

組み立て式 VPP とタッキングシミュレーション (模型試験データが無くても計算できる!)

増山 豊

1 はじめに

通常の動力船の性能（例えば船型と速度の関係）は、船が直立して直進する時の抵抗値とプロペラ推進力が一致する点を探せば求めることができる。いわば 1 次元の釣合い点を求めればよい。しかしながらセーリングヨットは船ではあるが、通常の動力船とはかなり様相が異なり、むしろ飛行機に近いと考えた方がよい。セールに作用する風の力は船体よりも高い位置に作用するとともに、真追手の場合以外は力の向きが船の前進方向と一致していない。このためセーリングヨットは横傾斜（ヒール）するとともに、横流れ（リーウェイ）する。さらに船体に作用する水の力の着力点とのずれによって回頭しようとするため、舵を切らなければならない。結局セーリングヨットは直進している時（定常状態）でも、風下側に傾くとともに横流れしながら、少し舵を切った状態となる。

このような定常状態を求めるためには、通常の動力船のような 1 次元ではなく、飛行機と同じ 3 次元（6 自由度）の釣合いを考えなくてはならない。ただし、問題を波の無い平水状態に限定すれば、船の上下方向（z 軸方向）と、ピッチング（y 軸周り）方向の変化がわずかと考えられるので、残りの 4 自由度についての釣合い点を求めればよい。この作業を行うために VPP（Velocity Prediction Program）が用いられる。このような方法は文献[1]の第 4 章において詳しく紹介されている。

VPP の計算には、船体やセールに作用する流体力を求める計算式が組み込まれているが、一般に船体の模型を製作して水槽試験を行ったり、セールの風洞試験を行ったりして求めたデータが必要である。本報告は、このようなデータが無くてもそれなりの性能推定を行うことができるような、組み立て式の VPP を提案しようとするものである。なお、同様の手法はすでに IMS レーティングの帆走性能推定に用いられているが、ヨーモーメントの釣合いは考慮されていない。このため、例えばこの船の最適なマストとフィンキールの位置関係を知りたいといったニーズには応えることができない。また、タッキングを含めた操縦性能の計算にもヨーモーメントは不可欠であるためこれ以上の展開は望めない。

ここでは上記のような組み立て式の 4 自由度の VPP 計算の手法を紹介するとともに、その延長として舵角操作にともなう船体運動を表すタッキングシミュレーションについても言及する。本手法が、水槽試験などを行うことができない一般セーラーにとって、帆走性能向上のための資料になることを願うものである。

2 船体に作用する流体力の計算

通常のセーリングヨットの船体は、ハル、フィンキール、ラダーの 3 要素で構成されている。このような船が、ヒールと横流れ（リーウェイ）をしている時に水から受ける流体力の大きさと、着力点の位置を求めるためにこれらの 3 要素について別々に求める。

2.1 直立直進時の抵抗

(1) ハルに作用する抵抗

まず基本となるハルの直立直進時の抵抗値は、デルフト工科大学において Gerritsma ら[2]が実施したヨット船型の模型試験から得られた計算式を用いることにする。この模型船シリーズは Delft

Systematic Yacht Hull Series (DSYHS)と呼ばれており、試験結果を統計的に分析して船体形状から船体抵抗を求める計算式が公表されている。また、この結果はヨットレースのレーティングとして用いられている IMS ルールの計算式の基礎にもなっている。なお、同大学のホームページにおいて DSYHS Database [3]として、模型試験データとこれから換算した実船の抵抗値なども公表されている。

DSYHSによる初期の計算式は Larrson 著 (大橋且典氏訳) の「ヨットデザイン原論」[4]にも紹介されているが、その後模型の数が増えるとともに計算式も改定されてきている。ここでは Keuning らによって 2008 年[5]に示された計算式を用いることにする。式 (1) に剰余抵抗の計算式を示す。

$$\frac{R_{rh}}{\nabla_c \cdot \rho \cdot g} = a_0 + \left(a_1 \cdot \frac{LCB_{fpp}}{Lwl} + a_2 \cdot C_p + a_3 \cdot \frac{\nabla_c^{2/3}}{A_w} + a_4 \cdot \frac{Bwl}{Lwl} + a_5 \cdot \frac{LCB_{fpp}}{LCF_{fpp}} + a_6 \cdot \frac{Bwl}{Tc} + a_7 \cdot C_m \right) \cdot \frac{\nabla_c^{1/3}}{Lwl} \quad (1)$$

ここで、記号は以下を表す。

R_{rh} : ハルのみ (フィンキール、ラダーを除く) の剰余抵抗 [N]、 ∇_c : ハルのみの排水容積 [m³]
 ρ : 水密度 (真水の場合=1000kg/m³)、 g : 重力加速度 (=9.81m/s²)、 Lwl : 喫水線長さ [m]
 Bwl : 喫水線幅 [m]、 Tc : 船体喫水深さ (フィンキール除く) [m]、
 LCB_{fpp} : 浮力中心位置 (喫水線前端より) [m]、 LCF_{fpp} : 浮面心位置 (喫水線前端より) [m]
 C_p : プリズマチック係数 [-]、 A_w : 水線面面積 [m²]、 C_m : 中央断面係数 [-]

式 (1) に示されている $a_0 \sim a_7$ の係数はフルード数に対して一覧表が示されている。上式で得られた値に、 $\nabla_c \rho g$ (=ハル排水重量[N]) を乗ずれば、剰余抵抗[N]を求めることができる。なお剰余抵抗はほぼ造波抵抗に等しいと考えてよいが、ハルにはこれ以外に摩擦抵抗が作用する。このためハルの濡れ面積を求めて摩擦抵抗を計算し、これらを合計することによって全体の抵抗値を求めることができる。

ハルの摩擦抵抗は以下のように求めることができる。

$$R_{fh} = C_f \frac{1}{2} \rho V^2 S_c \quad (2)$$

ここで、

$$C_f = \frac{0.075}{(\log_{10} R_e - 2)^2} \quad : \text{摩擦抵抗係数、}$$

$$R_e = \frac{V \cdot 0.7 \cdot Lwl}{\nu} \quad : \text{レイノルズ数}$$

V : 速度[m/s]、 S_c : ハル濡れ面積[m²]、
 ν : 動粘度[m²/s]

なお通常のヨット船型のハルの濡れ面積は Keuning ら[6]が次のような近似式を示している。

$$S_c = \left(1.97 + 0.171 \frac{Bwl}{Tc} \right) \cdot \left(\frac{0.65}{C_m} \right)^{1/3} \cdot (\nabla_c \cdot Lwl)^{1/2} \quad (3)$$

よって、ハルの全抵抗 R_H は、式 (1) による剰余抵抗 R_{rh} と、式 (2) による摩擦抵抗 R_{fh} を合計し

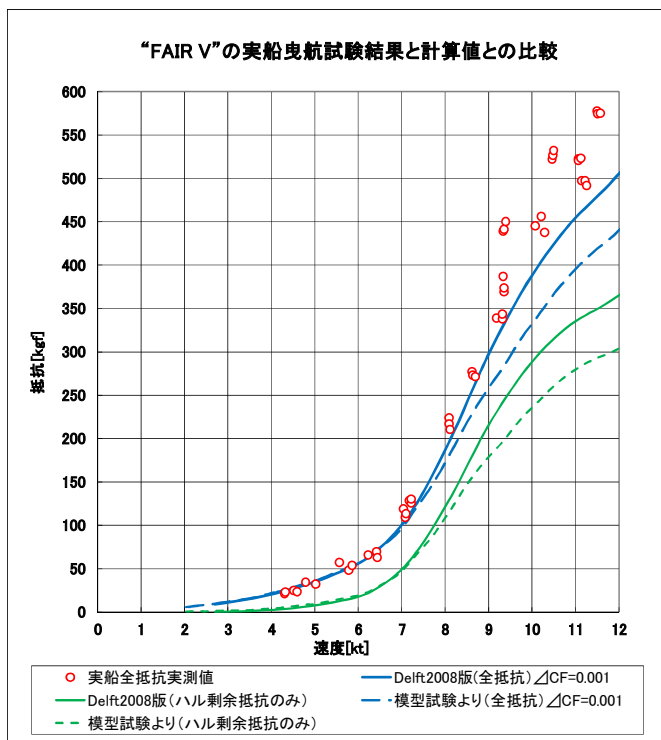


図1 FAIR V の実船全抵抗実測値と Delt 計算などによる計算値との比較

て次のように求められる。

$$R_H = R_{rh} + R_{fh} \quad (4)$$

(2) フィンキールとラダーに作用する抵抗

船体にはフィンキールとラダーが取り付けられているので、直立直進時に作用する抵抗は、各々次のように表される。

$$D_{0K} = \frac{1}{2} C_{D0K} \cdot \rho_w \cdot V_B^2 \cdot A_K \quad (5), \quad D_{0R} = \frac{1}{2} C_{D0R} \cdot \rho_w \cdot (\gamma_R \cdot V_B)^2 \cdot A_R \quad (6)$$

