

波浪貫通型双胴船におけるデッキ上の車両転倒に関する研究

正員 桃 木 勉*

学生員 長 野 真二郎**

正員 池 田 良 穂*

A Study on Behavior of Vehicles on Deck of a Wave Piercing Catamaran in Waves

by Tsutomu Momoki, *Member*
Yoshiho Ikeda, *Member*

Shinjiro Nagano, *Student Member*

Summary

Recently, fast car ferries of catamaran type have become larger and larger. In beam waves, motion of catamaran is relatively severe because of its large stability. Therefore, in beam waves, tilt or turn over of cars is concerned for such catamarans. If relationship between wave height and tilt of cars is clarified, safety voyage without lashing will be able to judge before sailing from port.

A method of judgment of tilt of cars on deck was proposed by Kuwano. In this method, however, only rolling motion is taken into account. It is necessary to take other motions into account for higher precision of the judgment of tilt of cars on deck. A new method considering heave, sway and pitch as well as roll motion is developed in the present paper. Model experiments to check out the relevance of the new method and the effect of motions except rolling on behavior of vehicles on decks are carried out.

The method is applied to a 112m wave piercing catamaran, and criteria of wave height for tilt of vehicles on decks are predicted. The predicted results demonstrate the effects of other motions except rolling are significant in some cases. It is confirmed that the most critical wave period of tilt of vehicles on decks of the wave piercing catamaran is about 6.0 to 8.0 seconds.

1. 緒 言

近年、高速船の大型化が進み多くの車両を積載して航海することが多くなっている。こうした大型高速カーフェリーの中では双胴型が多いが、双胴船は復原力が大きくなるため、一般的に横波中の加速度が大きくなり、乗り心地の悪化だけでなく、車両の転倒や横滑りの危険性が考えられる。現在の車のラッシング技術は車両転倒の防止を十分可能にしているが、ラッシング作業に非常に時間がかかるため、特に短距離フェリー航路においてはできるだけラッシング無しで航海することが求められている。したがって、海象と船内の車両の挙動との関係を正確に把握して、ラッシングの必要性の有無を合理的に判断することが必要となる。

ラッシングされた自動車やトレーラーの運動については桑野¹⁾²⁾やTurnbull³⁾らによる研究があるが、特に桑野¹⁾の研究ではカーフェリー上の車両の転倒について判断する方法

を提案している。この桑野の判断方法では船体の横揺れ運動だけを考慮しており、横揺れ以外の船体運動の影響は考慮されていない。しかし、波との出会い周期が短く、加速度のレベルが高くなる高速船においては、横揺れ以外の船体運動が及ぼす車両の転倒への影響についても十分検討しておくことが必要である。

そこで本研究では、横揺れだけでなく、上下揺れ、縦揺れ、左右揺れを考慮したデッキ上の車両転倒判別式を導き、模型実験により、その判別式の検証を行った。また、同判別式を112m 波浪貫通型双胴船に適用し、デッキ上での車両の転倒と波高との関係を求め、その限界波高を求めた。

2. デッキ上の車両転倒の判別式

2.1 桑野による車両転倒判別式

まず桑野によって提案されている船体デッキ上の車両転倒判別式について述べる。同方法では Fig.1 に示すように、車両重心高さを h 、車輪から車両重心までの水平距離を b とする。次に船体の横揺れの回転運動を考え、それにとりあう加速度 $r\ddot{\phi}$ 、車両に働く遠心力による加速度 $r\dot{\phi}^2$ と、重力加速度 g の 3 つの加速度を、それぞれデッキに対する垂直方向成分 f_n と水平方向成分 f_t に分ける。

* 大阪府立大学大学院工学研究科

** ダイハツ工業（研究時大阪府立大学大学院）

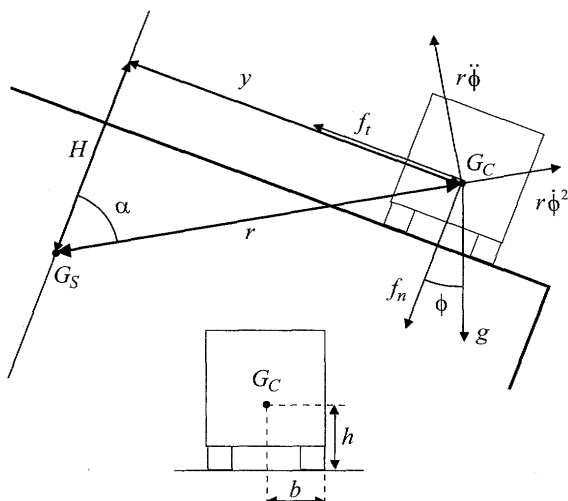


Fig.1 Kuwano's Relationship of Acceleration.

$$f_n = g \cos \phi - r |\ddot{\phi}| \sin \alpha - r \dot{\phi}^2 \cos \alpha \quad (1)$$

$$f_t = -g \sin \phi + r |\ddot{\phi}| \cos \alpha - r \dot{\phi}^2 \sin \alpha \quad (2)$$

この加速度にもとづく力による、一方の車輪まわりのモーメントが負になると車は傾斜することとなる。従って、傾斜が始まるのは下式が成立する時となる。

$$h \cdot f_t - b \cdot f_n = 0 \quad (3)$$

(3) 式に各変数を代入すると(4)式が導かれる。

$$h(-g \sin \phi + H |\ddot{\phi}| - y \dot{\phi}^2) = b(g \cos \phi - y |\ddot{\phi}| - H \dot{\phi}^2) \quad (4)$$

