

3次元運動を行う船体のCFDシミュレーション技術の開発と応用

秋元博隆

博士論文
3次元運動を行う船体のCFDシミュレーション技術の開発と応用

37073 秋元博路

平成7年12月20日

目次

1 序論	8
1.1 運動をする船体の評価法	10
1.1.1 流体力データベースによるもの	10
1.1.2 CMT 試験、PMM 試験による方法	10
1.2 ヨットの運動推定の現状	11
1.2.1 水槽試験	11
1.2.2 実海域試験	12
1.2.3 Velocity Prediction Program	12
1.3 計算流体力学による評価	13
1.3.1 Navier-Stokes 方程式の数値解法	13
1.3.2 CFD による運動性能予測	14
2 設計システム	17
2.1 Computer Aided Designing	17
2.2 ヨットの設計システム	19
2.3 本研究で用いるシステム	24
3 船体まわり粘性流のシミュレーション手法	25
3.1 粘性流ソルバー	26
3.1.1 計量	26
3.1.2 基礎方程式	28
3.1.3 変数配置	31
3.1.4 幾何学的保存則	34
3.1.5 移流項	34
3.2 乱流モデル	39
3.2.1 SGS 乱流モデル	39
3.2.2 Baldwin-Lomax 0 方程式モデル	41
3.2.3 Hybrid 乱流モデル	42
3.2.4 Wall function による壁面摩擦応力の評価	42
3.3 移動変形する境界に対応した格子移動の処理	44
3.4 運動する物体壁の条件	45

3.5	船体移動に伴う座標系の移動	47
3.6	外部境界条件	48
3.7	自由表面条件	51
3.7.1	自由表面の支配方程式	51
4	船体運動の評価法	54
4.1	動座標系の処理	54
4.1.1	剛体の運動方程式	54
4.2	動座標系	55
4.3	船体運動の運動方程式	56
4.4	格子生成	57
4.4.1	格子系の選択	58
4.5	格子生成手法	59
4.6	船体形状の表現方法	59
4.6.1	形状データのフォーマット	59
4.6.2	円筒座標表記による船体形状データの格納	61
4.6.3	船体表面の格子生成	61
4.6.4	外部領域の格子生成	64
5	計算精度の検証	68
5.1	定常流体力および船体表面圧力分布の比較	68
5.1.1	実験方法	68
5.1.2	計算条件	69
5.1.3	流体力の比較	70
5.1.4	船体表面圧力分布の比較	73
5.2	船側波形の比較	78
5.3	水面波形の比較	78
5.4	Wall Function の導入の検証	82
5.4.1	計算条件	82
5.4.2	定常流体力の検証 (壁関数使用時)	83
5.5	強制ロールシミュレーション	88
6	セーリングボートの風上帆走シミュレーション	95
6.1	VPP におけるヨーバランスの評価	96
6.2	各構成要素の流体力	96
6.2.1	キール力のモデル化	96
6.2.2	ラダー力のモデル化	97
6.2.3	VPP におけるハルのモデル化	97
6.2.4	ハルの回頭モーメント	98
6.2.5	翼面の迎角の評価	98

6.2.6	ダンピング力の導入	99
6.2.7	慣性モーメントの算定	100
6.2.8	操船アルゴリズム	100
6.3	針路変更時の走行状態のシミュレーション	101
6.3.1	条件設定	101
6.3.2	セール力変化のモデル化	103
6.3.3	船体摩擦応力の修正	103
6.3.4	計算条件	104
6.3.5	制御方法	105
6.3.6	シミュレーション結果	105
7	結論	122

目 次

1.1	Performance Prediction System for Sailing Boats (c.f. In the present state, evaluation of the appendages is made using empirical equations instead of the lifting surface theory)	15
2.1	Flow chart of Computer Aided Designing	18
2.2	Optimization of the hull form using CFD and CAD system	19
2.3	Balance of force and moment on the vertical plane normal to the axis of advancement	21
2.4	Schematic sketch of roll motion of the sailing boat	22
2.5	Flow chart of the racing yacht design system	23
3.1	Definition sketch of the metrics	27
3.2	Jacobian in Finite Volume Method	29
3.3	Definition of metrics on a control volume (i, j, k) ,	32
3.4	Definition of variable points on a control volume (i, j, k) main variables are defined on the centroid of the control volume	33
3.5	Volume swept by an area element due to deformation	35
3.6	Convective flux in the moving grid system, natural convection(left), convection caused by grid motion(right)	36
3.7	Definition sketch of momentum flux	37
3.8	Definition sketch of upwind scheme	38
3.9	Schematic sketch of the treatment of velocity gradient on the wall surface, (a)under estimated velocity gradient, (b)velocity gradient from the law of the wall	43
3.10	Definition sketch of grid deformation, (A)initial grid,(B)grid deformation due to body motion, (C)regeneration of the grid according to new position of the body	44
3.11	Definition sketch of the grid motion and the body surface motion,	46
3.12	Definition sketch of the body boundary condition of velocity	46
3.13	Schematic sketch of the motion of the coordinate system, the ship and the computational domain	49
3.14	Schematic sketch of the treatment of the grid system in tacking motion. . .	50

3.15	Deformation of the wetted surface according to the free surface motion . . .	52
4.1	Definition of the moving coordinate system	55
4.2	Typical O-H type grid system for the ship flow computation	58
4.3	O-O type grid system, all grid(below), close up of the boat(above)	60
4.4	Definition sketch of the cylindrical coordinates on the hull surface, side view (above), front view (below)	62
4.5	Schematic sketch of the binary search method for the water plane	63
4.6	Schematic sketch of the search method for the FP	64
4.7	Distribution of the grid points on the wetted surface	65
4.8	Front view of the 2 step grid generation for free surface deformation, 1st step;without free surface deformation (top), 2nd step;free surface deformation(bottom)	67
5.1	Schematic sketch of the pressure measurement system	69
5.2	Time history of the fluid dynamic force, case1 leeway=0°, model JN32, heel=21.3°, drag(above), lift(below).	71
5.3	Time history of the fluid dynamic force, case2 leeway=2°, model JN32, heel=21.3°, drag(above), lift(below).	72
5.4	Grid configuration on the heeled condition at heel=21.3°, leeway=0°, front view(left top), rear view(right top), wetted surface and the deck line(bottom)	74
5.5	Comparison of surface pressure distribution, Case1, heel=21.3°, leeway=0°, measured(left), computed(right), $\Delta C_p = 0.02$, positive values are drawn in solid lines and negative in dotted line	75
5.6	Grid configuration on the heel and leeway condition at heel=21.3°, leeway=2°	76
5.7	Comparison of surface pressure distribution, Case2, heel=21.3°, leeway=2°, measured(left), computed(right), $\Delta C_p = 0.02$, positive values are drawn in solid lines and negative in dotted line	77
5.8	Distribution of wave heights along hull surface of JN35C, measured (wpl.jn35cexp), computed(wpl.jn35c000c1($Rn = 1e5$, $ni=30$), jn5c000c2($Rn = 1e6$, $ni=50$))	79
5.9	Contour map of wave height (JN35C), heel=0°, leeway=0°, $\Delta h = 0.001$, $Rn=10^5$, positive values are drawn in solid lines and negative in dotted line	80
5.10	Contour map of wave height (JN35C), heel=25.0°, leeway=3.0°, $\Delta h = 0.001$, $Rn=10^5$, positive values are drawn in solid lines and negative in dotted line	81
5.11	Comparison of velocity profiles at the keel line, with and w/o wall function, (a)fore, (b)midship, (c)aft, $Re=10^6$	84
5.12	Profiles of u^+ distribution at the keel line, with wall function, without wall function, Spalding's universal model, (a)fore, (b)midship, (c)aft, $Re=10^6$	85
5.13	Time history of the fluid drag force, model JN35, upright condition	87
5.14	Time history of roll angle	88

5.15	Time history of roll angular velocity	89
5.16	Time series of C_p contour map of JN36 in forced rolling motion, from even condition to 24 degree heel condition. t^* is from 2.0 to 3.0. Time interval is 0.1. Bird's eye view from the bow	90
5.17	Time history of drag force	91
5.18	Time history of lift force	91
5.19	Pressure distribution at $t=2.2$, top view, $x=-0.51$, $x=0.0$, $x=0.42$, $\Delta C_p = 0.02$	93
5.20	Pressure distribution at $t=2.9$, top view, $x=-0.51$, $x=0.0$, $x=0.42$, $\Delta C_p = 0.02$	94
6.1	Definition sketch of the wing and attack angle	99
6.2	Time history of trimtab angle and rudder angle (above), and time history of yaw moment M_z and side force F_y	102
6.3	Setting of speed mode	102
6.4	Time history of the rudder angle(left), yaw angle (right)	106
6.5	Time history of the direction of forward movement φ (left) and path of the center of gravity(right)	107
6.6	Time series of the path of deckline (left) and water line (right),time interval is 0.25	107
6.7	Time series of the surface pressure C_p distribution, Case 0, original setting $\Delta C_p = 0.02$	108
6.8	Time history of the rudder angle,Case.1 $G_p = 3.75[/math>](left), Case.2, G_p = 1.88[/math>](right)$	110
6.9	Time history of the yaw angle, Case.1 $G_p = 3.75[/math>](left), Case.2, G_p = 1.88[/math>](right)$	111
6.10	Time series of the boat location on the deck line and the boat shape on the water line, Case1(left), Case2(right). elapse time is from 0 to 5, time interval is 0.5	112
6.11	Path of the gravity center, Case1 and Case2, elaps time is from 0 to 5	113
6.12	Trajectory of the head of velocity vector (u, v) of the boat movement, Case1 and Case2, elaps time is from 0 to 5	113
6.13	Time history of the ship velocity, Case1 and Case2, elaps time is from 0 to 5	114
6.14	Time history of the drag coefficient, Case1	114
6.15	Time history of the lift coefficient, Case1	115
6.16	Time history of the drag coefficient, Case2	115
6.17	Time history of the lift coefficient, Case2	116
6.18	Time series of the surface pressure C_p distribution, Case1, $\Delta C_p = 0.02$	117
6.19	Time series of the surface pressure C_p distribution, Case2, $\Delta C_p = 0.02$	119

表 目 次

5.1 Condition of the experiment, model JN32	69
5.2 Condition of angles, model JN32	70
5.3 Condition of the calculation	70
5.4 Condition of the experiment, model JN35	78
5.5 Condition of computation	82
5.6 Computational results	83
5.7 Condition of the experiment & calculation, model JN35	86
5.8 Comparison of the drag force, model JN35, upright condition	87
6.1 Data sheet of inertial moments	100
6.2 Reynolds number and frictional drag coefficients	104
6.3 Condition of the calculation (speed mode)	104

Chapter 1

序論

現在の貨物輸送は、さまざまな社会のニーズに応じ、トラック、鉄道による陸上輸送、船舶による海上輸送、航空機による空路輸送がおおののメリットを生かす形で発展を遂げて来た。船舶による輸送は、かつては最も高速かつ大量に貨物を輸送できる手段であった。しかし、より高速な航空輸送と、ドア to ドアを可能にする陸上輸送の発達とともに、船舶輸送への要求は、大量輸送と低コストの輸送に比重を移して来た。建造コストの削減、船体の巨大化、低燃費化に重点をおいた改良が進められた結果、操縦性能の評価があまり顧みられなくなり、大排水量でありながら主機出力が小さく操船が難しい船が建造されるようになった。

操縦性能の評価では非定常な船体流体現象に伴う種々の困難がある。しかし、近年のタンカーの重油流出事故、狭い航路での海難事故などの教訓から操縦性の問題が改めて見直されるようになり、操縦運動中の船体まわりのCFD シミュレーションなどが行われるようになった。また陸上交通網の飽和により、陸上のトラック等に頼った輸送の一部を船舶輸送にシフトする動き(モーダルシフト)も出はじめ、陸路に匹敵するスピードの大量海上輸送を担うためのテクノスーパーライナー構想なども現れている。高速船舶では安全性の面から、さらに操縦性能の評価が重要になるものと思われる。

比較的低速の船舶では、操船時の船体姿勢の変化は小さく、回転運動に関してはヨー回転のみ、並進運動では x, y 方向の運動のみを考慮した平面的な運動の記述で十分な場合が多い。しかし、より高速な貨物船、TSL(テクノスーパーライナー)構想に見られるような高速船、さらにはアメリカズカップにみられるようなレーシングヨットの運動を評価するには、より一般的な3次元運動への拡張は不可欠である。また運動の非定常性も大きくなるため、動的な運動、過渡特性も評価できるようなシミュレーションが必要となって来ている。

最近の2回に及ぶアメリカズカップへの日本艇の参加は、一般のマリンスポーツへの関心を高めるとともに、船舶に関わるさまざまな要素技術の開発競争として、多方面にわたる技術者を刺激するものとなった。ヨット(厳密にはセーリングボート)の定常航走状態は、風とのバランスをとるために、通常の船舶という斜行状態となる。さらにセールの発生するロールモーメントとバランスするため、30度以上にまで及ぶロール傾斜を行う必要がある。斜行とロールを同時に行う姿勢となるため、その流体力の解析は非常に複雑なものとなる。

レース艇の性能評価では、非定常な運動中の流体力も重要なファクターを占める。例えば、風上帆走状態での進路変更では、左右のロール角と風に対する方位角が非常に大きな速度で反転する事になる。この間に、ロール角は40~50度、ヨー角は90度程度まで連成して変化する。この運動が完了するのにかかる時間は十数秒であるが、タッキング運動中の運動量の損失は大きく、アメリカズカップ艇の場合、元の艇速に達するのに数十秒を要する。このため、非定常運動中の流体力学的な性質と操船方法も、レースの勝敗を決める上で重要になって来る。

運動中する船体の水面下の形状は大きく変化し、これにともなう流場の変化、船体移動に伴う動的な流体力も発生する。また、定常航行であっても風上帆走状態と風下帆走状態では、姿勢変化により水面下の形状は異なる。セーリングボートの設計では、これら全ての状態における性能を評価しなければならない。

ヨットの水面下の形状は非対称であり、形状と体積が時間的に変化しながら非定常な運動をすることになる。このような形状の最適化には、通常の船舶とはかなり違った設計アプローチが必要である。実験データの収集について考えると、ヨットの状態を記述するパラメータの数が多いため、データを集めるために必要な実験状態の数が膨大なものになることが分かる。例えばLHT(Leeway Heel Test)ではリーウェイ角とヒール角をパラメーターとしたシリーズ試験をおこない、船体姿勢とハルの流体力の関係を明らかにすることができる。僅か2変数であるが、直進状態だけが必要な船舶に比べ、非常に多くの実験が必要となる。

しかしLHTによる計測から得られるのは定常流体力であり、船体運動中の動的な力を評価するには不十分である。運動中の流体力の計測には、船体姿勢を変化させるアクチュエーター、運動させながら力を測定するための拘束方法など、困難な点が多い。このため、抵抗推定に使用できる大きさの模型では、動的な流体力の評価が行えていないのが現状である。

CFDシミュレーションによる性能評価には技術として未熟な部分がある。しかし、数値シミュレーションでは、先に述べた水槽実験の問題の幾つかを解決する事ができる。例えば、船体を拘束しないで帆走状態の釣合状態に置き、運動中の流体力を測定することは、水槽試験では非常に困難であるが、数値シミュレーション内では数値的に実現する事が可能である。このような特性をふまえて、CFDシミュレーションの利用を水槽試験と併せて用い、船型開発を行う事の意義は大きい。しかし、粘性流のCFDシミュレーションを運動するヨットに適用するにあたっては、解決しなければならない問題が多々存在するのも事実である。

本研究は、運動する船体まわりのCFDシミュレーション手法を開発し、これと船体運動方程式を結合させたCFDによる船の動的な特性評価法を構築する事を目的とする。そして、実際に3次元運動状態のシミュレーションを行い、シミュレーションの精度と、この新しい技術の問題点について論じるものとする。

1.1 運動をする船体の評価法

運動中の船体に働く流体力の推定法には、実験的な方法と理論的な方法が存在する。実験的な方法には、流体力データベースによるもの、CMT 試験によるもの、PMM 試験によるものが存在する。これらの概略と、ヨットの性能評価への適用可能性について述べておく。

1.1.1 流体力データベースによるもの

船体の主要目などをパラメータとして整理されたデータベースを用い、理論式と組み合わせで動的流体力を評価するものである。ヨットの性能予測において使われる VPP (Veracity Prediction Program) でのハルに働く流体力の評価法は基本的にこの方法と同じである。

LHT によって得られた姿勢と流体力の関係をもとに、理論式の係数を決定する。あるいは、カーブフィッティングによって、リーウェイ角とヒール角をパラメータとする多項式を得る事により、ハルに働く流体力を表す関数を決定する。

この方法では、理論式やフィッティングした多項式で表現しきれないような流体力学的な特性は消えてしまうという欠点がある。また、実験データや過去の実績を基にしているため、まだ測定結果の無い船型には利用せず、設計の初期段階の判定材料には使えない。LHT のデータには定常流体力しか入っていないので、運動中の流体力推定に関しては、付加質量係数など別のファクターを導入する必要がある。

1.1.2 CMT 試験、PMM 試験による方法

ともに拘束した模型にアクチュエーターで強制運動を行わせて流体力を計測し、流体力の微係数を求めるものである。拘束模型の運動形態は CMT (Circular Motion Test) 試験 [13] では定常旋回運動、PMM (Planar Motion Mechanism) 試験 [14] では非定常強制運動である。

ヨットのタッキングによる姿勢変化は非定常で急速な運動であるため、定常旋回運動を評価する CMT 試験は適切な近似でない。このため PMM 試験に相当するような強制運動試験を行い、非定常なタッキングの運動状態を模擬する必要がある。これには、X-Y 電車によりタッキング状態を強制する方法、曳航水槽でヒール装置とリーウェイ装置を用いて運動状態を模擬する方法がある。しかし、ヨットの運動が一般の 3 軸回転であることを考えると、通常の操縦性試験用の制御装置では運動を十分に再現できない。特に IACC 級のレーシングボートの重心位置はハルの底部よりも下であるため、重心位置の支持は実質的に不可能である。

通常の曳航水槽を用いた試験では、船体の進路が直線に固定されているため、タッキングなどによる大きな進路変化を模擬することは困難である。実際の操船時には、船体の針路と姿勢変化にともない、横流れなどの運動も起きて、流場に大きく影響すると思われる。曳航試験で船体の針路を固定したまま、タッキング状態と同じようにリーウェイ角とヒール角を強制しても、流体力はかなり異なったものになってしまう。

1.2 ヨットの運動推定の現状

1.1節で述べたように、ヨットの運動性能の推定には、通常船舶で用いられる解析手法が多くの場合通用しないことが分かる。しかしレーシングヨットの設計は、僅か1パーセントの速度差が、ゴールでの10船長以上もの差¹として明白に現れるようなシビアな世界である。このため、ヨットの姿勢変化を考慮した一般的な解析法がいくつか存在する。

ここでは、レース用ヨットの設計で使われる性能解析手法について概略を述べる。

1.2.1 水槽試験

曳航模型を用いた曳航試験により、船体抵抗、横力などの流体力を求めるものである。本来のセーリングボートの水面下の形状は、船体²、キール、ラダーの複合体であり、これらの流場は互いに干渉し合う。しかし、このままではシステムとして複雑すぎるため、開発段階では、キールとラダーを除いた船体のみで試験をすることが多い。これにより船体単独の性能が評価されるが、キールとラダーによる干渉が考慮されていない事に注意しなければならない。

付加物の発生する流体力が無いため、そのままでは帆走状態と同じ姿勢とならない。このためバラストを積んで船体姿勢を合わせる、あるいは拘束装置によって姿勢角を固定するなどの作業が必要になる。この状態では、姿勢変化に対する復元力、減衰力が現実のヨットとは異なるため、船体姿勢、動的な特性の評価には問題が残る。

URT 試験

URT(UpRight Test) 試験は風下への帆走状態を模擬し、船体が直立した状態での流体力と姿勢を計測する。

実船のセールの空力中心がハル上方に位置するため、帆走状態でのセイルはピッチ方向のモーメントを発生する。しかし、セールの無い模型船体を単に曳航しただけでは、このモーメントが入っていないため、帆走時と同じ船体姿勢をとることができない。このため、マスト位置にポールを立て、セールの空力中心と同じ高さを曳航点とし、帆走時に対応する船体姿勢のもとで曳航を行う。

LHT 試験

LHT(Leeway Heel Test) 試験では、主として風上帆走時における、船体が斜行(リーウェイ)、傾斜(ヒール)した状態での船体流体力を測定する。これは速度、リーウェイ角、ヒール角をパラメータとしたシリーズ試験となり、多大な時間を要する。得られたデータにより船体流体力のモデル式を作り、定常帆走状態の任意の姿勢における流体力の推定に用いる。

¹アメリカズカップのレースでは、レース艇に150分の1の速度差がある場合、ゴールで90秒(400m)の差が付く。これは17船長もの大差となる。

²付加物を除いたハル部分をカヌーボディーということが多い、本論文では、特にことわらない限り船体は、このカヌーボディーの部分を目指す。

通常、リーウェイ角とヒール角を固定してトリム角とヒープ量を測定するが、キールなどの付加物が無いため、帆走時の釣合状態とは若干異なる。船体が傾斜しているため、URT試験と同じようにマスト位置で曳航することができず、セールモーメントの影響が不足している。このため、アップライト状態で静止させた時の船体姿勢が、アップライト曳航状態と同じになるように、船体内のバラストの位置をあらかじめ調整しておき、所定のリーウェイ・ヒール角での曳航を行う。このバラスト移動により帆走時のセールモーメントを表現し、LHT試験の船体バランスを帆走時の状態に近づけることができる。ただし、実際の風上帆走状態でセールの発生する力とはもっと複雑に変化するため、バラスト移動による方法はセールモーメントの近似にすぎない。

ヨットの姿勢を固定する拘束装置は、船体姿勢の固定・変更と流体力測定の機能を持ちながら、しかも船体のバランスと測定精度に影響を与えないことが要求される。1/7 模型での全抵抗は 1kg 弱であるが、船型差の議論をするには 10g 以下の測定精度が要求される。重量 80kg の曳航模型の姿勢を変更する過程で、計測装置のセッティングを狂わせないようにするため、高価で複雑な装置が必要となる。

1.2.2 実海域試験

建造された実船を実海域において帆走させ、最終的な評価を行うが、これにもいくつか問題点が存在する。

まず、実海域の風の状態は変化するため、別々に帆走した 2 隻のヨットの比較は誤差が大きく、レース艇の優劣を決める判断材料としては不十分である。2 隻の船の優劣を決定するには、同じ風のコンディションにあると考えられるような近距離で 2 隻を併走させ、実際の速度を較べること (two boats test) が必要である。

同様に、各種のセッティングの優劣を判断したい場合、同じ艇でセッティングを変えて走っても、風のコンディションが変化するため、比較することができない。実際にセッティングの比較をするには、同じ艇でセッティングの異なる 2 艇を用意し、two boats testを行うしか方法が無い。これらの試験は 2 艇の実艇を必要とし、開発の最終段階でのみ実行可能な比較方法である。各種船型の比較が必要な設計段階では、このような方法は不可能であり、実験とその他の評価法が重要になって来る。

1.2.3 Velocity Prediction Program

レース艇の性能予測に用いられる計算プログラムの総称で、その中身は用途によって様々である。多くの場合、船体、セール、ラダー、キールのモデルを用いたバランス計算と、その姿勢での各部の流体力計算を組み合わせたものである。これにより、与えられたコンディションで最良のパフォーマンスが得られるセッティングを探索することができる。

VPP の精度は用いられている各部の流体力モデルの精度に大きく依存している。キールとラダーには定常、非定常の翼理論などが用いられ、タンデムに配置される 2 翼の干渉もある程度考慮される。

船体部の抵抗推定は 1.1 で述べたような方法が用いられる。しかしこの方法で得られる船体の流体力は、過去の実験結果に基づくものであるので、新しい船型を開発する道具として利用することは考えられない。この段階では、船体の基本設計、模型製作、抵抗試験が済んでおり、大幅な設計変更はもう行えないところまで設計作業が進んでいるはずである。このため VPP は、ある船体形状が与えられた場合の、付加物のセッティングと操舵方法を最適化する手段と見るべきである。

セールの状態は、船体の姿勢、風、人間による制御によって変わるため、セール力のモデル化は船体の流体力以上に困難である。セール力モデルには、セールの操作、形状変化、水面の影響などを考慮したモデルが必要であり、これらを取り入れた満足のいくモデルはまだ存在しない。セール力の評価に対する試みは江口の [22] などがあるが、通常の VPP では非常に単純化したモデルが用いられている。

1.3 計算流体力学による評価

計算流体力学による流体力の推定法では、操縦中の船体に対する流体シミュレーションを実行し、操縦運動中の船体流体力を推定する試みがある。

斜行する船体に関しては、これを低アスペクト比の翼として扱い、非線形揚力面理論により流体力を推定する井上の式 [23] を用いた方法がある。この方法は薄い船型に対しては妥当であるが、ヨットの水面下形状では翼としての近似は難しいと思われる。

不破 [24] の細長体理論による取り扱い、船体のビルジ付近から主流方向に離散渦糸を流出させ斜航中流体力を計算するものである。この方法の発展形は、実用的な計算方法として、実際の船型の斜行流体力の推定に用いられている。しかし、ヨットのような明確な剥離点を持たない船型では、剥離点などを人為的に決めるなどの措置をしないと利用できない。

定常帆走時のセーリングボートは通常商船の斜行状態と類似点を持つものの、以上に述べたような方法はヨットの船型に対して適用できないことが分かる。

レース艇の運動では針路変更時の流体力も重要である。実用商船に対するシミュレーションで、斜行状態の流体力を解析した例は多いが、定常旋回中の船体流体力を計算した例は非常に少ない [25, 26]。これは斜行状態に較べて旋回中の流体の処理が複雑なためである。

しかしながら定常な旋回運動もヨットの用法上ありえないものであり、タッキング運動では、より複雑な非定常旋回運動を扱わなければならない。非定常な旋回運動中の評価には大森 [10] による Z 試験中の船体流体力を Navier-Stokes 方程式の数値解法により解いた例があるだけである。

1.3.1 Navier-Stokes 方程式の数値解法

Navier-Stokes 方程式の数値解により船体流体力を推定する方法は一般的なツールとなりつつある。最大の問題は計算コストであったが、近年の計算機のコストパフォーマンスの向上により、解決する見通しがついてきている。

帆走中のヨットの水面下形状のような複雑な物体では、単純化や理論的なアプローチが困難である。このような場合には、コストが多少かかっても粘性流の支配方程式を直接解く方が結果として有利な場合も考えられる。

定常航行状態の船体まわり流場に関しては次のような取り組みが見られる。Miyata らの TUMMAC-IV 法 [28] [29] は船体の作る非線形波を矩形格子系によって捉えることを可能にし、Zhu ら [30] は物体適合格子と有限体積法による WISDAM-V 法を用いて船体の境界層の推定精度を向上させた。自由表面波と粘性流の干渉問題に関しては Sato ら [31]、渡辺ら [32] の例がある。

移動変形する物体への対応は、魚の泳ぎを 2 次元で再現した [33]、2 次元でのタンデム水中翼の粘性流を扱った [34]、3 次元の問題では、タンカーの船尾形状を自動変形させた [35, 36]、タンカーの操縦問題を扱った [10] がある。

移動格子、自由表面、移動する物体境界の処理などの基本的な技術の組合せにより、複雑な運動中のセーリングボートの流体力を再現することは原理的には可能である。本研究では、境界適合格子と有限体積法による粘性流の数値解法を実行し、セーリングボートの流体力を推定することとなる。

1.3.2 CFD による運動性能予測

CFD シミュレーションによる運動状態の評価システムが可能であるとすると、これと CAD による設計支援をつなぐ事により、船舶設計における様々な可能性が見えて来る。

Fig.1.1 は、セーリングボートの性能予測システムの例である。この中では、CFD により、設計初期段階での基本的な定常航行状態、運動状態での性能評価を行うことができる。本研究では、ここにある各要素の基本的な部分を開発することを目標にした。この中で最もコストがかかるのは、自由表面において 3 次元運動を行う船体まわりの粘性流のシミュレーション部分である。これに、船体運動方程式を解くモジュール、計算格子を生成するモジュール、付加物の流体力を計算するモジュールを組み合わせ、全体の評価システムが構成されている。付加物の流体力の推定には、本研究の範囲では簡単な 2 次元翼理論のみが使われており、これらの干渉が完全には考慮されていない。船体周りの境界層との干渉などを考慮するため、今後は揚力面理論などの導入も考慮する必要がある。

ここで示しているシステムは、船体と付加物の形状が与えられた場合に、その特性を評価するものである。これを、形状を操作する CAD のシステムと組み合わせ、データをやりとりさせれば、流体力学的な形状設計を支援するシステムを作ることができる。流体シミュレーションから得られた流体力のデータを見ながら、CAD システムで形状に変更を加え、流体計算内の船体形状を変更する事も、将来的には可能である。また、舵などの設計をする場合も、タッキング運動中にヨットの舵面積を変更し、そのパフォーマンスの変化を見る事ができれば、その恩恵は計り知れない。このような作業は現実の世界では非常に困難であるが、CFD シミュレーションの中では容易に実現できる。

帆走状態で、異なるヨットの性能を比較することは、非常に困難である。実海域試験の場合、実海域の風は常に変化するため、異なる 2 艇、あるいは異なるセッティングの 2 艇を同一のコンディションのもとで評価することは困難である。現状では、同じ風とみなせ

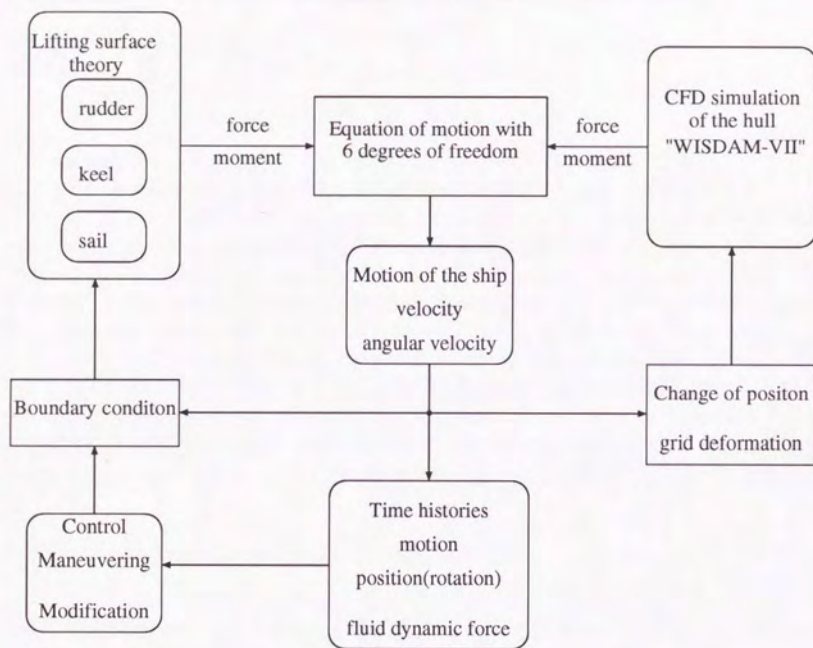


Figure 1.1: Performance Prediction System for Sailing Boats (c.f. In the present state, evaluation of the appendages is made using empirical equations instead of the lifting surface theory)

る距離で2艇を並走させ、速度を比較する以外に方法が無い。また水槽内では風がふかないため、そもそもヨットをセーリングさせる事が不可能である。このような問題は、数値シミュレーションでは容易に解決できるものである。

水槽試験が比較的容易な定常航行状態の性能推定では、数値シミュレーションが水槽試験に完全にとって代わることは、将来的にもありえないだろう。しかし、帆走状態、操船状態などの複雑な運動の評価においては、水槽試験が困難となり、数値シミュレーションによる評価法がいろいろな点で水槽試験よりも有利になることが考えられる。

数値シミュレーション

数値シミュレーションとは、物理現象を数値的にモデル化し、コンピュータを用いて計算を行う手法である。流体の運動や構造体の応力解析など、様々な分野で広く利用されている。特に、複雑な幾何形状や非線形な物理現象を扱う際には、実験よりも数値シミュレーションが有効である。数値シミュレーションの利点は、実験に比べてコストが低く、時間がかからない点にある。また、実験では測定が難しい内部の現象や、危険な条件下での現象も、数値シミュレーションでは容易に観察できる。ただし、数値シミュレーションには、モデルの精度や計算資源の制約などの課題がある。そのため、実験と数値シミュレーションを組み合わせることで、より正確な評価が可能となる。

2.3 Computer Aided Design

Computer Aided Design (CAD)とは、コンピュータを用いて製品の設計を行う技術である。2D CADと3D CADがあり、3D CADは製品の立体形状をデジタルで表現できる。CADの利点は、設計の効率化と精度の向上にある。また、3Dモデルを用いて製品の可視化やシミュレーションを行うことができる。CADは、造船業界でも広く利用されており、船体の設計や構造解析などに活用されている。CADと数値シミュレーションを組み合わせることで、製品の設計から評価までのプロセスが効率化される。ただし、CADの導入にはコストがかかるため、中小企業にとっては課題となる。そのため、クラウド型CADなどのサービスが注目されている。

Chapter 2

設計システム

ヨットを構成する各要素(セール、ハル、キール、ラダー等)の発生する力はバランス状態にあり、ある一つの要素を選び出して、他の要素に影響を与えずに変更を加えることはできない。しかし、設計の場においてこのような複雑なシステム全体を扱う事は不可能であり、本来は切り離せない構成要素を分離し、個々に開発を行うことが必要である。

設計作業の中で構成要素のつなぎ合わせは随時行われ、必要と思われれば、バランス点を変更し、各部の設計状態を変えていかなければならない。大きな変更となれば、各部の今までの評価をやり直す事も考えられる。しかし、このような設計作業にかかる時間、コストは膨大なものであることは、アメリカズカップ艇の開発費用を見れば分かるであろう。

レース艇の開発においては、さまざまな状況変化に応じ、設計の部分的な変更が随時行われる。状況の変化に対する各部の対応の時間遅れは、限られた時間内で行われるレース艇の開発において、明白に勝敗を分ける事になる。これには、複雑なヨットの設計を支援するシステムが不可欠であり、この技術はヨット以外の船種の設計にも応用可能である。

2.1 Computer Aided Designing

CAD(Computer Aided Designing)の本来の意味は、設計作業を計算機を用いて支援し、作業の高能率化をはかるものである。これには、3次元形状のモデリングと図面の処理の部分と、計算機内における製品の動作テスト(シミュレーション)の部分が必要である。しかし現状では、計算機内での動作テストまで可能なのは、製造業の一部の限られた分野のみである。その場合も、処理に時間がかかるシミュレーション部分は別のシステム内に組み込まれており、形状変更とその結果をインタラクティブに行える段階には程遠い。

このように考えると、現在CADシステムと呼ばれているもののほとんどは狭義のCADであり、デザインされたものを評価する能力を欠いている。このためComputer Aided Drawingと評される事もある。

機械設計の分野では、デザインされた機構をシミュレーション内で実際に動かし、動作を確認する事が可能となりつつある。しかし、これに相当する事を船舶流体力学の分野で可能にするには、形状モデリングシステムとしての狭義のCADと、評価システムとして

