1,000m³ LNG 実験船による LNG タンクの 防熱性能に関する研究

正員 岡 本 富 保* 正員 西 本 綱 徳*
正員 栗 原 至 道** 正員 早 川 浩 司***

Experimental Studies on Insulation Efficiency of LNG Tank concerning
1,000m³-capacity Experimental LNG Carrier

by Tomiyasu Okamoto, *Member* Tsunanori Nishimoto, *Member*
Tomomichi Kurihara, *Member* Kōji Hayakawa, *Member*

Summary

A precise evaluation of the insulation efficiency of a complex insulation system is one of the important problems in designing low-temperature gas carriers such as LNG, LE (Ethylene) G, and LPG carriers.

This paper deals with some experimental studies carried out for the purpose using heat flux meters designed and manufactured by one of the authors, and the results obtained are as follows:

- (1) The insulation test carried out on an large-size cut-out model having the same insulation system as a 1,000m³-capacity experimental LNG carrier proved a good agreement between measurements and calculations of both local and over-all *K*-values.
- (2) The cool-down test carried out as to the experimental LNG carrier and the experimental measurements carried out as to a 55,000 DWT LPG carrier during her over a month service navigation not only confirmed the insulation efficiency, but also revealed the actual thermal conditions around the vessels and brought a lot of basic data available for the design use.

1 緒 言

近年クリーンエネルギー源として天然ガスの需要が急速に高まりつつあり、わが国においてもこれを海上輸送するための低温液化天然ガス (LNG) 専用運搬船の建造気運が熟し始めている。

LNG の主成分はメタン (CH₄) であり、その大気圧下の沸点は -162°C である。このような超低温の貨物を船舶によって運搬する場合、船体を超低温から保護し、かつ貨物の蒸発量のある限界値以下に抑えるための防熱方法とその性能評価とは、最も重要な問題の一つである。しかしながら、防熱構造の性能評価の現状をみると、複雑な形状をした防熱構造については計算方法も確立しているとはいえず、また防熱設計上必要な外界条件に関するデータ、たとえば外洋において船体へ侵入する熱量の実態、なども十分明らかにされていない。

本論文は、LNG 船の防熱性能評価の精密化を一つの目的として実施された、模型および実船による実験の成果、および外界条件に関する基礎データを収集するために実施された LPG 船による実船実験結果についてまとめたものである。本研究は、複雑な形状をした実際の防熱構造を対象に、その熱貫流率あるいは外界からの侵入熱量などについて、著者の一人が導いた形状影響修正理論¹⁾に基づく理論計算法あるいはモデル化による近似計算法を提示するとともに、模型あるいは実船実験において、やはり著者の一人が開発したフォイル型熱流束計²⁾を使用して精度よい実測を行ない、計算法の精度およびモデル化の妥当性を定量的に明らかにした点に特長がある。

2 模 型 実 験

独立型方形タンク式 LNG 船 (計画船) と同一の防熱構造を有する大型寸出切出し模型を製作し、実験に供した。実験は、正常な使用状態、および LNG タンクから LNG の漏洩を想定した flooding condition における防

* 日立造船(株)船舶事業本部
** 日立造船(株)技術研究所
*** 日立造船(株)因島工場

熱性能確認を目的として実施された。冷媒としては LN₂ (液体窒素, 沸点 -196°C) が使用された。

2.1 模型の概要

供試模型の概要を Fig.1 に示す。模型は、外面防熱を施した LNG タンクと、内面防熱 (表面は液密性を備えた 2 次防壁を形成している) を施した船殻に擬した 2 次タンクとで構成されている。LNG タンクは寸法 4m 立方の 9% Ni 鋼製, 2 次タンクは寸法 6m 立方の普通構造用鋼製である。

2.2 実験方法

LNG タンクに LNG が保持された正常な状態, および LNG タンクが損傷を受け LNG が漏洩した flooding condition (以下漏洩状態と呼ぶ) における 2 次防熱構造の性能確認のほか, これよりも温度条件としてさらに厳しい LN₂ による漏洩状態の実験をも行なった。

以下実験の概要を述べる。

(1) 正常状態冷却実験

温度は LNG タンク壁面が -162°C, インターバリヤスペースが計画温度 -80°C となるように冷却維持し, 防熱壁内部の温度分布が十分収束したことを確認してから, 蒸発実験, 各部熱流束および温度の測定を行なった。