ここで、添字 K 、 R は、各々フィンキールとラダーを表しており、 A_K 、 A_R は各々の投影側面積である。また、 γ_R はラダーにおける流速減少率 (=0.9) である。抵抗係数 C_{D0K} と C_{D0R} は次式より求める。

$$C_{D0K,R} = 2 \times C_{fK,R} \left\{ 1 + 2 \left(\frac{t_{K,R}}{c_{K,R}} \right) + 60 \left(\frac{t_{K,R}}{c_{K,R}} \right)^4 \right\} \quad (7)$$

$$C_{fK,R} = \frac{0.075}{(\log_{10} Re_{K,R} - 2)^2}, \quad Re_{K,R} = \frac{VL_{K,R}}{\nu}$$

上式において、 $C_{fK,R}$ はフィンキールまたはラダーの摩擦抵抗係数を表しているが、ここでのレイノルズ数 Re は各々の翼弦長で求めた値を用いる。また、式 (7) の括弧内の第 2 項目と 3 項目は、これらの翼断面形状の厚さに対する修正係数で、 $t_{K,R}$ はフィンキールまたはラダーの翼厚、 $c_{K,R}$ は翼弦長を表している。なお、式 (7) で 2 倍しているのは、翼の両面を考慮するためである。

図 1 に「FAIR V」(KIT-34) の実船全抵抗実測値と、Delft 計算 (実線) ならびに、模型試験からの計算値 (破線) の比較を示す。図の横軸が速度 [kt]、縦軸が全抵抗値 [kgf] で、図中の○印が実測した全抵抗値である。また、Delft 計算によるハルの全抵抗値にフィンキールとラダーの摩擦抵抗値を加えた計算値を実線で示す。図中の細実線は剰余抵抗値を示している。9kt ($F_r=0.5$) を超える高速域では実測値がやや高い値を示しているが、DSYHS による計算式は全体によい一致を見せているものといえる。一方、破線で示した KIT34 艇の模型試験から推定した値は高速域で若干下回る結果となった。これは模型試験時の曳航点の高さが低く、セールによるバウトリムの影響を考慮しなかったためと考えられる。

2.2 ヒールして横流れする時に船体に作用する水平面内の力

(1) ハルとフィンキールに作用する揚力と抗力

近代的なヨット船型の場合、ハルの喫水はフィンキールやラダーに比べて浅い上に、かなり丸みを帯びている。このためハルに作用する横力は、フィンキールやラダーのような揚力面に作用する力に比べてかなり小さいので、フィンキールに作用する力にハルの力を含めて求めることにする。

まず、Delft 工科大学の Gerritsma ら [2] は、フィンキールを船底から喫水線まで延長し、さらに喫水線を対称線とする鏡像を含めた翼と考えると揚力を計算する方法を示した。これを **Extended Keel Method** と呼んでおり、その概念図を図 2 に示す。フィンキールの上端は船底に取り付けられているが、これを喫水線まで延長し、延長部分の側面積も含めて翼として計算するものである。なおこの場合のアスペクト比は、喫水線からフィンキール下端までの深さの 2 倍を有効翼幅 (スパン) として用いる。Gerritsma らは、このようにして求めたフィンキールとラダーの横力の合計が船体全体に作用する横力に一致することを示し、ハルの横力もこの中に含まれるものとした。

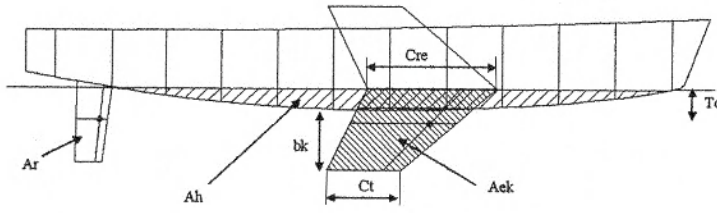


図2 Extended Keel Method の概念図

しかしながらこの Extended Keel Method の考え方では、フィンキールが浅くアスペクト比が小さいヨットの場合は過大な値を示すことが分かった。このため、Keuning ら[7]が、DSYHS の実験データをもとにハル影響係数 C_{hull} を導入する方法を示した。この場合、フィンキールは上端から下端までの実面積とし、アスペクト比もフィンキールの実際の翼幅（スパン） b_k の2倍を有効翼幅として求めている。このようにして求めたフィンキールの揚力は、実験データから得られた船体全体の揚力に比べて小さいので、これらの比をとってハル影響係数 C_{hull} として示したものである。以下に、 C_{hull} を用いて揚力を求める計算方法を示す。

フィンキール上端を対称線として鏡像を考えた場合、このような翼の揚力係数は航空機の風洞実験データ[8]から得られた次式によってよく表されることが知られている。

$$C_{LK} = \frac{5.7a_K}{1.8 + \cos \Lambda_K \sqrt{\frac{a_K^2}{\cos^4 \Lambda_K} + 4}} \cdot \beta \quad (8)$$

ここで、 $a_K = \frac{2b_K}{(c_{Kr} + c_{Kt})/2}$: 鏡像を含めたフィンキールのアスペクト比

b_K : フィンキール深さ（スパン：上端から下端まで）、 c_{Kr} : フィンキールの上端の翼弦長、
 c_{Kt} : フィンキールの下端の翼弦長、 β : 横流れ角（ラジアン）、
 Λ_K : フィンキールの後退角（真っ直ぐ下に降りている場合は 0° ）

上述のように、ハルに作用する揚力も含める場合は、式(8)に C_{hull} を乗ずればよい。 C_{hull} は文献[7]より次式のように表される。

$$C_{hull} = 1.8 \frac{T_c}{b_K} + 1 \quad T_c : \text{ハル喫水深さ}$$

よって、フィンキールとハルに作用する揚力 $L_{K\&H}$ は次のように表される。

$$L_{K\&H} = \frac{1}{2} C_{hull} \cdot C_{LK} \cdot \rho_w \cdot V_B^2 \cdot A_K \quad (9)$$

ここで、 A_K はフィンキールの側面積（実投影面積）である。

次に抗力を求める。翼が式(8)で表されるような揚力を生ずる場合、翼端から渦を発生して抗力成分が生ずることが知られている。翼端からの渦によって翼面上の流れが曲げられ、これによって揚力が少し後ろへ傾いて抵抗成分として作用するためである。これは摩擦抵抗とは別の種類の抵抗で、誘導抵抗（抗力）と呼ばれており次式で表される。

$$C_{DiK} = \frac{C_{LK}^2}{\pi \cdot a_K} : \text{フィンキールの誘導抵抗係数} \quad (10)$$

よって、式(5)で表される摩擦抵抗係数と合計することによって、フィンキールに作用する抗力 D_K は次のように表される。

$$D_K = \frac{1}{2} (C_{D0K} + C_{DiK}) \rho_w \cdot V_B^2 \cdot A_K \quad (11)$$