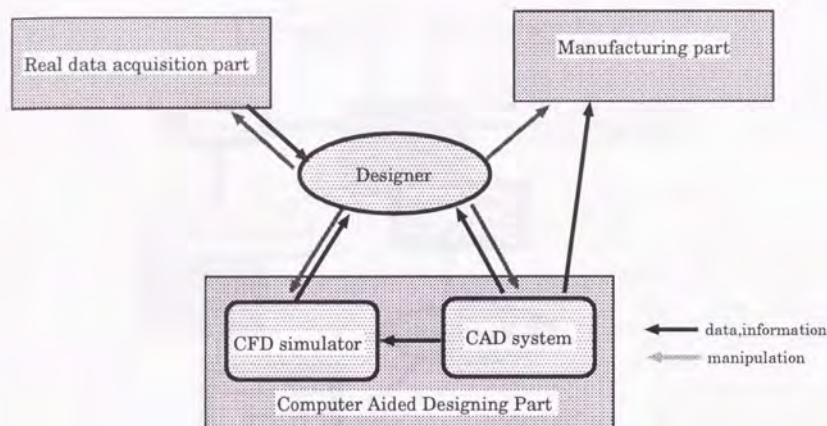


Figure 2.1: Flow chart of Computer Aided Designing

の CFD シミュレーターを結合させ、形状変化の影響を流体シミュレーションの中で確認できる必要がある。また、流体シミュレーションの結果により船体形状を変更するフィードバックも可能としなければならない。

Fig.2.1に、このような考えからみたデザインシステム概念図を示す。今までは CFD シミュレーションの能力不足もあり、CFD の結果をすぐに形状モデリングに反映させたり、形状変更の結果をすぐに CFD で確認する必要はあまり無かった。このためデザインツールの一部として CFD を見た場合、Fig.2.1 の CFD と CAD の結合部分が弱く、船体形状データの交換に迅速さを欠いている。

現状の用法では、CFD コードが CAD の出力結果を直接取り込めるようになっていないため、CAD のデータを加工して CFD コードが取り込める形式に直し、CFD シミュレーションの中で再び、形状モデリングを繰り返しているのが現状である。

デザイナーの意志を形状モデリングに反映し、その結果をすぐにデザイナーが判別できるようにするには、CAD と CFD の間の形状データフォーマットの統一が不可欠である。このためのデータフォーマットとして IMSA(International Marine Software Associates) の規格である IDF(IMSA Definition Format)を採用することにした。この IDF 形式の採用により、今後 IDF に準拠した船舶関連のデザインシステム、その他のシミュレーションコードとの連携を円滑に行うことができる。これにより、デザイナーが CAD で行った変更を時間遅れなく流体シミュレーションにかけて評価することができる。

Fig.2.2に示すようなシステムでは、CAD のデータをもとに CFD シミュレーションを行い、その出力結果を判断して CAD 内のデータにフィードバックし、形状データを変更していく。どのようにフィードバックするかを人間が判断する場合、このシステムは船体形

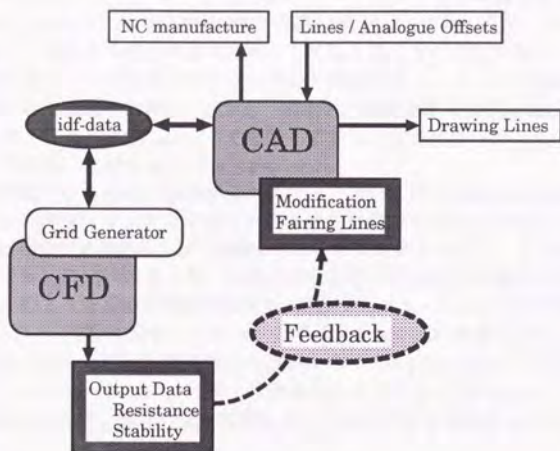


Figure 2.2: Optimization of the hull form using CFD and CAD system

状に関する流体力学的な CAD として機能する。またフィードバックの部分を、何らかの評価関数を最適化するアルゴリズムに置き換えれば、形状最適化のツールとなり得る。

2.2 ヨットの設計システム

ヨットの流体力学的な部分をデザインするのに必要なシステム構成について考える。レーシングヨットの構造力学的な設計についても、さまざまな課題があると思われるが、本論文の範囲では流体力学的なデザインについてのみ言及する。

通常船舶の船型に相当するのは、船体部分の水面下形状であるが、ヨットの場合、この形状は船体姿勢に応じて変化する。船体姿勢を決定するのはヨットの付加物 (船体、キール、セール、ラダー、etc) に働く力のバランスであるので、船型の評価を行うには、付加物にかかる力を評価する部分と、動的、静的な釣合方程式を解いて船体姿勢を決定する部分も必要となってくる。

セーリングボートに関しては、キール、ラダー、セールの発生する流体力が、船体の発生する流体力と同じオーダーとなるため、船体と付加物という分け方は適当でない。構造力学的には船体に付加物がついた形であるが、流体力学的にはキール、ラダー、セール、船体の 4 つの要素が結び付いたシステムと考えるべきである。特に IACC 級のボートでは、重心位置が船体とバルブの中間となり、船体を中心とする考え方が通用しなくなってくる。

Fig.2.3に IACC 級ヨットの流体力のバランス状態を模式的に示す。このクラスのヨット

では、キールの下端についたバルブに全重量の80パーセント近い重量が集中するため、重心位置はキール上となる。船体の並進運動の運動方程式はこの重心位置について解くため、船体部分も重心のまわりを移動する付加物として取り扱う方が自然である。

実際のIACC級ヨットの帆走中のロール運動を観察すると、ヨットの回転中心はハル部分にあるように見えることがある。しかし、実際の力学的な重心はFig.2.3に示したような位置にあるので、ヨットの重心は大きく移動しており、実際はロールとスウェイの連成した複雑な運動であることが分かる(Fig.2.4)。

このような運動になるのは、船体部分のスウェイ運動に対する抵抗が非常に大きいためであり、この力の評価はタッキング時における減速を推定するのに不可欠である。このような力の評価は今までの静的なLHT試験からは得ることができない。また船体の運動時の力計測を考えても、Fig.2.4のような、本来の重心を考えた運動を水槽内で実現するのは容易ではない。このような運動の解析で動的なCFDシミュレーションのもつ利点は大きい。

Fig.2.5にCADとCFDを結合したヨットデザインシステムの構成を示す。これは、従来のCADの延長でハル及び付加物の形状を決定するCAD part。与えられた形状をもとに各部の流場をシミュレートして、作用する流体力を予測するCFD part。その出力結果をもとに運動方程式を解き、現在の運動状態あるいは釣合状態を求めるpartから構成されている。

各部のシミュレーション手法は、必要に応じて高精度化あるいは簡略化がなされる。本研究で特に重点を置いているのは、船体まわりの粘性流と自由表面のシミュレーションである。キール、ラダー、セールの翼としての機能が大きいので、現状では粘性流計算は行わず、簡便な2次元翼理論などで評価している。実際の設計に利用できるレベルにするには、各部のシミュレーションが十分な精度で行われる必要があり、翼面の評価にはより高度な手法を用いることも考えられる。

運動方程式の解析部分では、非定常な3次元運動を解析するため並進運動と回転運動を合わせて6自由度の方程式を解き、これを積分して現在の状態を得る。定常状態を決定するには、通常より大きな減衰項を運動方程式に与えて同様の計算を行えば良いので、静的バランスの計算にも必要十分であるといえる。またヨットの運動では、大きな姿勢変化と速度ベクトルの変化が起きる。特にレース中の運動は、航空機でいえば戦闘機の空戦状態に相当し、運動方程式から得られる激しい運動においても流体シミュレーションを可能にしておく必要がある。

設計ツールとして使うには、運動方程式から得られるデータによりヨットのパフォーマンスを判断し、各部のセッティングや形状を変更できなければならない。これは各部の形状変更を行いながら、それによるヨット全体のシステムの反応を時間発展的に解く事で可能となる。運動方程式から出たデータは、必要な処理を経た後、オペレーター(デザイナー)に渡される。オペレーターは、得られたデータにより改善点を見つけ、CADを用いてヨットの各部のデザインに変更を加える。この変更により各部で発生する流体力の変化は、ヨットの船速、姿勢を変化させ新たなバランス状態に移ることになる。これにより、船体形状も含めた各部の最適化をより早く進めることが可能となる。本研究の範囲では、ここで述べたようなCADとの緊密な連携は達成されていないが、このような使用を視野に入れた開発が必要である。

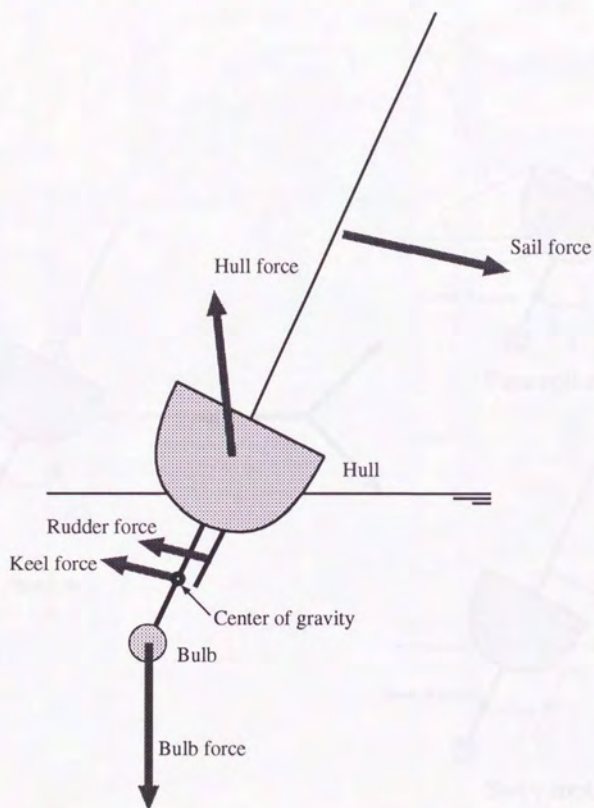


Figure 2.3: Balance of force and moment on the vertical plane normal to the axis of advancement

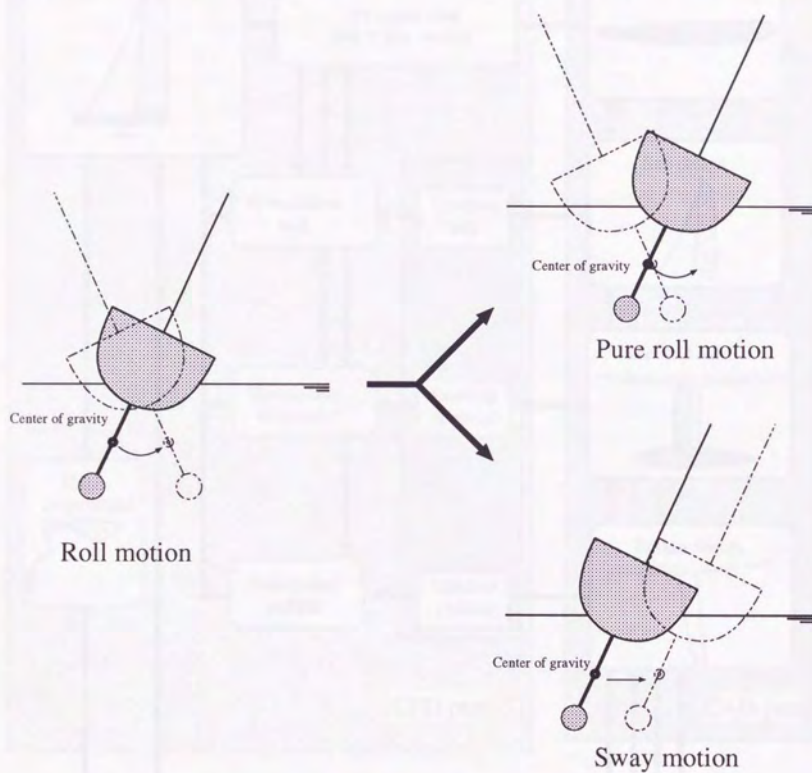


Figure 2.4: Schematic sketch of roll motion of the sailing boat

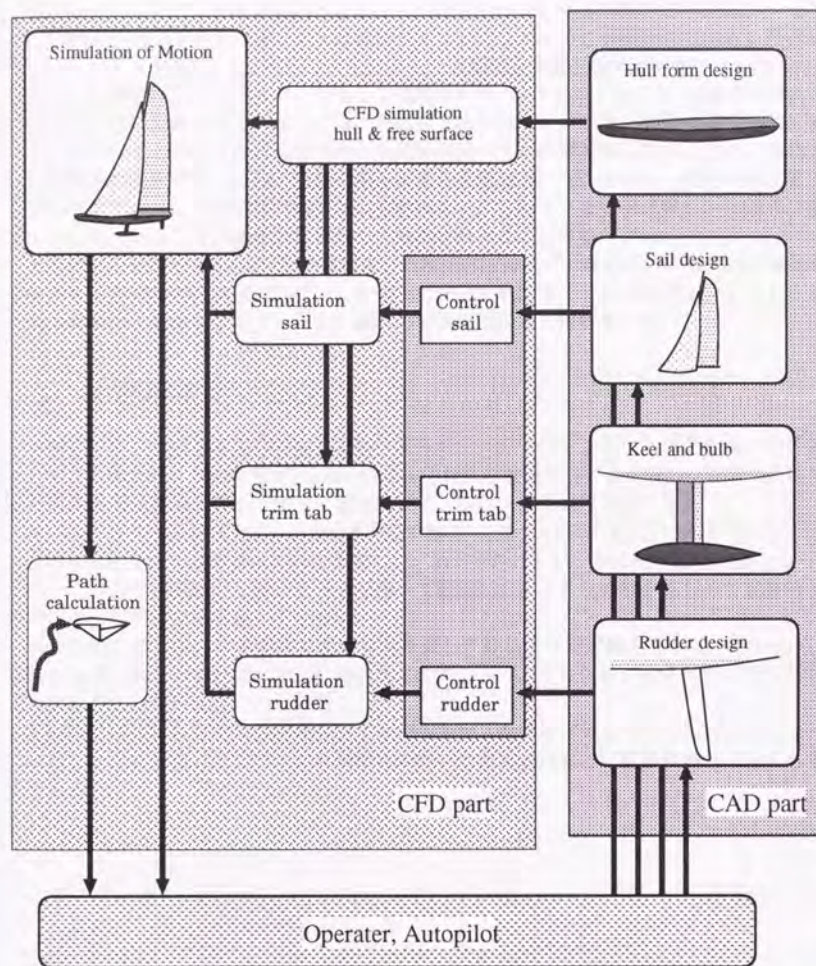


Figure 2.5: Flow chart of the racing yacht design system

運動性能の改善を考える場合は、運動方程式内の減衰項を現実と同じ大きさにし、運動中の動的な釣合を考えることになる。この作業では、船体運動中のバランスを考えながら、各部のセッティング、形状の変更とともに、操船方法の評価も行うことができる。

ここで示したシステムのポイントは数値シミュレーションのもつ柔軟性である。数値シミュレーションが精度において、よく設定された水槽実験や実海域試験を凌駕することは、将来的にも有り得ないであろう。しかし、運動中のヨットの流体力など、水槽や実海域での測定が非常に困難なものに対しては、数値シミュレーションの方が有利な場合が増えてくる。特にヨットのような自由度の大きな運動に対して、水槽試験は無力であり、簡略化した状態しか実現できないのが実状である。また実験測定はその性格上、対象を拘束する事が不可欠であり、運動状態の測定とは相容れない。このような実現が難しい状態も、数値シミュレーションでは数値的に再現し、解析を行うことが可能となる。

上の例で示したCADとCFDの連携は、水槽試験で言えば、測定中に船型や舵面積などを変えながらヨットの状態を計測し、最適なデザインを探すことに相当する。このような状況の実現は、数値シミュレーション以外の方法では非常に困難である。

2.3 本研究で用いるシステム

本研究では、運動する船体に関する粘性流のシミュレーション手法の開発を第一の目的として、船体まわりの粘性流をNavier-Stokes方程式の数値解法により解いた。また船体運動と自由表面運動の干渉を考慮し、波高関数による自由表面処理を行った。

キールとラダーの流体力は、2次元翼理論で評価し、2翼の干渉は前方にあるキールが後方のラダーに及ぼす誘導抵抗のみを考慮した。翼の特性は、キールに関しては理論式から、ラダーに関しては実験から得たデータを用いて計算した。これらの翼と船体周り粘性流との干渉は、現時点では考慮していない。

セールの流体力は、本来非常に複雑であるが、十分なモデルが確立されていないため、単純な2次元翼として評価した。針路変更によるセール力の変化は、船体に対する相対風速の大きさと迎角の変化のみを考慮した。

元段階では、これらの付加物が発生する流体力は、簡単なモデル式による評価に留まっている。今後は必要に応じて、より信頼性の高い揚力面理論などに置き換わって行くべき物である。

Chapter 3

船体まわり粘性流のシミュレーション手法

ヨットのハルに働く流体力は、ヨットの姿勢によってハルの形が非対称になること、運動中の動的な影響が大きいことから、単純なモデル化では取り扱うことができない。このためハルまわりの粘性流の評価に関して、粘性流の数値シミュレーションを導入する。

ラダーとキールまわりの流れは、ハルまわりの流場と相互干渉する筈であるが、本研究の範囲では干渉を無視し、ラダーとキールの流体力は2次元翼理論によって評価する。また、セールまわりの空気流もハルまわり流場に劣らず複雑である。これを扱うのは本研究の範囲では無理であるので、単純な翼理論モデルによる評価で替えている。これらの要素の取り扱いとは別の研究を待つこととし、ここではハルが単独に存在する場合の粘性流の取り扱いについて論じる。

ハルの水面下の形状はヨットの姿勢と自由表面の形状に依存し、これに応じた格子生成を必要とする。この処理は複雑であり、粘性流のソルバー部分と密接な繋がりを持っている。格子生成については章をあらためて論じるものとし、本章で関係する箇所については参照箇所を示すにとどめる。

ヨットの運動は非定常であるため、非定常、非圧縮粘性流の Navier-Stokes 方程式を数値解法により時間発展的に解いて船体まわりの流場をシミュレートする。水面下形状の変化は、時間的に変化する物体境界として非定常計算の中で取り扱う。使用する計算コードは、空間に関する離散化に有限体積法を用い、非圧縮流の運動を MAC 法のアルゴリズムで解くものである。

高レイノルズ数での船体まわりの境界層と自由表面の運動を解像するために、ハル表面と自由表面の双方に適合した境界適合格子を採用する。適合格子で利用する計算格子のトポロジーの選択は、その後の展開を大きく左右するため慎重に行う必要がある。ここでは、ヨットの船体部分の形状、運動モード、自由表面の移動を考慮して O-O 型の格子系を用いた。これに関する説明は 4.3 で行う。

変数配置には、境界条件の記述が簡単になるように cell center 配置のものをを用いた。非圧縮流れでの安定性は犠牲になるが、ヨットのシミュレーションでは、自由表面と移動する物体表面の境界条件が複雑となるため、採用のメリットは大きいと思われる。

乱流モデルには、Baldwin-Lomax 乱流モデルと SGS 乱流モデルを混合して用いた、船体まわり流れは、その形状の複雑さのため平板境界層と類似の2次元的な箇所と3次元性

の強い箇所が入り混じっている。このため、2つのモデルをオーバーラップさせて乱流粘性を評価した。

また、境界層の解像度を上げるために計算格子を細かくすると、運動物体の計算では不安定性が強くなってしまいうため、船体表面に十分近くまで格子を引き付ける事ができない場合が出てくる。このため粘性底層内の解像度不足を補う目的で、船体表面の運動量拡散の見積りに壁法則から得られる摩擦応力を用いた。

ヨットの水面下形状は、時間的に移動変形する物体として取り扱われる。これらの処理は、加速度運動する移動壁としての物体表面の処理と、周囲の計算格子の移動によって対応する。格子移動の処理は[5]をベースにしたものを用いた。

ヨットの運動振幅は非常に大きいため、船体表面の計算格子点を船体と一緒に移動させると格子系の歪みが大きくなりすぎ、計算を続けることができない。そこで、物体表面の移動と格子点の移動を切り離して処理する手法を開発した。

3.1 粘性流ソルバー

3.1.1 計量

少ない計算機資源で粘性流を効率よく解像するため、境界適合格子を採用する。本研究では計算をデカルト座標系において行っているが、空間微分量などの算定には一般曲線座標での計算と同様、計量によるベクトル量の変換が必要となる。

微分量の見積り以外では、計量は単にローカルなコントロールボリュームの形状を表すものと考えても良い。この計算は、有限体積法をベースにした離散化を行っているので、コントロールボリュームの形状(面、体積)としての定義を第一とし、コントロールボリュームの対応する点に配置する。

一般曲線座標系による計算では物理空間の点 $\mathbf{x} = (x_1, x_2, x_3)$ は計算空間内の点 $\xi = (\xi_1, \xi_2, \xi_3)$ に写像される。この時、計算空間内のベクトルを物理空間へ写像する変換行列は

$$\begin{aligned} \text{grad}_{\xi} \mathbf{x} &= \left(\frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \xi_1}, \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \xi_2}, \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \xi_3} \right)^T \\ &= \begin{pmatrix} \frac{\partial x_1}{\partial \xi_1} & \frac{\partial x_1}{\partial \xi_2} & \frac{\partial x_1}{\partial \xi_3} \\ \frac{\partial x_2}{\partial \xi_1} & \frac{\partial x_2}{\partial \xi_2} & \frac{\partial x_2}{\partial \xi_3} \\ \frac{\partial x_3}{\partial \xi_1} & \frac{\partial x_3}{\partial \xi_2} & \frac{\partial x_3}{\partial \xi_3} \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (3.1)$$

となる。逆変換(物理空間 \Rightarrow 計算空間)の変換行列は

$$(\text{grad}_{\xi} \mathbf{x})^{-1} = \begin{pmatrix} \frac{\partial \xi_1}{\partial x_1} & \frac{\partial \xi_1}{\partial x_2} & \frac{\partial \xi_1}{\partial x_3} \\ \frac{\partial \xi_2}{\partial x_1} & \frac{\partial \xi_2}{\partial x_2} & \frac{\partial \xi_2}{\partial x_3} \\ \frac{\partial \xi_3}{\partial x_1} & \frac{\partial \xi_3}{\partial x_2} & \frac{\partial \xi_3}{\partial x_3} \end{pmatrix} \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial \xi_l}{\partial x_p} = \frac{1}{J} \left(\frac{\partial x_q}{\partial \xi_m} \frac{\partial x_r}{\partial \xi_n} - \frac{\partial x_r}{\partial \xi_m} \frac{\partial x_q}{\partial \xi_n} \right) \quad (l, m, n), (p, q, r) : \text{in cyclic order} \quad (3.3)$$

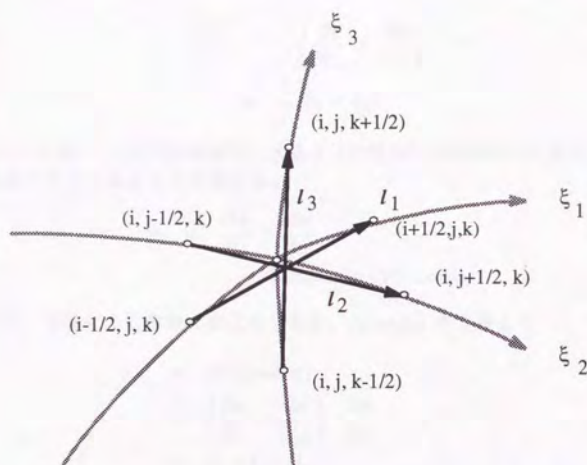


Figure 3.1: Definition sketch of the metrics

ここで、 J は式(3.1)の変換行列の Jacobian である。

$$J = \det(\text{grad}_{\xi} \mathbf{x}) \quad (3.4)$$

コントロールボリュウムの幾何学量で表現すると、Jacobian はコントロールボリュウムの体積と同じ物である。通常の一般曲線座標系における計算では、流速ベクトル $\mathbf{u} = (u_1, u_2, u_3)$ は metric を用いて計算空間内の反変ベクトル (U_1, U_2, U_3) に変換される。 (U_1, U_2, U_3) は、 ξ_1, ξ_2, ξ_3 方向成分で次の式で与えられる。

$$\begin{aligned} U_1 &= \frac{1}{J} \left(\frac{\partial \xi_1}{\partial x_1} u_1 + \frac{\partial \xi_1}{\partial x_2} u_2 + \frac{\partial \xi_1}{\partial x_3} u_3 \right) \\ U_2 &= \frac{1}{J} \left(\frac{\partial \xi_2}{\partial x_1} u_1 + \frac{\partial \xi_2}{\partial x_2} u_2 + \frac{\partial \xi_2}{\partial x_3} u_3 \right) \\ U_3 &= \frac{1}{J} \left(\frac{\partial \xi_3}{\partial x_1} u_1 + \frac{\partial \xi_3}{\partial x_2} u_2 + \frac{\partial \xi_3}{\partial x_3} u_3 \right) \end{aligned} \quad (3.5)$$

計算空間での間隔 $\Delta \xi_i$ として 1 を選べば、式(3.1)の行列の各列ベクトル $\frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \xi_i}$ は、計算格子の辺 l_1, l_2, l_3 として捉えることができる。(Fig.3.1)

これを用いて、(物理空間→計算空間)の変換行列の列ベクトル $\frac{\partial \xi}{\partial x_l}$ を書き直すと。

$$\begin{aligned}\frac{\partial \xi}{\partial x_l} &= \frac{1}{J} \left(\frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \xi_m} \times \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \xi_n} \right) \\ &= \frac{1}{J} (\mathbf{l}_m \times \mathbf{l}_n)\end{aligned}\quad (3.6)$$

$\mathbf{l}_m \times \mathbf{l}_n$ はベクトル積で、 ξ_l 方向を法線とし大きさは計算格子の面要素の面積である (Fig.3.1)。これを面積ベクトル \mathbf{S}_l として定義する。

$$\mathbf{S}_l = \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \xi_m} \times \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \xi_n} \quad (l, m, n): \text{in cyclic order} \quad (3.7)$$

Jacobian J は、写像による体積の変化率である。Jacobian の定義より

$$\begin{aligned}J &= \det(\text{grad}_{\xi} \mathbf{x}) \\ &= \left(\frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \xi_l} \times \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \xi_m} \right) \cdot \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \xi_n} \\ &= (\mathbf{l}_l \times \mathbf{l}_m) \cdot \mathbf{l}_n \\ &\quad (l, m, n): \text{in cyclic order}\end{aligned}\quad (3.8)$$

計算空間の格子間隔 $\Delta \xi = 1$ を選択した場合、計算空間の1cellの体積は、 $\Delta \xi_1 \times \Delta \xi_2 \times \Delta \xi_3 = 1^3 = 1$ であるから、これを物理空間の体積 V のcellに写像する変換のJacobianは V である。よってJacobianとしてFig.3.2のcontrol volumeの体積 V を用いることができる。実際の計算では、metric \mathbf{l}_i からJacobianを求めるのではなく、計算cellの6面体の体積を(3.1.5)の方法により計算している。

以上により、物理空間から計算空間への変換メトリックを、計算セルの面積ベクトル \mathbf{S}_i 、体積 V という幾何学的な量で表現することができる。式(3.5)を書き直せば。

$$U_1 = \frac{1}{V} \mathbf{S}_1 \cdot \mathbf{u}, \quad U_2 = \frac{1}{V} \mathbf{S}_2 \cdot \mathbf{u}, \quad U_3 = \frac{1}{V} \mathbf{S}_3 \cdot \mathbf{u} \quad (3.10)$$

この式で $\mathbf{S}_i \cdot \mathbf{u}$ は、面積要素 \mathbf{S}_i を通過するmass fluxであるから、面要素を通過する流量(mass flux)は、計算空間での反変成分と同じ意味になる。

3.1.2 基礎方程式

流体計算における基礎方程式は、非圧縮性流体のNavier-Stokes方程式(運動量保存則)と連続の式(質量保存則)である。

まず最初に、計算格子の移動を考えない場合について考える。

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \nabla \cdot \mathbf{u} \mathbf{u} = -\nabla P + \frac{1}{\text{Re}} \nabla \cdot [\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T] + \overline{\mathbf{u}' \mathbf{u}'} \quad (3.11)$$

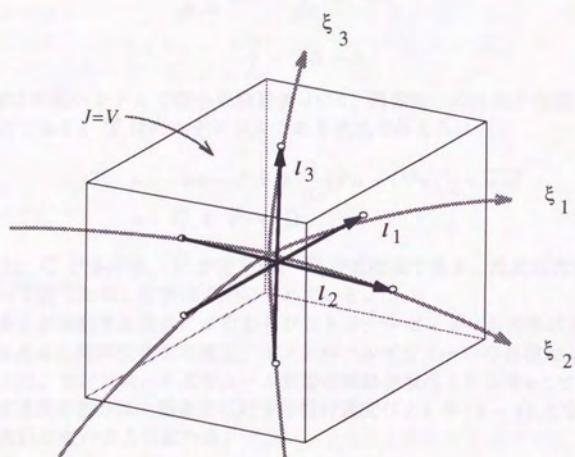


Figure 3.2: Jacobian in Finite Volume Method

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (3.12)$$

ここで、 Re は Reynolds 数、 $\overline{\mathbf{u}'\mathbf{u}'}$ は乱流応力である。 P は圧力から静水圧 ($-z/Fn^2$) を引いたものを流体密度で割ったもので $P = (p + z/Fn^2)/\rho$ である。流体内の計算においては、浮力と重力がバランスし、また静水圧を除いた圧力を扱っているので、重力加速度の存在は考えなくて良い。

式 (3.11) を有限体積法を用いて空間に関して離散化し半離散式を構成する。コントロールボリュームの体積を V 、これを構成する面要素の面積ベクトルを \mathbf{S}_m とし、両辺をコントロールボリューム内で体積分する。ガウスの定理を用いて体積分の一部をコントロールボリュームの表面積分に変換し、次の式を得る。

$$\frac{d}{dt} \int_V \mathbf{u} dV = \oint_S \mathbf{T} \cdot d\mathbf{S} \quad (3.13)$$

$$\oint_S \mathbf{u} \cdot d\mathbf{S} = 0 \quad (3.14)$$

ここで $d\mathbf{S}$ は面積ベクトルで微小面積要素 dS に、閉曲面 S の外向き法線ベクトル \mathbf{n} を掛けたもの $\mathbf{n}dS$ である。 \mathbf{T} は応力テンソルであり次式で与える。

$$\begin{aligned} \mathbf{T} &= -\mathbf{u}\mathbf{u} - P\mathbf{I} + \frac{1}{Re}[\nabla\mathbf{u} + (\nabla\mathbf{u})^T] + \overline{\mathbf{u}'\mathbf{u}'} \\ &= \mathbf{\overline{C}} + \mathbf{\overline{P}} + \mathbf{\overline{D}} \end{aligned} \quad (3.15)$$

各項の意味は、 $\mathbf{\overline{C}}$ が移流項、 $\mathbf{\overline{P}}$ が圧力項、 $\mathbf{\overline{D}}$ が拡散項である。乱流応力項 $\overline{\mathbf{u}'\mathbf{u}'}$ は、渦粘性係数によって扱うため、拡散項の中に含めている。

次に計算格子が移動する場合、すなわちコントロールボリュームの形状が時間的に変化する場合を考える。時間変化を考慮し、コントロールボリュームの体積は $V(t)$ 、それを包む閉曲面を $S(t)$ 、コントロールボリューム表面の移動速度ベクトルを \mathbf{v} とする。この結果、方程式の移流速度の部分は、閉曲面に対する相対速度ベクトル $(\mathbf{u} - \mathbf{v})$ となり、式 (3.13)、式 (3.14) の表記は次のように変わる。

$$\frac{d}{dt} \int_{V(t)} \mathbf{u} dV = \oint_{S(t)} \mathbf{T}' \cdot d\mathbf{S} \quad (3.16)$$

$$\frac{dV(t)}{dt} = \oint_{S(t)} (\mathbf{u} - \mathbf{v}) \cdot d\mathbf{S} \quad (3.17)$$

\mathbf{T}' は、コントロールボリュームの時間変化を考慮した場合の応力テンソルであり、移流項の移流速度の部分にのみ変更が加わる。

$$\begin{aligned} \mathbf{T}' &= -(\mathbf{u} - \mathbf{v})\mathbf{u} - P\mathbf{I} + \frac{1}{Re}[\nabla\mathbf{u} + (\nabla\mathbf{u})^T] + \overline{\mathbf{u}'\mathbf{u}'} \\ &= \mathbf{\overline{C}} + \mathbf{\overline{P}} + \mathbf{\overline{D}} \end{aligned} \quad (3.18)$$

これらは、時間変化するコントロールボリュームに対する保存則である。式 (3.16) の左辺はボリューム内の運動量の増加量、右辺は移動する閉曲面を通して流入する運動量フラックス

クスの総和である。同様に式 (3.17) の左辺はボリューム内の質量の時間変化、左辺は質量流束である。

コントロールボリュームを6多面体とし、各面の面積ベクトルを $S_i (i = 1, \dots, 6)$ とすると、面積分の部分が各面でのフラックスの和をとることに置き換わる。これにより、運動量保存則は、

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} V \mathbf{u} &= \sum_i \mathbf{T}' \cdot \mathbf{S}_i \\ &= - \sum_i \mathbf{F}_i \end{aligned} \quad (3.19)$$

となる。

ここで \mathbf{F}_i は数値流束で、この場合は i 番目の面積要素を移流、拡散 (+乱流輸送) によって通過する運動量フラックスと、圧力場から得られる運動量の和である。

連続の式も同様の処理をすることにより、次の形になる。

$$\frac{d}{dt} V = - \sum_i (\mathbf{u} - \mathbf{v}) \cdot \mathbf{S}_i \quad (3.20)$$

コントロールボリュームが変形するため、ボリューム表面の質量流束の和は0とならず、この収支と同じだけコントロールボリュームの体積が増加することになる。

3.1.3 変数配置

有限体積法による空間離散化では、コントロールボリュームの面上での flux 評価を多用する。このため、面のメトリックを表現するのが容易なように、コントロールボリュームの頂点に格子点を定義した。これにより計算格子における cell とコントロールボリュームが一致し、補間処理を少なくすることができる。

Fig. 3.3 にコントロールボリュームとメトリック量定義点の位置関係を示す。コントロールボリュームの体積 $V_{i,j,k}$ の定義点はセルの重心とし、面積ベクトル $\mathbf{S}_{i,j,k}$ を面の面心に定義する。面積ベクトルは方向が、面の外向き法線に一致し、対応する面の面積が大きくなるベクトルである。

支配変数の定義位置は、cell-center 型配置とし、流速ベクトル $\mathbf{u}_{i,j,k}$ と圧力 $P_{i,j,k}$ をともにコントロールボリュームの中心に定義する。流速ベクトルの成分はデカルト系での成分を定義し、曲線座標系への変換は行わない。

[10] などでは変数の定義点は、流速ベクトルのデカルト成分を別々にコントロールボリュームの面上に定義する staggered 変数配置をとっていた。このような staggered 変数配置の利点は、非圧縮流体の計算において速度と圧力のカップリングを容易にし、チェッカーボード状の圧力振動を抑えられることである。