蒸発実験は, 全体としての防熱性能が計画と一致するか否かを知る目的で, つぎの要領により実施した。すなわち, LNG タンク内に設置した液だめ (溜) に LN₂ を張り, その中に外部より N₂ ガスを吹き込み, LN₂ の蒸発を強制しかつタンク内のガスを強制対流させタンク内温度を均一に保持する。計測は, 吹込ガスおよび排出ガスの温度, LN₂ の蒸発量, 吹込ガス流量, 各部の熱流束および温度について行なった。なお, 実験は 1 ケース当り 30~60 分であり, いずれの場合も計測期間中定常状態は良好に維持されていた。

(2) LNG 漏洩状態冷却実験

2 次防壁, すなわち 2 次防熱壁表面を LNG の温度 -162°C に冷却維持して定常状態を実現した後, 密閉されたインターバリヤスペースに圧搾空気を用いて漏洩液圧に相当する内圧を負荷した。この間, 2 次防壁の損傷による各部熱流束あるいは各部温度の異常変化の有無などに留意しつつ計測を行なった。

(3) LN₂ 漏洩状態冷却実験

漏洩冷却実験の極限状態として, 2 次防熱構造を LN₂ で直接冷却した。本実験では 2 次タンク内に LN₂ を約 500mm の深さまで張り, さらに圧搾空気により内圧を負荷した。また, 本実験は 2 次タンク表面温度が外界温度に強く影響されることを確認するため, 季節を変えて 2 回実施した。

なお, (2) および (3) の実験では, 2 次タンクの底部に防熱構造としての弱点が多いことを考慮して, 熱

Fig.1 Scheme of Model Tank

Fig.2 Arr. of Meas. Points

流束および温度の計測点を Fig.2 に示すように増設配置した。

2.3 実験結果とその検討

(1) 正常状態冷却実験

実験データの一部を Table 1 および Fig.3 に示す。定常状態で防熱壁を貫流してタンク内に侵入する熱量 Q と, 吹込ガスによって持ち込まれる熱量 Q_y とは, LNG タンク内で蒸発する LN₂ に吸収される。この吸収熱量を Q_x とする。 Q , Q_x および Q_y は, それぞれつぎのように表わされる。

$$Q = Q_x - Q_y$$

$$Q_x = \rho_L x A \{L + (\theta_0 + 196) C_p\}$$

$$Q_y = \rho_g y (\theta_1 - \theta_0) C_p$$

ここに, ρ_L , ρ_g は LN₂ および N₂ ガスの比重, x

Table 1 Evaporation Test

No.	Time	Gas Flow Meter		N ₂ Gas Temp. (°C)		LN ₂ Level (mm)
		Indic. (m ³)	Press. (kgf/cm ² G)	Inlet	Outlet	
1	17:30	1.85		0	-159	120
	40	5.93	0.85	0	-159	100
	50	9.75	(0.7~1.0)	0	-158	80
	18:00	13.60		0	-157	60
2	19:45	16.20	1.9	-0.5	-157	330
	55	20.55	1.9	2	-154	300
	20:05	24.10	1.9	2	-153	270
	15	28.41	2.0	2	-154	240

は LN₂ の蒸発に基づく単位時間当りの液位変化, A は LN₂ だめの水平断面積, L は LN₂ の蒸発潜熱, C_p は N₂ ガスの定圧比熱, y は吹込ガス流量, θ_i, θ_o は N₂ ガスの入口および出口温度であり, 解析に使用する値はつぎのとおりである. $\rho_i=810 \text{ kgf/m}^3 (-196^\circ\text{C})$, $\rho_o=1.25 \text{ kgf/m}^3 (0^\circ\text{C})$, $L=47.7 \text{ kcal/kgf} (-196^\circ\text{C})$, $C_p=0.248 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$, $A=0.690 \text{ m}^2$.

上式に基づく解析結果を Table 2 に, また, 熱流束の測定データに基づく解析結果の一例を Table 3 に示す. 表中の伝熱面積 S_m はつぎのようにして計算した値である. すなわち, 2 次防熱タンクでは防熱層が厚いため, 内表面積と外表面積との差が大きいが, 有効な伝熱面積は両者の中間に見積られるべきであろう. この際, 外表面の補強材はフィンとして作用することを考慮する必要がある. そこで, 2 次タンクの内, 外表面積をそれぞれ S_i, S_o , 補強材のフィン効果を考慮した外面の形状影響修正係数を η_o とすれば, 平均伝熱面積 S_m はつぎのように表わせるであろう.

$$S_m = (S_o \cdot \eta_o + S_i) / 2$$

η_o はつぎのように概算される.