これが桑野によって示された車両が転倒を開始する条件となる。

2.2 横揺れ以外の船体運動も考慮した車両転倒判別式

ここでは、各船体運動から求められる、上下加速度と横加速度⁴⁾の各加速度成分のうち、桑野による(1)式では考慮されていない上下揺れ、縦揺れ、左右揺れの加速度成分も(1)式に組み込み、4自由度の船体運動を考慮した新たな車両転倒判別式を導く。

Fig.2 に示すように、各船体運動からの寄与を考慮した場合、車両に働く加速度はデッキに対する垂直方向成分を f'_n 、水平方向成分 f'_t とすると、それぞれ次式となる。

$$f'_n = (g + \ddot{\zeta} - x\ddot{\theta}) \cos \phi - \ddot{\eta} \sin \phi - r |\ddot{\phi}| \sin \alpha - r \dot{\phi}^2 \cos \alpha \quad (5)$$

$$f'_t = -(g + \ddot{\zeta} - x\ddot{\theta}) \sin \phi - \ddot{\eta} \cos \phi + r |\ddot{\phi}| \cos \alpha - r \dot{\phi}^2 \sin \alpha \quad (6)$$

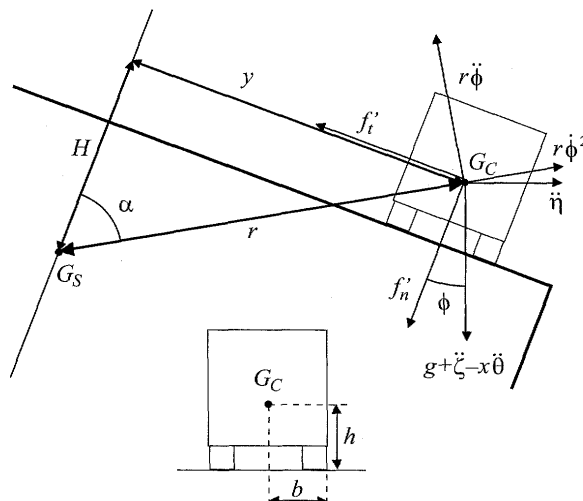


Fig.2 New Relationship of Acceleration.

$$\begin{cases} \ddot{\zeta} = -\zeta_0 \omega^2 \cos(\omega t) \\ \ddot{\theta} = -\theta_0 \omega^2 \cos(\omega t - \varepsilon_1) \\ \ddot{\eta} = -\eta_0 \omega^2 \cos(\omega t - \varepsilon_2) \\ \ddot{\phi} = -\phi_0 \omega^2 \cos(\omega t - \varepsilon_3) \\ \phi = \phi_0 \cos(\omega t - \varepsilon_3) \end{cases}$$

ただし、式中の各変数は次のことを表す。

ζ : heave displacement

θ : pitch angle

η : sway displacement

ϕ : roll angle

$x \cdot y \cdot z$: distance between center of gravity of car and ship

ω : roll angular velocity

$\varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot \varepsilon_3$: phase difference of each motion from heave motion

桑野の判別式と同様に一方の車輪まわりの車両の回転モーメントが0となるのは下式が成立するときである。

$$h \cdot f'_t - b \cdot f'_n = 0 \quad (7)$$

上式に各変数を代入すると、下式に示す車両の傾斜が始まる条件式が求められる。以下、これを車両転倒判別式と呼ぶ。

$$\begin{aligned} h(-(g + \ddot{\zeta} - x\ddot{\theta}) \sin \phi - \ddot{\eta} \cos \phi + H |\ddot{\phi}| - y \dot{\phi}^2) \\ = b((g + \ddot{\zeta} - x\ddot{\theta}) \cos \phi - \ddot{\eta} \sin \phi - y |\ddot{\phi}| - H \dot{\phi}^2) \end{aligned} \quad (8)$$

3. 判別式の検証

(8)式の車両転倒判別式の推定精度を確認するために、模

Table 1 Location of center of gravity of a model car

	h	b
Model Car	0.057 m	0.026 m

Table 2 Principal Particulars of a model ship

Scale	1/40
L_{PP} (m)	1.550
B(m)	0.315
d (m)	0.120
GM(m)	0.030

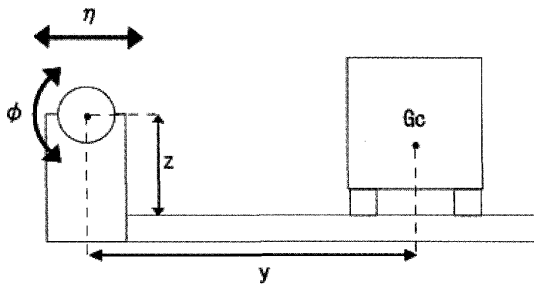


Fig.3 Schematic view of forced oscillation test for a model car

型車両を用い、強制動揺装置による横揺れ、左右揺れを組み合わせた動揺試験を行った。Table 1 に模型車両の重心位置を示す。

実験では Fig.3 に示すように、デッキに見立てた平板の上に模型車両を載せ、強制動揺装置により横揺れと左右揺れを組み合わせた規則的な運動を与えて、模型車両について一方のタイヤの浮き上がりを目視により確認した。