流速ベクトルをデカルト系で定義した場合、適合格子系の向きがデカルト系からずれると、staggered 配置による安定化のメカニズムは機能しなくなる。タンカー周り流場の計算では、このような格子系の向きのずれは、ほとんどの領域で小さく、カップリングが破

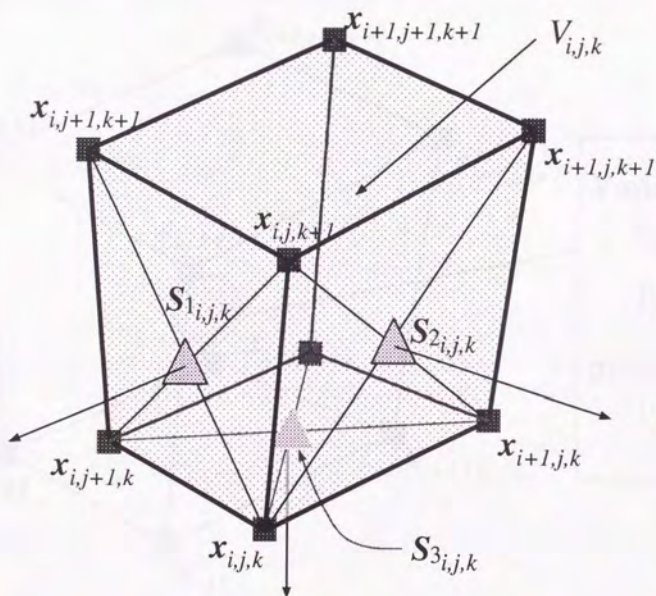


Figure 3.3: Definition of metrics on a control volume (i, j, k) , volume $V_{i,j,k}$, area vector $S_{\xi_{i,j,k}}$ and grid points $x_{i,j,k}$

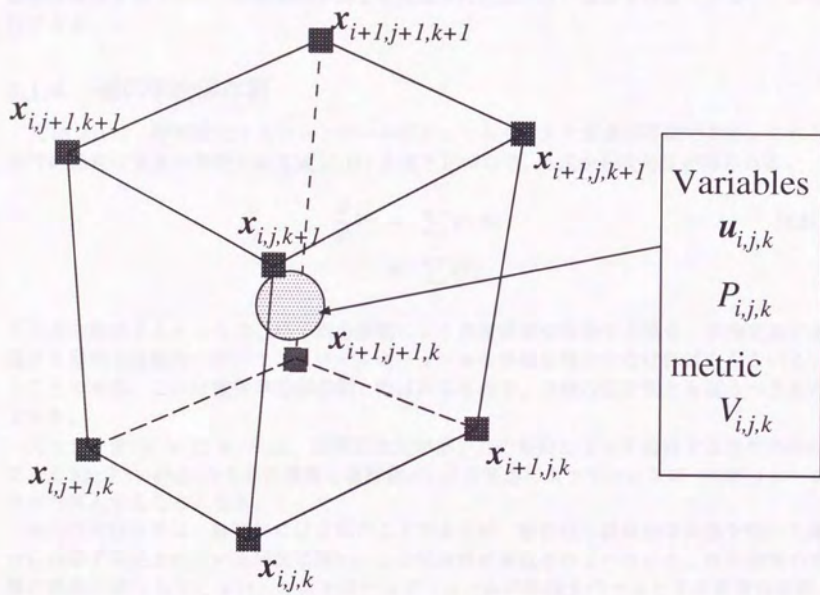


Figure 3.4: Definition of variable points on a control volume (i, j, k) main variables are defined on the centroid of the control volume

壊されるまでには至らなかった。しかし、今回のセーリングヨットのシミュレーションでは、staggered 配置による安定化を期待できない領域が大きい。このため、変数の定義位置を cell-centered 配置へ変更し、速度圧力のカップリング方法には [19, 20] の方法を用いることにした。

Staggered 配置では、運動量の各成分に対して、セルの中心から半セルだけ離れたコントロールボリューム (secondary cell) を考え、これら全ての面でフラックスを評価する必要があった。Cell-centered 配置への変更により全ての成分のコントロールボリュームが一致する事になり、運動量フラックスの評価が簡単になるメリットがある、また、自由表面と移動物体境界を扱う上で、境界条件がある程度簡単に記述でき、変更も容易になることが期待できる。

3.1.4 幾何学的保存則

式 (3.20) は、時間変化するコントロールボリュームで考えた質量保存則である。これと同時に通常の質量保存則である式 (3.14) も成り立つので、2 式から次の式が得られる。

$$\begin{aligned}\frac{d}{dt}V &= \sum_i \mathbf{v} \cdot \mathbf{S}_i \\ &= \sum_i \delta V_i\end{aligned}\quad (3.21)$$

この式の意味するところは、格子点の移動により面積要素が移動する場合、面積要素が通過する空間の体積分だけ、コントロールボリュームの体積が増加しなければならないということである。これは幾何学的保存則と呼ばれるもので、空間の保存則とも言うべきものである。

スカラー量 $\delta V_i = \sum_i \mathbf{v} \cdot \mathbf{S}_i$ は、面積要素 \mathbf{S}_i が格子点の移動によって通過する空間の体積である Fig.3.5。 δV_i に含まれる質量と運動量は、この変形によってコントロールボリュームの中へ流入することとなる。

幾何学的保存則は、物理的には自明のことであるが、離散化し数値的な処理を行った場合には必ず満足されている保証は無い。この保存性が満足されていないと、計算領域の体積の総和が変化してしまい、コントロールボリュームの体積をベースとする質量保存則、さらに質量保存則をベースとする運動量保存則も破壊されてしまう。このため、質量保存則、運動量保存則とともに、幾何学的保存則の満足に注意を払うべきであることを [5] では注意している。

3.1.5 移流項

移動格子系における移流の処理

運動量の保存則式 (3.16) において、格子移動速度 \mathbf{v} は移流項の部分にのみ現れているので、この部分を移動格子に対応した処理に直せば良い。

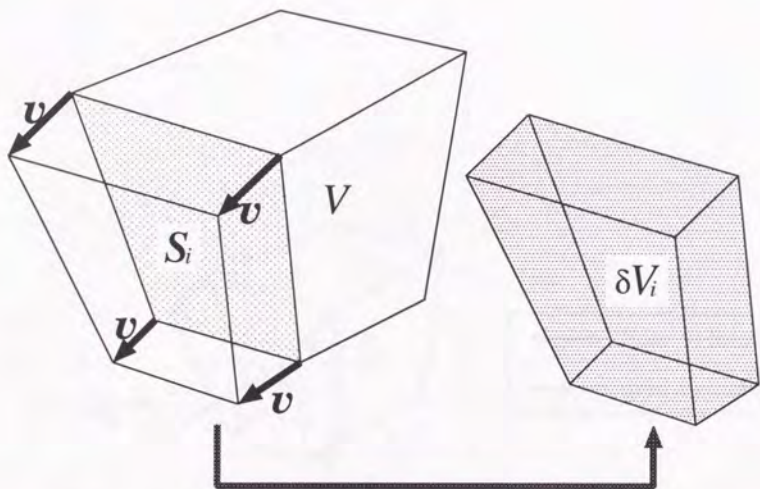


Figure 3.5: Volume swept by an area element due to deformation

格子移動を考慮した場合の移流による運動量フラックスは次の式で与えられる。

$$\begin{aligned} F_i &= (\mathbf{u} - \mathbf{v}) \cdot \mathbf{S}_i \\ &= [(\mathbf{u} - \mathbf{v}) \cdot \mathbf{S}_i] \mathbf{u} \end{aligned} \quad (3.22)$$

これは通常の移流項の移流速度の部分、面積要素 \mathbf{S}_i から見た相対的な移流速度 $(\mathbf{u} - \mathbf{v})$ に変更したものである。スカラー量 $[(\mathbf{u} - \mathbf{v}) \cdot \mathbf{S}_i]$ は、格子移動も含めた移流によって面要素を通過する質量である。

これを、通常の移流成分と格子移動による移流成分とに分離すると次のようになる。

$$\begin{aligned} [(\mathbf{u} - \mathbf{v}) \cdot \mathbf{S}_i] \mathbf{u} &= (\mathbf{u} \cdot \mathbf{S}_i - \mathbf{v} \cdot \mathbf{S}_i) \mathbf{u} \\ &= (\mathbf{u} \cdot \mathbf{S}_i - \delta V_i) \mathbf{u} \end{aligned} \quad (3.23)$$

ここで $\mathbf{u} \cdot \mathbf{S}_i$ は通常の移流成分、 $-\delta V_i$ が格子移動による見かけの移流である。

Fig. 3.6 に移動格子系における移流を模式的に示す。移流によって面を通過する流体の体積は、通常の移流による $\mathbf{u} \cdot \mathbf{S}_i$ と、格子移動によって通過する体積 $-\delta V_i$ の和となっている。

幾何学的保存則を満足するため、 δV_i の算定では、前後の時間ステップでの格子点の位置から δV_i の 6 面体形状を決定し、この体積をコントロールボリュームの体積と同じ方法で計算する方法をとる。

この方法では δV_i の算定の時間精度を犠牲にする事になるが、 δV_i に対する保存性が満たされ、幾何学的保存則を自動的に満足する事ができる [5]。

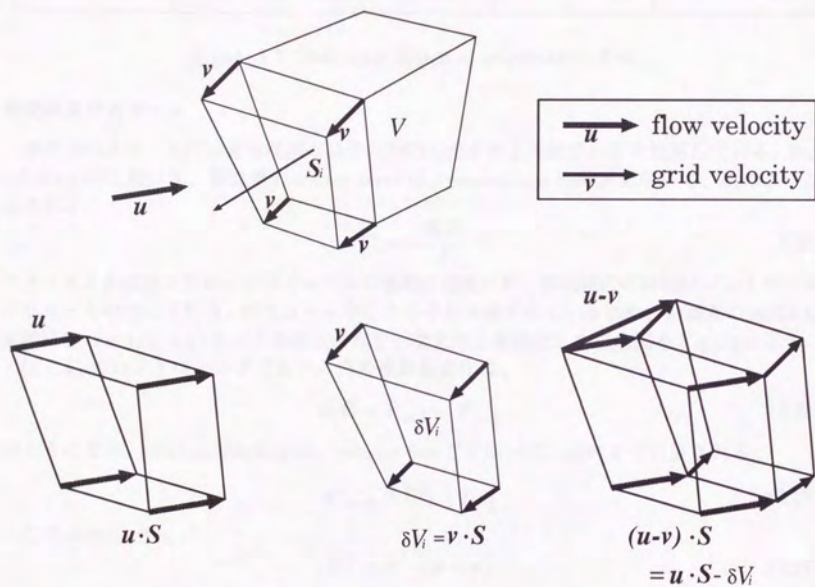


Figure 3.6: Convective flux in the moving grid system, natural convection(left), convection caused by grid motion(right)

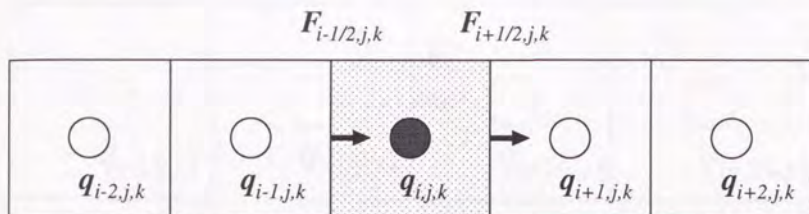


Figure 3.7: Definition sketch of momentum flux

移流項差分スキーム

移流項のスキームには非等間隔の格子に対応した3次上流差分 [15] を使用している。flux splitting 法に基づき、移流項の source term は、momentum flux F を用いて、次のように表される。

$$C = -\frac{\partial_{\xi} F}{J} \quad (3.24)$$

フラックス F はコントロールボリュームの各面に定義され、移流項 C の評価はコントロールボリュームの中心で行う。ボリューム中心から半セル分ずれているため、定義点の suffix は実際には $(i+1/2, j, k)$ などとなる。これを一次的に簡略化した概念図を Fig.3.7 に示す。

(i, j, k) のコントロールボリューム内の運動量変化は、

$$\partial_{\xi} F = F_{i+1/2} - F_{i-1/2} \quad (3.25)$$

のようになる。momentum flux は、volume flux U を用いて、次のように表される。

$$F_{i+1/2}^j = U_{i+1/2}^j q_{i+1/2}^j \quad (3.26)$$

ここで volume flux は

$$U^j = S^j \cdot (\mathbf{u} - \mathbf{v}) \quad (3.27)$$

と表され、通常の移流による mass flux と格子移動による見かけの mass の移動を足したものである。格子点が固定の場合は $\mathbf{v} = 0$ となる。

添字が煩雑になるのを避けるため F^j を中心に置き、この定義点を (i, j, k) として考える Fig.3.8。上流差分における momentum flux は、

$$F_i^j = \frac{1}{2}(U_i^j - |U_i^j|)q_i^{j+} + \frac{1}{2}(U_i^j + |U_i^j|)q_i^{j-} \quad (3.28)$$

ここで、 q_i^+, q_i^- は、flux 評価点への物理量の補間である。Flux 定義点と物理量の定義点が半セルずつずれているものとする、それぞれの補間値は、

$$\begin{aligned} q_i^- &= q_{i-1/2} + \Phi_1^- \delta q_{i-1} + \Phi_2^- \delta q_i \\ q_i^+ &= q_{i+1/2} - \Phi_1^+ \delta q_{i+1} - \Phi_2^+ \delta q_i \end{aligned} \quad (3.29)$$

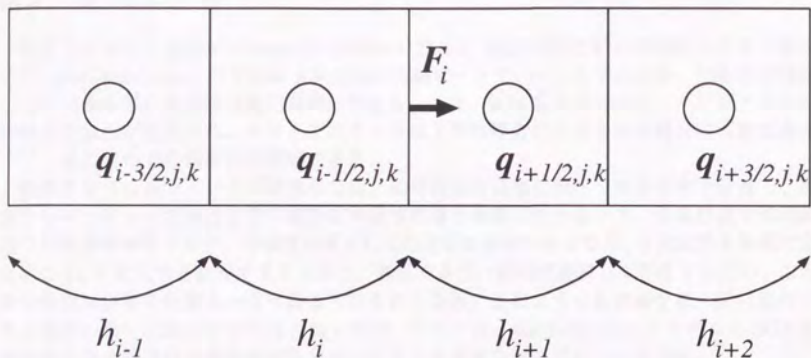


Figure 3.8: Definition sketch of upwind scheme

ただし、

$$\delta q_i = q_{i+\frac{1}{2}} - q_{i-\frac{1}{2}} \quad (3.30)$$

である。

係数 Φ_1^- , Φ_1^+ , Φ_2^- , Φ_2^+ は格子間隔の関数として次のように表される。

$$\begin{aligned} \Phi_1^- &= \frac{h_i h_{i+1}}{(h_{i-1} + h_i + h_{i+1})(h_{i-1} + h_i)} \\ \Phi_2^- &= \frac{h_i(h_{i-1} + h_i)}{(h_{i-1} + h_i + h_{i+1})(h_i + h_{i+1})} \\ \Phi_1^+ &= \frac{h_i h_{i+1}}{(h_i + h_{i+1} + h_{i+2})(h_{i+1} + h_{i+2})} \\ \Phi_2^+ &= \frac{h_{i+1}(h_{i+1} + h_{i+2})}{(h_i + h_{i+1} + h_{i+2})(h_i + h_{i+1})} \end{aligned} \quad (3.31)$$

ここで、 h_i は conjugate length で次のように定義され、変数定義点の間隔を表す。

$$h_i = \left(\frac{J}{|S|} \right)_i \quad (3.32)$$

この式で $h_i = 1$ と置くと等間隔の3次精度風上スキームとなることは容易に確かめられる。この場合、

$$\begin{aligned} \Phi_1^- &= \Phi_1^+ = \frac{1}{6} \\ \Phi_2^- &= \Phi_2^+ = \frac{1}{3} \end{aligned} \quad (3.33)$$

となる。さらに、 $\Phi_1^- = \Phi_1^+ = \Phi_2^- = \Phi_2^+ = 0$ と置くと、1次風上のスキームとなる。

3.2 乱流モデル

乱流モデルは、Baldwin-Lomax 0 方程式モデルと SGS 乱流モデルを混合したものをを用いた。Baldwin-Lomax モデルは 2 次元翼の実験データをベースとするため、回転体の後部などにできる厚い境界層は適用範囲外である。一方、SGS 乱流モデルは、グリッドスケール以上の乱れが解像され、グリッドスケール以下では等方的とみなせる場合に有効であるので、境界層内での使用には問題がある。

船体まわりの高レイノルズ数流れでは、船体表面の曲率に較べて境界層が十分薄く、船首からミッドシップ付近までの部分は平板境界層と同様に扱える一方、船尾付近と伴流領域では境界層が厚くなり、平板境界層としての近似は妥当でなくなり、3 次元性を無視できなくなる。3 次元性を無視できる領域と、無視できない領域が連続して存在するため、この間で乱流境界層の性質もかなり異なったものとなる。このような乱流場を統一的に処理できる効率の良い乱流モデルはまだ無いので、ここでは、Baldwin-Lomax モデルと SGS 乱流モデルをそれぞれの適用範囲をオーバーラップさせながら用いている [30]。

乱流境界層の性質を数値的に再現するには、船体表面近くの粘性底層内に計算点があることが必要である。一方、船体運動を伴いながらの粘性流の計算では、船体運動により、境界層を引きずりながら物体表面が動くため、細かな格子点の領域では安定性を保つのが困難である。

安定な計算を行うために、粘性底層内の解像はある程度犠牲にしなければならない。一方、船体運動方程式を解くためには、乱流境界層の底層における運動量損失を十分な精度で見積もることが必要である。このため、船体表面での摩擦応力の評価で壁法則を適用し、十分でない解像度を補っている。

3.2.1 SGS 乱流モデル

WISDAM-V ではこれまで、単純化した Sub-Grid Scale 乱流モデルを使用してきた。これは、Sub-Grid Scale 乱流モデルの渦粘性係数 ν_s のみを取り出し、乱流による運動量輸送を評価するものである。渦粘性係数の定義には、Smagorinsky のモデルを用いる。

$$\begin{aligned}\nu_s &= L_s^2 \sqrt{2e^{ij}e^{ij}} \\ &= L_s^2 |\omega|\end{aligned}\quad (3.34)$$

ここで e^{ij} は、歪みテンソルで

$$e^{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u^i}{\partial x^m} \delta^{mj} + \frac{\partial u^j}{\partial x^n} \delta^{in} \right) \quad (3.35)$$

である。

Length scale L_s は Takakura [18] にない、次の式で算定する。

$$L_s = C_1 \min(\Delta x^1, \Delta x^2, \Delta x^3) \quad (3.36)$$

ここで、 $C_1 = 0.5$ 、 $\Delta x^1, \Delta x^2, \Delta x^3$ はそれぞれの方向の格子間隔である。物体適合格子により境界層の解像を行うため、計算格子は船体表面へ向けて強く引き付けられている。このため、セルの体積から格子のサイズを求める Deardroff のオリジナルの方法よりも本計算法の目的に適していると思われる。

Damping function

物体表面近くでは、壁面の存在により乱流運動が抑制され、乱れが減少する。この効果を取り入れるため、Van Driest の damping function により壁に向かって長さスケールを小さくし、乱流の効果を減衰させる。

$$L_s = L_s \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{y^+}{26}\right) \right\} \quad (3.37)$$

格子生成の困難、あるいは安定性の問題から、全ての領域で物体最近傍の格子点を粘性底層内に配置することは困難である。Omori による操縦シミュレーション [10] や本研究のヨットの運動問題では、安定性の問題から定常直進状態のシミュレーションよりも最小格子間隔を大きめにとる必要があり、この問題への対処はさらに困難である。

粘性底層の解像が十分でない場合や、速度分布が対数則とずれている場合、damping function が過剰に効くのを避けるため、wall function を用いた制御を行う¹。

Spalding [21] の universal model を用い、壁近傍の速度のプロファイルを次の式で与える。

$$y^+ = u^+ + 0.1108 \left\{ e^{0.4u^+} - 1 - 0.4u^+ - \frac{(0.4u^+)^2}{2!} - \frac{(0.4u^+)^3}{3!} - \frac{(0.4u^+)^4}{4!} \right\} \quad (3.38)$$

壁最近傍の速度定義点の壁からの距離を y_0 、流速を u_0 とし、この点における y^+ と u^+ は定義により、

$$y^+ = \frac{u_\tau y_0}{\nu} \quad (3.39)$$

$$u^+ = |u_0|/u_\tau \quad (3.40)$$

となる。2式から u_τ を消去すると、次のような y^+ と u^+ の関係式が得られる。

$$y^+ = \frac{|u_0| y_0}{\nu u^+} \quad (3.41)$$

式 (3.38) と式 (3.41) は2元連立方程式となり、Newton 法により解いて、最近傍速度点における u^+ 、 y^+ が決定される。ただしこれは剥離域では適用できないため、 $y^+ < 1.0$ となった場合は、剥離域と判定し、wall function の結果を利用しない事にした。

¹3.2.4で述べる wall function の利用とは使い方が異なる。ここでは damping function の修正に利用している。

SGS モデルの適用限界

Sub-Grid Scale 乱流モデルはモデリングの基礎を局所平衡の仮定においている。乱流エネルギーの生成項と散逸項がバランスした局所平衡の状態、サブグリッドスケールの乱流場を等方とみなせるだけの格子解像度が得られている場合、SGS モデルは乱流エネルギー散逸の良いモデルである。

しかし、局所平衡の仮定が成り立たない壁の近傍や、不十分な格子解像度の場合、モデリングの前提条件が成立していないので、妥当な渦粘性の値を得る事はできない。これを修正するための方法は幾つかあり、先に述べた damping function による方法もその一つである。

3.2.2 Baldwin-Lomax 0 方程式モデル

Baldwin-Lomax 0 方程式モデル (BL モデル) [16] は、平板乱流境界層の実験データをモデリングの基礎としており、SGS 乱流モデルとは対照的ともいえるモデルである。このモデルでは乱流の間欠性なども考慮され、平板乱流では実験と良く一致することが知られている。境界層を内層と外層に分け、内層では対数則から導かれる勾配を length scale に与えてやる。すなわち、

$$\nu_t = L^2 |\omega| \quad (3.42)$$

ここで ω は渦度であり、

$$L = ky \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{y^+}{26}\right) \right\} \quad (3.43)$$

(ただし、 $k = 0.41$) となる。一方、外層では

$$\nu_t = K C_{cp} F_{Kleb} y_{max} F_{max} \quad (3.44)$$

$$\nu_t = K C_{cp} F_{Kleb} C_{wk} U_{diff}^2 \frac{y_{max}}{F_{max}} \quad (3.45)$$

のうち小さい方を選ぶ。ただし、 $K = 0.0168$ 、 $C_{cp} = 1.6$ 、 $C_{wk} = 1.0$ である。また、

$$F = y |\omega| \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{y^+}{26}\right) \right\} \quad (3.46)$$

に対して、 F が最大値をとる時の F と y をそれぞれ F_{max} 、 y_{max} とする。また、 U_{diff} は、その断面での F_{max} を与える点での U 及び U の最小値から、次のように定義される。ただし、伴流中以外では $U_{min} = 0$ とする。

$$U_{diff}^2 = U_{F_{max}}^2 - U_{min}^2 \quad (3.47)$$

そして、 F_{Kleb} は

$$F_{Kleb} = \frac{1}{1 + 5.5 \left(\frac{C_{Kleb} y}{y_{max}} \right)^6} \quad (3.48)$$

で、 $C_{Kleb} = 0.3$ である。こうして求められた内層、外層の ν_t のうちの最小値をとっていくことにより最終的な ν_t が得られる。

BL-モデルの適用限界

Baldwin-Lomax 乱流モデルは平板上の2次元的な乱流境界層を膨大な実験データをもとにモデリングしたものである。タンカー船型の平行部付近などは、ローカルに見れば2次元の平板境界層に類似の流場となるため、この乱流モデルにより十分な精度を得る事ができる。他の船型においても、船体表面の曲率に較べて境界層が薄く、ローカルに平板境界層に近似できるならば、Baldwin-Lomax モデルの使用は妥当である。

しかし、船尾流場などで境界層が厚くなった状態では、境界層の3次元性が強くなり、平板境界層への近似は適切でなくなる。また、複雑な3次元形状では、BLモデルの評価に必要な壁からの距離も意味を失って来る。このような領域はBLモデルの適用範囲外であり、使用しても誤った粘性が得られるだけである。

このような領域でBL-モデルを使用するための様々な修正が提案されているが改善された結果を出している例もあるが、一般的な有用性という意味で成功には至っていない。

3.2.3 Hybrid 乱流モデル

高レイノルズ数の流体計算で格子の解像度の不足を補うため、乱流モデルを使用しているのであるが、船体まわりで見られる全ての流場に用いることのできる乱流モデルは存在しない。

上記2つの乱流モデルは、グリッドスケールの流場の情報から直接渦粘性係数を求めるものであるが、適用範囲が異なっている。そこで、Zhuら[7]は、タンカー船型の船首から平行部が終了するまでの領域を、薄い乱流境界層での流場や壁面摩擦速度などの再現性に優れるBaldwin-Lomaxモデル、船体後部からの3次元的な乱流場の領域では、SGS乱流モデルを使う事を提案した。

この方法では、2つの乱流モデルの切替えは船体のprismaticカーブによってコントロールされる。ミッドシップより前方ではBLモデル、3次元性の強まる船尾以降はSGSモデルとし、その間は、prismaticカーブにより緩やかに変化させる。

2つのモデルの混合には、経験的なチューニングが必要であるが、肥大船の船尾流場の推定、及び各種抵抗係数の推定などに実用的に十分な精度を持つ事が確認されている[9][8]。

今回のヨットの計算で、乱流モデルは基本的にHybridモデルを使用する。ただし、ヨットの境界層では剥離が起きにくく、船尾の境界層の拡大の仕方は、タンカー船型程急ではないと思われるので、BLモデルだけの領域を船尾の直前まで広げている。また、静止状態でのprismaticカーブは帆走姿勢では意味を持たないので、ウォーターラインの左右の幅から水面下形状の断面積を概算し、乱流モデルの係数を決定した。

3.2.4 Wall function による壁面摩擦応力の評価

壁面摩擦応力の評価を行うには、速度勾配が線形となる粘性底層内に、少なくとも数個の速度定義点があることが必要である。しかし一方で、自由表面の移動と船体運動にともなう格子系の移動を考えると、このような小さな格子間隔は、計算安定性の面で不利とな

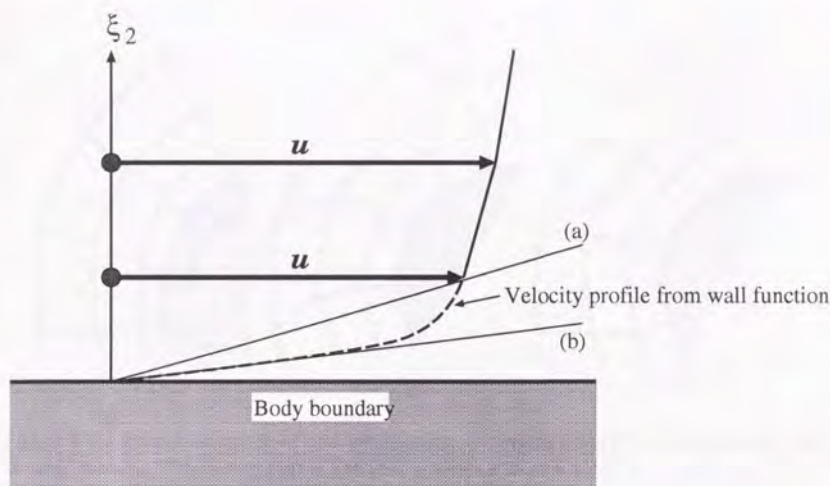


Figure 3.9: Schematic sketch of the treatment of velocity gradient on the wall surface, (a) under estimated velocity gradient, (b) velocity gradient from the law of the wall

る。このため、安定な船体運動のシミュレーションを目的とした場合、船体表面の格子間隔に関してはある程度妥協し、最小格子間隔を大きくとることが必要となる。

壁面最近傍の速度点が粘性底層内に入っていない場合、通常の方法では、壁面の速度勾配が過小評価となり、壁面から拡散していく運動量が小さく見積もられる。この結果、乱流境界層内の拡散による運動量輸送のバランスが現実と合わなくなり、速度プロファイルと摩擦抵抗が不自然なものになってしまう。

従って今回は、Spalding の壁法則 (Law of the Wall)[21] の式を用いて船体表面における摩擦応力を求め、これによって船体表面における運動量の粘性拡散を評価した。Fig.3.9に物体表面における速度勾配評価の概念図を示す。壁最近傍の速度点が粘性底層外にある場合、壁面の速度勾配は (a) で示す直線のような過小評価されたものになる。そこで wall function を用いて、最近傍点の y^+ と u^+ と壁面摩擦応力 τ_w を求め、物体表面の格子解像度以下の速度プロファイルを決定する。この方法では、壁面最近傍点から壁までの速度プロファイルを壁関数により補間して、(b) のような妥当な速度勾配により粘性拡散を評価したことが同じになる。これは、剥離の生じていない壁面でのみ有効であるが、ヨットは剥離の起きにくい形状であり、摩擦抵抗を推定するには妥当な処理であると考えられる。

3.2.1 と同じように壁法則を用い、船体表面最近傍の点での y^+ , u^+ と同時に、壁面摩擦応力の大きさ τ_w を得る事ができる。この摩擦応力が、船体表面での船体表面に対する接線速度ベクトルと同じ方向に作用することから、船体表面に作用する摩擦応力のベクトルを計

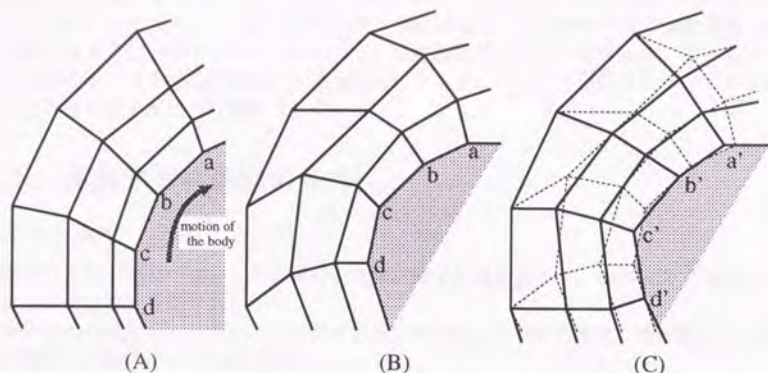


Figure 3.10: Definition sketch of grid deformation, (A)initial grid,(B)grid deformation due to body motion, (C)regeneration of the grid according to new position of the body

算する。この摩擦応力により、船体表面での運動量の粘性拡散を計算し、運動量輸送のバランスを実際の乱流境界層に近づけることができる。

これにより、最小格子間隔が粘性底層の解像に不十分な場合でも、妥当な摩擦抵抗値を得る事ができる (5.4)。

3.3 移動変形する境界に対応した格子移動の処理

境界適合格子を用いた流体計算で船体運動を取り扱うため、船体運動に合わせて境界適合格子を移動させる。自由表面の計算を行う場合には、自由表面の変形に合わせた格子移動も必要である。

Fig.3.10に格子移動の概念図を示す。初期状態 (A) で物体の表面に定義した格子点は、物体境界の移動変形に伴い、物体表面に粘着したまま移動する。物体表面の格子に応じて計算領域内の格子を動かし、新たな格子系を作る (B)。

物体境界の変化量が小さい場合は (B) の方法での対応が可能であるが、物体境界の移動がさらに進むと、物体表面と一緒に格子点を動かす方法では、計算格子の歪みが大きくなり、計算の継続ができなくなってくる。

タンカーの操縦シミュレーション [10] における船体運動では (B) の方法で対応が可能であったが、ヨットの大きなロール運動に関して同じ方法は使用できない。またタッキング運動での 90 度近い針路変更も視野に入れると (C) に示すような物体表面と計算格子の境界が独立に動く手法が必要になってくる。

(C) の方法では、計算格子の歪みが大きくならないように物体表面の格子を再配置し、計

算領域内の格子を作り直す。物体表面上の格子点は、表面に沿って滑べるように移動する事になる。これを実現するには、物体表面の移動速度と、表面の格子点の移動速度を別々に定義することが必要である。これにより、粘性流計算における粘着条件、物体境界条件に注意が必要となる。境界条件の処理も複雑になるが、ヨットの運動で起きる大きな姿勢変化を扱うには、不可欠な操作である。

3.4 運動する物体壁の条件

Non-slip 条件

物体の形状が定常で変化しない場合、流体に関する境界条件は、物体表面で速度が 0 となる non-slip 境界条件である。

物体表面の速度を v_b とすると、移動する壁に対する non-slip 条件は、物体表面で流体が壁に粘着する条件から次の式になる。

$$u = v_b \quad (3.49)$$

ここで v_b は物体表面の速度である。速度 v_b は剛体運動の場合、船体運動の情報から次のように求まる。

$$v_b = v_G + \omega \times (x - x_G) \quad (3.50)$$

v_G は船体重心の移動速度、 ω は船体の回転角速度のベクトル、 x_G は重心位置ベクトル、 $(x - x_G)$ は重心から船体表面までのレバーを表すベクトルである。剛体運動で無い場合は、他の条件と組み合わせて v_b を求めることになる。

Fig.3.11 に物体表面と格子の移動速度の関係を示す。物体表面は速度 v_b で移動しているが、物体表面上の格子はその瞬間の水面下形状に合わせて生成されるため、速度 v のような動きになる。

格子点の移動速度 v を、物体表面の移動速度 v_b と、物体表面上での滑り速度 v_{slip} に分けると次のように表せる。

$$v = v_b + v_{slip} \quad (3.51)$$

物体表面から見ると計算格子が表面を滑って動くことになるため、速度境界条件の処理を工夫する。

速度境界条件

物体表面の速度境界条件では、物体内部にダミーの速度点を設け、内挿によって得られる物体表面の速度が v_b となるように、ダミー点の速度を設定する。WISDAM-V では格子の移動速度と物体表面の移動速度は同一のものであり、格子点は物体表面に粘着したまま動いていた。今回はこれを変更し、物体表面の格子点には物体表面の移動速度 v_b と格子点の移動速度 v を別々に定義する。

Fig.3.12 に移動物体境界での速度境界条件の概略図を示す。物体境界最近傍の速度点の位

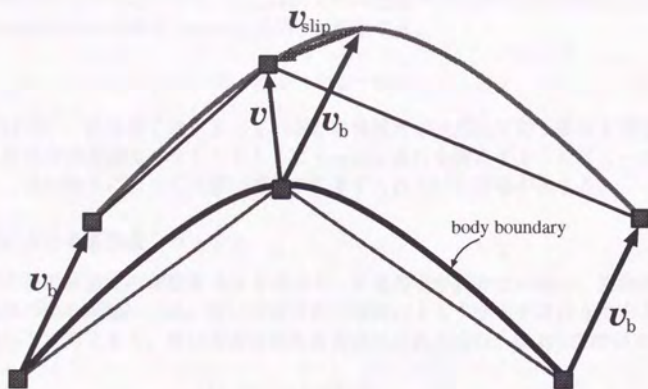


Figure 3.11: Definition sketch of the grid motion and the body surface motion, a grid point moves with the velocity vector \mathbf{v}_b of the moving body boundary and slips on the wall with the velocity vector \mathbf{v}_{slip}

