(昭和 43 年 5 月日本造船学会春季講演会において講演)

長大油槽における荷油の運動について

正員 秋 田 好 雄* 正員 前 田 豊 生*
正員 古 田 和 久** 正員 北 村 勝 英*

On the Motion of Cargo Oil in Long Tanks

By Yoshio Akita, *Member*, Toyoo Maeda, *Member*

Kazuhisa Furuta, *Member*, Katsuhide Kitamura, *Member*

Summary

In the designing of a giant tanker, the length of oil tanks and the distance between bulkheads are among the most important items, because they have significant effect on the motion of cargo oil and the dynamic forces on bulkheads.

In the present investigation, the above mentioned effects were experimentally studied in the case where a model tank is given a transient pitching motion. This test condition was considered to most satisfactorily simulate the actual condition of an oil tanker which goes through irregular waves in a rough sea. The effects of the variables such as the motion given to the tank, the level of the oil and the shape of bulkhead also were studied.

From the test results, formulas for the design of bulkheads in view of dynamic forces effected thereupon were obtained, and they were compared with the regulations of the N.K. Rule. It was found that the formulas given by the N.K. Rule are reasonable for the design of watertight bulkheads of a ship which is approximately 100m in length; while they are unreasonable, as they overestimate the effect of dynamic force, for the design of watertight bulkheads of a ship which is longer than 100m as well as for the design of swash bulkheads of a ship of any length. In view of the dynamic forces by motion of cargo oil, longer ship is more favorable in adopting a long tank.

Swash bulkhead may bring out merely little merits in view of the hull weight reduction resulted from the reduced dynamic forces on the bulkheads. They are to be taken into consideration in view of keeping the transverse strength for hull structure.

1 緒 言

大型油槽船の油槽の長さおよび制水隔壁の間隔は、貨油の運動に影響し、さらに隔壁に加わる動的圧力に影響するため、大型油槽船設計上重要な問題である。

現在までに、油槽内の荷油の運動およびこれに基づく動圧に関する理論、および模型による実験研究が二・三実施されている。吉識ら¹⁾は、油槽の長さとおよび深さの比が1の油槽模型に対して種々の条件で動揺実験を行い、油槽内各部の水圧を計測し、さらに、これらの油槽模型に種々の形状を有する制水隔壁を設置した場合の制水隔壁の効果を調べている。萩原ら²⁾は、この実験結果に対して理論的検討を加えている。しかし、これらの研究は、油槽の長さとおよび深さの比が1より大なる長大油槽には適応できない。西牧ら³⁾⁴⁾は、日本造船研究協会第74研究部会の研究の一環として、長さとおよび深さの比が1.4から3.8まで変えられる、3785mm×1000mm×1000mmの長大油槽に対して、定常ピッチング運動および定常サージング運動を与えて同様の実験を実施し、実験式を導いている。

本研究は、前述の第74研究部会の研究の一環として、油槽船が不規則波中を航行する場合に遭遇すると考え

* 石川島播磨重工業株式会社 技術研究所

** 石川島播磨重工業株式会社 船舶事業部

られる、油槽の過渡的な運動を取り上げ、長大油槽が過渡的な運動をする場合の、荷重の運動および制水隔壁の効果調べた。すなわち、1000 mm×250 mm×250 mm の小型長大油槽模型を使い、油槽の長さおよび深さの比が1から4の場合に対して、水深、運動速度および制水隔壁の形状を種々に変え、油槽に過渡的なピッチング運動および過渡的なサージング運動を与えて、水密および制水隔壁に加わる力を計測し、これを基にして、水密および制水隔壁の設計式を導いた。また、この結果を用いて、NK 規則を吟味した。

この研究によつて、油槽の長さを増大することには、荷油の運動による動圧の面からは、とくに問題のないことが判明した。

2 記 号

l : 油槽の長さ	B : 油槽の幅
D : 油槽の深さ	h : 油槽内の液体の深さ
L : 油槽船の長さ	V : 荷油の体積, lBh
ρ : 荷油の密度	r : 荷油の比重
θ : 油槽のピッチング角度 (単振幅)	ϕ : 油槽のローリング角度 (単振幅)
α : 油槽のサージング停止瞬間の加速度	λ : 制水隔壁の開口比
p_0 : 油槽の傾斜による静水圧の増加 (計算値, 傾斜静水圧と定義する), $\frac{1}{2}\rho l\theta$	
p_i : 荷油の慣性による圧力 (計算値), $\alpha\rho l$	F_0 : 傾斜静水圧による力 (単振幅), $\frac{1}{2}\rho V\theta$
F_2 : 傾斜静水圧による力の2倍 (複振幅), $\rho V\theta$	
F_i : 荷油の慣性力 (計算値), $\alpha\rho V$	T : 油槽に与えた運動周期
T_n : 荷油の1次固有周期, $\sqrt{\frac{4\pi l}{rg \tanh \frac{\pi h}{l}}}$	
p : 水密または制水隔壁に加わる動的圧力 (単振幅)	
F_{i0}' : 水密隔壁に加わる動的力 (制水隔壁のない油槽, 単振幅)	
F_i' : 水密隔壁に加わる動的力 (制水隔壁のある油槽, 単振幅)	
F_s' : 制水隔壁に加わる動的力 (単振幅)	