車両模型の重心の座標は横揺れの回転中心から $y=0.25\text{m}$, $z=0.017\text{m}$ である。左右揺れの振幅を $\eta_0=0.01\text{m}$, 0.05m とした結果を Fig.4, Fig.5 に示す。横軸には強制運動の周波数を取り、縦軸は車両の一方の車輪が浮き上がる瞬間の横揺れ振幅 ϕ を静的転倒角 ϕ_0 で割った無次元値をとっている。Fig.4, Fig.5 から、本研究で提案した(8)式による計算結果は実験値とよく一致していることがわかる。また、横揺れ運動のみを考慮した(4)式の計算結果は、左右揺れの運動が大きくなるに従い過小評価になっており、横揺れ以外の運動を考慮する必要があることがわかる。ただし今回の検証実験では上下揺れや縦揺れ運動は含まれておらず、桑野の判定式(4)式は車両転倒判別式(8)式よりも常に過小評価するとは限らない。位相差の違いや縦揺れ運動の組み合わせによっては過大評価となる可能性もある。

次に本学試験水槽において Table2 に示す模型船上のデッキに模型車両を搭載し、規則波を右舷側から当てて模型車両の挙動を観察した。この時、規則波の波高を徐々に大きくし

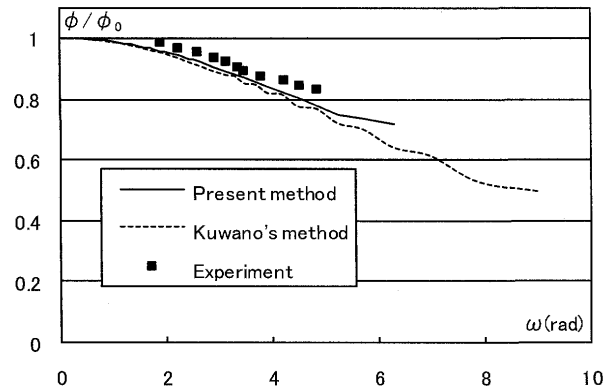


Fig.4 Comparison of criteria for car turnover between calculation with experiment

$[\eta_0=0.01\text{m}, \varepsilon=0, x=0, y=+0.25\text{m}, z=+0.017\text{m}]$

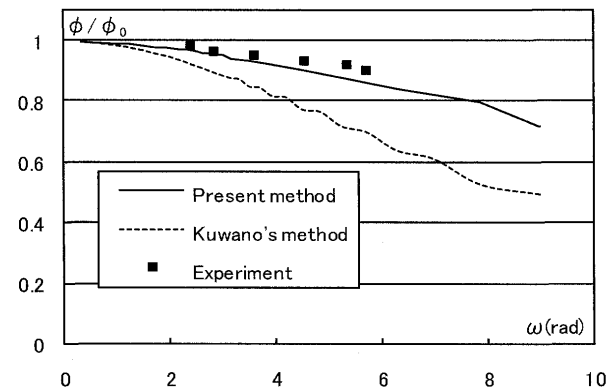


Fig.5 Comparison of criteria for car turnover between calculation with experiment

$[\eta_0=0.05\text{m}, \varepsilon=0, x=0, y=+0.25\text{m}, z=+0.017\text{m}]$

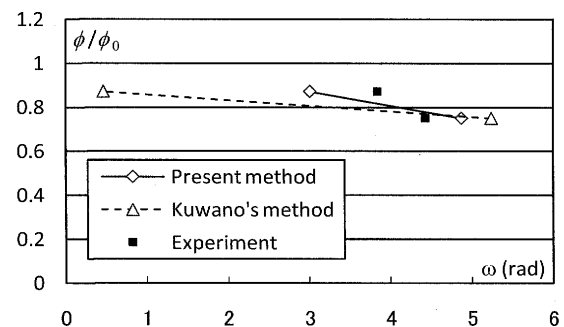


Fig.6 Comparison of criteria for car turnover between calculation with experiment

ていき、横揺れ、左右揺れ、上下揺れ、縦揺れの船体運動について計測を行うと共に模型車両が傾斜する瞬間をビデオ映像から求めた。また、桑野の判別式(4)式と車両転倒判別式(8)式を用いて、実験によって車両転倒が確認された横傾斜角において車両転倒が生じると判定される周波数 ω の計算を行った。実験結果および計算結果を Fig.6 に示す。

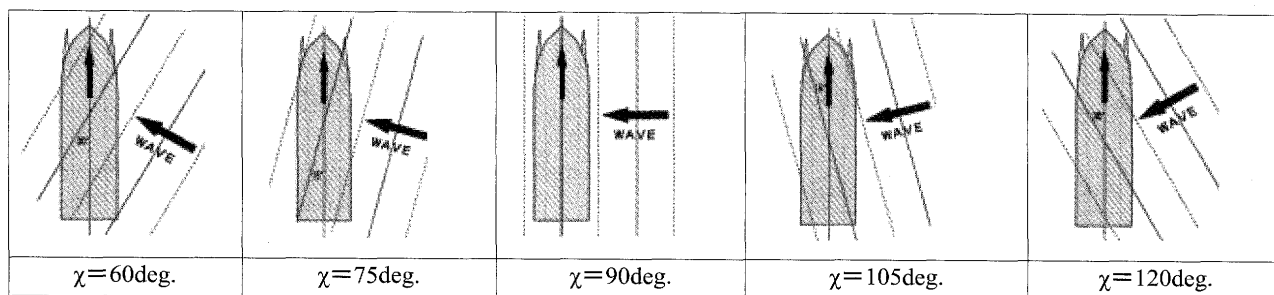


Fig.7 Setting of model

Fig.6 から、模型船上での車両転倒についても(8)式を用いた計算結果の方が(4)式を用いた計算結果よりも実験値に近い傾向を示しており、横揺れ以外の加速度を考慮することによって推定精度が向上していることが分かる。