(2) ラダーに作用する揚力と抗力

ラダーに作用する揚力と抗力は基本的にフィンキールの場合と同様である。ただ、ラダーに流入する流れは、ハルとフィンキールの影響を受けるため、流速と流入角はフィンキールにおける値とは異なったものになる。流速は Gerritsma[9]によれば、主流の値の 0.9 倍とすればよい。一方、流入角はフィンキールの吹き下し角によって主流の横流れ角 β より小さくなる（迎角が小さくなる）ことが知られている。吹き下し角 ε は、フィンキールの形状と揚力係数によって変化するが、Keuning ら[10]は実験結果をもとに次のような近似式を示している。よって、式 (8) の β を $(\beta - \varepsilon)$ として求めればよい。

$$\varepsilon = 0.136 \sqrt{\frac{C_{LK}}{a_K}} \quad : \text{フィンキールによる吹下し角} \quad (12)$$

以上より、ラダーに作用する揚力と抗力は次式のように求められる。

$$L_R = \frac{1}{2} \cdot C_{LR} \cdot \rho_w \cdot (0.9 V_B)^2 \cdot A_R \quad (13)$$

$$D_R = \frac{1}{2} (C_{D0R} + C_{DiR}) \rho_w \cdot (0.9 V_B)^2 \cdot A_R \quad (14)$$

ここで、 A_R はラダーの側面積（投影面積）である。

(3) 船体固定水平座標軸系への変換

上記で求めたフィンキール K とラダー R の揚力 L と抗力 D は、流れ方向とこれに垂直方向の値である。これを船体固定水平座標軸の x 方向と y 方向の力に変換するには、 β を用いて次式のように行う。

$$\begin{aligned} X_{K,R,\phi=0} &= L_{K\&H,R} \cdot \sin \beta - D_{K,R} \cos \beta \\ Y_{K,R,\phi=0} &= L_{K\&H,R} \cdot \cos \beta + D_{K,R} \sin \beta \end{aligned} \quad (15)$$

次に、ヒール角 ϕ による変化を考える。フィンキールやラダーなどの揚力面がヒールすることによる影響は、有効迎え角の減少と翼弦長に沿った速度成分の減少として表れる。これらによって揚力係数は、ほぼ $\cos \phi$ に比例して減少する。また揚力は揚力面に垂直に生ずるので、水平面内の値で考える場合はさらに $\cos \phi$ を乗ずることになる。一方、誘導抵抗は式 (10) に示すように揚力係数の自乗に比例するので、ヒール角の影響は $(\cos \phi)^2$ で表される。これらをまとめると、ヒール時の水平面内の X 力と Y 力は各々次のように表される。ここで添字 $\phi=0$ はヒール角 0° 時の値である。

$$\begin{aligned} X_{K,R} &= L_{K\&H,R} \cdot \cos^2 \phi \cdot \sin \beta - D_{K,R} \cos^2 \phi \cdot \cos \beta = X_{K,R,\phi=0} \cdot \cos^2 \phi \\ Y_{K,R} &= L_{K\&H,R} \cdot \cos^2 \phi \cdot \cos \beta + D_{K,R} \cos^2 \phi \cdot \sin \beta = Y_{K,R,\phi=0} \cdot \cos^2 \phi \end{aligned} \quad (16)$$

2.3 ヒールして横流れする時に船体に作用するヒールモーメント

船がヒールした時に元に戻ろうとするモーメントを復原モーメントと呼んでいるが、これは船体の復原力計算によって求めることができる。一方、フィンキールやラダーなどの揚力面に生ずる力は、着力点と呼ばれる一点に集中して作用するものと考えられる。よってこれらによるヒールモーメント係数は、上記で求めた Y 力の係数に、重心位置（VPP の z 軸原点で喫水線高さとする）から着力点までの距離（ z 座標）を乗ずればよい。ここで、フィンキールとラダーの着力点の前後位置は前縁から

翼弦長の 1/4 の点、上下位置は翼面上端から深さ（翼幅）の 43% の点をとるものとする[2]。これらの着力点の z 座標を各々 z_{CEK} 、 z_{CER} とすると、フィンキールとラダーによるヒールモーメントは次式のように表される。なお、これらの流体力によるモーメントはヒールを大きくする方向に作用するが、船体による静的な復原モーメントに比べるとその影響は小さい。

$$K_{K,R} = Y_{K,R \phi=0} \cdot z_{CEK, CER} \cdot \cos \phi \quad (17)$$

2.4 ヒールして横流れする時に船体に作用するヨーモーメント

ヨーモーメントは、ヘルムバランスや操縦性能を考える上で重要である。しかしながら上述のように、IMS レーティングの速度予測では考慮されていない。ヨーモーメントを求めるためには Y 力が作用する着力点の“前後位置”が必要になるが、この情報が無いためである。言ってみれば IMS で予測された速度は、完璧なヨーバランスが取れているものとして求めた値ということになる。

セールの面積中心 (CE) と、船体の水線下の側面積中心 (CLR) の前後位置のズレをリードと呼び、セーリングヨット設計上の重要なパラメータの 1 つとされている。一般に喫水線長さの 10~20% が良いとされているが、何故このようなズレが必要なのか疑問に思う方も多いのではないだろうか。これを考えるためには、単なる面積中心位置ではなく、船体とセールに作用する Y 力の実際の着力点位置を求めなければならない。まず船体について考える。

(1) ハルに作用するヨーモーメント

ハルに作用する Y 力はそれほど大きくないので、フィンキールの値に含めることができた。しかしながら、ハルに作用するヨーモーメントは比較的大きいため無視することができない。これらは、横流れによるものとヒールによるものに分けて考えることができる。

横流れによるヨーモーメントは、大阪大学の野本教授ら[11]が「運動量の法則」もとにした計算法を示し、ヨット船型の実験値と一致することを示した。このようなモーメントをムンクモーメントと呼んでおり、横流れする方向の反対側に回頭する（すなわちウェザーヘルムとなる）ように作用する。計算式は以下のようなものである。

$$C_{NH\beta} = \frac{\pi}{L^2 D} \left\{ \int_{-L/2}^{L/2} T^2(x) \cdot C_y(x) dx \right\} \cdot \beta \quad (18)$$

ここで、 $T(x)$: x 座標におけるハルの喫水深さ

$C_y(x)$: ルイスフォームを用いて求めた円柱からの修正係数

次に、ヒールによるヨーモーメント $C_{NH\phi}$ は、ヒールによって没水部分が左右非対称になるために生じ、通常ヒールする側の反対方向に回頭する（これもウェザーヘルムとなる）ように作用する。この影響は船型によってかなり変化するが、DSYHS で公表されている水槽試験データ[3]から次式によって求めることにする。

$$C_{NH\phi} = I_{NHT} \cdot \frac{B^2}{L \cdot D} \quad (19)$$

ここで、 I_{NHT} の値はヒール角 10° で約 -0.007 、 20° で -0.011 、 30° で -0.013 である。

以上よりハルによるヨーモーメントは次のように求められる。

$$N_H = \frac{1}{2} (C_{NH\beta} + C_{NH\phi}) \rho_w \cdot V_B^2 \cdot L^2 \cdot D \quad (20)$$

(2) フィンキールとラダーによるヨーモーメント

フィンキールやラダーによるヨーモーメント係数は、式 (16) で求めた Y 力の係数に、船体中心から着力点までの距離 (x 座標) を乗ずればよい。フィンキールやラダーの着力点の前後位置は、上記のよ

うに前縁から 1/4 弦長点にとればよい。また、ヨーモーメントは水平面内で考えるので、ヒール角の影響は $(\cos \phi)^2$ で受けるが、これはすでに Y 力で考慮している。したがって Y 力の着点の x 座標を各々 x_{CEK} 、 x_{CER} とすると、フィンキールとラダーによるヨーモーメントは次のように表される。

$$N_{K,R} = Y_{K,R} \phi=0 \cdot x_{CEK,CER} \cdot \cos^2 \phi \quad (21)$$

2.5 船体に作用する流体力の計算式の検証

以上の船体に作用する流体力の計算式を検証するために、KIT34 の水槽試験結果と比較する。図 3 にヒール角 $\phi=0^\circ$ 時において、ハルのみ (H)、ハル+フィンキール (H+K)、ハル+フィンキール+ラダー (H+K+R) の組合せについて、横流れ角 β に対する X' 、 Y' 、 N' の変化を示す。