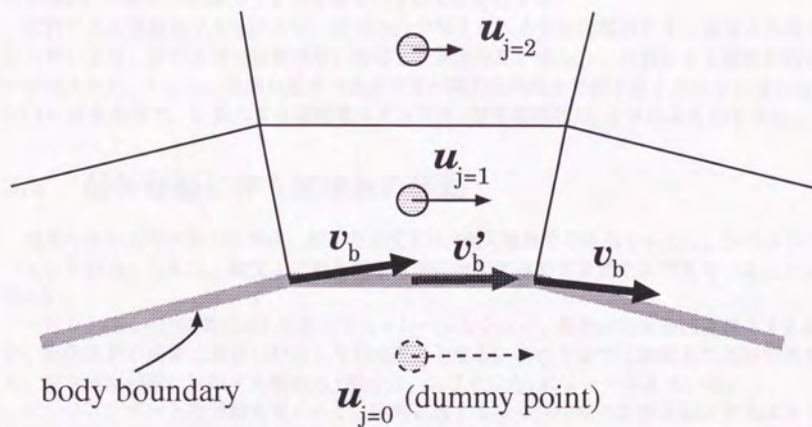


Figure 3.12: Definition sketch of the body boundary condition of velocity

置を ($j = 1$) とする。物体表面の移動速度 \mathbf{v}_b は格子点に定義してあり、これを物体表面の面心で内挿したものを \mathbf{v}'_b とする。 $\mathbf{u}_{j=0}$ はダミーの速度ベクトルで、次の式により値を設定して、物体表面の粘着条件 (non-slip 条件) を満足する。

$$\mathbf{u}_{j=0} = 2\mathbf{v}'_b - \mathbf{u}_{j=1} \quad (3.52)$$

この図は特に、計算格子は止まっているが物体境界が速度 \mathbf{v}_b で動く場合を想定して描いている。物体表面の速度ベクトルをもとに non-slip 条件を満たすようにダミー点の流速が外挿され、壁の動きによって近傍の流体が引きずられていく流場が求まる。

物体表面における運動量フラックス

運動する壁の表面での運動量 flux を考える。計算格子が動かない場合、物体壁を横切るような流体の流れが無いため、壁に垂直方向の移流によるフラックスは 0 である。

移動格子上で考えると、壁に垂直方向の質量流束は式 (3.51)、(3.49) を用いて、

$$\begin{aligned} U_j &= (\mathbf{u} - \mathbf{v}) \cdot \mathbf{S}_j \\ &= (\mathbf{u} - (\mathbf{v}_b + \mathbf{v}_{slip})) \cdot \mathbf{S}_j \\ &= \mathbf{v}_{slip} \cdot \mathbf{S}_j \\ &= 0 \end{aligned} \quad (3.53)$$

となり、同様に物体壁を通過する質量流束が 0 になることが分かる。最後の内積は、滑べり速度 \mathbf{v}_{slip} が物体の法線ベクトルと直交していることによる。

拡散による運動量フラックスは、式 (3.52) で与えられる物体内部のダミー速度点の値を使う事により、物体表面の移動速度に対応した速度勾配が得られ、拡散による運動量輸送が評価される。ただし、粘性底層内の速度分布が線形な領域まで格子点をおけない場合は、3.2.4 に示す方法で、拡散による運動量フラックス (壁面摩擦応力) を求めるものとする。

3.5 船体移動に伴う座標系の移動

通常の直定進常状態の計算は、船体の速度を 0、流入境界での流速を 1 とし、シミュレーションを行う。これは、速度 1 で船と同じ方向に等速度運動する慣性系で見ていることに等しい。

一方で、Omori[10] の CMT 試験のシミュレーションなど、船体が定常旋回運動をする場合、流体計算の座標は旋回に対応した加速度系となる。この方法では座標系の運動の効果を、定常旋回運動に起因する慣性力 (遠心力、コリオリ力) によって与えている。

セーリングボートの運動を考えると、定常に達するほど長時間の旋回運動は普通はありえない。このため、慣性力により移動を表す方法では、与えるべき慣性力の時間変化が必要であり、境界条件等の処理が複雑になる。また、慣性力の非定常性が強い場合は計算不安定の原因となる可能性もある。

そこで本研究では、計算原点を定常直進状態と同じ速度で動く慣性系に置き、船体運動を全てこの慣性系上で考えるものとする²。船体は加速度運動するものの、流体計算は慣性系で行われているため、外力項を与える必要がない。

Fig.3.13に、計算座標系、計算領域と船体移動の関係を示す。計算座標系は、定常直進状態と同じ速度で等速直線運動を行っているため、船体が針路変更などの加速度運動を行うと、もとの慣性系との速度差の分だけ原点からドリフトすることになる。

船体のドリフト量が計算領域の大きさに比べて無視できなくなると、計算格子に歪みが生じてしまう。これを避けるため Fig.3.13に示すように、計算格子全体を船体に合わせて動かしていく。針路変更が僅かであれば、慣性系原点からのずれは小さいので計算領域の移動を省略する事ができる。

本論文の範囲ではまだ実行できていないが、この方法によりタッキングなどでおこる船体速度の大きな変化にも対応が可能である。

Fig.3.14は静止座標系から見たタッキング時の船体と、それに合わせた格子系の変化を模式的に示したものである。この図ではかなり強調して示しているが、船体の運動を追跡するように計算格子の中心が船の後を追うように移動し、格子の方向も船体に合わせて変化させている。

このシミュレーションでは、船体の運動方程式と周りの流体の運動方程式を同時に解いている。2つの運動量を比較すれば、流体の持つ運動量の方がはるかに大きい。このため、船体の高周波数の運動を計算格子全体に伝え、外部境界でも格子移動に伴う流入量の高周波数の変動が起きてしまい、安定性の面で問題となる。このため計算格子全体の移動速度、回転速度は、船体の速度に low pass フィルターをかけたものを用いるものとする。

3.6 外部境界条件

基準となる慣性系は、速度 1 で等速運動しているため、計算領域外の流速ベクトルは、最初の一様流と同じ $U_0 = (1, 0, 0)$ である。流体計算は、この慣性系上で行うため、計算領域が移動してもこの速度は変化しない。

外部境界の計算格子が速度 \mathbf{v} で移動する場合、外部境界の面要素 \mathbf{S}_j を通過する質量流速は、

$$U_j = (\mathbf{U}_0 - \mathbf{v}) \cdot \mathbf{S}_j \quad (3.54)$$

となり、計算領域の移動の効果は、質量流束の境界条件として取り入れられている。

外部境界の速度に関する境界条件は、流入境界と流出境界に分けて考える事ができる。しかし、今回用いる格子系の外部境界の形状は球面であり、流入と流出の明白な境界は無い。

これを判定するために式 (3.54) の質量流束を用い、外部境界のダミー速度点への境界値の与え方を選択する。 $(\mathbf{U}_0 - \mathbf{v})$ は外部境界に対する相対流速となるので、 U_j が正であれば流出境界として境界値を等値外挿する。逆に U_j が負であれば流入境界とし、ダミー速度点にディリクレ的に U_0 を代入する。

² 船体の回転運動に関し、船体固定座標系への変換を行うが、これは流体の運動には影響しない

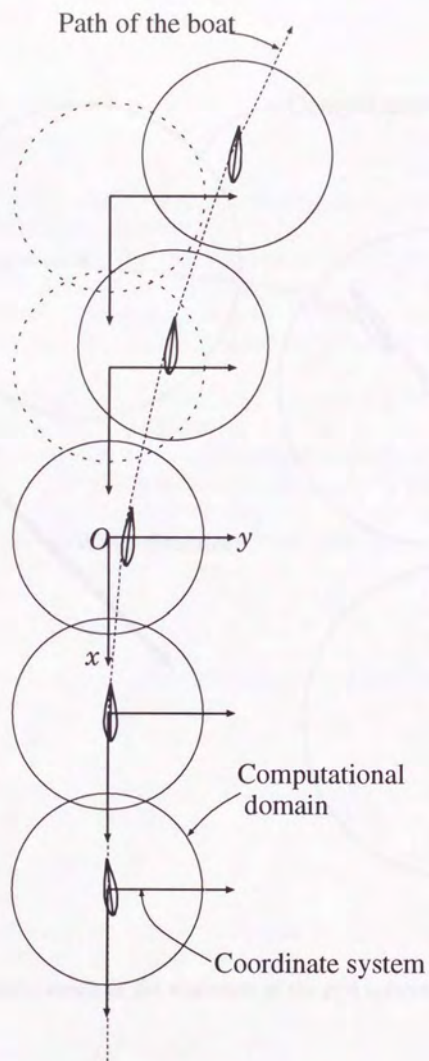


Figure 3.13: Schematic sketch of the motion of the coordinate system, the ship and the computational domain

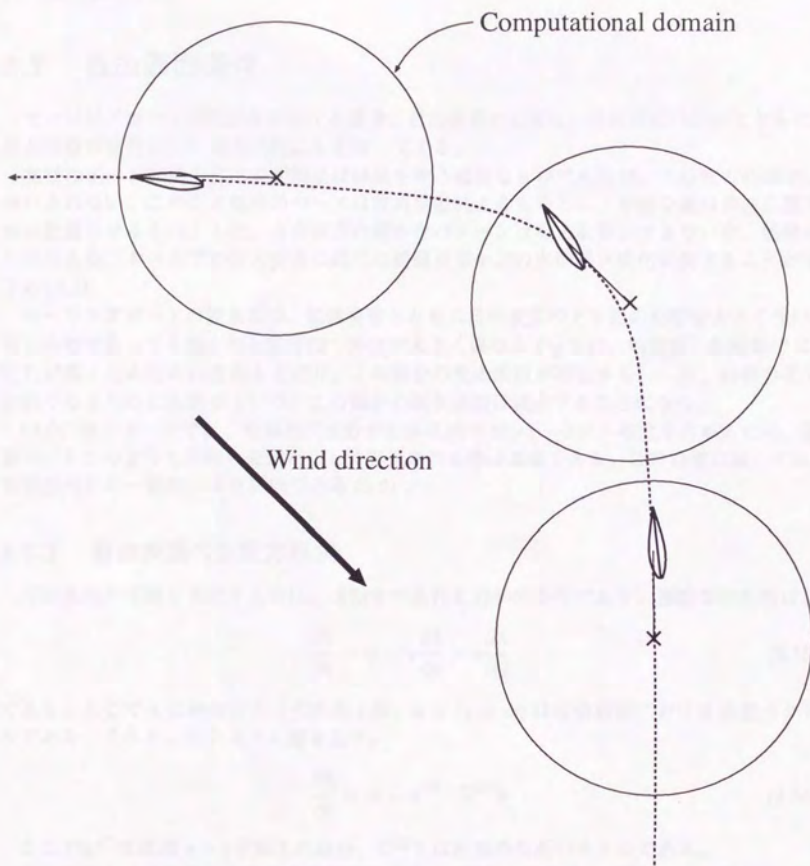


Figure 3.14: Schematic sketch of the treatment of the grid system in tacking motion.

圧力の境界条件に関しては水面下の外部境界で全て等値外挿とした。流体計算での圧力は、実際の圧力 P^* から静圧分を引いた $P = P^* + z/Fn^2$ である。このため、 $P^* = 0$ となる自由表面上の圧力は、波高から $P = z/Fn^2$ としてディリクレ的に定まるため自由表面が圧力の基準値となる。

3.7 自由表面条件

セーリングボートの抵抗を評価する場合、自由表面の影響は、造波抵抗の部分とともに、浸水面積の変化として摩擦抵抗にも影響してくる。

実際のボート先端の自由表面現象は碎波を伴う複雑なものであるが、本研究の範囲では扱いきれない。このため処理のベースは波高関数によるものとし、急峻な波は碎波に至る前に散逸させるものとした。自由表面の細かなパターンは捉える事ができないが、船体周りの大きなスケールでの圧力分布に応じた船側波形などの水面形状変化は捉えることができる (5.1)。

セーリングボートの浸水面は、船体姿勢とともに自由表面の上下動の影響を大きく受け、同じ姿勢であっても静止時と走行時で形状が大きく異なる Fig.3.15。船首部と船尾部では、圧力が高くなるために波高も上がり、この部分の浸水面積が増加する。一方、船側の圧力は低くなるために水面が下がり、この部分の浸水面積は減少することになる。

IACC 級のボートでは、摩擦抵抗成分が船体抵抗の 80 パーセント程度を占めるため、運動中にもこのような面積の変化が正しく評価される事は重要である。この精度に関しては、船側波形との一致等により評価できる (5.2)。

3.7.1 自由表面の支配方程式

自由表面の運動を支配するのは、運動学的条件と力学的条件である。運動学的条件は、

$$\frac{\partial h}{\partial t} = w - u \frac{\partial h}{\partial x} - v \frac{\partial h}{\partial y} \quad (3.55)$$

である。ここで h は静水面からの水面上昇、 $\mathbf{u} = (u, v, w)$ は自由表面における流速ベクトルである。これを、次のように書き直す。

$$\frac{\partial h}{\partial t} = w - \mathbf{u}^{2D} \cdot \nabla^{2D} h \quad (3.56)$$

ここで \mathbf{u}^{2D} は流速 $x-y$ 平面上の成分、 $\nabla^{2D} h$ は波高の勾配ベクトルである。

自由表面上に分布させた格子点の移動速度の $x-y$ 平面上の成分を \mathbf{v}^{2D} とする。移動格子系での処理と同じ考え方から、移流速度にあたる部分を変更すると次のようになる。

$$\frac{\partial h}{\partial t} = w - (\mathbf{u}^{2D} - \mathbf{v}^{2D}) \cdot \nabla^{2D} h \quad (3.57)$$

この式により移動格子系から見た水面の上昇速度を得る事ができる。

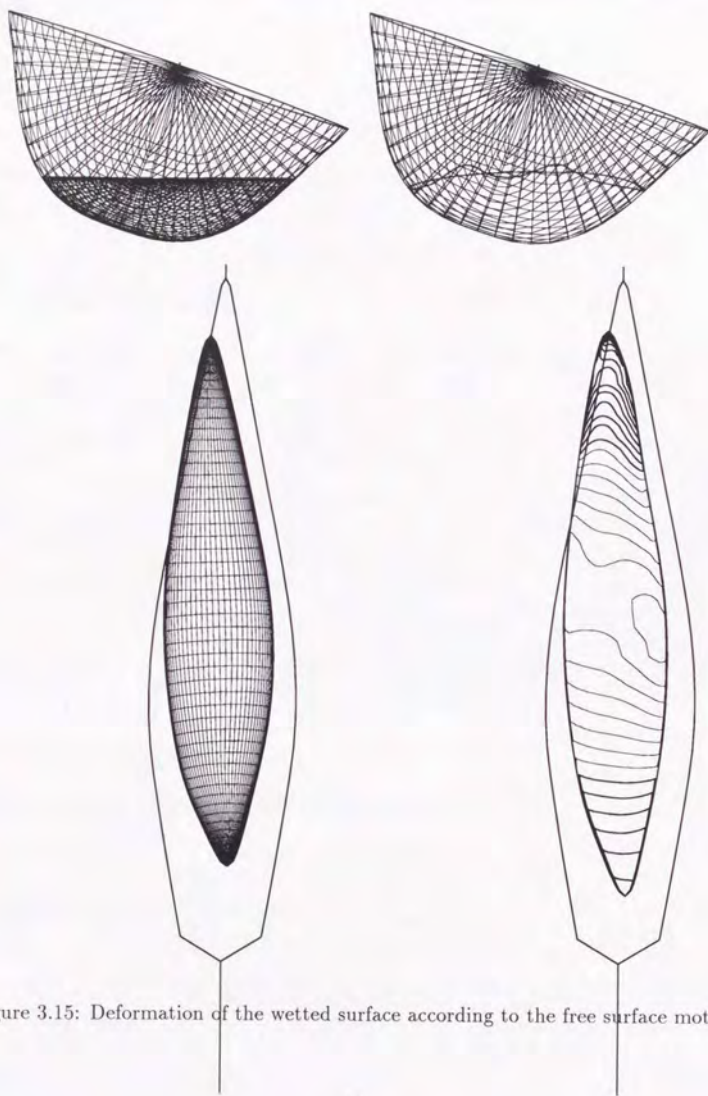


Figure 3.15: Deformation of the wetted surface according to the free surface motion

Chapter 4

船体運動の評価法

4.1 動座標系の処理

一般の船舶操縦問題に於いて船体の運動は平面的であり、多くの場合、ヒープ、ビッチ、ロールは無視して差し支えない。この場合、考える自由度は、サージ、スウェイ、ヨーの3つであり、3つの運動方程式により記述することができる。これに対しレース中のヨットの運動は、完全に3次元的であり、6個の自由度全てを取り扱う必要が出て来る。

運動中のヨットでは、姿勢変化によって水面下の形状が変わり、重心位置も上下動するためにヒープ方向の運動方程式を解く必要がある。また水面が変形するため、排水量一定という条件で船体を拘束することはできず、ヨットの重量と、船体表面の圧力積分による浮力、加速度運動に伴う慣性力の釣合で船体の上下動が決定する。静止している場合の重心高さも同様に、船体表面圧力の積分と船体重量の静的な釣合式から求めることになる。

ヨットがセールが発生する横力に抗して直進するには、船体にヨー角をつけて斜行状態とし、キールとラダーによる横力でスウェイ方向の運動を抑えるように、運動方程式を解いて評価する必要がある。またヨットが進路を変化させたり、風速が変化したりする時は、ヨットの船速が変化し、サージ方向とスウェイ方向の運動も発生する。

4.1.1 剛体の運動方程式

運動に関する支配方程式は、船体の並進運動量の保存則

$$m \frac{dV_c}{dt} = F, \quad (4.1)$$

と角運動量の保存則

$$\frac{dh}{dt} = G, \quad (4.2)$$

である。ここで m は船体の慣性質量、 V_c は船体重心の速度ベクトル、 F は船体にかかる外力、 h は船体の角運動量ベクトル、 G は、外力のモーメントである。

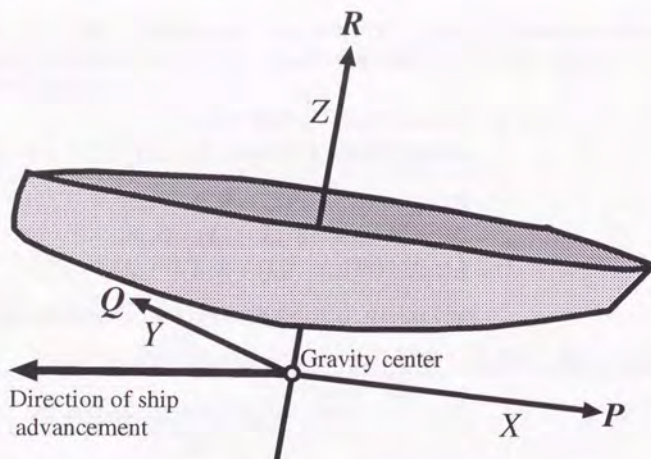


Figure 4.1: Definition of the moving coordinate system

4.2 動座標系

角運動量 h は船体に固定した座標系で記述する方が有利であるので、船体とともに運動する船体固定座標系 XYZ を定義する Fig.4.1。この座標系は、船体の回転運動を評価するための動座標系であり、計算全体は地面（海面）に固定した座標系で行われる。座標軸の方向は船首-船尾方向が X 軸、右舷方向が Y 軸、マスト方向が Z 軸となるようにとる。座標原点は船体の重心であるので、ハルとキールの中に位置する。

船体の角速度ベクトル ω の動座標系における成分を P, Q, R とする。この時、角運動量ベクトル h の各成分は次のようになる。

$$\begin{aligned} h_x &= I_{xx}P - I_{xy}Q - I_{xz}R \\ h_y &= -I_{yx}P + I_{yy}Q - I_{yz}R \\ h_z &= -I_{zx}P - I_{zy}Q + I_{zz}R \end{aligned} \quad (4.3)$$

ここで I_{xx}, I_{yy}, I_{zz} は x, y, z 軸に関する慣性能率、 I_{xy}, I_{yz}, I_{zx} は xy, yz, zx 面に関する慣性乗積である。これを用いて角運動量の保存則を表現し、次の式を得る。

$$I_{xx}\dot{P} - I_{xy}\dot{Q} - I_{xz}\dot{R} - I_{xz}PQ + (I_{zz} - I_{yy})QR + I_{yx}RP + I_{zy}Q^2 + I_{yz}R^2 = G_x \quad (4.4)$$

$$-I_{yx}\dot{P} + I_{yy}\dot{Q} - I_{yz}\dot{R} + I_{zy}PQ - I_{xy}QR + (I_{xx} - I_{zz})RP + I_{zx}P^2 + I_{xz}R^2 = G_y \quad (4.5)$$

$$-I_{zx}\dot{P} - I_{zy}\dot{Q} + I_{zz}\dot{R} + (I_{yy} - I_{xx})PQ + I_{xz}QR - I_{yz}RP - I_{yx}P^2 + I_{xy}Q^2 = G_z \quad (4.6)$$

(4.7)

ここで G_x, G_y, G_z は、動座標系で見た外力のモーメントベクトルの各成分である。

船体形状を左右対称と近似すると、左右の質量要素が打ち消し合うことから、 y を含む慣性乗積が 0 になる。

$$I_{xy} = I_{yx} = 0, \quad I_{yz} = I_{zy} = 0 \quad (4.8)$$

これを用いることにより式 (4.7) は次のように簡略化される。

$$I_{xx}\dot{P} - I_{xz}\dot{R} - I_{xz}PQ + (I_{zz} - I_{yy})QR = G_x \quad (4.9)$$

$$I_{yy}\dot{Q} + (I_{xx} - I_{zz})RP + I_{zz}(P^2 - R^2) = G_y \quad (4.10)$$

$$-I_{xz}\dot{P} + I_{zz}\dot{R} + (I_{yy} - I_{xx})PQ + I_{xz}QR = G_z \quad (4.11)$$

これを動座標軸方向の角速度の時間変化 $\dot{P}, \dot{Q}, \dot{R}$ について解く。

$$\dot{P} = \frac{I_{zz}G_x + I_{xz}G_z + \{I_{xx}(I_{xx} - I_{yy}) + I_{zz}I_{xx}\}PQ + \{I_{zz}(I_{yy} - I_{zz}) - I_{xz}^2\}QR}{I_{zz}I_{xx} - I_{xz}^2} \quad (4.12)$$

$$\dot{Q} = \frac{G_y - (I_{xx} - I_{zz})RP - I_{xz}(P^2 - R^2)}{I_{yy}} \quad (4.13)$$

$$\dot{R} = \frac{I_{xz}G_x + I_{xx}G_z + \{I_{xx}(I_{xx} - I_{yy}) + I_{zz}^2\}PQ + \{I_{xz}(I_{yy} - I_{zz}) - I_{xx}I_{xz}\}QR}{I_{xx}I_{zz} - I_{xz}^2} \quad (4.14)$$

ある時刻でのデカルト系における回転モーメントとを求めたのち、これを Euler の式により船体固定座標系のモーメント成分 $\mathbf{G} = (G_x, G_y, G_z)$ に変換する。回転モーメント \mathbf{G} と船体固定座標系での角速度 (P, Q, R) をもとに式 (4.14) から角速度の時間変化 $\dot{P}, \dot{Q}, \dot{R}$ を求め、時間積分により次の step での角速度を求めることができる。

これにより得られた (P, Q, R) は、船体固定座標系で見た船体の角速度である。現在の船体の姿勢を知るには、これを再び Euler 角によって、ロール角、リーウエイ角、ピッチ角の変化速度に直し、これを各時間ステップで時間積分する操作を行う。

4.3 船体運動の運動方程式

船体の運動を記述するために 6 自由度の運動方程式を解く。各物理量は、流体の運動量の記述式である Navier-Stokes 方程式に合わせて無次元化を行う。このため、時間、速度、長さの無次元化の単位は $L/U, U, L$ である。慣性質量の単位は、基準長さ L と流体の密度 ρ を用い ρL^3 となる。また、無次元化した重力加速度は Fn^{-2} である。

船体の並進運動の方程式は、各構成要素の流体力から次のようになる。

$$m \frac{d\mathbf{V}_c}{dt} = \mathbf{F}_{hull} + \mathbf{F}_{sail} + \mathbf{F}_{rudder} + \mathbf{F}_{keel} - \frac{1}{Fn^2} \mathbf{e}_3 \quad (4.15)$$

ここで $\mathbf{F}_{hull}, \mathbf{F}_{sail}, \mathbf{F}_{rudder}, \mathbf{F}_{keel}$ は、それぞれ hull, sail, rudder, keel が受ける流体力、 \mathbf{e}_3 は鉛直方向の単位ベクトルである。また、船体の角運動量の方程式も同様に、各部が発生する

回転モーメントにより次の式で得られる。

$$\frac{dh}{dt} = M_{hull} + M_{sail} + M_{rudder} + M_{keel} \quad (4.16)$$

付加物に作用する流体力 F_{sail} , vvF_{rudder} , F_{keel} および M_{sail} , vvM_{rudder} , M_{keel} は、本研究の範囲では直接取り扱えないため、実験計測や理論から得られる簡単なモデル式により与える。

船体部分に加わる流体力については、船体表面の圧力と摩擦応力を積分することにより評価する。流体計算の中での圧力は静水圧分を除いて取り扱っているので、実際に船体に作用する圧力を評価するには、静水圧分を足した圧力を表面積分することが必要である。これは次の積分により得られる。

$$(\mathbf{F}_{hull})_p = - \int_S \left(P - \frac{z}{Fn^2} \right) d\mathbf{s} \quad (4.17)$$

ここで $d\mathbf{s}$ は、船体表面の微小面積要素で $d\mathbf{s} = \mathbf{n}ds$ である。 \mathbf{n} は船体表面の外向き法線ベクトルである。

船体に作用する摩擦力は、流体計算から得られる粘性拡散による運動量輸送を船体表面で表面積分することにより得られる。拡散流束のテンソルを $\overline{\mathbf{D}}$ とすると、船体に作用する摩擦力は次の式で評価される。

$$(\mathbf{F}_{hull})_d = - \int_S \overline{\mathbf{D}} d\mathbf{s} \quad (4.18)$$

同様に、表面圧力、表面摩擦により発生する重心回りのモーメントは、船体重心から微小面要素までのレバーを考慮して、次のように求める。

$$(\mathbf{F}_{hull})_p = - \int_S \left(P - \frac{z}{Fn^2} \right) d\mathbf{s} \quad (4.19)$$

$$(\mathbf{F}_{hull})_d = - \int_S \left(P - \frac{z}{Fn^2} \right) d\mathbf{s} \quad (4.20)$$

ここで \bar{x}_G は船体の重心位置である。

4.4 格子生成

流体のシミュレーションを行うために計算格子を生成する。船体に働く流体力を評価するためには、船体周りの流場が正しくシミュレートされていることが必要である。ここで問題となるのは、船体周りの境界層、自由表面流、伴流領域の解像度である。これらの領域の流体現象を捉え且つ計算効率を上げるために境界適合の単一構造格子を用いる。

自由表面を考慮したタンカー周り流場の計算では、自由表面移動のほとんどが垂直方向であるため、水面上の格子点をあらかじめ生成しておくことにより処理の簡略化がはかられた [12]。本研究で対象とするヨットの船型は垂直な舷側を持たないため、移動方向を考慮した簡略化は行なえず、より一般的な手法を構成する必要がある。

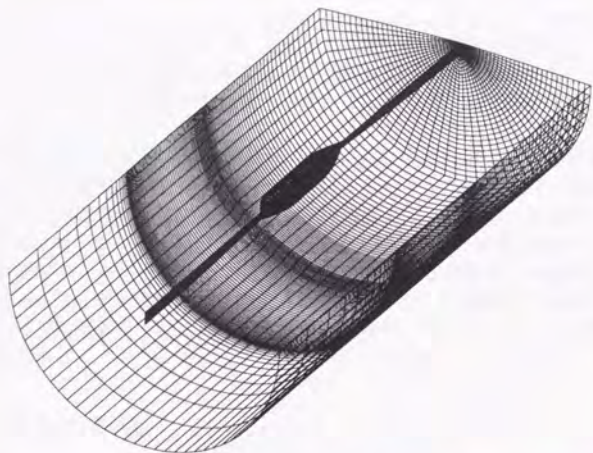


Figure 4.2: Typical O-H type grid system for the ship flow computation

平面的な運動をするタンカーの流場計算では文献 [10] の例があり、船体のヨー回転に応じた格子生成を行なっている。しかし、ヨットの運動は平面上に限定されず、任意の 3 軸回転を行なうため、格子系のトポロジー、生成アルゴリズム等を新たにすることが必要である。

ヨットのロール運動は振幅が大きく、ロール角が $(+/-)30^\circ$ に及ぶため、船体表面に固定した格子点で計算を続ける事は難しい。このため、船体表面の移動と船体表面の格子点の移動を切り離し、常に水面下の船体形状に適合した格子系を作る手法をとった。

4.4.1 格子系の選択

船体まわりの流体計算を構造格子を用いて行う場合、図 Fig.4.2 のような O-H type の格子が選択されることが多い。このような格子系では計算格子が流線に沿って整列しやすいため、定常な航走状態の計算には都合が良い。しかし、船体表面の境界層を解像するために船体表面へ格子を引き付けた場合、必然的に引き付けの影響が船体の前後の領域に及ぶ事になる。

これまでの定常直進運動を考える場合、このような領域でも最小格子間隔の方向への流れが小さいため、流体計算が不安定とはならない。しかし、船体運動 (特にヨー運動) を行う場合、船首船尾部の最小格子間隔の方向の流速は一般に大きくなると考えられる。これは、安定性の点から非常に不利であり、安定性を確保するために時間解像度をかなり細かくしなければならない [10]。

このような点を考慮し、本研究では船体の運動状態の解析が主であるので、通常と異なる O-O type の格子を選択した。この格子系では Fig.4.3 に示すように、水面下の船体表面を覆う極座標上に計算格子が配置され、水面上の先端と後端が極点となる。

このような格子系では船体表面への引き付けが船体の近くだけで終わり、外部領域の解像度を变更しないまま、境界層の解像度をあげることができ、前述の不安定性の問題に対処がしやすくなる。

ヨットの船型では、水面の上下動により、water line の位置が水平方向にも大きく移動すると考えられる。従来、解析対象としていたタンカーなどの船型では、水線付近の船体表面は水面に対しほぼ垂直であったため、水線は垂直方向にのみ動くことと近似して差し支えなかった。これに対しヨットの船型では、水線近くの船体表面はかなり傾斜しているため、水面と船体表面がかなり小さな鋭角で交わることになる。このため、水面の上昇速度の数倍の速度で water line が水平方向に移動することが起きる。今回選択した格子では、water line の移動方向が極座標の半径方向に沿うかたちとなり、他の格子系よりも水面移動の処理に関し有利であることがわかる。

4.5 格子生成手法

時間依存で自由表面と水面下の船体形状が変化するため、計算格子を時間 step 毎に新たに生成する。格子生成にかかる over head を小さくするため代数的な格子生成を用い、船体表面と自由表面に適合した単一構造格子を作成する。

4.6 船体形状の表現方法

船体表面の位置は、船体運動を運動方程式により求めているため、格子生成時には既知として扱う事ができる。しかし流体計算に必要なのは船体の水面下の部分 (wetted surface) であり、水面との位置関係を考慮し、water line 位置の判定と水面下の船体表面の再分割を行なう。この処理を行ないやすくするため、船体形状を円筒座標系での表示に変換する。

4.6.1 形状データのフォーマット

今までのタンカー船型などでは、船体表面の形状は船体中心面からの距離 (offset) として与えられていた。Offset 形式のデータは、CFD での計算格子生成を容易にできるように処理されているが、反面、CFD の結果を設計サイドの CAD データに戻す事が困難である。設計と CFD の結合を密にするため、船体形状の CAD システムと data format の共通化を計り、IMSA¹ Definition File (IDF) 形式を採用する [11]。これにより、CAD システムでの形状変更の CFD による評価、今後の CFD と CAD システムのより高度な連携が可能になると思われる。

¹International Marine Software Associates

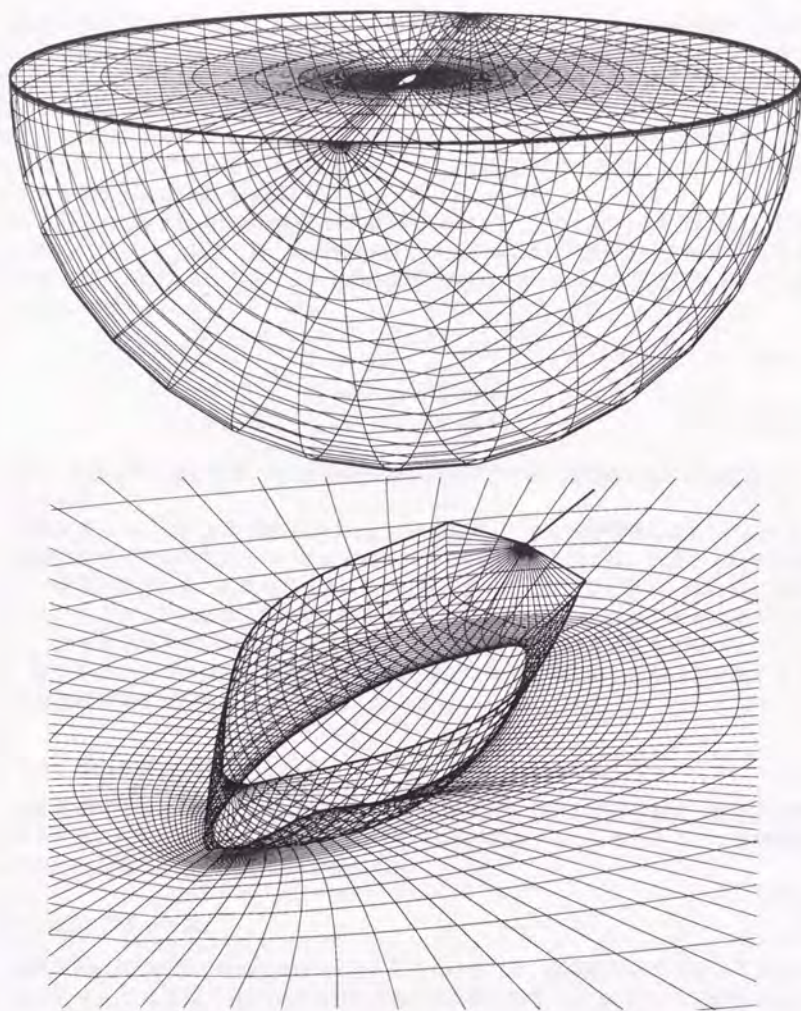


Figure 4.3: O-O type grid system, all grid(below), close up of the boat(above)