4. 波浪貫通型双胴船での車両転倒の判別

4.1 運動計測試験⁵⁾

次に運動の予測が難しく、横揺れ以外の加速度が大きくなると予測される特殊な船舶について、(8)式に示す車両転倒判別式による計算結果と(4)式に示す桑野の判別式による計算結果との比較を行う。本研究では 112m 型波浪貫通型双胴船を計算対象とし、その主要目を Table3 に示す。

まず同波浪貫通型双胴船の運動を模型試験により計測する。実験は本学曳航水槽において、Fig.7 に示すように、静止状態の模型船に波向きを 60 度から 120 度まで 15 度ずつ

5 通りに変化させた規則波を入射させ、その時の船体運動（上下揺れ、縦揺れ、左右揺れ、横揺れ）を測定した。波高は実船換算で 2.4m である。上下揺れ、縦揺れ、左右揺れ、

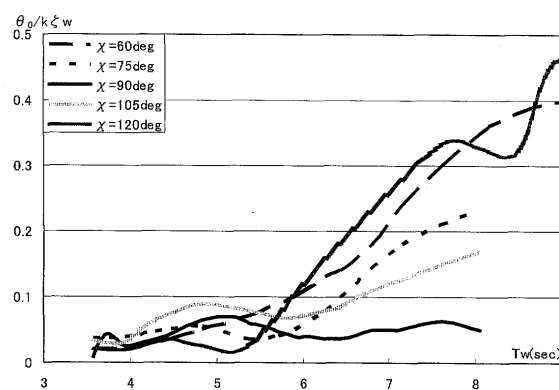


Fig.9 Characteristic of pitch amplitude

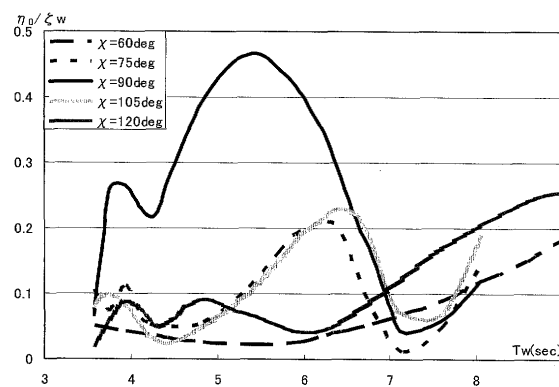


Fig.10 Characteristic of sway amplitude

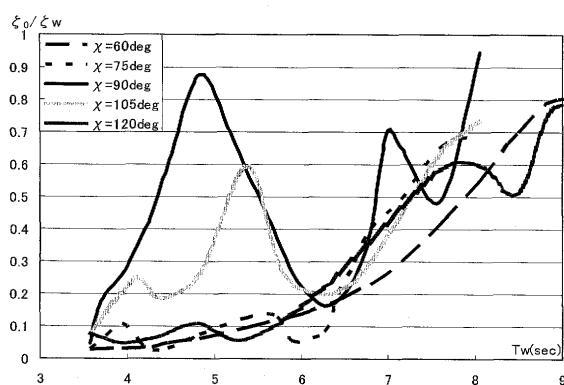


Fig.8 Characteristic of heave amplitude

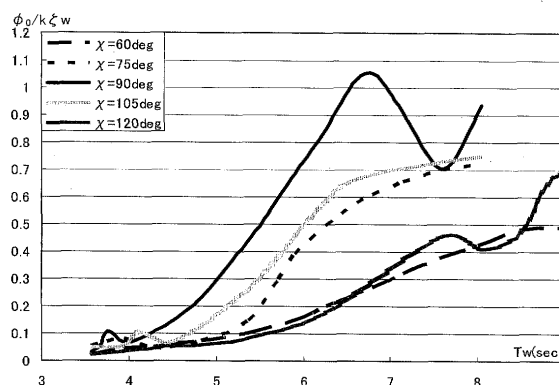


Fig.11 Characteristic of roll amplitude

Table 3 Principal Particulars of the ship

	Model	Real
Size	1/80	-
Displacement	4.59 kg	2350 t
Overall Length	1.4 m	112 m
Beam	0.38 m	30.4 m
GM	0.85 m	68 m
T ₀	0.46 sec.	4.1 sec.
GM _L	4.04m	323m
T _{L0}	0.56sec	5.05sec

