	0.412	1.28	11.2	19.7	13.0	0.569	0.86

P_{ult} = Experimental Ultimate Load

P_{cr} = Buckling Load by Elastic Calculation

P_y = Calculated Load at which Face Plate starts to yield

Q-L.C.

Fig. 14 Behaviors of axially compressed + model: experiment and FEM calculation

面材および防撓材の位置に設け、構造および荷重の対称性を考えてストラットの 1/4 の部分について計算を行なった。この計算結果を実験および弾性計算の結果とともに Fig. 14 および Fig. 15 に示す。Fig. 15 は I 模型の場合であり、計算は実験の挙動とかなりよく一致している。しかし、Fig. 14 に示す + 模型の場合には、初期たわみがないときの挙動は実験のそれとかなり差がある。これは Table 2 に示すように、このときの模型には比較的大きな初期たわみがあったためと考えられたので、これを考慮した計算を行なったところ、図に示すように実験に近い崩壊荷重が得られた。Fig. 10 にこれらの非線形計算による崩壊荷重を四角印で記入してある。

4 簡略計算による座屈荷重低下率の推定

ストラットの全体座屈強度には面材の強度が大きく影響すると考えられる。したがってストラットが軸力 P に

(a) Q-Loading Condition

(b) M-Loading Condition

Fig. 16 Simplified strut

Fig. 15 Behaviors of axially compressed I model: experiment and FEM calculation

加えて曲げモーメントを受ける場合にストラットの座屈荷重 P_{cr} の低下の割合は、面材だけを取り出したときの面材の座屈荷重の低下の割合からある程度推定できるのではないかと考えられる。そこで Fig. 16 に示すような一様断面ストラットの面材について、その応力および単一材としての座屈強度を解析的に検討した。

まず、 Q 荷重条件の場合について述べる。 L = ストラットの長さ、 h = ストラットの半幅、 A = ストラットの断面積、 I = ストラットの強軸まわりの断面二次モーメント、 $\sigma = P/A$ (ストラットの平均圧縮応力) および $\eta_Q = (AhL/I)(Q/P)$ とすると x の位置における面材の軸方向圧縮応力は

$$\sigma_x = \sigma \{ (1 + \eta_Q) - \eta_Q x/L \} \quad (1)$$

このような応力分布をもつ面材だけを取り出して、その強軸まわりの座屈挙動について調べてみる。

面材の断面積、強軸まわりの曲げ剛性およびたわみをそれぞれ A_f , EI_f , w とすると、このときの座屈微分方程式は

$$\frac{d^4 w}{dx^4} + \frac{A_f \sigma}{EI_f} \left\{ \left(1 + \frac{\eta_Q}{2} \right) - \eta_Q \frac{x}{L} \right\} \frac{d^2 w}{dx^2} - \frac{\eta_Q}{L} \frac{A_f \sigma}{EI_f} \frac{dw}{dx} = 0$$

これをガラーキン法によって $w = C_1 \sin(\pi x/L) + C_2 \sin(2\pi x/L)$ として解くと、面材が単一材として座屈するときのストラットの平均圧縮応力は

$$\bar{\sigma}_{cr} = K_Q (\pi^2 EI_f / L^2 A_f)$$

ただし

$$K_Q = 8 \left\{ 5 + \sqrt{9 + \left(\frac{80}{9\pi^2} \eta_Q \right)^2} \right\} \quad (2)$$

したがって、 Q 荷重条件の場合のストラットの座屈荷重の低下率は次のように表わせる。

Fig. 17 Variation of axial buckling and ultimate load with shearing force and bending moment

$$P_{cr}/(P_{cr})_{Q=0} = K_Q/(K_Q)_{Q=0} \quad (3)$$

次に M 荷重条件の場合について述べる。 $\bar{\sigma} = P/A$, $\eta_M = (AhL/I)(M/PL)$ とすると、圧縮応力が大きい方の面材の軸方向圧縮応力は

$$\bar{\sigma} = \bar{\sigma}(1 + \eta_M) \quad (4)$$

(4) 式で示される一様圧縮応力を受ける面材について、これを単一材としたときの座屈時のストラットの平均圧縮応力は

$$\bar{\sigma}_{cr} = K_M(\pi^2 EI_f / L^2 A_f)$$

ただし、

$$K_M = 1/(1 + \eta_M) \quad (5)$$

したがって、 M 荷重条件の場合のストラットの座屈荷重の低下率は次のように表わせる。

$$P_{cr}/(P_{cr})_{M=0} = K_M/(K_M)_{M=0} \quad (6)$$

ここで求めた (3) および (6) 式を Fig. 17 に 1 点鎖線で実験値および有限要素法計算値とともに示した。

5 考 察

ストラットの面外たわみが荷重の小さいときから生じているのが Fig. 6, Fig. 14, Fig. 15 に示す実験、弾性計算および弾塑性大たわみ計算に見られる。この面外たわみが荷重の増加とともに増大し、局所的な材料の塑性化が生じて、座屈荷重の計算値よりもかなり低い荷重でストラットが崩壊すると考えられる。初期たわみがな

Fig. 18 Partially eccentric beam under axial load

いときでもこの面外たわみが生ずる原因としては、Fig. 3 および Fig. 4 に 1 点鎖線で示すストラット端部の片面付防撓材が考えられる。このことは防撓材を両面付として弾性計算を行なった結果、面外たわみが零となったことから確認された。