H+K+R の測定値 (○印) では、 X' のプラス方向への変化が $\beta=10^\circ$ 程度まで見られるが、それ以上の β ではマイナス方向へ向かうことが分かる。また、実線 (H+K+R) と破線 (H+K) の差がラダーによる成分を表しているが、 X' と Y' では差が小さくラダーの寄与が小さいことが分かる。また△印はハルのみの成分を表しているが、横流れに対して X' と Y' にはほとんど寄与していないことが分かる。

一方、 N' では各々による効果大きい。まずハルのみの場合は (H : △印、一点鎖線)、 β とともにプラスとなっており、横流れによる回頭モーメントを強める方向 (ウェザーヘルム) に作用することがわかる。次に、これにフィンキールが加わった場合 (H+K : ◇印、破線) は、フィンキールの着点か船体中心よりも少し前にあるため、ハルのみの回頭モーメントをさらに強める方向に作用している。最後にラダーが加わると (H+K+R : ○印、実線)、ラダーは船尾にあるため回頭モーメントを押さえる効果があり、 $\beta=5^\circ$ 以上で右下がりとなってリーヘルム状態となることが分かる。クローズホールド時のリーウェイ角はほぼ $\beta=\pm 5^\circ$ 以内であるが、この範囲ではほとんど $N'=0$ で、着点か船体中心近くにあることがわかる。しかしながらヒール角による N' ($=C_{NH}\phi$) は式 (19) で求められるが、これによる影響はかなり大きい。この点については VPP の項において考察する。

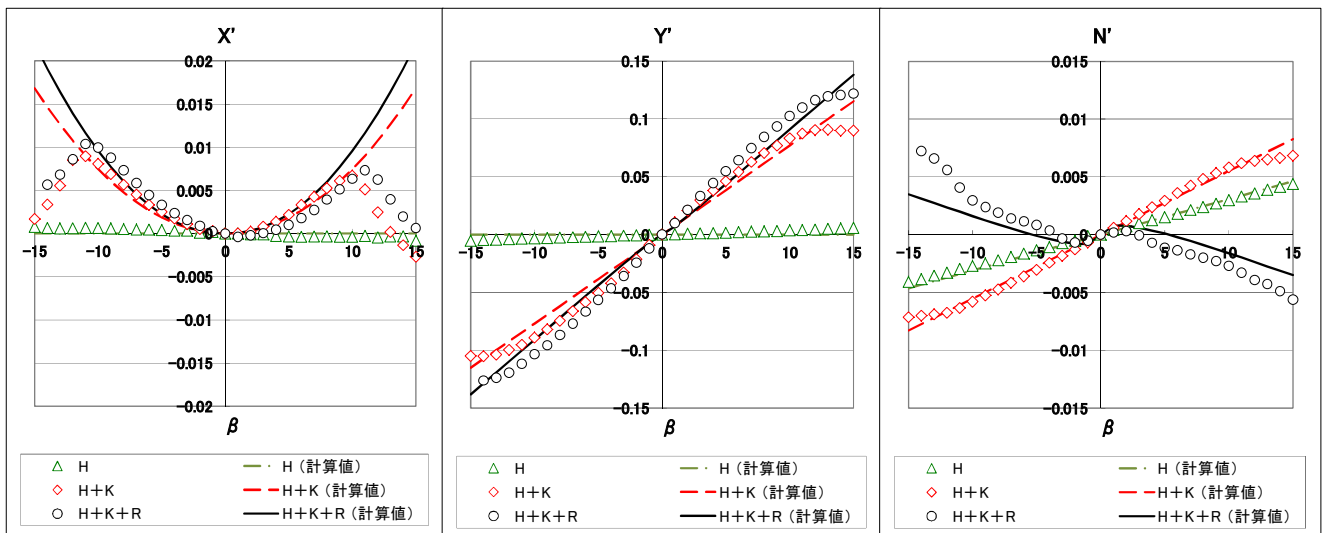


図 3 KIT34 の水槽試験結果と計算式による結果との比較

3 セールに作用する流体力

セール性能を明らかにする手段として、風洞試験が最も直接的な方法として用いられ、試験結果も多数発表されている。しかし残念ながらこれらの公開された論文では、詳しいセール形状に対応するデータや着点の位置など、実際のセーリングテクニックや設計に結びつくようなデータを示したものはあ

まり見られない。ここでは筆者が関わった、Flying Fifteen 級[12]、国際 12m 級、470 級[13]のセールの風洞試験結果から得られた知見について述べる。また、風洞装置とは少し違うが、実船を用いて実際に帆走している状態で直接セールに作用する力を測定する、セールダイナモメータ船「風神」による結果[14,15]についても示す。セールに作用する力は次式によって求める。

$$\begin{aligned} X_S &= X_S' \cdot \frac{1}{2} \rho_a U_A^2 S_A, & Y_S &= Y_S' \cdot \frac{1}{2} \rho_a U_A^2 S_A, \\ K_S &= K_S' \cdot \frac{1}{2} \rho_a U_A^2 S_A^{3/2}, & N_S &= N_S' \cdot \frac{1}{2} \rho_a U_A^2 S_A^{3/2}, \end{aligned} \quad (22)$$

ここで、 U_A ：相対風速（船の上で観測される風速 [m/s]）、 S_A ：セール実面積 [m²] である。

3.1 メインセール+ジブの性能

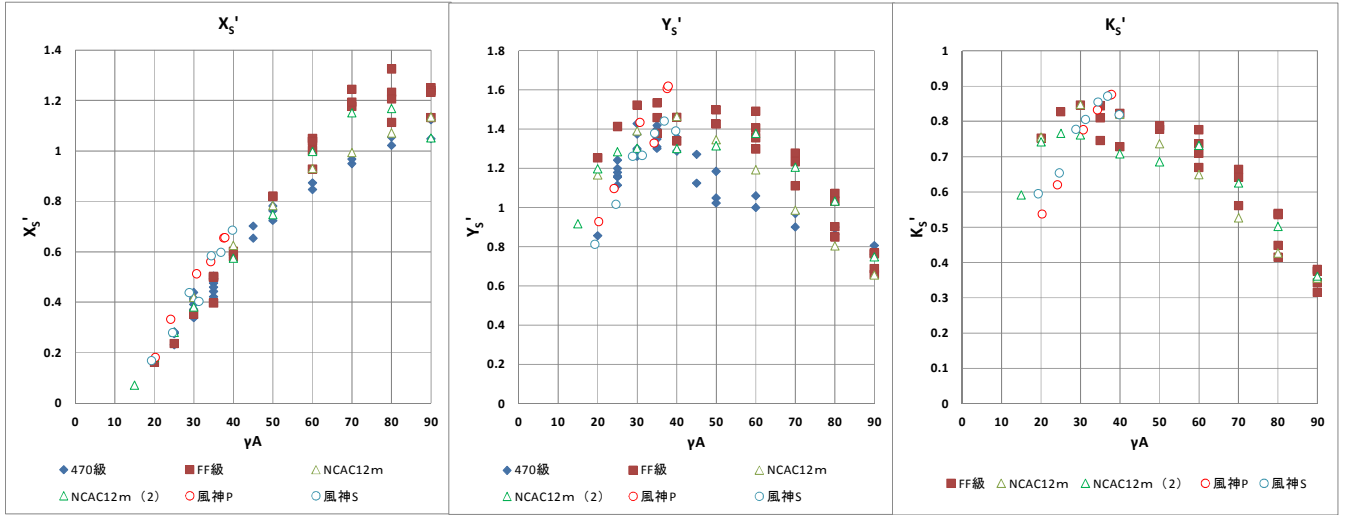
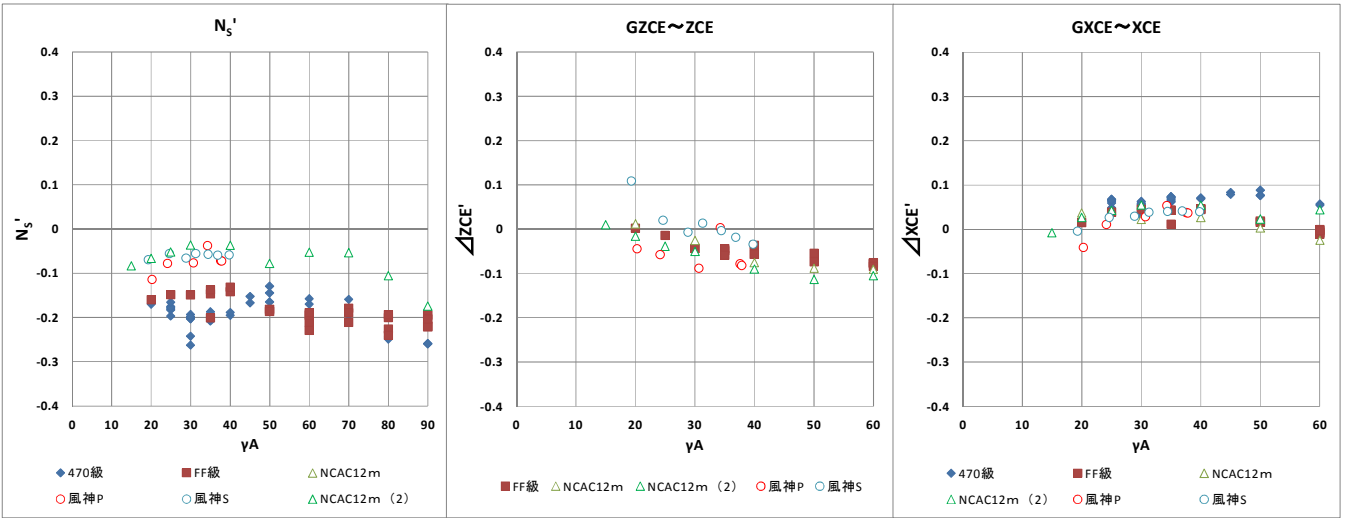
(1) 直立状態（ヒール角 0°）