4.6.2 円筒座標表記による船体形状データの格納

船体形状を表すデータは、 (x, y, z) データの点列で格納し、これを spline 補間して船体の曲面を生成する。[10] では、あらかじめ spline 補間により船体表面の格子点データを生成しておき、ヨー方向の回転は、回転変換のマトリックスをかけることにより求めている。ヨットの運動では回転の自由度が大きいため [10] と同じ方法を適用することは困難である。また、毎時間ステップにコストの高い spline 補間を用いて船体表面格子を生成するのは現実的でない。そこで本研究では、船体形状データを円筒座標系で表現し、spline にかかるコストが最小限になるように試みた。

ハル部分の先端と後端を結ぶ直線を円筒座標系の軸とし、ハル表面の点を回転軸上の位置 x 、ガースに沿って左舷から測った回転角度 θ をパラメータとして回転軸からの距離 $r(X, \theta)$ を記述する Fig.4.4。この定義により、船体表面の点の (X, θ) から船体固定座標系での位置 (X, Y, Z) が得られる。

$$X = X \quad (4.21)$$

$$Y = -r(X, \theta) \cos(\theta)$$

$$Z = -r(X, \theta) \sin(\theta) \quad (4.22)$$

さらに、船体姿勢と重心位置に応じた座標変換を施せばデカルト座標系における位置 (x, y, z) が得られる。

関数 $r(X, \theta)$ は、IDF 形式で読みとった (x, y, z) の点列データを円筒座標に変換し、 $X, \theta, r(X, \theta)$ の離散的なデータとしてメモリー上に保持している。現在の方法では、任意の (X, θ) に対して、前後左右あわせて 6 点のデータにより 3 次多項式による補間を行い、 $r(X, \theta)$ の値を求めている。ヨットの形状は基本的に回転体で近似できるため、 $r(X, \theta)$ の分布は緩やかであり、このような簡単な補間法でも、十分滑らかな形状を再現できることが分かった。また、船体形状を一つの関数で扱えるようにした事により、船体運動と自由表面移動に伴う複雑な処理が簡便に行えるようになる。

4.6.3 船体表面の格子生成

船体の姿勢変化と、自由表面の変形に応じ、水面下にある船体表面の形状と格子点分布を変更する。自由表面の移動速度の評価については 3.7 で述べることとし、ここでは移動速度が分かった場合の格子生成について述べる。

Waterline のサーチ法

船体表面と自由表面との intersection line を見つけるため、船体表面上で水面より上にある点 (dry point) と水面下の点 (wet point) から、2 点間にある intersection の位置を binary search により探索する。

dry point, wet point の初期値を $X_d(0) = (X_{dry}^0, \theta_{dry}^0)$, $X_w(0) = (X_{wet}^0, \theta_{wet}^0)$ とする Fig.4.5。

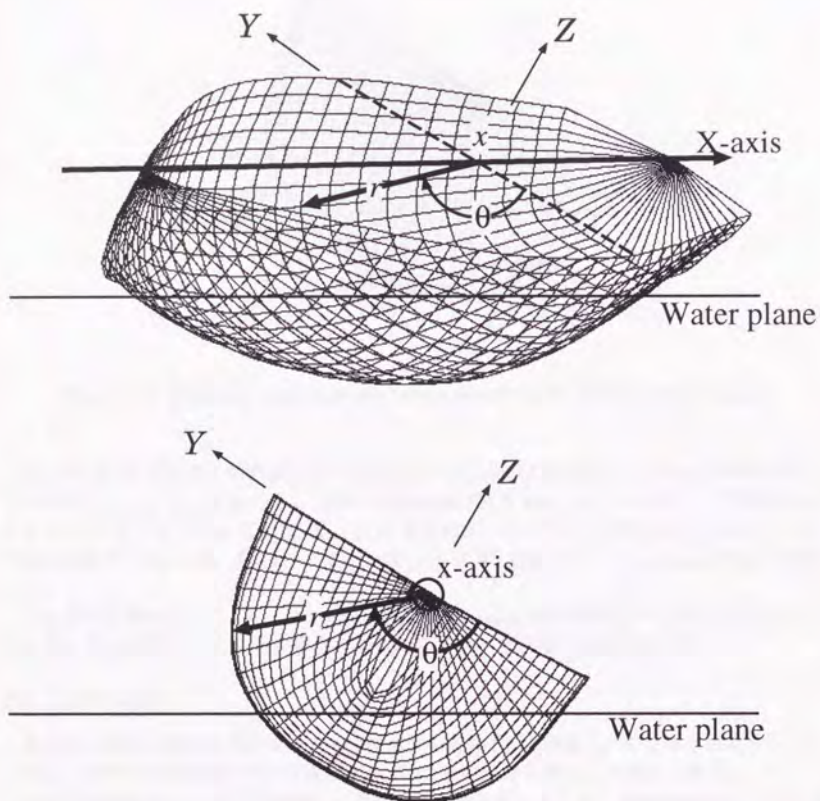


Figure 4.4: Definition sketch of the cylindrical coordinates on the hull surface, side view (above), front view (below)

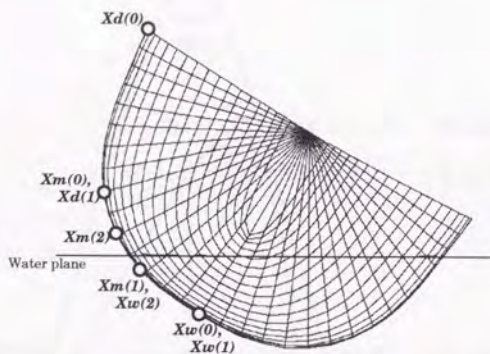


Figure 4.5: Schematic sketch of the binary search method for the water plane

2点の (X, θ) 座標での中点 $X_m(0) = (X_d(0) + X_w(0))/2$ を計算し、この点のデカルト系での座標 (x_m, y_m, z_m) を求める。近傍での自由表面高さ $h(x_m, y_m)$ と比較し、自由表面より上にならば、 $X_d(1) = X_m(0)$, $X_w(1) = X_w(0)$ によりその点を新たな dry point とし、自由表面より下ならば、 $X_d(1) = X_d(0)$, $X_w(1) = X_m(0)$ として、wet point の方を更新する。

この操作を繰り返すことにより、dry point と wet point の距離は $\frac{1}{2}$ のべき乗で小さくなっていき、数値誤差により2点の中点が得られなくなった段階で処理を打ち切る。

FP、AP の決定

浸水面の格子分割の起点とするため、浸水面の前端 FP と後端 AP の位置を決定する。ここでは、FP の位置決定について説明するが、AP の処理もほとんど同じである。

自由表面処理のルーチンで評価した自由表面上昇速度をもとに、次の時間ステップでの水面の高さ z_{FP} を推定する。平面 $z = z_{FP}$ と船体表面との inter section の前端を探して FP とする。

Fig.4.6は、船体と浸水面の位置関係を $X - \theta$ 平面上で示したものである。船体軸に垂直なある断面 $X = X(0)$ で見た時、左舷側でサーチした水面位置を $X_L(0)$ 、右舷側の水面を $X_R(0)$ とする。この2点の $X - \theta$ での垂直2等分線を船首方向に延長し、水面との交点をサーチする。交点の X 座標で新たな断面を考え、両舷の水面との交点をサーチして

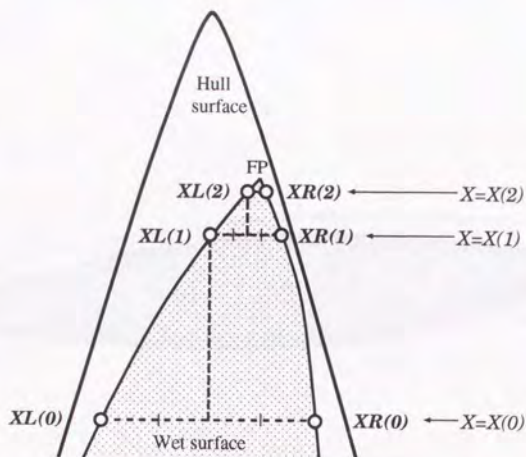


Figure 4.6: Schematic sketch of the search method for the FP

$X_L(1)$, $X_R(1)$ を決定する。この操作の繰り返しにより $X_L(n)$, $X_R(n)$ は、FP に収束して行く。

浸水面の格子点分布

FP と AP の位置を起点として、左舷と右舷の water line 上の点列を自由表面の binary search を用いて決定する。船首と船尾では物理量の変化が激しいため、この部分での解像度をあげるように water line 上の点列を再配置し、最終的な格子点とする。

左右 water line の対応する点の間をガース方向に分割し、浸水面の格子点分布を得る。ガース方向への分割では、water line での深さ方向の格子間隔が一定値になる条件のもとで、格子間隔を 3 次多項式によって与えた。

以上の操作により、任意の姿勢をとる船体にたいして、水面下の表面に格子点を分布させることができる。

4.6.4 外部領域の格子生成

船体表面と外部境界の格子点をつなぎ計算領域内の格子点を生成する。外部境界の形は球面であり、計算領域内の格子の歪みが大きくならないように格子点を分布させる。

自由表面の境界は、船体の作る波を反映した複雑な曲面であり、この曲面に適合した格子系を代数的な方法で直接生成するのは困難である。自由表面の移動方向がある程度分かっ

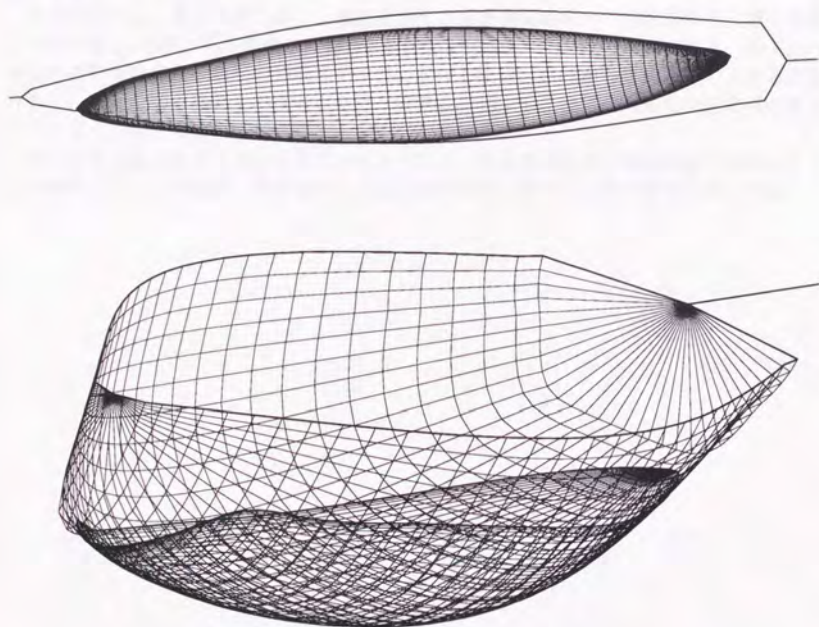


Figure 4.7: Distribution of the grid points on the wetted surface

ている場合は、水面上の格子点をあらかじめ生成しておく方法があるが、複雑なヨットの運動に関しては容易でない。

ここでは格子生成を2つの段階に分けて行い、複雑な形状への対応を可能とする。

第1段階では、簡略化した格子生成をおこない、船体表面にのみ適合した格子を生成する。具体的には、water lineと船体表面、外部境界の格子点分布を決定し、これらを直接連結する。Fig.4.8(上図)は、この段階の計算格子のx断面を示したものである。この段階での自由表面格子の高さは、船側波形を反映して左右の水面高さが違うだけで、実際の船の波とは違っている。

第2段階では、第1段階の格子に修正を加えて自由表面形状への適合を行う。第1段階での格子はxy座標のみが定まっており、z座標は仮に決めただけのものである。格子点の水平方向の移動速度、前回の時間ステップにおける波高、流速から自由表面の上昇速度を計算し、新たな自由表面上の格子点位置を決定する(3.7.1)。次に、求めた自由表面の高さになるように格子に修正を加える Fig.4.8(下図)。

格子の修正量は深さ方向に小さくなるようにし、格子の修正が自由表面近くだけになるよう調整した。この結果、船体表面と自由表面の形状に適合した格子系が生成される。

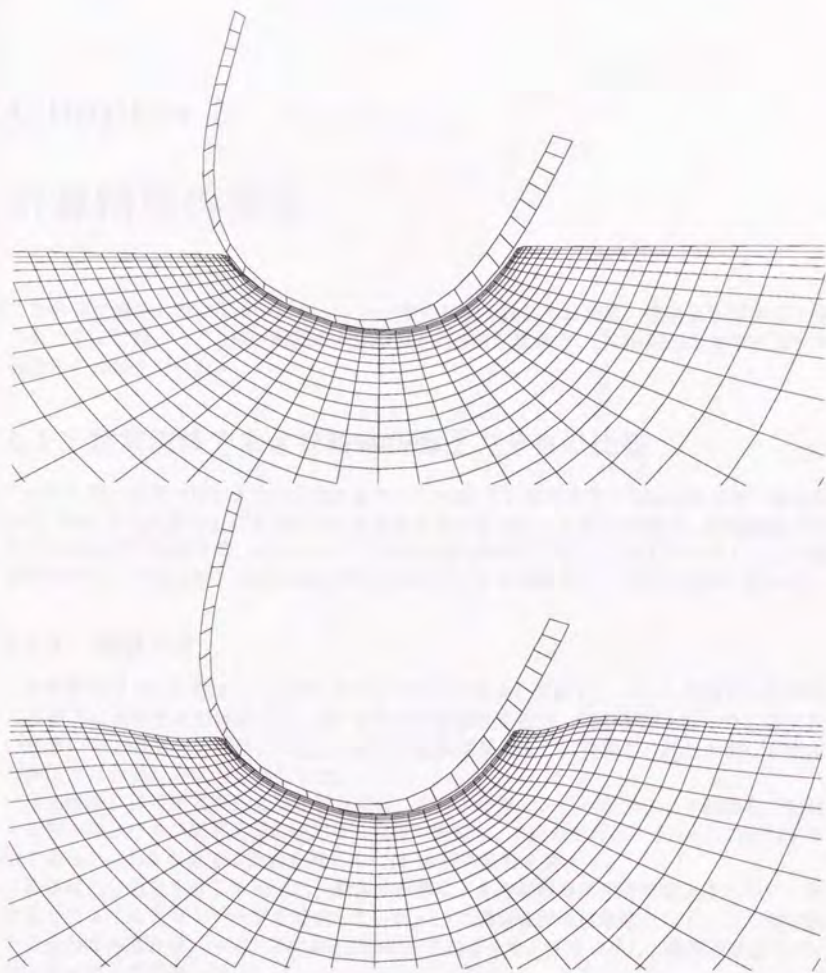


Figure 4.8: Front view of the 2 step grid generation for free surface deformation, 1st step:without free surface deformation (top), 2nd step:free surface deformation(bottom)

Chapter 5

計算精度の検証

本研究で開発したシミュレーションコードの精度を検証するため、模型曳航試験より得られた IACC 級ヨット JN32 船型の船体表面圧力分布と流体力、JN35 船型の船側波形と流体力との比較を行った。

5.1 定常流体力および船体表面圧力分布の比較

ヨット型の船型の圧力分布の比較対象として 1994 年に東京大学の抵抗試験水槽で測定された JN32 船型の船体表面圧力分布と流体力を用いる [2]。この抵抗試験は、船体傾斜時の非対称流れでの船体性能、キールシステムの性能の評価を目的としたものである。この実験結果から、付加物無しの船体部分だけの測定データを抜きだし、今回の検証に用いる。

5.1.1 実験方法

曳航模型は IACC 級ヨット JN32 の 1/7 モデルである。傾斜 (ヒール) して静止した状態で水面下に没水する船体表面に、180 点の圧力計測孔を設け、圧力計測を行った。圧力孔の配置は WISDAM-V[7] による直立状態での計算結果をもとに決定し、圧力の変化が大きな箇所では計測孔の間隔を密にした。

圧力計測には差圧式の圧力測定器を用い、電動スキヤニングバルブにより計測孔の切替えを行った。バルブ切替え後の圧力は 2 秒程で安定し、1 回の走行につき 10 点の計測が可能であった。180 点全ての計測を終えるには 18 回の走行を要する。

船体は三分力計を介して固定し、船体の姿勢は三井造船昭島研究所で測定されたデータをもとにトリムとシンケージを設定した。Fig.5.1 に測定装置の概略図を示す。圧力測定器と三分力計の出力は、パソコンの AD 変換ボードによりサンプリングし、最終的にはフロッピーディスクに保存した。

キャリブレーション装置は水溜め管によるものを用い、水柱の高さ調節により、圧力と電圧の変換係数を求めた。ピトー管の圧力を基準値として用い、静止状態と走行状態での (A)(B) 間の圧力差を計測した。得られた圧力は水の密度 ρ と船速 U を用い $\frac{1}{2}\rho U^2$ で無次元化

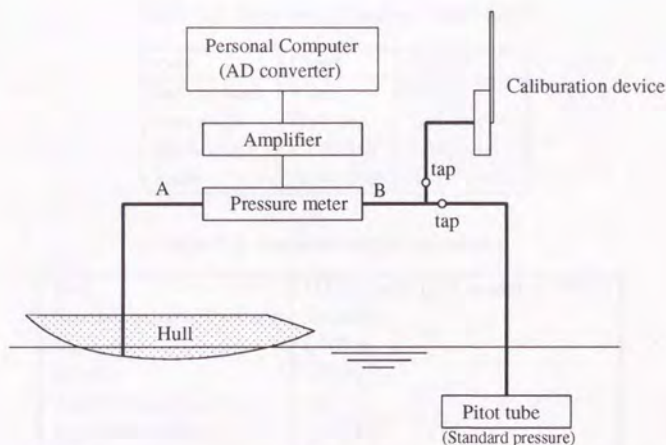


Figure 5.1: Schematic sketch of the pressure measurement system

Table 5.1: Condition of the experiment, model JN32

Hull	IACC Yacht (1/7 model of JN32)
L_{wl}	2.700 m
speed	1.75 m/s
Froude number	0.34

して C_p に変換する。

基本的な測定条件等を Table.5.1 に示す。測定条件は実船の 9kt 航行状態のフルード数に設定している。圧力計測孔は静止時の水面下にあるため、航行時に自由表面の変形によって水面下に没する部分の圧力計測はできない。このため実験結果の圧力コンターは静止時に水面下にある船体表面部分のみである。

5.1.2 計算条件

流体シミュレーションは、実験の 2 条件と同じ姿勢をとらせた船体についてそれぞれ行った。Table.5.2 に船体の姿勢角を示す。船体姿勢は固定とし、流体力の積分はするが、運動方程式には反映していない。この計算条件を Table.5.3 に示す。計算格子点数は 4 万 5 千で、計算の規模はやや小さめである。

Table 5.2: Condition of angles, model JN32

case	Case1	Case2
leeway angle	0 deg.	2 deg.
heel angle	21.3 deg.	21.3 deg.
pitch angle	0.190 deg.	0.200 deg.
heave	-9.941 mm	-10.371 mm

Table 5.3: Condition of the calculation

Hull	IACC Yacht (1/7 model of JN32)
Number of cntrol volume	50x30x30
L_{wl}	2.700 m
speed	1.75 m/s
Time for acceleration	1.0
Reynolds number	1.0×10^6
Froude number	0.34

5.1.3 流体力の比較

Fig.5.2, 5.3に Case1(leeway=2°), Case2(leeway=2°) の流体力の時刻歴を示す。各流体力の無次元化は排水量の3分の2乗ベース($\frac{1}{2}\rho U^2 \nabla^{2/3}$)を用いた。計算から得られた流体力は圧力成分と摩擦成分に分け、計算のレイノルズ数 $Re = 10^6$ における平板摩擦抵抗を C_{f0} として示した。

計算から得られた船体摩擦抵抗は Case1, Case2とも平板摩擦抵抗より小さく、格子間隔が十分小さくないため粘性底層の解像が不完全であることが分かる。最小格子間隔を小さくし、粘性底層内に船体最近傍の格子点を配置できれば、摩擦抵抗の推定精度を改善することができるが、船体運動で計算格子が移動する場合の不安定性が増してしまう。このため、3.2.4に述べたように壁法則による摩擦抵抗推定の改善を試みた別の計算もしており、これに関しては5.4で述べる。

圧力抵抗に関しては、実験から得られた全抵抗 C_t をもとに次の2つの量をプロットした。

$$\begin{aligned} C_r &= C_t - C_{f0} \\ C_w &= C_t - (1+k)C_{f0} \end{aligned}$$

ここで C_{f0} は、実験のレイノルズ数と浸水面積から求めた平板摩擦抵抗、 k は形状影響係数である。 C_w は通常の抵抗推定における造波抵抗成分であるが、ヨットの水面下形状が姿勢によって変わること、LHT試験での船体姿勢が曳航時の流体力で決まる事などから、 k を決める事は容易でない。JN32船型の対応する姿勢での k の値は不明であるので、ここでは便宜的に JN35船型のアップライト状態で得られた値 ($k = 0.20$)を用いて評価した。

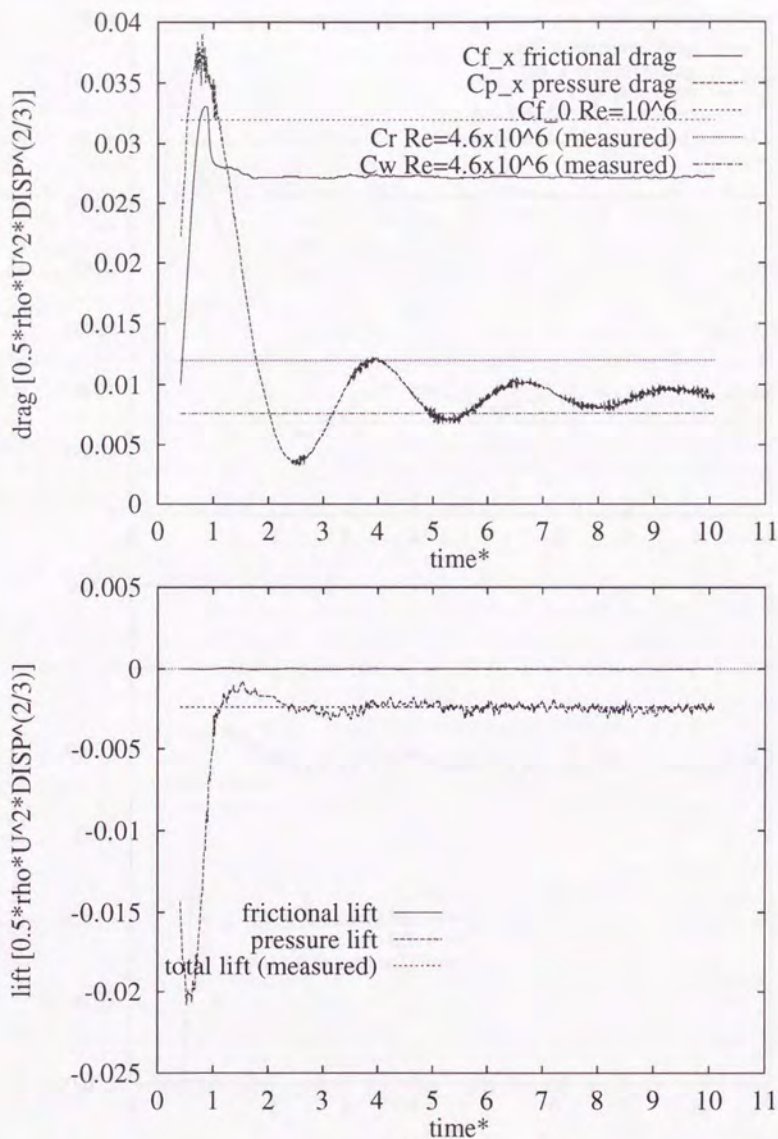


Figure 5.2: Time history of the fluid dynamic force, case leeway= 0° , model JN32, heel= 21.3° , drag(above), lift(below).

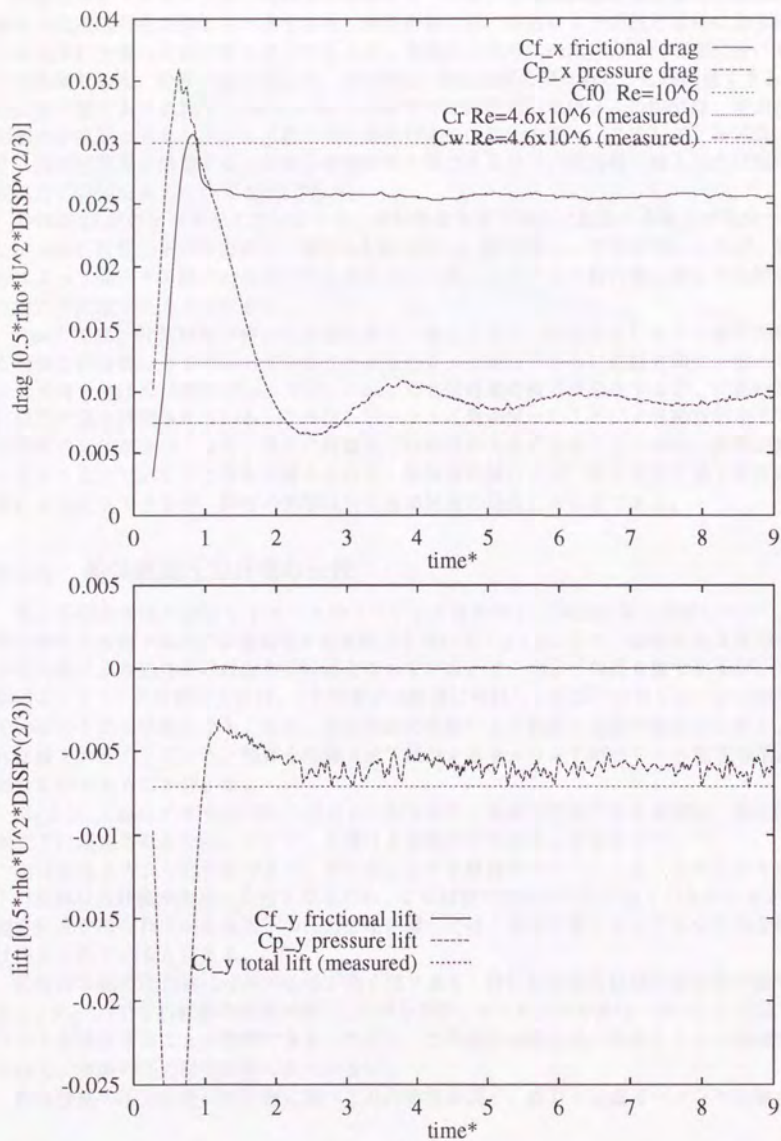


Figure 5.3: Time history of the fluid dynamic force, case2 leeway=2°, model JN32, heel=21.3°, drag(above), lift(below).

評価はできていないため、流体力の比較を行うには、摩擦抵抗部分を分離し、圧力に起因する抵抗部分を比較するべきである。流体計算では、圧力による抵抗と摩擦による流体力を完全に分離した形で得る事ができるが、実験から得られた流体力を同じ形に分けることは困難である。計算の圧力抵抗が、造波抵抗と剰余抵抗の間にあることは確認できるが、抵抗値に関するこれ以上の validation は現段階では行っていない。この例では、安定性の問題から実験と同じレイノルズ数での計算を行っていない。また、このレイノルズ数における乱流境界層を解像するには格子間隔が不十分であるので、壁関数を導入した状態での流体力の評価をあらためて 5.4.2 で行う。

船体が 21.3° のヒールをしているため、非対称な水面下形状に起因する横力が発生する。ヒールは右舷側が下がる方向で、横力は左舷方向 (-y 側) である。計算結果によれば、摩擦力によって発生する横力は無視できる程小さいため、レイノルズ数の修正無しで実験結果の横力と比較することができる。

Case1 では、計算結果の横力は実験結果と一致しており、圧力分布によって横方向に働く流体力の評価はうまくいっていることが分かる。しかし、さらに左舷方向に 2 度のリーウェイ角を付けた状態の Case2 では、Case1 の 3 倍程度の横力が発生するが、計算結果では横力が過小評価されている。これは、リーウェイ角が付いたことにより船首部などで水面形状の変化がきつくなり、現在の解像度では誤差が大きくなること、碎波の影響が無視できなくなっていくことなどが考えられる。解像度に関しては、格子点数と格子配置の変更により対処できるが、碎波の影響は自由表面処理の見直しが必要である。

5.1.4 船体表面圧力分布の比較

次に船体表面圧力分布を 2 ケースのリーウェイ角条件で、実験結果と比較した。Case1 での船体と水面下形状の位置関係を計算結果を用いて Fig.5.4 に示す。船体が 21.3 度のヒールした事により船体形状は左右非対称となっている。リーウェイ角は 0 度であるが、ヒールによって FP の位置が左舷側、AP 位置が右舷側に移動し、水面下のボリュームは斜行しているのと同じ状態となる。また、自由表面の移動により船首と船尾で水面が上昇し、濡れ面積を大きくしている。船体を傾斜させて航行するセーリングボートの水面下形状が特異なものであること分かる。

Fig.5.5 に Case1 の船体表面圧力分布の比較を示す。実験で計測できる領域は、静止時の水面下に限定されるため、コンターを描ける領域が計算結果よりも小さい。

図は船体上方から見た形であり、ヒールにより右舷側が下がっている。これにより水面下の船体は右舷側が突出した形となるため、この部分の負圧が大きく出ているのが分かる。測定結果が得られている水面下の圧力分布に関しては、流体計算によっても定性的な特徴は捉えられていると言える。

船体前半部の圧力場には非対称性が強く出ており、特に船首部右舷側の高圧部が顕著である。Fig.5.4 でも右舷側の波高が高いことが分かり、ヒールだけの変化であっても回頭モーメントが発生することが理解できる。ただし、この部分は静止時の喫水より上の領域であるので、実験の圧力測定は得られていない。

船体後部の圧力分布は前半部に比べて非対称性が弱く、横力と回頭モーメントの発生に

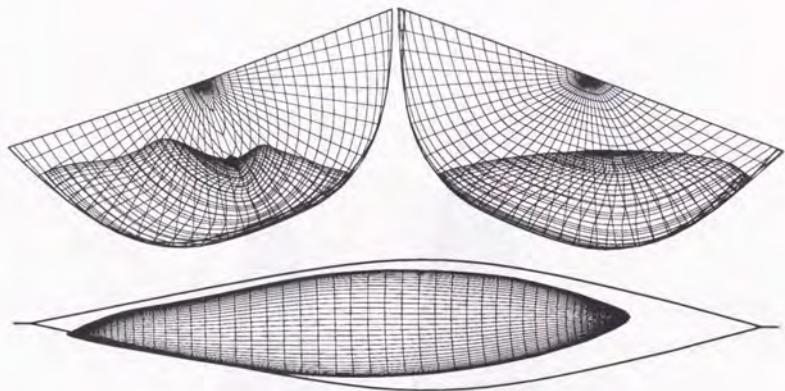


Figure 5.4: Grid configuration on the heeled condition at heel=21.3°, leeway=0°, front view(left top), rear view(right top), wetted surface and the deck line(bottom)

はあまり寄与しない。しかし、水面の上昇により濡れ面積が増大するため、この部分の波高の推定も船体の摩擦抵抗の推定に大きく影響すると思われる。

Fig.5.6に Case2 での船体姿勢とウォーターラインの位置関係を示す。Case1 と同じ 21.3 度のヒール状態に、さらに 2 度のリーウェイ角をつき、これにより船首位置はさらに左舷方向にずれることになる。Fig.5.6 では船体形状の左右の非対称性が増し、船首部両舷での波高の差が大きくなっている。

Fig.5.7 に Case2 の状態の表面圧力分布の比較を示す。船首右舷の圧力は Case1 に較べて高くなり、右舷側の圧力勾配も大きなものになっている。また水面上昇により船首部の水線形状がかなり変わっている。船体前半部の非対称性も大きくなり、船体の発生する流体力が增大していることを示す。船体後半部の非対称性はヒール角のみの Case1 ではあまり強くなかったが、Fig.5.7 のコンターから、後半部においても横方向の圧力勾配が生じているのが分かる。この傾向は、数値計算結果でも再現されている。

船体表面の圧力分布は、計算でも実験と定性的に似た圧力分布が得られている。しかし、実験の圧力計測では、常に水面下にある点でしか圧力計測が行えず、静止時水面より上の圧力の情報は得られていない。ここで示した結果は、実験計測の困難な船体前半部の静止喫水より上の領域で、変化が激しい事を示しており、この領域の計測の重要性を示している。このような情報を得るための道具として、ここで示したシミュレーション技術が有益であることが分かる。

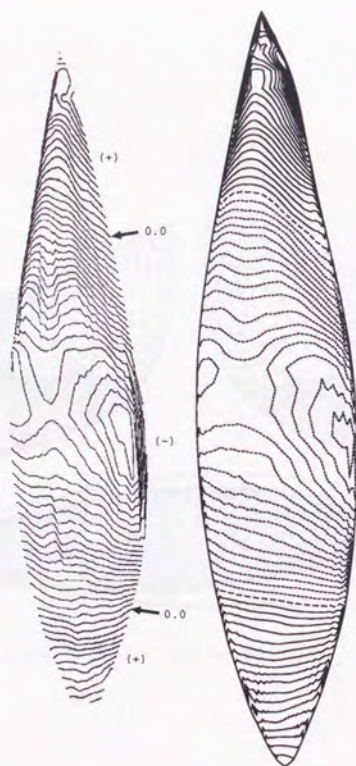


Figure 5.5: Comparison of surface pressure distribution, Case1, heel=21.3°, leeway=0°, measured(left), computed(right), $\Delta C_p = 0.02$, positive values are drawn in solid lines and negative in dotted line

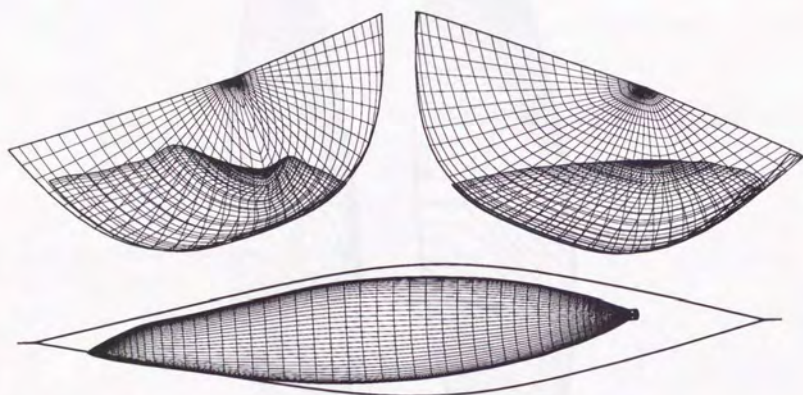


Figure 5.6: Grid configuration on the heel and leeway condition at heel= 21.3° , leeway= 2°

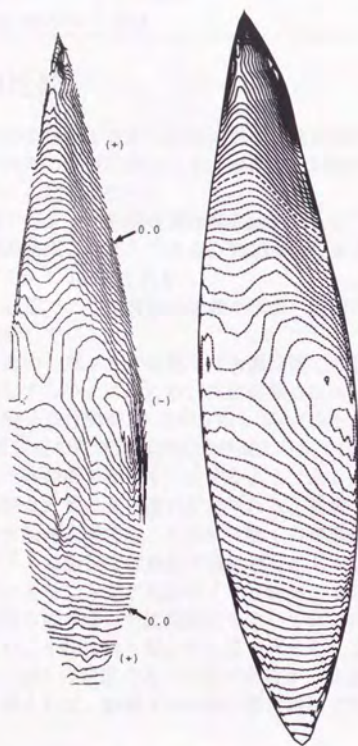


Figure 5.7: Comparison of surface pressure distribution, Case2, heel=21.3°, leeway=2°, measured(left), computed(right), $\Delta C_p = 0.02$, positive values are drawn in solid lines and negative in dotted line