まず, 表面の熱伝達率は熱流束の実測値より $\alpha \approx 4 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ と解析される. Fig. 1 より, 補強材の高さは, 側面で $D=0.78 \text{ m}$, 底面および頂面で $D=0.5 \text{ m}$, また板厚は $t=10 \text{ mm}$ である. 鋼材の熱伝導率を $\lambda=40 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$ と仮定すれば, 補強材のフィン効率に関するパラメータ $D/2\alpha/(\lambda t)$ は, 側面に対して 3.49, 底面および頂面に対して 2.24 と計算される. これより, フィン効率 ϕ は, それぞれ 0.29 および 0.45 と求まる³⁾. したがって補強材の有効高さ d^4 は, 側面に対して 0.23 m, 底面および頂面に対しても同じく 0.23 m と算定される. ところで, スチフナスペースは, 幅 6 m のところに補強材が 2 本であるから, $L=6/2=3 \text{ m}$ とみなしてよい. したがってパラメータ $L/d=13.0$ となり $\eta=1.15$ が得られる. なお, 外面の補強材は縦および横の 2 方向

Fig. 3 Heat Flux at Out. Surf. of Inner Hull

Table 2 Results of Evapo. Test

No.	(10^3 kcal/h)		
	Q_x	Q_y	Q
1	3.83	1.91	1.92
2	5.86	3.31	2.55

Table 3 Heat Flux (Outer Surf. of Inn. Hull)

Time	Part	Heat Flux (kcal/m ² ·h)		S_m (m ²)	Q (kcal/h)	ΣQ (kcal/h)
		Meas.	Mean			
17, 21	Bott.	5 ~ 22.5	13	36	468	2,340
	Side	6.5 ~ 14.5	11.5	144	1,656	
	Top	8 ~ 3.5	6	36	216	
22, 3	Bott.	5 ~ 19	12	36	432	2,250
	Side	8 ~ 17.5	12	144	1,728	
	Top	4.5 ~ 1.5	25	36	90	

に配されているから, 形状影響修正係数は $\eta_o=1.15+1.15-1=1.30$ と求まる.

ゆえに, 前述の平均伝熱面積は $S_m=(36 \times 1.30+28)/2 \approx 37 \text{ m}^2$ と概算される. すなわち, 供試模型の場合, 平均伝熱面積は外表面面積とほぼ等しい結果が得られた.

このようにして解析した Table 3 の値は, Table 2 に示した蒸発実験結果と非常によく一致しており, 実験および解析の妥当性を示しているものと思われる.

また, Table 3 の結果から解析した模型タンクの平均

熱貫流率 K は、内外の平均温度差 $\Delta\theta=170^{\circ}\text{C}$ として、

$$K=Q/(\Delta\theta \cdot S_m)=0.064\sim 0.061\text{kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$$

と算定され、設計計算値 $0.066\text{kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$ と一致した。

(2) LNG 漏洩状態冷却実験

Table 4 の No. 2 および No. 3 に示すように、内圧負荷と内圧除去の状態でも 2 次タンク底面温度に異常な変化は現われず、熱流束にも異常変化はみられなかった。本実験により、2 次防壁および 2 次防熱が所期の性能を有していることを確認した。

(3) LN_2 漏洩状態冷却実験

実験結果の一部を Fig. 4~Fig. 6 に、また、2 次タン

ク底面における温度分布の計測例を Table 4 の No. 4 および No. 5 に示す。

Fig. 6 に熱貫流率の実測値と計算値とを比較して示した。計算値は底部防熱構造の局部的性能の両極端を示しているが、実測値は両者のほぼ中間にあり、模型の防熱構造が所期の性能を示していることを証明しているといえる。

Table 4 において、No. 4 の実験結果が、ほとんど同じ時期に実施した No. 2 および No. 3 の実験の結果と異

Table 4 Temp. (Bottom Surf.)