メインセール+ジブ（ヒール角 0°）の場合について、風向 γ_A に対する変化を 1 つのグラフにまとめて考察する。図 4 に、Flying Fifteen 級、国際 12m 級、470 級の風洞試験結果と、風神による計測結果のまとめを示す。大型艇から小型艇までかなり形状の違うセールのデータが含まれているが、 X_S' に関しては γ_A が 50°以下ではほぼ直線状に並ぶことが分かる。これに対して 60°以上ではかなりの幅が見られるが、これはセールトリムの違いによるものと考えられる。なお γ_A が 25°から 40°にかけて「風神」の X_S' がやや高い値を示している。この点については以下の Y_S' の値とともに考察する。

Y_S' に関しては、残念ながら γ_A が 50°以下を含めて全体にかなり幅が見られる。この内、特に「風神」の Y_S' 値が低いことがわかる。「風神」のデータで、 X_S' が高く Y_S' が低くなる理由を考察するために、揚力係数と抗力係数の比である揚抗比 L/D' を求めた。この結果「風神」の揚抗比が最も高く、相対的に空気抵抗が少ないことがわかった。風洞試験の場合、模型マストのサイズは製作上の都合や強度の問題などでセールの縮尺スケールと一致させることが難しく、やや太めになることが多い。このことが「風神」データと風洞データとの違いの理由と考えられる。

K_S' についてはマストステップ（デッキ面）高さ周りで示しているが、 Y_S' とほぼ同じ傾向を示している。なお、 K_S モーメントを Y_S 力で除すると着点高さ z_{CE} が求められる。この位置とセール面積の図面上の面積中心（CE）高さとの差 Δz_{CE} を、セール面積で無次元化した値 ($\Delta z_{CE}' = \Delta z_{CE} / \sqrt{S_A}$ ：上方が+) の変化を図 4(e) に示す。このように表すとこれらの差は小さくなり、クローズホールド時はほとんど CE 点の高さに一致していることが分かる。クローズホールドより γ_A が大きくなると CE 点よりも多少下方へ移動するが、これはセールを開くことによってセール上方に作用する力が減少するためと考えられる。なお、470 級の風洞試験ではヒールモーメントの計測を行うことができなかったため、ここには含まれていない。

N_S' については、やはりマスト（デッキ面におけるマスト後面）周りで示している。「風神」と国際 12m 級の大型艇グループと、Flying Fifteen 級と 470 級の小型艇グループの間に差があることが分かる。これは両者のジブの大きさが異なるためと考えられる。大型艇グループのジブは比較的大きいため、小型艇グループに比べてセール全体の着点が前寄り（マスト寄り）となり、マストステップ周りで表したヨーモーメントが小さくなるためである。なおこれを K_S の場合と同様に、セール面積の図面上の面積中心（CE）まわりで表すと、これらの差は小さくなる。CE と実際の着点の前後位置とのずれ Δx_{CE} を、セール面積で無次元化した値 ($\Delta x_{CE}' = \Delta x_{CE} / \sqrt{S_A}$ ：前方が+) の変化を図 4(f) に示すが、 N_S' のグラフほどの違いは見られない。またクローズホールド時に相当する $\gamma_A=25\sim 30^\circ$ 時では、ジブの大小にかかわらず $\Delta x_{CE}'$ がほぼ 0.05 程度（CE 点よりも若干前方）に収まっていることが分かる。

(a) X_s' まとめ(b) Y_s' まとめ(c) K_s' まとめ (デッキ高さ周り)(d) N_s' まとめ(e) $\Delta z_{CE}'$ のまとめ(f) $\Delta x_{CE}'$ のまとめ

(マストステップ後面周り)

(CE 点より上方が+)

(CE 点より前方が+)

図 4 風洞試験データと「風神」データの流体力係数のまとめ (メインセール+ジブ)

(2) ヒール角の影響

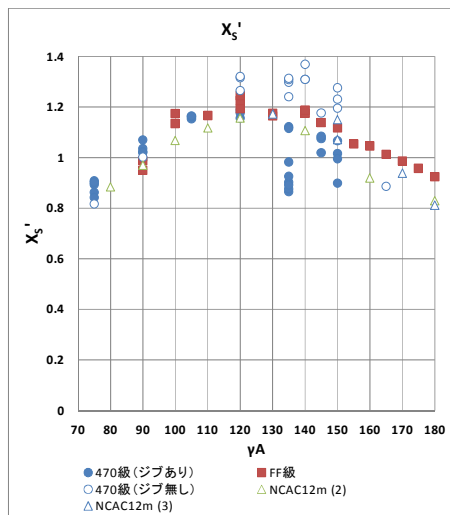
セール性能に与えるヒール角の影響は、上述のフィンキールなどの場合と同様に、有効迎え角の減少とセール弦長に沿った速度成分の減少として表れる。これによって式 (4-1) の X_s' 、 Y_s' 、 N_s' はほぼ $\cos^2 \phi$ に、 K_s は $\cos \phi$ に比例して減少する。なお、ヒール時はセール着力点が風下側に振り出されるために X_s も N_s に寄与することを忘れてはならない。これによるヨーモーメントはウェザーヘルムを強める方向に働くので、 N_s は次式によって表わされる。

$$N_s' = (N_{s0}' + X_{s0}' z_{CE}' \sin \phi) \cos^2 \phi \quad (23)$$

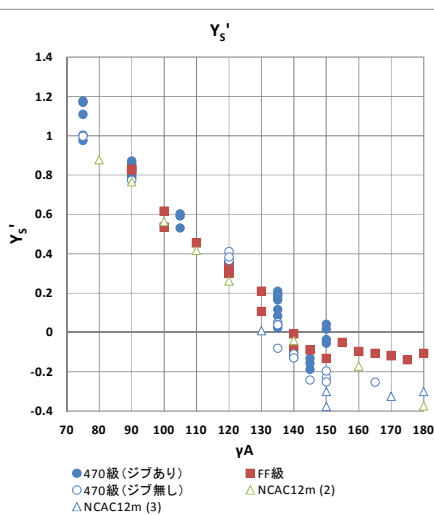
ここで、添字 0 は $\phi=0^\circ$ 時の値を示し、 z_{CE}' は CE 点の高さの無次元値 ($=z_{CE}/\sqrt{SA}$) である。