3 実験方法

油槽模型

Fig.1 に示す、長さ l ×幅 B ×深さ D が 1000 mm×250 mm×250 mm のアクリライト製小型油槽模型を使用

Fig.1 Model Tank

した。図中のスリットにめくら板を挿入することにより、油槽の長さおよび深さの比 l/D を 1, 2, 3 および 4 の4種類に変化させた。油槽内の液体は荷油の代りに水を使用し、液体の動揺による力は、油槽模型の左端の側面 (水密隔壁に相当する) と上蓋左端部 (甲板に相当する) で計測した。制水隔壁を有する油槽の実験は、制水隔壁が1枚の場合は油槽の中央に、2枚の場合は油槽の $l/3$, $2l/3$ の位置に、制水隔壁を設置した。

油槽に与えた運動

この実験では主として過渡的な運動を油槽模型に与えた。これは、油槽船が一般的に不規則波中を航行する場合の油槽の運動を想定している。この場合の過渡的な運動とは、静止した状態から瞬間的に運動が開始し、変位量が最大になった瞬間ふたたび静止する運動をいう。さらに、過渡的な運動を与えた場合と比較するために、油槽に定常運動を与えた場合の実験を行なった。これは、油槽船が規則波中を航行している場合を想定している。

(1) 過渡的なピッチング運動 : Fig.2 に示すように、油槽模型を動揺台に固定し、動揺台は軸の回りに回転可能にしておく。はじめ、動揺台を水平に静止させ、つぎに引き金を切り放して動揺台に回転運動を与える。回転角度が最大になった瞬間に、動揺台はバネによつて逆方向の回転運動を始めようとするが、この時制動装置が働いて、動揺台は静止する。バネの強さを調整することにより、運動周期を変化させた。

(2) 過渡的なサージング運動: Fig. 2 に示すように、動揺台を長い棒で吊し、水平方向の運動を可能にしておく。はじめ、動揺台をある水平変位を与えた位置で静止させ、つぎに引き金を切り放して動揺台に水平運動を与える。逆方向の水平変位が最大になった瞬間に、動揺台はバネによつて正方向の水平運動を始めようとするが、この時制動装置が働いて、動揺台は静止する。バネの強さを調整することにより運動周期を変化させた。

(3) 定常ピッチング運動: 動揺台を軸の回りに回転可能にしておき、電動モーターによつて動揺台の一端に規則的な上下運動を加えて、油槽に定常ピッチング運動を与えた。電動モーターによる上下運動の周期および振幅を調整することにより、ピッチング運動の周期およびピッチング角度を変化させた。

Fig. 2 Transient Motions of Tank

圧力計測法

油槽内の圧力計測は、Fig. 1 に示すように、水密隔壁上 5 箇所および甲板上 2 箇所、さらに油槽内に制水隔壁の設置されている場合は、制水隔壁上数箇所で行なつた。計測方法は、幅 50 mm、板厚 2 mm のアルミニウム板を両端支持するスリットに挿入し、アルミニウム板の中央に生ずる動的歪を動的歪計およびペン書きオシログラフを使って計測した。動的歪から、板の曲げ理論によつて圧力を求めた。アルミニウム板の固有周期は 0.008 秒で十分短く、これによる誤差は計測値に含まれない。油槽の動揺によつて増加する動圧は、運動が停止した瞬間に最大値に達するが、この動圧の計測値と、これを受けるアルミニウム板の面積から計算によつて、隔壁に加わる動的力を求めた。すなわち、動的力とは、隔壁に加わる力のうち、静水圧によるものを除いて、油槽が傾斜することによる静水圧の増加分と、荷油の動揺による圧力の和による力と定義する。

実験条件

実験は次のような条件で行なつた。すなわち油槽の構造としては、制水隔壁の設置してないもの、制水隔壁の設置してあるものおよびフレーム、トランスリング等骨材の設置してあるもの、これらの油槽に対して、油槽の長さ、油槽の水深を変化させた。与えた運動としては、過渡的なピッチング運動、過渡的なサージング運動および定常ピッチング運動であり、各場合について、運動周期を種々変化させた。これを組合せた実験条件は総数 550 である。油槽に設置

Fig. 3 Dynamic Force on Watertight Bulkhead Resulting from Transient Pitching Motion of Tank ($h/D=0.8$)

Fig. 4 Dynamic Force on Watertight Bulkhead Resulting from Transient Pitching Motion of Tank ($h/D=0.4$)