		(°C)				
No.		1	2	3	4	5
Part	Test Cond.	Normal	LNG Flooding (-162°)		LN ₂ Flooding (-196°)	
		Press. 5-7mAg	Press. 7mAg	Press. 0	Press. 14mAg	Press. 5mAg
General Part	I-1	3	0	1	-5	-
	2	4.5	-2	0	-8	10
	3	4	0	0	-5	12
	4	2.5	0	-1	-9	9
	5	4	-1	1	-7	10
	6	4.5	0	0	-6	13
	II-1	0	-3	-3	-11	7
	4	0	-3	-3	-12	6
	5	0	-3	-2	-11	7
	III-2	3	2	0	-5	12.5
	4	2	0	0	-6	10
	5	0.5	0	1	6	11
	IV-1	3	1	1	-11	-
	2	3	1	0	-13	9
	3	4	0	0	-13	10
	4	3	1	0	-14	11
	5	2	1	-4	-14	12
	V-1	0	-2	-1	-11	7
	3	0	-2	-2	-12	7
	6	0	-2	-2	-13	7
	10	0	-2	-2	-15	7
	VI-1	3	0	0	-8	-
	2	2.5	0	0	-8	8
	3	1	-2	-1	-10	8
	6	0	-1	-2	-6	10
VII-1	2	-2	0	-12	7	
2	2	0	-2	-7	8	
4	2	1	-1	-5	11	
VIII-2	0	-3	-5	-11	7	
3	0	-3	-2	-11	7	
IX-2	2	0	-1	-9	11	
3	1	1	0	-9	10	
5	2	0	-1	-10	10	
Support	V-4	-1	-5	-3	-21	3
	5	0	-5	-6	-22	-
	9	-0.5	-3	-5	-20	4
	11	0	-4	-5	-19	4
	VIII-1	-1.5	-5	-5	-18	-
Anchor Block	II-2	0	-4	-4	-13	7
	3	0	-2	-1	-10	5
	III-1	0	-2	-1	-9	9
	3	3	1	0	-5	12.5
	IV-6	2.5	1	0	-8	-
	V-2	0	-3	-1	-15	5
	7	0	-3	-4	-15	5
	8	0	-2	-2	-15	6
	VI-4	2	-2	-2	-10	9
	5	1	-1	-2	-9	11
	VII-3	3	1	-1	-5	-
	5	1	0	-1	-9	10
	VIII-4	-1	-4	-4	-13	5
	5	0	-6	-3	-15	7
	6	0	-3	-2	-11	8
	IX-1	2	-1	-1	-10	-
	4	0	0	-1	-13	8
	6	1	-7	-4	-15	8
Atom.		7	8	5	1	21
LNG Tk.		-164	-	-	-	-
2nd Barr.		-68	-162	-162	-196	-196

Fig. 4 Temp. in 2nd. Insul.

Fig. 5 Heat Flux (LN_2 Flood. Cond.)

Fig. 6 K - and α -value (LN₂ Flood. Cond.)

るのは、2次防壁面の冷却温度が異なるためであり、Fig. 6からも明かなように、防熱構造の損傷を意味するものではない。また、No. 4とNo. 5の測定結果の相違は、外気温の差異に基づくものである。この点を明らかにするために、外気温の差異が2次タンク表面温度にどの程度の影響を及ぼすかを検討する。この場合、タンク表面の熱伝達率が重要な役割を演ずるが、その実測値はFig. 6にも示したように1.5~6kcal/m²h°C程度の範囲にあり、平均値は概略4kcal/m²h°Cと見積られる。そこで、No. 4およびNo. 5の外気温に対して、 $\alpha=1.5$ および4kcal/m²h°Cに対する壁面温度を計算するとTable 5のようになる。No. 4およびNo. 5の実測結果は、いずれの場合も $\alpha=4$ kcal/m²h°Cとした計算値に近く、外気温の影響による差異として合理的に説明できる。この検討結果からも明かなように、壁面温度は外界条件、すなわち、外気温と表面熱伝達率とに強く支配されるので、実験No. 4に現われた低温を2次防壁の損傷に基づく異常現象と速断しないよう注意する必要がある。

以上、LNG計画船と同一防熱構造を有する模型によ

Table 5 Temp. Cal. (Bottom. Surf.)

α (kcal/m ² h°C)	1.5		4	
Atom. Temp. (°C)	1	21	1	21
Surf. Temp. (°C)	G. Part	- 8.5	10.5	- 2.5
	Tk. Suppt	-40.1	-24.3	-14.4
				1.5

Fig. 7 Scheme of 1,000m³ LNG Test Ship

Fig. 8 Arr. of Meas. Points.

り各種冷却実験を行ない、熱流束計を使用してその防熱性能を調べた結果、防熱構造は理論的に予測された性能を有していることが証明された。

3 LNG 実験船実験

模型では十分実現できないタンクサポート周辺の複雑な防熱構造部の熱貫流率、あるいは、太陽の直射により船体防熱部へ侵入する熱量の実態などを明らかにするため LNG 実験船によるタンク冷却実験を実施した。

冷却実験は、本船を造船所機装岸壁に係留した状態で、夏の最も暑い時期を選び15日間にわたって実施された。

3.1 LNG 実験船の概要

概要をFig. 7に示す。本船は、方形および球形のタンク各1基を搭載しているが、前者は9% Ni鋼製、後者はアルミニウム製である。防熱は船体内設側に2次防熱のみ施工され、LNGタンクの防熱は省略されている。2次防熱の基本構造は前述の模型と同一であるが、ウェザーカバー部と称する天井部ではスブラッシュシールド、すなわち液密性を要求しない簡易型の防熱構造が採用されている。

3.2 実験計測点配置

計測点配置の一例をFig. 8に示す。計測点は、温度が140点余、熱流束が37点である。

3.3 実験結果とその検討

温度および熱流束の計測結果を各一例Fig. 9およびFig.