Table 5.4: Condition of the experiment, model JN35

Hull	IACC Yacht (1/7 model of JN35)
L_{wl}	2.700 m
speed	1.75 m/s
Froude number	0.34

5.2 船側波形の比較

船体側面における水面の位置、すなわち船側波形は、造波抵抗の主要な部分を決定づけるものである。自由表面条件の検証問題として、水槽曳航試験から得た船側波形と計算結果から得られる船側波形との比較を行う。

計算結果を、東大水槽で行なった船側波形計測の結果および三井昭島研究所の小水槽で行なった水面の波形計測の結果と比較してみる。Table.5.4に基本的な実験条件を示す。使用した模型は、IACC 級ヨット JN35 である。

Fig.5.8にアップライト状態での船側波形の比較を示す。実験の船側波形は側方から撮影したスチール写真から解析している。

タンカーなどの船型と違い、ヨットの船型では水線位置での船体表面と水面のなす角が小さく、水面位置が判定しづらい。このため、実験結果にはエラーバーを付けて示した。

計算結果は船長方向の格子点分割が30点のものと50点のものを示している。格子点数が30点のものでは、船首付近の船側波形の変化が捉えられていない。格子点数を50にしたものでは、船首部のピークの高さなども一致するようである。

船首部のピーク後に実験と計算の食い違いが見られる。実験では、船首部のピークのあと、船体に当たった流体が船体表面に沿って膜状に動くのが観察されるが、計算ではこれを再現できていない。ヨットの船型では船側が横に張り出しているため、この表面に沿って流体が動くと、オーバーターニングが起きなくても波高が2価関数になってしまう。本研究の方法では、自由表面の取り扱いで波高関数を用いているので、現状ではこの部分を計算する事ができないため、今後は取り扱いの変更が考えられる。

船側波形については upright の状態のみの比較であるが、計測値との一致をみることができる。船側波形だけを考えれば、船長方向の格子数は現状で充分と考えられる。

5.3 水面波形の比較

Fig.5.9, 5.10に波形計測との比較を示す。実験結果は、三井造船昭島研究所の小水槽において計測したものである。計測はサーボ式波高計によって行った。模型を曳航し、固定した波高計の列の横を通過する方式であるので、船体近くの波高データは得られていない。

Fig.5.9はアブライト状態での波形比較である。計算結果と比較すると、船首から3/4までの舷側付近は一致しているが、船体から離れた領域と後流部分は波高が全体的に拡散している傾向がみられる。船体を離れるに従い計算格子が急激に粗くなるため、波長の短い

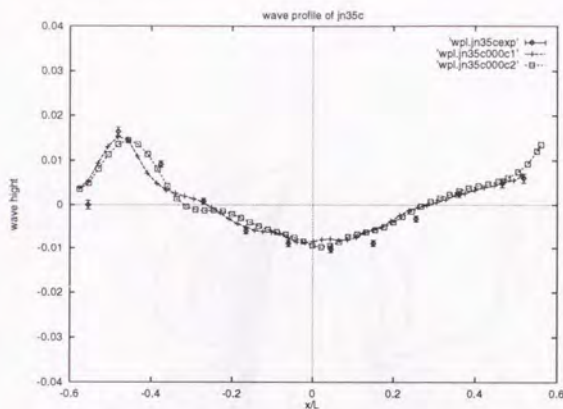


Figure 5.8: Distribution of wave heights along hull surface of JN35C, measured (wpl.jn35cexp), computed(wpl.jn35c000c1($Rn = 1e5$, $ni=30$), jn35c000c2($Rn = 1e6$, $ni=50$))

成分は減衰してしまっている。減衰した成分は、波長の大きな成分に覆い隠されてしまうため、波形コンターでは大きな違いとして現れている。

このような波を解像するには、船体近傍だけでなく船体から離れた領域にも水面波の変化に応じた分解能を持つ格子を配置する必要がある。水面波形における短波長成分の再現は、タンカー船型のもっと大規模な計算においても困難な問題である。短波長成分まで解像するには、格子点数を増やして大幅な計算コストを覚悟する必要がある。本研究では船体運動のシミュレーションに重点を置いているため、現段階で水面波の解像度の追求はできないが、今後は格子点数を増やしての比較も必要である。

Fig.5.10はヒール角 25 度、リーウェイ角 3 度の風上帆走姿勢における波形比較である。同様に、船体近くで見られる波が、計算では急速に減衰し、背景の圧力分布に埋没していく傾向が見られる。

船体の造波抵抗を直接決めるのは、船側波形などに現れる船体表面の圧力分布であり、これに関しては比較的良く一致していた。しかし、船体から離れた部分の水面波に関しては、減衰が大きく、これによって輸送されるエネルギーの評価には現状では問題がある。



Figure 5.9: Contour map of wave height (JN35C), heel=0°, leeway=0°, $\Delta h = 0.001$, $Rn=10^5$, positive values are drawn in solid lines and negative in dotted line

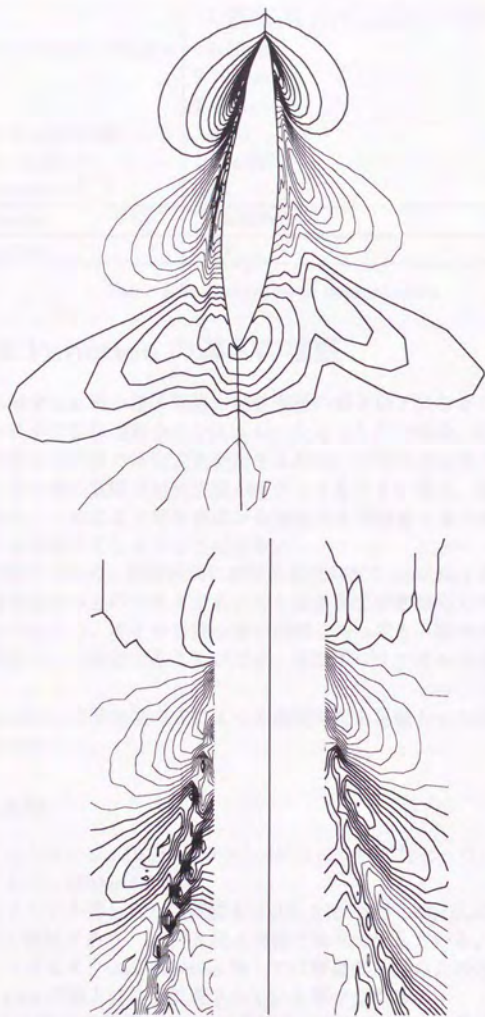


Figure 5.10: Contour map of wave height (JN35C), heel=25.0°, leeway=3.0°, $\Delta h = 0.001$, $Rn=10^5$, positive values are drawn in solid lines and negative in dotted line

Hull	IACC Yacht (1/7 model of JN35)	
Number of control volumes	50x30x30	
L_{ref}	2.700 m	
speed	1.75 m/s	
Time for acceleration	1.0	
Reynolds number	1.0×10^6	
Froude number	0.34	
Calc. number	jn35c000c3	jn35c000c4
Wall Function	OFF	ON

Table 5.5: Condition of computation

5.4 Wall Function の導入の検証

乱流境界層の解像には最小格子間隔が粘性底層の高さ以下になることが必要である。しかし、物体適合格子で船体運動中のシミュレーションを行う場合、物体近傍の最小格子間隔を小さくしすぎると計算の不安定性が起きるため、十分小さな格子間隔に設定することは困難である。最小格子間隔が粘性底層の厚さよりも大きい場合、物体表面での摩擦応力は過小評価となる。これにより船体表面から拡散する運動量も過小評価となり、乱流境界層のプロファイルを歪めてしまうことになる。

この問題に対処するため、船体表面における速度勾配を Spalding の壁法則から求め、最小格子間隔が粘性底層以上のサイズであっても妥当な壁面摩擦応力が得られるように修正した(3.2.4)。これにより、不十分な最小格子間隔であっても、物体表面から拡散していく運動量のある程度正しく評価することができ、速度プロファイルも現実になく近くなると考えられる。

ここでは、Spalding の壁法則の式によって速度勾配を見積もった場合の摩擦抵抗と速度プロファイルを検討する。

5.4.1 計算条件

流体シミュレーションは、IACC 級ヨット JN35 について行なった。船体姿勢はアップライト固定状態とした。(Table.5.5参照)

シミュレーションから得られた抵抗値を Table.5.6に示す。 C_f, C_p は、それぞれ船体に働く摩擦抵抗と圧力抵抗であり、 $\frac{1}{2}\rho U^2$ と浸水面積で無次元化している。Schoenherr の摩擦抵抗係数と比較してみると、wall function 無しでは解像度不足のため過小な摩擦であったものが、wall function の導入により改善されている事が分かる。

Fig.5.11に船体近傍の速度プロファイルを示す。プロファイルの場所は船体キールライン上で、(a),(b),(c)はそれぞれ船首部、ミッドシップ、船尾部位置である。船体表面における最小格子間隔は 10^{-3} とした。速度プロファイルを見ると、船体に平行部が無いと、境界

Calc. number	jn35c000c3	jn35c000c4
Wall Function	OFF	ON
C_f	2.66e-3	4.02e-3
C_p	9.93e-4	9.92e-4
$C_{f0}^{Schoenherr}$	4.4094e-3	
C_f/C_{f0}	0.60	0.91

Table 5.6: Computational results

層外の粘性影響の小さいポテンシャル的な流れにより、流速が1を越える領域が現れていることが分かる。

どの場所でも壁関数の導入により、壁面における運動量拡散の過小評価が改善され、速度プロファイルが緩やかなものになっている。

Fig.5.12に速度プロファイルを壁関数とともに示す。 u^+, y^+ の無次元化には、壁関数を用いた場合の計算から得られた摩擦速度を用いた。

壁関数のプロファイルは、式(3.38)のSpaldingのuniversal lawを示した。壁関数を用いた計算では、Fig.5.12に示すように、最近傍の格子点以下の速度プロファイルがuniversal lawにより内挿され、壁上の摩擦応力が計算される。

船体運動時の安定性を優先させた結果、船体最近傍の速度点は粘性底層内に入っており、そのまま計算を行うと、運動量拡散の誤差が大きすぎる事が分かる。壁関数を導入した場合、その影響は $y^+ < 500$ 以下の領域だけで起こり、壁から離れた部分の速度分布はほとんど変化していない。 $y^+ < 500$ の領域では、表面摩擦応力の過小評価が改善された事により、速度分布が壁側にずれたことが分かる。

(c)の船尾付近の速度分布では $y^+ = 100$ 付近までが壁関数の対数領域にかかり、そこから先は後流則が成立する領域に移行しており、壁関数との連結が成功している。しかし(a),(b)では対数領域部分が不明瞭であり、壁関数と接続する部分の解像度が不十分である事が分かる。計算の安定性が許せば、この部分の最小格子間隔は、もっと小さなものにするべきであろう。

ここで示した方法では、無次元化した速度プロファイルを壁関数で与えることにより、壁近傍の流場の情報から壁面の摩擦応力を求め、粘性底層内に速度点を配置できない場合に摩擦応力が過小評価される問題を改善することができる。剥離の起きない流場で、粘性底層の外縁に速度点を配置できる場合に、この手法が有効である事が示せた。ヨットの水面下形状では剥離がほとんど起きないため、本研究の計算では、船体運動時における安定性、計算効率を考え、壁法則の導入は妥当と思われる。

5.4.2 定常流体力の検証 (壁関数使用時)

壁関数の導入により、船体表面での摩擦応力の過小評価が改善された場合の抵抗値の評価をIACC級ヨットJN35船型のアップライト状態の測定値と比較する。

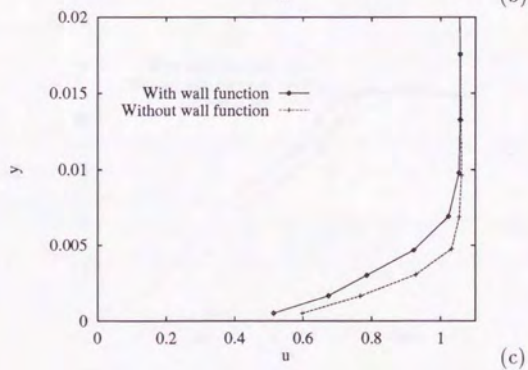
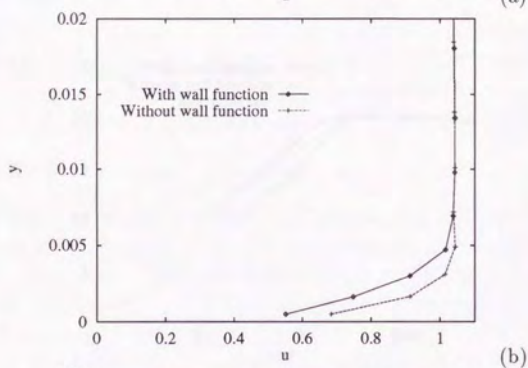
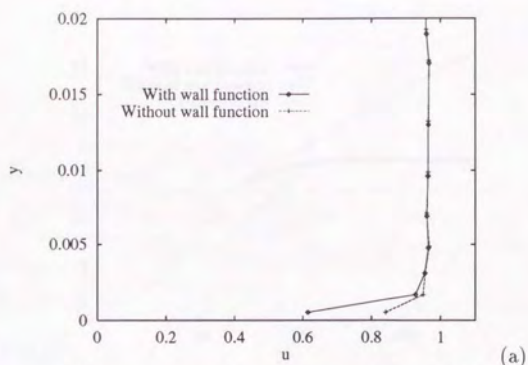


Figure 5.11: Comparison of velocity profiles at the keel line, with and w/o wall function, (a)fore , (b)midship, (c)aft, $Re=10^6$

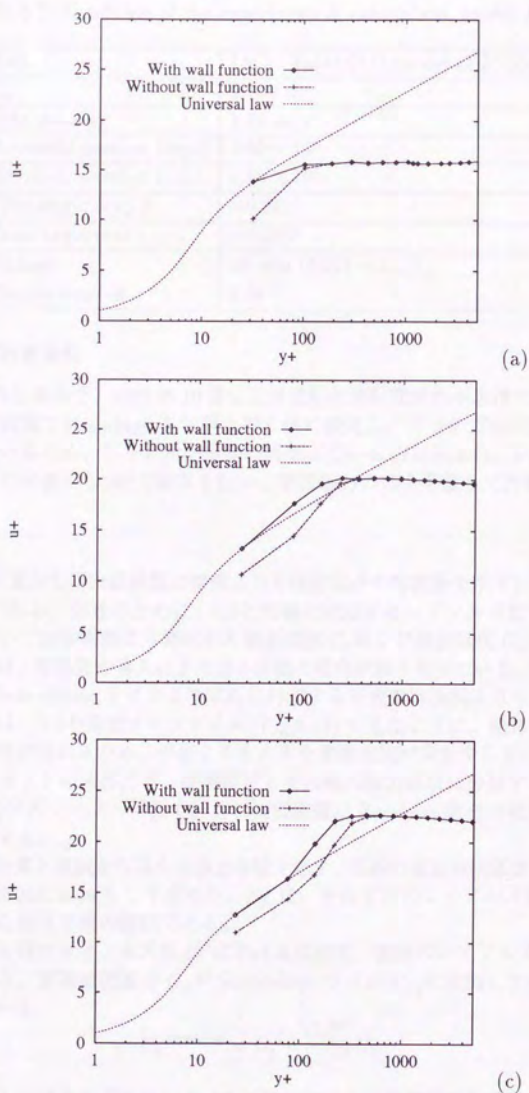


Figure 5.12: Profiles of u^+ distribution at the keel line, with wall function, without wall function, Spalding's universal model, (a) for θ_{55} (b) midship, (c) aft, $Re=10^6$

Table 5.7: Condition of the experiment & calculation, model JN35

Hull	IACC Yacht (1/7 model of JN35)
L_{wt}	2.700 m
Ship velocity	1.75 m/s
Reynolds number (exp.)	4.60×10^6
Reynolds number (cal.)	1.00×10^5
Trim angle (exp.)	-0.242°
Trim angle (cal.)	-0.265°
Sinkage	38 mm ($0.014 \times L_{wt}$)
Froude number	0.34

実験条件および計算条件

実験は 5.2 と同じ条件で、1995 年 10 月に三井造船昭島研究所の小水槽で測定したデータを用いた。流体計算では sinkage を実験と同じ値に設定し、ピッチ方向の回転を運動方程式により求めているため、トリム角が僅かに異なっている (Table.5.7)。レイノルズ数に関しては、安定性の問題から 10^5 で計算を行い、摩擦応力の差を考慮して評価を行う。

流体力の時刻歴

Fig.5.13 に、計算から得た抵抗値の摩擦成分と圧力成分の時刻歴を示す。無次元化の単位は、 $\frac{1}{2}\rho U^2 \nabla^{2/3}$ である。参考のために、5.1 と同様に対応するレイノルズ数での平板摩擦抵抗と、これを用いて実験結果より算出した剰余抵抗 C_r および造波抵抗 C_w を示してある。

摩擦抵抗成分は、壁関数の導入により過小評価の傾向が無くなっている。計算から得られた摩擦抵抗は、Schoenherr ラインより求めた対応する平板摩擦抵抗よりも大きな値になっている。これは、5.4 の速度プロファイル (Fig.5.11) で見たように、船体表面近くの速度が 1 を越える部分が現れるため、平板よりも大きな摩擦抵抗が発生するものと考えられる。

実験から得たヨットの流体力を、摩擦抵抗とその他の圧力抵抗に分離するのは困難である。このため、 10^5 のレイノルズ数で計算した抵抗値に Reynolds 数分の修正を施して実験の全抵抗と比較する。

Table.5.8 に、計算と実験から得た流体力係数を示す。実験の造波抵抗係数 C_w については、形状影響係数 k を仮に 0.19 として求めた。 C_{f0} は、それぞれのレイノルズ数で Schoenherr ラインから求めた相当平板の抵抗である。

次に、計算から得たレイノルズ数 10^5 における抵抗を、実験のレイノルズ数 (4.60×10^6) での値に換算する。摩擦抵抗成分 C_f が Schoenherr ライン C_{f0} に比例して変化すると仮定し、次の式を用いる。

$$C_{t \text{ corrected}} = C_p + \frac{C_{f0}^{\text{exp}}}{C_{f0}^{\text{cal}}} C_f \quad (5.1)$$

ここで、 C_{f0}^{exp} , C_{f0}^{cal} はそれぞれのレイノルズ数における平板摩擦抵抗係数である。

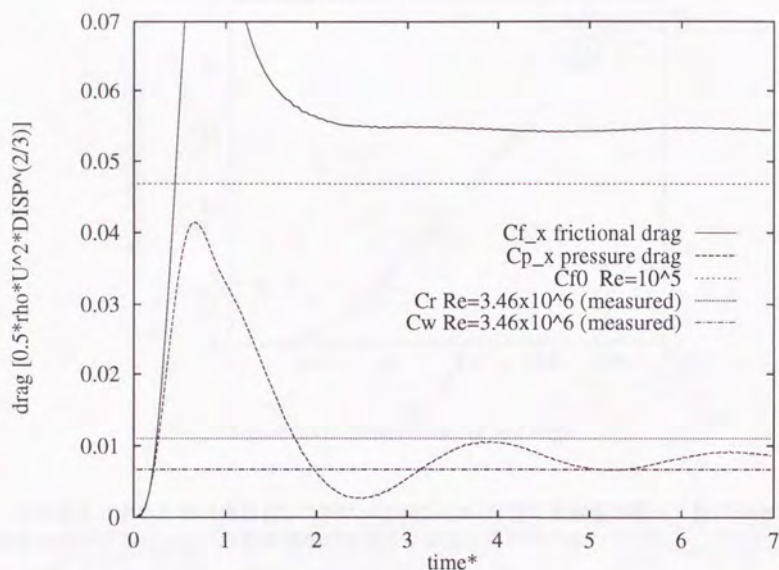


Figure 5.13: Time history of the fluid drag force, model JN35, upright condition

	JN35 exp.	jn35 cal.
Reynolds number	4.60×10^6	1.00×10^5
Pressure drag C_p		0.86×10^{-2}
Frictional drag C_f		5.45×10^{-2}
Residual drag C_r	1.10×10^{-2}	
Wave making drag C_w	0.67×10^{-2}	
C_{f0} (Schoenherr)	2.29×10^{-2}	4.69×10^{-2}
Total resistance C_t	3.39×10^{-2}	$3.465 \times 10^{-2*}$ ($Re = 4.6 \times 10^6$, corrected)

Table 5.8: Comparison of the drag force, model JN35, upright condition

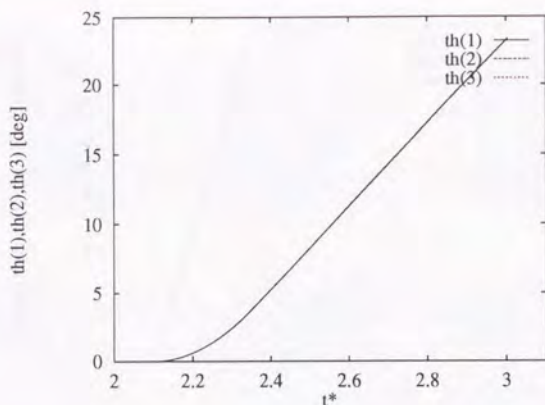


Figure 5.14: Time history of roll angle

これにより求めた抵抗係数 ($C_t^{\text{corrected}} = 3.465 \times 10^{-2}$) は、実験値と較べて数パーセント異なるだけであり、この計算の規模では十分な精度となっている。

5.5 強制ロールシミュレーション

運動状態のセーリングボートに働く流体力を評価するためには、通常の LHT 試験に加えて、動的な LHT 試験を行う必要がある。動的 LHT 試験の中では、ロール角とリーウェイ角を単独あるいは連成させて変化させ、その間の動的な流体力を評価することになる。これに対応する動的シミュレーションの最初の段階として、船体部分を強制的にロールさせる試験を行った。船体運動はロール変化速度を制御して強制的に与え、ヒープ方向の運動を運動方程式により求めた。その他の自由度の変化速度は 0 として固定した。

ロール角とロール角速度の時間変化を Fig.5.14, 5.15 に示す。ロール運動の開始時刻は $t^* = 2.1$ とし、オープン状態 (ヒール角 $\phi = 0^\circ$, 角速度 $P = 0$) の状態から、一定の加速度で角速度を増加させた。角速度が $30^\circ/t^*$ に達したところで加速を打ち切り、その後は等角速度で回転を続けるようにロール角をコントロールした。回転速度は、無次元時間で 0.2 程度で等角速度に達し、ヒール角が 24 度に達するところで船側の自由表面の処理が不安定となったため計算を終了した。

Fig.5.16 に船体運動と波形コンターの時系列変化を船首上方から見たものを示す。この計算では重心位置を船体の下に置いているため、ロールの回転運動により船体部分が横方向に振られているのが分かる。

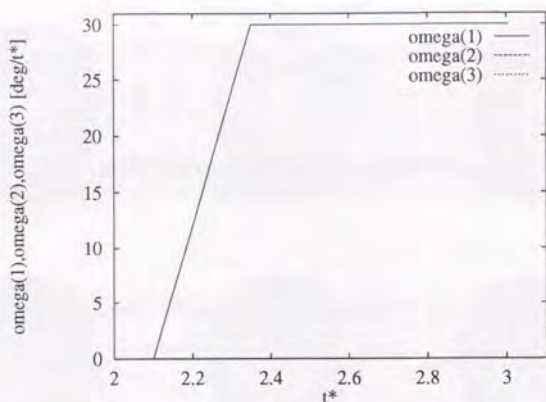


Figure 5.15: Time history of roll angular velocity

船体部分はスウェイ運動に対して抗力を発生する。実際のヨットでは、この抗力により船体部分の移動が抑制され、重心位置がスウェイ方向に移動する。この結果、ヨットの重心まわりで考えた運動は、ロールとスウェイの連成運動となる。

しかし、この計算ではスウェイ方向の運動方程式を解いていないため、重心のスウェイ移動が無く、船体部分のスウェイ移動量が現実よりも大きくなっている。また設定したロール回転速度は $30^\circ/\text{s}$ であり、タッキングなどで通常考えられるロール回転速度の 1.5 倍程度となる。

船体部分の移動量が、実際のロール運動で考えられるものより大きくなっており、船体部分の運動に関しては厳しい計算となっている。

この計算例では、船首部の sway 運動で正圧が出る側での圧力が大きくなり、船側の波高が上がった結果、計算が不安定となってしまった。

Fig.5.17,5.18に船体抵抗と横力の時刻歴を示す。流体力は摩擦によるものと圧力によるものに分けて示している。圧力抵抗成分はロール運動の開始時に増加するが、ロール回転速度が一定に達するところでは減少する傾向を示している。ロール運動による横方向の移動速度により、船体は流入速度に対し迎角を持つことになる。これによって発生する揚力は僅かながら推進方向の成分を持ち、抵抗減少の原因になっていると思われる。

横力はロール開始時の加速状態で徐々に上昇し、横方向移動に抵抗する方向となっている。この力は加速が終了する時点で最大となり、全抵抗の約 3 倍の大きさとなっている。加速が終了後は横力が小さくなっていき、一定のレベル (全抵抗の 3 分の 1 程度) に落ち着くことが分かる。これも船体部分の横方向移動に伴う揚力が働いていると考えることができる。

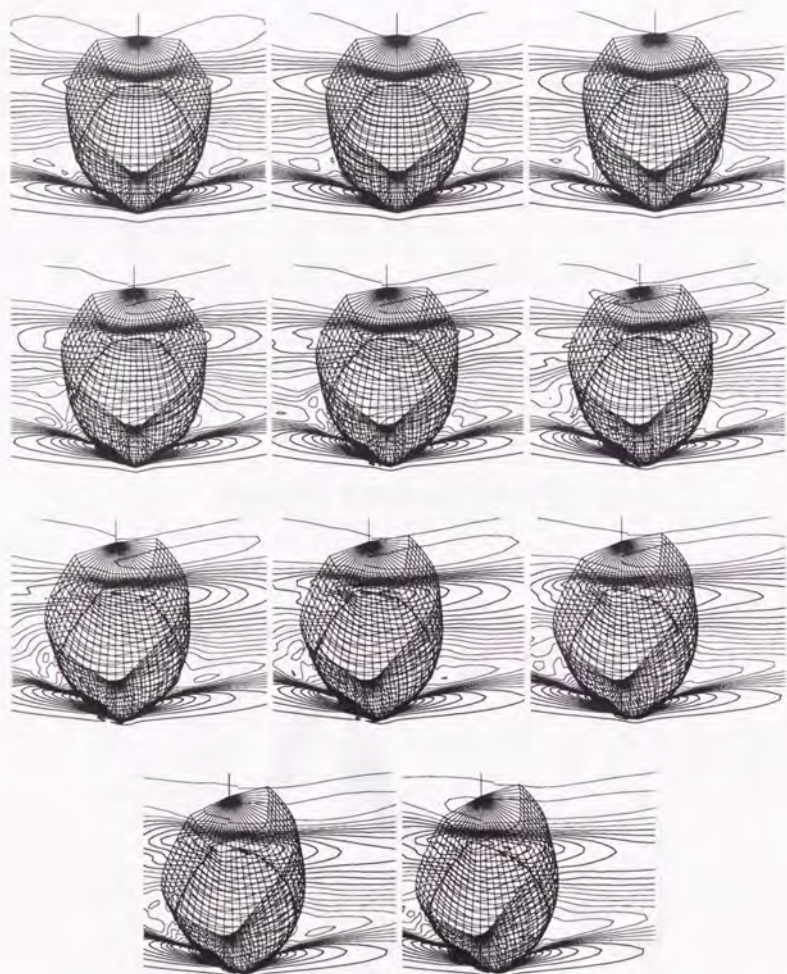


Figure 5.16: Time series of C_p contour map of JN36 in forced rolling motion, from even condition to 24 degree heel condition. t^* is from 2.0 to 3.0. Time interval is 0.1. Bird's eye view from the bow

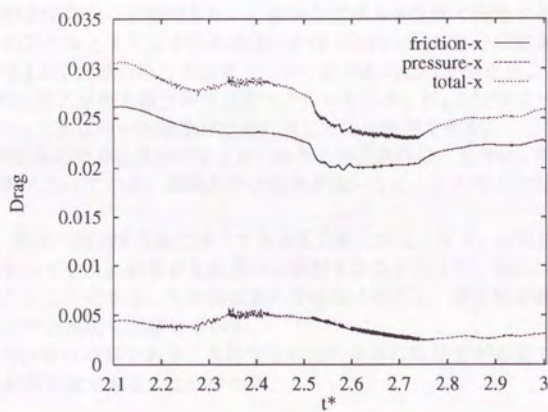


Figure 5.17: Time history of drag force

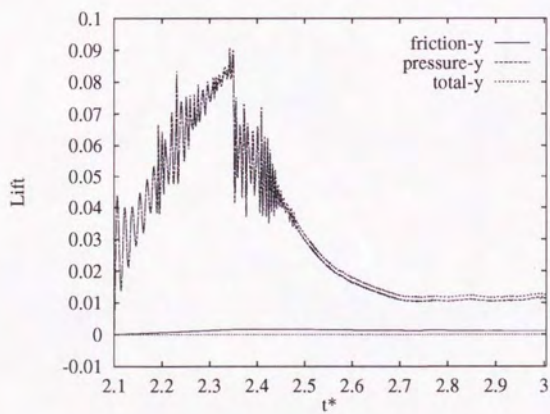


Figure 5.18: Time history of lift force

静的な LHT 試験では、ロールの回転軸の位置は、リーウェイ・ヒール装置の機構に依存し、船体の内部にある。しかし、この回転軸の位置で船体を動的に回転させても、本節で見たような動的な流体力は評価できない。動的な流体力を実験で評価するには、実際と同じ、重心周りのロールとスウェイの連成運動を行った時の船体部分の動きを再現する必要があり、静的な LHT 試験の単なる延長では不十分であることが分かる。

Fig.5.19,5.20に圧力分布と横方向の速度ベクトルを示す。Fig.5.19はロール速度が加速している状態、Fig.5.20はロール速度が定常に達した後の状態である。

Fig.5.19では船体の変移は僅かであるが、船体の加速運動にともない、船体表面の圧力分布は左右非対称となっている。船尾部分は喫水が浅いため、この時点では圧力場の変化は小さい。

Fig.5.20は、船体の加速度運動に伴う大きな圧力変化がなくなり、定常に横流れする船体に近い状態となっている。船体が左舷方向に移動することにより、流れは船体に対して左舷方向から当たることになる。左舷側は翼の受圧面に相当し、特に船首部での圧力上昇が大きい。これに伴い水面も上昇している。

x 断面の圧力分布は複雑であり、単純な近似法の適用には注意が必要である。また、自由表面の考慮が不可欠であることが分かる。

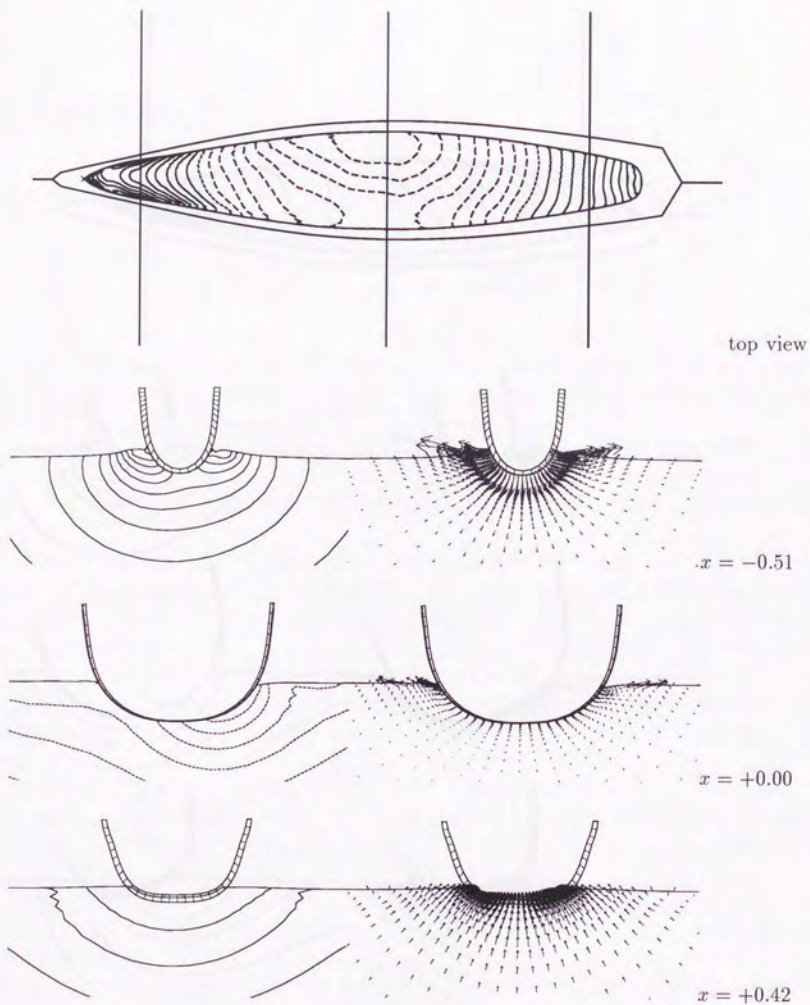


Figure 5.19: Pressure distribution at $t=2.2$, top view, $x=-0.51$, $x=0.0$, $x=0.42$, $\Delta C_p = 0.02$

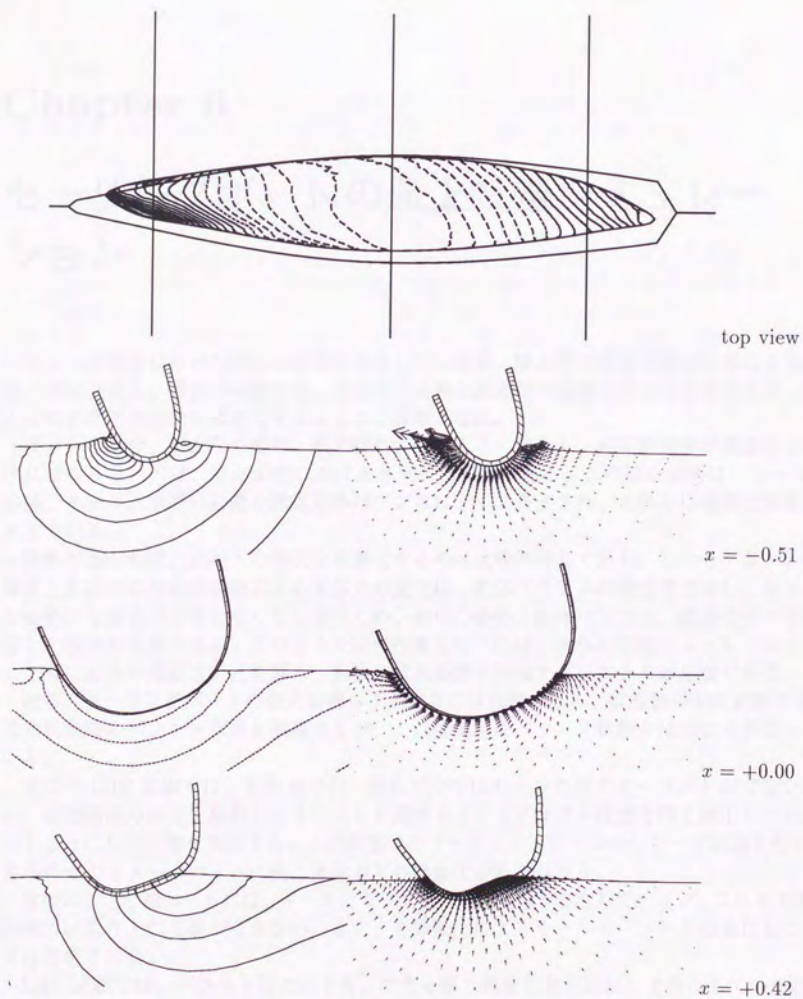


Figure 5.20: Pressure distribution at $t=2.9$, top view, $x=-0.51$, $x=0.0$, $x=0.42$, $\Delta C_p = 0.02$