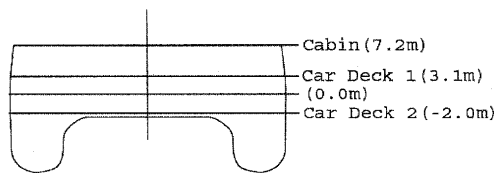


Fig.12 Height of each deck

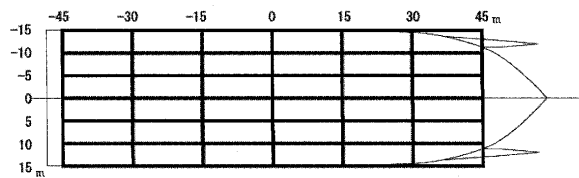
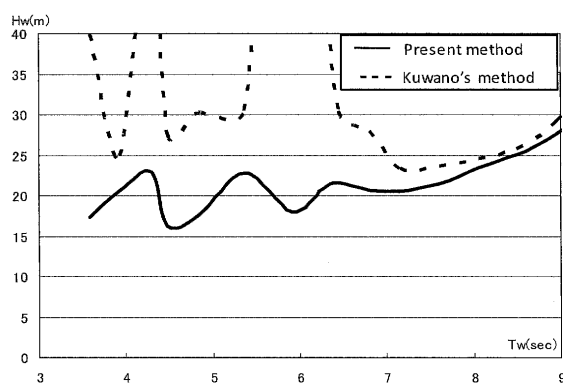
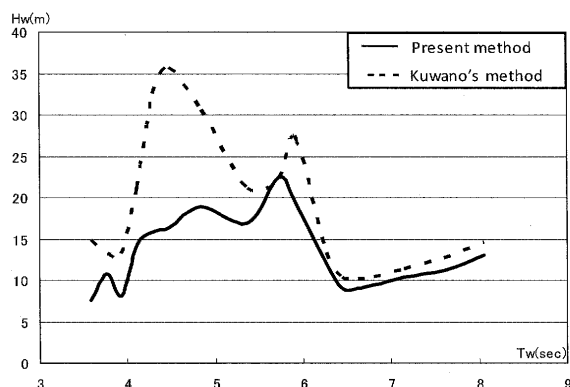
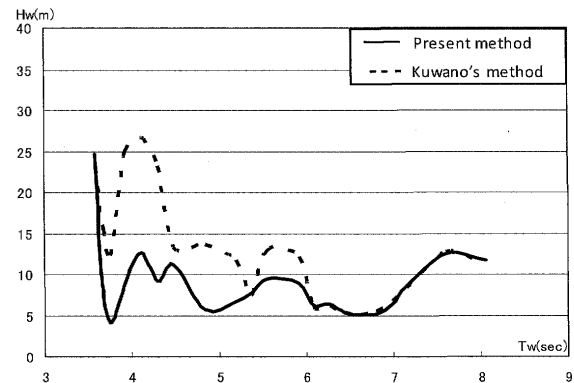
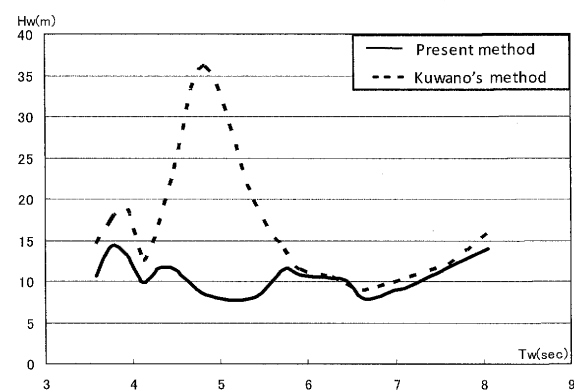
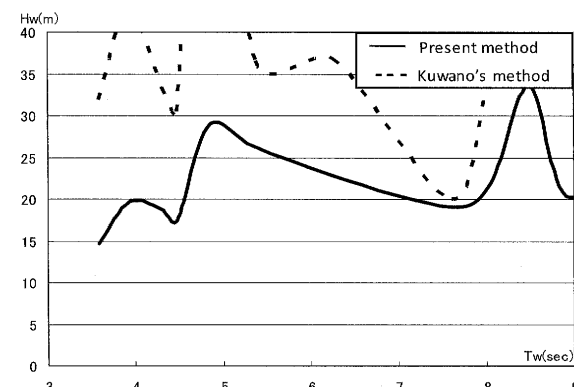


Fig.13 Mesh for calculation

Fig.14 Comparison with critical waves by formula (8) and formula (4) [Car Deck1, $h=1.5\text{m}$, $b=1.0\text{m}$, $\chi=60\text{deg.}$]Fig.15 Comparison with critical waves by formula (8) and formula (4) [Car Deck1, $h=1.5\text{m}$, $b=1.0\text{m}$, $\chi=75\text{deg.}$]Fig.16 Comparison with critical waves by formula (8) and formula (4) [Car Deck1, $h=1.5\text{m}$, $b=1.0\text{m}$, $\chi=90\text{deg.}$]Fig.17 Comparison with critical waves by formula (8) and formula (4) [Car Deck1, $h=1.5\text{m}$, $b=1.0\text{m}$, $\chi=105\text{deg.}$]Fig.18 Comparison with critical waves by formula (8) and formula (4) [Car Deck1, $h=1.5\text{m}$, $b=1.0\text{m}$, $\chi=120\text{deg.}$]

横揺れのそれぞれの結果を Fig.8～11 に示す。横軸は波周期を、縦軸は波振幅、最大波傾斜により無次元化した各運動の無次元値を示している。

Fig.8～11 から、横揺れの最も大きくなる波向き 90 度の場合、上下揺れでは波周期が 6 秒以下、左右揺れでは波周期 7 秒以下において運動が大きくなっていることがわかる。その他の波向きにおいても同様に、横揺れ以外の運動が大きくなっている波周期がある。ここで Fig.11 より、波周期 4.1 秒の同調時に応答が小さくなっているが、これは今回対象とした

波浪貫通型双胴船の横揺れ減衰力が極めて大きいためと考えられる。

従って、このような運動特性をもつ波浪貫通型双胴船における車両転倒の推定では、横揺れ以外の運動を無視すると、大きな差異が出る可能性がある。そこで、上述の船体運動の計測値を用いて、提案した計算方法での車両転倒の判別を行った。また桑野の判別式による結果と比較し、考察を行った。

4.2 車両転倒が生じる限界波高の計算値比較

計算条件では、Fig.12 に示すようなデッキを設定し、上部

からカーデッキ1, カーデッキ2とする. デッキ上の車両位置については Fig.13 に示すように, 前後には 90m の範囲において 15m 間隔, 左右には 30m の範囲において 5m 間隔の計算点を設定し, 格子の各点において計算を行った.