10 に示す。また、防熱構造各部の熱貫流率解析値を Table 6 に示す。表の値は、低温保持期間中、各部温度をほぼ定常に維持できた 8 月 2 日午前零時から 24 時間のデータの平均値に対する解析結果である。表には、比較の基準として、平板壁近似および段付き壁へのモデル化などによる局所的熱貫流率の計算値をあわせて示した。全般的には計算値が実測値よりも高目であるが、誤差は 10% 程度である。

Fig. 9 Temp. (No.1 Tank)

以下、二、三の部位について検討する。

(1) ウェザーカバー部

実測した熱流束から解析された熱貫流率は、No. 1, No. 2 ウェザーカバー部とも、外面では計算値よりも高く、内面では等しいか若干低目である。外面での実測値が高い値を示していることは、日射による非定常熱流束の影響が大きいためと考えられる。すなわち、Fig. 10 から明らかなように、熱流束は一日を単位とする明りょうな周期的変化を示し、かつそのピーク値は夜間の値に比べ非常に高い値を記録している。この日内変動を明確にするため、二例を Fig. 11 および Fig. 12 に示す。前者は低温保持状態、後者は冷却実験の終了時点、すなわちタンク内温度がほぼ外気温に等しく回復した時期に対応して

Fig. 10 Heat Flux(Weath. Cover and Upp. Dk.)

Table 6 Heat Flux and K -value

(8/2 0:00 ~ 8/3 0:00)

Meas. Point			Steady State Mean Value			(2) K (Cal.) ($\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}$)	$\frac{(1)}{(2)}$
Part		Symbol	Temp. ($^\circ\text{C}$)	Heat Flux ($\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}$)	(1) K ($\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}$)		
Shell	Upper Deck	A-12	25.5	8.32	—	—	—
	Side Shell	A-15	25.0	2.36	—	—	—
	Bottom Shell	E-17	25.0	-18.38	—	—	—
Outer Surf. of Insul. & Inner Hull	No.1 Weath. Cover	P-5	27.3	16.90	0.077	{ 0.083 0.057	{ 0.93 1.35
	No.2 Weath. Cover	E-1	28.4	7.43	0.064	0.055	1.16
	No.2 Weath. Cover	E-14	27.7	8.86	0.059	0.055	1.07
	Side Wall	A-13	21.8	3.14	0.014	0.054	0.26
	Bulkhead	B-4	24.0	9.17	0.042	0.053	0.79
	No.2 Hold D.B. Top	E-5	21.0	6.69	0.036	0.059	0.61
	No.2 H. Tk. Supp.	F-2	19.0	29.20	0.133	0.143	0.93
	No.2 H. Tk. Supp.	F-3	17.3	69.13	0.316	0.349	0.91
	No.2 H. Tk. Chock	D-4	15.0	104.70	0.478	0.459	0.84
	No.1 H. D. B. Top	L-9	24.0	5.59	0.026	0.059	0.44
Inner Surf. of Insul.	No.1 H. Ceiling	P-4	-16.6	12.40	0.057	0.057	1.00
	No.1 H. Drip Pan	L-8	-19.5	13.00	0.059	0.059	1.00
	No.2 H. Ceiling	E-2	-8.7	4.69	0.041	0.055	0.75
	No.2 H. Ceiling	E-15	-12.4	7.03	0.046	0.055	0.84
	Bulkhead	B-5	-16.5	10.00	0.046	0.053	0.87

Fig.11 Heat Flux and Temp. Change in a Day

いる。

両図において明らかなように、ある部位の温度と熱流束とはほぼ同位相で平行的な変化を示し、しかも両図におけるピーク値の現われる時刻もほぼ一致している。熱流束は温度に比べ一般に起伏の激しい変化を特徴としている。