Chapter 6

セーリングボートの風上帆走シミュレーション

ヨットの開発において新しい船型を評価したい場合、静止時の釣合状態は計算により容易に決定できる。通常の船舶では、静止時の姿勢と航走時の姿勢の差はわずかであり、静止時の水面下の形状を最適化することが課題となる。

ヨットの場合、静止時の姿勢と航走時の姿勢は大きく異なり、船型開発者が最適化しなければならないのは、航走姿勢における水面下の形状である。この航走姿勢は、セール、船体、キール、ラダーに働く流体力のバランスによって決定され、これらは複雑に影響しあっている。

姿勢が分かれば、水面下の形状を最適化するのは比較的容易である。しかし、ヨットの場合、水面下の形状の変更による流体力の変化は、船体バランスの変更を意味し、ヨットの姿勢にも変更が必要になってしまうため、船体の姿勢、船体バランス、船型の全てを考慮した設計が必要である。このような設計作業を行うには、流体の数値シミュレーションとともに船体の運動方程式を解き、船体の航走姿勢を評価するシステムが必要である。

通常、セーリングボートの航走姿勢を予測するのは困難である。模型船の曳航試験では、通常帆走時のバランス状態を模擬するが、これは実船のバランス状態とはかなり異なっている。

通常の LHT 試験では、曳航点で引っ張るだけではセールの出すモーメントがでないため。模型船内の錘りを移動してモーメントを発生させアップライト状態と同じ静止トリムがつくようにして計測を開始する。この状態でのリーウェイとヒールのシリーズ試験を行い、各条件でのカヌーボディに働く流体力と姿勢変化が計測される。

実際の IACC 級ヨットには、キールにより発生する復元力が存在しているが、これも LHT 試験では取り入れる事ができない。また、姿勢変化によるセールモーメントの変化もここでは考慮されない。

LHT 試験では、バラストなどにより、できる限り帆走状態を近似しようとしているが、それでも実際の帆走状態とはかなり異なり、航走姿勢の決定には利用できない。現状では、静止時の船体の復元力と、キール、ラダー、セールの流体力、LHT 試験から得られた船体

の流体力をもとに船体のバランスを計算し、航走時の姿勢を予測することになる。しかし、この計算には LHT 試験の結果が必要であるため、少なくとも模型試験が始まるまでは、正確なバランス状態が分からないことになる。

ここでは CFD を用いた VPP と同様のテスト状態を実現し、あらかじめ定めた航走姿勢で力がバランスするようにトリムタブとラダーの角度を調整する作業を CFD シミュレーションの中で実施する。ヨットの付加物が発生する流体力に関しては、IACC 艇の開発において簡単なヨーバランスの評価に用いて来た VPP 用のモデルを用いる。

6.1 VPP におけるヨーバランスの評価

VPP (Velocity Prediction Program) の中では、与えられた風向ベクトルと船速ベクトルから、セール、船体、キール、ラダーに働く流体力を実験式、モデル式を用いて算出し、船速を予測する。

VPP における船速予測の過程を簡単に説明する。例えば、風速ベクトル、リーウェイ角、ヒール角が与えられた場合、セールの出す力とモーメントをある程度の簡略化を行なうことによって求めることができる。セールの出す力とモーメントをキャンセルするように、ラダーとキールに付属する動翼を調整する。

6.2 各構成要素の流体力

6.2.1 キール力のモデル化

IACC 級ヨットでは 2 枚以下の動翼の使用が認められているため、キールの後部にトリムタブと呼ばれるフラップ状のものを付けることがある。このためキールの発生する力は、フラップ付の 2 次元翼モデルにアスペクト比の修正を施したものによって推定される。

2 次元翼としてのフラップ付キールの揚力係数 C_{Lk} を次の式で与える。

$$C_{Lk} = \frac{dC_L}{d\beta}(\beta + a\alpha)/C_{3D} \quad (6.1)$$

ここで、 β はキールの迎角 (リーウェイ角)、 α はトリムタブの角度、 C_{3D} は 3 次元翼の修正係数である。3 次元計算の中ではヒールとトリムの回転があるため、キール迎角とリーウェイ角は等しくならない。このためシミュレーションの中では、キール面の法線ベクトルと一様流速のベクトルから幾何学的な演算によりキール迎角を求めた。

$\frac{dC_L}{d\beta}$ は定数で、 $\alpha = 0$ の場合の 2 次元計算の結果を用いる。定数 a はトリムタブの効果を表す係数で、実際に使用する α, β 付近での 2 次元計算より求めたものである。このモデルでは、

$$\begin{aligned} \frac{dC_L}{d\beta} &= 3.88 \\ a &= 0.725 \end{aligned} \quad (6.2)$$

である。3次元影響係数 C_{3D} は、キールのアスペクト比 AR_k が 3.125 の時を基準に次式で与えた。

$$C_{3D} = 1.5 \frac{AR_0}{AR_0 + 2} / \frac{AR_k}{AR_k + 2} \quad (AR_0 = 3.125) \quad (6.3)$$

キールの抗力係数は2次元翼の場合の抗力係数を

$$C_{Dk}^{2D} = (1 + kC_{Lk}^2)C_{D0} \quad (6.4)$$

とした、 C_{D0} は、迎角 0 度の時の抵抗係数である。さらに3次元翼であることを考慮して、

$$C_{Dk}^{3D} = C_{Dk}^{2D} + \frac{C_{Lk}^2}{\pi AR_k} \quad (6.5)$$

のように抗力係数を求めた。

6.2.2 ラダー力のモデル化

キールと同様に2次元翼のモデルを用いるが、前方にあるキールの影響を受けて有効迎角の減少が起きる。ラダーの揚力係数はラダー角 δ 、リーウエイ角 β をパラメーターとし次の式で表す。

$$C_{Lr} = \frac{dC_L}{d\delta} (\delta + a\beta - b \frac{C_{Lk}}{AR_k}) / C_{3D} \quad (6.6)$$

$b \frac{C_{Lk}}{AR_k}$ の部分は、前方に位置するキールによる有効迎角の減少を表し、 C_{Lk} 、 AR_k はそれぞれキールの揚力係数、アスペクト比である。

キール影響による迎角減少は、数値計算の中で、ラダー前方の流速ベクトルを調べることによって求める事もできる。しかし、現段階では複雑化を避けるため、流体計算とラダーのモデルを切り離したままにしてある。ラダーの抵抗係数はキールの抵抗係数と同様に求めるが、キールの影響による抵抗増加を加えた次式となる。

$$C_{Dr} = (1 + kC_{Lr}^2) + \frac{C_{Lr}^2}{\pi AR_r} \quad (6.7)$$

6.2.3 VPP におけるハルのモデル化

本研究の方法では、ハルに作用する流体力は粘性流のシミュレーションから直接得ることができるのでモデル化は不要であるが、参考までに VPP で使われている流体力モデルについて述べておく。

ハルが受ける流体力はアップライト状態の抵抗に、姿勢変化によって発生する力を加えたものとして取り扱う。アップライト状態での抵抗は、試験水槽でのアップライト試験から得たデータと Schoenherr line をもとに、摩擦抵抗係数 C_f と剰余抵抗係数 C_r として得ることができる。このデータはフルード数をパラメータとした離散値となるので、これをスプライン補間して利用する。

船体のヒールとリーウェイによって発生する力は、LHT 試験の解析結果を curve fitting し、次に示す関数の係数として整理される。姿勢変化によって発生する抵抗増加量を F_x 、横力を F_y とすると、

$$\frac{F_x}{q} \times 1000 = A_1\beta^2 + A_2\beta^2\phi^2 + A_3\phi^2 \quad (6.8)$$

$$\frac{F_y}{q} \times 1000 = (B_1\beta + B_2\beta\phi^2 + B_3\phi)(\cos\phi)^2 \times B_4 \quad (6.9)$$

6.2.4 ハルの回頭モーメント

船体のリーウェイとヒールに応じヨーモーメントが発生する。これも LHT 試験結果をもとにモーメント係数 C_{M_z} の fitting curve として得られる。

$$C_{M_z} = (C_1\beta + (C_2\phi^2 + C_3\phi + C_4)) \times C_5 \quad (6.10)$$

ここで示した関数形は例であり、流体力の挙動や要求精度によって別の関数形が選択されることも有り得る。

以上の方法では、姿勢変化のパラメータである β, ϕ と力の関係を、関数形を仮定して求めている。この方法では、この関数形で表せない流体力学的な性質の差が議論できない。また、基本的に実験結果を用いた curve fitting であるため、新しい船型に対する推定精度には疑問がある。

6.2.5 翼面の迎角の評価

付加物のモデルに用いた VPP のモデルは、平面内の回転のみを考えているため、流れに対する翼面の位置関係の評価が簡略化されている。

これを CFD シミュレーションに組み込んだ場合、翼面の回転は 3 次元的となるので流速ベクトルと翼面の法線ベクトルをもとに、相対流速に対する迎角と、lift、drag の作用する方向をベクトル計算により求める。

Fig.6.1 に流速と迎角の関係を示す。翼面の法線ベクトルを \mathbf{n} 、翼面の移動速度を \mathbf{v}_r 、この位置での流速を \mathbf{u} とする。

ラダーに対する相対流速は $\mathbf{v}_a = \mathbf{u} - \mathbf{v}_r$ となり、迎角を考える上で基準となる翼の回転軸方向 \mathbf{Y} は、相対流速と法線ベクトルから、

$$\mathbf{Y} = (\mathbf{n} \times \mathbf{v}_a) / |\mathbf{v}_a| \quad (6.11)$$

となる。揚力は \mathbf{Y} と相対流速 \mathbf{v}_a に垂直に働くから、この作用する方向 \mathbf{Z} は次のように求まる。

$$\mathbf{Z} = (\mathbf{v}_a \times \mathbf{Y}) / |\mathbf{v}_a| \quad (6.12)$$

相対流速に対する翼迎角 α は、次の式により求まる。

$$\alpha = \frac{\pi}{2} - \cos^{-1}(\mathbf{X} \cdot \mathbf{n}) \quad (6.13)$$

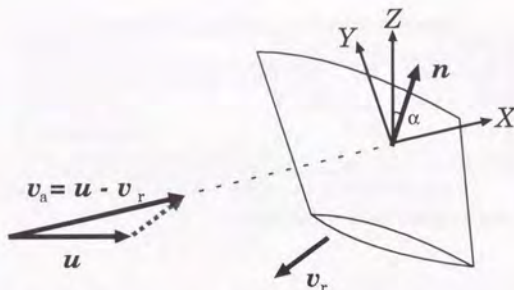


Figure 6.1: Definition sketch of the wing and attack angle

抗力の働く方向は相対流速と同じ方向なので、これを X とする。求められた翼迎角 α を用い、翼理論¹から得た揚力の大きさを L 、抗力の大きさを D とすると、翼に働く力 f は次のような式になる。

$$f = LZ + DX \quad (6.14)$$

6.2.6 ダンピング力の導入

翼面によるダンピングの効果

もともとのモデルは、定常状態の評価を目的に作られているので、動的な評価を行う場合に必要なダンピングの効果が抜けている。

ダンピングの効果を入れるために、船体運動による翼面の移動速度による有効迎角の変化を求め、翼面の発生する揚力の変化を考慮する。Fig.6.1に示したように、翼の移動速度を考慮して翼に対する流入速度を評価する。Fig.6.1の状態では、翼の移動速度により有効迎角が増加し、揚力が増加して翼の移動を止める働きになる。翼面の移動速度による揚力の変化は、常に翼面の運動を妨げる方向に働き、船体の回転を止めるダンピングとしての働きを持つことが分かる。

人工的なダンピングの効果

キール、ラダーなどの翼面によるダンピング効果は前述の方法で取り入れられる。また、船体に働くダンピングも船体表面の摩擦抵抗という形で入っている。

しかし、実際のヨットにあるダンピングのいくつかは、その算定が難しいため取り入れていない。例えばセールは全ての回転に対しダンピングとしての効果を持つが、その評価

¹現状では単純な2次元翼理論によるモデル化である。今後は揚力面理論などを用いたい。

Table 6.1: Data sheet of inertial moments

direction	pitching	yawing
inertial moment [$kgf \cdot m^2$]	5.92×10^5	1.52×10^5
weight [kgf]	2.59×10^3	2.59×10^3
gyradius [m]	4.78	2.43
(inertial moment)/(ρL_{pp}^5)	$I_{yy} =$	$I_{zz} =$

position of gravity center 0.91m after from station 5
1.91m below from design water line

はまだ不十分である。また、ヨーバランスでは考えていないが、バルブについているウイングは、ヒープ運動とロール運動に関しダンピングとして働くと考えられる。

このように、算定できていない力があることと、計算誤差に起因する振動を避けるため、人工的なダンピング力を、適宜付加する必要も出て来る。このようなダンピングを必要とする場合には、その時点で述べる事とする。

6.2.7 慣性モーメントの算定

実船の慣性モーメントは、機装品の配置、内部構造などが決まる詳細設計の段階にならないと確定しない。過去の実績データとして、IACC級のヨット船型 JN35 に対して見積もられた慣性モーメントのデータを使用する。

流体計算の中での慣性モーメントは、流体密度 ρ と水線間長 L_{pp} で無次元化する。

$$I^* = \frac{I}{(\rho L_{pp}^3) L_{pp}^2} \quad (6.15)$$

これにより無次元化した重心まわりのピッチング慣性モーメント I_{yy} とヨーイング慣性モーメント I_{zz} が得られる。ローリング慣性モーメント I_{xx} は、データが得られていないため、便宜的にピッチングと同じ慣性モーメントを与えてある。慣性乗積 I_{xy}, I_{yz} は、船体を左右対称と近似して 0 とした。慣性乗積 I_{xz} は、船体の慣性主軸と船体固定座標系の X 軸が一致するものとして 0 を与えた。

本論文の範囲では、まだ高速な運動変化は扱っていないため、それほど正確な慣性モーメントのデータは必要でない。動的な特性を詳しく論じるには、これらの慣性モーメントのデータは、より詳細なものに替えることになる。

6.2.8 操船アルゴリズム

第一段階として、姿勢を固定した船体の横力 F_y とヨーモーメント M_z をバランスさせるように、トリムタブ角とラダー角を制御することを考える。船体の移動を考えないので、動翼を動かしバランス状態を探すので、前述の VPP プログラムによるバランス状態の決

定とほとんど同じことをしていることになる。この場合の操舵アルゴリズムは次のような非常に簡単な物である。

トリムタブ角の制御

横力 F_y をキャンセルする方向にタブ角を変化させる。 F_y が正ならタブ角減少、 F_y が負ならタブ角増加。

ラダー角の制御

ヨーモーメント M_z をキャンセルする方向にラダー角を変化させる。 M_z が正ならラダー角増加、負ならラダー角減少。

トリムタブ、ラダーともに最大角度を 10 度とし、角度の変化速度は 10 度の変化を $0.1L_{pp}$ 進む間に行えるもの (角速度 = $100^\circ/t$) とした。この設定での角度変化と横力、ヨーモーメントの時刻歴を Fig. 6.2 に示す。ラダーの制御にはヨーモーメントのみ、トリムタブの制御には横力のみを別々に用いている。キールのヨーモーメントへの寄与が小さいため、最終的には両方がバランスする状態に落ちている。

6.3 針路変更時の走行状態のシミュレーション

風上帆走時のヨットの運動モードとして、上り角を大きくとってセール力の推進方向への分力を増し、上り角度を犠牲にするかわりに船体運動量を獲得するスピードモードと、VMG (Velocity made good) モードとあって、上り角を優先するものがある。ヨットは通常、両者を組み合わせて風上帆走していく。

これらは通常商船の操縦性問題での新針路試験と類似の運動である。スピードモードの場合、針路変更によるセール迎角の増加と相対風速 (apparent wind speed) の増加により推進力が増え、船体の速度が増加する。

ここではラダー角によりヨットの針路を変化させスピードモードへの移行状態をシミュレートすることを考える。この問題では、風に対する上り角の変化に伴い、船体の yaw バランス状態が変化する。運動状態での船体のバランス状態を評価するには、対応する自由度を自由にし、制御によって姿勢を保持しなければならない。そこで、船体の前進速度ベクトルによりラダー角を制御し、針路変更を行う物とする。

6.3.1 条件設定

運動状態の設定を Fig. 6.3 に示す。初期状態は上り角が 45 度の風上帆走状態とし、leeway 角 3 度の状態である。トリムタブとラダー角は、あらかじめ iteration により調整し、yaw モーメントと sway 方向の力がバランスした状態としている。

ヨットの速度ベクトルは大きさが 1 で x 軸の負側を向き、風は風速 1 で左舷側 45 度の前方から吹いているものとする。Fig. 6.3 ではヨットの運動開始時の針路を基準にとっているため、図の左上が風上方向となっている。

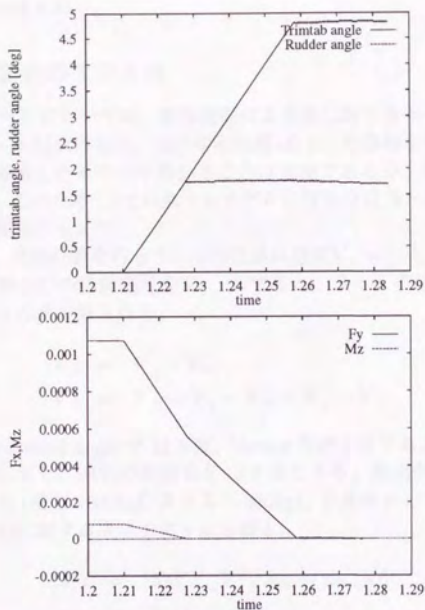


Figure 6.2: Time history of trimtab angle and rudder angle (above), and time history of yaw moment M_z and side force F_y

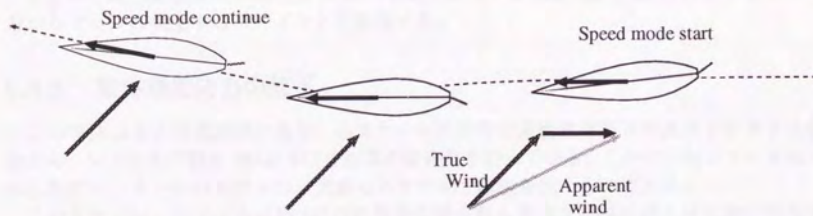


Figure 6.3: Setting of speed mode

初期状態の船体速度ベクトルの方向を0度とし、これが目標針路方向の-3度となるようにラダーに対しPD制御を行う。

6.3.2 セール力変化のモデル化

本来、Powering モードにおいては、船体運動により風に対するセールの位置関係が変化し、これに応じてセール形状の変化、空力中心位置 (C.E.) の移動などの複雑な挙動を示す筈である。これらを考慮したモデルを用いることは可能であるが、現段階の精度に対しては反応が複雑すぎる。このため、6でのセールモデルに簡単な迎角と相対風速の変化の効果を付け加えたものを使用する。

風速ベクトルを V_w 、流体計算を行っている慣性系は速度 $V_o = (-1, 0, 0)$ で運動している。この慣性系での船体重心の移動速度を V_g 、とすると、ヨットの前進速度 V_s および船体に対する相対風速が次の式で得られる。

$$V_s = V_g + V_o \quad (6.16)$$

$$V_a = V_w - V_s = V_w - V_g - V_o \quad (6.17)$$

初期状態で apparent wind angle が 22.5 度、leeway 角が 3 度である。翼の cord がハルの X 軸に平行であると仮定し、迎角の初期値を 19.5 度とする。風向が変化しないと仮定し、この状態でのセール力 (横力 1500kgf, スラスト 360kgf) を基準として、lift 成分と drag 成分に分解し、セール力に関する次のモデル式を得る。

$$Lift = 1523(V_a/V_a^0)^2 \sin \alpha / \sin 19.5^\circ \quad (6.18)$$

$$Drag = 241(V_a/V_a^0)^2 \quad (6.19)$$

ここで α はセールの迎角で、apparent wind と船体の向き ψ がなす角である。 V_a は apparent wind の大きさと $V_a = |V_a|$ 、 V_a^0 はその初期値である。このモデルにより、各時間での apparent wind とセール迎角から、apparent wind に対する lift と drag の値を求めることができる。

さらに、この姿勢変化における C.E. の移動は小さいと仮定し、C.E. に作用するセール力からセールの発生するモーメントを計算する。

6.3.3 船体摩擦応力の修正

この手法はまだ開発段階にあり、小スケールの計算で運動物体周りの流場を計算する必要から、レイノルズ数を 10^5 に下げた計算の安定化を計っている。しかし、用いているセール、ラダー、キールのモデルは、実船のスケールで設定されたものである。

このままでは、レイノルズ数 10^5 の計算から得られる過大な摩擦抵抗と付加物の発生する流体力がバランスせず、スウェイトとサージを free にした計算では船体がバランス点から動いてしまう。このためレイノルズ数 10^5 の流体計算から得られた摩擦抵抗に修正を加えて、実船相当のレイノルズ数での摩擦抵抗に換算し、運動方程式を解くものとする。

Table 6.2: Reynolds number and frictional drag coefficients

condition	Reynolds number	C_f (Schoenherr line)
model test (9kt)	4.56×10^6	3.35×10^{-3}
actual (9kt)	7.13×10^7	2.17×10^{-3}
present cal.	1.00×10^5	7.18×10^{-3}

Table 6.3: Condition of the calculation (speed mode)

Hull	IACC Yacht (1/7 model of JN36)
Number of control volumes	50x30x30
L_{wl}	2.700 m
speed	1.75 m/s (9kt)
Time for acceleration	1.0
Reynolds number	1.0×10^5
Froude number	0.346
Wall function	on
time of yaw rotation release	$t^* = 4.0$

実船相当の流場を直接解くことにはならないが、この方法で船体運動による摩擦抵抗の変化を部分的に取り入れる事ができる。Table.6.2に、水槽試験、実船、計算条件でのレイノルズ数と Schoenherr line から得られる摩擦抵抗係数 C_f を示す。

実船と計算の平板摩擦抵抗係数をそれぞれ $C_{f_{actual}}$, $C_{f_{cal}}$ とし、計算から得られる摩擦力の積分を f_{hull}^f 、圧力の積分を f_{hull}^p とする。運動方程式で扱うハルに働く流体力 F_{hull}^* は、次の式で求めたものを用いる。

$$F_{hull}^* = \frac{C_{f_{actual}}}{C_{f_{cal}}} f_{hull}^f + f_{hull}^p \quad (6.20)$$

6.3.4 計算条件

船体形状は IACC 級のセーリングボート JN36 船型、セール、キール、ラダー力のモデルは IACC 艇 JN35 のものを用いた。Table.6.3に基本的な計算条件を示す。

初期状態は、VPP モデルに合わせてヒール角 21 度、リーウェイ角 3 度とし、無次元時間で $t = 4.0$ に達したものをを用いた。

トリムタブ角とラダー角は、iteration によりバランス点を決定し、回頭モーメント(ヨー)と横力(スウェイ)に関して、セール、ラダー、キール、船体が釣り合う状態から操舵を行う。

6.3.5 制御方法

ラダー角の操作は、ヨットの針路方向 φ を目標の方位 φ_d に向けるように、PD 制御により行った。

ヨットのある瞬間の重心移動速度を $\mathbf{v} = (v_x, v_y, v_z)$ とすると、針路方向は $\varphi = \tan^{-1}(v_y/v_x)$ となる。またこの時の重心の移動加速度を $\mathbf{a} = (a_x, a_y, a_z)$ とすると、時間 Δt 後の速度が $\mathbf{v} + \mathbf{a}\Delta t$ となることから、ラダーの変化速度 $\frac{dh}{dt}$ をPD 制御により次のように決定する。

$$\begin{aligned}h &= \varphi_d - \varphi = \varphi_d - \tan^{-1} \frac{v_y}{v_x} \\ \frac{dh}{dt} &= \frac{d\varphi}{dt} = - \left(\tan^{-1} \frac{v_y + a_y \Delta t}{v_x + a_x \Delta t} - \varphi \right) / \Delta t \\ \frac{d\delta}{dt} &= G_p h + G_d \frac{dh}{dt}\end{aligned}\quad (6.21)$$

制御はラダーのみとし、ラダー角の最大変化速度を $\omega_{MAX} = 30^\circ/t^*$ 、ラダー角の最大値を $\delta_{MAX} = 15^\circ$ とし、それぞれ制限した。

6.3.6 シミュレーション結果

リーウェイ変更試験

実際のスピードモードへの移行では、針路の変更により計算領域の中を船体がドリフトすることになる。これを計算内で実行するには、船体のサージとスウェイ方向の運動をフリーにし、運動方程式でこれを解く必要がある。

ここでは前段階としてサージ方向を拘束し、スウェイ方向はトリムタブの制御によってもとの位置を保ったまま、ラダー制御によってリーウェイ角度を変更するシミュレーションを行った。

トリムタブとラダー角を同時に制御する操船は普通行われないが、この仮想的な操船により、ヨー方向の運動を確認する。

オリジナルセッティングでの評価

より実際の運動に近づけるため、船体のスウェイとサージ方向のドリフトもフリーにし、運動方程式により解くことにする。この状態でラダー角の制御により針路を調整し、針路変更時のバランス計算と簡単な操舵シミュレーションを行う。

まずはじめに、翼面積などの設定がJN35 船型用の付加物のセッティングでラダーとトリムタブの角度を調整し、帆走時のバランス状態を作る。今回用いている JN36 船型は、JN35 船型と比較して船体の発生するヨーモーメントが小さいため、JN35 船型のヨーバランス計算よりも小さなラダー角でバランスする事になった。一方ラダー角の減少による lift 増加を補うため、トリムタブ角が大きくなり、セールの発生する横力とバランスする形となった。PD 制御のゲイン設定は、 $G_p = 7.50[t^*^{-1}]$ 、 $G_d = 3.0$ とし、無次元時間 $t^* = 4.0$ で の定常状態から船体のサージ、スウェイ、ヨーをフリーにした。

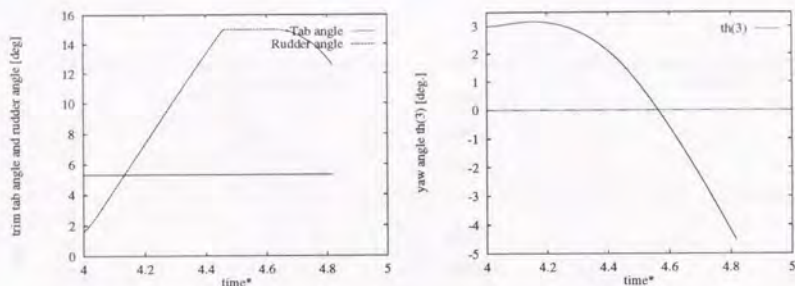


Figure 6.4: Time history of the rudder angle(left), yaw angle (right)

Fig.6.4にラダー角とヨー角の時刻歴を示す。ラダー角は、ほぼ最大の変化速度で増加し、運動開始後0.4程で最大角度に達している。一方、この間のヨー角の変化は僅かであり、舵面積が小さいために船体の回頭が遅れていることが分かる。また、一旦回頭が始まると船体の発生するモーメントのために回頭速度が増加し、最終的には、ヨー回転が速すぎるために流体のシミュレーションを続けることができなくなった。

ヨー回転が加速しすぎたのは、ハルの発生するモーメントに対し、運動時の舵のダンピングとしての効果が弱すぎるためと推測できる。

Fig.6.5に船体の進行速度方向 φ の時刻歴と、船体重心位置の軌跡を示す。 φ は、目標値である $\varphi_d = 4^\circ$ に向けて加速をはじめた段階で計算が終了したことを示している。

重心の軌跡は、x軸の負方向(図の左側)が進行方向である。y方向に強調しているが、ラダーが発生する横力による風上側(図の下方)への移動と、回頭後の風下側への移動が現れている。

Fig.6.6に船体の運動軌跡を示す、左側は船体のデッキラインの軌跡、右側は水線の軌跡である。船首部右舷側の水線が回頭初期に膨らむのは、船体表面の加速度運動により高圧部が生じ水面が上昇しているためである。

Fig.6.7に、針路変更時の船体表面圧力分布を時系列で示す。図の角度は上方からのもので、右舷側にヒール、左舷方向にリーウェイをした状態となっている。風は左舷前方45度の角度から風速1(船速と同じ)で吹いており、船体に対する相対的な風向は左舷前方22.5度となる。操舵により回頭をはじめ、船体の向きが変わったところで、計算が不安定となりシミュレーションを終了した。

風上帆走状態であるので、操舵開始時点でセイルが受ける力は、船体と付加物の発生する流体力とバランス状態にある。リーウェイ角のついた船体は左舷方向へ横力を発生し、セイルの横力の一部を打ち消している。これにともない、特に船首右舷側の圧力と水面の上昇が顕著である。

操舵により船体が回頭をはじめると、船首右舷での圧力勾配が非常に高くなっていく様

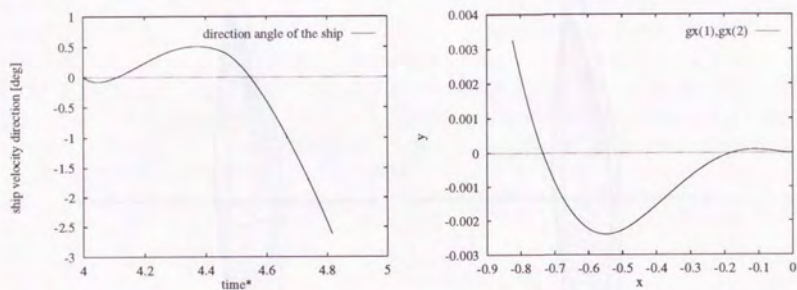


Figure 6.5: Time history of the direction of forward movement φ (left) and path of the center of gravity(right)

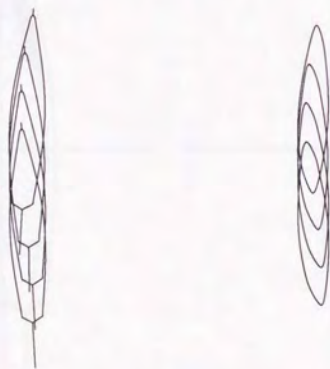


Figure 6.6: Time series of the path of deckline (left) and water line (right),time interval is 0.25

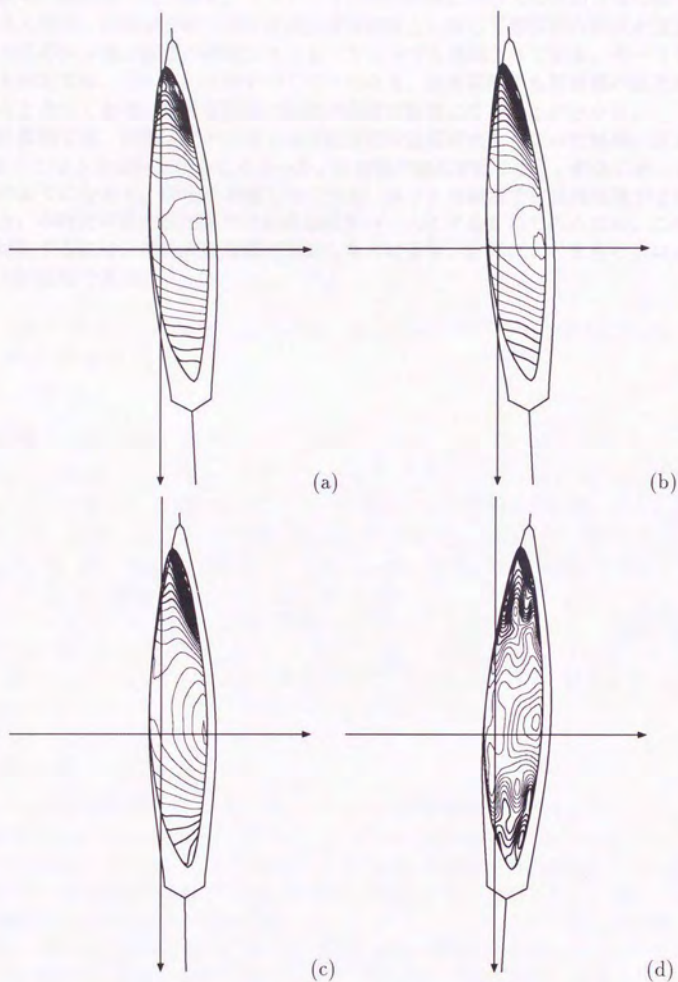


Figure 6.7: Time series of the surface pressure C_p distribution, Case 0, original setting $\Delta C_p = 0.02$

elapse time is (a)0.00, (b)0.25, (c)0.50, (d)0.75

子が分かる。船首部に比べると、ミッドシップから船尾にかけての圧力分布の変化はそれほど大きくない。針路変更時における非定常な流体力に関して船首部の形状が重要であることは [10] のタンカー船型の操縦シミュレーションでも確認されている。セーリングボートの風上帆走では、リーウェイ角がつくことにより、定常状態でも船首部の圧力が高く複雑な分布となっており、船首部形状の設計が非常に重要になることが分かる。

この計算例では、回頭速度が大きくなり船首部の波高が大きくなった結果、正常な流体シミュレーションの続行ができなくなった。船首部の波高が高くなり、船体に沿って流体が上昇するようになると、碎波を考慮しなくても、ヨットの船型では波高関数が2価となってしまう。本研究の自由表面処理は波高関数をベースとするものであるため、このような状況に対処するには、自由表面処理の見直しなどにより、計算コードをもっとロバストにすることが必要である。

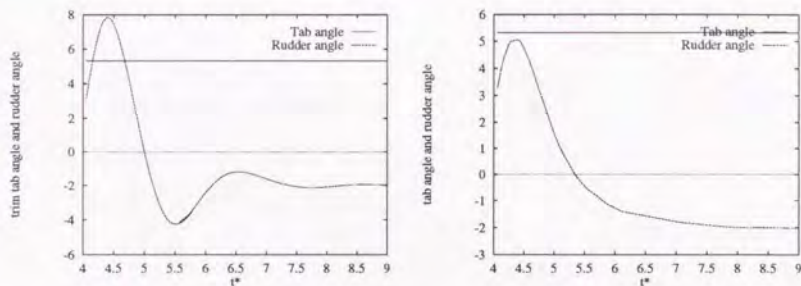


Figure 6.8: Time history of the rudder angle, Case.1 $G_p = 3.75/[t^*]$ (left), Case.2, $G_p = 1.88/[t^*]$ (right)