前述の面外たわみの方向は、弾性計算および弾塑性大たわみ計算ともに、I 模型については片面付防撓材が付いていない方向であり、+ 模型の面材についてはそれが付いている方向である。この違いはストラット中央部における面材の面外変形に対する剛性の差によるものと考えられる。すなわち、Fig. 18 に示すストラット模型をモデル化した部分的に偏心のある梁に軸力を加えたときの中央点のたわみは次の式で表わされる。

$$w = \frac{l^2 Pe}{2EI} \frac{\alpha_1 \beta_2 (1 + \beta_2) - \alpha_2 \beta_1 (1 + \beta_1)}{\alpha_1 \beta_2 + \alpha_1 \alpha_2 + \alpha_2 \beta_1}$$

これによると、+ 模型のように中央部の剛性が大きいときは上方にたわみ、また I 模型のようにそれが小さいときは下方にたわむことがわかる。

Fig. 14 に示す初期たわみを考慮した場合の+模型についての弾塑性大たわみ計算の変形挙動は実験のそれと差が見られる。模型の初期変形の形状を正確には測定していないので、まずこれをサイン曲線として計算したが、この場合はコーナー部の片面付防撓材の位置での面外たわみが大きくなり実験での挙動と大きな差が生じた。そこで、初期変形の形状を中央点で折れる直線状としたときの計算結果を Fig. 14 に示してある。したがって、実験および計算における初期変形の形状の違いが変形挙動の差となって現われているものと考えられる。

Fig. 17 は Q/P あるいは M/PL が増加した場合に軸方向の座屈荷重または崩壊荷重がどのような割合で低下するかを示したものである。実験値が計算値より低いのは材料の塑性化の影響と考えられる。 Q 荷重条件の場合に第1節で述べた実船での荷重条件に対してストラットの座屈荷重が 2~3 割程度低下する場合があることがわかる。第4節で述べた簡略計算値は、 Q 荷重条件の場合のように曲がりあるいは振れの単独の座屈モードのときには比較的良い推定値を与えるが、 M 荷重条件の場合のように連成座屈モードのときはかなり差が見られ、とくに曲げ剛性の大きい中心線防撓材の曲がり変形を伴う座屈モードの+模型の場合に対しては大きな差が生じている。

弾性計算では Fig. 12 に示すように Q/P が大きい範囲では振れ座屈モードが生ずるが、実験では Fig. 8 に見られるようにすべて曲がりモードである。これは実験では前述の片面付防撓材の影響で荷重の小さいときから曲がり変形が生じているためと考えられる。

6 あとがき

模型実験および有限要素法による数値計算によってストラット部の座屈崩壊強度について検討を試みたが、得られた主な結論は次のようなものである。

(1) ストラット端部のウェブ・プレートに片面付き防撓材の影響によって、荷重の小さいときからストラットの中央部に面外たわみが生ずる。このためにストラットの崩壊が弾性計算による座屈荷重の 4~6 割の低い荷重で起こることがある。

(2) ストラットが軸力に加えて曲げモーメントを受ける実船の荷重条件のもとで、ストラットの軸方向の座屈荷重が 2~3 割低下する場合がある。

最後に本研究を遂行するにあたって、船舶技術研究所船体構造部の長沢部長および構造研究室の方々の助力を得たことをここに記し感謝の意を表します。

参 考 文 献

- 1) 青木, 竹本, 直井, 遠藤, 橋爪, 安藤: 鉱石運搬船の横強度 (第1報 貨物倉の鉱石ベレットの挙動について), 日本造船学会論文集, 第138号(昭和50年12月), pp. 305~313.
- 2) 青木, 直井, 竹本, 遠藤, 橋爪, 長沢: 鉱石運搬船の横強度 (第2報) — コーナー部の座屈崩壊強度 —, 日本造船学会論文集, 第141号(昭和52年6月), pp. 198~204.
- 3) 山本, 大坪: ストラットの座屈実験, 日本造船研究協会研究資料, No. 194 (昭和49年3月), pp. 38~50.
- 4) 竜崎: ストラット部の座屈強度の研究, 日本造船研究協会研究資料, No. 248 (昭和51年3月), pp. 59~73.
- 5) 張: ストラットの座屈強度に関する研究, 西部造船会会報, 第56号 (昭和53年8月).
- 6) 服部, 原田, 関浜, 井上, 原, 井上: 鉱石専用船および鉱石・油兼用船の横強度の検討, 日本造船学会論文集, 第129号 (昭和46年6月), pp. 127~141.
- 7) 菅井, 郷田, 北川, 武井, 菅, 宮本, 大松, 岡本: 斜め波中の船体に働く波浪変動水圧に関する模型実験, 日本造船学会論文集, 第133号 (昭和48年6月), pp. 101~117.
- 8) 福田, 永元, 小沼, 高橋: 波浪中の船体運動と船体表面に働く変動水圧および横強度に関する理論計算, 日本造船学会論文集, 第129号 (昭和46年6月), pp. 83~102.
- 9) 森, 中島, 永元, 船岡: Tanker の横強度, 日本造船学会論文集, 第125号 (昭和44年6月), pp. 359~378.
- 10) 竜崎, 倉本, 安藤: 船体局部構造の座屈強度解析に関する研究, 日本造船学会論文集, 第138号 (昭和50年12月), pp. 330~341.
- 11) CDC: MARC-CDC User Information Manual, Revision H, 1976. 9.