つぎに、両図を比較すると、温度は各計測点ともほぼ同一の変化を示しているが、熱流束では前者が明らかに高い値を示している。これは防熱壁内面側の温度の差異に起因している。すなわち、後者では防熱壁内面温度はほぼ外気温度に等しく、熱流束は日射による非定常変動分のみに対応していると考えられ、一方、前者ではこれに低温保持による定常熱流束が加算されていると考えることができる。したがって、両者の差をとることにより、低温保持試験における定常熱流束を分離することができ、熱貫流率を解析すれば防熱壁の性能を明らかにできるであろう。

(a) 定常熱流束

上述の観点に立って解析した結果を Table 7 に示す。表では一日を六つの時間帯に分割し、各時間帯ごとに熱流束と熱貫流率の平均を求め、さらに一日の平均値を求めた。表より明らかなように、六つの時間帯における熱貫流率の値は、若干のばらつきはあるが、ほぼ一定した値を示し、日射の影響は除去されたと判断できる。

つぎに、熱貫流率について Table 6 と 7 とを比較すると、解析の対象に選んだ実測データの採取時間帯が 18 時間ずれており、ラップする時間が 6 時間であるにもかかわらず、ほぼ一致する結果が得られ、また計算値とも一致することが明らかになった。

Fig.12 Heat Flux and Temp. Change in a Day

なお、P-5 計測点については熱貫流率の計算値として二個の値を示したが、これは近接して存在する若干構成の異なる防熱構造に対応した値である。

(b) 日射による非定常熱流束

簡単のため、壁面を半無限体とみなし、表面を $\theta = \theta_0 t / t_0$ でランプ型加熱、つまり t_0 時間当り θ_0 °C の割合で加熱する場合の熱流束は、

$$q = \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{\sqrt{\pi}} \right) \sqrt{C \rho \lambda} \frac{\theta_0}{t_0} \sqrt{t}$$

と導かれ、数値計算を行うと Table 8 のようになる。計測点 P-5 部の防熱構造は、ウエザーカバー鋼板の内面に軟質ポリウレタンフォームと硬質ポリウレタンフォームとを組合せた構造になっており、このようなモデル化が可能である。Fig. 12 によれば、P-5 点の壁面温度上昇速度はただだか 25°C/h 程度であり、その持続時間も 1 時間半あまりである。したがって、熱流束のピーク値は同表よりただだか 22 kcal/m²h と推定されるが、実測値は 30 kcal/m²h を示し、36% もの差を生じている。この原因としては、ポリウレタンフォームの熱伝導率値の過小評価（計算に使用した値は 30°C における実測値であり 10% 程度の誤差が見込まれる）、内部空隙におけるふく射伝熱および自然対流熱伝達などによる伝熱量増加などが考えられる。

一方、E-1 および E-14 計測点では、鋼板と防熱壁との間に空気層が存在する。そこで、伝熱は空気層をはさんで対峙する二面間のふく射が主体であると仮定し、Stefan-Boltzmann の式により検討すると、熱流束の実測ピーク値 30 kcal/m²h を得るに必要な二面間の温度差は 5°C 程度で足りることが計算される。この値は、実

Table 7 K-value at Weather Cover

Point	Time Range	Mean Temp. Diff. (°C)			Heat Flux (kcal/m ² h)			K
		$\Delta \theta_1$ (8/1)	$\Delta \theta_2$ (8/8)	(1) $\Delta \theta_1 - \Delta \theta_2$	q_1 (8/1)	q_2 (8/8)	(2) $q_1 - q_2$	
P-5	6:00 ~ 9:30	19.4	2.3	17.1	28.4	17.7	10.7	0.063
	10:00 ~ 13:30	21.2	2.5	18.7	18.0	1.8	16.2	0.087
	14:00 ~ 17:30	20.0	9	19.1	14.8	-1.0	15.8	0.083
	18:00 ~ 21:30	19.2	3	18.9	12.6	-1.9	14.5	0.077
	22:00 ~ 1:30	18.8	-1	18.9	13.6	-1.0	14.6	0.077
	2:00 ~ 5:30	18.6	-3	18.9	14.3	-0.4	14.7	0.078
	Mean Value	—	—	—	16.9	2.5	14.4	0.078
E-1	6:00 ~ 9:30	11.7	1.4	10.3	7.3	1.8	5.5	0.053
	10:00 ~ 13:30	13.4	2.4	11.0	12.7	8.2	4.5	0.041
	14:00 ~ 17:30	13.0	2.7	10.3	3.9	-1.1	5.0	0.049
	18:00 ~ 21:30	11.9	1.5	10.4	3.4	-3.0	6.4	0.062
	22:00 ~ 1:30	11.3	9	10.4	4.5	-0.8	5.3	0.051
	2:00 ~ 5:30	11.0	6	10.4	5.5	-1.3	6.8	0.065
	Mean Value	—	—	—	6.2	0.6	5.6	0.054
E-14	6:00 ~ 9:30	16.2	2.3	13.9	22.2	8.2	14.0	0.101
	10:00 ~ 13:30	16.6	2.2	14.4	6.4	1.7	4.7	0.033
	14:00 ~ 17:30	16.5	1.9	14.6	7.8	1.9	5.9	0.040
	18:00 ~ 21:30	15.6	1.4	14.2	5.7	2.4	3.3	0.023
	22:00 ~ 1:30	14.9	1.0	13.9	6.1	0.5	5.6	0.040
	2:00 ~ 5:30	14.7	7	14.0	5.6	0.9	4.7	0.034
	Mean Value	—	—	—	9.0	2.6	6.4	0.045