3.2 メインセール+スピネカーの性能

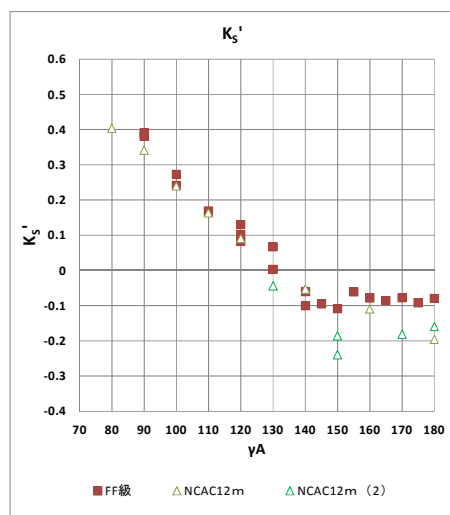
メインセール+スピネカーのまとめのグラフを図 5 に示す。 X_s において $\gamma_A=120^\circ \sim 150^\circ$ の範囲で



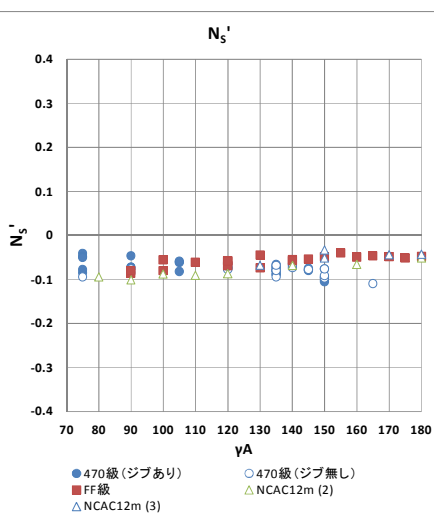
(a) Xs' まとめ



(b) Ys' まとめ



(c) Ks' のまとめ (デッキ高さ周り)



(d) Ns' のまとめ (マストステップ後面周り)

図5 風洞試験データと「風神」データの流体力係数のまとめ (メインセール+スピネカー)

470級の「ジブ無し」のデータが突出している。この原因はよくわからないが、470級のスピネカーの形状が他の艇種のものに比べて非常に肩が張っており、このことが関係しているのではないかと考えられる。なお、470級のクラスルールではスピネカー展開時でもジブを降ろすことはできないため、「ジブあり」のデータを用いることになり、他の艇種とほぼ同じ結果となる。また、 Ys' 、 Ks' 、 Ns' においても全艇種でほぼ同様の結果となることが分かる。以上のまとめのグラフより、セール性能をある程度一般化できることが分かったので、これらをVPPのための標準的なセール性能として用いることにする。

4 釣合計算とVPP

セーリングヨットが、ある風向風速のもとで一定の速度で帆走している状態（定常状態）を知るために、4自由度が釣合った点を求めなければならない[16]。船体中心線を x 軸とし、横方向の水平面内に y 軸を取る座標系で考えると、 x 軸と y 軸方向、ならびに x 軸周りと z 軸（鉛直下方）周りの4自由度について考えることになる。すなわち次のようである。

- (1) x 軸方向の X 力：セール推進力と船体抵抗
- (2) y 軸方向の Y 力：セール横押し力と船体の横流れ抗力
- (3) x 軸まわりの K モーメント：セールによるヒールモーメントと船体の復原モーメント
- (4) z 軸まわりの N モーメント：セールによる回頭モーメントと船体によるヨーモーメント

これまでに求めてきた船体 (H、K、R) とセール (S) に作用する力を用いて表すと次のようになる。

$$\begin{aligned}
X_S + X_K + X_R - R_H &= 0 \\
Y_S + Y_K + Y_R &= 0 \\
K_S + K_K + K_R - mg \cdot \overline{GZ} &= 0 \\
N_S + N_K + N_R + N_H &= 0
\end{aligned}
\tag{24}$$

このような連立方程式を解くために Newton-Raphson 法などを用いるが、このような手法を速度予測プログラム (Velocity Prediction Program: VPP) と呼んでいる。これを Excel に組み込まれている VBA (ビジュアルベーシックによるプログラム) を用いて自動計算する方法が、文献[1]の第 4 章に紹介されている。また、セーリングヨット研究会ホームページ[17]からこの Excel ファイルをダウンロードできる。なお、これらのファイルは現在のところ本報告の結果を反映しておらず、KIT34 級艇の解析にしか適用できないので注意いただきたい。KIT34 級艇の海上実船計測結果と、本手法によって得られた計算結果との比較を図 6 に示す。

図 6 (a)は、真風向に対する進行方向と艇速の関係を表したポーラーダイアグラムである。また図 6 (b)、(c)は、各々進行方向に対するヒール角と舵角の変化を表している。真風速別に、実測値は点で、計算値は曲線で示しているが、そこそこ一致しているものといえる。

ここでヨーモーメントのバランスに関連して、クローズホールド時の舵角の変化について考察してみる。クローズホールド時のリーウェイ角はほぼ $\beta = \pm 5^\circ$ 以内であるが、KIT34 艇の場合、図 3 においてこの範囲ではほとんど $N=0$ で、着力点は船体中心近くにあると述べた。一方、図 4(f)において、セールの着力点は CE 点よりも $\angle x_{CE}' = 0.05$ 程度前方に収まっていると述べた。KIT34 艇のセールプランから船体中心 (CE 点よりも後方にある) から着力点までの距離を求めると、実船レベルで約 1.2m 前方にあ