Fig. 5 Dynamic Force on Watertight Bulkhead Resulting from Transient Surging Motion of Tank ($h/D=0.8$)

Fig. 6 Dynamic Force on Watertight Bulkhead Resulting from Transient Surging Motion of Tank ($h/D=0.4$)

Fig. 7 Distribution of Dynamic Pressure on Bulkhead in case of Transient Pitching Motion

Fig. 8 Distribution of Dynamic Pressure on Bulkhead in case of Transient Surging Motion

した制水隔壁および骨材の形状はその数例を Figs. 14~17 に示した。

4 制水隔壁のない油槽

Figs. 3~9 に制水隔壁のない油槽に過渡的な運動を与えた場合の代表的な実験結果を示した。与えた運動周期および水密隔壁に加わる動的力、動的圧力は無次元表示してある。ここに使用した記号の意味を次に記す。

p_0 : 油槽の傾斜による静水圧の増加 (計算値, 傾斜静水圧と定義する), $\frac{1}{2} \rho i \Theta$

p_i : 荷油の慣性による圧力 (計算値), $\alpha \rho l$

F_0 : 傾斜静水圧による力 (単振幅), $\frac{1}{2} \rho V \Theta$

F_i : 荷油の慣性力 (計算値), $\alpha \rho V$

T : 油槽に与えた運動周期

T_n : 荷油の 1 次固有周期, $\sqrt{\frac{4\pi l}{\gamma g \tanh \frac{\pi h}{l}}}$

p : 水密隔壁に加わる動的圧力 (単振幅)

F'_{t0} : 水密隔壁に加わる動的力 (単振幅)

さらに, Figs. 10~11 に制水隔壁のない油槽に定常運動を与えた場合の代表的な実験結果を, 過渡的な運動を与えた場合および他の実験結果等と比較して示した。これらの実験結果から次のことが分る。

運動周期の影響

Figs. 3~6 に油槽に与えた運動周期と水密隔壁に加わる動的力の関係を示した。Figs. 3, 5 は水深が 80%, Figs. 4, 6 は水深が 40% の場合である。水密隔壁に加わる動的力は, 油槽の長さおよび水深には無関係に, 過渡的なピッチング運動の場合には運動周期と固有周期の一致する附近 ($T/T_n \approx 1$) で最大になっている。過渡的なサージング運動の場合には, この動的力は運動周期より大きな位置 ($T/T_n = 1 \sim 2$) で最大になっている。

水深の影響

Figs. 3~6 を含めて, さらに, 水深 60, 90, および 100% の場合の実験結果を比較すると, 水密隔壁に加わる動的力は, 水深が増すにつれて増加するが, 水深 80% 附近で最大となり, さらに水深が増すと運動が押えられて, かえってこの力が減少していることがわかった。

油槽の長さの影響

Figs. 3, 5 によると, 水深と油槽の深さの比 $h/D=0.8$ のとき油槽の長さの比 l/D が増加するにしたがい, 水密隔壁に加わる動的力

Fig. 9 Example of Oscillographic Record in Case of Transient Pitching Motion of Tank

Fig. 10 Comparison of Dynamic Forces on Watertight Bulkhead Resulting from Transient and Regular Pitching Motions of Tank

Fig. 11 Comparison of Dynamic Forces on Watertight Bulkhead Resulting from Regular Pitching Motion of Small- and Large-Sized Tanks

一様に分布していて、動揺による水圧増加が、過渡的なピッチング運動に比較して大きいことがわかる。

Fig. 9 に、ペン書きオシログラフによる動圧力の計測結果の一例を示したが、これにより、最大圧力は水密隔壁のどの位置でもほぼ同時に発生していることがわかる。

以上の実験結果より、油槽が過渡的なピッチング運動をする場合の、水密隔壁に加わる動圧力 F_{i0}' を与える設計式として、この力が最大となる、水深と油槽の深さの比 $h/D \approx 0.8$ に対して、(1) 式が得られた。

$$F_{i0}' = 1.9 F_0 \sim 2 F_0 \quad (1)$$

ここで、 F_0 : 傾斜静水圧による力、 $\frac{1}{2} \rho V \Theta$ 、 ρ : 荷油の密度、 V : 荷油の容積、 Θ : ピッチング角度 (単振幅) である。

理論値との比較

今までに、油槽に回転運動が加えられた場合の理論的な検討が提案されているが²⁾、これと同様な方法により、油槽に過渡的なサージング運動が加えられた場合の検討を行なつた⁵⁾。これによると、この場合、水密隔壁に加わる動圧力の無次元数 F_{i0}'/F_i は (2) 式で与えられる。

$$\frac{F_{i0}'}{F_i} = -\frac{4l}{\pi^3 h} \tanh \frac{\pi h}{l} \left\{ 1 + \frac{\left(\frac{T}{T_n}\right)^2}{1 - \left(\frac{T}{T_n}\right)^2} \left(1 + \cos \pi \frac{T}{T_n}\right) \right\} + 1 \quad (2)$$