Table 8 Unsteady Heat Flux by Sunshine
(kcal/m²h)

Material	Time (h)	θ_0/t_0 (°C/h)			
		5	10	20	30
Rigid PUF	0.5	2.6	5.3	10.6	15.9
$\rho = 55 \text{ kgf/m}^3$	1.0	3.7	7.5	15.0	22.5
$\lambda = 0.02 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$	1.5	4.6	9.2	18.4	27.5
$c = 0.45 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$	2.0	5.3	10.6	21.2	31.8
Flexible PUF	0.5	2.6	5.1	10.3	15.4
$\rho = 25.8 \text{ kgf/m}^3$	1.0	3.6	7.3	14.6	21.8
$\lambda = 0.04 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$	1.5	4.5	8.9	17.8	26.7
$c = 0.45 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$	2.0	5.1	10.3	20.6	30.9

測による確認はなされていないが、ほぼ妥当な数値であると思われる。

(2) タンクサポート基部

計測点 F-3 は基部断熱材 (フェノール樹脂系積層材) の中央に位置し、その部位の熱貫流率実測値は、断熱材の厚さ方向の中間温度 -100°C における熱伝導率の実測値 $0.13 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$ を用いた計算値と 10% の誤差で一致した。他方、計測点 F-2 はこれに比べてかなり低い値を示している。これは、F-2 の位置が基部断熱材と隣接する硬質ポリウレタンフォーム断熱層との境界付近に

あるためである。

基部断熱材の厚さはポリウレタン部と同じ 300mm であり、ポリウレタンに換算した防熱等価厚さ D_2 を求めると、 $D_2 = (0.013/0.13) \times 300 = 30 \text{ mm}$ となる。そこで、段付き壁の形状影響修正理論¹⁾を適用し、F-2 計測点の熱流束を計算するとつぎのようになる。

$D_1 = 300 \text{ mm}$, $D_2 = 30 \text{ mm}$ とする。F-2 の位置は $L_1 \approx 50 \text{ mm}$ に相当するので、 $X_1 = L_1/D_1 = 0.17$ 。したがって、F-2 位置の熱流強さ $|dw/dz|$ は 3.3 と求まる。一方、基準となる熱流束は厚さ D_1 のポリウレタン部の熱流束であり、さらに両面の温度は、外面は Table 6 より 19°C 、内面は実測値 -165°C であるから、計測点 F-2 における熱流束は計算上つぎのように推定される。

$$q = |dw/dz| \times \lambda \frac{\Delta \theta}{D_1} = 3.3 \times 0.013 \times \frac{\{19 - (-165)\}}{0.3} = 26.3 \text{ kcal/m}^2\text{h}$$

実測値は Table 6 に示したとおり $29.2 \text{ kcal/m}^2\text{h}$ であり、計算値とよく一致し理論解の妥当性が証明された。

4 LPG 船実験

船体および防熱タンクを取り巻く熱的環境の実態を知

Fig. 13 Scheme of LPG Carrier Tested

Fig. 15 Temp. History

る目的で、LPG船の実航海時に、船体および防熱各部の貫流熱流束および温度を、フォイル型熱流束計などを用いて連続計測した。

4.1 供試船の概要と計測点配置

供試船の概要を Fig. 13 に示す。

実験は、日本-オーストラリア航路において、往路バラスト状態、復路満載状態について実施した。供試タンクは No. 2 タンクで、積荷は液化プロパンガスであった。計測点配置の一部を Fig. 14 に示す。