ラダー面積を2倍にしたモデル

VPPモデルを流用したJN35のラダー面積は、前回のアメリカズカップ艇での標準的なラダーの半分程度であり、単純なアルゴリズムの制御では不安定になると考えられる。そこでラダーの面積を2倍にし、付加物のセッティングを安定側に動かした状態でシミュレーションを行う。ラダー面積が標準的なものになったことで、制御が容易になり、ラダーのダンピングにより回頭角速度も小さくなる筈である。

このセッティングで2通りのPD制御のゲインによる計算を実行し、操船の違いを比較する。PD制御のゲイン設定は、ケース1で $G_p = 3.75/[t^*]$ 、 $G_d = 3.0$ 、ケース2で $G_p = 1.88/[t^*]$ 、 $G_d = 3.0$ とした。比例成分のゲインに関して、ケース2はケース1の半分に。微分成分のゲインに関しては両ケースとも同じである。

制御方法の比較

Fig.6.8にラダー角制御の時刻歴、Fig.6.9にヨー角の時刻歴の比較を示す。

回頭開始時のラダー角度のピーク値は、ゲインの大きいCase1で約8度、Case2で約5度となりそれに応じて回転速度にも差がついている。目標値である針路方向を4度変えたことにより、ヨー角についても4度程度の変更がおきると予想できる。しかし、両ケースとも針路変更開始時に大きな回頭運動を行い、これによって発生する横力で針路を変える結果となっている。船体の向きが変わり、針路方向が変化をはじめると、ラダーを逆に動かして回頭を止める操作に移り、スピードモードの定常状態に移行する。

Fig.6.10に船体のデッキラインとウォーターラインの軌跡を示す。直線は操舵を行わなかった場合の重心の軌跡である。両ケースとも操舵開始後、無次元時間で2程度で新しい針路になり、増速していく状態が分かる。Case1では僅かながら、ヨー角が過剰につき、それを戻す運動が行われている。また、回頭による船体の横滑りも僅かながら見られる。

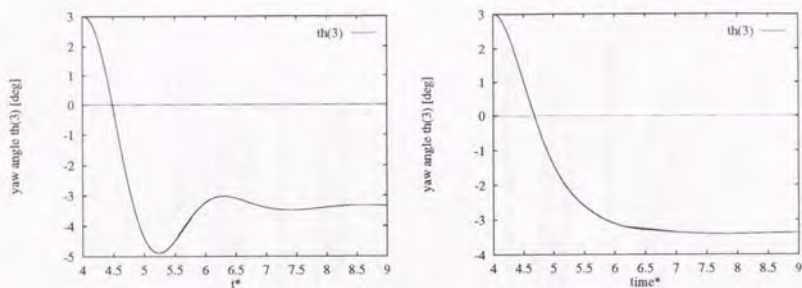


Figure 6.9: Time history of the yaw angle, Case.1 $G_p = 3.75/[t^*]$ (left), Case.2, $G_p = 1.88/[t^*]$ (right)

これに対し、Case2 のゲインでは滑らかな針路変更が行われている。

Fig.6.11に重心の軌跡を示す。原点は操舵開始時の重心位置であり、船はx軸の負の方向に進んでいる。原点から始まった軌跡は、針路変更し右舷方向(y軸の正側)に向きを変えている。y軸方向のスケールが拡大してあるため、Case1の軌跡が蛇行している様子が分かる。操舵開始から無次元時間で5が経過した時点(軌跡の終点)でみるかぎり、Case2の方が僅かながら風上側に上ったことになる。

Fig.6.12に重心位置の速度ベクトルの軌跡を示す。操舵開始時の速度ベクトルは(-1,0)の位置にあり、操舵開始直後はラダーによる横力により左舷方向への一時的な運動が起きる。その後、船体が回頭して船体、キールに働く横力により新針路の右舷方向へボートが運動することが分かる。Case1では、速度ベクトルの変化が早く始まるものの、オーバーシュートを起こしている。

Fig.6.13に船体速度ベクトルの絶対値を示す。計算を終了した時点ではまだ加速が続いており、この時点で25パーセントの速度増加が得られている。

Fig.6.14にx方向の船体流体力(drag)の時刻歴、Fig.6.15にy方向の船体流体力(lift)の時刻歴を示す。抵抗に関しては、摩擦抵抗成分の変化に比べて、圧力抵抗成分の変化が大きい。操舵開始から無次元時間で2程度までは船体の運動にともなう動的な圧力のために圧力抵抗が増している。針路変更後の緩やかな抵抗増加は、スピードモードへの移行で船速が増えていくためである。

船体の発生する揚力は左舷方向(負方向)に働き、セールの発生する横力の一部を打ち消している。揚力に関しては圧力成分が支配的である。回頭開始時には、船体の迎角が下がっていくために揚力が減少し、時刻 $t^* = 4.7$ 付近ではほぼ0となる。回頭後に船体の針路方向の変化がはじまり、再び迎角がついた状態となるため、時刻 $t^* = 5.7$ 付近まで船体揚力が増加していく。

Fig.6.16はCase2でのdragとliftの時刻歴を示す。変化の傾向は同じであるが、Case1と

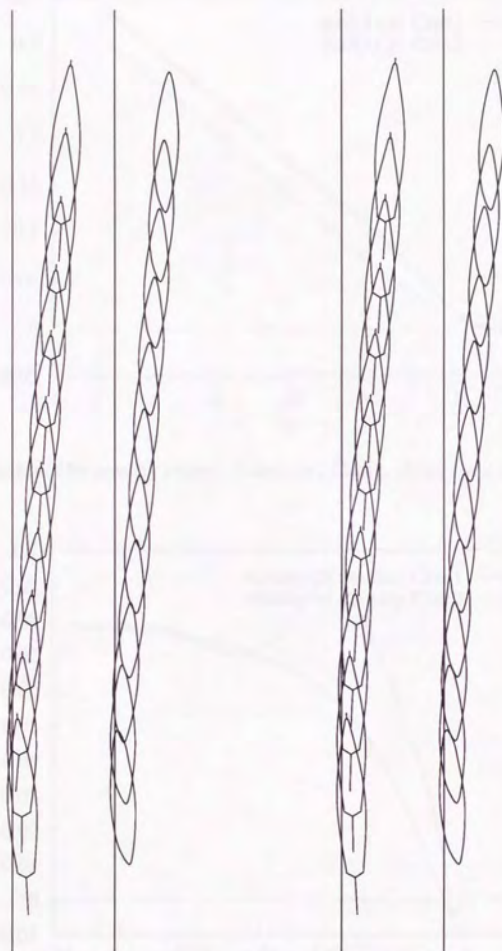


Figure 6.10: Time series of the boat location on the deck line and the boat shape on the water line, Case1(left), Case2(right). elapse time is from 0 to 5, time interval is 0.5

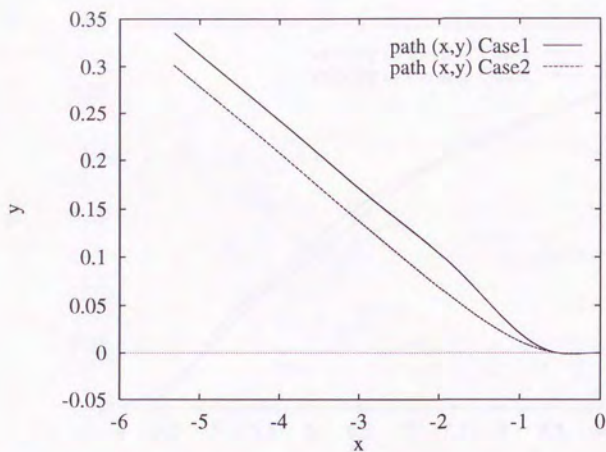


Figure 6.11: Path of the gravity center, Case1 and Case2, elaps time is from 0 to 5

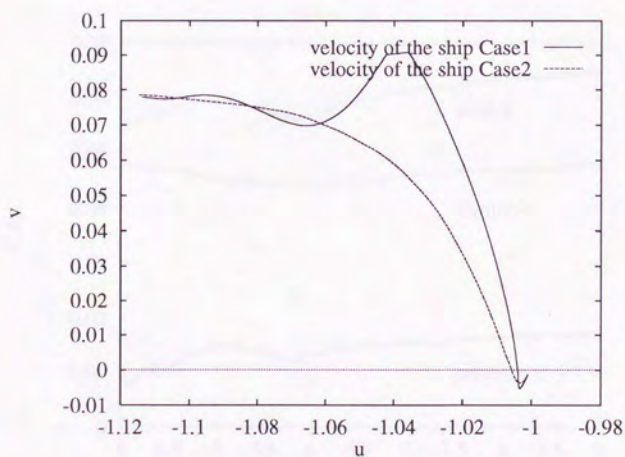


Figure 6.12: Trajectory of the head of velocity vector (u, v) of the boat movement, Case1 and Case2, elaps time is from 0 to 5

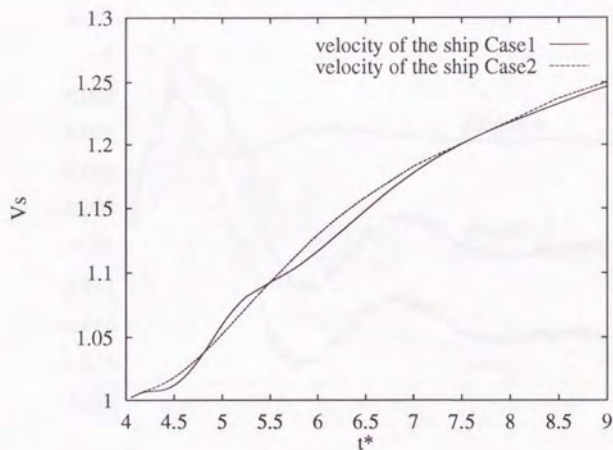


Figure 6.13: Time history of the ship velocity, Case1 and Case2, elaps time is from 0 to 5

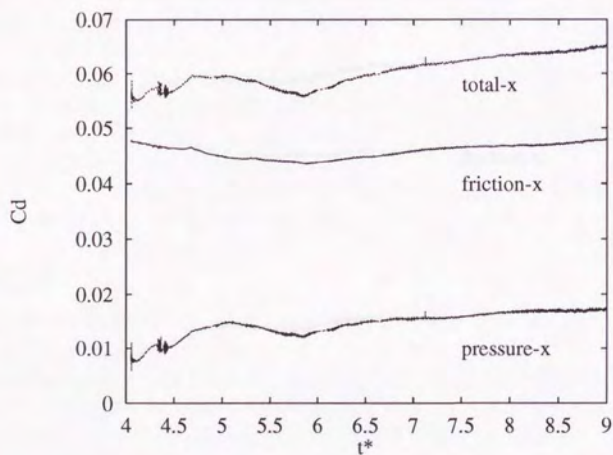


Figure 6.14: Time history of the drag coefficient, Case1

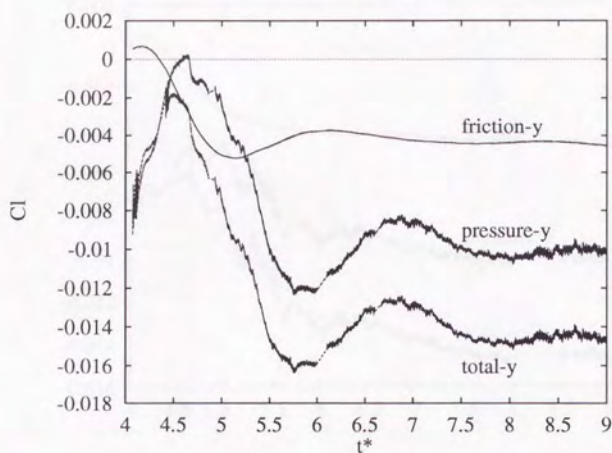


Figure 6.15: Time history of the lift coefficient, Case1

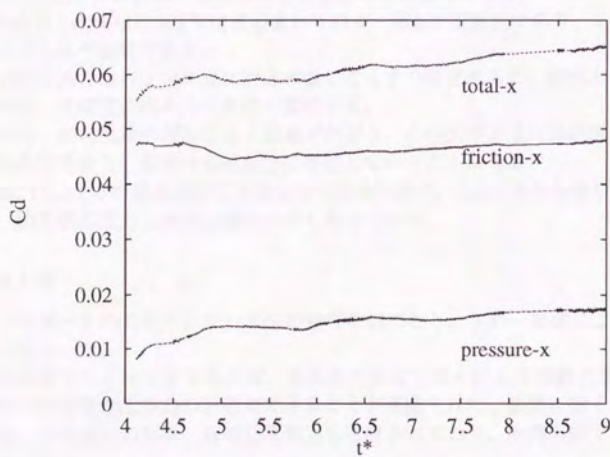


Figure 6.16: Time history of the drag coefficient, Case2

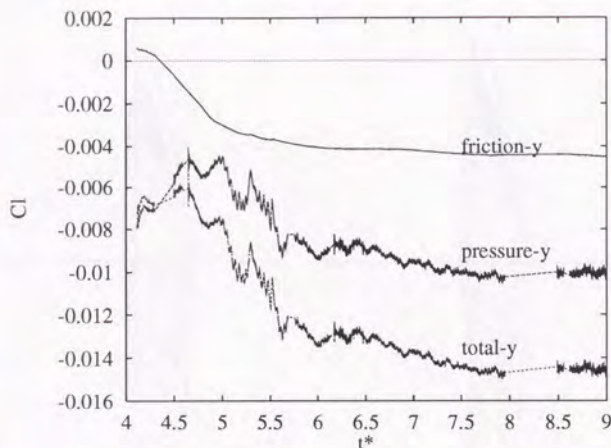


Figure 6.17: Time history of the lift coefficient, Case2

比較し船体の回頭速度が緩やかであるため、流体力の変化も小さくなっている。

Fig.6.18に Case1 における、船体表面圧力分布の時間変化を示す。

操舵開始直後 (a),(b),(c),(d) では重心まわりのヨー回転が支配的であり、これに伴う船首右舷側の圧力上昇が顕著である。

ヨー角が新針路でのバランス点に対応するところまで変化すると、船体とキールによる横力のために、目標値に向かって針路が変化する。

セーリング迎角、相対風速の増加により船速があがり、この図のように操舵前の船体と一緒に動く慣性系で見ると、船体は右舷前方に移動していくことになる。

Fig.6.19に Case2 での船体表面圧力分布を時系列で示す。Case1 よりも緩やかに回頭しているため、船首部の圧力上昇は比較的小さくなっている。

この節のまとめ

セーリングボートのスピードモードへの移行を例にとり、ラダー制御による操縦シミュレーションを行った。

比較的安定なセッティングであれば、簡単なアルゴリズムにより操舵状態を再現でき、船体運動時の非定常な流体力の評価ができることが確認された。船体に働く流体力については、粘性、自由表面の影響、動的な流体力も考慮されており、水槽実験では得られない評価が可能である。

船首部の大きな自由表面変化への対応は波高関数による方法の延長では困難であり、波

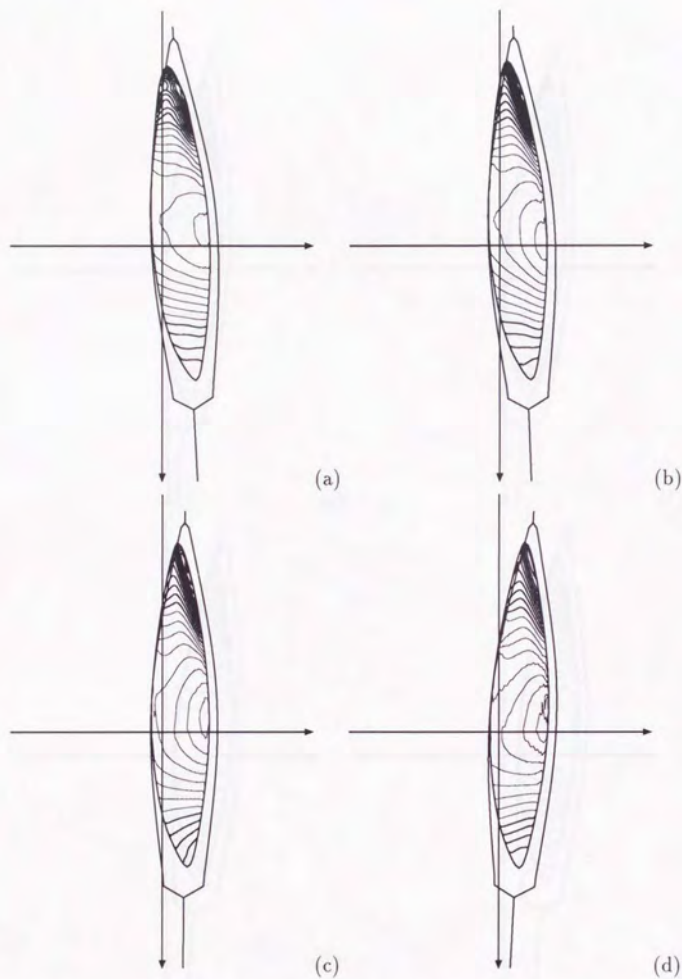


Figure 6.18: Time series of the surface pressure C_p distribution, Case1, $\Delta C_p = 0.02$.
elapse time is (a)0.00, (b)0.25, (c)0.50, (d)0.75

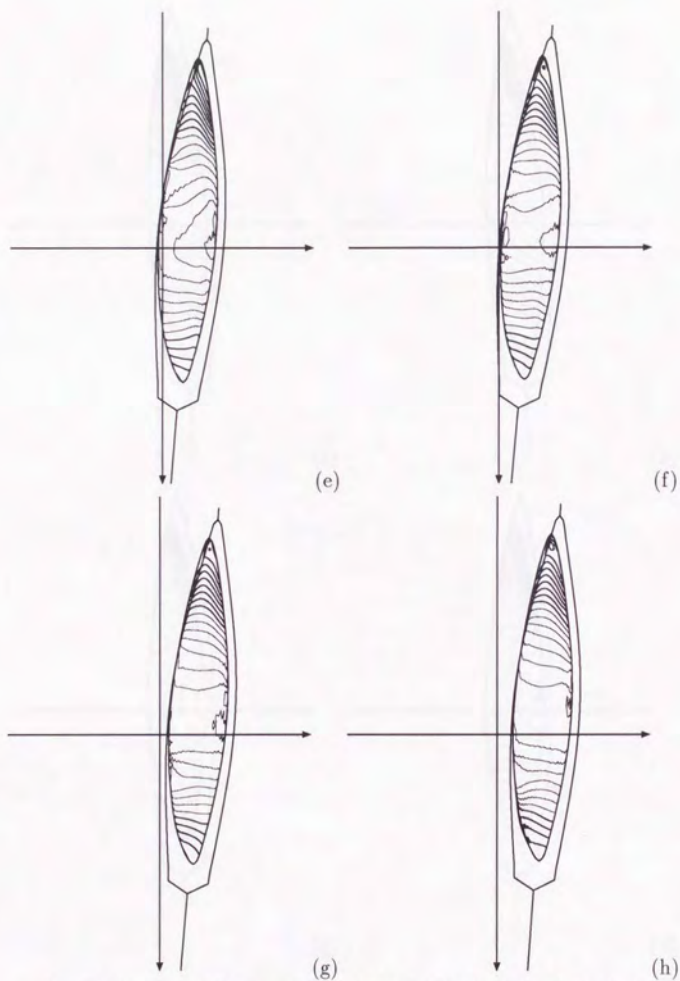


Fig.6.18(cotinued) Elapse time is (e)1.00, (f)1.25, (g)1.50, (h)1.75

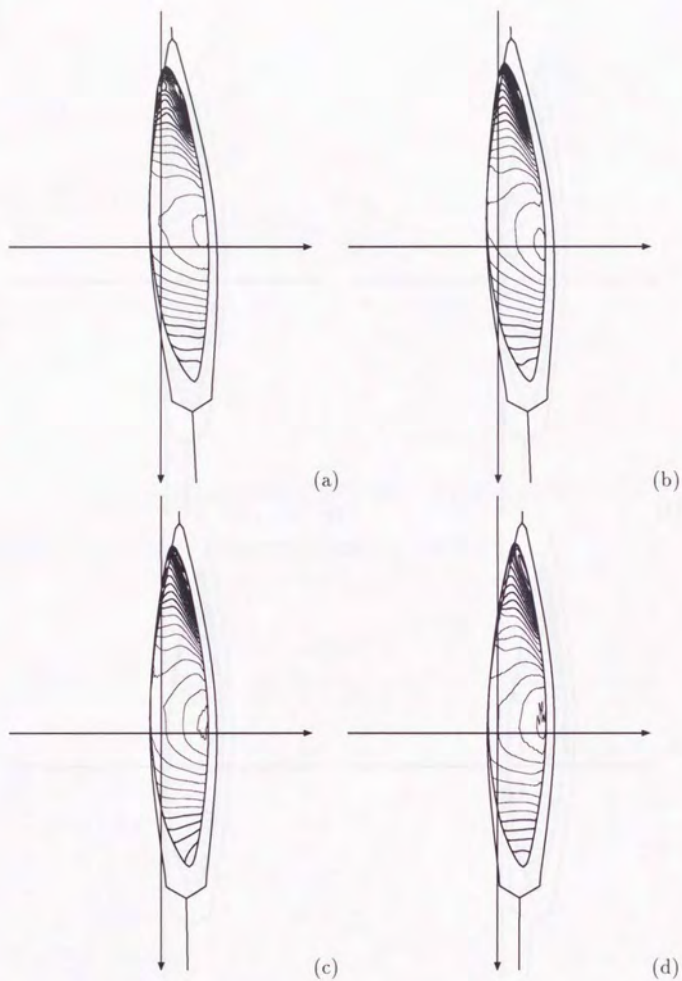


Figure 6.19: Time series of the surface pressure C_p distribution, Case2, $\Delta C_p = 0.02$
 elapse time is (a)0.00, (b)0.25, (c)0.50, (d)0.75

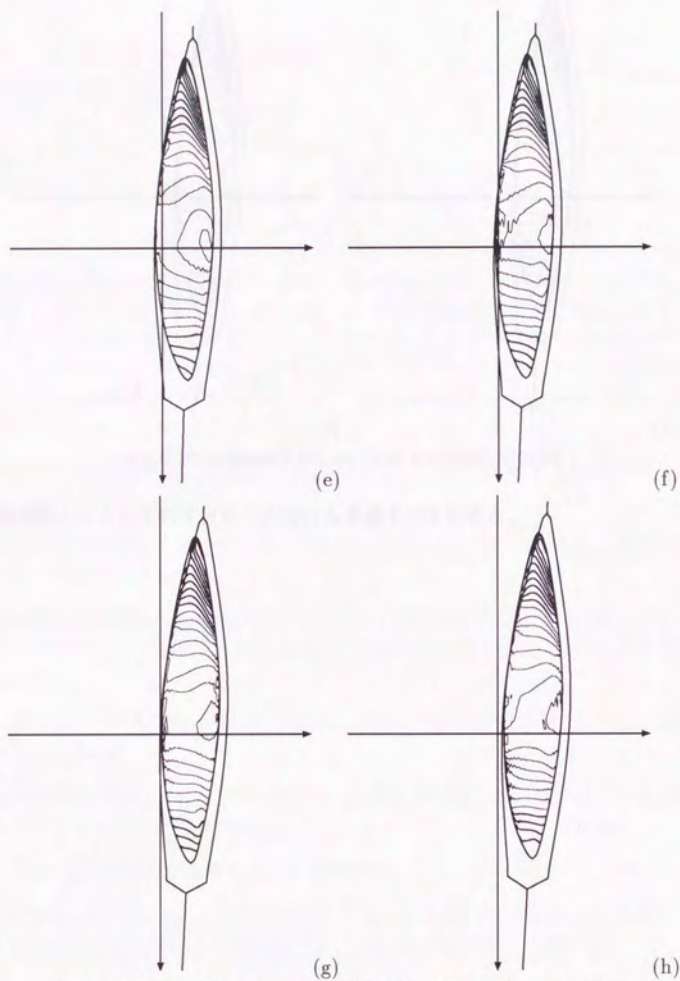


Fig.6.19(cotinued) Elapse time is (e)1.00, (f)1.25, (g)1.50, (h)1.75

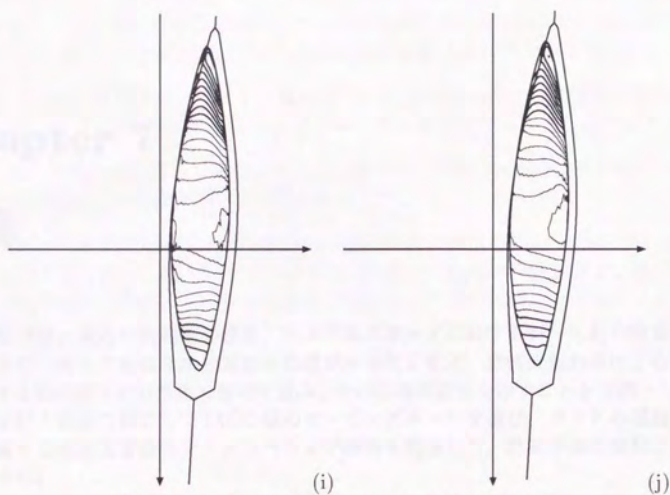


Fig.6.19(cotinued) Elapse time is (i)2.00, (j)2.25

高が多価関数となるのを許す方法への移行も考慮すべきである。

Chapter 7

結論

本研究では、最近の高速船の普及、アメリカズカップにおけるレース艇の開発での必要性などから、将来の船体3次元運動の取扱が不可欠と考え、数値流体力学による6自由度運動をする船体周りの粘性流の解析を試み、その応用可能性を示すことを目的とした。3次元運動を行う船舶の例としてIACC級のセーリングボートを選び、ヨットの運動中の船体周り流場と自由表面運動のシミュレーション技術を開発した。計算手法の開発として次の事を行った。

- 船体形状の表現を円筒座標系の関数で表現し、運動中の船体と自由表面に適合したO-O型格子系を生成した。
- 船体表面と計算格子の速度を別々に扱うことにより、ヨットの大きな姿勢変化に対応できる移動格子系とした。
- 船体運動の評価は、粘性流計算から得られる船体流体力、モデル式から得られるセール・ラダー・キールの流体力を用いて、ヨットの重心まわりの6自由度運動方程式から求めた。
- 移動格子法による船体運動の取り扱いを拡張し、針路変更時などに起きる大きな移動に対応可能とした。
- 船体運動時の数値不安定性の問題から、船体表面の格子が比較的粗くても摩擦応力が評価できるように壁関数を導入した。

また、この手法の検証及び応用として次の計算を行った。

- 定常流体力の評価としてIACC級ヨットJN32のLHT試験との比較を行い。横方向の圧力に起因する流体力の推定精度、圧力分布の定性的な一致を確認した。
- アップライト状態の船側波形の比較により、自由表面運動の評価が低周波成分を捉えている事を確認した。ただし水面波形の比較では、解像度の不足により高周波成分の減衰が大きい。

- 速度プロファイルの比較により、壁関数の導入で摩擦応力の過小評価が改善される事を確認した。また実験より低いレイノルズ数の計算ではあるが、JN35 船型のアップライト試験との比較により、抵抗値の推定が妥当である事を確認した。
- 高速な船体姿勢変化への対応を確認するため強制的なロール運動を実施し、通常のヨットのロール速度に対応してシミュレーションができることを確認した。
- ヨットの風上帆走状態の動的シミュレーションを行い、舵の制御によって風に対する針路を変更して船速を上げる状態を評価した。

本研究での船体以外の流体力は、簡単な経験式やモデル式を用いており、幾つかの考慮すべき性質が取り入れられていない。しかし、今後、これらの推定精度が、揚力面理論などによって導入されれば、ヨットの性能推定方法として非常に有益なものとなる。

ここで利用、開発した手法は、ヨット以外の3次元運動を行う船舶にも利用可能であり、今後考えられる、CFD と CAD を利用した船型設計システムの核となるべき部分である。今まで取り入れる事ができなかった3次元運動の処理を取り入れ、より一般的な船体の運動における粘性流の評価を可能にした。

Bibliography

- [1] 増山 豊, 中村 一郎, 多田納 久義, 坂口 一夫, 兼清 氏忠
「外洋セーリングヨットの実船性能」
日本造船学会論文集 平成5年11月, pp.377-378
- [2] 丸太晋一, 川野洋
「レース用ヨット船体の非対称流れと流体力」
東京大学船舶海洋工学科 卒業論文 1995年2月
- [3] 加藤寛一郎, 柄沢研治
「航空機力学入門」
東京大学出版会
- [4] Tahara, Y.
"Computation of Boundary-Layer and Wake Flows around IACC Sailing Yacht - For a Canoe Body Case -"
Kansai Soc.N.A., Japan, May 1995
- [5] Moche Rosenfeld and Dochan Kwak
"Time dipendent solution of viscus incompressible flows in moving co-ordinates"
Int.Journal for Numerical Methods in Fluids VOL.13,1311-1328(1991)
- [6] S.E.Rogers, D. Kwak
"Steady and Unsteady Solutions of the Incompressible Navier-Stokes Equations",
AIAA, vol.29, No.4, Apr,603-610(1991)
- [7] M. Zhu, H. Miyata, and H. Kajitani
"A Finite-Volume Method for the Unsteady Flow about a Ship in Generalized Coordinate Systems",
J. Soc. Naval Archit. Japan, Vol.167,(1990)
- [8] H.Mitsutake, M. Zhu and H. Miyata
"The structure of vortical flow related to the distortional wake of a tanker model",
Proc. CFD Workshop Tokyo 1994, Vol.1(March 1994),359-368

- [9] 吉田 修
「船体後部粘性流シュミレーションにおける乱流モデルの評価」
東京大学修士論文 1992 年
- [10] 大森 拓也
「計算流体力学的手法による船体操縦シミュレーション」
東京大学博士論文 1994 年 12 月
- [11] 広嶋 文哉
「CAD と CFD によるアメリカズカップ艇の設計」
東京大学修士論文 1995 年 2 月 (予定)
- [12] 渡辺 修、朱 明、宮田 秀明
「有限体積法による自由表面を含む船体まわりの粘性流のシミュレーション」
日本造船学会論文集 第 171 号、1992 年
- [13] 小山健夫、周正会、元良誠三、小柳雅志郎
「Circular Motion Test(CMT) による操縦性推定法について」
日本造船学会論文集 第 138 号、1975 年
- [14] Booth, T.B. and Bishop, R.E.D.
"The Planar Motion Mechanism",
Admiralty Experiment Works(1973)
- [15] Sawada, K. and Takanashi, S.
"A Numerical Investigation on Wing/Nacelle Interfaces of USB Configuration",
AIAA Paper, No.87-0455(1987)
- [16] Baldwin, B.S. and Lomax, H.
"Thin Layer Approximation and Algebraic Model for Separated Turbulent Flows"
AIAA Paper, No.78-257(1978)
- [17] Kaynak, U.
"Turbulence Modeling for Applied Computational Aerodynamics"
Proc. 4th Intr. Symp. on Computational Fluid Dynamics - Davis, Vol.I, pp. 576-581(1991)
- [18] Takakura, Y., Ogawa, S. and Ishiguro, T.
"Turbulence Models for Transsonic Viscous Flow"
AIAA Paper, No.89-1952CP(1989)
- [19] Rhie, C.M. and Chow, W.L.
"Numerical Study of the Turbulent Flow Past an Airfoil with Trailing Edge Separation"
AIAA JOURNAL, VOL.21, NO.11, NOVEMBER 1983

- [20] *Rogers, S.E., Kwak, D. and Kiris, C.*
 "Steady and Unsteady Solutions of the Incompressible Navier-Stokes Equations"
 AIAA JOURNAL, VOL.29, NO.4, APRIL 1991
- [21] *Spalding, D.B.*
 "A Single Formula for the "Law of the Wall""
 J. Applied Mech., pp. 455-458 (Sept. 1961)
- [22] 江口辰哉
 "帆走性能の推定法について"
 西部造船学会々報 第88号, pp. 39-56 (1994 5月)
- [23] *Inoue, S., Hirano, M. and Kijima, K.*
 "Hydrodynamic Derivatives on Ship Manoeuvring"
 Inter. Shipbuilding Progress, Vol.28, No. 321 (1981)
- [24] 不破健
 "斜航中の船体に働く流体力について"
 日本造船学会論文集, 第134号 (1973)
- [25] 貴島勝郎, 前川和義, 鳥野慶一
 "操縦運動時の主船体流体力の推定について"
 西部造船学会会報, 第87号, pp.135-143, 1993
- [26] 松井志郎, 楊建民, 玉島正裕, 山崎隆介
 "旋回する船体まわりの流場と流体力の計算"
 西部造船学会会報, 第88号 (1994)
- [27] *Harlow, F. H. and Welch, J. E.*
 "Numerical Calculation of Time-Dependent Viscous Incompressible Flow of Fluid with Free Surface"
 Phys. of Fluids, 8, 2182-2189, 1965
- [28] *Miyata, H., Nishimura, S. and Masuko, A.*
 "Finite-Difference Simulation of Nonlinear Waves Generated by Ships of Arbitrary Three-dimensional Configuration"
 J. Computational Phys., 60, pp.391-436, 1985
- [29] *Miyata, H., Nishimura, S.*
 "Finite-Difference Simulation of Nonlinear Ship Waves"
 J. Fluid Mech., 157, pp.327-357, 1985

- [30] *Zhu, M., Yoshida, O., Miyata, H. and Aoki, K.*
 "Verification of the Viscous Flow-Field Simulation for Practical Hull Forms by a Finite-Volume Method"
 Proc. Sixth Int. Conf. on Numerical Ship Hydrodynamics, 1993
- [31] *Miyata, H., Sato, T. and Baba, N.*
 "Difference Solution of a Viscous Flow with Free Surface Wave about an Advancing Ship"
 J. Computational Physics, vol.72, pp.393-421, 1987.
- [32] *Miyata, H., Watanabe, O. and Zhu, M.*
 "Numerical Study on a Viscous Flow with Free-Surface Waves about a Ship in Steady Straight Course by a Finite-Volume Method"
 J. of Ship Research, Dec. 1992.
- [33] *Akimoto, H., Miyata, H.*
 "Finite-volume simulation of a flow about a moving body with deformation"
 Proc. 5th Inter. Sympo. Computational Fluid Dynamics Vol.1, Sendai, pp.13-18, (Aug. 1993)
- [34] 川島英幹
 "CFD によるタンデム水中翼の制御シミュレーション"
 東京大学修士論文, (1995 年 2 月)
- [35] *Akimoto, H., Miyata, H.*
 "A ship hull design procedure using moving grid system"
 3rd Sympo. on Nonlinear and Free-Surface Flows, Hiroshima Univ. pp.37-40 (Nov. 1993)
- [36] *Akimoto, H., Ohmori, T., Kimura, K., Miyata, H.*
 "Application of finite volume method with moving boundary technique to hull-form design"
 The 6th Inter. Sympo. on practical design of ship and mobile units, Seoul KOREA, (Sep. 1994)