ここで、 F_{i0}' : 水密隔壁に加わる動圧力 (単振幅)、 F_i : 荷油の慣性力 (計算値)、 l : 油槽の長さ、 h : 油槽の水深、 T : 油槽に与えた運動周期、 T_n : 荷油の 1 次固有周期である。

Figs. 4, 6 には (2) 式による計算値を附記した。(2) 式より、 F_{i0}'/F_i は、油槽の長さ l の増加とともに運動周期 T によつて定まる一定値に近づくことが示され、実験と理論の傾向が一致している。

過渡的な運動の場合と定常運動の場合の比較

Fig. 10 に、油槽に与える運動が過渡的なピッチング運動の場合と定常ピッチング運動の場合の水密隔壁に加わる動圧力を比較した一例として、油槽の長さ l と深さ h の比 $l/D = 4$ 、水深と油槽の深さの比 $h/D = 0.8$ 、ピッチング角度 $\Theta = 6^\circ$ の条件の実験結果を示した。水密隔壁に加わる動圧力は、一般に、過渡的な運動の場合の方が小さく、定常運動の場合の約 60% 程度である。

小型油槽模型と大型油槽模型の実験結果の比較

Fig. 11 に、本研究で使用した小型油槽模型の実験結果と、大型油槽模型の実験結果⁹⁾を比較した一例として、油槽の長さ l と深さ h の比 $l/D = 4$ (小型模型) または 3.785 (大型模型)、水深と油槽の深さの比 $h/D = 0.6$ 、ピッチング角度 $\Theta = 6^\circ$ (小型模型) または $5^\circ 31'$ (大型模型) の条件で、油槽に定常ピッチング運動を与えた場合の実験結果を示した。両油槽模型の体積比は 1 : 64 である。水密隔壁に加わる動圧力を表わす無次元数 $F_{i0}'/2 F_0$ は、この値が最大値を与える運動周期で、ほぼ等しく、したがって、油槽模型の大きさによる影響は小さいとい

を表わす無次元数 F_{i0}'/F_0 および F_{i0}'/F_i はほぼ一定の値に近づく (過渡的なピッチング運動の場合は約 2、過渡的なサージング運動の場合は約 2.5)。無次元数の分母、 F_0 および F_i は油槽の長さ l に比例するから、長い油槽の水密隔壁に加わる動圧力は油槽の長さ l にほぼ比例して増加することがわかる。

圧力分布

Figs. 7~8 に、水密隔壁に加わる動圧力の分布の例として、水深 80% の場合を示した。水密隔壁に加わる動圧力は、過渡的なピッチング運動の場合には、静止水面の位置まではほぼ一様に分布し、その上方で直線的に減少している。過渡的なサージング運動の場合には、静止水面の上方および甲板部分にまで、動圧力が

Fig. 12 Dynamic Force on Watertight Bulkhead Resulting from Transient Pitching Motion of Tank Having Swash Bulkhead

Fig. 13 Distribution of Dynamic Pressure on Bulkheads in case of Transient Pitching Motion

Fig. 14 Effect of Opening Area Ratio of Swash Bulkhead on Dynamic Forces

Fig. 15 Effect of Opening Area Ratio of Swash Bulkhead on Dynamic Forces

Fig. 18 Effect of Opening Area Ratio of Two Swash Bulkheads on Dynamic Forces

Fig. 19 Dynamic Force on Watertight Bulkhead Resulting from Transient Motion of Tank with Frames

Fig. 16 Effect of Type of Swash Bulkhead on Dynamic Forces (Opening Area Ratio 0.6, $l/D=4$, $h/D=0.8$, $T/T_n=1$)

Fig. 17 Effect of Type of Swash Bulkhead on Dynamic Forces (Opening Area Ratio 0.3, $l/D=4$, $h/D=0.8$, $T/T_n=1$)

える。

ここで、 F_{t0} ：水密隔壁に加わる動的力（複振幅） $2F_{t0}'$ である。

5 制水隔壁または骨材のある油槽

Figs. 12~19 に制水隔壁またはフレーム、トランスリング等の骨材のある油槽に過渡的なピッチング運動を与えた場合の代表的な実験結果を示した。与えた運動周期および水密および制水隔壁に加わる動的力、動的圧力は、前と同様に無次元表示してある。ここに使用した記号の意味を以下に記す。

F_t' ：水密隔壁に加わる動的力（単振幅）

F_s' ：制水隔壁に加わる動的力（単振幅）

運動周期の影響

Fig. 12 は、油槽内に制水隔壁を設置した場合の、油槽に与えた運動周期と水密および制水隔壁に加わる動的力の関係を、2種類の制水隔壁の例について示したものである。制水隔壁の効果は、与えた運動周期が固有周期と一致する附近（ $T/T_n \approx 1$ ）で大きくなっている。この効果が最大となる、油槽の長さおよび深さの比 $l/D=4$ 、水深と油槽の深さの比 $h/D=0.8$ の場合では、水密および制水隔壁に加わる動的力の和 $F_t' + F_s'$ は、制水隔壁を設置しない油槽での、水密隔壁に加わる動的力 F_{t0}' の 80% 程度である。