カーデッキ1において車両重心位置を $h=1.5\text{m}$, $b=1.0\text{m}$ とした場合の限界波高の計算結果を波向きごとに Fig.14~18 に示す.

Fig.15~17 の計算結果から, 波向き 75 度, 90 度, 105 度の真横波とそれに近い波向きにおいては, 本推定法による値は桑野の推定法による値と同程度の値を示している点もあるが, 波周期 6.0 秒以下では両者の限界波高の計算結果に差異が生じ, 桑野の推定法による値の方が大きくなっていることがわかる.

Fig.14, Fig.18 に示す波向き 60 度, 120 度の時の計算結果から, 波周期 7.0 秒以下において Fig.15~17 の横波に近い場合と同様, またはそれ以上に大きな差異が生じ, 桑野の推定法による値が大きくなっていることがわかる. これは波の入射角が真横波から変化していくと, 波周期によっては横揺れの加速度と比較して, 縦揺れの加速度の影響が強くなるためであり, 横揺れしか考慮していない計算では危険サイドの推定値を導き出してしまう可能性がある.

4.3 波浪貫通型双胴船における車両転倒条件の推定

限界波高の計算方法は 4.2 で示した計算方法と同様である. 計算条件としては, カーデッキ1, カーデッキ2 のそれぞれの場合において, トラックのように車両の貨物変化を想定し, 重心位置を $h=1.5\text{m}$, 2.0m , 2.5m と変化させて計算を行った. その結果をカーデッキ1については Fig.19~21, カーデッキ2については Fig.22~24 に示す. また実際に車両が転倒する危険性の検証を行うために, 微小波高理論値による碎波限界 ($H_w/\lambda=1/7$) と実際海上波での碎波限界 ($H_w/\lambda=1/10$) を表記している. つまり Fig.19~24 においては, 実際海上波での碎波限界を下回る波高が実海域での車両傾斜の危険性が高い波周期, 波向きということになる.

Fig.19 から, 車両重心高さが $h=1.5\text{m}$ では波周期 6.3 秒~7.1 秒付近, 波向き 90 度の条件のみ実際海上波での碎波限界を下回っており, 最も値が低くなる際の限界波高は 5.1m である.

Fig.20 から, 車両重心高さが $h=2.0\text{m}$ になると車両重心高さが $h=1.5\text{m}$ の時よりも全体的に限界波高の値が小さくなり, 波向き 105 度においても実際海上波での碎波限界を下回る領域が存在するとともに, 波向き 90 度では転倒の危険が生じる波周期の範囲が広がっていることがわかる.

Fig.21 から車両重心高さがさらに高くなり, $h=2.5\text{m}$ になると波向きが 75 度, 105 度においても実際海上波での碎波

限界を下回る波周期があり, 波向き 90 度の真横波では周期 6.0 秒を超える波長の波では常に車両転倒の危険性があることが分かる. また波向き 90 度では波周期 3.7 秒付近においても車両転倒の危険性が生じていることが分かる.

Fig.22 からカーデッキ2においては, カーデッキ1の場合と同じ車両重心高さであっても限界波高の値が大きい. これはカーデッキ2の方が運動の回転中心に近く, モーメントを計算する時のレバーがカーデッキ1よりも小さいためである. 実際海上波での碎波限界と比較しても, 車両傾斜の危険

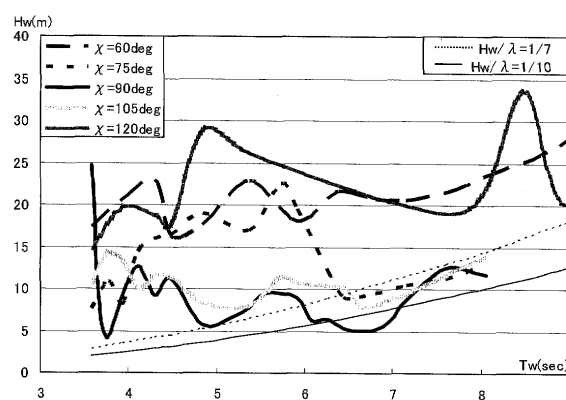


Fig.19 Critical wave height for car turnover
[Car deck 1, $b=1.0\text{m}$, $h=1.5\text{m}$]

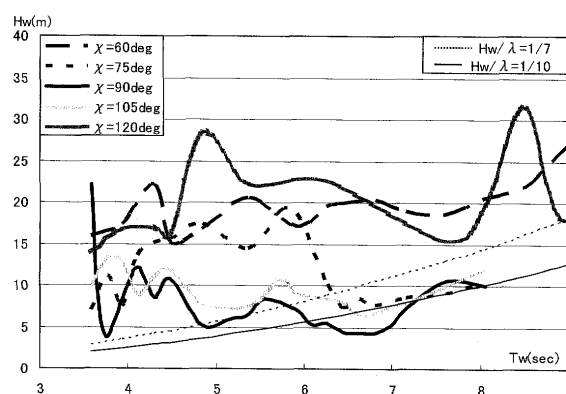


Fig.20 Critical wave height for car turnover
[Car deck 1, $b=1.0\text{m}$, $h=2.0\text{m}$]