4.2 実験結果とその検討

温度の計測結果の一例を Fig. 15 に、また熱流束の計測結果の一部を Fig. 16 および Fig. 17 に示す。

(1) 各部温度

Fig. 15 から明らかなように、側部では船側外板の喫水線よりも上の部分が一日を周期とする明りょうな変化をみせているが、インターバリアスペースと喫水線より下の船側外板はともに海水温度とほぼ平行する変化を示す。図示は省略し

Fig. 14 Arr. of Meas. Points

たが、甲板部では上甲板、インターバリアスペース、防熱表面とも一日を周期とする明りょうな変化をみせるが、二重底部では全般に海水温度と平行する変化を示している。

上甲板と喫水線上の船側外板とは、前者が後者よりも全般にピーク温度が低く記録されたが、これは前者の計測点位置が上甲板上の配管の日影に入ったため

Fig. 16 Heat Flux (LPG Carrier)

Fig. 17 Heat Flux through Insulation

と理解される。船側外板部の最高ピーク値としては 55°C が記録された。

インターバリアスペースの温度は満載状態においても高く、海水温度よりもただか 5°C 程度低いだけであった。

(2) 各部熱流束

上甲板および喫水線より上側の船側外板とは平行面として対峙しており、この間の伝熱はふく射が主体と考えられる。熱流束が 20kcal/m²h を超える実測値について、Stefan-Boltzmann の式によって計算される値との比較を Fig.18 に示す。

図から明らかなように、船側外板部の実測値は計算値の 80~100% の間に分布しており、マクロ的にみてふく射が伝熱の主体であることを示している。

上甲板部については、船側外板部に比べてばらつきが大きい。熱流束の値が小さいので、ふく射が主体であるという切れるか否かは疑問であるが、ふく射伝熱が熱流束の上限を規定しているといえそうである。コッファダム部については、上甲板を取り囲む各面の温度分布が明らかでなく、形態係数の取扱いも複雑であるが、Fig.18 の q_{exp}/q_{cal} から判断すれば、形態係数と射出率をこみにした修正係数は 0.35 程度とみなして差支えないようである。

一方、防熱壁の貫流熱流束についてはつぎのようになる。防熱はタンク全面とも硬質ポリウレタンフォームの直接発泡により、その厚さは 75mm である。タンク壁面と防熱材表面との温度差は、バラスト状態で 20~30°C、満載状態で 60~70°C であった。したがってこれに対応する熱流束は、バラスト状態のとき $q = \lambda \Delta\theta / D = 0.016 \times (20 \sim 30) / 0.075 = 4.3 \sim 6.4 \text{ kcal/m}^2\text{h}$ 、満載状態のとき $q = 0.016 \times (60 \sim 70) / 0.075 = 12.8 \sim 14.9 \text{ kcal/m}^2\text{h}$ と推算される。

実測結果によれば、タンク壁面の貫流熱流束は、バラスト状態のとき約 9kcal/m²h、満載状態のとき 10~20 kcal/m²h である。実測値は、電圧計の測定精度の関係上、1/4 目盛さきで計測したため、図のような一見階段的な値になった。したがって、このことを考慮すれば、計算値と実測値とは測定の誤差範囲内で満足すべき一致を示しているといえることができる。

5 結 言

LNG 専用運搬船を対象とし、その防熱構造の性能評価の精密化を中心に、熱流束計などを使用した各種実験

Fig.18 Analysis of Radiation

と、その計算モデルによる理論計算との比較を行なった。その結果、簡単な防熱構造については熱貫流率の実測値と計算値とがきわめてよい一致を示すことを明らかにし、さらに複雑な構造についてはそのモデル化による計算値と実測値とを比較することにより、モデル化の妥当性を実証した。

また、LNG 実験船および LPG 船による実船計測を実施し、外界から船体への侵入熱量、防熱層貫流熱量の実態を熱流束計による実測により初めて明らかにした。

本研究により、従来定量的評価が困難とされていた複雑な防熱構造に関する防熱性能計算の精密化が可能となり、実験による立証により計算法の信頼性を著しく高めることができた。

終りに、本論文作成に当りご指導いただいた九州大学 栖原二郎教授、実験に協力いただいた関係各位に謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) 栗原至道：防熱壁中に突出した防撓材の伝熱学的形状影響について、西部造船会会報，第 48 号，(昭 49.8)，p.210.
- 2) 栗原至道：新開発フォイル型熱流束計について、関西造船協会誌，第 153 号，(昭 49.6).
- 3) 甲藤好郎：伝熱概論，養賢堂，(昭 42.5)，p.25.
- 4) 栗原至道：船体の熱貫流率に関する二、三の考察，西部造船会会報，第 40 号，(昭 45.7)，p.240.