なお、油槽内に開口比の小さい制水隔壁または水密隔壁を設置すると、油槽に短い運動周期を与えた場合に、かえって両隔壁に加わる動的力の和 $F_t' + F_s'$ が増加する場合がある。これは油槽の長さが短くなったために、固有周期が変化し、短い運動周期で同調するためである。

圧力分布

Fig. 13 に、水密および制水隔壁に加わる動的圧力の分布の一例を示した。油槽内に制水隔壁を設置すると、水密隔壁に加わる動的圧力は減少するが、分布形状は変化せず、静止水面以下では一様分布である。また、制水隔壁に加わる動的圧力もほぼ一様分布である。

制水隔壁の開口比の影響

Figs. 14, 15 に、油槽の長さおよび深さの比 $l/D=4$ 、水深と油槽の深さの比 $h/D=0.8$ の場合について、油槽内に設置する制水隔壁の開口の大きさを上から下または、下から上に次第に減少させた場合の、水密および制水隔壁に加わる動的力の変化を示した。両隔壁の各々に加わる動的力は、制水隔壁の開口比の減少にしたがい、減少または増加している。両隔壁に加わる動的力の和は、制水隔壁の開口比 $\lambda=0.3$ 付近で若干減少する傾向にあるが、ほぼ一定と考えて良い。

開口形状の影響

Figs. 16, 17 に、油槽に設置する制水隔壁の開口比 λ を各々、0.6 および 0.3 と一定にして、水密および制水隔壁に加わる動的力に対する開口形状の影響を示した。制水隔壁の開口を垂直方向にした場合は、開口の位置による影響はほとんどない。開口を水平方向にした場合は、開口を静止水面附近には設けず、最上部および最下部に設けると、水密および制水隔壁に加わる動的力の和が若干減少し、したがって、この種の開口形状を有する制水隔壁の効果が大きいといえる。また、制水隔壁全面に細かい開口を分布させる開口形状は、制水効果の点からはとくに利点はない。

制水隔壁を2枚設置した場合の効果

Fig. 18 に、油槽に制水隔壁を2枚設置した場合の効果を制水隔壁1枚の場合と比較して示した。水密隔壁に加わる動的力は、制水隔壁が2枚の場合も1枚の場合とほぼ等しい。一方、制水隔壁に加わる動的力は2枚の制水隔壁にはほぼ2分されている。すなわち、水密および制水隔壁に加わる動的力の和は、制水隔壁2枚の場合も、1枚の場合とほぼ等しく、したがって、制水隔壁を2枚設置することは、制水効果の点からはとくに利点はない。

フレームおよびトランスリングの影響

Fig. 19 に、油槽内にフレームを設置した場合の、水密隔壁に加わる動的力を示した。フレームの本数が2本になると、この動的力は、フレームを設置しない場合の約 85% に減少するが、さらに本数が増加しても変化しない。この傾向は油槽内にトランスリングを設置した場合もほぼ同様である。さて、フレームに加わる動的力は、フレームの本数が増加すると減少するが、値は小さく、水密隔壁に加わる動的力の 1/20 以下、単位面積当

Fig. 20 Formulas for the Effect of Opening Area of Swash Bulkhead on Dynamic Forces

た。これらの式はそれぞれ、直線近似式および2次曲線近似式である。

$$\left. \begin{aligned} F_t' &= 0.95(1+\lambda)F_0 \\ F_s' &= 0.95(1-\lambda)F_0 \\ F_t' + F_s' &= 1.9F_0 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} F_t' &= 0.95\{2 - 0.6(1-\lambda) - 0.6(1-\lambda)^2\}F_0 \\ F_s' &= 0.95(1-\lambda)^2F_0 \\ F_t' + F_s' &= 0.95\{2 - 0.6(1-\lambda) + 0.4(1-\lambda)^2\}F_0 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

ここで、 F_0 ：傾斜静水圧による力、 $\frac{1}{2}\rho V\Theta$ 、 λ ：制水隔壁の開口比、 ρ ：荷油の密度、 V ：荷油の容積、 Θ ：ピッチング角度（単振幅）である。