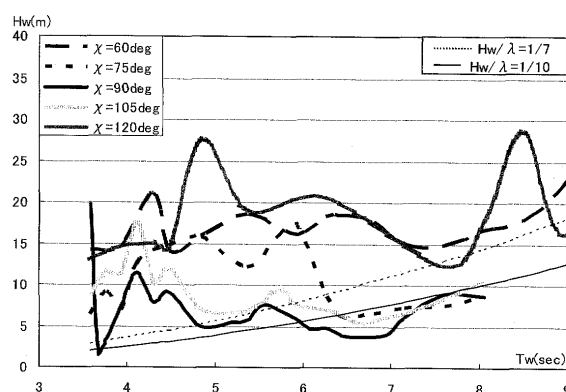


Fig.21 Critical wave height for car turnover
[Car deck 1, $b=1.0\text{m}$, $h=2.5\text{m}$]

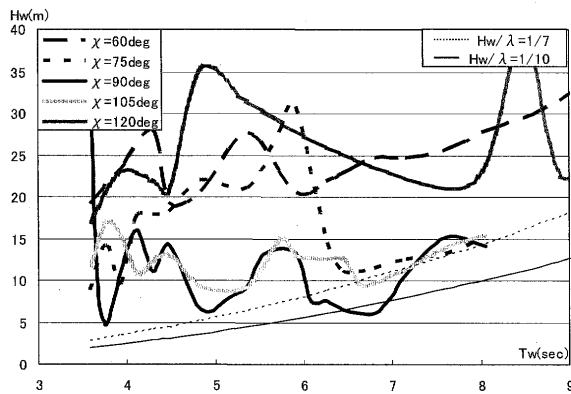


Fig.22 Critical wave height for car turnover
[Car deck 2, $b=1.0\text{m}$, $h=1.5\text{m}$]

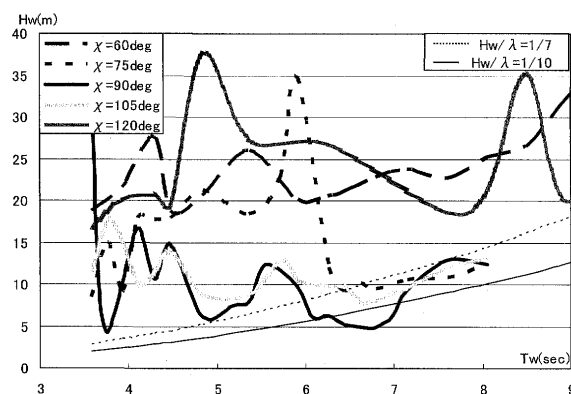


Fig.23 Critical wave height for car turnover
[Car deck 2, $b=1.0\text{m}$, $h=2.0\text{m}$]

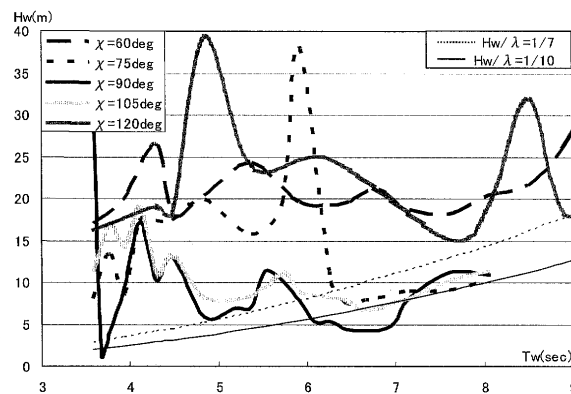


Fig.24 Critical wave height for car turnover
[Car deck 2, $b=1.0\text{m}$, $h=2.5\text{m}$]

性があるのは波向き 90 度において、波周期 6.5 秒～6.9 秒の範囲になっており、カーデッキ 1 の場合よりも転倒の可能性のある波周期の範囲が小さくなっていることがわかる。

Fig.23 からカーデッキ 2 の場合でも車両重心高さが上がることで限界波高の値が小さくなっており、実際海上波での砕波限界を下回る波周期の範囲は広がっている。しかしながら実際海上波での砕波限界を下回る波向きは 90 度の場合のみであり、カーデッキ 1 と比較すると全体的に車両転倒の危険

な波向き、波周期の領域が小さくなっていることが分かる。

Fig.24 から、カーデッキ 1 に比べて実際海上波での砕波限界を下回る波周期の範囲は狭くなっているが、カーデッキ 1 の場合と同様に車両重心高さが高くなることにより、波向き 90 度では波周期 6.0 秒～7.2 秒だけでなく、波周期 3.7 秒付近においても車両転倒の危険性が確認された。

以上の限界波高の推定により、波浪貫通型双胴船は波周期約 6.0 秒～8.0 秒付近において最も車両転倒の危険性が高いことが分かった。さらに波向き 90 度においては、横揺れと左右揺れの運動が若干大きくなる波周期 3.7 秒付近において実際海上波での砕波限界を下回り、車両傾斜の危険性が高まることが分かった。また、車両転倒の危険性については搭載する車両の重心位置についても影響を受けるため、搭載する車種についても注意を払う必要があることが分かった。