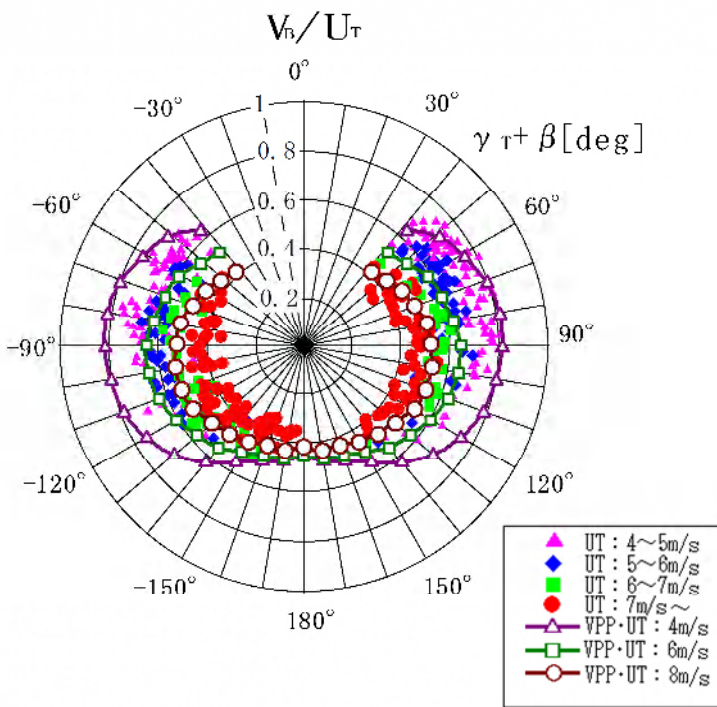


図 6 (a) KIT34 級艇のポーラーダイアグラム

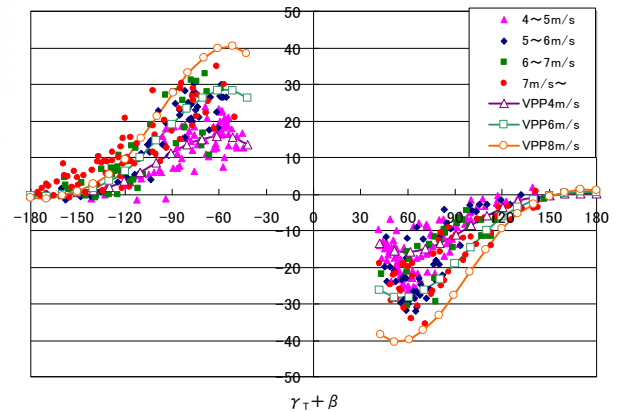


図 6(b) KIT34 級艇のヒール角 ϕ の変化

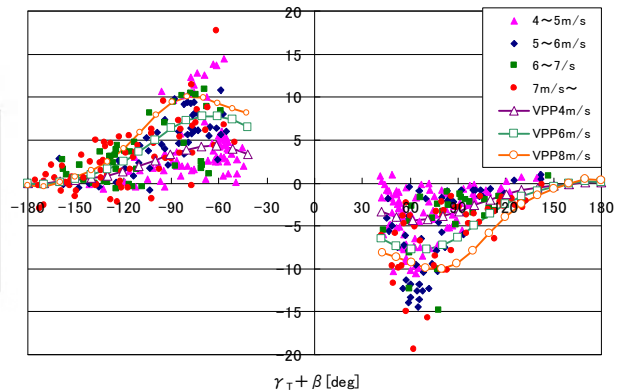


図 6 (c) FAIR V の改良後の舵角 δ の変化

ることになる。すなわち、セールの着点（風圧中心）が船体の着点よりも大幅に前方にあるので、本来ならリーヘルムとなって舵角はプラス（ティラーを押し出す方向）になるはずである。しかしながら、図 6(c)の右欄（スターボードタック）ではマイナスの舵角となり、ウェザーヘルムとなっている。

この理由は、ヒール角によるヨーモーメント変化にある。KIT34 艇について $\phi=0^\circ$ 時は着点点がほぼ船体中心近くにあった。ハルのヨーモーメントのヒール角による変化は式 (19) で表されたが、これによると $\phi=20^\circ$ 時の着点点は実船レベルで前方へ約 0.7m 移動することになる。一方、ヒール角によってセールが風下へ振り出されることによる変化は式(23) の第 2 項目で表された。これより船体中心から着点点までの距離を求めると、 $\phi=0^\circ$ 時は上記のように前方約 1.2m にあったものが、 $\phi=20^\circ$ 時には約 0.4m にまで減少してしまう。結果として、セールの着点（風圧中心）が船体の着点よりも後方へ約 0.3m 移動し、逆転してしまうことになる。これによって、ヨーモーメントがプラスとなってウェザーヘルムになる訳である。VPP の結果より、 $\phi=20^\circ$ 時でこのモーメントを釣合わせるために $\delta=-5^\circ$ 程度の舵角が必要であることが分かる。このようにヨーモーメントのバランスにはヒール角が大きな影響を与えるので、船型に依存するところが大きい。単純にセール面積中心 (CE) と、船体の側面積中心 (CLR) の距離 (リード) だけで判断することが難しいことが分かる。

5 操縦運動シミュレーション

前節まではセーリングヨットの釣合状態を求める方法について述べた。本節では、舵を切った後に船体がどのように運動するのかといった操縦運動について考える。言ってみれば、前節までに求めた釣合状態から、舵を切ることによって釣合状態がくずれた後の運動を求めることになる。この場合、力とモーメントの合計がゼロにならないので、加速度と角加速度が出てくる。これを 1 回積分することによって速度と角速度、もう 1 回積分することによって座標（すなわち航跡）と角度（方位角、ヒール角）が求められるので、船体の運動の様子を表すことができる。この関係を表すのが運動方程式であり、連立微分方程式の形で表される。

操縦運動の内最も状態量の変化の大きいものとしてタッキング運動を考える。運動方程式は式 (24) に示した 4 自由度の釣り合い方程式をベースにするが、これに速度と加速度によって生ずる項が加わってくる。これらの運動方程式は次のように表される[18]。なお以下の式では、船体のハルとフィンキールに作用する力をまとめて、添字 H で表している。

サージ (x 軸方向) :

$$(m+m_x)\dot{U}-(m+m_y\cos^2\phi+m_z\sin^2\phi)V\dot{\psi}=X_{H0}+X_H+X_{V\dot{\psi}}V\dot{\psi}+X_R+X_S$$

スウェイ (y 軸方向) :

$$(m+m_y\cos^2\phi+m_z\sin^2\phi)\dot{V}+(m+m_x)U\dot{\psi}+2(m_z-m_y)\sin\phi\cos\phi\cdot V\dot{\phi} \\ =Y_H+Y_{\dot{\phi}}\dot{\phi}+Y_{\dot{\psi}}\dot{\psi}+Y_R+Y_S$$

ロール (x 軸まわり) :

$$(I_{xx}+J_{xx})\dot{\phi}-\{(I_{yy}+J_{yy})-(I_{zz}+J_{zz})\}\sin\phi\cos\phi\cdot\dot{\psi}^2 \\ =K_H+K_{\dot{\phi}}\dot{\phi}+K_R+K_S-mg\cdot\overline{GZ}$$
(25)

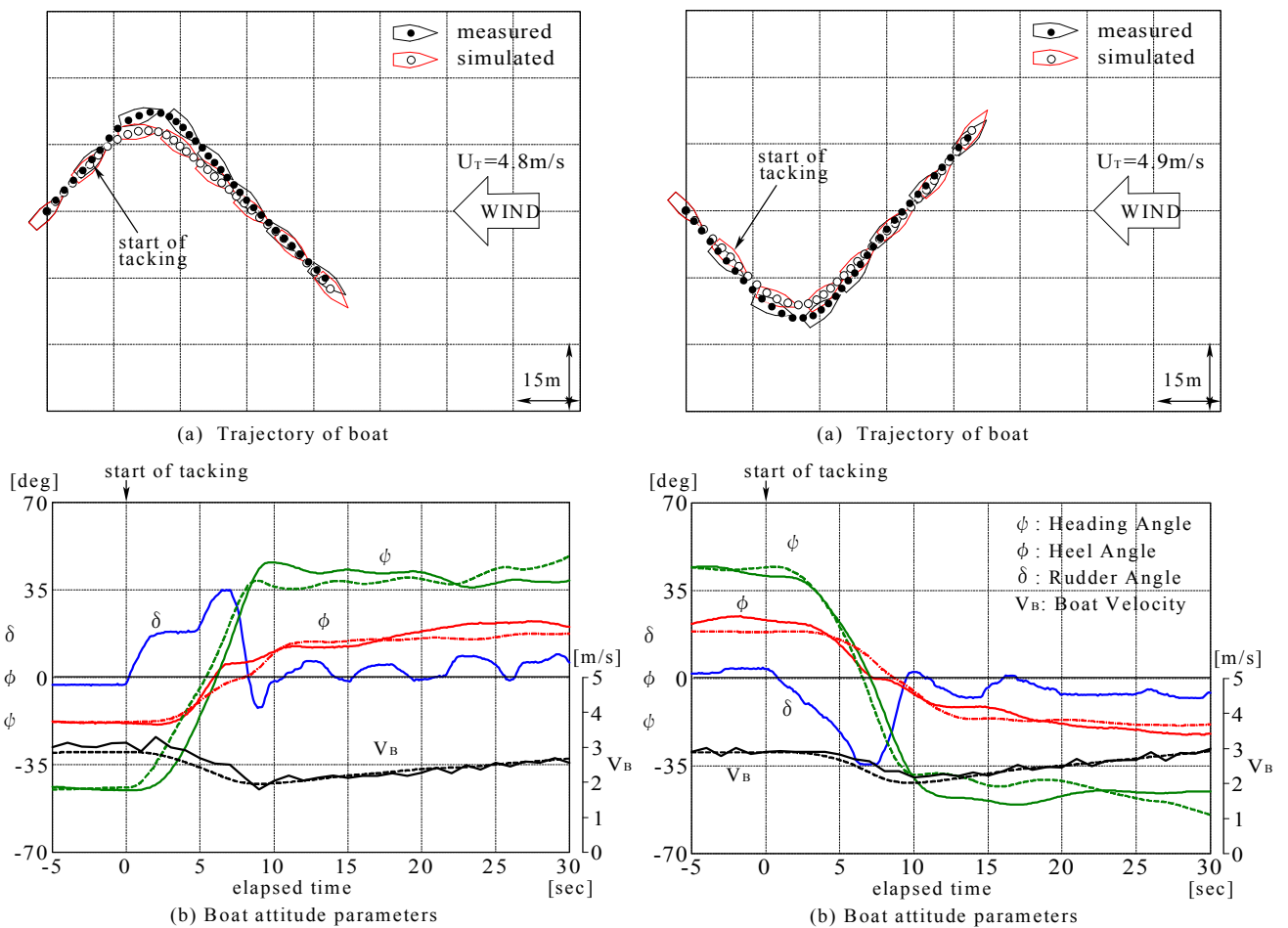
ヨー (z 軸まわり) :