6 設計への応用

実船との比較

Fig. 21⁶⁾ は、郷田の研究によるもので、長さ $l \times$ 幅 $B \times$ 深さ $D=766\text{mm} \times 220\text{mm} \times 350\text{mm}$ の油槽模型を搭載した、長さ 4.5m の模型船を、規則波中および不規則波中に自航させた場合、また、西牧らの研究による $l \times B \times D=2000\text{mm} \times 1000\text{mm} \times 1000\text{mm}$ の大型油槽模型に定常ピッチング運動を与えた場合、および本研究の、 $l \times B \times D=500\text{mm} \times 250\text{mm} \times 250\text{mm}$ の小型油槽模型に過渡的なピッチング運動を与えた場合について、油槽の水密隔壁に加わる動的力を比較して示したものである。実験条件は、油槽の長さおよび深さの比 $l/D=2$ 、水深と油槽の深さの比 $h/D=0.7$ である。水密隔壁に加わる動的力は、与えた運動周期が荷油の固有周期の附近では、定常ピッチング運動の場合の方が大きい、これから離れると、過渡的なピッチング運動の場合の方が大きくなり、不規則波中を自航する模型船上の油槽の荷油の運動に近づくことがわかる。したがって、一般的に不規則波中を航行する油槽船の荷油の現象は、油槽に過渡的なピッチング運動を与えた場合に近いと考えられる。

設計式の検討

長さおよび深さの比 l/D が 1~4 程度の長大油槽の隔壁の受ける荷油の力を推定するには、まず、荷油の固有周

Fig. 21 Comparison of Tests on Model Ship Self-Propelling in Regular and Irregular Waves with Simple Model Tank Test in Regular and Transient Pitching Motions

期が船の遭遇する運動周期に一致しない場合は、静水圧の他、ピッチングおよびローリングによる傾斜静水圧を考慮すれば良いと考えられる。

次に、固有周期が運動周期に一致する危険のある場合について検討する。前述のように、油槽に過渡的なピッチング運動を与えた場合の実験結果が、不規則波中を航行する油槽船の荷油の現象と比較的一致しているので、この実験結果を用いて、水密および制水隔壁の設計式を導いてみる。

水密隔壁に加わる動的圧力（水頭増加） ΔH は、油槽の長さ l と深さの比 $l/D=2\sim 4$ 、水深と油槽の深さの比 $h/D=0.8$ のとき最大となり、直線近似式（3）式より、

$$\Delta H = \frac{F_t'}{BD} \approx 0.48(1+\lambda)l\theta$$

で与えられる。ただし、荷油の密度 $\rho \approx 1 \text{ ton/m}^3$ とし、 B ：油槽の幅である。

さらに、ローリングによる水頭増加 $B\phi/2$ (ϕ ：ローリング角度（単振幅））を考慮すると、油槽の最下部より任意の高さ D_1 における設計水頭 H は（5）式となる。

$$\begin{aligned} H &= 0.8D - D_1 + \Delta H \\ &= 0.8D - D_1 + 0.48(1+\lambda)l\theta + 0.5B\phi \end{aligned} \quad (5)$$

ただし、 $D_1 > 0.8D$ のときは $D_1 = 0.8D$ とする

さて、後述するように、長大船の場合には、ピッチング角度が減少することを考慮して、船の長さ L とピッチング角度 θ の関係式（11）を採用し、ローリング角度としては NK 規則（1967年度およびその内規）で採用されている値 $\phi = 0.4 \text{ rad} \approx 23 \text{ deg.}$ を使うと（6）式が得られる。

$$H = 0.8D - D_1 + 8.4(1+\lambda)\frac{l}{L} + 0.2B \quad (\text{単位：m}) \quad (6)$$

同様に、制水隔壁に加わる動的圧力（水頭増加） ΔH は、直線近似式（3）式より、次式で与えられる。

$$\Delta H \approx 0.48(1-\lambda)l\theta \quad (7)$$

制水隔壁には、静止水圧とローリングによる影響は無視できるから、（8）式が得られ、任意の深さにおいて適用できる。

$$H = 8.4(1-\lambda)\frac{l}{L} \quad (\text{単位：m}) \quad (8)$$

現行の NK 規則をみると、水密隔壁の設計水頭はその最下部において（9）式に規定している。

$$H = D + C_1 - 3 + 0.05(1+1.2\lambda)l + 0.2B \quad (9)$$

ここに、 C_1 は上甲板のキャンバーとハッチコーミングの高さの和である。また、制水隔壁については、その防撓材、防撓桁は、水密隔壁の防撓材、防撓桁の強度の 50% 以上と規定している。すなわち、制水隔壁の設計水頭は水密隔壁の設計水頭の 1/2 となり、（10）式で表わせる。

$$\begin{aligned} H &= 0.5D + 0.5C_1 - 1.5 \\ &\quad + 0.025(1+1.2\lambda)l + 0.1B \end{aligned} \quad (10)$$

Fig. 22 は、ピッチング角度 $\theta = 10^\circ$ と仮定した場合の、（5）および（7）式による水密および制水隔壁の設計水頭計算値と、NK 規則（9）および（10）式の適用した実船例を、制水隔壁の開口比 $\lambda = 0, 0.3$ および 1 の場合について比較して示している。これによると、NK 規則による規定は、水密隔壁に対してはほぼ妥当であるが、制水隔壁に対しては、過大な要求をしているといえる。ところで、後述の（11）式によりピッチング角度 θ が 10° となるのは船の長さ $L \approx 100 \text{ m}$ の場