4.4 デッキ上の車両傾斜位置

計算方法は限界波高を求める方法と同様とし、波向きごとに適当な波高を設定して計算を行い、車両傾斜の危険性がある範囲を求めた。

計算条件は、カーデッキ 1 において車両重心位置を $h=2.5\text{m}$, $b=1.0\text{m}$ と設定し、波周期は 7.0 秒としている。波高は波向きにより異なる値である。

計算結果を Fig.25 に示す。縦軸、横軸の範囲と方向は Fig.13 の計算格子と同様である。図中の黒い部分がデッキ上において、波向きごとに車両転倒の可能性がある範囲を示している。

Fig.25 から波浪貫通型双胴船では、波向きにより傾斜の始まる位置が異なるが、波を受ける方向から傾斜が始まることわかる。

5. 結言

本研究では船上の車両の転倒の推定のために、横揺れだけでなく、上下揺れ、縦揺れ、左右揺れの運動を考慮した新しい車両転倒判別式を提案した。また本手法の精度の検証のための実験と、波浪貫通型双胴船への適用を行い以下の結論を得た。

- (1) 横揺れ以外の運動を考慮することにより、車両転倒判別式の推定精度が向上することが分かった。
- (2) 波浪貫通型双胴船のように、横揺れ以外の運動の影響が大きくなる船舶に対して、今回提案した車両転倒判別式は有用である。
- (3) 波浪貫通型双胴船は、完全横波中において、波周期約 6.0～8.0 秒付近において車両傾斜の危険性が最も高くなる。

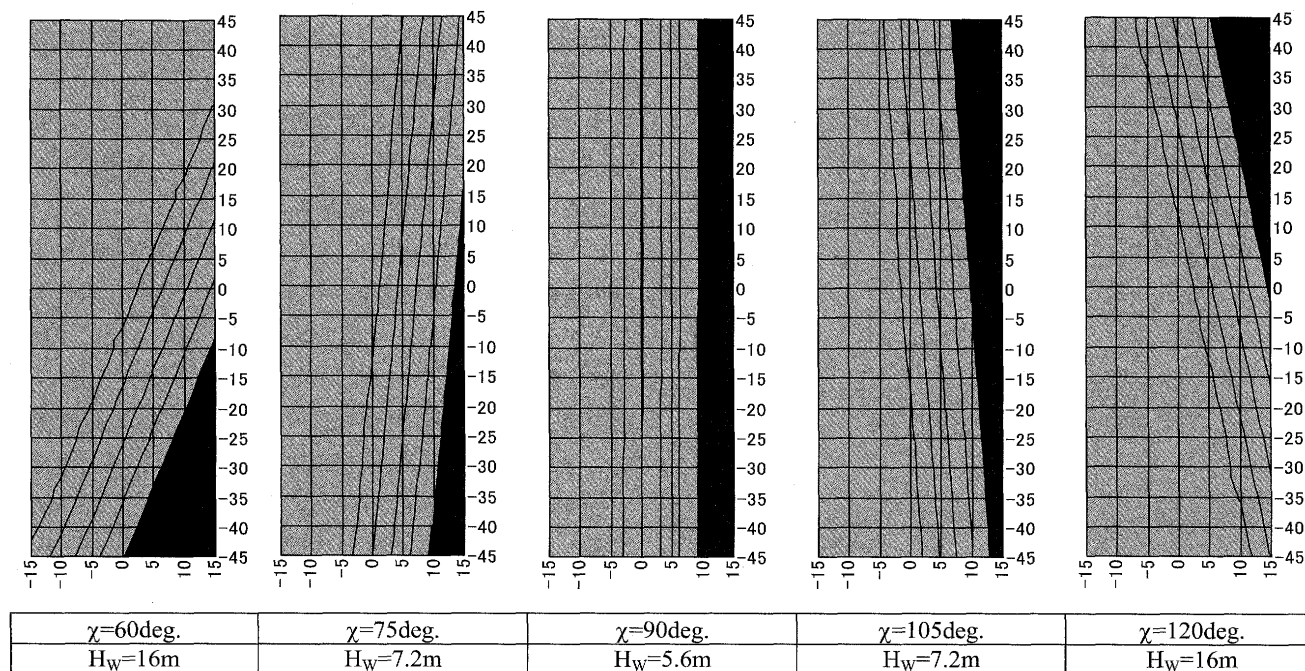


Fig.25 Critical area of car turnover

- (4) 波浪貫通型双胴船は, 搭載車両の重心高さによっては波周期3.7秒と比較的波長の短い波でも波向きによっては車両転倒の危険性があることが分かった.
- (5) 波浪貫通型双胴船では, 波向きごとに車両傾斜の始まる位置は異なり, 船体が波を受ける方向から車両傾斜が起り始める.

参考文献

- 1) 桑野研一: Car Ferry 上の運動, 西部造船会々報第45号, 1973
- 2) 桑野研一, 吉田稔: 船に搭載されラッシングされた自動車の運動, 西部造船会第52回例会論文梗概, 1976
- 3) S.R. Turnbull and D. Dawson: The dynamic behaviour of flexible semi-trailers on board Ro-Ro ship, International Journal of Mechanical Sciences, Vol.41, 1999
- 4) 元良誠三: 改訂版 船体と海洋構造物の運動学, 成山堂
- 5) 山本直人, 池田良穂: ウェーブピアシング型高速フェリーの横波中運動特性と船酔率 (MSI), 日本船舶海洋工学会講演会論文集第3号, 2006