$$\{(I_{yy}+J_{yy})\sin^2\phi+(I_{zz}+J_{zz})\cos^2\phi\}\dot{\psi}+2\{(I_{yy}+J_{yy})-(I_{zz}+J_{zz})\}\sin\phi\cos\phi\cdot\dot{\psi}\dot{\phi} \\ =N_H+N_{\dot{\psi}}\dot{\psi}+N_R+N_S$$

ここで、 m : 船体質量、 $m_{x,y,z}$: 船体固定座標系で表した付加質量、 $I_{xx,yy,zz}$: 船体固定座標系で表した慣性モーメント、 $J_{xx,yy,zz}$: 船体固定座標系で表した付加慣性モーメント

なお、上式の導出については文献[19]を、また船体運動によって生ずる流体力の計算の方法は、文献[1]の4章を参照いただきたい。また、タッキング中のセイルに作用する流体力の変化も重要である。増山ら[18]はこのような動的な流体力の変化を「風神」を用いて実測してモデル化し、タッキング運動のシミュレーションに適用した。シミュレーションには Runge-Kutta 法を用いている。

KIT34 艇のタッキング運動を実測したデータとシミュレーション結果の比較を図7に示す。タッキング5秒前から30秒後までの35秒間の変化を示している。図7(1)はスターボードタックからポートタックへのタッキングの例、図7(2)はその逆の例である。図中の(a)は航跡を表しており、風は右から吹いている。(b)は舵角 δ 、方位角 ϕ 、ヒール角 ψ 、艇速 V_B [m/s]の時系列変化を表している。図中の太実線が実測値で、細破線がシミュレーション結果である。シミュレーションは、真風向風速における釣合い状態からスタートし、その後の舵角の0.1秒毎の実測値を入力して計算している。旋回半径などに若干のズレは見られるが、ほぼタッキング時の操縦性能を表しているものと考えている。



(1) スターボードからポートへのタッキングの例 (2) ポートからスターボードへのタッキングの例

図7 タッキング運動の実測値とシミュレーション結果の比較 (KIT34 艇)

6 おわりに

これまでの4自由度のVPPやタッキングシミュレーションは、船体模型を用いた水槽試験結果から流体力微係数を求めて行っていた。流体力微係数は、実験データに一致するように係数を決定するもので、船型やフィンキール形状などが異なる別の船にはそのまま適用することができない。本報告で示した組み立て式の計算方法は、船体をハル、フィンキール、ラダーに分けて、これらに作用する流体力を

計算で求めるようにした。またセールに作用する力も、筆者らが行ってきた風洞試験結果をまとめてある程度汎用性のあるデータとして示した。これらを用いた VPP 計算結果と定常帆走時の実測データと比較するとともに、タッキング運動時の動的なデータとシミュレーション結果を比較した。これらの結果はかなり良く一致しており、本手法によって水槽試験や風洞試験のデータがなくても帆走性能の推定を可能にすることができるものと考えている。

筆者のこれまでの研究にご支援いただいた全ての皆様に深甚の謝意を表します。

参考文献

- [1] “セーリングヨットと帆走性能”シンポジウムテキスト、セーリングヨット研究会、2010年。
- [2] Gerritsma, J., Onnik, R. and Versluis, A.: Geometry, Resistance and Stability of the Delft Systematic Yacht Hull Series, International Shipbuilding Progress, Vo. 28, No. 328, 1981.
- [3] DSYHS Database : <http://www.dsyhs.tudelft.nl/dsyhs.php>
- [4] Larsson, L. and Eliasson, R. E. (大橋且典訳) : ヨットデザイン原論、舵社、1997.
- [5] Keuning, J. A., Katgert M.: A Bare Hull Resistance Prediction Method Derived from the Results of the Delft Systematic Yacht Hull Series Extended to Higher Speeds, INNOV' SAIL, RINA, 2008, pp.13-21.
- [6] Keuning, J. A. and Sonnenberg, U. B.: Approximation of the Calm Water Resistance on a Sailing Yacht Based on the 'Delft Systematic Yacht Hull Series', 14th Chesapeake Sailing Yacht Symposium, SNAME, 1999, pp.181-200.
- [7] Keuning, J. A. and Verwerft, B.: A New Method for the Prediction of the Side Force on Keel and Rudder of a Sailing Yacht based on the Results of the Delft Systematic Yacht Hull Series, 19th Chesapeake Sailing Yacht Symposium, SNAME, 2009, pp.19-29.
- [8] Whicker, L. F. and Fehlner, L. F.: Free Stream Characteristics of a Family of Low Aspect Ratio, All Movable Control Surfaces for Application to Ship Design, Technical Report 933, David Taylor Model Basin, 1958.
- [9] Gerritsma, J.: Course Keeping Qualities and Motion in Waves of a Sailing Yacht, Technical Report, Delft University of Technology, 1971.
- [10] Keuning, J. A., Katgert M. and Vermeulen K. J.: Further Analysis of the Forces on Keel and Rudder of a Sailing Yacht, 18th Chesapeake Sailing Yacht Symposium, SNAME, 2007, pp.49-61.
- [11] Nomoto, K. and Tatano, H.: Balance of Helm of Sailing Yachts —A Shiphydrodynamics Approach on the Problem—, 4th International HISWA Symposium, 1979.
- [12] 増山 豊、多田納久義：帆走の船舶流体力学的研究（第4報）帆の風洞実験について、関西造船協会誌、第185号、1982、pp.107-115.
- [13] 水藤秀彦、増山 豊、田原裕介、鹿取正信：大規模剥離を伴う追風時のセール周り流れの風洞試験とCFD計算比較、日本船舶海洋工学会関西支部秋季講演会論文集、2011年11月。
- [14] 増山 豊、深沢塔一、北崎隆雄：セール流体力に関する実船試験と数値計算（第1報：定常帆走性能）、日本造船学会論文集、第181号、1997、pp.1-13.
- [15] Masuyama, Y., Tahara, Y., Fukasawa, T. and Maeda, N.: Database of Sail Shapes versus Sail Performance and Validation of Numerical Calculation for the Upwind Condition, Journal of Marine Science and Technology, JASNAOE, vol. 14, No. 2, 2009, pp.137-160.
- [16] 増山 豊、中村一郎、多田納久義、坂口一夫、兼清 忠：外洋セーリングヨットの実船性能（第2報）、日本造船学会論文集、第174号、1993、pp.377-388.
- [17] “セーリングヨット研究会”ホームページ: <http://syra.aero.kyushu-u.ac.jp/>
- [18] Masuyama, Y., Fukasawa, T. and Sasagawa, H.: Tacking Simulation of Sailing Yachts – Numerical Integration of Equations of Motion and Application of Neural Network Technique, 12th Chesapeake Sailing Yacht Symposium, SNAME, 1995, pp.117-131.
- [19] Masuyama, Y. and Fukasawa T.: Tacking Simulation of Sailing Yachts with New Model of Aerodynamic Force Variation during Tacking Maneuver, TRANSACTIONS, SNAME, Vol.119, 2011, pp184-211.