Fig. 22 Proposed Design Heads for Watertight and Swash Bulkheads in Comparison with those Specified in N.K. Rule, Pitching Angle being Assumed to be 10°

合であり、 L が大となると θ はこれより小さくなる。したがって、NK 規則の規定は、100m より長い船の水密隔壁に対して、若干過大な要求をしていることになる。

制水隔壁の設置

制水隔壁の合理的な設置方法は、水密および制水隔壁の重量の和を最小にする方法と考えられるが、これを両隔壁に加わる動的力という点で考えれば、両隔壁に加わる動的力の和を最小にする制水隔壁の開口形状を選ぶことが合理的な方法となる。しかし、実験結果によれば、水密および制水隔壁に加わる動的力の和は、制水隔壁を設置しない場合に水密隔壁に加わる動的力とほぼ等しい。したがって、荷油の動揺による動圧を減少させれば、隔壁の構造寸法の低減ができ、重量軽減が可能となるという見地から制水隔壁を考慮しても、結局は大きな重量軽減は得られないと思われる。制水隔壁の効果はむしろ、船体の横強度への寄与という面から考慮すべきであると思われる。

巨大船の場合の検討

郷田の研究⁷⁾によれば、巨大船では一般にピッチング角度が小さくなる傾向がある。Fig. 23 は、船がある海

Fig. 23 Relation between Pitching Angle and Ship Length

区をある速度で航行する場合に、その船の長さ L と遭遇するピッチング角度 θ の関係を示したもので、船の長さが増大すると、ピッチング角度が減少することを示している。海区 1b を規準にとると、この関係は近似的に (11) 式で表わせる。

$$\theta \doteq \frac{1000}{L} (\text{deg.}) \doteq \frac{17.5}{L} (\text{rad.}) \quad (11)$$

ここに、 θ : ピッチング角度 (単振幅)、 L : 船の長さ、mである。

前述のように、油槽中の動的力はピッチング角度に比例する量として与えられる。すなわち、船の長さが大きい巨大油槽船ではピッチング角度が減少するので、この動的力が減少することになり、したがって長大油槽にしても良いことになる。

さて、最後に実船の場合の長大油槽の設計例をみよう。船のピッチング運動の周期 T は船の長さ L によつて近似的に $T=0.5\sqrt{L}$ で与えられる⁴⁾。油槽内の液体の固有周期 T_n は油槽の長さ l 、液体の水深 h 、液体の比重 γ によつて、 $T_n = \sqrt{4\pi l / \gamma g \tanh(\pi h / l)}$ で与えられる。運動周期 T と固有周期 T_n が一致しないことが望ましい。出光丸を例にとれば、船の長さ $L=326$ m より、運動周期 $T \doteq 9$ 秒、一方油槽水深 h は、船の深さ $D=23.2$ m の 80% と考えて $h=18.6$ m とすると、油槽の長さ $l=20, 40, 60, 80$ および 100 m に対応して、固有周期 $T_n=5.1, 7.6, 10.1, 12.9$ および 15.7 秒となる。ゆえに、油槽の長さ l は 60 m 以上も可能となる。実船の油槽の長さは、32.58 m および 65.16 m である。

5 結 言

長大油槽をもつ油槽船において、荷油が隔壁におよぼす力の状況および制水隔壁の効果を調べるために、長さ l と深さ d の比が 1~4 に変えられる油槽模型 (長さ $\times$ 幅 $\times$ 深さ=1000 mm $\times$ 250 mm $\times$ 250 mm) に対して、主として過渡的なピッチング運動を与えて、隔壁に加わる動的力を計測する実験を種々の条件について行ない、次の結論を得た。ここで動的力とは、隔壁に加わる荷油の力のうち、静止水圧によるものを除いて、油槽が傾斜することによる静水圧の増加と荷油の動揺による圧力の和による力と定義する。

(1) 油槽船が不規則波中で航行する場合の荷油の状況は、油槽に過渡的なピッチング運動を与えた場合に近いと考えられるが、この場合に水密隔壁に加わる動的力の最大値は油槽の長さ l と深さ d の比 $l/D \doteq 4$ のときに、油槽に定常ピッチング運動を与えた場合の 60% 程度である。そして、この動的力は油槽の水深と油槽の深さの比

$h/D \approx 0.8$ のときに最大となり、その値は油槽の長さにはほぼ比例して増加するので、近似的に次式 F_{t0}' (単振幅) で表わせる。

$$F_{t0}' = 1.9 F_0 \sim 2 F_0, \quad F_0 = \frac{1}{2} \rho V \Theta$$

ここに、 F_0 : 油槽の傾斜による静水圧の増加による力 (傾斜静水圧による力と定義する。), ρ : 荷油の密度, V : 荷油の体積, Θ : 油槽のピッチング角度 (単振幅) である。

このとき水密隔壁に加わる動的圧力は、静止水面以下では、ほぼ一様分布をしている。これは油槽内に制水隔壁が設置されている場合でも同様で、またこの場合は、制水隔壁に加わる動的圧力の分布もほぼ一様となる。

(2) 油槽の中央に制水隔壁を設置すると、水密隔壁に加わる動的力は減少するが、その量は制水隔壁の開口比によりほぼ定まり、その開口形状の影響はあまりない。この場合、水密および制水隔壁に加わる動的力の和をとると、この値は制水隔壁の開口比によつてあまり変化せず、もつとも減少する場合でも、制水隔壁を設置しない場合の 80% になるのみである。このことは制水隔壁を 2 枚設置した場合も同様である。水密および制水隔壁に加わる動的力 F_t', F_s' (単振幅) と制水隔壁の開口比 λ との関係は、水深と油槽の深さの比 $h/D \approx 0.8$ 、油槽の長さとの比 $l/D = 2 \sim 4$ において、近似的に次式で表わせる。

$$F_t' = 0.95(1+\lambda)F_0, \quad F_s' \approx 0.95(1-\lambda)F_0$$

または、 $F_t' \approx 0.95\{2 - 0.6(1-\lambda) - 0.6(1-\lambda)^2\}F_0, \quad F_s' \approx 0.95(1-\lambda)^2F_0$

ここに F_0 は傾斜静水圧による力である。

(3) 油槽内にフレーム、トランスリング等の骨材が設置されている場合、これらに加わる動的力は小さいが、油槽内にこれらを 2 本程度設置することにより、水密隔壁に加わる動的力は、設置されていない場合の約 85% 程度まで減少し、それ以上の本数ではほとんど変化しない。

(4) 長さとの比が 1~4 程度の、長大油槽の水密隔壁に加わる荷油の力を、荷油の固有周期と船の運動周期が一致する危険のある場合について推定するには、荷油の静水圧の他、油槽のピッチング、ローリングの傾斜による静水圧の増加分と、さらに動圧として、この傾斜による増加分と同程度の圧力を考慮すれば良い。この値は船の長さが約 100m の場合には NK 規則において、水密隔壁について規定している値と数値的にはほぼ一致している。しかし長さが 100m をこえる長大船では、NK 規則の規定値よりも小さくなる。また制水隔壁に加わる荷油の力には、静水圧が含まれないことから、この値が小さく、NK 規則における制水隔壁に対する要求値は過大である。

(5) 油槽内に合理的な制水隔壁を設置して動圧を減少しようとする試みは、制水隔壁の開口形状を適切に選んでも、水密および制水隔壁に加わる動圧の和があまり減少しない事実から、有効ではない。制水隔壁の効果は、むしろ船体の横強度への寄与の面から考慮すべきであると思われる。

(6) 長大船においては、一般に船の長さにはほぼ逆比例してピッチング角度が減少する傾向があり、油槽中の荷油の動的な力はピッチング角度に比例するから、この力を小さく見積つて良い。すなわち、荷油の動的な力の面からは長大船は長大油槽を採用することができる。

本研究は運輸省試験研究補助金を受けて日本造船研究協会第 74 研究部会が実施した研究の一部として行われたもので、これまで種々のご討論をいただいた同研究部会の委員各位に厚くお礼申し上げます。また本研究の実験を担当された中村充伸氏に感謝いたします。

参 考 文 献

- (1) 吉識雅夫他：船体運動時に荷重によって生ずる動的圧力の研究，造船協会論文集，第 109 号 (昭 36)，245
- (2) 荻原孝一他：荷油槽に生ずる衝撃圧力の理論的研究，造船協会論文集，第 112 号 (昭 37)，143
- (3) 西牧興他：長大油槽内の荷油の運動によって生ずる動的荷重について (第 1 報 制水構造がない場合の実験結果)，造船協会論文集，第 119 号 (昭 41)，81
- (4) 西牧興他：長大油そうにおける荷油の運動および制水隔壁の効果に関する研究 (第 2 報 制水隔壁の効果)，造船協会論文集，第 121 号 (昭 42)，262
- (5) 日本造船研究協会：昭和 39 年度実施研究成果概要船体関係，日本造船研究協会，(昭 40)，74-28
- (6) Y. Akita : Dynamic Pressure of Cargo Oil due to Pitching And Effectiveness of Swash Bulkhead

in Long Tanks, JAPAN SHIPBUILDING & MARINE ENGINEERING, VOL.2, NO.5, (1967), 42

(7) 日本造船研究協会：第 74 研究部会資料 SR 74-37, (昭 41)

(8) 関西造船協会：造船設計便覧, 海文堂, (昭 35), 317